

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO: TECNICAS
MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
ABRIL 1985.

1. ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ (COORDINADOR)
 Jefe
 Profesor
 Centro de Diseño Mecánico
 Ing. Méc.
 División de Ing. Méc.
 Facultad de Ingeniería
 UNAM 550 00 41
 México, D.F.
2. ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
 Jefe de Proyecto
 Facultad de Ingeniería
 México, D.F.
 550 00 41
3. DR. ENRIQUE CHICUREL UZIEL
 Investigador
 Instituto de Ingeniería
 UNAM
 México, D.F.
 550 52 15 Ext. 4470
4. ING. ALEJANDRO C. RAMIREZ REIVICH
 Profesor
 Centro de Diseño Mecánico
 Facultad de Ingeniería
 U N A M
 México, D.F.
 550 00 41
5. ING. MARCELO LOPEZ PARRA
 Profesor
 Facultad de Ingeniería
 México, D.F.
 550 00 41
6. ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
 Secretario del Departamento de Ingeniería Mecánica
 FACULTAD DE INGENIERIA
 UNAM
 México, D.F.
 550 00 41
7. SR. JORGE IZQUIERDO PELLON
 Ayudante de Profesor
 Facultad de Ingeniería
 UNAM
 México, D.F.
 550 00 41

U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERIA
 DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

PROGRAMA DEL CURSO : TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
 QUE SE IMPARTIRA DEL 15 DE ABRIL AL 19 DE ABRIL DE 1985.

FECHA	HORARIO	T E M A	P R O F E S O R
15/ABRIL	9:00-10:00	INTRODUCCION	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ
	10:00-11:00	ANALISIS DE ESFUERZOS	ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
	11:00-12:00	ANALISIS DE DEFORMACION	ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
	12:00-13:00	ESFUERZOS EN EL DISEÑO, CRITERIOS DE FALLA	ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
	15:00-16:00	CLASIFICACION DE LOS MATERIALES	ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
	16:00-17:00	PROPIEDADES FUNDAMENTALES DE LOS MATERIALES	ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
	17:00-18:00	CRITERIOS DE SELECCION, MATERIALES DE USO COMUN	ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
	18:00-19:00	CONCEPTOS METALURGICOS SOBRE FATIGA	ING. ARMANDO ORTIZ PRADO
16/ABRIL	9:00-10:00	CONCEPTOS BASICOS SOBRE MECANICA	ING. MARCELO LOPEZ PARRA
	10:00-11:00	DISEÑO DE FLECHAS	ING. MARCELO LOPEZ PARRA
	12:00-13:00	DISEÑO DE ACOPLAMIENTOS	ING. MARCELO LOPEZ PARRA
	15:00-16:00	TRANSMISIONES MECANICAS DE POTENCIA	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
	16:00-17:30	DISEÑO DE TRANSMISIONES POR BANDA	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
	17:30-19:00	DISEÑO DE TRANSMISIONES POR CADENA	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
17/ABRIL	9:00-11:00	PRINCIPIOS DE OPERACION DE LOS ENGRANES	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ
	11:00-13:00	DISEÑO DE TRANSMISIONES POR ENGRANES	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ

U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERIA
 DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

PROGRAMA DEL CURSO : TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
 QUE SE IMPARTIRA DEL 15 DE ABRIL AL 19 DE ABRIL DE 1985.

FECHA	HORARIO	T E M A	P R O F E S O R
	15:00-17:00	DISEÑO DE EMERAGUEZ Y FRENOS DE FRICCION	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
	17:00-19:00	DISEÑO DE RESORTES	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
18/ABRIL	9:00-11:00	SELECCION DE COJINETES Y RODAMIENTOS	ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
	11:00-13:00	PRINCIPIOS DE LA LUBRICACION	ING. JOSE PEQUEÑO GARZA
	15:00-17:00	OPTIMIZACION DE TAMAÑO Y FORMA DE ELEMENTOS MECANICOS	DR. ENRIQUE CHICUREL UZIEL
	17:00-19:00	EMPLEO DE CALCULADORAS PROGRAMABLES Y COMPUTADORAS	
		PARA EL DISEÑO.	SR. JORGE IZQUIERDO PELLON
19/ABRIL	9:00-13:00	APLICACIONES DEL METODO DEL ELEMENTO FINITO AL DISEÑO	
		DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.	DR. VICTOR MUCIÑO QUINTERO
	15:00-16:00	DISEÑO Y MANUFACTURAS AUXILIADOS POR COMPUTADORA:	
		"CAD/CAM".	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ
	16:00-19:00	PROYECTOS DEL CENTRO DE DISEÑO MECANICO Y DE INNOVA-	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
		CION TECNOLOGICA.	ING. MARCELO LOPEZ PARRA ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
			SR. JORGE IZQUIERDO

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

①

CURSO: TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

FECHA: Del 15 al 19 de abril de 1985.

		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION).	PUNTUALIDAD
CONFERENCISTA					
1.	ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ				
2.	ING. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA				
3.	ING. ARMANDO ORTIZ PRADO				
4.	ING. MARCELO LOPEZ PARRA				
5.	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH				
6.	ING. JOSE PEQUEÑO GARZA				
7.	DR. ENRIQUE CHICUREL UZIEL				
8.	SR. JORGE IZQUIERDO PELLON				
9.	DR. VICTOR MUCIÑO QUINTERO				
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA
INTRODUCCION				
ANALISIS DE ESFUERZOS				
ANALISIS DE DEFORMACION				
ESFUERZOS EN EL DISEÑO, CRITERIOS DE FALLA				
CLASIFICACION DE LOS MATERIALES.				
PROPIEDADES FUNDAMENTALES DE LOS MATERIALES				
CRITERIOS DE SELECCION, MATERIALES DE USO.				
CONCEPTOS METALURGICOS SOBRE FATIGA				
CONCEPTOS BASICOS SOBRE MECANICA				
DISEÑO DE FLECHAS				

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

EVALUACION DE LA ENSEANZA

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA
DISEÑO DE ACOPLAMIENTO				
TRANSMISIONES MECANICAS.DE POTENCIA				
DISEÑO DE TRANSMISIONES POR BANDA				
DISEÑO DE TRANSMISIONES POR CADENA				
PRINCIPIOS DE OPERACION DE LOS ENGRANES				
DISEÑO DE TRANSMISIONES POR ENGRANES				
DISEÑO DE EMBRAGUEZ Y FRENOS DE FRICCIÓN				
DISEÑO DE RESORTES				
SELECCION DE COJINETES Y RODAMIENTOS				
PRINCIPIOS DE LA LUBRICACION				

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

(2)

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
OPTIMIZACION DE TAMAÑO Y FORMA DE ELEMENTOS					
EMPLOEO DE CALCULADORAS PROGRAMABLES Y					
APLICACION DEL METODO DEL ELEMENTO FINITO					
DISEÑO Y MANUFACTURAS AUXILIADOS POR ...					
PROYECTOS DEL CENTRO DE DISEÑO MECANICO ...					

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

EVALUACION DEL CURSO

3

CONCEPTO		EVALUACION
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO CON EL CURSO	
4.	CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
5.	CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO	
6.	CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO	
7.	GRADO DE MOTIVACION LOGRADO CON EL CURSO	

ESCALA DE EVALUACION DE 1 A 10

1. ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE	AGRADABLE	DESAGRADABLE

2. Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	PERIODICO NOVEDADES ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	FOLLETO DEL CURSO

CARTEL MENSUAL	RADIO UNIVERSIDAD	COMUNICACION CARTA, TELEFONO, VERBAL, ETC.

REVISTAS TECNICAS	FOLLETO ANUAL	CARTELERA UNAM "LOS UNIVERSITARIOS HOY"	GACETA UNAM

3. Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL PARTICULAR	METRO	OTRO MEDIO

4. ¿Qué cambios haría usted en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

5. ¿Recomendaría el curso a otras personas?

SI	NO

6. ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

7. La coordinación académica fue:

EXCELENTE	BUENA	REGULAR	MALA

8. Si está interesado en tomar algún curso intensivo ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES DE 9 A 13 H. Y DE 14 A 18 H. (CON COMIDAS)	LUNES A VIERNES DE 17 A 21 H.	LUNES, MIÉRCOLES Y VIERNES DE 18 A 21 H.	MARTES Y JUEVES DE 18 A 21 H.

VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 14 H.	VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 13 Y DE 14 a 18 H.	O T R O

9. ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

10. Otras sugerencias:



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

ANALISIS DE ESFUERZOS Y DEFORMACION EN ELEMENTOS
MECANICOS

ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ
ABRIL, 1985

INTRODUCCION.

Definición de Diseño de Elementos de Máquinas:

" Determinar dimensiones críticas de elementos constitutivos de las máquinas, fabricados con materiales determinados, a fin de que soporten en forma segura, cargas diversas".

Los elementos que constituyen las máquinas son de una gran variedad, pero pueden agruparse y clasificarse, para efectos del diseño, en un número limitado de tipos, según su función, forma y cargas que deben soportar.

Como ejemplo se tiene la prensa troqueladora inclinable de las Figs. 2 y 3, en la cual el par del motor se transmite hasta el porta-troquel superior por medio de una transmisión de poleas y bandas, una flecha soportada en chumaceras, un par de engranes, un embrague, un cigueñal, una biela y una articulación esférica. Además el sistema tiene un freno. El bastidor es una viga curva ó C.

PRINCIPIOS BASICOS.

El diseño de elementos de máquinas se refiere básicamente a la resistencia de los mismos, aunque en el caso de las transmisiones por engranes ó transmisiones de banda y de cadena hay un aspecto cinemático. El cálculo por resistencia se basa en la Mecánica de Materiales.

CONCEPTOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION.

Según el modelo matemático tradicional, cuando un cuerpo sólido deformable se somete a fuerzas ó cargas diversas y se corta por un plano, como se muestra en la Fig. 4, en éste se generan fuerzas interiores que equilibran, en cualquier porción del cuerpo, a las fuerzas exteriores.

La resultante R de las fuerzas interiores actuando sobre el plano de corte, se puede descomponer en una fuerza normal R_n y en una fuerza cortante R_s que actúan sobre toda el área de corte. A su vez R_n y R_s son las resultantes de pequeñas fuerzas R_n y R_s , respectivamente, que actúan sobre pequeñas áreas a . Ver Fig. 5.

Se define $\lim_{\Delta a \rightarrow 0} \frac{\Delta R_n}{\Delta a} = \frac{dR_n}{da} = \sigma$ esfuerzo normal

$\lim_{\Delta a \rightarrow 0} \frac{\Delta R_s}{\Delta a} = \frac{dR_s}{da} = \tau$ esfuerzo cortante

Si se corta el cuerpo por un plano paralelo al primero y a una distancia dx y se repite la operación con pares de planos paralelos, siendo cada par perpendicular a las direcciones x, y, z , se delimitará un prisma según las Figs. 6 y 7. En cada una de las caras del prisma actúa un esfuerzo normal y dos esfuerzos cortantes.

La condición de la Fig. 7 se denomina Estado Triaxial de esfuerzos. en un punto del cuerpo.

Si se considera que el elemento o prisma está en la superficie del cuerpo, se eliminan los esfuerzos en las caras perpendiculares al eje z , según la Fig. 8. También, por razones de equilibrio, se eliminan todas las fuerzas en dicha dirección, quedando solamente ocho fuerzas y por consiguiente ocho esfuerzos, cuatro normales y cuatro cortantes. Ver Fig. 9. A ésta condición se le llama Estado Biaxial ó Plano de Esfuerzos y constituye una simplificación práctica y suficiente para la solución de los problemas comunes de diseño en ingeniería.

Por razones de equilibrio, los esfuerzos normales en caras opuestas del prisma son iguales en valor absoluto. Igualmente, se puede demostrar que todos los esfuerzos cortantes son iguales en valor absoluto. Por lo tanto, un Estado Biaxial de Esfuerzos se determina por tres esfuerzos:

$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ ó $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ ó $\sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}$
y se puede representar como en la Fig. 10.

ESFUERZOS EN PLANOS CON CUALQUIER ORIENTACION.

En el cálculo por resistencia de elementos estructurales se pueden encontrar los valores de ciertos esfuerzos para un material determinado, en tablas donde se consignan los resultados de pruebas no realizadas. Dichos esfuerzos han sido medidos sobre una probeta en una dirección determinada, que no es necesariamente la misma en la que se generarán los esfuerzos máximos en la pieza que se está calculando. Por tanto, hay necesidad de conocer como varían los esfuerzos cuando cambia la orientación del plano de referencia.

Se presenta el problema de, conocidos tres esfuerzos $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ que definen un estado biaxial según los ejes x, y , encontrar los valores de los esfuerzos $\sigma_\theta, \tau_\theta$ en un plano definido por los ejes r, s , girados un ángulo θ con respecto a aquellos

to a aquellos. De la Fig. 11 se pueden deducir:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad \text{--- (A)}$$

$$\tau_{\theta} = - \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad \text{--- (B)}$$

ESFUERZOS MAXIMOS.

De las expresiones A y B se deducen , derivando e igualando a cero, las siguientes:

$$\tan 2\theta = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} \quad \text{--- (C)}$$

$$\tan 2\theta = \frac{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}}{\tau_{xy}} \quad \text{--- (D)}$$

Los valores de θ en C y D son los que hacen máximos, respectivamente, los valores de σ_{θ} y τ_{θ} .

CIRCULO DE MOHR PARA LOS ESFUERZOS.

Manipulando las expresiones A y B se obtiene:

$$\left[\sigma_{\theta} - \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) \right]^2 + \tau_{\theta}^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2$$

que es la ecuación de un círculo en un sistema de ejes $\sigma_{\theta}, \tau_{\theta}$

El centro está en el eje de las abscisas y el radio es

$\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$. Dicho círculo se denomina de MOHR y es el

lugar geométrico de todos los pares de valores de $\sigma_{\theta}, \tau_{\theta}$, incluidos los pares de valores particulares σ_x, τ_{xy} ; $\sigma_y, -\tau_{xy}$.

que sirven de referencia, para cualquier valor del ángulo θ .

Ver Fig. 12.

Para cada estado biaxial de esfuerzos particular, corresponde un círculo de Mohr. Las coordenadas de cada punto del círculo corresponden a los valores del esfuerzo normal y del esfuerzo cortante en un plano determinado del prisma. Se toman como referencia los valores conocidos σ_x, σ_y y a partir de su localización se miden los ángulos de orientación de los planos que se deseen, dando el círculo el doble del ángulo θ .

Son valores importantes σ_1, σ_2 , pues son los valores extremos de los esfuerzos normales y se denominan Esfuerzos Principales. Por convención los valores positivos son tensión y los negativos compresión. Para un estado de esfuerzos dado, hay dos esfuerzos cortantes máximos iguales en valor absoluto e iguales también al radio del círculo. Los ángulos θ de orientación son positivos en el sentido contrario a las manecillas.

CONCEPTO DE DEFORMACION.

Sea el cuerpo sólido deformable A de la Fig. 12, en el cual se marcan los segmentos PQ y PR, que forman entre sí un ángulo θ . Si se aplican fuerzas exteriores, el cuerpo se deforma y los segmentos cambian de longitud, alargándose o acortándose y además cambia el ángulo entre ellos. Es decir, el cuerpo sufre un cambio de dimensiones y un cambio de forma.

Dichos cambios, según el principio de superposición, pueden analizarse separadamente. Se tiene la Fig. 13, donde

- e_x : alargamiento (o acortamiento) según el eje x.
- e_y : alargamiento (o acortamiento) según el eje y.
- e_s : desplazamiento del punto R a R', por cambio de forma.

La deformación se define como la relación $\frac{e_x}{L}$ ó $\frac{e_y}{L}$ ó $\frac{e_s}{L}$.

Se define: $\lim_{L \rightarrow 0} \frac{e_x}{L} = \frac{de_x}{dx} = \epsilon_x$: deformación axial según x
 $\lim_{L \rightarrow 0} \frac{e_y}{L} = \frac{de_y}{dy} = \epsilon_y$: deformación axial según y
 $\lim_{L \rightarrow 0} \frac{e_s}{L} = \frac{de_s}{dL} = \gamma_{xy}$: deformación cortante respecto a x, y.

Para los cálculos comunes de diseño en ingeniería, se considera un estado Biaxial ó Plano de Deformación, determinado por una terna de valores:

$$\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy} \quad \text{ó} \quad \epsilon_x, \epsilon_z, \gamma_{xz} \quad \text{ó} \quad \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{yz}$$

Como en el caso de los esfuerzos, se pueden deducir ecuaciones de transformación, a fin de encontrar, a partir de un terna de valores conocidos $\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$ de un estado biaxial de deformación, un par de valores referidos a ejes que hacen un ángulo θ con respecto a los originales. Las expresiones resultantes son:

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)}{2} \cos 2\theta + \gamma_{xy} \sin 2\theta \quad (F)$$

$$\frac{\gamma_{\theta}}{2} = \frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)}{2} \sin 2\theta + \gamma_{xy} \cos 2\theta \quad (G)$$

También se puede construir un Círculo de Mohr para las Deformaciones. Ver Fig. 14.

El Círculo de Mohr para las Deformaciones es muy similar al de los Esfuerzos. Las deformaciones extremas se llaman Deformaciones Principales (deformaciones axiales). Las deformaciones cortantes aparecen a la mitad en el círculo.

CARGAS TIPICAS.

La aplicación de la Mecánica de Materiales al diseño mecánico consiste, en principio, en encontrar, para una pieza determinada, las relaciones de causa a efecto entre las fuerzas exteriores ó cargas aplicadas, la resistencia del material y las dimensiones de la sección recta resistente de la pieza.

A fin de sistematizar el análisis, se clasifican las cargas posibles en cuatro tipos, según las deformaciones y esfuerzos que producen. Dichos tipos de cargas se asocian con formas también típicas de estructuras y son:

<u>Carga</u>	<u>Elemento estructural</u>
Axial. Tensión ó compresión.	Prisma, columna.
De flexión	Viga.
De torsión	Flecha.
De pandeo	Prisma, columna.

Varias cargas típicas pueden aplicarse en forma combinada a un elemento estructural. Cualquier componente de una máquina ó dispositivo mecánico puede considerarse en forma simplificada como cualquiera de los elementos estructurales típicos. Así por ejemplo, los dientes de los engranes se tratan como vigas empotradas sujetas a flexión y los resortes helicoidales como barras sujetas a torsión.

CARGA AXIAL.

Cuando se aplica una carga normal sobre el eje longitudinal de una pieza prismática, se tiene: $s = \frac{P}{A}$

donde: s= esfuerzo normal

P= carga

A= area de la sección recta normal al eje.

La deformación está dada por:

$$\epsilon = \frac{s}{E} : = \frac{|\epsilon_{\text{transversal}}|}{|\epsilon_{\text{axial}}|}$$

donde:

- ϵ = deformación axial
- s = esfuerzo normal
- E = módulo de elasticidad.
- ν = relación de Poisson.

CARGA FLEXIONANTE.

Cuando sobre una viga de sección recta uniforme y con un plano longitudinal de simetría se aplican cargas en dicho plano, la viga se flexiona. La resistencia a la flexión está dada por:

$$s = \frac{Mc}{I}$$

donde:

- M = momento flexionante máximo.
- c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada.
- I = momento de inercia de la sección recta transversal de la viga.

La deformación de la viga está dada por:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

donde:

- M = ecuación del momento en función de x .

CARGA DE TORSION.

Cuando una barra de sección rectacircular está sujeta a un par de torsión, la barra se tuerce por la acción de fuerzas cortantes. La resistencia está dada por:

$$s_s = \frac{-Tr}{J}$$

donde:

- s_s = esfuerzo cortante
- T = par de torsión aplicado
- J = momento polar de inercia de la sección recta transversal

La deformación está dada por:

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

donde:

θ = ángulo de torsión.
L = longitud de la flecha.
G = módulo de transversal de alesticidad.

CARGAS DE PANDEO.

Cuando a un prisma ó columna cuyo radio de giro de su sección transversal es muy pequeño en comparación con su longitud, se le aplica una carga axial de compresión, la columna puede fallar por pandeo, aunque la carga aplicada origine esfuerzos normales de compresión seguros, es decir, por debajo del límite elástico y del esfuerzo de fluencia. En términos generales se usa la expresión de Euler para el cálculo de columnas largas:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

donde:

P_{crit} = carga crítica a la cual puede ocurrir el pandeo.

K = constante por el método de sujeción de los extremos de la columna;

K = 1 para ambos extremos articulados

K = 0.7 para un extremo articulado y el otro fijo

K = 0.5 para ambos extremos fijos.

K = 2 para un extremo fijo y el otro libre.

L = longitud de la columna.

CRITERIOS DE FALLA

"Falla" puede definirse de varias maneras cuando se aplica a la incapacidad de un elemento ó componente para continuar soportando las cargas requeridas. Puede tener tres aspectos:

Fluencia en materiales dúctiles, con deformación permanente de la pieza.

Inestabilidad elástica o pandeo, en columnas o recipientes, produciéndose el colapso.

Fractura de materiales frágiles bajo carga estática ó de materiales dúctiles bajo carga cíclica, por fatiga.

El enfoque ingenieril del problema de la falla se basa en considerar a los materiales con comportamiento elasto-plástico ideal. Además, hay la necesidad de atenerse a los datos experimentales de pruebas uniaxiales, puesto que no hay mucha información sobre el comportamiento bajo cargas biaxiales y triaxiales.

En los materiales dúctiles, que son la mayoría de los usados como miembros estructurales de las máquinas, es muy necesario conocer el fenómeno de fluencia.

Los dos criterios más comúnmente usados son el de Tresca ó del esfuerzo cortante máximo y el de von Mises ó de la energía de distorsión.

CRITERIO DE TRESCA

Postula que la fluencia ocurre cuando el esfuerzo cortante τ en cualquier plano alcanza un valor crítico k que es característico del material y que debe ser evaluado para dicho material en las mismas condiciones en que será usado. Puede escribirse:

$$\tau_{cut} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = k$$

donde σ_1 y σ_3 son los esfuerzos principales máximo y mínimo.

El valor de k puede determinarse experimentalmente determinando los valores σ_1, σ_2 a los cuales ocurre la fluencia. Estrictamente, k debería determinarse mediante una prueba de torsión. Sin embargo, para fines prácticos es más conveniente usar los resultados de la prueba de tensión, en cuyo caso se enuncia el criterio del ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO así:

" La falla de un material dúctil ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo aplicado alcanza el valor del esfuerzo cortante máximo correspondiente a la prueba de tensión, donde el esfuerzo principal máximo es el esfuerzo de fluencia. Esto se puede ver en la Fig. 15

Del círculo de Mohr para la prueba de tensión sale:

$$\text{ó } s_{sy} = \frac{s_y}{2}$$

lo que equivale a decir que $k = \frac{s_y}{2}$ para la ecuación de Tresca.

CRITERIO DE VON MISES

También considera que la falla ocurre por torsión. Considera que la fluencia ocurre cuando

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2 s_y^2$$

En la práctica, el criterio se enuncia como de la ENERGÍA DE DEFORMACIÓN y establece que:

" La falla ocurre cuando la energía elástica de deformación alcanza cierto valor que comparado con la energía de deformación de la prueba de tensión simple, da:

$$s_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \quad \text{--- (H)}$$

sustituyendo los valores de σ_1 y σ_2 :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} ; \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

dá:

$$s_y^2 = \sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \tau_{xy}^2$$

Para torsión pura $\sigma_2 = -\sigma_1$; $\tau = \sigma_1$

Por lo tanto $s_{sy} = 0.557 s_y$

Puede mencionarse lo que a veces se llama criterio del ESFUERZO NORMAL MAXIMO que establece que la falla ocurre cuando el esfuerzo normal alcanza el valor del esfuerzo de fluencia en la prueba de tensión. Este criterio solamente puede aplicarse a casos de cargas simples, axiales, tensión ó compresión

CRITERIOS DE FALLA DE MATERIALES FRAGILES.

El uso de hierros fundidos, carburos y cerámicas en varias aplicaciones ingenieriles, es muy común. Estos materiales se consideran frágiles y en ellos no ocurre la fluencia sino la falla es por fractura frágil.

Hay muchas teorías para predecir la falla en materiales frágiles y se pueden clasificar en empíricas como las de Coulomb, Marin y Paul y las que consideran los esfuerzos necesarios para iniciar la fractura a partir de defectos pre-existentes, desarrolladas por Griffith, Fisher, Babel, Sines.

En la Fig. 16 se muestran gráficas correspondientes a varios criterios.

CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA.

La fatiga es un fenómeno local que implica daño y la propagación subsecuente de grietas de fatiga bajo condiciones de carga cíclica ó fluctuante. Cuando un elemento se sujeta a esfuerzos fluctuantes, puede fallar después de un determinado número de ciclos. Se han propuesto varios criterios para el análisis de la fatiga debida a esfuerzos combinados

Ver Figs. 17,18,19,20,21,22,23,24.

FATIGA Y CONCENTRACION DE ESFUERZOS.

Las relaciones de la Tabla I son adecuadas para los casos en que las cargas son uniformes y los materiales homogéneos. Cuando no es éste el caso, hay que introducir correcciones a dichas relaciones. En un gran número de aplicaciones, las cargas aplicadas no son uniformes o no varían uniformemente, sino que fluctúan, es decir su magnitud y su sentido varía cíclicamente, según patrones definidos: senoidales, cuadrados, de dientes de sierra, etc. Si la fluctuación de la carga se produce sobre una pieza donde haya cambios o transiciones bruscas de forma, tales como agujeros, esquinas agudas, estrechamientos, entonces puede ocurrir la falla de la pieza en forma de rotura debido a un fenómeno llamado fatiga, aún cuando los esfuerzos sean seguros, es decir menores que el de cedencia correspondiente al material de la pieza, según las pruebas de tensión.

Considerando el estado de esfuerzos en el miembro con dos anchos sujeto a tensión, según la Fig. 7, se tiene que en cada extremo las fuerzas internas y por lo tanto los esfuerzos están uniformemente repartidos en la sección recta. Sin embargo en la región donde cambia el ancho, hay una redistribución de las fuerzas internas que ya no están uniformemente repartidas en la sección, sino que hay una acumulación de dichas fuerzas y por lo tanto de los esfuerzos en las esquinas, con valor mucho mayor que el promedio para la sección. Por lo tanto, y a pesar de ser una carga axial, no es válida la relación $S = \frac{P}{A}$. El esfuerzo máximo ocurre en algún punto de la esquina y es paralelo al límite en tal punto.

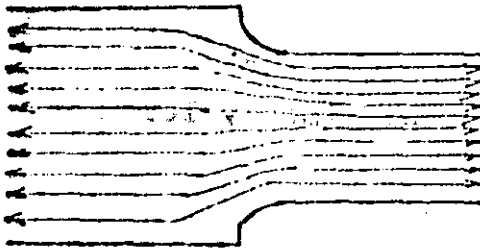


FIG. 7

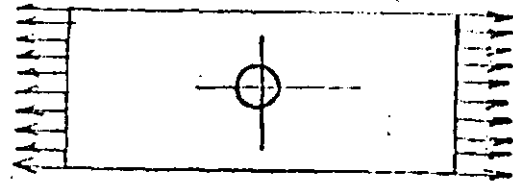


FIG. 8-1

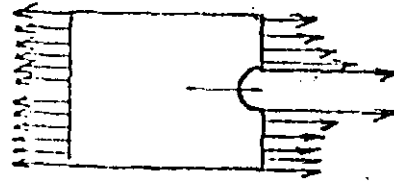


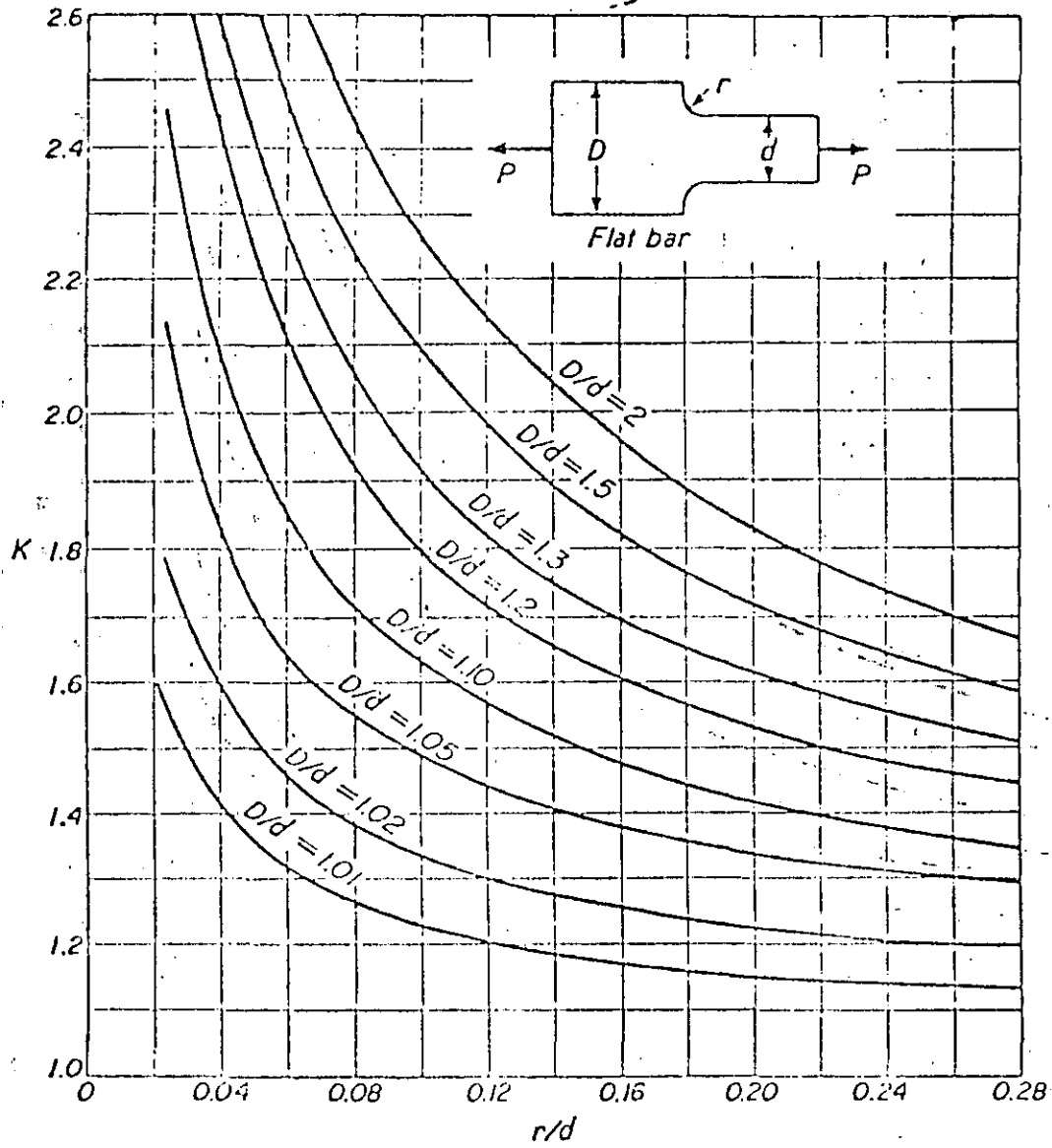
FIG. 8-2

Otro ejemplo, es el de la Fig. 8-1 de una barra en tensión con un agujero circular. Si se corta en la sección recta que pasa por el centro del barrenado, las fuerzas en tensión serán como en la Fig. 8-2. Dichas fuerzas son uniformes prácticamente en toda la sección, excepto en las proximidades del barrenado, donde aumentan considerablemente: Este aumento puede originar que una grieta minúscula se propague cuando la carga es fluctuante, y que el miembro estructural falle por rotura. Esta acción se conoce como falla por fatiga.

Esta irregularidad en la distribución de los esfuerzos causada por cambios abruptos de forma se llama "concentración de esfuerzos" y se presenta en cualquier tipo de carga: axial, flexionante ó cortante, cuando hay esquinas, agujeros, ranuras, cuñeros, marcas de identificación de herramientas ó huellas hechas accidentalmente. Aún inclusiones y fisuras minúsculas en la superficie o interior del material actúan como "elevadores de esfuerzos". El valor máximo de los esfuerzos en dichos puntos se encuentra multiplicando el valor del esfuerzo dado por la ecuación elemental por un factor de concentración de esfuerzos K que se define:

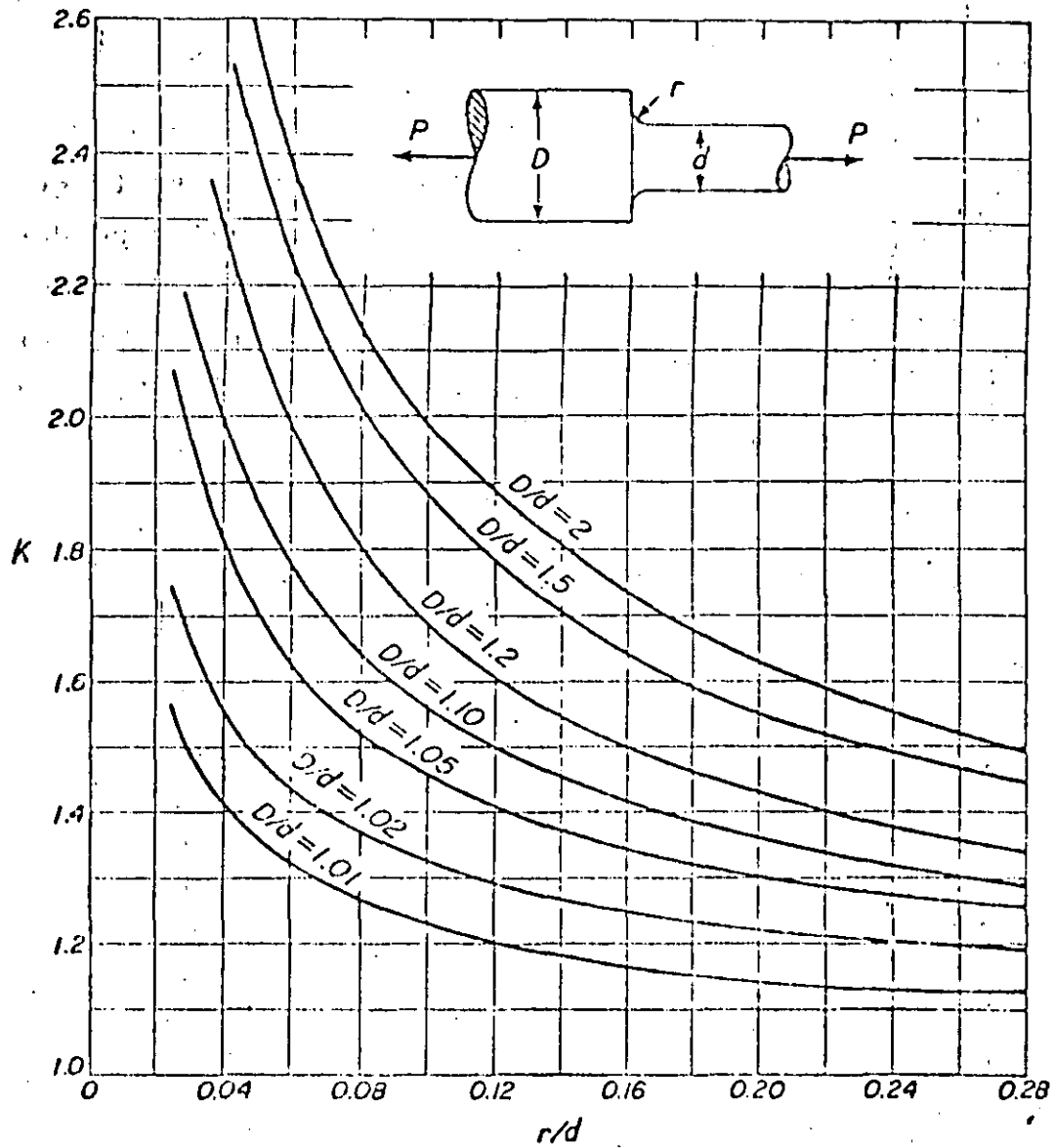
$$K = \frac{\text{Valor más alto en esquinas, ranuras agujeros}}{\text{Valor según la ecuación elemental para la sección recta mínima}}$$

Los valores de K se pueden determinar experimentalmente mediante análisis fotoelástico o medición directa con "strain gauges". En las Figs. 9 a 15 están graficados los valores de K para diversos casos.



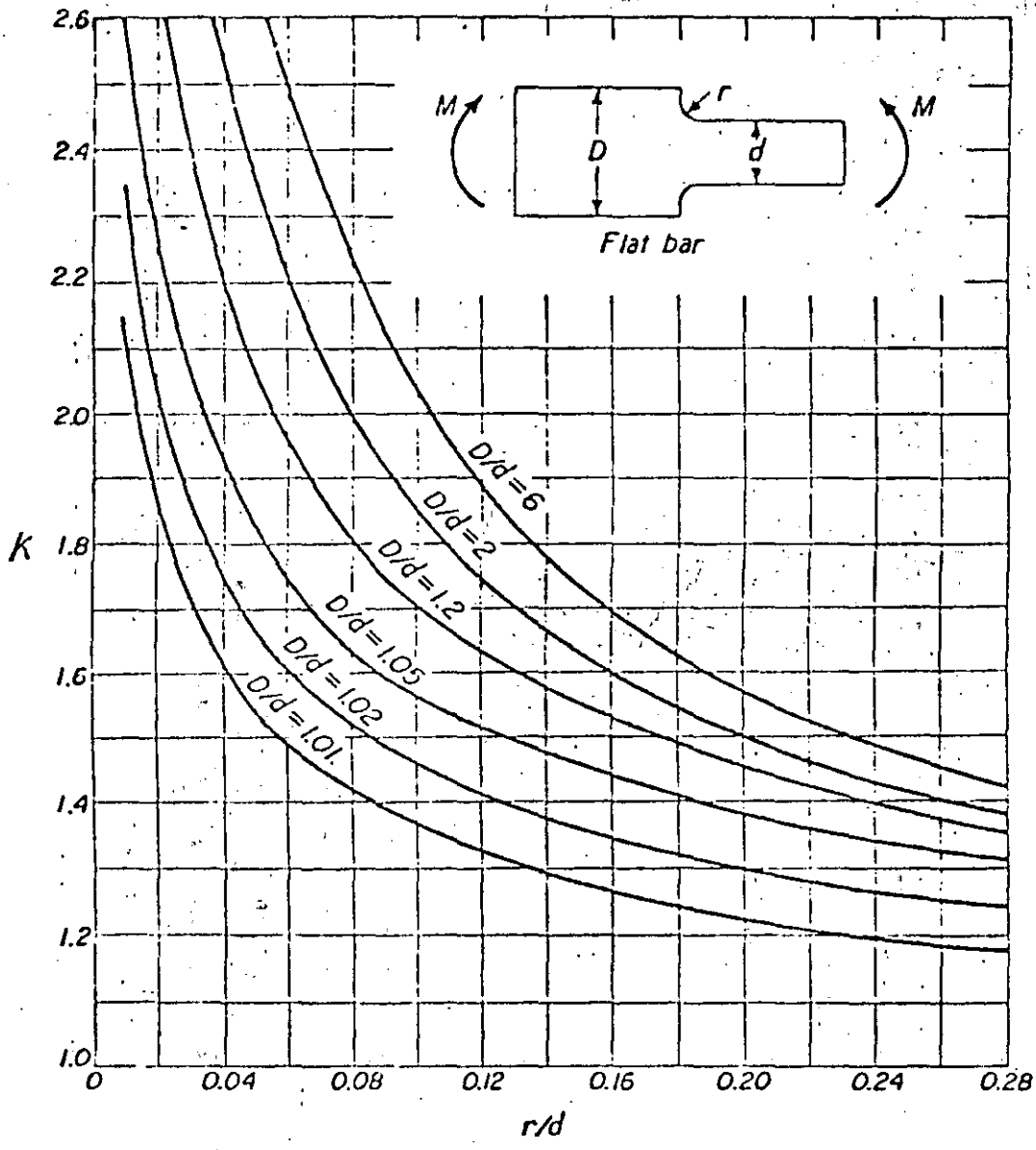
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for flat bar in tension or compression to be applied to the stress in the section of width d .

FIG. 9



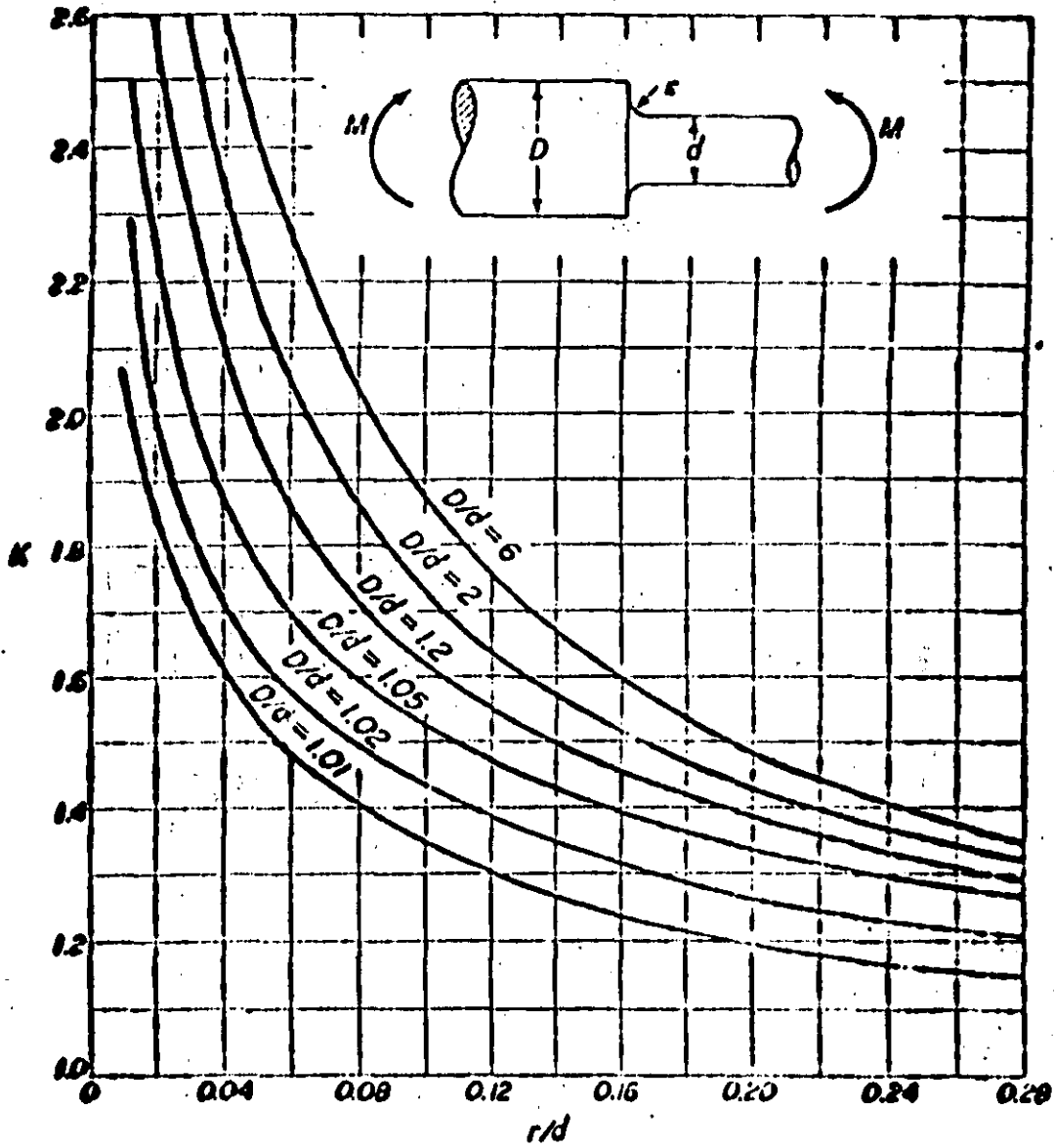
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in tension or compression to be applied to the stress in the section diameter d .

FIG. 10



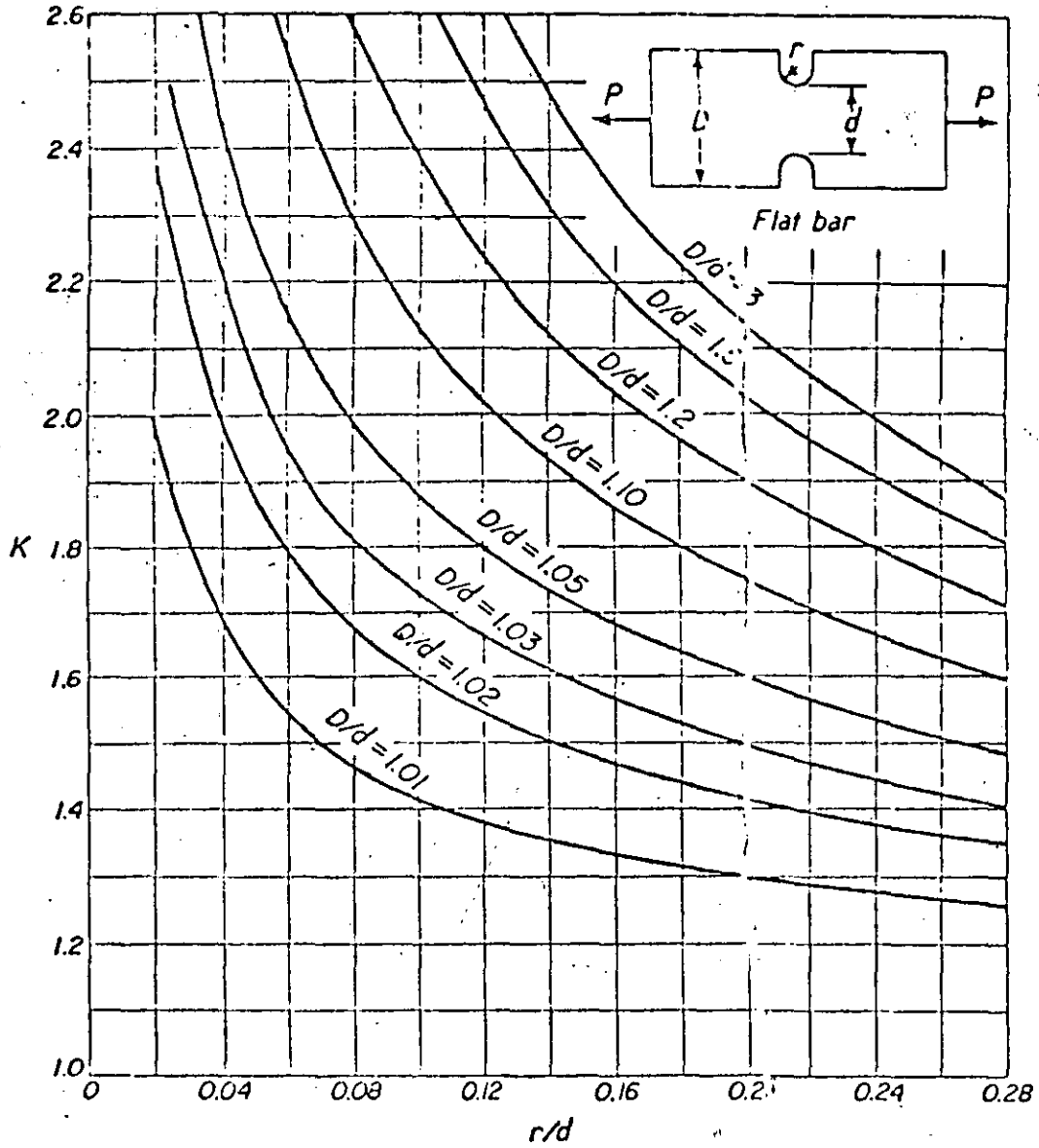
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for flat bar in bending to be applied to the stress in the section of width d .

FIG. 11



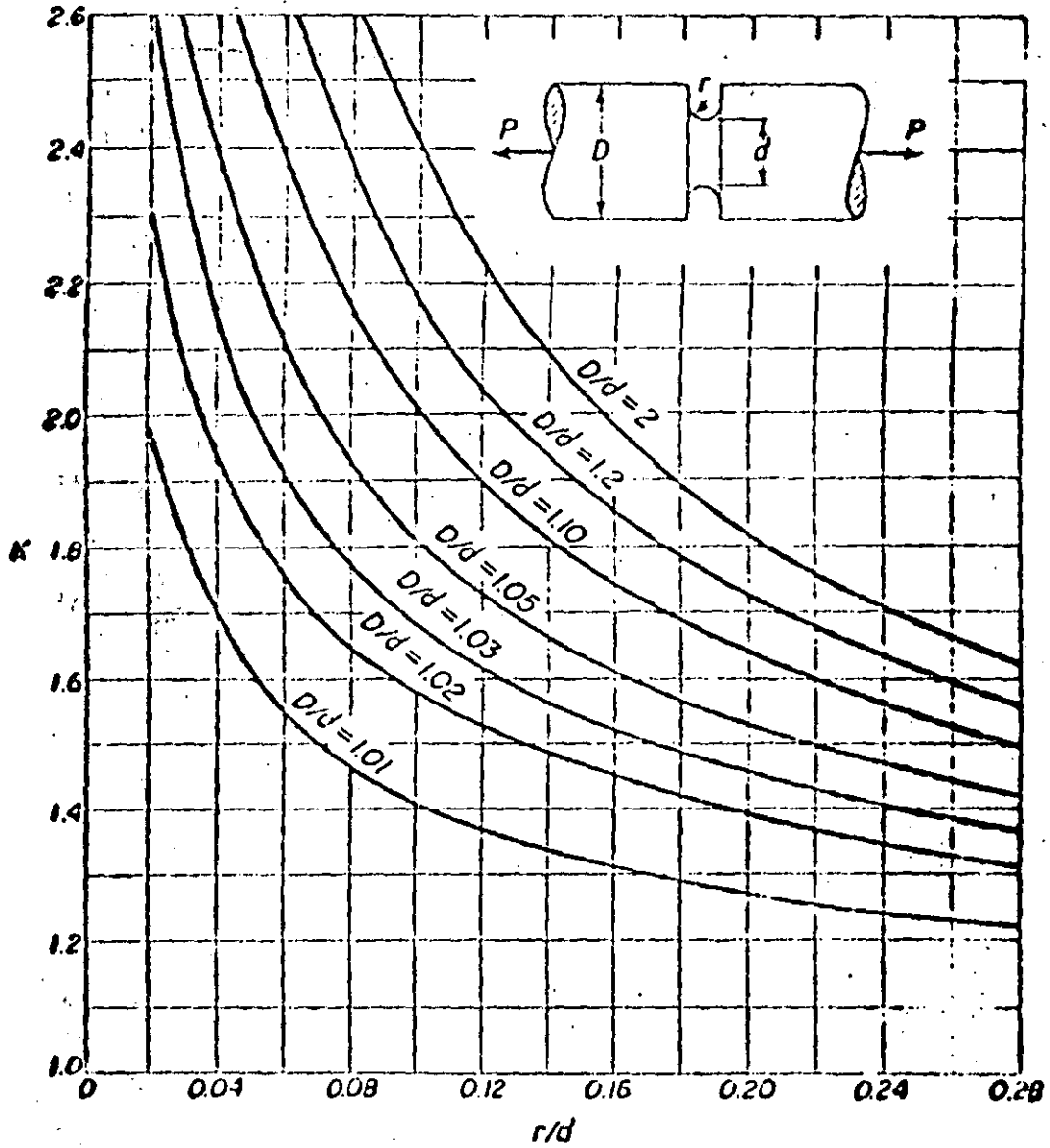
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in bending to be applied to the stress in the section of diameter d .

FIG. 12



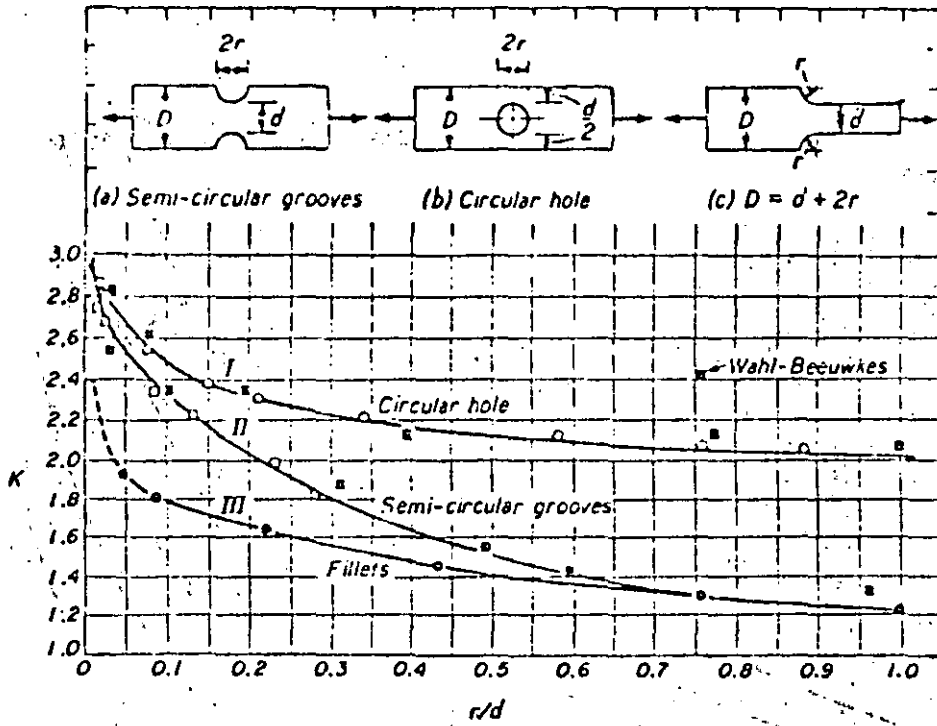
Factors of stress concentration K for grooves of various depths in tension or compression to be applied to the stress in the section of a flat bar of width d .

FIG. 13

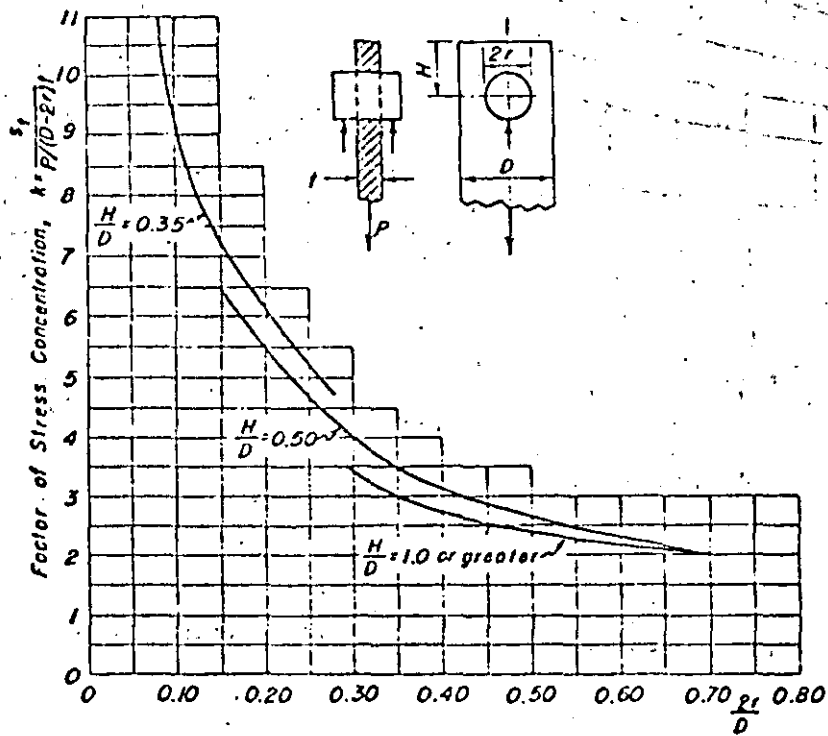


Factors of stress concentration K for grooves of various depths for round bar in tension or compression to be applied to the stress in the section of diameter d .

FIG. 11



Invariant cases in tension and compression.



Stress concentration factors around a central circular hole in a plate loaded through a pin in the hole.

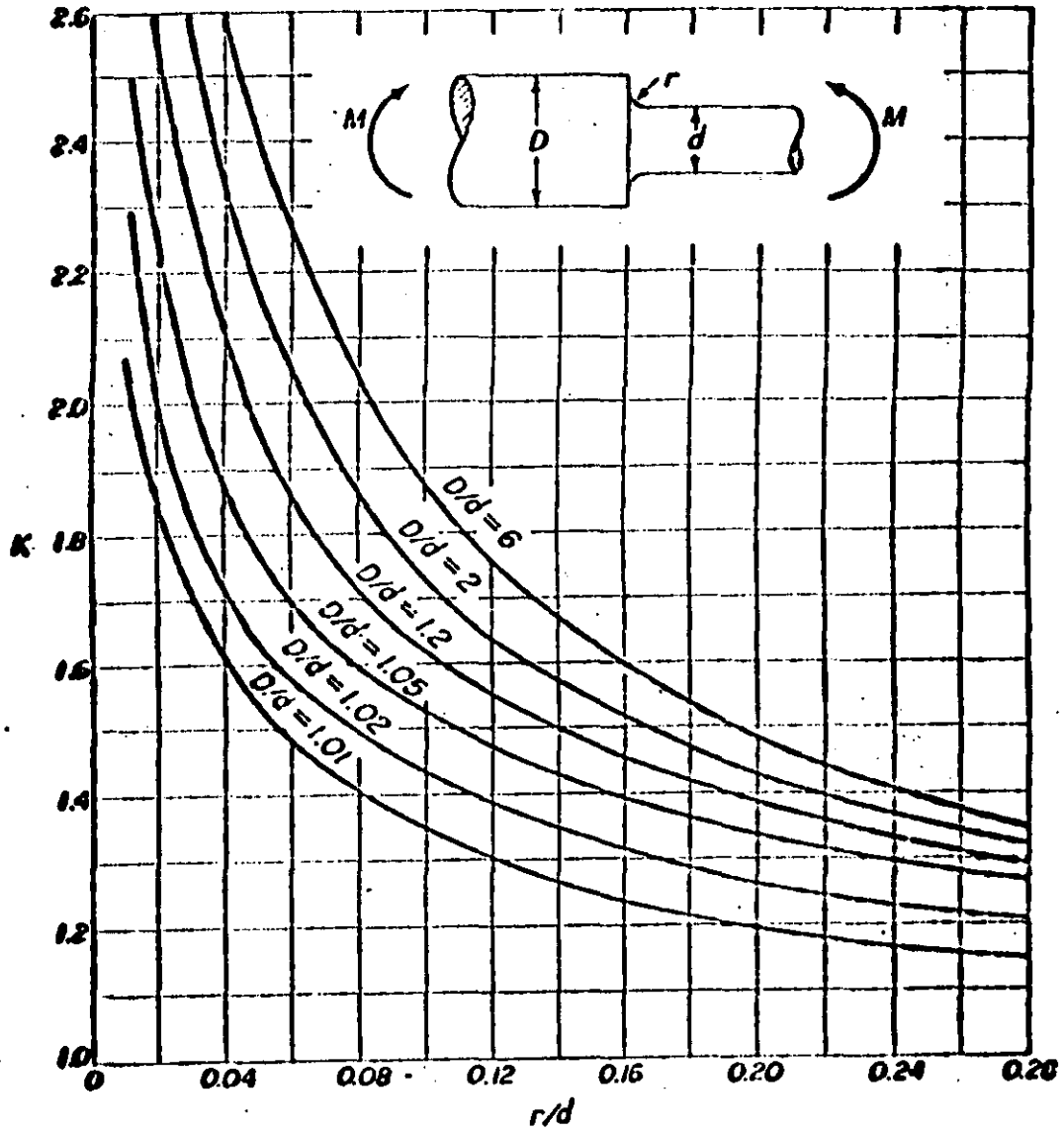
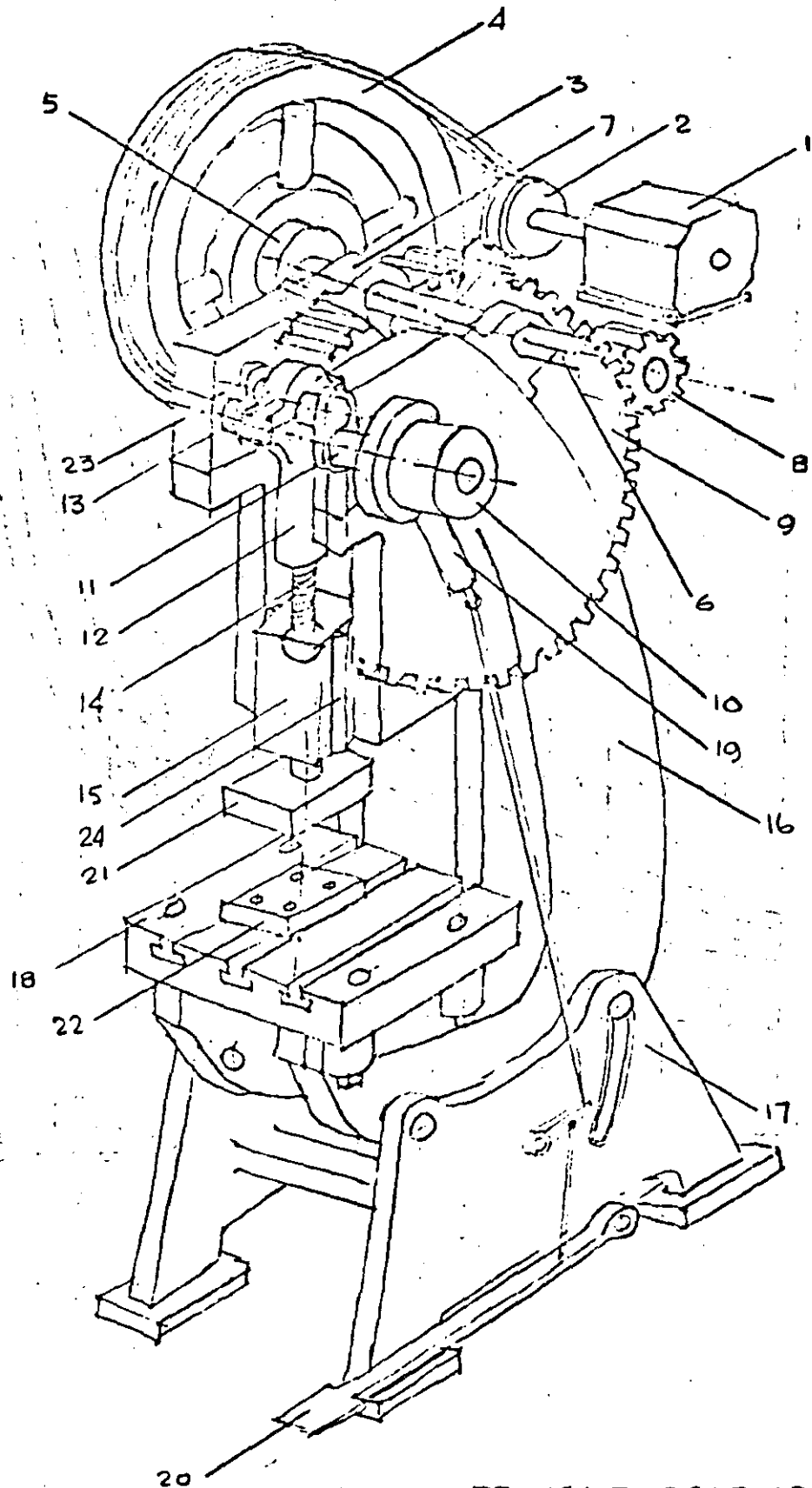


Figure 2-7 Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in bending to be applied to the stress in the section of diameter d .



PRENSA TROQUELADORA
INCLINABLE.

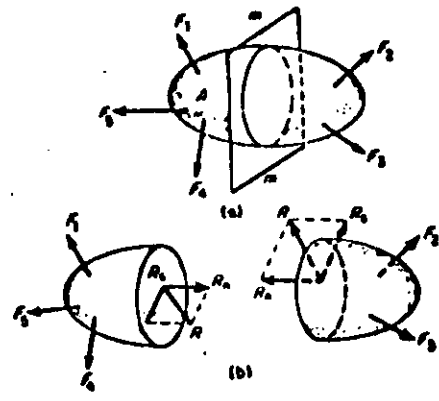


FIG. 1-1

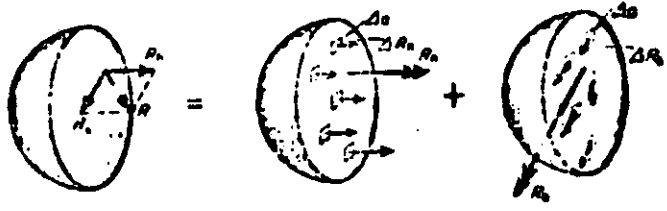


FIG. 1-2

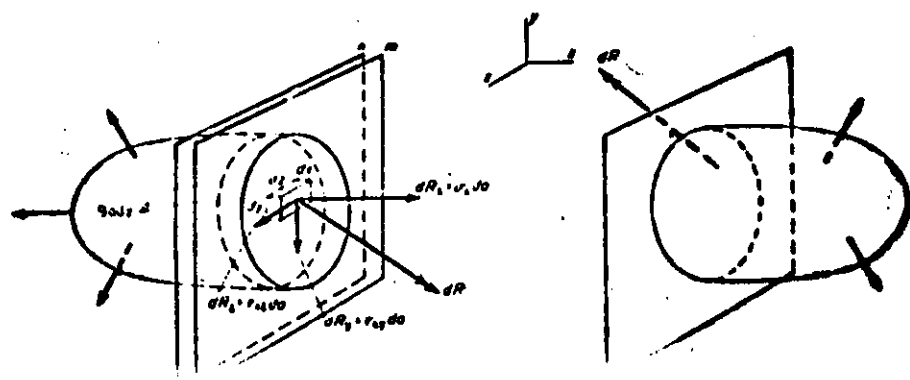


FIG. 1-3

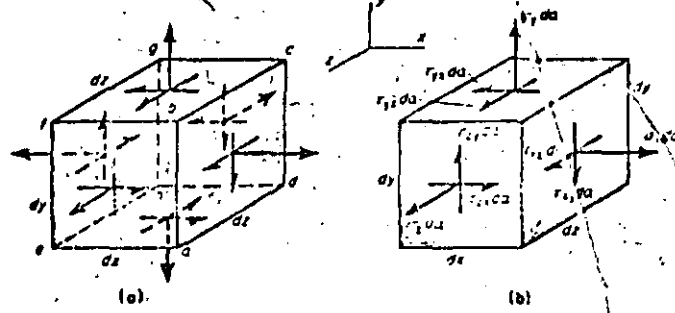


FIG. 1-4

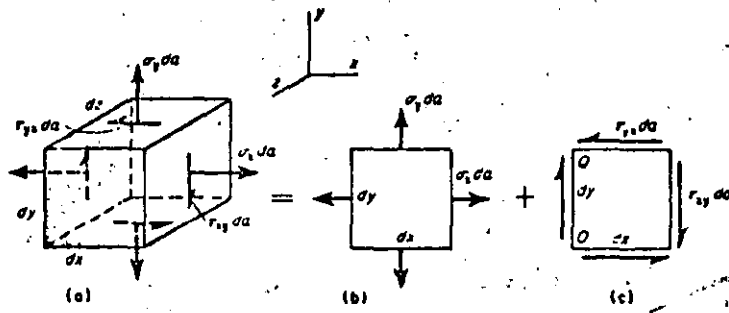


FIG. 1-5

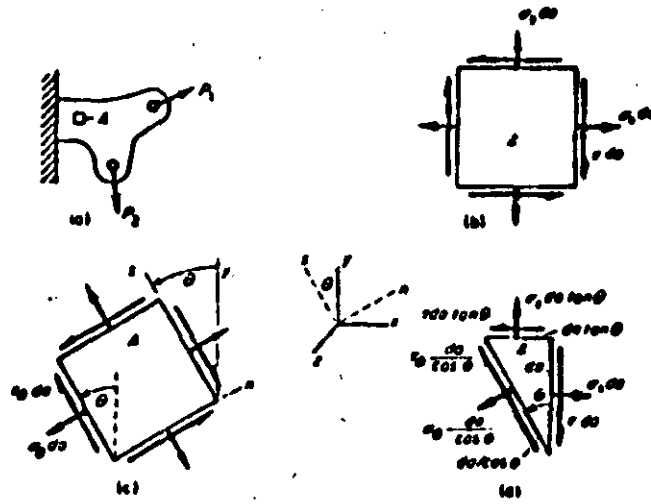


FIG. 1-6

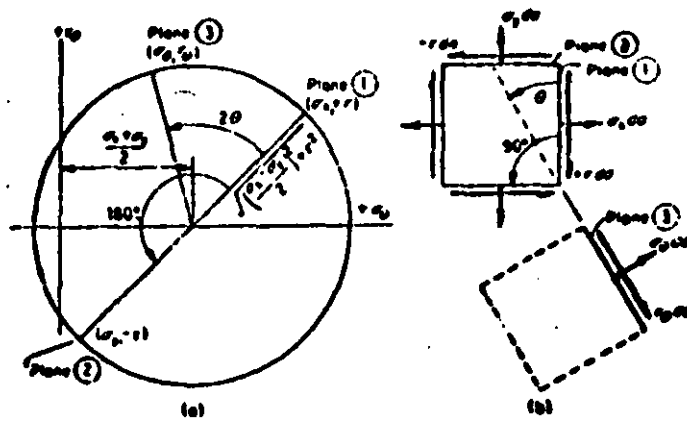
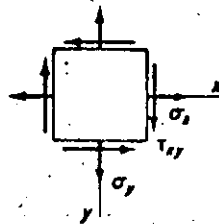
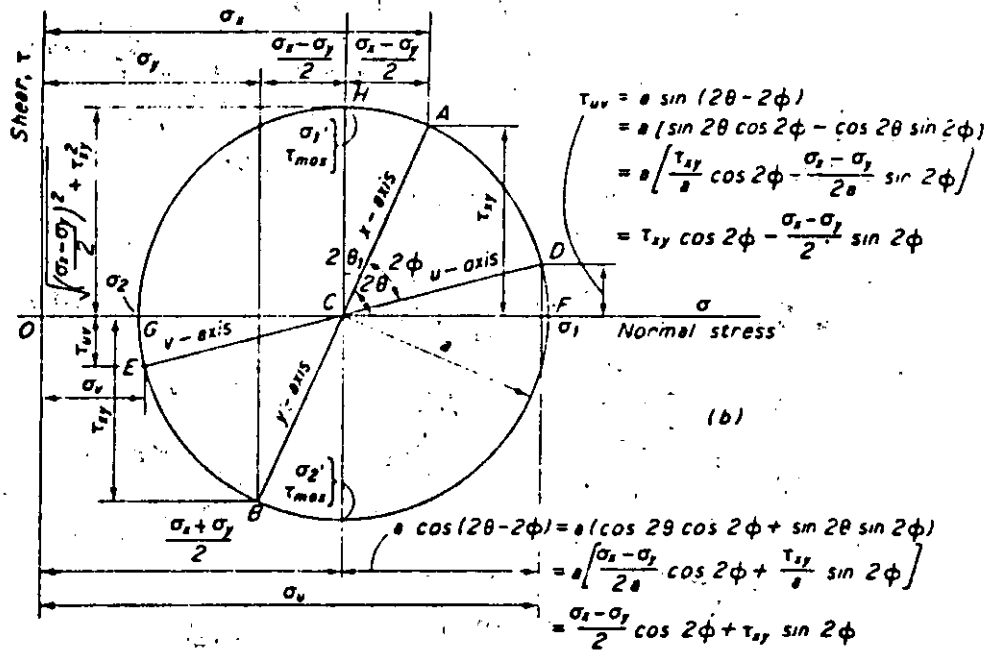


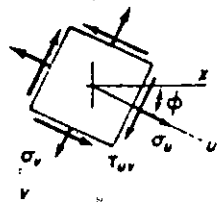
FIG. 1-7



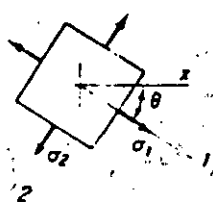
(a) Given state of stress



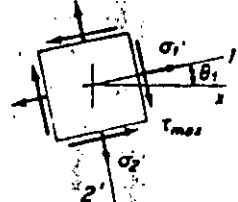
(b)



(c) Stresses on element oriented at angle ϕ



(d) Principal stresses



(e) Maximum shear stress

Figure 1-31 Mohr circle for two-dimensional stress.

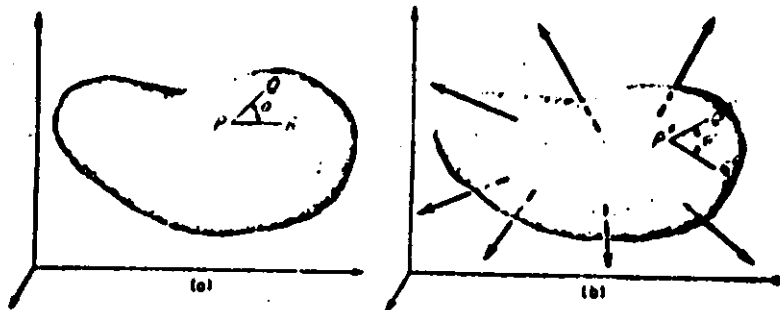


FIG. 2-1

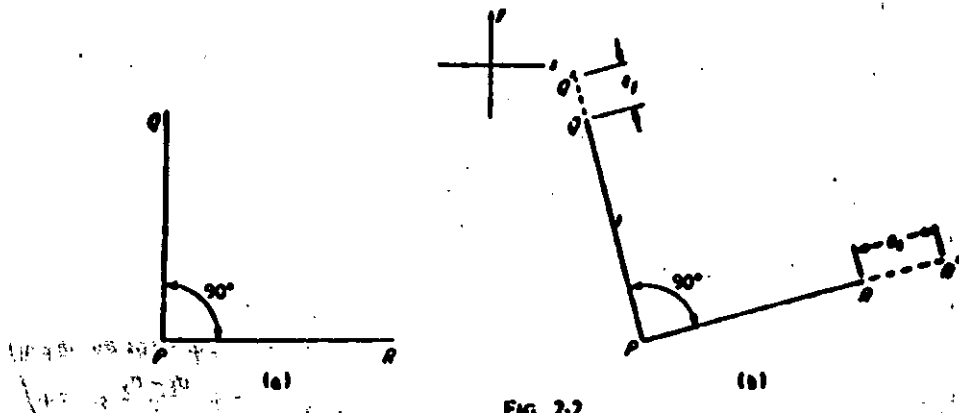


FIG. 2-2

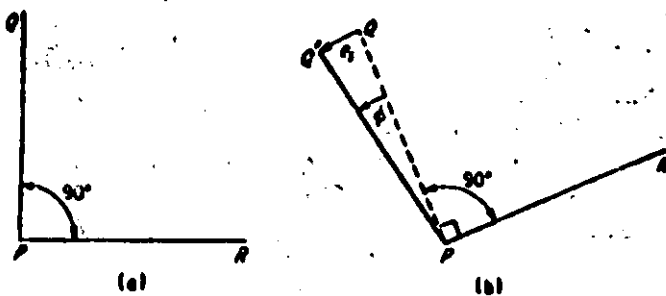


FIG. 2-3

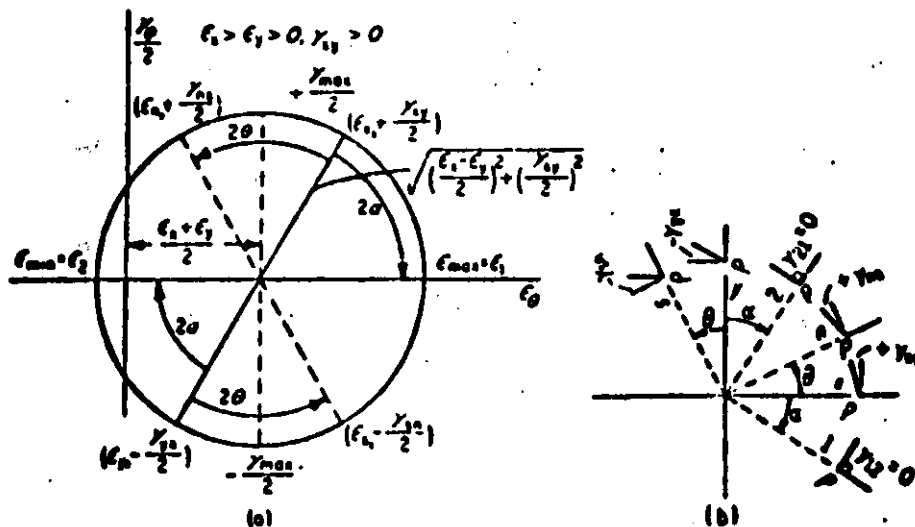
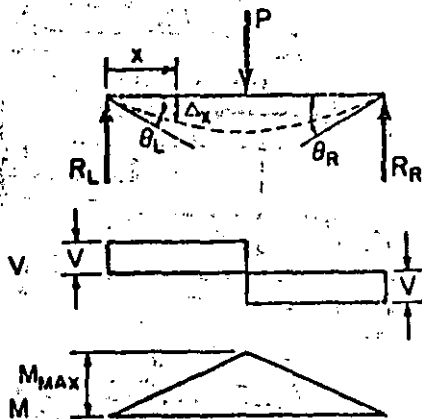
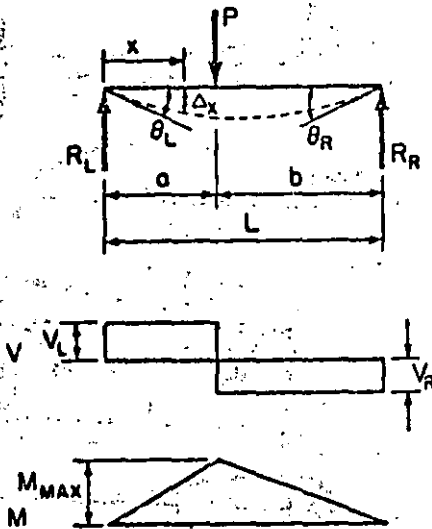


FIG. 2-10

Diagramas de Vigas



Caso 1.



Caso 2.

Caso 1. *Viga libremente apoyada; carga concentrada al centro.*

$$R_L = R_R = V = \frac{P}{2}$$

$$M_{\max.} = \frac{PL}{4} \text{ a } x = \frac{L}{2}$$

$$\theta_L = \theta_R = \frac{PL^2}{16EI}$$

$$\Delta_x = \frac{Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2) \quad 0 < x < \frac{L}{2}$$

$$\Delta_{\max.} (\text{a } \Phi) = \frac{PL^3}{48EI}$$

Caso 2. *Viga libremente apoyada; carga concentrada en cualquier punto.*

$$R_L = V_L = \frac{Pb}{L}$$

$$R_R = V_R = \frac{Pa}{L}$$

$$M_{\max.} = \frac{Pab}{L} \text{ (en el punto de aplicación de la carga)}$$

$$\theta_L = \frac{Pb(L^2 - b^2)}{6LEI}$$

$$\theta_R = \frac{Pab(2L - b)}{6LEI}$$

$$\Delta_x = \frac{Pbx}{6LEI} (L^2 - x^2 - b^2) \quad 0 < x < a$$

$$\Delta_x = \frac{Pb}{6LEI} \left[\frac{L}{b} (x - a)^3 + (L^2 - b^2)x - x^3 \right] \quad a < x < L$$

$$\Delta_{\max.} = \frac{Pab(a + 2b) \sqrt{3a(a + 2b)}}{27LEI}$$

Caso 3. Viga libremente apoyada; dos cargas concentradas iguales colocadas simétricamente.

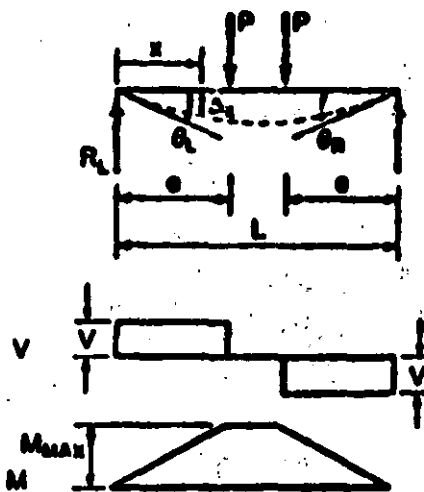
$$R_L = R_R = V = P,$$

$$M_{máx.} = Pa,$$

$$\theta_L = \theta_R = \frac{Pa}{2EI} (L - a),$$

$$\Delta_z = \frac{Pz}{6EI} (3La - 3a^2 - z^2) \quad 0 < z < a,$$

$$\Delta_{máx.} = \frac{Pa}{24EI} (3L^2 - 4a^2) \text{ en } \mathcal{C}.$$



Caso 3.

Caso 4. Viga libremente apoyada; carga uniformemente.

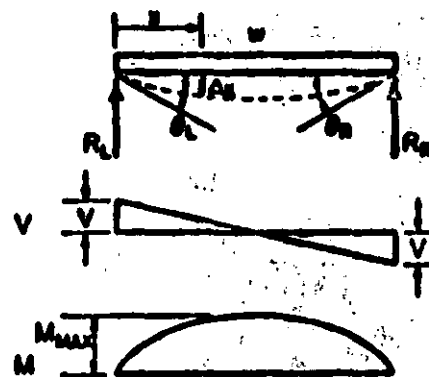
$$R_L = R_R = V = \frac{wL}{2},$$

$$M_{máx.} = \frac{1}{8}wL^2 \text{ en } \mathcal{C},$$

$$\theta_L = \theta_R = \frac{wL^2}{24EI},$$

$$\Delta_z = \frac{wz}{24EI} (L^3 - 2Lz^2 + z^3),$$

$$\Delta_{máx.} = \frac{5wL^4}{384EI} \text{ en } \mathcal{C}.$$



Caso 4.

Caso 5. Viga libremente apoyada; carga variable uniformemente.

$$R_L = V_L = \frac{wL}{6},$$

$$R_R = V_R = \frac{wL}{3},$$

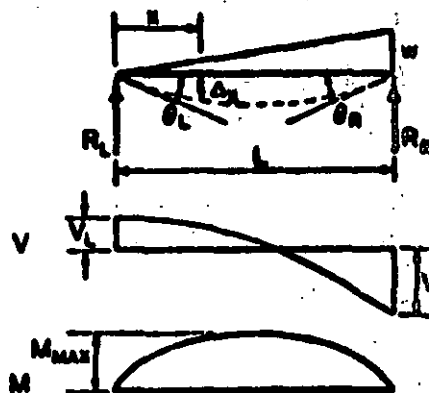
$$M_{máx.} = 0.0612wL^2 \text{ en } z = 0.577L,$$

$$\theta_L = \frac{7wL^2}{360EI},$$

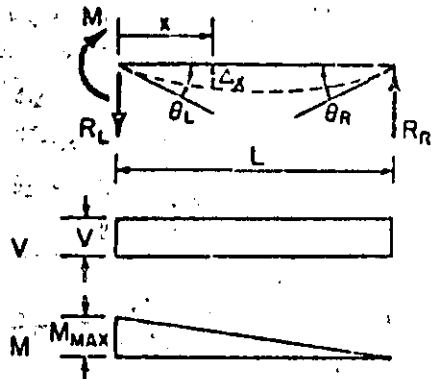
$$\theta_R = \frac{wl^2}{45EI},$$

$$\Delta_z = \frac{wz}{360EI} (7L^4 - 10L^2z^2 + 3z^4),$$

$$\Delta_{máx.} = 0.00632 \frac{wl^4}{EI} \text{ en } z = 0.519L.$$



Caso 5.



Caso 6.

Caso 6. Viga libremente apoyada; par en un extremo.

$$R_L = R_R = V = \frac{M}{L}$$

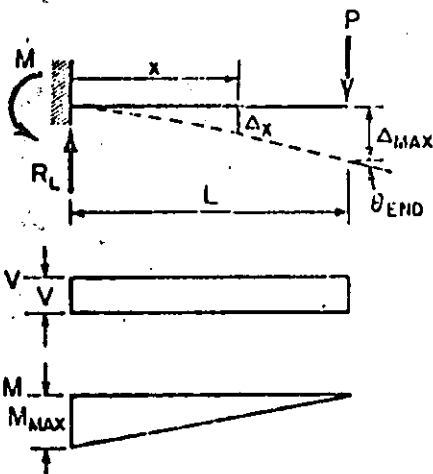
$$M_{\text{máx.}} = M,$$

$$\theta_L = \frac{ML}{3EI}$$

$$\theta_R = \frac{ML}{6EI}$$

$$\Delta_x = \frac{Mx}{6LEI} (2L^2 - 3Lx + x^2),$$

$$\Delta_{\text{máx.}} = \frac{0.061ML^2}{EI} \text{ a } x = 0.423L.$$



Caso 7.

Caso 7. Viga en cantiliver; carga concentrada en el extremo libre.

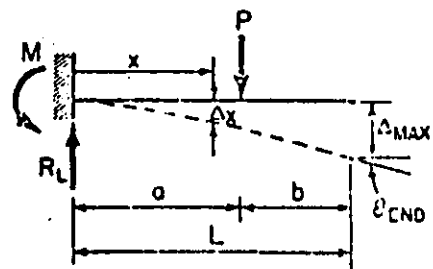
$$R_L = V = P,$$

$$M_{\text{máx.}} = Pl \text{ a } x = 0,$$

$$\theta_{\text{end}} = \frac{Pl^2}{2EI}$$

$$\Delta_x = \frac{Px^2}{6EI} (3L - x),$$

$$\Delta_{\text{máx.}} = \frac{Pl^3}{3EI} \text{ at free end.}$$



Caso 8.

Caso 8. Viga en cantiliver; carga concentrada en cualquier punto.

$$R_L = V = P,$$

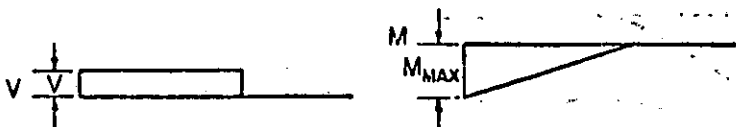
$$M_{\text{máx.}} = Pa \text{ a } x = 0,$$

$$\theta_{\text{end}} = \frac{Pa^2}{2EI}$$

$$\Delta_x = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x) \quad 0 < x < a,$$

$$\Delta_x = \frac{Pa^2}{6EI} (3x - a) \quad a < x < L,$$

$$\Delta_{\text{máx.}} = \frac{Pa^2}{6EI} (3L - a) \text{ at free end.}$$



Caso 9. Viga en cantiliver; carga uniformemente distribuida.

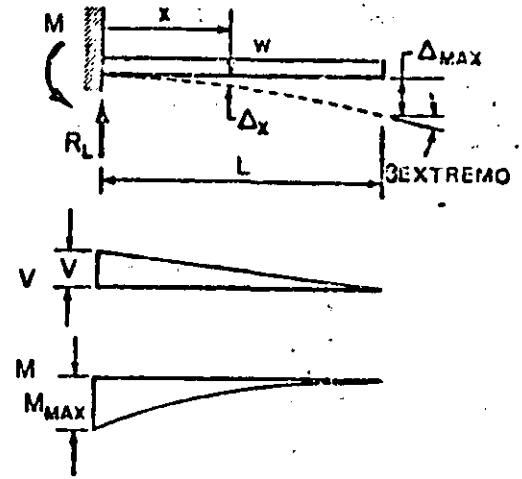
$$R_L = V = wL,$$

$$M_{\text{máx.}} = \frac{wL^2}{2},$$

$$\theta_{\text{ext.}} = \frac{wL^3}{6EI},$$

$$\Delta_x = \frac{wx^2}{24EI} (6L^2 - 4Lx + x^2),$$

$$\Delta_{\text{máx.}} = \frac{wL^4}{8EI}.$$



Caso 9.

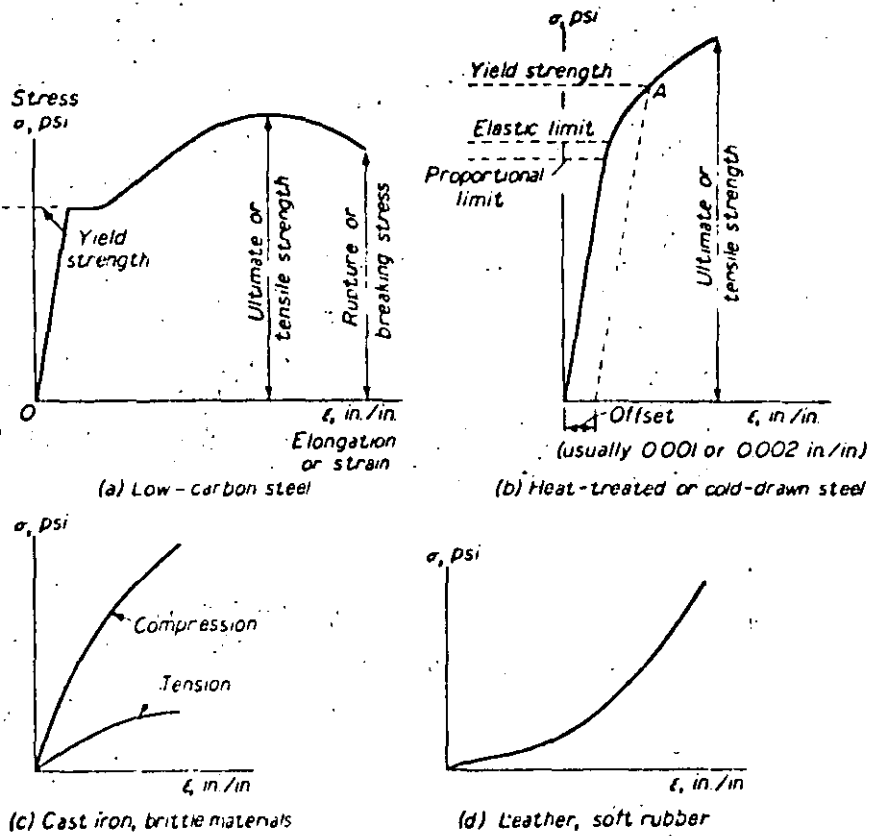


Figure 2-1 Stress-strain diagrams for various kinds of materials.

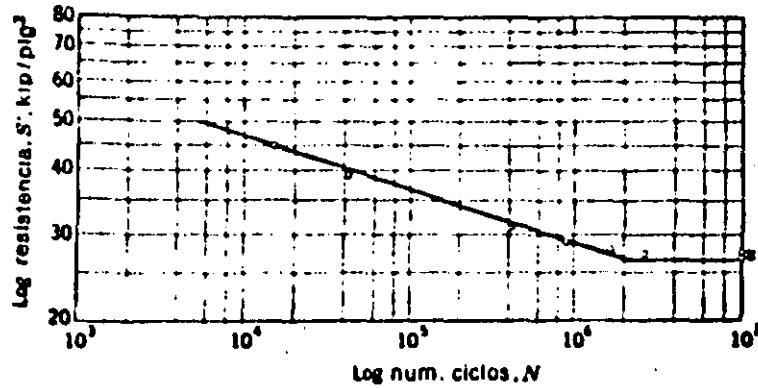


Fig. 5-12 Diagrama S-N para acero recocido UNS G10400. Los datos observados y graficados son (expresados en kip/plg² y ciclos, respectivamente): 45.0 a 15.1 (10)³, 39.1 a 41.3(10)³, 30.9 a 408.3(10)³, 28.9 a 897.4(10)³, 28.05 a 1.696(10)⁶, 27.4 a 2.692(10)⁶, 27.25 a 10.012(10)⁶ y 27.0 a 10.089(10)⁶. Las dos últimas probetas no fallaron.

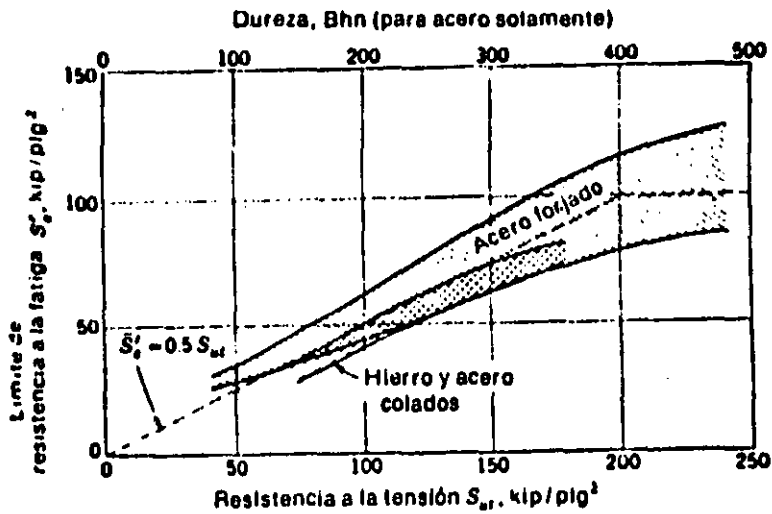


Fig. 5-13 Relación observada entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga para aceros forjado y fundido, y hierro colado. Se pueden obtener valores aproximados a partir de la dureza Brinell si se conoce la resistencia a la tensión. Las franjas que contienen las observaciones se llaman bandas de dispersión. [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinall (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.]

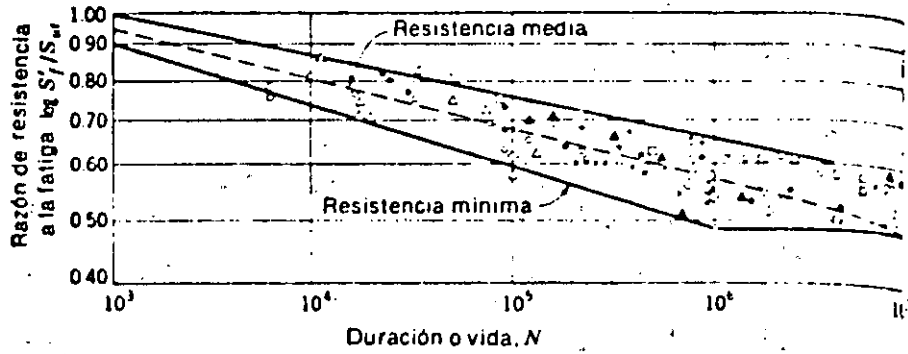


Fig. 5-14 Compilación de ensayos de fatiga, obtenida graficando la razón entre la resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión. Todos los datos son de pruebas con viga rotatoria. [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinal (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.

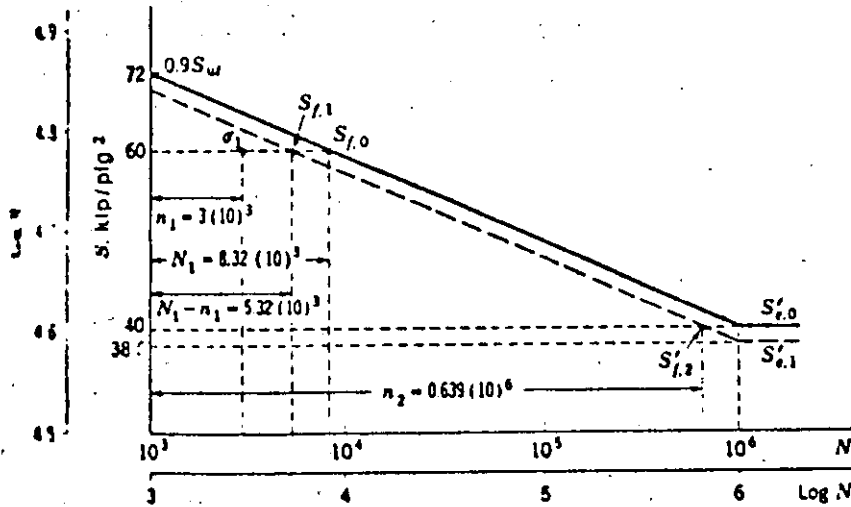


Fig. 5-15 Empleo de la regla de Miner, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobreesforzado un número finito de ciclos.

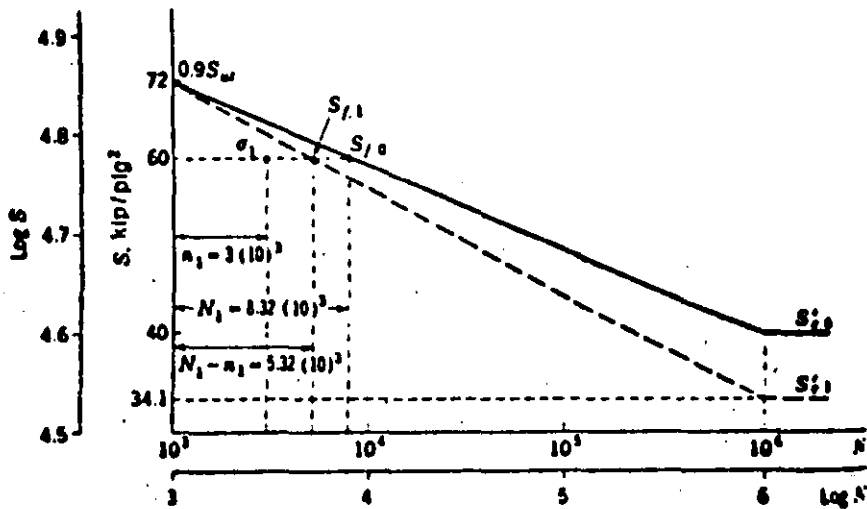


Fig. 5-16 Empleo del método de Manson, para predecir el limite de fatiga de un material que ha sido sobresforzado un número finito de ciclos.

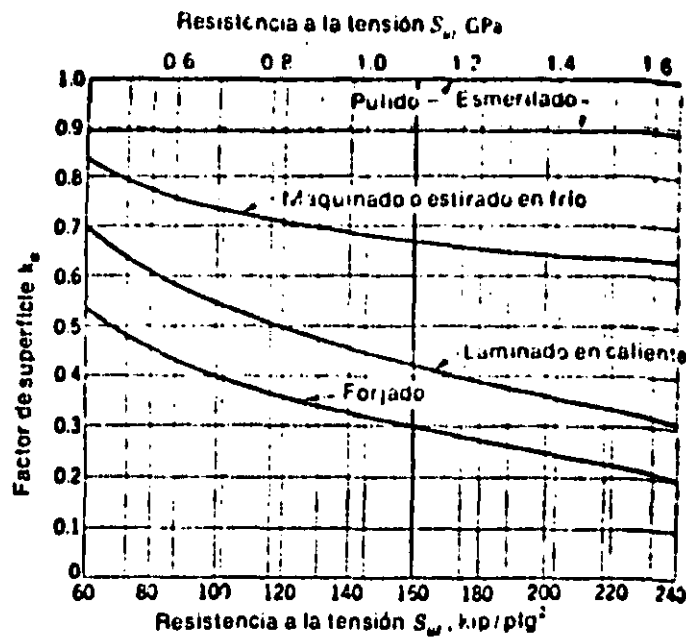


Fig. 5-17 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_s que se usan en la ecuación (5-30).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

ESFUERZOS

ING. ALBERTO CAMACHO

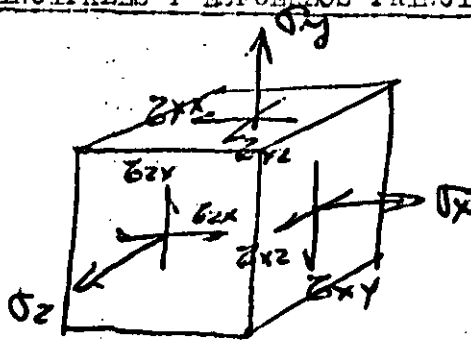
ABRIL, 1985

QUESTIONARIO SOBRE ANALISIS DE ESFUERZOS.

Favor de contestar sí o no.

1. ? Los esfuerzos se pueden representar por vectores?
2. ? El esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° del eje de los esfuerzos principales, en un estado plano de esfuerzos?
3. ? En el Círculo de Mohr para las deformaciones, cómo se miden las deformaciones cortantes?
4. ? El criterio de falla por esfuerzo principal máximo se puede aplicar a elementos sujetos a esfuerzos combinados?
5. ? La deformación angular de una flecha sujeta a torsión depende de su longitud?

DIRECCIONES PRINCIPALES Y ESFUERZOS PRINCIPALES.

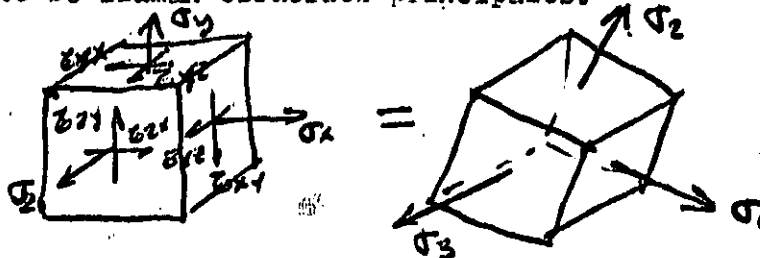


Los nueve esfuerzos indicados en la figura se pueden arreglar según una matriz llamada TENSOR DE ESFUERZOS, que representa el estado general de esfuerzos en un punto.

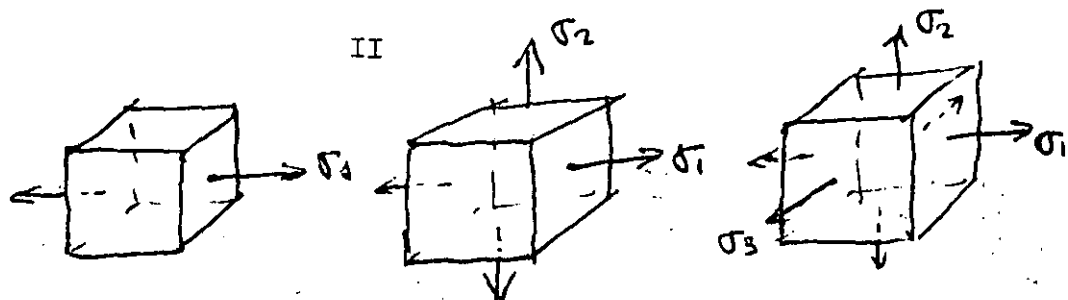
$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Dicho estado general de esfuerzos no da una idea clara de la manera en que las fuerzas son transmitidas por el elemento de material. Los siguientes teoremas y definiciones aclaran la situación:

1. En un estado de esfuerzos en un punto, un elemento puede ser orientado de tal manera que los esfuerzos cortantes sean cero en todas sus caras.
2. Las tres direcciones normales a las caras del elemento de tal manera orientado se llaman las direcciones principales.
3. Los tres esfuerzos normales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) actuando en dicho elemento se llaman esfuerzos principales.



La figura muestra la transformación de un sistema de ejes ortogonales a un sistema de ejes principales.



La figura muestra tres tipos de esfuerzos en un punto, a saber: UNIAXIAL, BIAXIAL(PLANO) y TRIAXIAL.

El tensor de esfuerzos para el estado general de esfuerzos en un punto es:

$$T_{\sigma, prin} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

Para un estado biaxial (plano) de esfuerzos como el de la figura enseguida, el tensor es:

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{yx} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

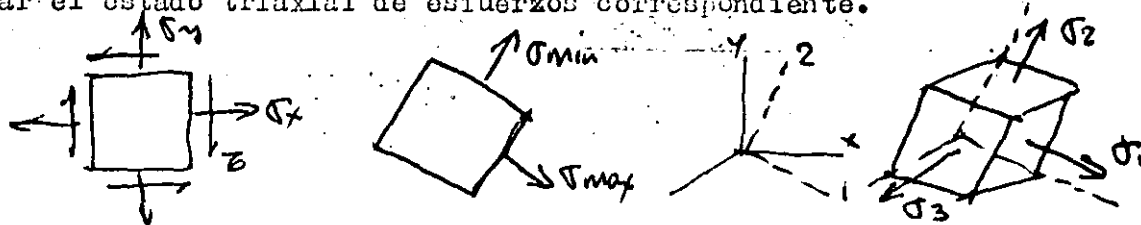
General

$$T_{\sigma, prin} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

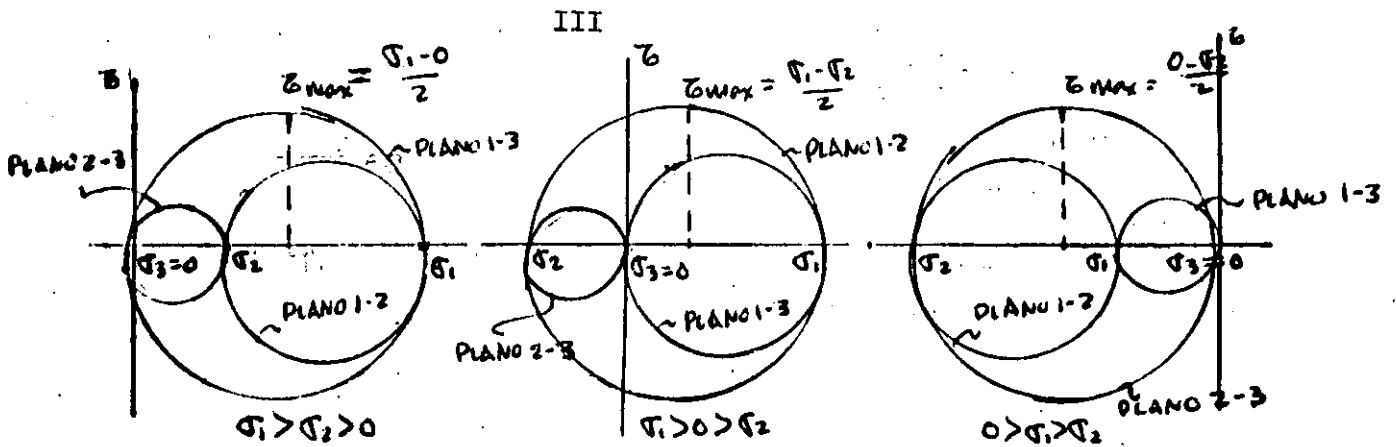
Referido a los ejes principales.

ESFUERZO CORTANTE MAXIMO ABSOLUTO. EL CIRCULO DE MOHR CORRESPONDIENTE.

En cualquier estado de esfuerzos hay tres direcciones principales y tres esfuerzos principales que lo determinan. El análisis de un estado triaxial generalmente no se requiere para problemas de diseño en el rango elástico, por lo que se acostumbra considerar que uno de los esfuerzos principales tiene valor igual a cero y entonces se trata de un estado biaxial. Sin embargo si se requiere determinar el ESFUERZO CORTANTE MAXIMO ABSOLUTO, en un elemento sujeto a un estado biaxial o plano de esfuerzos, es necesario analizar el estado triaxial de esfuerzos correspondiente.



En la figura, se puede rotar el elemento sobre un eje perpendicular al plano xy para que sus caras sean perpendiculares a los esfuerzos principales.



Las figuras corresponden a los círculos de Mohr para los siguientes casos:

cuando $\sigma_1 > \sigma_2$ y ambos son de tensión.

cuando σ_1 es tensión y σ_2 es compresión, de diferente magnitud.

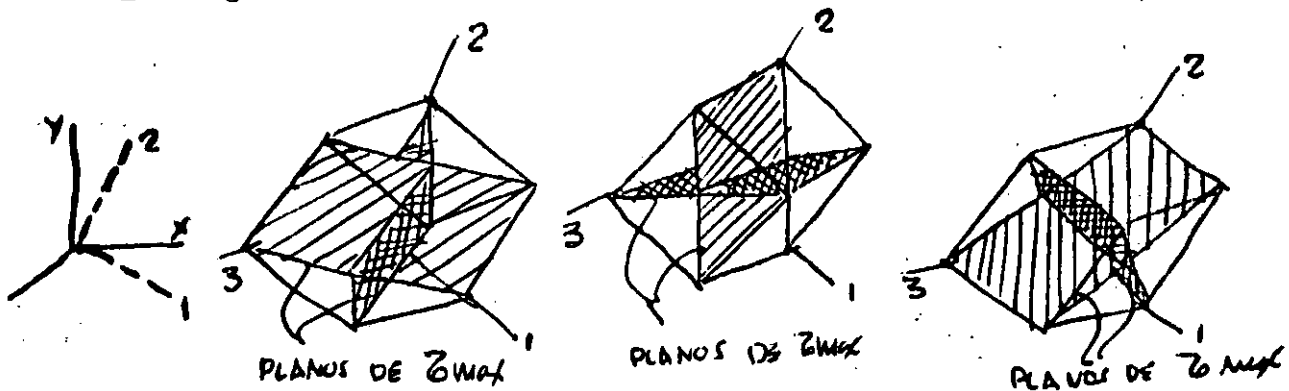
cuando σ_1 y σ_2 son compresión y σ_1 es mayor que σ_2 .

El esfuerzo cortante máximo absoluto es la mitad de la diferencia algebraica entre los esfuerzos principales máximo y mínimo.

Se puede demostrar que para cualquier estado triaxial de esfuerzos

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} (\sigma_{max} - \sigma_{min})$$

Las figuras indican los planos de esfuerzos cortantes máximos.



ECUACIONES DE TRANSFORMACION

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\tau_{\theta} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta$$

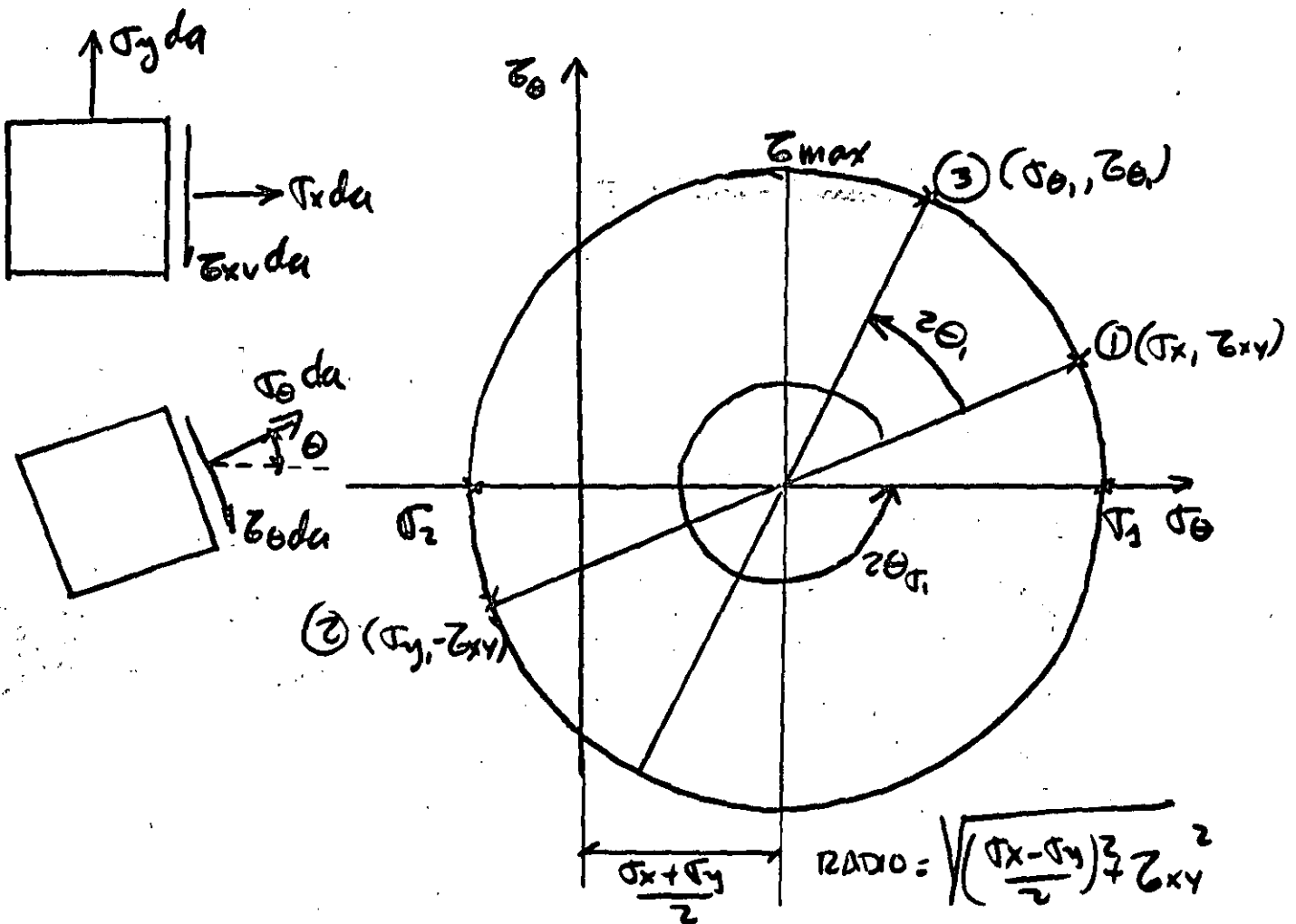
ESFUERZOS MAXIMOS, PRINCIPALES

$$\tan 2\theta = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} ; \tan 2\theta = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}$$

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\max, \min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

CIRCULO DE MOHR PARA LOS ESFUERZOS.



DEFORMACIONES:

ECUACIONES DE TRANSFORMACION:

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \right) \cos 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\theta$$

$$\frac{\gamma_{\theta}}{2} = - \left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \right) \sin 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cos 2\theta$$

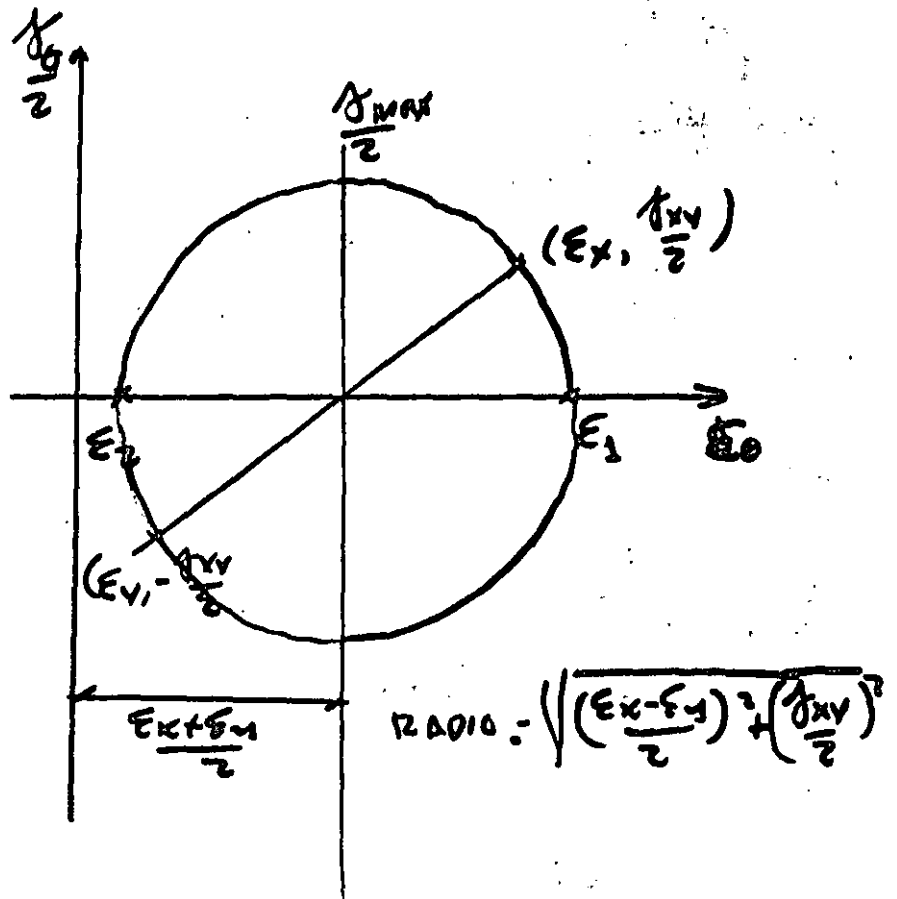
DEFORMACIONES MAXIMAS

$$\tan 2\theta = \frac{\gamma_{xy}}{\epsilon_x - \epsilon_y}$$

$$\epsilon_{\max, \min} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2} \right)^2}$$

$$\left(\frac{\gamma}{2} \right)_{\max, \min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2} \right)^2}$$

CIRCULO DE MOHR PARA LAS DEFORMACIONES



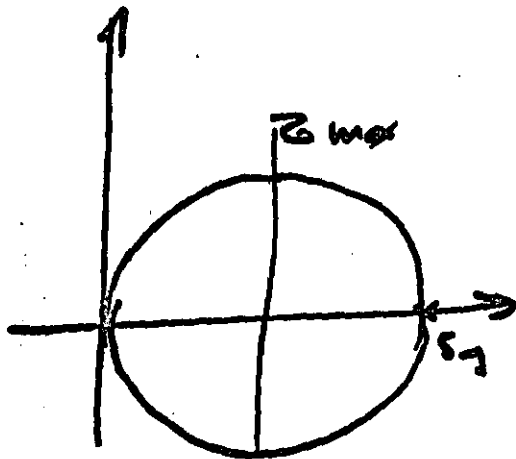
RESUMEN DE CARGAS TÍPICAS.

CARGA	ELEM. ESTRUCTURAL	CALCULO RESISTENCIA	CALCULO DEFORMACION
AXIAL	PRISMA	$S = \frac{F}{A}$	$S = \frac{F}{E} ; \Delta = \frac{FL}{EI}$
FLEXION	VIGA	$S = \frac{Mc}{I}$	$\frac{dy}{dx} = \frac{M}{EI}$
TORSION	FLECHA	$S_s = \frac{Tr}{J}$	$\Theta = \frac{TL}{JG}$
PANDEO	COLUMNA	$F_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$	

CRITERIOS DE FALLA PARA MATERIALES DUCTILES.

- CRITERIO DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.

" LA FALLA OCURRE CUANDO EL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO APLICADO ALCANZA EL VALOR DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO CORRESPONDIENTE A LA PRUEBA DE TENSIÓN, DONDE EL ESFUERZO PRINCIPAL MÁXIMO ES EL ESFUERZO DE FLUENCIA "



$$\sigma_{max} = \tau_y = \frac{\sigma_y}{2}$$

- CRITERIO DE LA ENERGIA DE DISTORSION.

" LA FALLA OCURRE CUANDO LA ENERGIA ELÁSTICA DE DISTORSION ALCANZA CIERTO VALOR CORRESPONDIENTE AL INICIO DE LA FLUENCIA, DONDE:

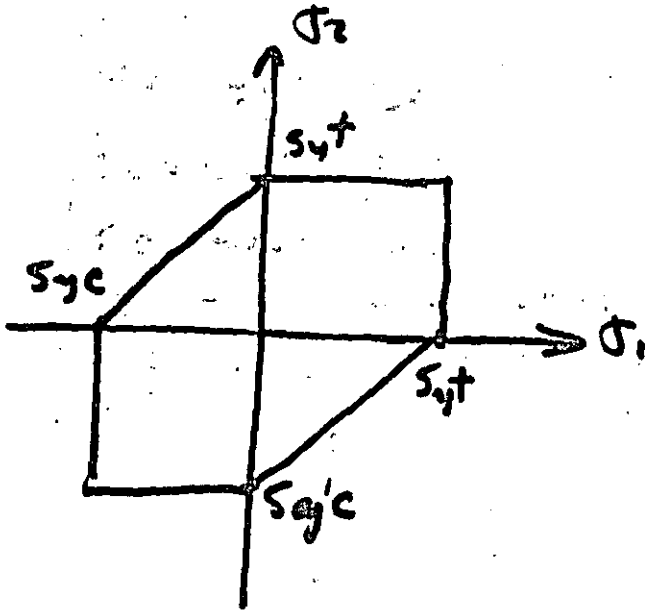
$$\sigma_y^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2$$

también
$$\sigma_y^2 = \sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2$$

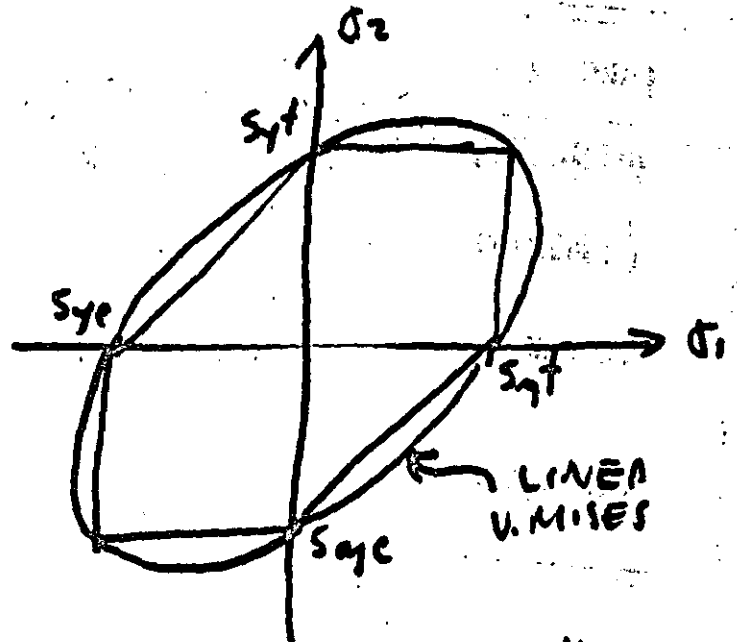
PARA TORSION PURA:
$$\sigma_y^2 = 3\tau_{xy}^2 = 3\tau_y^2$$

$$\therefore \tau_y = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_y}{1.732} = 0.577 \sigma_y$$

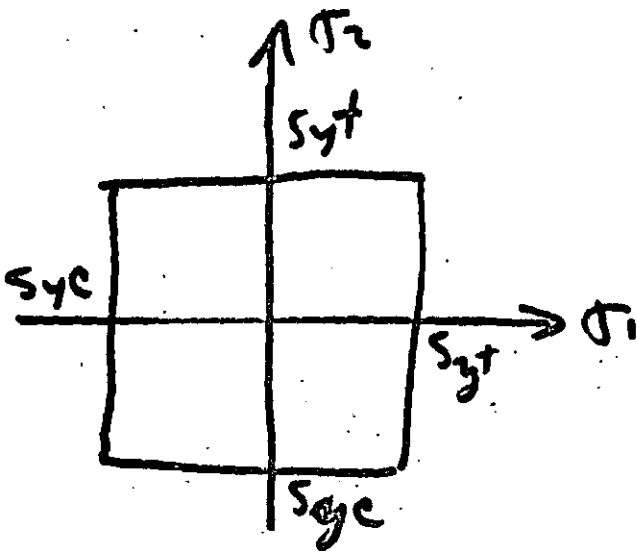
DIAGRAMAS $\sigma_1 - \sigma_2$ PARA CRITERIOS DE FALLA.



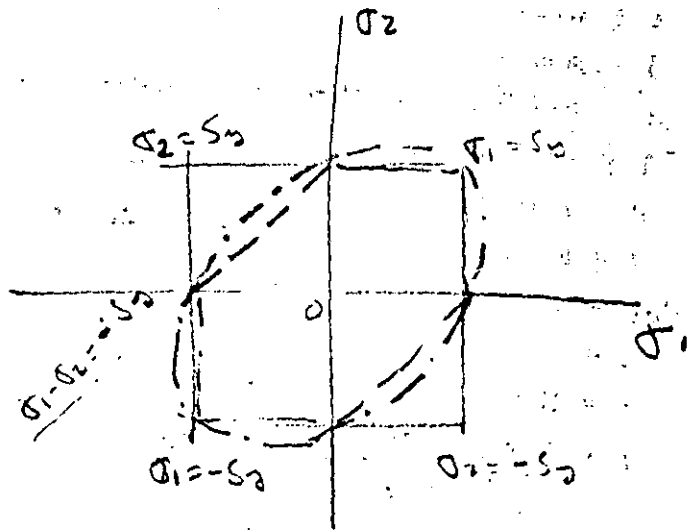
CRITERIO DE TAFECA
ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.



CRITERIO VON MISES - HENCKY
ENERGIA DE DISTORSION.



CRITERIO DEL ESFUERZO
NORMAL MÁXIMO



T A B L A I

CARGA TIPICA	ELEMENTO ESTRUCTURAL	RELACION
AXIAL, TENSION ó COMPRESION	COLUMNA, PRISMA	$S = \frac{P}{A}$
DE FLEXION	VIGA	$S = \frac{Mc}{I}$
DE TORSION	FLECHA (DE SECCION RECTA CIRCULAR)	$S_s = \frac{T_r}{J}$
DE PANDEO	COLUMNA, PRISMA	$P_{er} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$

donde:

- S = esfuerzo normal
- P = carga
- A = área de la sección recta resistente
- M = momento flexionante máximo, en vigas.
- c = distancia de la fibra neutra a la fibra más alejada en vigas.
- I = momento de inercia de la sección recta resistente
- S_s = Esfuerzo cortante
- T = par de torsión
- r = radio de la sección recta, en flechas.
- J = momento polar de inercia de la sección recta, en flechas.
- P_{er} = carga crítica de pandeo, en columnas.
- E = módulo de Young
- I = Momento de inercia de la sección recta en columnas.
- l = longitud efectiva de la columna.

Dichas relaciones básicas se aplican al cálculo de los elementos de las máquinas, haciendo ajustes y correcciones, muchas veces con datos experimentales.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

FACTORES DE DISEÑO MECANICO
FATIGA EN ELEMENTOS DE MAQUINAS

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
ABRIL, 1985

Resistencia de elementos mecánicos

Una de las consideraciones primordiales que se deben hacer para el diseño de una máquina o estructura es que su resistencia tiene que ser suficientemente mayor que el esfuerzo, para asegurar que existan la seguridad y la confiabilidad necesarias. Para lograr que las partes mecánicas no fallen en servicio, se necesita saber cuáles son las causas de que, en ocasiones, pueda haber faltas en su funcionamiento. Después se podrán establecer las relaciones que debe haber entre esfuerzos y resistencias, para obtener seguridad.

5-1 OBSERVACIONES ACERCA DE LA RESISTENCIA

Lo ideal es que, al diseñar un elemento de máquina, el ingeniero disponga de los resultados de una buena cantidad de ensayos de resistencia, realizados con el material particular elegido para el elemento. Esos ensayos deben haberse realizado con probetas que tengan el mismo tratamiento térmico, acabado superficial y tamaño que el elemento en diseño; además, las pruebas deberán efectuarse, exactamente, bajo las mismas condiciones de carga a que estaría expuesto el elemento durante el servicio. Lo anterior significa que, si la pieza ha de experimentar una carga de flexión, entonces se necesitan los resultados de un ensayo de flexión; si va a estar sometida a flexión y torsión combinadas, tendrá que ensayarse según esta combinación de esfuerzos. En caso de que el material escogido para el elemento sea acero UNS G10400 tratado térmicamente, estirado a 480°C (900°F) y con acabado a esmeril, entonces, las probetas ensayadas deberán ser de este mismo material, esmeril, entonces las probetas ensayadas deberán ser de este mismo material, muy útil y precisa. Esos ensayos indican al ingeniero qué factor de segu-

ridad emplear y cuál es la confiabilidad para una duración (o vida) de servicio determinada. Siempre que tales datos puedan utilizarse para su diseño, el ingeniero podrá estar seguro de que ha realizado su trabajo lo mejor posible.

El costo de obtener tal cantidad de datos antes de iniciar el diseño está plenamente justificado cuando la falla de esa pieza puede poner en peligro la vida humana, o si tal elemento se fabricará en cantidades muy grandes. Por ejemplo, los automóviles y los refrigeradores son muy confiables porque se fabrican en número tan elevado, que se pueden probar ampliamente, con mucha anticipación a su manufactura. El costo de la ejecución de esos ensayos es muy bajo cuando se evalúa dividiendo el valor total entre el número de unidades o piezas fabricadas.

Ahora es posible distinguir las siguientes categorías de diseño:

- 1 La falla de la pieza o unidad pondría en peligro la vida humana; en consecuencia, se justifica un programa de pruebas elaborado concienzudamente.
- 2 La pieza se fabricará en cantidades suficientemente grandes que ameriten sólo una serie moderada de ensayos.
- 3 La pieza ha de fabricarse en cantidades tan pequeñas que no se justifica en absoluto ningún ensayo; o bien, el diseño debe terminarse tan aprisa que no queda el tiempo suficiente para efectuar ensayos.
- 4 La pieza ya ha sido diseñada, fabricada y probada con resultados insatisfactorios. Por lo tanto, se requiere hacer un análisis para saber por qué el elemento no resultó satisfactorio y qué se habrá de hacer para mejorarlo.

Las tres últimas categorías son a las que se les dedicará la mayor atención en este libro. Esto significa que, por lo general, el ingeniero de diseño o proyectista dispondrá únicamente de datos publicados en cuanto a valores de resistencia de fluencia, resistencia última y porcentaje de alargamiento, como los que se muestran en el Apéndice. ¿Y se espera que, con esta escasa información, un ingeniero diseñe elementos tomando en cuenta cargas estáticas y dinámicas, estados de esfuerzo biaxiales y triaxiales, altas y bajas temperaturas, y tamaños grandes y pequeños de piezas! Por lo común, los datos asequibles para el diseño se han obtenido a partir de un simple ensayo a la tensión en el que la carga se aplicó gradualmente y se dio tiempo para que se desarrollara la deformación. Sin embargo, estos mismos datos son los que se deben usar para diseñar piezas que se someterán a cargas dinámicas complejas, aplicadas miles de veces por minuto. Por tanto, no es de sorprender que fallen los elementos de máquina así diseñados.

En resumen, el problema fundamental del diseñador estriba en utilizar los datos de ensayo simple a la tensión y relacionarlos con la resistencia de la pieza, con dependencia del estado de esfuerzo o de las condiciones de carga. El resto de este capítulo se dedicará a resolver tal problema.

5-2 DUCTILIDAD Y DUREZA

Es posible que dos metales tengan exactamente la misma resistencia y la misma dureza; sin embargo, uno de ellos puede tener mayor capacidad para absorber sobrecargas, debido a la propiedad llamada *ductilidad*. En la figura 5-1 se ilustran dos de esos materiales, los cuales tienen aproximadamente las mismas resistencia y dureza. En (a) se indica la gráfica esfuerzo-deformación correspondiente a un material frágil, la cual revela que, en este material, sólo se produce una pequeña deformación plástica. Por otra parte, un material dúctil como el de (b) sufrirá una deformación plástica relativamente grande antes de la ruptura. La ductilidad se mide por el *porcentaje de alargamiento* del material antes de la ruptura. Usualmente, lo que se toma como límite entre la ductilidad y la fragilidad es un alargamiento (o elongación) relativo de 5%. Si en un material se produce un porcentaje de alargamiento menor que 5 en la ruptura, se dice entonces que es *frágil*; en tanto que uno que tenga más de 5 se considerará *dúctil*.

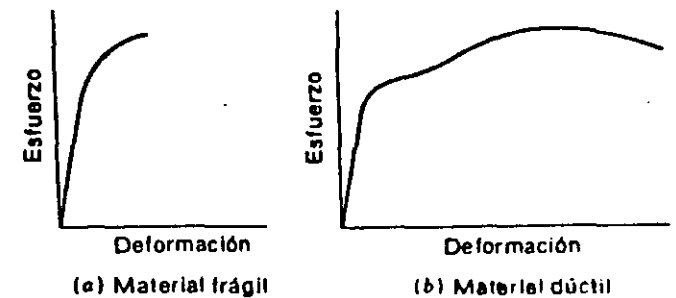


Fig 5-1

El porcentaje de alargamiento de un material suele medirse utilizando una longitud de medición de 2 plg (o de 50 mm). Como la elongación no es una medida de la deformación real por unidad, a veces se usa otro método para determinar la ductilidad: después de que la probeta ha llegado a la ruptura, se mide el área transversal en la sección de fractura. La ductilidad se expresa entonces mediante el *porcentaje de reducción de área transversal*.

La característica por la que un material dúctil puede absorber grandes sobrecargas es un factor de seguridad adicional en el diseño. La ductilidad también es importante porque es una medida de la propiedad por la que un material puede trabajarse en frío. Por ejemplo, las operaciones de doblado, estirado, encabezado y conformado por alargamiento son procesos de labrado de metales que requieren materiales dúctiles.

Cuando hay que seleccionar un material para que resista desgaste, erosión o deformación plástica, generalmente la dureza es la propiedad más importante. Se dispone de varios procedimientos de prueba de dureza.

204 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECANICO

cuales se usan según la propiedad particular por la que se tenga mayor interés. Las cuatro medidas de dureza más empleadas son los llamados índices o números Brinell, Rockwell, Vickers y Knoop.

En la mayoría de los sistemas de ensayo de dureza se utiliza una carga estándar, la cual se aplica a una bola o a un cuerpo piramidal (penetradores), puestos en contacto con el material en prueba. En este caso la dureza se expresa en función de la profundidad de la penetración resultante. Lo anterior significa que la dureza es una propiedad fácil de medir, porque el ensayo no es destructivo y no se requieren probetas. Por lo general, el ensayo puede realizarse directamente en el propio elemento de máquina.

Algo particularmente valioso es el hecho de que el número de dureza Brinell, H_B , sirve para obtener una buena estimación de la resistencia última a la tensión del acero. La relación es

$$S_u = 500H_B \quad (5-1)$$

donde S_u está en lb/plg². En el sistema métrico gravitacional se expresa por

$$S_u = 35.15 H_B \quad (5-1a)$$

donde S_u está en kgf/cm². En el SI la relación correspondiente es

$$S_u = 3.45H_B \quad (5-2)$$

estando S_u en MPa.

Datsko* demuestra que la resistencia a la tensión se relaciona con la dureza mediante el exponente de endurecimiento por deformación y la carga aplicada; el propio Datsko ha elaborado gráficas de estas relaciones.

5-3 PROPIEDADES MECANICAS

En las tablas A-17 a A-24 se enumeran las propiedades de gran cantidad de materiales. Estas tablas son para el estudiante una fuente de información útil para resolver problemas y trabajos de diseño. En lo que respecta al ingeniero, las tablas le pueden servir como norma, en el sentido de que le proporcionan valores que es razonable esperar, si se tiene un control adecuado de los procesos de producción.

El nuevo sistema de designación numérica para metales y aleaciones, denominado Unified Numbering System** (UNS), se emplea en casos

* Joseph Datsko, "Material Properties and Manufacturing Processes", John Wiley & Sons, Inc., pág. 38, Nueva York, 1966.

** Puede conseguirse de la Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., E.U.A.

apropiados en este libro. La Society of Automotive Engineers (S.A.E., Sociedad de ingenieros de automóviles de E.U.A.) fue la primera en reconocer la necesidad de tal sistema y adoptó un sistema de numeración para los aceros. Posteriormente, el American Iron and Steel Institute (AISI) adoptó un sistema similar. En éste, una letra (o grupo de letras) usada como prefijo, indica el proceso mediante el cual se fabrica el acero. Por ejemplo, la A designa un acero aleado, producido según el procedimiento Siemens-Martin (o de crisol u hogar abierto) básico; la B corresponde a un acero al carbono, hecho según el proceso Bessemer ácido; la C es para un acero al carbono del proceso Siemens-Martin básico; la D corresponde a un acero al carbono del proceso Siemens-Martin ácido; la E designa un acero de horno eléctrico, y el

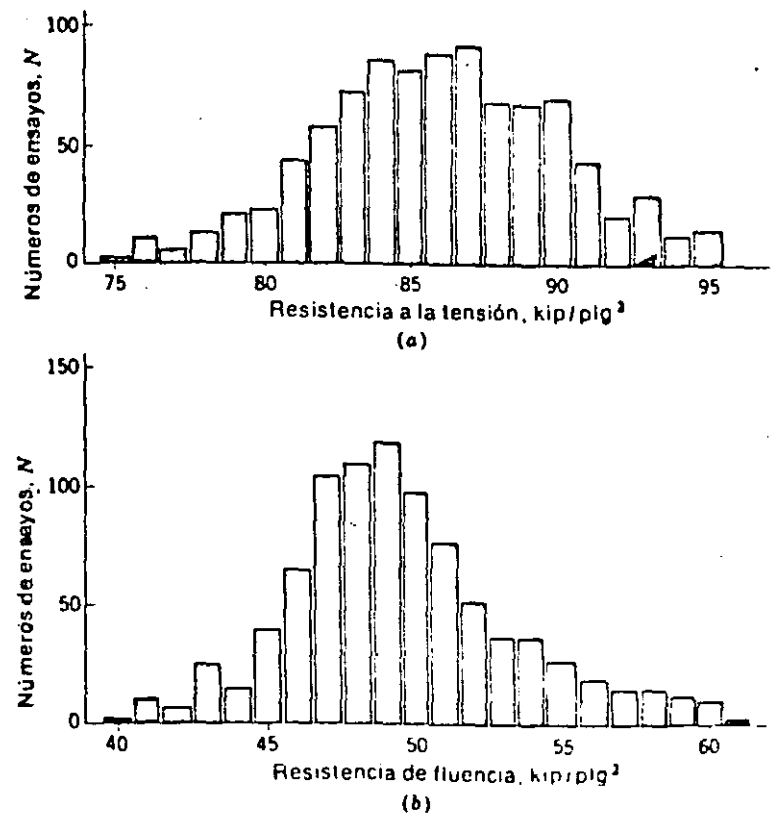


Fig. 5-2 Distribución de las propiedades a la tensión de acero AISI G10350, laminado en caliente. Los ensayos se hicieron con barras redondas, cuyo diámetro varió desde 1 hasta 9 plg. a) Distribución de resistencias a la tensión de 930 piezas de laminación, $\bar{S}_u = 86.0$ kip/plg², $S_{u1} = 4.04$ kip/plg². b) Distribución de resistencias de fluencia de 693 piezas laminadas; $\bar{S}_y = 49.5$ kip/plg², $S_{y1} = 5.36$ kip/plg² (Reproducida con permiso de "Metals Handbook", vol. 1, 8a ed., pág. 64, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1961)

prefijo BOF es para aceros hechos mediante el relativamente nuevo proceso de horno de oxígeno básico. Los primeros dos números que están después del prefijo literal indican la composición, excluyendo el contenido de carbono. Las diversas composiciones utilizadas en aceros son las siguientes:

10 carbono, simple	46 níquel-molibdeno
11 carbono, de corte libre con más azufre o fósforo	48 níquel-molibdeno
13 manganeso	50 cromo
23 níquel	51 cromo
25 níquel	52 cromo
31 níquel-cromo	61 cromo-vanadio
33 níquel-cromo	86 cromo-níquel-molibdeno
40 molibdeno	87 cromo-níquel-molibdeno
41 cromo-molibdeno	92 manganeso-silicio
43 níquel-cromo-molibdeno	94 níquel-cromo-molibdeno

Los dos últimos números (o tres en el caso de los aceros de alto contenido de carbono de los grupos del cromo 51 y 52) indican el contenido aproximado de carbono. Así, un material designado por AISI C1040 es un acero al carbono Siemens-Martin básico, con un contenido de 0.37 a 0.44 por ciento de carbono. Análogamente, un material SAE 2330 es un acero níquel con 0.28 a 0.33 por ciento de carbono.

Si se observa la tabla A-17 se notará que la designación UNS de los aceros incluye a los números AISI y SAE anteriores. Por tanto, un acero UNS G10350 es el mismo que uno AISI 1035 o SAE 1035.

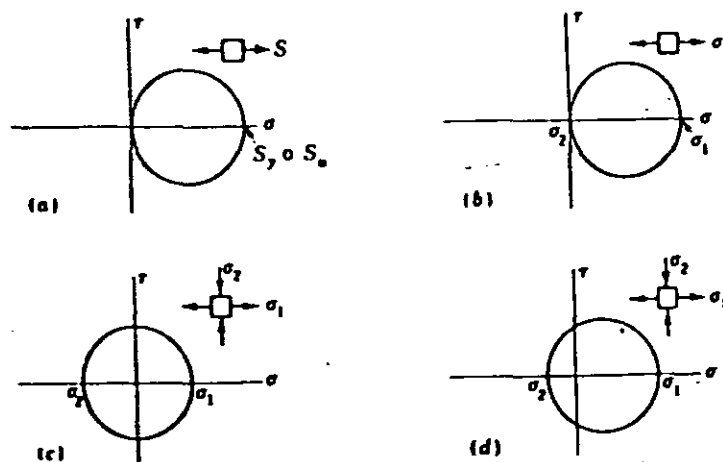


Fig. 5-3 a) Círculo de Mohr para el ensayo a tensión simple; b) círculo de Mohr para tensión pura; c) círculo de Mohr para torsión pura; d) círculo de Mohr para tensión y compresión combinadas.

Las designaciones numéricas UNS para otros materiales incluyen también el número original. Por ejemplo, una aleación de aluminio forjada UNS A93004 es el mismo material que la aleación 3004, designada así por la Aluminum Association.

El hierro colado no se designa por su composición, sino por su orden de resistencia a la tensión. Por ejemplo, es de esperar que un hierro fundido No. 30 tenga una resistencia a la tensión de 30 kip/plg². No se han asignado todavía números UNS a los hierros colados.

Casi es imposible encontrar información impresa acerca de las propiedades estadísticas de materiales. Sin embargo, para descubrir estas propiedades, tal vez se necesite hacer ensayos paralelos al proceso de producción, porque los resultados podrían variar en alto grado, según el control de calidad que se ejerciese. No obstante, si se tiene alguna información relativa a la distribución de valores de resistencia obtenidos en un gran número de ensayos, esos datos serán muy útiles como norma (o patrón), contra la cual se puedan comparar las propias distribuciones. Conforme a lo expresado se presenta la figura 5-2. La información que aporta esta distribución también será útil al estudiante como medio para resolver problemas.

5-4 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

Esta teoría de la falla es importante para hacer comparaciones. Sus predicciones no concuerdan con los experimentos y, de hecho, hasta pueden dar resultados que queden en la categoría de inseguros.

La teoría del esfuerzo normal máximo expresa que la falla se produce siempre que el mayor esfuerzo principal es igual a la resistencia de fluencia, o bien, a la resistencia última del material. En el capítulo 2 se encontró que los esfuerzos principales siempre se determinan cuando se conoce el estado de esfuerzo en un punto. Si se designa al mayor de estos tres esfuerzos como σ_1 , de manera que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, entonces esta teoría afirma que la falla se produce siempre que $\sigma_1 = S_y$ o $\sigma_1 = S_u$, según cuál sea la resistencia apli-

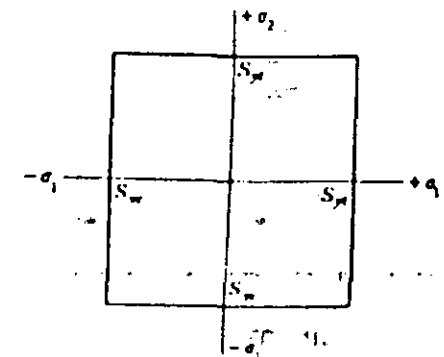


Fig. 5-4 Teoría del esfuerzo normal máximo para falla por esfuerzos biaxiales. La resistencia de fluencia a la tensión es S_y y a la compresión, S_u .

cable. En este caso S_y es la resistencia de fluencia (= yield) y S_u es la resistencia última.

En la figura 5-3a se presenta el círculo de Mohr para un ensayo simple a la tensión; b), c) y d) representan otros casos de esfuerzo biaxial. El estado de esfuerzo uniaxial descrito en b) corresponde exactamente al ensayo a la tensión y, por tanto, no hay ningún problema en este caso. Ahora bien, la teoría del esfuerzo normal máximo expresa que únicamente el mayor esfuerzo principal predice la falla, mientras que los otros se pueden despreciar. Pero la figura 5-3c, que es el diagrama para torsión pura, indica que $\tau = \sigma_1$ y, en consecuencia, que la falla ocurriría cuando el esfuerzo cortante fuese igual a la resistencia a la tensión o a la compresión. Tal predicción no concuerda con los datos experimentales.

Ahora se considerará un sistema de ejes perpendiculares σ_1 y σ_2 , para visualizar mejor las implicaciones de esta teoría de falla. Lo anterior se muestra en la figura 5-4, en la que los esfuerzos de tensión se sitúan hacia arriba y hacia la derecha, en tanto que los de compresión hacia abajo y hacia la izquierda. Al trazar este diagrama, se supuso que son iguales las resistencias a la tensión y a la compresión. Hay que notar que sólo se obtiene un punto de ensayo real donde el diagrama corta a un eje. La teoría expresa que la falla ocurrirá cuando un punto de coordenadas σ_1, σ_2 quede en la gráfica o fuera de ella. Posteriormente se verá una correlación de los datos de prueba con esta teoría. Por el momento, basta mencionar que, según esta teoría, los puntos que están dentro de la figura o en el primero y en el tercer cuadrantes se clasificarán como seguros, en tanto que puntos en el segundo y en el cuarto cuadrantes pueden considerarse como inseguros.

La teoría del esfuerzo normal máximo se puede usar para predecir la fluencia o la ruptura, según cual se use como criterio de falla. Si σ_1 es el esfuerzo principal de mayor valor absoluto de los tres, entonces la falla por fluencia ocurrirá siempre que

$$\sigma_1 = S_y \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -S_x \quad (5-3)$$

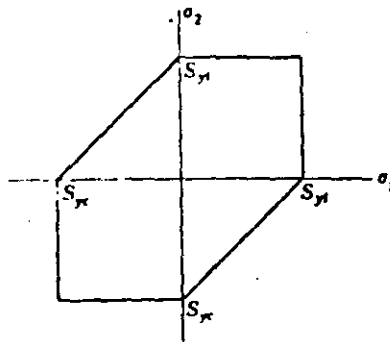


Fig. 5-5 Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla.

Análogamente, la falla por ruptura se producirá siempre que

$$\sigma_1 = S_u \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -S_u \quad (5-4)$$

También es conveniente definir la seguridad utilizando el factor de seguridad n . Así, si la fluencia es el criterio de falla, el factor de seguridad n se obtiene siempre que

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -\frac{S_x}{n} \quad (5-5)$$

De modo semejante, para el caso de la ruptura,

$$\sigma_1 = \frac{S_u}{n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 = -\frac{S_u}{n} \quad (5-6)$$

5-5 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

Esta es una teoría fácil de emplear y siempre da predicciones seguras con respecto de los resultados de ensayos; se la ha utilizado en muchos reglamentos de diseño. Se utiliza únicamente para predecir la fluencia y, por lo tanto, se aplica sólo a los materiales dúctiles.

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que, en un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo se vuelva igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder. Así, de la figura 5-3a, la fluencia empieza cuando $\tau_{\max} = S_y/2$. Cuando se trata de un estado de esfuerzo general se pueden hallar tres esfuerzos cortantes máximos (fig. 2-6b), que son

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad \tau_{13} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Se designa con τ_{\max} al mayor de ellos. Luego, según la teoría del esfuerzo máximo de corte, la falla por fluencia ocurre siempre que

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2} \quad (5-7)$$

Se debe notar que esta teoría predice que la resistencia de fluencia en cortante es igual a la mitad de la resistencia a la tensión. Es decir,

$$S_s = 0.50 S_t \quad (5-8)$$

(Antes de seguir adelante, conviene que el lector repase la sección 5-4 y determine la relación existente entre S_n y S_y , según lo predice la teoría del esfuerzo normal máximo.)

También se tiene que definir el concepto de seguridad de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo. Esta teoría afirma que hay seguridad siempre que

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n} \quad (5-9)$$

donde n es el factor de seguridad.

En la figura 5-5 se presenta una gráfica de esfuerzos biaxiales, de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo. Cabe notar que la gráfica es igual a la correspondiente a la teoría del esfuerzo normal máximo, cuando ambos esfuerzos principales tienen el mismo signo.

5-6 TEORIA DE LA ENERGIA DE DISTORSION

Esta teoría de falla se llama también *teoría de la energía de cortante* o *teoría de von Mises-Hencky*. Aplicarla es sólo un poco más difícil que aplicar la teoría del esfuerzo cortante máximo y es la teoría más conveniente para el caso de materiales dúctiles. Como la teoría del esfuerzo cortante máximo, ésta se emplea sólo para definir el principio de la fluencia.

La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de que materiales dúctiles, sometidos a esfuerzo hidrostático (de igual tensión o compresión), tenían resistencias de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple. Así, se postuló que la fluencia no era, de ninguna manera, un fenómeno de tensión o de compresión simples, sino, más bien, que estaba relacionada de algún modo con la distorsión (o deformación angular) del elemento esforzado. Ahora bien, una de las primeras teorías de la falla afirmaba que la fluencia se inicia cuando la energía total de deformación, almacenada en el elemento esforzado, llega a ser igual a la energía elástica que hay en un elemento contenido en la probeta de tensión en el punto de cedencia. Esta teoría, denominada *teoría de la energía máxima de deformación*, ha dejado de utilizarse, pero fue precursora de la teoría de la energía de distorsión. Se ha formulado el siguiente razonamiento: ¿Por qué no considerar la energía total de deformación y restar de ella la energía utilizada, para producir únicamente un cambio de volumen? Así, la energía restante sería la correspondiente a la distorsión. Veamos cómo funciona esto.

La figura 5-6a muestra un elemento en el que actúan esfuerzos tales que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. En el caso de un cubo unitario, el trabajo efectuado en una de las direcciones principales es

$$u_1 = \frac{\sigma_1 \epsilon_1}{2} \quad (r)$$

donde $n = 1, 2$ ó 3 . Por lo tanto, de la ecuación (2-22), la energía total de deformación es

$$u = u_1 + u_2 + u_3 = [1/(2E)][\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (b)$$

A continuación se definirá un esfuerzo medio

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (c)$$

y se aplicará este esfuerzo a cada una de las direcciones principales de un cubo unitario (fig. 5-6b). Los esfuerzos restantes, $\sigma_1 - \sigma_{\text{med}}$, $\sigma_2 - \sigma_{\text{med}}$ y $\sigma_3 - \sigma_{\text{med}}$, (fig. 5-6c), producirán únicamente distorsión. Sustituyendo σ_{med} en vez de σ_1, σ_2 y σ_3 , en la ecuación (b) se obtiene la cantidad de energía de deformación que produce sólo cambio de volumen:

$$u_v = \frac{1}{2E} [3\sigma_{\text{med}}^2 - 2\mu(3)\sigma_{\text{med}}^2] = \frac{3\sigma_{\text{med}}^2}{2E} (1 - 2\mu) \quad (d)$$

Si ahora se hace la sustitución $\sigma_{\text{med}}^2 = [(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3]^2$ en la ecuación (d) y se simplifica la expresión, queda

$$u_v = \frac{1 - 2\mu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (e)$$

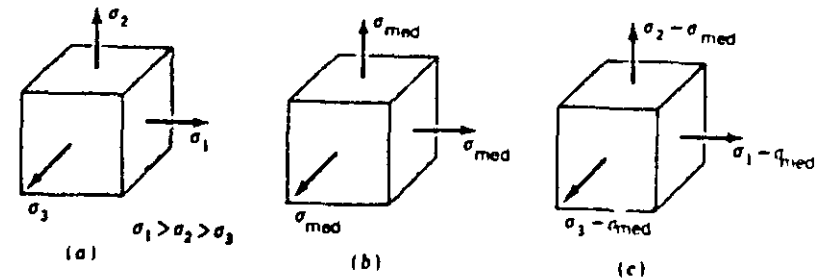


Fig. 5-6 a) Elemento en estado de esfuerzo triaxial; en este elemento se produce cambio de volumen y distorsión. b) Elemento en estado de tensión hidrostática, en el que sólo hay cambio de volumen. c) Elemento en que sólo se produce deformación angular, sin cambio de volumen.

Luego, para obtener la energía de distorsión, se resta la ecuación (e) de la (b). Con esto queda

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \mu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (5-10)$$

212 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECÁNICO

Observe que la energía de distorsión es nula cuando $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

En el caso de un ensayo a tensión simple, $\sigma_1 = S_y$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Por lo tanto, la energía de distorsión es

$$u_d = \frac{1 + \mu}{3E} S_y^2 \quad (5-11)$$

El criterio se obtiene igualando las ecuaciones (5-10) y (5-11).

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (5-12)$$

lo cual define la iniciación de la fluencia para un estado de esfuerzo triaxial. Cuando $\sigma_3 = 0$, el estado de esfuerzo se vuelve biaxial y la ecuación (5-12) se reduce a

$$S_y^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (5-13)$$

Para casos de torsión pura, $\sigma_2 = -\sigma_1$ y $\tau = \sigma_1$; en consecuencia,

$$S_y = 0.577S_y \quad (5-14)$$

Al comparar la ecuación (5-14) con la (5-8), se observa que el criterio de energía de distorsión predice una resistencia de fluencia al cortante, sensiblemente mayor que la predicha por la teoría del esfuerzo cortante máximo. ¿A qué conclusión se llegará al hacer una comparación con la resistencia de fluencia al cortante, evaluada según la teoría del esfuerzo normal máximo?

Para estudios de análisis y diseño conviene definir el concepto de *esfuerzo de von Mises*, a partir de la ecuación (5-13), como

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (5-15)$$

Luego, la falla por fluencia queda predicha por la teoría de la energía de distorsión, siempre que

$$\sigma' = S_y \quad (5-16)$$

Análogamente, la seguridad se predice por

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (5-17)$$

donde n es el factor de seguridad, como antes.

EJEMPLO 5-1 Hay un elemento mecánico que se fabrica con un acero cuyo punto de fluencia es de 50 kip/plg². El estado de esfuerzo en un punto del elemento está dado por $\sigma_x = 20$, $\sigma_y = -8$ y $\tau_{xy} = 12$ (kip/plg²). Determinar el factor de seguridad utilizando las teorías del esfuerzo normal máximo, del esfuerzo cortante máximo y de la energía de distorsión.

SOLUCIÓN. Primeramente se traza el círculo de Mohr y se determinan los esfuerzos principales y el cortante máximo. Los resultados son

$$\sigma_1 = 24.4 \text{ kip/plg}^2 \quad \sigma_2 = -12.4 \text{ kip/plg}^2 \quad \sigma_3 = 0 \text{ kip/plg}^2$$

Por consiguiente,
$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{24.4 - (-12.4)}{2} = 18.4 \text{ kip/plg}^2$$

Para la teoría del esfuerzo normal máximo se aplica la ecuación (5-5). La respuesta es

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} = \frac{50}{24.4} = 2.05$$

Para la teoría del esfuerzo cortante máximo se aplica la ecuación (5-9), lo que da por resultado:

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{\max}} = \frac{50}{(2)(18.4)} = 1.36$$

En el caso de la teoría de la energía de distorsión, se calcula primero el esfuerzo de von Mises, utilizando la ecuación (5-15). El resultado es

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} = \sqrt{(24.4)^2 - (24.4)(-12.4) + (-12.4)^2} = 32.5 \text{ kip/plg}^2$$

A continuación, aplicando la ecuación (5-17), el factor de seguridad resulta

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{50}{32.5} = 1.54 \quad \text{///}$$

5-7 FALLA DE MATERIALES DUCTILES CON CARGAS ESTÁTICAS

Ahora es el momento de resumir los resultados de las tres secciones anteriores y relacionarlos con los resultados experimentales. Al transportar las tres teorías de falla a un sistema de coordenadas σ_1, σ_2 , se obtiene la gráfica de la figura 5-7. Experimentos bien documentados indican que la teoría de la

energía de distorsión predice la fluencia con la mayor exactitud en los cuatro cuadrantes. Así pues, el aceptar la teoría de la energía de distorsión como la correcta, significa que la teoría del esfuerzo cortante máximo siempre da resultados conservadores. Además, significa que la teoría del esfuerzo normal máximo proporciona resultados conservadores, *solamente* si son iguales los signos de los dos esfuerzos principales. En el caso de torsión pura, los signos de los dos esfuerzos principales son contrarios y, en consecuencia, únicamente puede aplicarse la teoría de la energía de distorsión o la del esfuerzo cortante máximo.

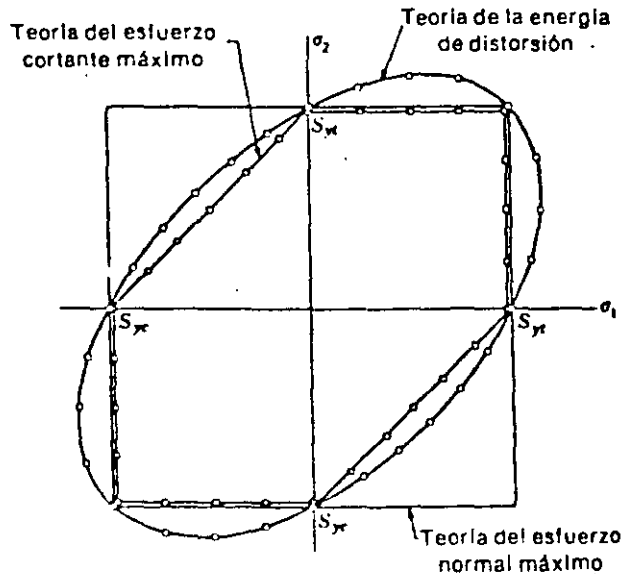


Fig. 5-7 Comparación de tres teorías de falla estática para materiales dúctiles y esfuerzos biaxiales.

La decisión acerca de cuál teoría emplear, debe tomarla el ingeniero de diseño después de considerar los hechos que intervienen en el problema particular a resolver. Un diseñador que trata de descubrir por qué falló una pieza, a fin de llevar a cabo un mejor trabajo de rediseño, debe emplear ciertamente la teoría de la energía de distorsión. Si se está tratando de obtener dimensiones a las que no es necesario ajustarse estrictamente, y si el problema tiene que resolverse con rapidez, debe usarse la teoría del esfuerzo cortante máximo. Por otra parte, cuando el margen de seguridad debe mantenerse dentro de límites estrechos y el diseñador está empeñado en efectuar el mejor trabajo posible, sin tener que recurrir a las pruebas experimentales, hay que hacer uso de la teoría de la energía de distorsión.

5-8 FALLAS DE MATERIALES FRAGILES CON CARGAS ESTATICAS

Al seleccionar una teoría de falla, para el caso de materiales frágiles, se observan primero las siguientes características de la mayor parte de los materiales de esta clase:

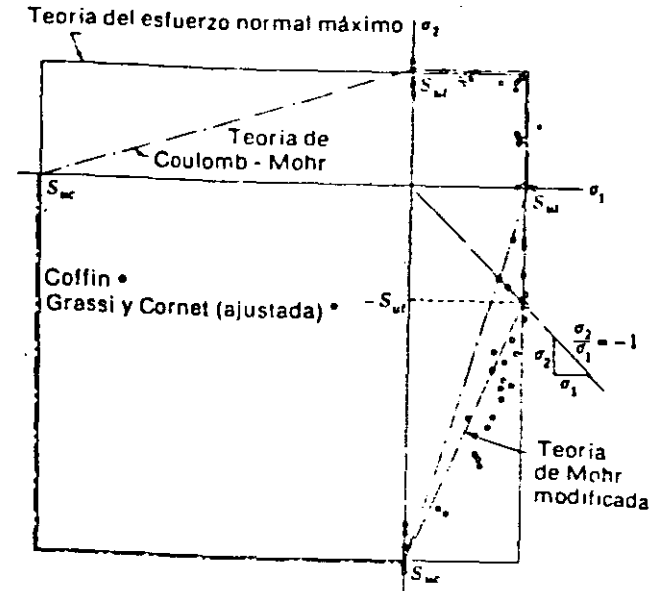


Fig. 5-8 Gráfica de datos experimentales obtenidos en ensayos de hierro colado gris a esfuerzo biaxial. Los datos se ajustaron de modo que correspondieran a $S_{uc} = 32 \text{ kip/plg}^2$ y $S_{uc'} = 105 \text{ kip/plg}^2$. Se han superpuesto gráficas de las teorías del esfuerzo normal máximo, de Coulomb-Mohr y de Mohr modificada.

- 1 La gráfica del esfuerzo en función de la deformación es una línea continua y uniforme, hasta el punto de falla; ésta ocurre por ruptura y, por tanto, estos materiales no tienen resistencia de fluencia.
- 2 La resistencia a la compresión suele ser muchas veces mayor que la resistencia a la tensión.
- 3 La resistencia última de torsión, $S_{uc'}$, es decir el módulo de ruptura, es aproximadamente igual a la resistencia a la tensión.

La teoría del esfuerzo normal máximo y la teoría de Coulomb-Mohr se han aplicado para predecir la falla de materiales frágiles. La teoría del esfuerzo normal máximo ya ha sido investigada. Al emplear esta teoría, los puntos de prueba que se muestran en la figura 5-4 se cambiarían a los valores S_{uc} y $S_{uc'}$.

La teoría de Coulomb-Mohr, a veces llamada teoría de la fricción interna, se basa en los resultados de dos ensayos, el de tensión y el de compresión. En el sistema de coordenadas $\sigma - \tau$ se trazan los dos círculos, uno para S_{ut} y otro para S_{uc} . Luego, la teoría de Coulomb-Mohr establece que la fractura se produce en un estado de esfuerzo tal que origina un círculo tangente a la envolvente de los dos círculos de prueba. Si se disponen los esfuerzos principales, de modo que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, entonces el círculo mayor quedará formado por σ_1 y σ_3 . Estos dos esfuerzos y las dos resistencias están relacionados por la ecuación

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = 1 \quad (5-18)$$

que define la ruptura por la teoría de Coulomb-Mohr. Para definir la seguridad, la ecuación se escribe

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \quad (5-19)$$

donde n es el factor de seguridad. En estas dos ecuaciones, es importante observar que S_{uc} y σ_3 son cantidades negativas.

Afortunadamente, se puede hallar un número bastante grande de datos de puntos, los cuales se pueden usar para probar la validez de estas dos teorías.* Esta comparación se realizó en la figura 5-8. En el primer cuadrante, donde σ_1 y σ_2 tienen el mismo sentido, se observa que las dos teorías son idénticas y, por tanto, se verifica que se puede aplicar cualquiera de las dos teorías para predecir satisfactoriamente la ruptura. En el cuarto cuadrante es donde σ_1 y σ_2 tienen sentidos opuestos, en el que las dos teorías difieren. Se observa primero que a partir de la teoría de Coulomb-Mohr se obtienen resultados conservadores, puesto que todos los puntos de los datos quedan fuera.† Observe también, en la figura, la recta que tiene la pendiente $\sigma_2/\sigma_1 = -1$. Para la torsión pura, $\sigma_2 = -\sigma_1$ y, por tanto, la intersección de esta recta con la gráfica correspondiente a una teoría de falla da el valor de S_{uc} , según lo predice esa teoría. Se debe notar que su intersección con la gráfica correspondiente a la teoría del esfuerzo normal máximo da $S_{uc} = S_{ut}$, lo cual, como ya se indicó, es una de las características de los materiales frágiles. Pero la teoría de Coulomb-Mohr predice un valor de S_{uc} algo menor que S_{ut} .

* L.F. Coffin, The Flow and Fracture of a Brittle Material, *Trans. ASME*, vol. 72, *J. Appl. Mech.*, vol. 17, págs. 233-248, 1950; R.C. Grassie, Fracture of Gray Cast Iron Tubes under Biaxial Stresses *Trans. ASME*, vol. 71, *J. Appl. Mech.*, vol. 16, págs. 178-182, 1949.

† Una teoría conservadora es perfectamente satisfactoria para los diseños en que el objetivo es determinar un conjunto de dimensiones, para que no falle la pieza diseñada, pero es completamente inútil en un análisis cuyo objeto sea determinar por qué falló algo.

La teoría de Mohr modificada, que se muestra en el cuarto cuadrante de la figura 5-8, no es tan conservadora como la teoría de Coulomb-Mohr, pero es mejor para la predicción de la falla. Burton Paul propuso una teoría semejante, aunque ligeramente diferente, pero no se explicará aquí. La teoría de Mohr modificada se aplica mejor con un procedimiento gráfico, como se demuestra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 5-2 Se diseñó un pasador pequeño de 6 mm de diámetro de hierro colado ASTM No. 40, para resistir una carga axial de compresión de 3.5 kN, combinada con una carga torsional de 9.8 N · m. Calcular el factor de seguridad para prevenir una falla estática aplicando cada una de las tres teorías para materiales frágiles.

SOLUCION. El esfuerzo axial de compresión es

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = -\frac{4(3.5)(10)^3}{\pi(6)^2} = -124 \text{ MPa}$$

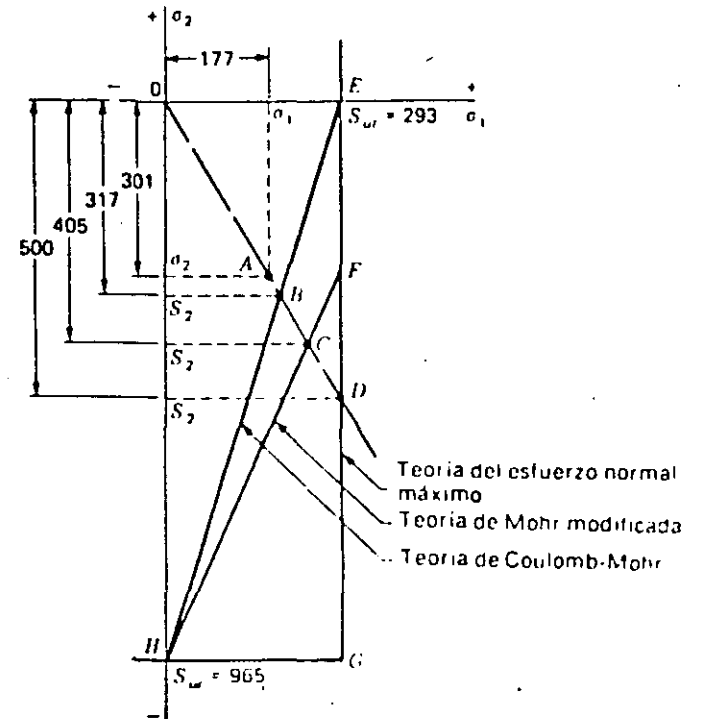


Fig. 5-9 Todos los esfuerzos y resistencias están en MPa

* Burton Paul, A Modification of the Coulomb-Mohr Theory of Fracture, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, serie 1, vol. 28, No. 2, págs. 279-288, junio de 1961.

El esfuerzo cortante por torsión es

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(9.8)(10)^3}{\pi(6)^3} = 231 \text{ MPa}$$

Cuando se traza el diagrama del círculo de Mohr, los esfuerzos principales resultan $\sigma_1 = 177 \text{ MPa}$, $\sigma_2 = -301 \text{ MPa}$.

Si se emplean los valores típicos de las resistencias, en vez de los mínimos, entonces de la tabla A-20 se obtiene $S_{ur} = 42.5 \text{ kip/plg}^2$ y $S_{uc} = 140 \text{ kip/plg}^2$. Al convertir estos valores a unidades SI, resulta $S_{ur} = 293 \text{ MPa}$ y $S_{uc} = 965 \text{ MPa}$.

El siguiente paso es trazar una gráfica a escala, correspondiente al cuarto cuadrante de la figura 5-8, utilizando las magnitudes de esfuerzo y resistencia que se han obtenido. Esto se efectúa en la figura 5-9. El punto *A* corresponde a las coordenadas σ_1, σ_2 del estado de esfuerzo real. Si σ_1 y σ_2 aumentan de magnitud, pero conservan la misma relación entre sí, entonces los puntos *B*, *C* y *D* representarían las fallas, según cada teoría. Por tanto, si *OA* representa el estado de esfuerzo, entonces *AB*, *AC* y *AD* representan los márgenes de seguridad respectivos (consulte en la sección 1-6 la definición del margen de seguridad). Los factores de seguridad correspondientes son iguales, respectivamente, a *OB* dividido entre *OA*, a *OC* dividido entre *OA* y a *OD* dividido entre *OA*.

Otra forma de obtener el factor de seguridad es proyectar los puntos *B*, *C* y *D* sobre el eje σ_1 o el σ_2 . Las intersecciones resultantes definen las resistencias correspondientes S_1 o S_2 , si se utiliza una notación mnemotécnica. Por lo tanto, en la figura 5-9 se puede leer la resistencia S_2 para cada teoría de falla. El factor de seguridad, para la teoría de Coulomb-Mohr, es

$$n = \frac{S_2}{\sigma_2} = \frac{-317}{-301} = 1.05 \quad \text{Resp.}$$

Para la teoría de Mohr modificada, se tiene

$$n = \frac{-405}{-301} = 1.35 \quad \text{Resp.}$$

Y para la teoría del esfuerzo normal máximo, se halla que

$$n = \frac{-500}{-301} = 1.6 \quad \text{Resp.}$$

Desde luego, el último resultado también se puede obtener si se divide S_{ur} entre σ_1 y S_{uc} entre σ_2 , y luego se selecciona el menor de los dos valores resultantes

5-9 FATIGA

Para obtener las propiedades de materiales relacionadas con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica gradualmente, dando suficiente tiempo para que se desarrolle la deformación. En las condiciones usuales, la probeta se ensaya hasta que se destruye, de manera que los esfuerzos se aplican sólo una vez. Estas condiciones se conocen como condiciones estáticas y se tienen con alto grado de aproximación en muchas estructuras y elementos de máquina.

Sin embargo, frecuentemente ocurre que los esfuerzos varían o fluctúan entre determinados valores. Por ejemplo, una fibra particular de la superficie de un eje rotatorio, sometida a la acción de cargas de flexión, pasa por esfuerzos de tensión y de compresión en cada revolución del eje. Si éste es parte de un motor eléctrico que gira a 1725 rpm, la fibra es esforzada en tensión y en compresión 1725 veces por minuto. Si, además, el eje también está cargado axialmente (por ejemplo, en el caso de un engrane helicoidal o de tornillo sin fin), habrá una componente axial de esfuerzo que se superpondrá a la componente de flexión. Esto, en cualquier fibra, ocasionará un esfuerzo que seguirá siendo fluctuante, pero que oscilará entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquina producen esfuerzos que se llaman repetidos, alternantes o fluctuantes.

En muchos casos hay que analizar elementos de máquina que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y, sin embargo, después de un cuidadoso análisis, se descubre que los esfuerzos máximos reales fueron inferiores a la resistencia última del material y, muchas veces, que fueron aún menores que la resistencia de fluencia. La característica más notable de estas fallas ha sido que los esfuerzos se repitieron un número muy grande de veces. Por lo tanto, la falla se denomina falla por fatiga.

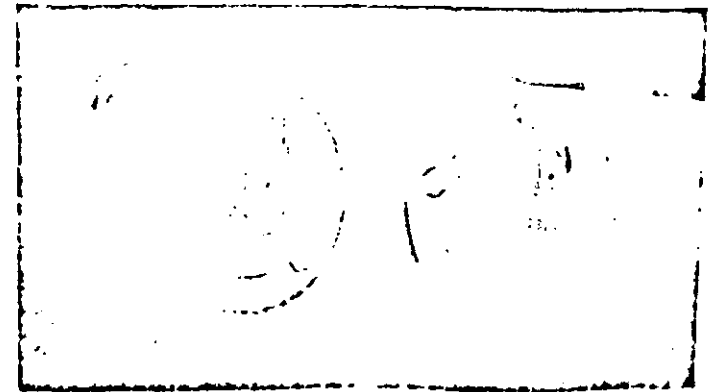


Fig. 5-10 Falla por fatiga de una pieza forjada de $7\frac{1}{2}$ plg de diámetro, con ajuste a presión. La probeta es de acero UNS G10450, normalizado y revenido, y fue sometida a flexión rotatoria (Cortesía de The Timken Company.)

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta. La grieta inicial es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista y aun es bastante difícil localizarla por inspección con Magnaflux o con rayos X. La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material, tal como un cambio en la sección transversal, un chavetero (o cuñero) o un orificio. Hay otros puntos menos obvios donde es probable que se inicien fallas por fatiga, como las marcas de inspección o de otra clase, grietas internas, o aun irregularidades causadas por el maquinado. Una vez que se forma una grieta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y la grieta se extiende más rápidamente. Como el área esforzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que, finalmente, el área restante falla de repente. En consecuencia, las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas de falla (fig. 5-10). La primera de ellas se debe al desarrollo progresivo de la grieta, en tanto que la segunda se origina en la ruptura repentina. La zona de esta ruptura tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil, como el hierro volado, que ha fallado por tensión.

Cuando las piezas de máquina fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande, debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia, y la pieza se reemplaza antes de que ocurra realmente la ruptura. Por tanto, muchas fallas estáticas son visibles y se detectan anticipadamente. Pero una falla por fatiga no da señal alguna; es repentina y total y, por lo tanto, peligrosa. El diseño contra fallas estáticas es relativamente sencillo, pues los conocimientos actuales sobre el asunto son bastante completos. Pero la fatiga es un fenómeno mucho más complicado, sólo explicado parcialmente, y si un ingeniero pretende ascender hasta la cima de su profesión, debe adquirir tanto conocimiento de la materia como sea posible. Cualquiera que no sepa lo suficiente sobre fallas por fatiga puede duplicar o triplicar los factores de seguridad y, así, crear un diseño que no fallará. Pero tales diseños no serán competitivos en el mercado actual, ni tampoco los ingenieros que los hayan realizado.

5-10 RESISTENCIA A LA FATIGA Y LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas y, así, se cuentan los ciclos o alternaciones de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura. El dispositivo para ensayos de fatiga más ampliamente usado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.R. Moore. Esta máquina somete a la probeta a flexión pura (no a cortante transversal) por medio de pesos. La muestra que se ilustra en la figura 5-11 se labra a máquina y se pule muy cuidadosamente, recibiendo un pulimento final en dirección axial, para evitar rayaduras circunferenciales.

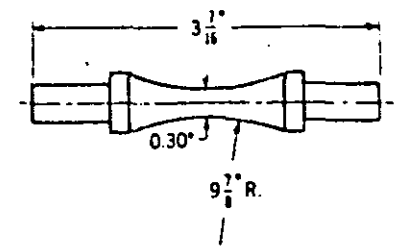


Fig. 5-11 Probeta para la máquina de ensayos de viga rotatoria de R.R. Moore.

Otras máquinas para ensayos de fatiga permiten aplicar a las probetas esfuerzos axiales, torsionales o combinados, de tipo fluctuante o alternante (invertido alternativamente).

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con la viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (alternaciones o inversiones sucesivas de esfuerzo) de la viga que se requieren para la falla. La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material. La segunda prueba se lleva a cabo con un esfuerzo menor que el utilizado en la primera. Este proceso se continúa y los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado S-N (fig. 5-12). Esta gráfica se puede trazar en papel semilog o log-log. En el caso de metales férricos y sus aleaciones la gráfica se vuelve horizontal después de que el material ha sido esforzado durante un cierto número de ciclos. El empleo de papel logarítmico destaca el recodo o ángulo de la curva, que no se manifestaría si los resultados se graficaran en un sistema de coordenadas cartesianas.

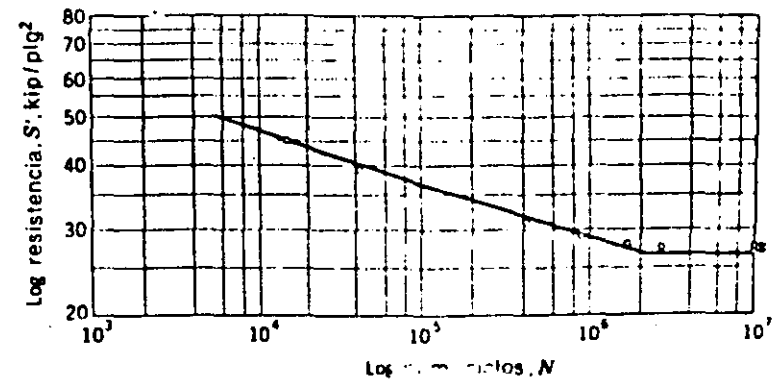


Fig. 5-12 Diagrama S-N para acero recocido UNS G10400. Los datos observados y graficados son (expresados en kip/plg² y en los respectivos exponentes): 45.0 a 15.1 (10)³, 39.1 a 41.0 (10)³, 38.9 a 40.0 (10)³, 28.7 a 897.4 (10)³, 28.05 a 1.696 (10)⁴, 27.4 a 2.662 (10)⁴, 27.25 a 10.612 (10)⁴ y 27.0 a 10.089 (10)⁴. Las dos últimas probetas en la curva.

Las ordenadas del diagrama $S-N$ son las *resistencias a la fatiga* S_f ; al expresar este tipo de resistencia también se debe indicar el número de ciclos, N , que corresponde.

En el caso de los aceros se presenta el recodo en la gráfica, y más allá de este punto la falla no ocurrirá, cualquiera que sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al recodo se denomina *límite de resistencia a la fatiga*, S_f^* , o simplemente, *límite de fatiga*. La gráfica de la figura 5-12 nunca llega a ser horizontal en el caso de metales no férreos y sus aleaciones y, por tanto, estos materiales no tienen límite de resistencia a la fatiga.

Como se señaló antes, siempre es una buena práctica de Ingeniería elaborar un programa de ensayos de los materiales que se emplearán en el diseño y la fabricación. De hecho, esto es un requisito, y no una opción, para prevenir la posibilidad de una falla por fatiga. *Debido a esta necesidad de ensayos, sería realmente innecesario proseguir aquí el estudio de la falla por fatiga, si no fuera por una razón importante: el deseo de saber por qué ocurren las fallas por fatiga, a fin de poder emplear el método o los métodos más efectivos para aumentar la resistencia a la fatiga.* Por lo tanto, nuestro objetivo principal al estudiar la fatiga es comprender por qué ocurren estas fallas, de manera que se pueda prevenirlas en forma óptima. Por esta razón, los enfoques analítico y de diseño presentados en este libro —o en cualquier otra obra de esta materia— no producen resultados absolutamente precisos. Los resultados deben considerarse como una guía, como un indicador de qué es importante, y qué no, en el diseño contra fallas por fatiga.

Los métodos de análisis de la falla por fatiga son una combinación de Ingeniería y ciencia. A menudo la ciencia no puede proporcionar las respuestas que se necesitan. Sin embargo, se deben seguir haciendo aviones para que vuelen sin peligro; un automóvil debe fabricarse con una confiabilidad que asegure una vida larga, sin averías y, al mismo tiempo, produzca utilidades a los accionistas de la industria. El caso de la fatiga es similar. La ciencia todavía no ha podido explicar completamente el mecanismo real de la fatiga. Pero el ingeniero tiene que seguir creando cosas que no fallen. En cierto sentido, este es un ejemplo clásico del verdadero significado de la Ingeniería, en contraste con el de la ciencia. Los ingenieros emplean la ciencia para resolver sus problemas si es factible utilizarla. Pero, ya sea factible o no, se debe resolver el problema y, cualquiera que sea la forma que tome la solución, en estas condiciones, se denomina Ingeniería.

Uno de los primeros problemas a resolver es el de saber si existe una relación general entre el límite de resistencia a la fatiga y las resistencias obtenidas de un ensayo simple a la tensión. Cuando se efectúa una investigación en la que se utilizan grandes cantidades de datos obtenidos en pruebas de tensión y en pruebas con la viga rotatoria, se halla que existe ciertamente una relación entre los resultados obtenidos en estos dos tipos de prueba. Dicha relación se puede observar en la figura 5-13. Debido a la dispersión, la

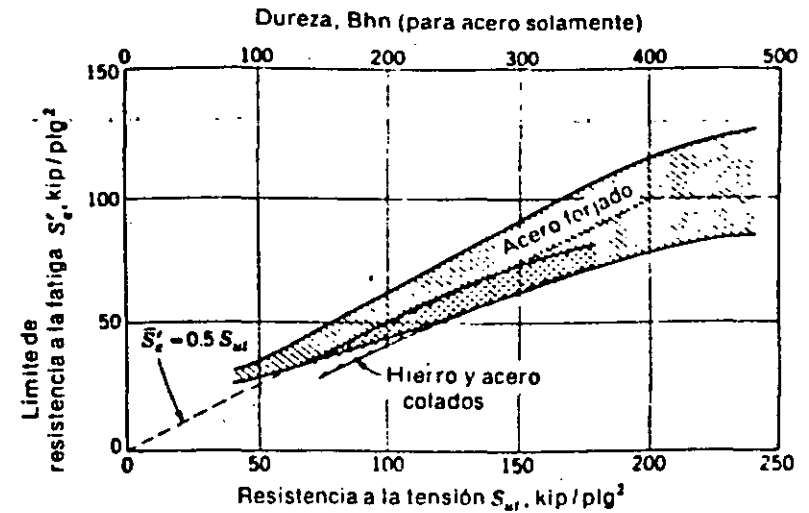


Fig. 5-13 Relación observada entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga para aceros forjado y fundido, y hierro colado. Se pueden obtener valores aproximados a partir de la dureza Brinell si se conoce la resistencia a la tensión. Las franjas que contienen las observaciones se llaman *bandas de dispersión*. [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinall (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.]

gráfica de esta relación no puede ser una curva bien definida, pues habría que utilizar un pincel ancho para cubrir la mayor parte de los puntos de los datos. Al analizar minuciosamente la figura 5-13 se encuentra que, cuando se trata de aceros, el límite de resistencia a la fatiga varía desde, aproximadamente un 40 a un 60 % de la resistencia a la tensión, hasta aproximadamente el valor de $S_u = 200$ kip/plg² (o sea, 14 000 kgf/cm²), y el límite de fatiga es, aparentemente, de unos 100 kip/plg² (esto es, 7 000 kgf/cm²) para resistencias a la tensión de 200 kip/plg², o más.

Ahora es importante observar que la dispersión de los puntos correspondientes al límite de fatiga *no* se debe, en absoluto, a una dispersión en las resistencias a la tensión de las probetas. Si, por ejemplo, se toma un gran número de muestras para la viga rotatoria, de un acero que tenga una $S_u = 100$ kip/plg² exactamente, entonces los límites de resistencia a la fatiga de estas probetas variarán entre 40 y 60 kip/plg², con una media de, aproximadamente, 50 kip/plg². Por esta razón es preferible usar las siguientes relaciones para predecir el límite medio de resistencia a la fatiga de las probetas de viga rotatoria:

$$\begin{aligned} S_f &= 0.50 S_u & S_u &\leq 200 \text{ kip/plg}^2 \\ S_f &= 100 \text{ kip/plg}^2 & S_u &> 200 \text{ kip/plg}^2 \end{aligned} \quad (5-20)$$

* En i. endurance limit. (N. del T.)

Las relaciones correspondientes en el sistema métrico gravitacional son

$$S'_f = 0.50S_{ur} \quad S_{ur} \leq 14\,000 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S'_f = 7\,000 \text{ kgf/cm}^2 \quad S_{ur} > 14\,000 \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-20a)$$

y para el SI son (redondeando las cifras):

$$S'_f = 0.50S_{ur} \quad S_{ur} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_f = 700 \text{ MPa} \quad S_{ur} > 1400 \text{ MPa} \quad (5-21)$$

La marca de "prima" en S'_f indica probeta de viga rotatoria, porque el símbolo S_r se reservará para el límite de resistencia a la fatiga de un elemento de máquina particular. Pronto se verá que estas dos resistencias pueden ser totalmente distintas.

Como se indica en la figura 5-13, el límite de fatiga del hierro colado es algo menor que el del acero. Por lo general se emplea la siguiente relación para el hierro fundido:

$$S'_f = 0.40S_{ur} \quad (5-22)$$

Observe que este resultado difiere sólo ligeramente de los valores de la Tabla A-20.

Los industriales del procesamiento de aluminio y magnesio publican tablas muy completas de las propiedades de estos materiales, incluyendo la resistencia a la fatiga. Por lo común, esta resistencia varía desde aproximadamente el 30 hasta el 40% de la resistencia a la tensión, dependiendo de que el material sea fundido o forjado. Estos materiales no tienen límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a la misma generalmente está basada en 10^6 o $5(10)^6$ ciclos de alternación de esfuerzo.

Como indican los datos de la tabla 5-1, las desviaciones estándares del límite de resistencia a la fatiga varían desde aproximadamente 4 hasta 10%. Si se tienen buenos cuidados, se realizan las inspecciones necesarias y se aplican técnicas de control adecuadas, es probable que se pueda mantener una desviación de 8% del límite de resistencia a la fatiga y, en el presente texto, se utilizará esta cifra para los análisis de confiabilidad.

La raya en el símbolo S'_f para indicar el valor medio es una notación inconveniente y no se utilizará en lo sucesivo. En vez de esto, se empleará S'_f para el límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria, que corresponde a una confiabilidad establecida R . Si la confiabilidad *no* se enuncia, se considerará que S'_f es el límite de resistencia a la fatiga, correspondiente a $R = 0.50$; es decir, el límite medio de fatiga.

Tabla 5-1 DESVIACIONES ESTÁNDARES DEL LÍMITE DE FATIGA*

Material †	Resistencia a la tensión		Límite de fatiga		Desviación estándar	
	UNS No.	MPa kip/plg ²	MPa kip/plg ²	MPa kip/plg ²	kip/plg ²	%
G43400, acero		965 140	489 71	3.5	4.9	
		1310 190	586 85	6.7	7.5	
		1580 230	620 90	5.3	5.9	
		1790 260	668 97	6.3	6.5	
G43500, acero		2070 300	659 100	4.4	4.4	
R50001, aleación de titanio, serie.		1000 145	579 84	5.4	6.4	
A97076, aleación de aluminio		524 76	186 27	1.6	6.0	
Co3000, bronce de aluminio		806 117	331 48	4.5	9.4	
C17200, cobre berilio		1210 175	248 36	2.7	7.5	

* Informado por F.B. Stulen, H.N. Cummings y W.C. Schulte, Preventing Fatigue Failures, Parte 5, *Machine Design*, vol. 33, pág. 161, junio 22 de 1961

† Las aleaciones son tratadas térmicamente y trabajadas en caliente, las probetas lisas se someten a ensayos de viga rotatoria para larga duración.

5-11 RESISTENCIA DE VIDA FINITA

Muchos ingenieros diseñaban antes, irreflexivamente, todas las piezas o elementos para una vida o duración infinita. Esto es ineficiente: aun una pequeña investigación revelará con frecuencia que gran número de piezas no merecen esta consideración. En realidad es muy sencillo determinar la resistencia a la fatiga S'_f , correspondiente a una vida finita N . La figura 5-14 es una gráfica que muestra los resultados de un gran número de pruebas de fatiga, realizadas con diversos materiales y resistencias; en dicha figura la abscisa es el logaritmo del número de ciclos de esfuerzo N , como en el diagrama usual $S-N$, pero la ordenada es el logaritmo de la razón de la resistencia a la fatiga, a la resistencia a la tensión. En esta gráfica se puede apreciar que prácticamente todas las resistencias estarán en (o por encima de) una recta, trazada desde el límite de resistencia a la fatiga a 10^6 ciclos, hasta un punto que corresponde a $0.9 S_{ur}$ a 10^3 ciclos. Además, una recta punteada, que represente la resistencia media a la fatiga, comenzaría en el límite de resistencia a la fatiga a 10^7 ciclos y cortaría a la línea de 1000 ciclos en $0.95 S_{ur}$.

En este libro, todo lo que tenga una vida de 1000 ciclos o menos se tratará como un problema de estática, o sea, como un problema en el que se descarta la posibilidad de una falla por fatiga. Sin embargo, debe observarse que las fallas por fatiga a $N < 1000$ ciclos ocurren en casos aislados. Este es un tema de investigación interesante que no se puede considerar aquí.

El hecho importante que debe observarse en la figura 5-14 es que, con ayuda de las ecuaciones (5-20) y (5-21), constituye un medio para estimar la resistencia a la fatiga S'_f , correspondiente a un número de ciclos que varía

desde 10^3 hasta infinito. Por lo tanto, con sólo utilizar datos publicados de ensayo a tensión, como los de la tabla A-17, se puede elaborar un diagrama $\log S$ - $\log N$ y trazar en él la línea de resistencia mínima o la de resistencia media, y permitirá determinar una S_f correspondiente a una vida N .

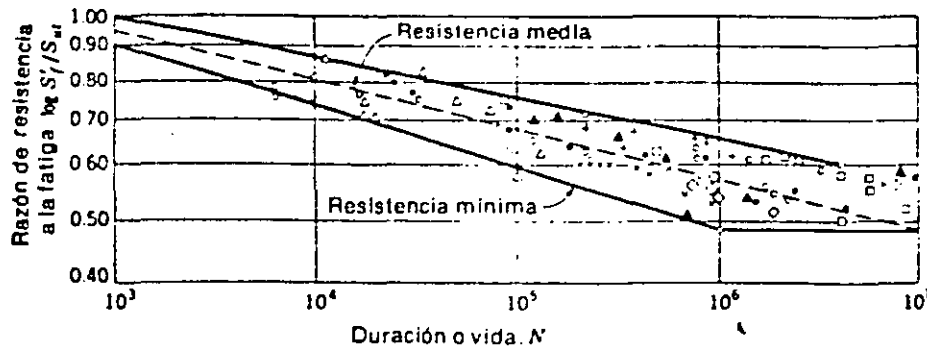


Fig. 5-14 Compilación de ensayos de fatiga, obtenida graficando la razón entre la resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión. Todos los datos son de pruebas con viga rotatoria [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinall (eds.), "Application of Stress Analysis to Design and Metallurgy", The University of Michigan Summer Conference, Ann Arbor, Mich., 1961.

Lo que sigue es importante. Suponga que se le pide a uno que sirva como perito en un tribunal, donde se examina un caso de falla por fatiga. De acuerdo con el análisis de la sección 5-10 acerca de la naturaleza estadística de la fatiga, ¿convendría utilizar la línea de resistencia media de la figura 5-14 o la línea de resistencia mínima, para estimar la vida N ? La figura 5-14 es una gráfica para diversos aceros elaborados por diferentes métodos de procesamiento y tratamiento térmico. La línea de resistencia mínima para todo el grupo podría coincidir realmente con la línea de resistencia media para un acero particular. Por esta razón, pudiera ser peligroso utilizar nada que no fuese la línea de resistencia mínima de la figura 5-14, para definir la resistencia media. Por tanto, es recomendable que se emplee una línea en el diagrama $\log S$ - $\log N$ que una $0.9 S_{ut}$ a 10^3 ciclos y S'_e a 10^6 ciclos, para definir la resistencia media a la fatiga S'_f , que corresponde a una vida N .

Una forma fácil de obtener la resistencia a la fatiga S'_f , correspondiente a un número dado de ciclos N , es trazar el diagrama S - N en papel log-log de 2×3 . Así, los valores serán fáciles de leer. Una desventaja de este procedimiento es que la pendiente de la recta S - N es tan pequeña que es difícil obtener resultados exactos.

Con las calculadoras de tipo científico, ahora se puede aplicar un método más fácil: escribe la ecuación de S - N como

$$\log S'_f = -m \log N + b$$

Esta recta debe cortar la de 10^6 ciclos en S'_e y a la de 10^3 ciclos en $0.9 S_{ut}$. Al sustituir lo anterior en la ecuación (5-23), se pueden resolver las ecuaciones resultantes, para determinar las constantes m y b . Los resultados son

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S'_e} \quad (5-24)$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S'_e} \quad (5-25)$$

Cuando se conocen S_{ut} y S'_e , estas dos ecuaciones se pueden resolver con una calculadora de bolsillo. Luego, si se conoce N y ha de determinarse S'_f , se resuelve la ecuación (5-23) en la forma

$$S'_f = \frac{10^b}{N^m} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (5-26)$$

lo cual se realiza fácilmente mediante la calculadora. Ahora bien, si se conoce S'_f y se desea despejar N , entonces la ecuación (5-23) da

$$N = \frac{10^{b/m}}{S'_f} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (5-27)$$

Desde luego, el lector debe demostrar que estas relaciones son correctas.

Los términos S'_f y S'_e de las ecuaciones (5-24) a (5-27) designan, respectivamente, la resistencia a la fatiga y el límite de resistencia a la fatiga de una probeta del tipo de viga rotatoria. Si estas ecuaciones han de emplearse en el caso de un elemento real, sea de máquina o estructural, entonces dichos términos deben sustituirse con S_f y S_e , como en el ejemplo siguiente.

EJEMPLO 5-3 El límite de resistencia a la fatiga de un elemento de acero es 112 MPa y su resistencia a la tensión es de 385 MPa. ¿Cuál será la resistencia a la fatiga, correspondiente a una vida de $70(10)^3$ ciclos?

SOLUCIÓN. Puesto que $0.9 S_{ut} = 0.9(385) = 346$ MPa, las ecuaciones (5-24) y (5-25) dan, respectivamente,

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S'_e} = \frac{1}{3} \log \frac{346}{112} = 0.163$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S'_e} = \log \frac{(346)^2}{112} = 3.029$$

Luego entonces, de la ecuación (5-26) resulta que la resistencia correspondiente a vida finita es

$$S_f = \frac{10^b}{N^m} = \frac{10^{3.029}}{[70(10)^3]^{0.163}} = 173 \text{ MPa} \quad \text{Resp.} \quad \text{////}$$

5-12 DAÑO ACUMULATIVO POR FATIGA

En vez de un solo esfuerzo alternante σ , aplicado durante n ciclos, suponga que una pieza se somete a un esfuerzo σ_1 , durante n_1 ciclos, a uno σ_2 durante n_2 ciclos, etc. En estas condiciones, el problema consistirá en estimar la duración a la fatiga de una pieza sometida a estos esfuerzos invertidos alternativamente, o a estimar el factor de seguridad, si la pieza tiene vida infinita. Si se indaga en las obras publicadas, se hallará que este problema todavía no se ha resuelto por completo. Por lo tanto, los resultados obtenidos por cualquiera de las técnicas aquí presentadas deben utilizarse como guías, para ver cómo se podría avanzar en la solución del problema. Nunca deberán emplearse tales resultados para obtener valores absolutos, a menos que los propios experimentos indiquen la posibilidad de hacerlo así. Por ahora, en las publicaciones sobre la materia no se ha informado de ningún procedimiento que siempre esté en concordancia con los experimentos.

La teoría más aceptada en la actualidad para explicar el daño acumulativo por fatiga es la llamada *teoría de la suma de razones de ciclos de Palmgren-Miner*, conocida también por *regla de Miner*;* matemáticamente,

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = C \quad (5-28)$$

donde n es el número de ciclos de esfuerzo σ aplicados a la muestra, y N es la vida correspondiente a σ . La constante C se determina experimentalmente y su valor suele estar en el intervalo

$$0.7 \leq C \leq 2.2$$

Muchos autores recomiendan el uso de $C = 1$, de manera que la ecuación (5-28) quedaría

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (5-29)$$

Para ilustrar el empleo de la regla de Miner, se considerará un acero que tiene las propiedades $S_{ur} = 80 \text{ kip/plg}^2$ y $S'_{e,0} = 40 \text{ kip/plg}^2$, donde se utiliza el símbolo $S'_{e,0}$, en vez del usual $S'_{e,1}$, para indicar el límite de resistencia a la fatiga del *material virgen* (o *no dañado*). La gráfica $\log S - \log N$ para este material se indica en la figura 5-15. La línea gruesa continua, ahora se

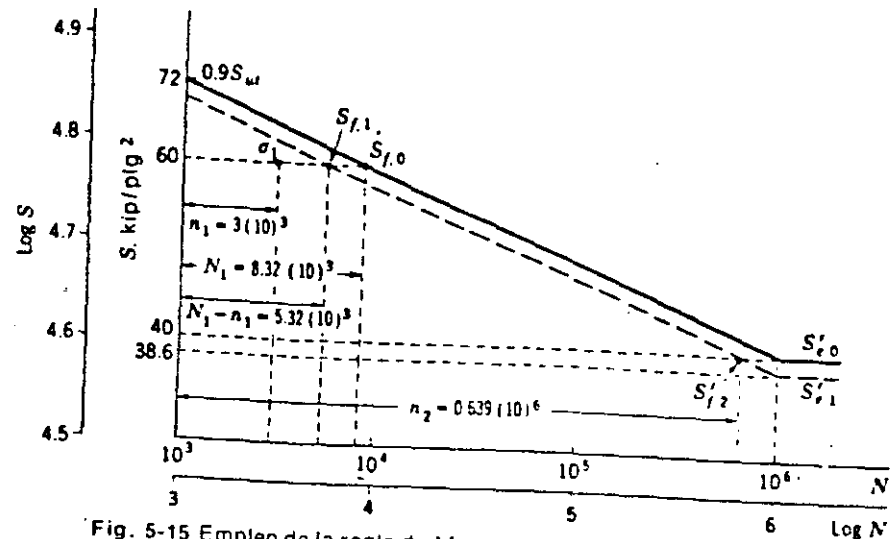


Fig. 5-15 Empleo de la regla de Miner, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobrestorzado un número finito de ciclos.

supondrá que se aplica un esfuerzo alternante $\sigma_1 = 60 \text{ kip/plg}^2$, durante $n_1 = 3000$ ciclos. Puesto que $\sigma_1 > S'_{e,0}$, el límite de resistencia a la fatiga se modificará y se desea hallar un nuevo límite $S'_{e,1}$ del material dañado usando la regla de Miner. La figura indica que el material tiene una vida $N_1 = 8320$ ciclos y, en consecuencia, después de aplicar σ_1 durante 3000 ciclos, existen $N_1 - n_1 = 5320$ ciclos de vida restantes. Esto localiza la resistencia de vida finita $S_{f,1}$ del material dañado, como se indica en la figura 5-15. Para obtener un segundo punto se formula la pregunta: Conociendo n_1 y N_1 , ¿cuántos ciclos de esfuerzo $\sigma_2 = S'_{e,0}$ se pueden aplicar, antes de que falle el material dañado? Esto corresponde a n_2 ciclos de esfuerzo alternante y,

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (a)$$

$$n_2 = \left(1 - \frac{n_1}{N_1}\right) N_2 \quad (b)$$

Entonces
$$n_2 = \left[1 - \frac{3(10)^3}{8.32(10)^3}\right](10)^6 = 0.639(10)^6 \text{ ciclos}$$

Lo anterior corresponde a la resistencia de vida finita $S_{f,2}$ en la figura 5-15. La recta que pasa por $S_{f,1}$ y $S_{f,2}$ es la gráfica $\log S - \log N$ del material dañado, de acuerdo con la regla de Miner. El nuevo límite de resistencia a la fatiga es $S_{e,1} = 38.6 \text{ kip/plg}^2$.

* A. Palmgren, Die Lebensdauer von Kugellagern, ZVDI, vol. 68, págs. 339-341, 1924; M.A. Miner, Cumulative Damage in Fatigue, J. Appl. Mech., vol. 12, Trans. ASME, vol. 67, 1945; A.159-A164, 1945.

Aunque la regla de Miner se emplea por lo general, hay dos aspectos en los que no concuerda con los experimentos. Primero, se debe notar que esta teoría establece que se modifica la resistencia estática S_w , o sea, disminuye debido a la aplicación de σ_1 ; observe la figura 5-15 en $N = 10^3$ ciclos. Experimentalmente, no se verifica esta predicción.

La regla de Miner, expresada por la ecuación (5-29), no toma en cuenta el orden en que se aplican los esfuerzos y, por lo tanto, ignora los esfuerzos menores que $S'_{e,0}$. Pero en la figura 5-15 se ve que un esfuerzo σ_3 en el intervalo $S'_{e,1} < \sigma_3 < S'_{e,0}$ produciría daño si se aplicara después de que el límite de resistencia a la fatiga se hubiera modificado por la aplicación de σ_1 .

El método de Manson* subsana las dos deficiencias observadas en el método de Palmgren-Miner; históricamente es un enfoque mucho más reciente y su uso es igual de fácil. Excepto por un ligero cambio, en este libro se recomienda y se utilizará el método de Manson; este autor consideró la gráfica S -log N en vez de la gráfica log S -log N que se recomienda aquí. Manson también recurrió a la experimentación para determinar el punto de convergencia de las líneas S -log N , correspondiente a la resistencia estática, en vez de seleccionar arbitrariamente la intersección correspondiente a $N = 10^3$ ciclos y $S = 0.9 S_w$ como se hizo aquí. Por supuesto, siempre es mejor utilizar la experimentación, pero el objetivo de este libro es emplear los datos de un ensayo a tensión simple, para aprender lo más posible acerca de la falla por fatiga.

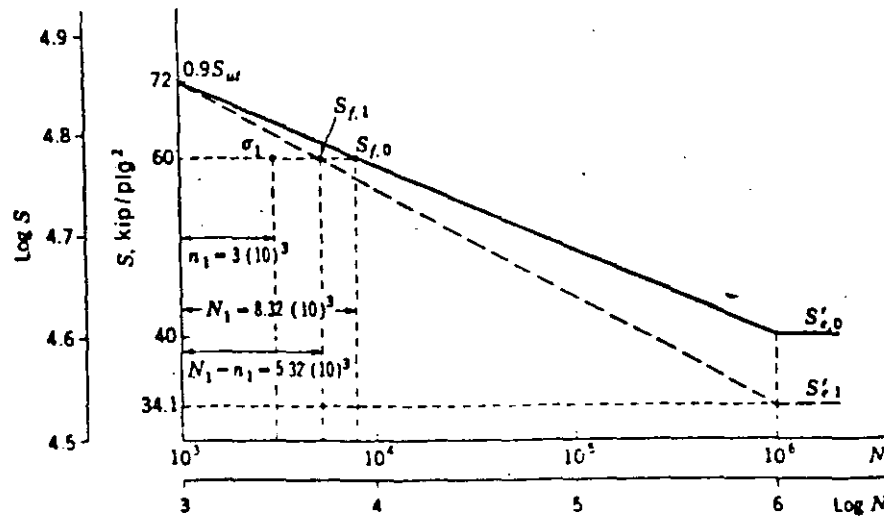


Fig. 5-18 Empleo del método de Manson, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobrestrozado un número finito de ciclos.

* S.S. Manson, A.J. Nachtigall, C.R. Ensign, and J.C. Freche, Further Investigation of a Relation of Cumulative Fatigue Damage in Bending, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, ser. B, vol. 87, no. 1, pp. 5, Febrero 1965.

Según se expone aquí, el método de Manson consiste en hacer que todas las líneas log S -log N —es decir, las líneas para el material dañado y para el material virgen— converjan al mismo punto, $0.9 S_w$ a 10^3 ciclos. Además, las líneas log S -log N deben trazarse en el mismo orden cronológico en que se producen los esfuerzos.

Los datos del ejemplo anterior se utilizan con fines ilustrativos. Los resultados se muestran en la figura 5-16. Observe que la resistencia $S'_{f,1}$, correspondiente a $N_1 - n_1 = 5.32(10)^3$ ciclos, se halla de la misma manera que antes. Por este punto y por $0.9 S_w$ a 10^3 ciclos, se traza la línea gruesa punteada para encontrar la de $N = 10^6$ ciclos y definir el límite de resistencia a la fatiga $S'_{e,1}$ del material dañado. En este caso, el nuevo límite de fatiga es 34.1 kip/plg^2 , algo menor que el hallado por el método de Miner.

Ahora es fácil ver en la figura 5-16 que un esfuerzo alternante $\sigma = 36 \text{ kip/plg}^2$, por ejemplo, no afectaría al límite de resistencia a la fatiga del material virgen, no importa cuántos ciclos se apliquen. Sin embargo, si $\sigma = 36 \text{ kip/plg}^2$ debe aplicarse *después* de que el material ha sido dañado por $\sigma_1 = 60 \text{ kip/plg}^2$, entonces se causará un daño adicional.

5-13 FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

El límite de resistencia a la fatiga, S_e , de un elemento de máquina puede ser considerablemente más pequeño que el límite de resistencia a la fatiga, S'_e , de la probeta para la viga rotatoria. Esta diferencia se puede tomar en cuenta empleando una variedad de factores de modificación, cada uno de los cuales corresponde a un efecto por separado. Si se utiliza este concepto, se puede escribir

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (5-30)$$

- donde S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
 S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria
 k_a = factor de superficie
 k_b = factor de tamaño
 k_c = factor de confiabilidad
 k_d = factor de temperatura
 k_e = factor de modificación por concentración del esfuerzo
 k_f = factor de efectos diversos

5-14 ACABADO DE SUPERFICIE

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial, para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales. Obviamente, la mayor parte de los elementos de máquina no tienen esta alta calidad de acabado. Los factores de modificación k_a , que se muestran en la figura 5-17, dependen de la calidad del acabado y de la

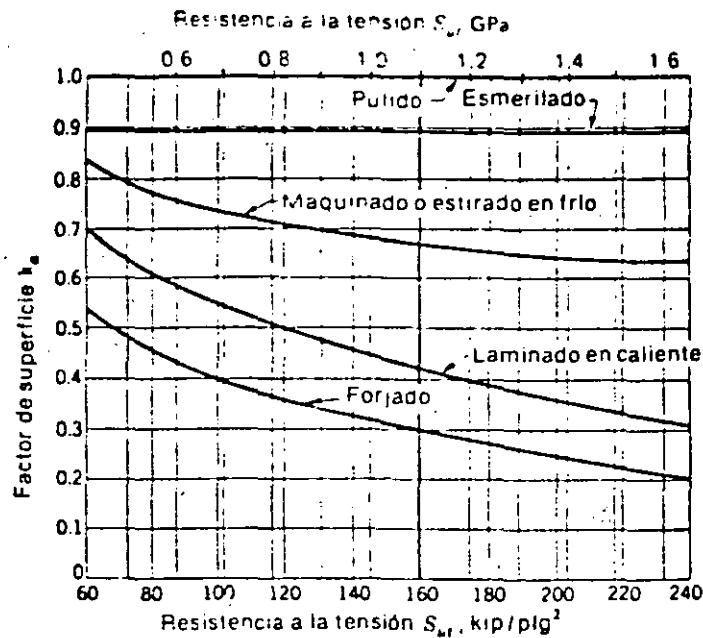


Fig. 5-17 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_s que se usan en la ecuación (5-30).

resistencia a la tensión. Se debe examinar este diagrama con cuidado, pues destaca la gran importancia de tener un buen acabado de superficie, cuando existe la posibilidad de falla por fatiga. Los factores que se indican en este diagrama se obtuvieron resumiendo grandes recopilaciones de datos, determinados en ensayos de aceros forjados y, probablemente, también son válidos para aceros fundidos y los hierros colados de los mejores grados.

Los factores de superficie para materiales no férricos, como las aleaciones de aluminio, deben considerarse iguales a la unidad, porque los límites de resistencia a la fatiga, tabulados para estos materiales, incluyen el efecto del acabado de superficie.

5-15 EFECTOS DE TAMAÑO

El ensayo de viga rotatoria da el límite de resistencia a la fatiga para una probeta de 0.30 plg de diámetro. Cuando son probetas de mayor tamaño las que se ensayan a esfuerzos que se invierten completamente en flexión o en torsión; se halla que el límite de resistencia a la fatiga es de 10 a 15% menor, para probetas hasta de 2 plg (50 mm). Cuando se trata de muestras de diámetro mayor que 2 plg, el límite de resistencia a la fatiga puede ser hasta 25% menor, pero hay que realizar pruebas particulares en tales casos.

La distribución triangular del esfuerzo, en el caso de flexión y de torsión, es muy similar a la distribución del esfuerzo en una barra ranurada. Es decir,

la flexión y la torsión se asemejan a la concentración de esfuerzo. Es probable que esto —junto con el hecho de que una probeta grande probablemente tendrá más defectos de superficie que una pequeña— sea lo que explique la reducción de los límites de resistencia a la fatiga en torsión y en flexión, debido al tamaño.

Por consiguiente, para los casos de flexión y torsión, k_b debe seleccionarse en la forma siguiente:

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 0.30 \text{ plg} (7.6 \text{ mm}) \\ 0.85 & 0.30 < d \leq 2 \text{ plg} (50 \text{ mm}) \\ 0.75 & d > 2 \text{ plg} (50 \text{ mm}) \end{cases}$$

La dimensión d corresponde a la altura de la sección transversal, h , en el caso de secciones no circulares en flexión.

Sorprendentemente, los valores de k_b , enlistados antes, también son apropiados para cargas axiales invertidas alternativamente, pero por razones totalmente distintas. En el caso de carga axial, la distribución del esfuerzo es constante y, por lo tanto, no se produce la concentración del esfuerzo cerca de la superficie. Sin embargo, al medir minuciosamente los límites de resistencia a la fatiga de aceros fundidos y forjados, se observa alguna disminución en el límite de fatiga, en probetas tomadas cerca del núcleo central, en comparación con muestras tomadas cerca de la superficie. Por consiguiente, parece perfectamente apropiado utilizar los valores anteriores para cargas axiales también. Luego entonces, para secciones no circulares, se considera que d es la dimensión menor de la sección transversal.

5-16 CONFIABILIDAD*

En esta sección se describirá un procedimiento analítico que permita diseñar un elemento mecánico sometido a cargas de fatiga, de manera que

* Los siguientes libros y artículos se recomiendan para estudio e información adicionales: Jack R. Benjamin y C. Allin Cornell, "Probability, Statistics and Decision for Civil Engineers", McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1970.

Charles Lapsion y Narendra J. Sheth: "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments", McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1971.

Edward B. Haugen y Paul H. Wirsching, Probabilistic Design, *Machine Design*, vol. 47, nos. 10-14, 1975.

Dimriti Kececioglu, Louie B. Chester y Thomas M. Dodge, Combined Bending-Torsion Fatigue Reliability of AISI 4340 Steel Shafting with K_t , 2-34, *ASME* paper no. 74-WA/DE-12, 1974.

C. Mischke, A Method of Relating Factor of Safety and Reliability, *ASME* paper no. 69-WA/DE-6, 1969.

C. Mischke, Designing to a Reliability Specification, *SAE* paper no. 74-0643, 1974.

C.R. Mischke, A Rationale for Mechanical Design to a Reliability Specification, Implementing Mechanical Design to a Reliability Specification, and Organizing the Computer for Mechanical Design, *ASME* paper, The Design Engineering Technical Conference, Nueva York, oct. 5-9, 1974.

My Dao-Thien y M. Massoud, On the Probabilistic Distributions of Stress and Strength in Design Problems, *ASME* paper no. 74-WA/DE-7, 1974.

mos, estimados para barras laminadas en caliente y estiradas en frío, y que estos son valores típicos cuando los aceros son tratados térmicamente. Por tanto, estos valores se pueden obtener siempre que uno se apegue a las especificaciones y se aplique el suficiente cuidado en la inspección y en el procesamiento. Por consiguiente, en este libro se supondrá que se han establecido procedimientos de control de calidad, con los cuales se asegure que la resistencia a la tensión S_u será siempre igual o mayor que los valores de la tabla A-17, cuando hay que prevenir la falla por fatiga.

Se advierte muy particularmente que estas recomendaciones son sólo para estudiantes. Las directrices correspondientes en la práctica de la Ingeniería se deben tomar de la experiencia en fabricación.

Tabla 5-2 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_f , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACION ESTANDAR DE 8% DEL LIMITE DE FATIGA

Confiabilidad R	Variable estandarizada z	Factor de confiabilidad k_f
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620
0.9999999	5.199	0.584
0.99999999	5.612	0.551
0.999999999	5.997	0.520

5-17 EFECTOS DE TEMPERATURA

El factor de temperatura k_t se debe obtener, si es posible, a partir de ensayos reales cuando hay que considerar la operación a altas temperaturas. Es posible que, en tales casos, se necesite aplicar k_t a ambos extremos del diagrama $S-N$, pues también puede reducirse la resistencia estática. Así mismo, en esos casos es deseable prevenir la posibilidad de falla por flujo plástico. Como factor de temperatura para los aceros se usa el valor (para temperaturas en grados Fahrenheit):

$$k_t = \frac{620}{460 + T} \quad (5-34)$$

cuando $T > 160^\circ\text{F}$; de otra manera se considera que $k_t = 1$.

5-18 CONCENTRACION DEL ESFUERZO*

En el desarrollo de las relaciones de esfuerzo básicas, se supone que la sección transversal permanece constante y que no existen irregularidades en un elemento. Sin embargo, la mayor parte de las piezas mecánicas deben tener agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades. Las discontinuidades de esta clase alteran la distribución de los esfuerzos, de modo que las relaciones de esfuerzo básicas ya no describen el estado de esfuerzo. Estas discontinuidades se denominan *acentuadores de esfuerzos*, y las regiones en las que están se llaman *areas de concentración de esfuerzo*.

Hay un *factor de concentración de esfuerzo, teórico o geométrico*, K_t o K_{ts} , el cual se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal. Luego entonces, los esfuerzos máximos se expresan por las ecuaciones

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_0 \quad \tau_{\max} = K_{ts} \tau_0 \quad (5-35)$$

donde σ_0 es el tipo usual de esfuerzo normal (Me/I o F/A) y τ_0 es un esfuerzo cortante del tipo Tc/J o F/A ; estos valores se basan generalmente en áreas netas de sección transversal. La tabla A-25 contiene varias gráficas con las que se puede obtener la mayor parte de los valores de K_t o K_{ts} . En otros casos se utiliza el índice para hallar el elemento mecánico en consideración.

La concentración del esfuerzo es un efecto altamente localizado. En realidad los esfuerzos de gran intensidad sólo existen en una región muy pequeña, en los alrededores de la discontinuidad. En el caso de materiales dúctiles, la primera carga aplicada al elemento causará fluencia en la discontinuidad, lo cual aliviará la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, cuando las piezas están hechas de material dúctil y las cargas son estáticas, no se necesita en absoluto utilizar un factor de concentración de esfuerzo.**

La concentración de esfuerzo sí tiene que considerarse cuando las partes han de hacerse de materiales frágiles, o cuando estarán sometidas a cargas de fatiga. Sin embargo, aun en estas condiciones, se encuentra que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y, por lo tanto, no se tienen que usar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teóricos. Para estos materiales, es conveniente utilizar un valor reducido de K_t . El factor resultante se define por la ecuación

$$K_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \quad (5-36)$$

* El lector obtiene de consulta acerca de la concentración del esfuerzo, R. E. Peterson "Stress Concentration Factors", John Wiley & Sons, Nueva York, 1951.

** En una edición anterior de este libro, págs. 225-228, se indicó que la fluencia en la sección de un acentuador de esfuerzos puede disminuir significativamente la resistencia real de la pieza.

tenga una vida deseada con determinada confiabilidad. De muchas maneras, la vida y la confiabilidad pueden constituir un método más efectivo para medir la eficiencia de diseño que el uso de un factor de seguridad, porque la vida y la confiabilidad se pueden medir fácilmente. El método presentado aquí es lógico, pero hay que hacer ensayos adicionales, antes de que se pueda recomendar para uso general. En particular, no se debe esperar que el método proporcione valores absolutos. Su mayor utilidad será servir como una guía que ayudará a descubrir cuál es lo más efectivo para aumentar la vida y la confiabilidad de elementos reales.

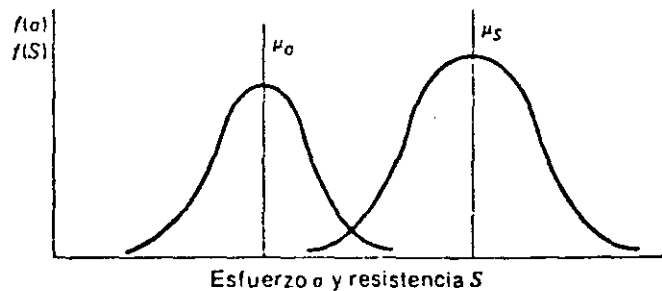


Fig. 5-18 Gráfica de distribuciones de esfuerzos y de resistencias, en la se indica el esfuerzo medio μ_σ y la resistencia media μ_S .

Para definir el significado exacto de la confiabilidad, se supondrá que se tiene un gran grupo o población de partes mecánicas. Se puede asociar cierta resistencia S y cierto esfuerzo σ a cada pieza. Pero como hay un gran número de ellas, existe una población de resistencias y una de esfuerzos. Estas dos poblaciones podrían tener distribuciones semejantes a las mostradas en la figura 5-18. Utilizando la notación de la sección 4-8, se designará por μ_σ y σ_σ a la media y a la desviación estándar del esfuerzo, mientras que se usarán μ_S y σ_S para denotar la media y la desviación estándar de la resistencia. Aunque la resistencia generalmente es mayor que el esfuerzo, la figura 5-18 muestra que el extremo de la derecha de la distribución del esfuerzo puede traslaparse con el extremo de la izquierda de la distribución de las resistencias y, por tanto, originar algunas fallas. Para determinar la confiabilidad, se combinan las dos poblaciones mediante las ecuaciones (4-39) y (4-40). La población combinada tendrá entonces un valor medio y una desviación estándar iguales a

$$\mu = \mu_S - \mu_\sigma \quad \bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_\sigma^2}$$

La variable estandarizada correspondiente z_R es

$$z_R = \frac{\mu}{\bar{\sigma}} = \frac{\mu_S - \mu_\sigma}{\sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_\sigma^2}} \quad (5-31)$$

Entrando con este valor de z_R en la tabla A-14, se puede hallar el área A_z bajo la curva de distribución normal, correspondiente a la población combinada. Luego entonces la confiabilidad R es

$$R = 0.5 + A_z \quad (5-32)$$

La ecuación (5-32) permite determinar la variable estandarizada z_R , correspondiente a una confiabilidad deseada. Por tanto, mediante la tabla A-14 se halla $z_R = 1.288$, para 90% de confiabilidad ($R = 0.90$ y $A_z = 0.4000$).

Con sólo ver la tabla 5-1 se notará que no es probable que la desviación estándar del límite de resistencia a la fatiga para aceros exceda de 8%. De hecho, los datos presentados por Haugen y Wirsching* también muestran desviaciones estándares menores que 8%. Esto significa que, para obtener el límite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad especificada R , sólo hay que restar cierto número de desviaciones estándares del límite medio de resistencia a la fatiga. Por tanto, el factor de confiabilidad k_c es

$$k_c = 1 - 0.08z_R \quad (5-33)$$

La tabla 5-2 presenta la variable estandarizada z_R , correspondiente a las diversas confiabilidades que se requieren en el diseño, junto con el respectivo factor de confiabilidad k_c , calculado a partir de la ecuación (5-33). †

Al seguir el procedimiento sugerido aquí, es importante recordar que la distribución real de resistencia a la fatiga se puede representar mejor con la distribución de Weibull ‡, § que con la distribución normal. Esta última distribución se prefiere aquí debido a la conveniencia de igualar al esfuerzo con la resistencia.

Al hacer uso de la tabla 5-2 se necesita observar cuidadosamente las condiciones en las que se pueden usar las ecuaciones (5-20) y (5-21) para hallar S_{ur} . En resumen, estas condiciones requieren que se conozca con certeza la resistencia última a la tensión S_u , a menos que S_u se halle por algún otro método.

Los estudiantes que resuelven problemas para practicar requieren un método estándar para seleccionar S_{ur} , de manera que la "respuesta correcta" sea igual para todos los miembros de la clase. Es posible que se haya observado, al examinar la tabla A-17, que las resistencias son valores mini-

* Obra citada, no. 12, mayo 15 de 1975.

† Manifiesto mi profundo agradecimiento al Sr. Dr. Charles Mischke de Iowa State University por haber elaborado los valores superiores de esta tabla y haberme permitido incluirlos en esta obra, J.E.S.

‡ Lipson y Sheth, obra citada, pág. 324.

§ Consulte la sección 9-2.

mos, estimados para barras laminadas en caliente y estiradas en frío, y que estos son valores típicos cuando los aceros son tratados térmicamente. Por tanto, estos valores se pueden obtener siempre que uno se apegue a las especificaciones y se aplique el suficiente cuidado en la inspección y en el procesamiento. Por consiguiente, en este libro se supondrá que se han establecido procedimientos de control de calidad, con los cuales se asegure que la resistencia a la tensión S_u será siempre igual o mayor que los valores de la tabla A-17, cuando hay que prevenir la falla por fatiga.

Se advierte muy particularmente que estas recomendaciones son sólo para estudiantes. Las directrices correspondientes en la práctica de la Ingeniería se deben tomar de la experiencia en fabricación.

Tabla 5-2 FACTORES DE CONFIABILIDAD k_f CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACION ESTANDAR DE 8% DEL LIMITE DE FATIGA

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_f	Factor de confiabilidad k_f
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620
0.9999999	5.199	0.584
0.99999999	5.612	0.551
0.999999999	5.997	0.520

5-17 EFECTOS DE TEMPERATURA

El factor de temperatura k_d se debe obtener, si es posible, a partir de ensayos reales cuando hay que considerar la operación a altas temperaturas. Es posible que, en tales casos, se necesite aplicar k_d a ambos extremos del diagrama $S-N$, pues también puede reducirse la resistencia estática. Así mismo, en esos casos es deseable prevenir la posibilidad de falla por flujo plástico. Como factor de temperatura para los aceros se usa el valor (para temperaturas en grados Fahrenheit):

$$k_d = \frac{620}{460 + T} \quad (5-34)$$

cuando $T > 160^\circ\text{F}$; de otra manera se considera que $k_d = 1$.

5-18 CONCENTRACION DEL ESFUERZO*

En el desarrollo de las relaciones de esfuerzo básicas, se supone que la sección transversal permanece constante y que no existen irregularidades en un elemento. Sin embargo, la mayor parte de las piezas mecánicas deben tener agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades. Las discontinuidades de esta clase alteran la distribución de los esfuerzos, de modo que las relaciones de esfuerzo básicas ya no describen el estado de esfuerzo. Estas discontinuidades se denominan *acentuadores de esfuerzos* y las regiones en las que están se llaman *áreas de concentración de esfuerzo*.

Hay un *factor de concentración de esfuerzo, teórico o geométrico*, K_t o K_{ts} , el cual se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal. Luego entonces, los esfuerzos máximos se expresan por las ecuaciones

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_0 \quad \tau_{\max} = K_{ts} \tau_0 \quad (5-35)$$

donde σ_0 es el tipo usual de esfuerzo normal (Mc/I o F/A) y τ_0 es un esfuerzo cortante del tipo Tc/J o F/A ; estos valores se basan generalmente en áreas netas de sección transversal. La tabla A-25 contiene varias gráficas con las que se puede obtener la mayor parte de los valores de K_t o K_{ts} . En otros casos se utiliza el índice para hallar el elemento mecánico en consideración.

La concentración del esfuerzo es un efecto altamente localizado. En realidad los esfuerzos de gran intensidad sólo existen en una región muy pequeña, en los alrededores de la discontinuidad. En el caso de materiales dúctiles, la primera carga aplicada al elemento causará fluencia en la discontinuidad, lo cual aliviará la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, cuando las piezas están hechas de material dúctil y las cargas son estáticas, no se necesita en absoluto utilizar un factor de concentración de esfuerzo.**

La concentración de esfuerzo sí tiene que considerarse cuando las partes han de hacerse de materiales frágiles, o cuando estarán sometidas a cargas de fatiga. Sin embargo, aun en estas condiciones, se encuentra que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y, por lo tanto, no se tienen que usar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teóricos. Para estos materiales, es conveniente utilizar un valor reducido de K_t . El factor resultante se define por la ecuación

$$K_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \quad (a)$$

* El mejor obra de consulta acerca de la concentración del esfuerzo es R. L. Peterson "Stress Concentration Factors", John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1953.

** En una edición anterior de este libro, para 25-28 se afirmaba que la fluencia en la vecindad de un acentuador de esfuerzos puede disminuir significativamente la resistencia efectiva de la pieza.

Este factor generalmente se denomina *factor de concentración de esfuerzo en el caso de fatiga*, aunque se utiliza también para materiales frágiles bajo cargas estáticas.

Ahora bien, al utilizar K_f , no importa, algebraicamente, si se emplea como factor para *incrementar el esfuerzo* o para *reducir la resistencia*. Esto sólo significa que puede colocarse en uno u otro miembro de la ecuación. Sin embargo, podrán evitarse muchas dificultades si se considera a K_f como factor de reducción de la resistencia de un elemento. En consecuencia, se llamará a K_f *factor de reducción de resistencia en el caso de fatiga* y, casi siempre, se empleará en este sentido. Lo anterior quiere decir que el factor de modificación por concentración del esfuerzo, k_e , de la ecuación (5-30), y K_f están relacionados como sigue:

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (5-36)$$

La *sensibilidad a las ranuras* (o muescas) q se define por la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (5-37)$$

donde el valor de q suele estar entre cero y la unidad. La ecuación (5-37) indica que, si $q = 0$, $K_f = 1$, y el material no tendrá sensibilidad a las ranuras. Por otra parte, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material será completamente sensible. En trabajos de análisis o diseño, se determina primero K_t a partir de la configuración geométrica de la pieza. Luego, habiéndose especificado el material, se puede hallar q y despejar K_f de la ecuación

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (5-38)$$

Cuando se trata de aceros y aleaciones de aluminio UNS A92024 hay que emplear la figura 5-19, para determinar q cuando las piezas se someten a la acción de la viga rotatoria, o a cargas axiales invertidas alternativamente. La figura 5-20 se usa para piezas sometidas a corte alternante.

Ambos diagramas (figs. 5-19 y 5-20) muestran que en caso de radios grandes de ranura y, especialmente en el caso de materiales de alta resistencia, el índice de sensibilidad se aproxima a la unidad. Esto significa que, en caso de duda, se puede hacer $K_f = K_t$ y obtener resultados seguros. Así mismo, si el radio fuese muy grande —y, en lo posible, siempre debe diseñarse así— el índice q no estará muy lejos del valor unitario y el error de suponer que K_f es igual a K_t será muy pequeño.

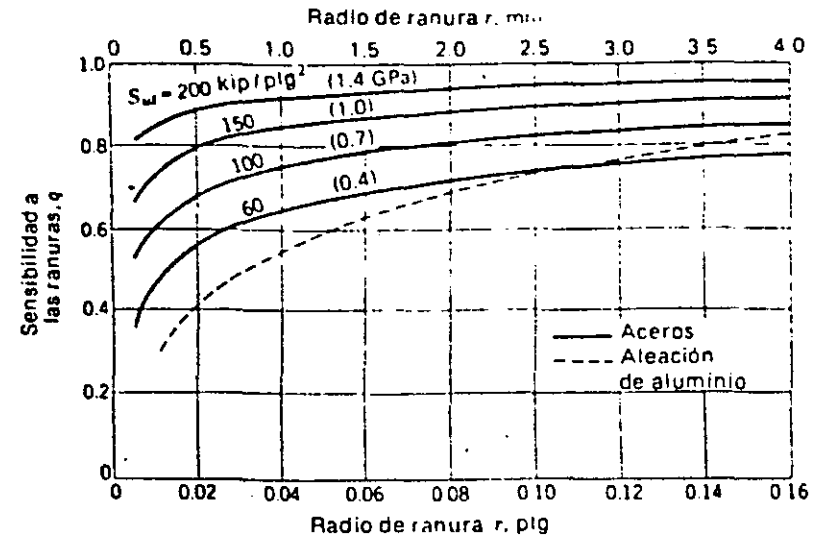


Fig. 5-19 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16 \text{ plg}$ (4 mm). [Reproducido con permiso de George Sines y J.L. Waisman (dirs. eds), "Metal Fatigue", págs. 296, 298, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1959.]

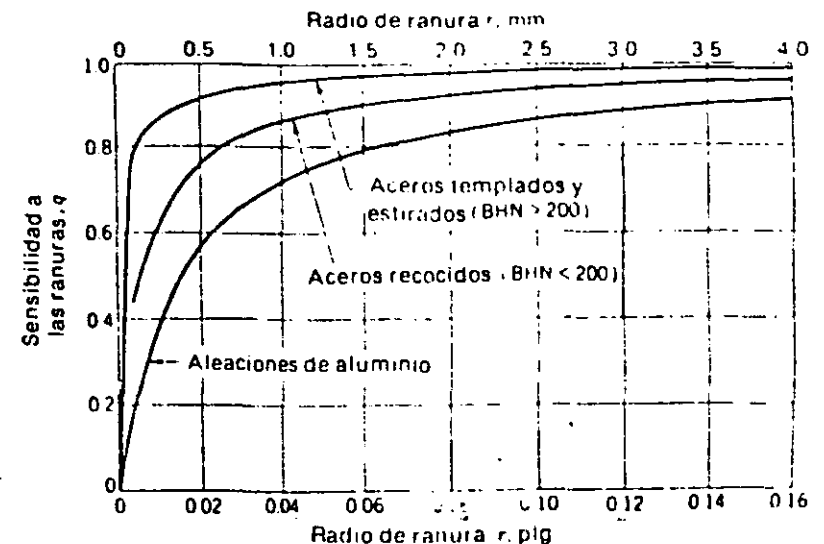


Fig. 5-20 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para materiales en torsión invertida alternativamente. En el caso de radios de ranura grandes se usan los valores de q correspondientes a $r = 0.16 \text{ plg}$ (4 mm).

Materiales frágiles

La sensibilidad de los hierros fundidos a las ranuras es muy baja; varía desde aproximadamente cero hasta 0.20, dependiendo de la resistencia a la tensión. Para actuar en forma conservadora, se recomienda usar una sensibilidad a las ranuras $q = 0.20$, para todas las clases de hierro colado.

Puesto que los materiales frágiles carecen de resistencia de fluencia, el factor de concentración de esfuerzo K_f debe aplicarse a la resistencia estática S_{ur} o S_{uc} , así como al límite de resistencia a la fatiga, según se observó antes. Esto significa que ambos extremos del diagrama $S-N$, para hierro colado, deben disminuirse en la misma cantidad, puesto que K_f tiene que emplearse para reducir la resistencia en cada extremo.

5-19 EFECTOS DIVERSOS

Uno de los motivos para emplear K_f es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga, debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo es que sirve como recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de K_f .

Los efectos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien, para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo remanente en la superficie de un elemento es de compresión, se mejora el límite mencionado. Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión, o al menos, causadas por esfuerzos de tensión y, por consiguiente, todo lo que reduzca un esfuerzo de tensión, disminuirá también la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones como graneado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan a mejorar en gran medida el límite de resistencia a la fatiga. Desde luego, el material no debe ser trabajado en exceso.

El límite de resistencia a la fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes de estirado o laminación, así como aquellas que son de forja, puede resultar afectado por las llamadas *características direccionales* de la operación. Por ejemplo, en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser de 10 a 20% menor que el límite respectivo en la dirección longitudinal.

Las piezas con temple superficial pueden fallar en la superficie o a la distancia del radio máximo del núcleo, dependiendo del gradiente del esfuerzo. En la figura 5-21 se muestra la distribución, típicamente triangular, del esfuerzo en una barra sometida a flexión o a torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga, S_{ur} para la superficie (o corteza) y para el núcleo central. En este caso el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque, según se aprecia en la figura, el esfuerzo σ o τ , según corresponda, a la distancia del radio exterior del núcleo, es sensiblemente mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

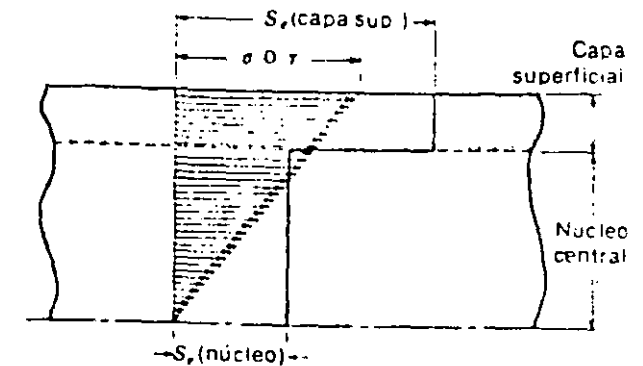


Fig. 5-21 Falla de una pieza con temple superficial en flexión o torsión. En este ejemplo la falla ocurre en el núcleo.

Por supuesto, si también hubiese concentración de esfuerzo, el gradiente de éste correspondería a una mayor pendiente y, por lo tanto, es improbable que se produzca una falla en el núcleo.

Corrosión

Es de esperar que, en piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurra una disminución en su resistencia a la fatiga. Desde luego, esto sucede y se debe al ataque o picadura de la superficie a causa del material corrosivo. Pero el problema no es tan simple como el de determinar el límite de fatiga de una probeta que ha sufrido corrosión. La razón de esto es que la acción corrosiva y el esforzamiento se producen en forma simultánea, de manera que el debilitamiento resultante es mucho mayor que el producido por cada uno de los efectos, actuando sucesivamente. De hecho, el resultado de la acción de los esfuerzos es intensificar la corrosión.

Revestimientos metálicos

Esta clase de recubrimientos —como el cromado, el niquelado o el cadmiado— reducen el límite de fatiga hasta en 35%. En algunos casos, la reducción de aquél, por efecto del revestimiento, ha llegado a ser tan grave, que resultó necesario eliminar el proceso de recubrimiento.

EJEMPLO 5-4 Para tener una confiabilidad de 99%, determínese el límite de resistencia a la fatiga de una barra de acero UNS G10150, estirado en frío, de sección circular y con un diámetro de 25.4 mm (1 plg).

SOLUCION. De la tabla A-17 se obtiene $S_{ur} = 56 \text{ kip/plg}^2$, o sea, 3920 kgf/cm^2 y $H_b = 111$.

De la figura 5-17, $k_s = 0.84$.

Puesto que el término límite de fatiga se refiere al determinado por flexión, a menos que se diga otra cosa, $k_b = 0.85$ para flexión invertida alternativamente, por lo expresado en la sección 5-15.

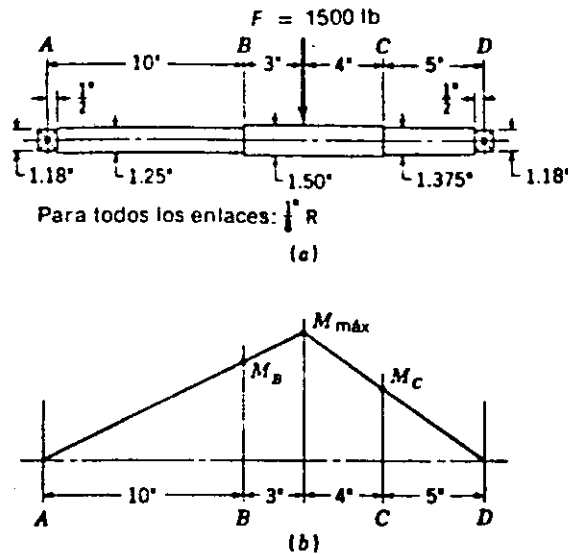


Fig. 5-22 a) Eje de transmisión rotatorio con carga vertical estacionaria. El material es acero UNS G10350, estirado a 1000°F y con acabado a máquina. b) Diagrama de momento flexionante.

De la tabla 5-2, $K_s = 0.814$.

Puesto que no se indicó nada en sentido contrario, se considerará que $k_d = k_e = k_f = 1$.

De la ecuación (5-20)

$$S_e = 0.50S_u = 0.50(3920) = 1960 \text{ kgf/cm}^2$$

Y, entonces, de la ecuación (5-30)

$$S_e = (0.84)(0.85)(0.814)(1960) = 1139.1 \text{ kgf/cm}^2 \quad \text{Resp.}$$

////

EJEMPLO 5-5 En la figura 5-22a se muestra un eje rotatorio, sostenido por cojinetes de bolas en A y en D; dicho eje soporta una carga no rotatoria F. Mediante los métodos expuestos en las secciones anteriores, evalúe la duración de es

SOLUCION. De la figura 5-22b se ve que probablemente ocurrirá una falla en B y no en C. Al punto B corresponde menor sección transversal, mayor momento flexionante y mayor factor de concentración de esfuerzo. No es probable que la falla se produjese bajo la carga F, aunque el máximo momento ocurre en este sitio; esto se debe a que en tal punto no hay concentración de esfuerzo y la sección transversal es mayor.

Para resolver el problema, se determinará la resistencia en el punto B, puesto que probablemente será distinta en otros puntos; después se comparará su valor con el del esfuerzo en B.

De la tabla A-17 se obtiene $S_u = 103 \text{ kip/plg}^2$ y $S_y = 72 \text{ kip/plg}^2$. Por lo tanto,

$$S_e = (0.5)(103) = 51.5 \text{ kip/plg}^2$$

Los factores de superficie y tamaño son $k_d = 0.73$ y $k_b = 0.85$. La confiabilidad siempre se considera de 50%, a menos que se dé un valor específico; por lo tanto, $k_c = 1$. Así mismo, $k_d = 1$, puesto que no hay ninguna especificación respecto a la temperatura. Entonces, a partir de la figura A-25-9, se calculan

$$\frac{D}{d} = \frac{1.5}{1.25} = 1.20 \quad \frac{r}{d} = \frac{0.125}{1.25} = 0.10$$

y se halla $K_t = 1.60$. A continuación, entrando a la figura 5-19 con $S_u = 103 \text{ kip/plg}^2$, se obtiene $q = 0.82$. El factor de reducción de la resistencia a la fatiga resulta

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.82(1.60 - 1) = 1.49$$

En consecuencia, el factor de modificación para la concentración del esfuerzo es $k_s = 1/K_f = 1/1.49 = 0.671$. El límite de fatiga en el punto B es, por tanto,

$$S_e \text{ (en B)} = k_d k_b k_c S_e = (0.73)(0.85)(0.671)(51.5) = 21.4 \text{ lb/plg}^2$$

Ahora bien, para determinar el esfuerzo en B se tiene que el momento flexionante vale

$$M_B = 10 \frac{9F}{22} = (10) \frac{(9)(1500)}{22} = 6140 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

El módulo de sección es $I/c = \pi d^3/32 = \pi (1.25)^3/32 = 0.192 \text{ plg}^3$. Por consiguiente, el esfuerzo es

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6140}{0.192} = 32(10)^3 \text{ lb/plg}^2$$

Como este esfuerzo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga, la pieza tendrá duración finita.

Siguiendo el procedimiento del ejemplo 5-3, se halla primero $0.9 S_{ut} = 0.9(103) = 92.7 \text{ kip/plg}^2$. Entonces

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e} = \frac{1}{3} \log \frac{92.7}{21.4} = 0.212$$

$$b = \log \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e} = \log \frac{(92.7)^2}{21.4} = 2.604$$

Luego se calcula $b/m = 2.604/0.212 = 12.28$ y $1/m = 1/0.212 = 4.717$. Finalmente, de la ecuación (5-27) resulta que la duración estimada a 50% de confiabilidad es

$$N = \frac{10^{b/m}}{S_f^{1/m}} = \frac{10^{12.28}}{32^{4.717}} = 151(10)^3 \text{ ciclos} \quad \text{Resp.} \quad \text{////}$$

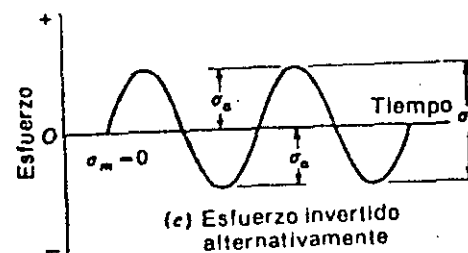
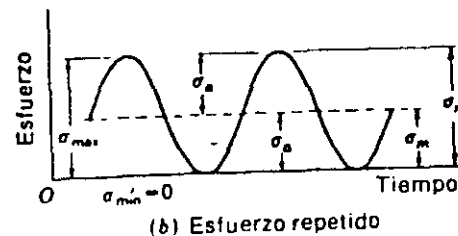
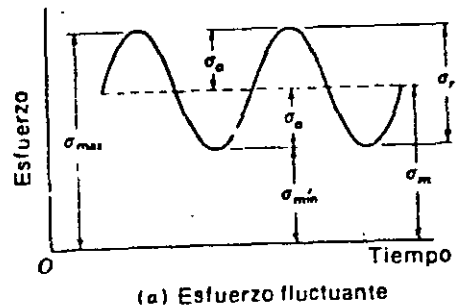


Fig. 5-23 Tipos de esfuerzo de fatiga.

5-20 ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchos casos se necesita determinar la resistencia de piezas, correspondiente a estados de esfuerzo diferentes a los casos en que hay inversión completa sucesiva. En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 5-23 ilustra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar. Las componentes de esfuerzo que se considerarán, algunas de las cuales se indican en la figura 5-23a, son

- σ_{\min} = esfuerzo mínimo
- σ_m = esfuerzo medio
- σ_{\max} = esfuerzo máximo
- σ_r = intervalo total de esfuerzo
- σ_a = amplitud de esfuerzo
- σ_s = esfuerzo estacionario o estático

El esfuerzo estacionario o estático *no* es igual al esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . El esfuerzo estático existe debido a una carga o precarga fija, constante en el tiempo, aplicada a la pieza; este esfuerzo suele ser independiente de la parte variable de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre trabaja colocado en un espacio cuya longitud es menor que la longitud normal o libre del resorte. El esfuerzo originado por esta compresión inicial se llama componente estacionaria o estática del esfuerzo, y no es igual al esfuerzo medio.

Los subíndices de estas componentes se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes.

En la figura 5-23 se aprecia claramente que

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5-39)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5-40)$$

Aunque las componentes de esfuerzo se han definido en base a una forma senoidal de variación del esfuerzo en el tiempo, la forma exacta de la curva no parece tener particular significación.

5-21 RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y la amplitud de esfuerzo, para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. Por lo general se emplean dos métodos de probar los resultados de tales ensayos, ambos se muestran en la figura 5-24.

En el *diagrama de Goodman modificado* de la figura 5-24a, el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes del esfuerzo son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se llevan como ordenadas por encima o por debajo del origen. La línea de esfuerzo medio es una recta a 45°, que va del origen al punto A, y representa la resistencia a la tensión de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas desde el punto A hasta S_e (o S_f), arriba y abajo del origen. Se obtendría un mejor promedio para los puntos de falla si se trazaran curvas desde A; las rectas dan resultados aceptables y, en este libro se adoptará el diagrama de Goodman modificado para definir la falla. Se debe notar que la resistencia de fluencia se ha marcado en ambos ejes, porque la cedencia sería el criterio de falla si σ_{max} excediese a S_y .

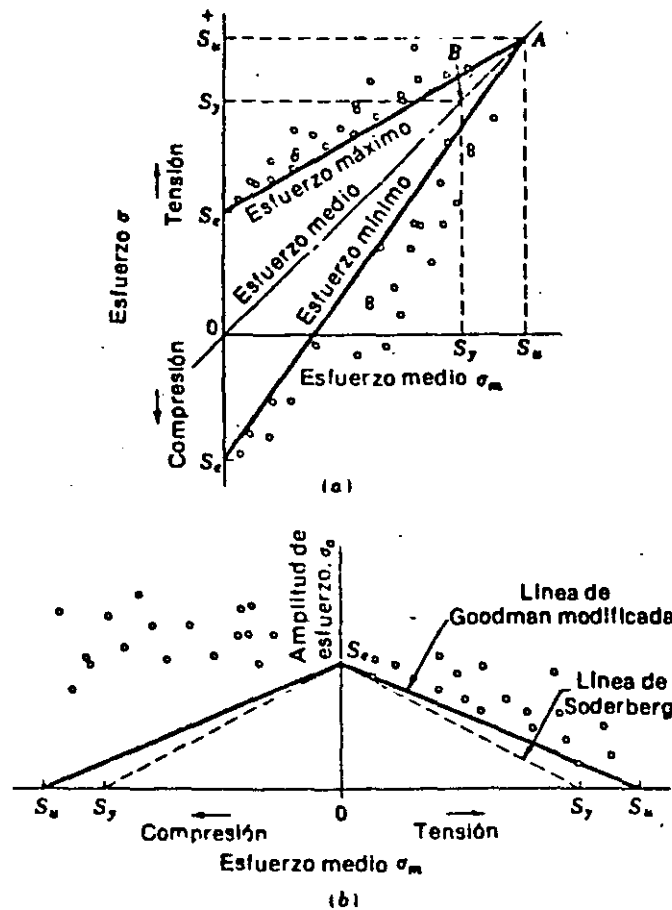


Fig. 5-24 Dos tipos de diagramas de fatiga en que se indican puntos de falla típicos. a) Diagrama de Goodman modificado; b) diagrama en que se indica la línea de Goodman modificada.

Otro diagrama de fatiga que se emplea con frecuencia es el de la figura 5-24b. En este caso, el esfuerzo medio se lleva también como abscisa, mientras que la tensión se indica a la derecha y la compresión a la izquierda del origen. Pero sólo se lleva como ordenada la amplitud de esfuerzo. Así pues, en este diagrama se usan sólo dos componentes de esfuerzo. El límite de fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según corresponda al problema particular, es el valor límite de la amplitud de esfuerzo y, así, se marcan en el eje de las ordenadas. Una recta trazada desde S_e hasta S_u en el eje de las abscisas, representa también el criterio de Goodman modificado, para los casos de falla. Observe que, cuando el esfuerzo medio es de tensión, la mayor parte de los puntos de falla quedan por encima de esta línea. Sin embargo, sobre el lado de compresión, los puntos de falla indican que la magnitud del esfuerzo medio no tiene efecto alguno. También se ha propuesto que la línea de Soderberg, trazada de S_e a S_y , se use como criterio de diseño, porque la fluencia también se emplea para definir la falla. No obstante, debe notarse que la línea de Goodman modificada se carga al lado de la seguridad y, por lo tanto, la línea de Soderberg es aún más conservadora.

Hay que advertir que se han empleado estos dos diagramas para saber cómo fallan las piezas, y es posible usarlos para establecer un criterio bien definido para la fatiga o para la falla estática.

Como se indicó, el diagrama de Goodman modificado es particularmente útil, porque contiene las tres componentes de esfuerzo. En la figura 5-25 se ha trazado de nuevo el diagrama, para mostrar dichas componentes, e indicar también la forma en que se utilizará para definir la falla. Cuando el esfuerzo medio es de compresión, la falla se define por las dos líneas gruesas paralelas que parten de $+S_e$ y $-S_e$, y se han trazado hacia abajo y a la izquierda. Cuando el esfuerzo medio es de tensión, la falla se define por la línea de esfuerzo máximo o por la resistencia de fluencia, según lo indica el contorno de línea gruesa a la derecha del eje de las ordenadas. El diagrama de Goodman modificado es particularmente útil para el análisis, cuando todas las dimensiones de la pieza se conocen y se pueden calcular fácilmente las componentes de esfuerzo. Pero es bastante difícil emplearlo en el diseño, es decir, cuando no se conocen las dimensiones.

El diagrama de fatiga de la figura 5-26* es el que se empleará para fines de diseño y, en él, las líneas gruesas determinan el criterio de falla. Como

* Existe una justificable confusión con respecto a la terminología correcta para los diagramas de las figuras 5-24 a 5-26. En la figura 5-24a se utilizan los ejes originalmente empleados por Goodman, pero el diagrama es una modificación a su propuesta. Este diagrama de Goodman modificado se altera otra vez en la figura 5-24b, porque se emplea un nuevo sistema de ejes. Aun otra renovación se introduce en la figura 5-25, donde se ha añadido la resistencia de fluencia como factor limitante, y el diagrama se amplió a la región de esfuerzos de compresión. La cuarta modificación se obtiene convirtiendo esto a los ejes de la figura 5-26. El diagrama de Goodman original, que no se muestra, no se ha empleado desde hace muchos años. Por estos motivos, muchas personas, en forma enteramente correcta, simplificar las cosas y llaman a la figura 5-25 *diagrama de Goodman*, y a la figura 5-26, *diagrama de Goodman modificado*.

explicación, observe que la resistencia de fluencia también se ha marcado en el eje de esfuerzo medio, tanto para tensión como para compresión, y también en el eje de amplitud de esfuerzo. La recta que va de S_y a S_{yc} define la falla por fluencia a compresión; y la trazada de S_y a S_{yt} la falla por fluencia a tensión. Se traza la línea de Goodman modificada para esfuerzo medio de tensión, y una recta horizontal desde S_c hacia la izquierda, para esfuerzo medio a compresión. Las intersecciones de las dos rectas en cada cuadrante son los puntos de transición entre una falla por fatiga y una falla por fluencia. En consecuencia, el contorno de la línea gruesa especificará cuándo ocurre la falla por uno u otro método.

En trabajos de diseño, por lo general se pueden determinar la amplitud de fuerza y la fuerza media. A veces se trabaja con momentos flexionantes o torsionantes. En estos casos generalmente se puede calcular el momento medio y la amplitud de momento. La amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio están relacionados con estos valores por las dimensiones que hay que determinar. La razón σ_a/σ_m es igual a F_a/F_m o a M_a/M_m . Por lo tanto, se puede trazar una recta que pase por el origen y el punto A, y hallar los valores límites de σ_a o σ_m como las proyecciones de este punto sobre los dos ejes.

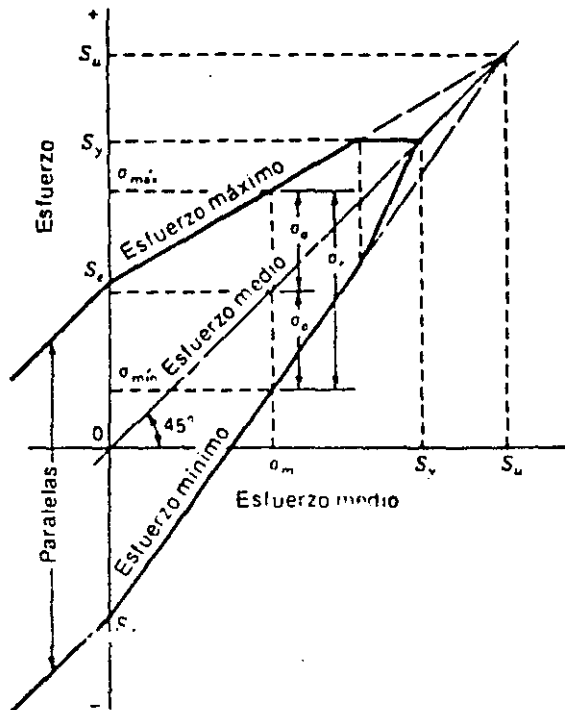


Fig. 5-25 Diagrama de Goodman modificado que muestra la relación entre el esfuerzo medio y el esfuerzo de amplitud. Se indican los límites de fluencia S_{yc} , S_{yt} , S_y y S_c . Una línea gruesa define el contorno de falla.

Vale la pena notar la sencillez del procedimiento descrito. El valor de la resistencia a la fatiga marcado en el eje de ordenadas se corrigió previamente por tamaño, acabado de superficie, confiabilidad, concentración de esfuerzo y otros efectos. En consecuencia, no hay que preocuparse ya acerca de a cuáles componentes de esfuerzo se debieran haber aplicado estos factores.*

El criterio de Goodman modificado se aplica a hierros colados cuando el esfuerzo medio es de tensión. † Sin embargo, la existencia de un esfuerzo medio de compresión no tiene ningún efecto en el límite de resistencia a la fatiga.

EJEMPLO 5-6 Se desea determinar el tamaño de una barra de acero UNS G10500, estirado en frío, para que resista una precarga de tensión de 8 kip, y una carga fluctuante, también de tensión, que varía de 0 a 16 kip. Debido al diseño de los extremos, la barra tendrá un factor geométrico de concentración

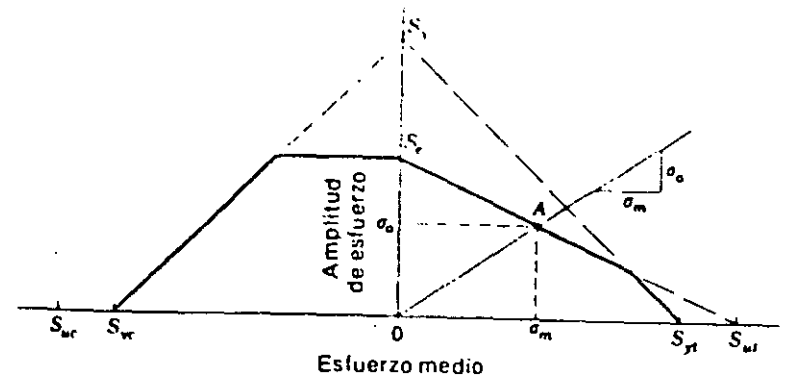


Fig. 5-26 Diagrama de fatiga que indica cómo encontrar los valores límites de σ_a y σ_m cuando se conoce la razón de los dos.

* Sin embargo, existen métodos más perfeccionados. Algunos incluyen un factor de seguridad, otros se refieren a un diseño específico, en contraste con el análisis y otros más con totalmente analíticos. Las siguientes obras son muy recomendables:
 W.N. Findley, J.F. Coleman y B.C. Hailey, *Theory for Combined Bending and Torsion Fatigue*, *Proceedings of the International Conference on the Fatigue of Metals*, Londres, 1956.
 Robert C. Juvinall, "Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength", pp. 255 a 314, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1967.
 Robert E. Little, "Analysis of The Effect of Mean Stress on Fatigue Strength of Straight Steel Specimens", disertación doctoral, publicación IP-630, The University of Michigan, 1963.
 I.D. Mitchell y D.T. Vaughan, "A General Method for the Fatigue-Resistance Design of Mechanical Components, Part 1 Graphical, ASME paper no. 74-WA-DE-1, Part 2 Analytical, ASME paper no. 74-WA-DE-5, 1975.
 George Sines y J.L. Waisman (dirs. eds.), "Metal Fatigue", cap. 7, Mc. Graw Hill Book Company, Nueva York, 1959.
 † Véase "Metals Handbook", 8a. ed., págs. 356 y 357, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1961.

250 FUNDAMENTOS DEL DISEÑO MECANICO

de esfuerzo de 2.02, correspondiente a un entalle o filete de radio igual a $\frac{3}{16}$ plg. Determinar un diámetro adecuado para duración infinita y un factor de seguridad de por lo menos 2.0.

SOLUCION. De la tabla A-17, $S_y = 84 \text{ kip/plg}^2$ y $S_{ur} = 100 \text{ kip/plg}^2$, de modo que $S'_y = 0.50 S_{ur} = 0.50(100) = 50 \text{ kip/plg}^2$. Luego se halla $k_a = 0.73$ mediante la figura S-17. Para cargas axiales, $k_b = 0.85$ y, por la figura S-19, $q = 0.86$; por lo tanto

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.86(2.02 - 1) = 1.87$$

de manera que $k_s = 1/K_f = 1/1.87 = 0.535$. Estas son todas las correcciones necesarias, de modo que

$$S_e = (0.73)(0.85)(0.535)(50) = 16.6 \text{ kip/plg}^2$$

A continuación se determinan los esfuerzos en función de sus dimensiones. El esfuerzo estático es

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} = \frac{8}{\pi d^2/4} = \frac{10.2}{d^2} \text{ kip/plg}^2$$

El intervalo total de esfuerzo es

$$\sigma_r = \frac{F_r}{A} = \frac{16}{\pi d^2/4} = \frac{20.4}{d^2} \text{ kip/plg}^2$$

Entonces

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = (10.2/d^2) \text{ kip/plg}^2$$

y en este caso,

$$\sigma_m = \sigma_s + \sigma_a = (20.4/d^2) \text{ kip/plg}^2$$

Por consiguiente,

$$\sigma_a/\sigma_m = 0.50$$

Para relacionar los esfuerzos y las resistencias, se traza un diagrama de fatiga (fig. 5-27). Observe que se necesita únicamente el lado de tensión. En este ejemplo tiene la misma escala en ambos ejes, aunque, a veces, se

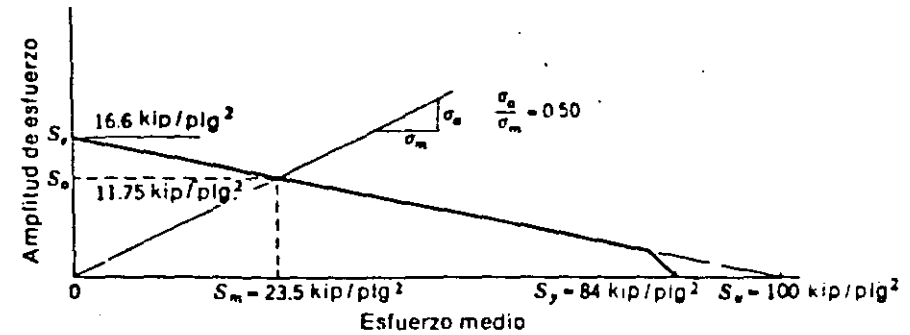


Fig. 5-27 Para $\sigma_a/\sigma_m = 0.50$, S_e es la amplitud de resistencia y S_m la resistencia media.

obtiene más exactitud si se usan escalas distintas. Al hacer lo anterior, hay que tener cuidado al trazar la recta desde la resistencia de fluencia hasta el punto de transición, ya que no forma un ángulo de 45° con el eje de esfuerzo medio. La intersección de la línea de Goodman modificada con otra recta a una pendiente de $\sigma_a/\sigma_m = 0.50$ define dos valores de resistencia. Utilizando una notación mnemotécnica, S_e es una resistencia correspondiente al esfuerzo σ_a , y S_m es una resistencia relativa al esfuerzo σ_m . Para un factor de seguridad de 2.0, se tiene

$$\sigma_a \leq S_e/2.0$$

En consecuencia,

$$10.2/d^2 \leq 11.75/2.0 \quad \text{o} \quad d \geq 1.32 \text{ plg}$$

Por lo tanto, se elegirá $d = 1 \frac{3}{8}$ plg, para tener un tamaño comercial. //

5-22 RESISTENCIA A LA FATIGA EN TORSION

En la sección 5-5 se explicó que la teoría de esfuerzo cortante máximo predice que la resistencia de fluencia al corte es

$$S_{sy} = 0.50S_y \quad (a)$$

y que esta relación da valores conservadores. Por tanto, la ecuación (a) es muy útil para el diseño, porque es fácil de aplicar y recordar, pero no sirve tan bien para el análisis de la falla. Se estableció que una predicción de falla más precisa es la que proporciona la teoría de la energía de distorsión, que predice que la resistencia de fluencia al cortante es

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (b)$$

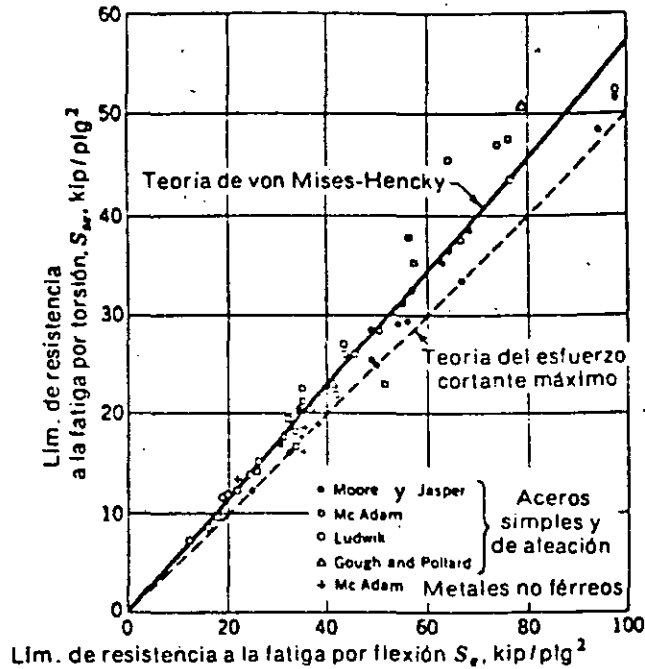


Fig. 5-28 Relación entre límites de fatiga en torsión y en flexión. [De Thomas J. Dolan, *Stress Range*, en Oscar J. Horger (dir. ed.), "ASME Handbook-Metals Engineering-Design", sec. 6-2, pág. 97, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1953. Reproducido con permiso de los editores.]

Como lo indican los experimentos cuyos resultados se muestran en la figura 5-28, es muy interesante ver que estas dos teorías sirven también para predecir el límite de fatiga al corte S_{sr} , cuando se conoce el límite de fatiga a la tensión S_e . Por lo tanto, la teoría de esfuerzo cortante máximo predice conservadoramente que

$$S_{sr} = 0.50S_e \quad (5-41)$$

y la teoría de la energía de distorsión señala que

$$S_{sr} = 0.577S_e \quad (5-42)$$

En este libro sólo se usará la ecuación (5-42) porque, como se indica en la figura 5-28, predice la falla con más exactitud.

Ahora se considerará el caso en que existe una amplitud de esfuerzo cortante por torsión, τ_a , y un esfuerzo cortante medio torsional τ_m . Las resis-

tencias correspondientes son el límite de fatiga por cortante o torsional S_{sr} , la resistencia de fluencia al corte S_{sy} , y el módulo torsional de ruptura S_{su} . Cuando se utilizan estas resistencias debe ser posible elaborar un diagrama de fatiga torsional, correspondiente al de la figura 5-26. Cuando se efectúa lo anterior y también se transporta al diagrama cierto número de observaciones experimentales de fallas, se obtiene el diagrama de la figura 5-29.

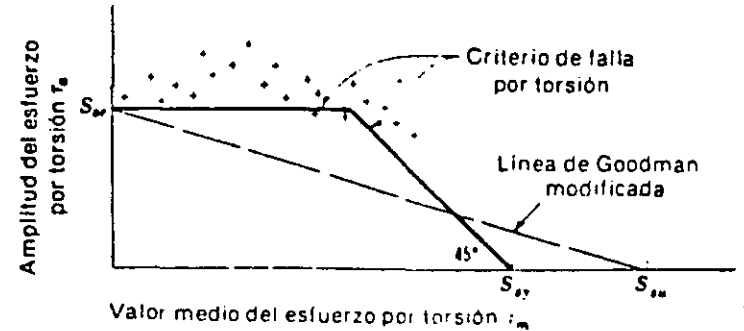


Fig. 5-29 Diagrama de fatiga para esfuerzo torsional alternante y medio combinados, en el que se indican puntos de falla

Lo interesante en la figura 5-29 es que, hasta cierto punto, el esfuerzo medio torsional no tiene ningún efecto sobre el límite de fatiga a la torsión. Por lo tanto, ¡no es necesario en absoluto elaborar un diagrama para el caso de torsión! En cambio una falla por fatiga está indicada si

$$\tau_a = S_{sr} \quad (5-43)$$

y una falla estática, si

$$\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = S_{sy} \quad (5-44)$$

como lo marca la línea gruesa de la figura 5-29. Desde luego, estas ecuaciones también se pueden utilizar para diseñar, si se utiliza un factor de seguridad

5-23 FALLA POR FATIGA, DEBIDA A ESFUERZOS CÔMBINADOS

Uno de los problemas que se encuentran con más frecuencia en el diseño es el de un eje rotatorio sobre el que actúa un par de torsión constante y una carga flexionante estacionaria. En un elemento de la superficie del eje hay un

esfuerzo cortante torsional $\tau = Tc/J$, que es constante en magnitud y sentido cuando se refiere a una marca hecha en la superficie del eje. Pero, debido al momento de flexión, el mismo elemento tendrá un esfuerzo normal $\sigma = \pm Mc/I$, el cual varía de tensión a compresión y viceversa, a medida que gira el eje. Si se analizan los esfuerzos en el elemento mediante un diagrama de círculo de Mohr, se hallará que cuando gira el eje, los esfuerzos principales no mantienen la misma orientación, con respecto a una marca en la superficie.

El problema es aún más complicado cuando se considera que los esfuerzos normales σ_x y σ_y , así como el esfuerzo cortante τ_{xy} , en el estado de esfuerzo bidimensional general, pueden tener componentes media y alternante. En este libro se expandirá un método para utilizar la teoría de la energía de distorsión, aplicada a la fatiga, para resolver este problema, ya que toda la evidencia experimental disponible indica que este método da resultados conservadores; además, se basa en la teoría ya descrita en este capítulo.*

Para aplicar la teoría se determinan dos elementos de esfuerzo, uno para los esfuerzos medios y otro para los alternantes. Luego se trazan dos círculos de Mohr, uno para cada elemento, y se evalúan los esfuerzos medios principales con un círculo, y los esfuerzos alternantes principales mediante el otro. A continuación se definen esfuerzos de von Mises, medio y alternante, como sigue:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2} \\ \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}\end{aligned}\quad (S-45)$$

Estas dos componentes de esfuerzo se pueden aplicar luego a un diagrama de fatiga, como el de la figura 5-26, utilizando exactamente como antes los criterios de Goodman modificados.

Ahora conviene hacer algunas advertencias. Fórmulas como la ecuación (S-45) también se pueden escribir utilizando las componentes de esfuerzo máximo y mínimo, pero éstas no producirán los mismos resultados. Además, conviene recordar que se debe utilizar el método de la sección 5-22 cuando los esfuerzos normales σ_x o σ_y son nulos. Aunque la ecuación (S-45) podría emplearse en tales casos, no se obtendrían los mismos resultados.

Existe una simplificación de la ecuación (S-45) que puede obtenerse fácilmente y a la vez simplificar el trabajo la necesidad de hacer análisis por medio

del círculo de Mohr, cuando τ_{xy} está acompañado por un esfuerzo normal único, es decir, σ_x . En este caso especial, los esfuerzos de von Mises son

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \sqrt{\sigma_{1m}^2 + 3\tau_{12m}^2} \\ \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{1a}^2 + 3\tau_{12a}^2}\end{aligned}\quad (S-46)$$

EJEMPLO 5-7 Una barra de acero tiene una $S_{ut} = 700$ MPa, una $S_y = 500$ MPa y un límite de resistencia a la fatiga corregido $S'_f = 280$ MPa. Para cada uno de los casos que siguen hay que encontrar los factores de seguridad necesarios para prevenir fallas por fatiga y estáticas:

- $\tau_m = 140$ MPa
- $\tau_m = 140$ MPa, $\tau_a = 70$ MPa
- $\tau_{xzm} = 100$ MPa, $\sigma_{xzm} = 80$ MPa
- $\sigma_{xzm} = 60$ MPa, $\sigma_{xza} = 80$ MPa, $\tau_{xzm} = 70$ MPa, $\tau_{xza} = 35$ MPa

SOLUCIÓN. a) La resistencia de fluencia al cortante es

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(500) = 288 \text{ MPa}$$

Por consiguiente,

$$n(\text{estática}) = S_{sy}/\tau_{max} = 288/140 = 2.06 \quad \text{Resp.}$$

Puesto que τ_m es un esfuerzo constante, no existe fatiga.

b) El esfuerzo cortante máximo, por la figura 5-23, es

$$\tau_{max} = \tau_m + \tau_a = 140 + 70 = 210 \text{ MPa}$$

Por lo tanto

$$n(\text{estática}) = S_{sy}/\tau_{max} = 288/210 = 1.37 \quad \text{Resp.}$$

De la ecuación (S-42) se halla que el límite de fatiga al corte es

$$S_{sv} = 0.577S'_f = 0.577(280) = 161 \text{ MPa}$$

* En los siguientes capítulos se estudia este asunto con mucho más detalle.

R. E. Peterson, Fatigue Stress from Complex Loading, *Machine Design*, agosto de 1960, págs. 147-149.

W. P. Miller, K. G. Gao, J. Martin, Predicting Principal Axes in High Cycle Fatigue, ASME Paper No. 84-WA-Mech-19.

Ver también los capítulos de fatiga y de diseño.

Por tanto, a partir de la ecuación (5-43) se tiene

$$n(\text{fatiga}) = S_{se}/\tau_a = 115/70 = 1.64 \quad \text{Resp.}$$

c) El esfuerzo máximo de von Mises ocurre cuando la componente alter-nante se suma a la componente media. Utilizando la ecuación (5-46), para evitar el empleo del círculo de Mohr, se tiene que

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{(80)^2 + 3(100)^2} = 191 \text{ MPa}$$

Por consiguiente, el factor de seguridad para prevenir una falla estática es

$$n(\text{estática}) = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} = \frac{500}{191} = 2.62 \quad \text{Resp.}$$

La teoría de la energía de distorsión se debe utilizar también para hallar la posibilidad de una falla por fatiga. Empleando la ecuación (5-46) de nuevo se obtiene

$$\begin{aligned} \sigma'_m &= \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{3(100)^2} = 173 \text{ MPa} \\ \sigma'_a &= \sigma_{xa} = 80 \text{ MPa} \end{aligned}$$

En seguida se transportan estas dos componentes al sistema de ejes de esfuerzo del diagrama de fatiga de la figura 5-30. Si se traza una recta desde el origen hasta el punto A, determinado por estas dos coordenadas de esfuerzo, dicha línea cortará en B a la línea de Goodman modificada, dando una resistencia media $S_m = 270$ MPa, como se indica. Por tanto, el factor de seguridad contra la falla por fatiga es

$$n(\text{fatiga}) = S_m/\sigma'_m = 270/173 = 1.56 \quad \text{Resp.}$$

d) Para determinar la posibilidad de una falla estática, primero se calculan los esfuerzos normales máximos y los esfuerzos cortantes máximos, suponiendo que, a fin de cuentas, los esfuerzos máximos podrán ocurrir en forma simultánea. Esto da

$$\begin{aligned} \sigma_{x\text{m}\acute{a}x} &= \sigma_{xm} + \sigma_{xa} = 60 + 80 = 140 \text{ MPa} \\ \tau_{x\text{y}\text{m}\acute{a}x} &= \tau_{xym} + \tau_{xyp} = 70 + 35 = 105 \text{ MPa} \end{aligned}$$

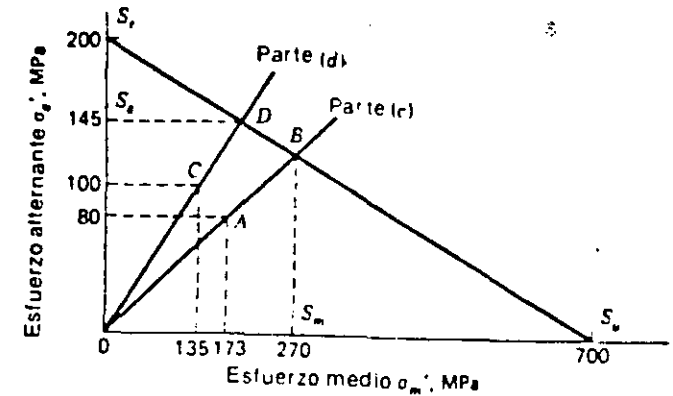


Fig. 5-30

Asimismo —evitando de nuevo el empleo del círculo de Mohr—, se halla que el máximo esfuerzo de von Mises es

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{(140)^2 + 3(105)^2} = 229 \text{ MPa}$$

Luego entonces, el factor de seguridad será

$$n(\text{estática}) = S_y/\sigma'_{m\acute{a}x} = 500/229 = 2.18 \quad \text{Resp.}$$

Para determinar la posibilidad de una falla por fatiga, se emplea la ecuación (5-46), obteniendo así

$$\begin{aligned} \sigma'_m &= \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{(60)^2 + 3(70)^2} = 135 \text{ MPa} \\ \sigma'_a &= \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xyp}^2} = \sqrt{(80)^2 + 3(35)^2} = 100 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Estas dos componentes de esfuerzo se llevan a la gráfica de la figura 5-30, como antes, obteniendo el punto C. Una recta que pase por el origen y el punto C cortará en D a la línea de Goodman modificada y determinará así la resistencia alternante $S_a = 145$ MPa. Observe que también se hubiera podido emplear la resistencia media, como se hizo antes. El factor de seguridad es

$$n(\text{fatiga}) = S_a/\sigma'_a = 145/100 = 1.45 \quad \text{Resp.}$$

5-24 RESISTENCIA EN LA SUPERFICIE

Nuestro estudio de este capítulo se ha referido, hasta ahora, a la falla de un elemento de máquina por fluencia, por ruptura y por fatiga. El límite de resistencia a la fatiga, obtenido por ensayo con la viga rotatoria, suele denominarse *límite de fatiga en flexión*, ya que se determina a partir de una prueba de viga rotatoria. En esta sección se estudiará una propiedad correspondiente a *materiales de piezas en contacto*, llamada *límite de fatiga en la superficie*. Con frecuencia, el ingeniero de diseño debe resolver problemas en los que dos elementos de máquina trabajan en contacto entre sí por rodamiento, por deslizamiento o por una combinación de contacto rodante y deslizante. Ejemplos bien conocidos de tales combinaciones son la acción entre los dientes de un par de engranes, una leva y su contraleva, una rueda y un riel o una cadena de transmisión y su rueda dentada. Si el diseñador tiene que crear máquinas de vida larga y satisfactoria, entonces es necesario que sepa cuál es la resistencia superficial de los materiales.

Cuando dos superficies ruedan, o ruedan y se deslizan una contra otra con suficiente fuerza, ocurrirá una falla por picadura, después de cierto número de ciclos de operación. Los autores no han llegado a un completo acuerdo en lo que respecta al mecanismo exacto de esta falla;* aunque el asunto es muy complicado, todos convienen en que los esfuerzos de Hertz, el número de ciclos, el acabado de superficie, la dureza, el grado de lubricación y la temperatura influyen en la resistencia. En la sección 2-20 se explicó que, cuando dos superficies se presionan una contra otra, se desarrolla un esfuerzo cortante máximo, ligeramente debajo de la superficie de contacto. Algunos autores postulan que este esfuerzo cortante máximo origina una falla por fatiga en la superficie y que, luego, se propaga rápidamente a toda la superficie. El lubricante entra después en la grieta que se formó y, por la presión llega a desprender finalmente las partículas flojas, actuando con efecto de cuña.

Para determinar la resistencia a la fatiga superficial de materiales de piezas en contacto, Buckingham[†] diseñó una máquina sencilla para ensayar un par de superficies en contacto rodante, en relación con sus investigaciones del desgaste en dientes de engranes. Buckingham y, posteriormente, Talbourdet‡ obtuvieron grandes cantidades de datos a partir de muchas pruebas, de modo que ahora se dispone de bastante información para diseño. Para que los resultados fueran útiles a los ingenieros de diseño, Buckingham

definió un *factor de carga y esfuerzo*, denominado también *factor de desgaste*, que se obtiene de las ecuaciones de Hertz. Las ecuaciones (2-88) y (2-89), correspondientes a cilindros en contacto, resultan

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\mu_1^2)E_1 + (1-\mu_2^2)E_2}{\pi l \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}} \quad (5-47)$$

$$P_{\text{máx}} = -\frac{2F}{\pi bl} \quad (5-48)$$

donde b = semianchura del área rectangular de contacto
 F = fuerza de contacto
 l = largo (o ancho) de los cilindros
 μ = relación de Poisson
 E = módulo de elasticidad
 d = diámetro de los cilindros

En promedio, $\mu = 0.30$ para los materiales usados en Ingeniería. Por tanto, $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0.30$. También es más conveniente utilizar el radio de un cilindro, de modo que se toma $2r = d$. Si se designa ahora el ancho de los cilindros por w en vez de por l , y se elimina el signo de raíz cuadrada, la ecuación (5-41) queda

$$b^2 = 1.16 \frac{F(1/E_1) + (1/E_2)}{w \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)} \quad (5-49)$$

En seguida se definirá una nueva clase de límite de resistencia a la fatiga, llamado *límite de fatiga en la superficie*, utilizando la ecuación (5-48), como

$$S_{fr} = \frac{2F}{\pi bw} \quad (5-50)$$

Por consiguiente, este límite de fatiga es la presión de contacto que, después de gran número de ciclos, causará la falla de la superficie. A tales fallas con frecuencia se les llama *desgaste*, debido a que ocurren después de un tiempo muy largo. No obstante, no deben confundirse con el desgaste por abrasión. Sustituyendo el valor de b , de la ecuación (5-49), en la (5-50) y recordando después, se tiene

$$2.857S_{fr}^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-51)$$

El primer miembro de esta ecuación contiene las constantes E_1 , E_2 y S_{fr} , que dependen de la selección de cierto material para cada elemento del par. Se designará a este grupo de términos por K_1 , *factor de carga y esfuerzo de*

* Consulte, por ejemplo, Stewart Way, Pitting Due to Rolling Contact, *Trans. ASME*, vol. 57, págs. A-49-A-58, 1935, y Charles Lipson y L.V. Colwell (dirs. eds.), "Handbook of Mechanical Wear", pág. 95, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1961.

† Earl Buckingham, "Analytical Mechanics of Gears", cap. 23, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1949.

‡ Según informe de W.D. Cram, Experimental Load Stress Factors, en Charles Lipson y L.V. Colwell (dirs. eds.), "Engineering Approach to Surface Damage", University of Michigan Summer Series, Ann Arbor, 1958.

Buckingham. Habiendo seleccionado los dos materiales, K_1 se calcula por la ecuación

$$K_1 = 2.857S_{fs}^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (5-52)$$

Conociendo K_1 , la ecuación de diseño queda

$$K_1 = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-53)$$

la que, si se satisface, definirá una falla por fatiga en la superficie, a los 10^8 ciclos de operación, según los experimentos de Talbourdet. Como generalmente se desea definir la seguridad en vez de la falla, se escribiría la ecuación (5-53) en la forma

$$\frac{K_1}{n} = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (5-54)$$

donde n es el factor de seguridad.

Los valores del límite de fatiga en la superficie, para el caso de aceros, se pueden obtener de la ecuación

$$S_{fs} = \begin{cases} 0.4H_B - 10 & \text{kip/plg}^2 \\ 2.76H_B - 70 & \text{MPa} \end{cases} \quad (5-55)$$

donde H_B es el número de dureza Brinell. Si los dos materiales tienen diferente dureza, usualmente se emplea el valor más bajo, aunque no siempre. Los resultados de este procedimiento concuerdan con los valores de los factores de carga y esfuerzo recomendados por Buckingham.

PROBLEMAS

Secciones 5-1 a 5-7

5-1 Un acero dúctil tiene una resistencia de fluencia de 40 kip/plg². Determine los factores de seguridad correspondientes a la falla mediante las teorías del esfuerzo normal máximo, del esfuerzo cortante máximo y de la energía de distorsión, respectivamente, para cada uno de los siguientes estados de esfuerzo (valores en kip/plg²):

- a) $\sigma_x = 10, \sigma_y = -4$
- b) $\sigma_x = 10, \tau_{xy} = 4$ (s.c.r.)
- c) $\sigma_x = -2, \sigma_y = -8, \tau_{xy} = 4$ (s.c.r.)
- d) $\sigma_x = 10, \sigma_y = 5, \tau_{xy} = 1$ (s.r.)

5-2 Un elemento de máquina se carga de manera que (valores en kgf/cm²) $\sigma_1 = 1400, \sigma_2 = -1050$ y $\sigma_3 = 0$; el material tiene una resistencia de fluencia mínima en tensión y compresión de 4200 kgf/cm². Determine el factor de seguridad para cada una de las siguientes teorías de falla:

- a) Teoría del esfuerzo normal máximo
- b) Teoría del esfuerzo cortante máximo
- c) Teoría de la energía de distorsión.

5-3 Una pieza de máquina se carga estáticamente y tiene una resistencia de fluencia de 350 MPa. Para cada estado de esfuerzo que se indica, evalúe el factor de seguridad mediante cada una de las tres teorías para falla estática (valores en MPa):

- a) $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = 70$
- b) $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = 35$
- c) $\sigma_1 = 70, \sigma_2 = -70$
- d) $\sigma_1 = -70, \sigma_2 = 0$.

5-4 Suponga que se usa latón amarillo duro, UNS C27000, como material para una varilla; calcule los factores de seguridad según cada una de las tres teorías de falla estática, correspondientes a los siguientes estados de esfuerzo (valores en MPa):

- a) $\sigma_x = 70, \sigma_y = 30$
- b) $\sigma_x = 70, \tau_{xy} = 30$ (s.r.)
- c) $\sigma_x = -10, \sigma_y = -60, \tau_{xy} = 30$ (s.c.r.)
- d) $\sigma_x = 50, \sigma_y = 20, \tau_{xy} = 40$ (s.r.)

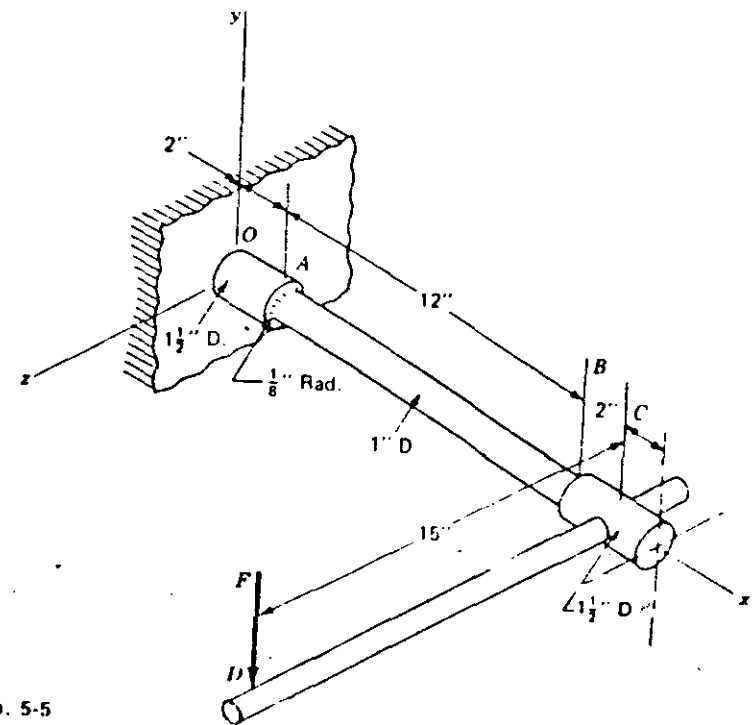


Fig. Prob. 5-5

si los engranes probados estáticamente fallaban a los 5.000 kg y los que funcionaban con una cierta velocidad en la recta primitiva fallaban a los 2.500 kg. se tomaba como coeficiente de velocidad un medio para esta velocidad en la línea primitiva. Se supuso entonces que otro par similar de engranajes, girando a la misma velocidad, tenía una carga dinámica equivalente al doble de la carga transmitida.

Wilfred Lewis fue el primero en presentar una fórmula para calcular la tensión en los dientes de los engranajes en la que interviene la forma de los dientes en la ecuación. La fórmula fue propuesta en 1892 y actualmente sigue siendo la base de la mayor parte de los proyectos de engranaje. Se le llama *ecuación de Lewis* y es

$$\sigma = \frac{W^t}{pFy} \quad (11-9)$$

en la que W^t = carga transmitida, libras

σ = tensión normal, libras por pulgada cuadrada

p = paso circunferencial, pulgadas

F = anchura de cara, pulgadas

y = coeficiente de forma, adimensional, que depende de la forma de los dientes

El desarrollo de esta ecuación será estudiado en una sección posterior, pero el lector puede entrever el carácter fundamental de esta ecuación observando que el producto pF es proporcional al área de los dientes y que y es, a la vez, una constante de proporcionalidad y una constante que depende del número y del sistema de dientes. De esta manera se tienen en cuenta los dientes chatos o rebajados.

Lewis incluyó también una tabla de tensiones para proyectos (Tabla 11-4), cuyos valores dependen de la velocidad en la línea primitiva. Earle Buckingham afirma que Lewis obtuvo estas tensiones de una regla inglesa publicada en 1869.

Utilizando los valores indicados en la Tabla 11-4, Carl G. Barth los expresó en forma de ecuación, de la forma siguiente:

$$\sigma_d = \sigma \frac{600}{600 + V} \quad (11-10)$$

donde σ es la tensión estática de seguridad (en libras por pulgada cuadrada) y V es la velocidad en la línea primitiva. La tensión estática σ se obtiene generalmente dividiendo la resistencia del material por un coeficiente de seguridad apropiado.

La ecuación (11-10) y la Tabla 11-4 están basadas en pruebas que tuvieron lugar antes de 1868 y fueron hechas con engranajes de fundición con dientes fundidos.

La ecuación (11-10), llamada *ecuación de Barth*, ha sido modificada por algunos proyectistas en la forma

$$\sigma_d = \sigma \frac{1.200}{1.200 + V} \quad (11-11)$$

que se utiliza para dientes tallados y generados.

TABLA 11-4. Tensiones para proyecto recomendadas por Wilfred Lewis en 1892

Velocidad, pies por minuto	Tensiones para proyecto, libras por pulgada cuadrada	
	Fundición	Acero
100 ó menor	8.000	20.000
200	6.000	15.000
300	4.800	12.000
600	4.000	10.000
900	3.000	7.500
1.200	2.400	6.000
1.800	2.000	5.000
2.000	1.700	4.300

El profesor Guido H. Marx hizo cierto número de pruebas entre 1911 y 1915, con diversas velocidades en la línea primitiva. El resultado de estas pruebas señaló la importancia de la relación de contacto y puso en duda los coeficientes de velocidad empleados comúnmente. Al comentar estas pruebas, Ralph E. Flanders se preguntó si se podían utilizar los mismos coeficientes de seguridad para el acero aleado con tratamientos térmicos que los que se utilizan, por ejemplo, para la fundición. También suscitó la cuestión del efecto del tallado exacto sobre la resistencia a altas velocidades. En vista de estos comentarios, el profesor Marx supervisó, en 1924, una serie de pruebas con engranajes de fundición, fabricados con grados de exactitud variables. En estas pruebas quedó claramente comprobado que la exactitud en el tallado tiene un efecto muy pronunciado sobre la resistencia a velocidades altas.

Entre los años 1900 y 1931 se extendió gradualmente la idea de que la carga dinámica total puede considerarse como la suma de la carga transmitida y un incremento de carga. La ecuación puede expresarse en la forma

$$W_d = W^t + W_i \quad (11-12)$$

en donde W_i es el incremento de carga que se debe a la forma de los dientes y a los errores de espaciado, desequilibrio, cargas fluctuantes y a la deformación de los dientes bajo la carga.

Oscar Lasche, en 1899, fue el primero en considerar, utilizando dientes rígidos, la influencia de los errores en la misma y llegó a la conclusión de que la elasticidad de los dientes afecta al error admisible. En otras palabras, se admite un error mayor con dientes elásticos que con rígidos, porque absorben las pequeñas fuerzas instantáneas sin alterar las masas giratorias. En 1908, Ralph E. Flanders discutió la naturaleza de las cargas dinámicas y manifestó: «Tras madura reflexión, el autor ha llegado a la conclusión de que una variación en la resistencia de un engranaje perfectamente formado, debida a una variación de la velocidad, no puede ser producida más que por una cosa.

el impacto causado por el engrane imperfecto de unos dientes deformados por la carga que están transmitiendo y que por lo demás tienen una forma perfecta.»

Varios investigadores han intentado comparar los resultados del estudio de Lasche con las cargas de rotura actuales de engranajes girando a gran velocidad. Los resultados no eran comparables y, en 1923, Wilfred Lewis propuso a la ASME la construcción de una máquina para medir estos incrementos de carga sin destruir los engranajes. El resultado de esta proposición fue la creación en la ASME del Comité Especial de Investigación sobre resistencia de dientes de engranajes, presidido por Wilfred Lewis y Ralph E. Flanders.

La investigación fue hecha en el Massachusetts Institute of Technology por Earle Buckingham, quien publicó los resultados en un trabajo¹. Este trabajo presentó la siguiente ecuación para las cargas dinámicas:

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a(2W_2 - W_a)} \quad (11-13)$$

en la que W_a es la carga de aceleración y es prácticamente independiente de la carga aplicada y W_2 es la fuerza necesaria para deformar los dientes en cuantía igual al error efectivo de los dientes.

Darle W. Dudley, en un excelente tratado sobre proyectos modernos de engranajes², manifiesta que el método de Buckingham puede dar valores de la carga dinámica que son ligeramente altos, pero que es el mejor método disponible y muestra claramente el efecto de las masas, rigidez de ejes y errores de dientes en la producción de sobrecargas dinámicas.

Shiple³ al resumir el trabajo sobre cargas dinámicas hecho por nueve investigadores, parte del cual es de origen muy reciente, ha llegado a la conclusión de «que la teoría de cargas dinámicas de Buckingham es el método apropiado a utilizar, considerando el presente estado de los conocimientos». Apunta también que el método de Buckingham dará cargas dinámicas ligeramente altas, es decir, dentro del límite de seguridad.

11-9. DECISIONES PRELIMINARES EN EL PROYECTO

La primera dificultad que aparece al proyectar un juego de engranajes, reside en el hecho de que es necesario conocer todas las dimensiones de los engranajes, así como la forma y tamaño de los dientes, antes de que se puedan determinar con exactitud las cargas y tensiones. Esto hace necesario estimar el tamaño de los engranajes, utilizando métodos simplificados y luego comprobar esta estimación, utilizando los diversos coeficientes de proyecto en conjunción con ecuaciones más exactas. El tamaño estimado y la forma de los

dientes son entonces alterados, de acuerdo con la información obtenida mediante las relaciones exactas. Algunas veces, la información obtenida indica que la estimación es tan desproporcionada que se debe especificar un nuevo conjunto de dimensiones y repetir el proceso. El proyecto de engranajes, por tanto, estrictamente un proceso de tanteo, en el que cada nuevo tanteo se aproxima cada vez más al resultado final.

Uno de los primeros problemas es la reducción de los datos dados a un conjunto sencillo de especificaciones. Estas especificaciones incluyen normalmente la información siguiente:

1. El carácter de la carga
2. La potencia transmitida
3. La velocidad del piñón y engranaje
4. El tiempo de funcionamiento

Consideremos algunas de las variaciones que pueden aparecer en estas especificaciones. Por ejemplo, supongamos que un motor de 1 C V mueve un juego de engranajes. Algunas de las posibilidades son las siguientes:

1. El motor transmite 1 C V continuamente a velocidad constante
2. El motor funciona continuamente a velocidad constante, pero transmite potencia solo durante períodos muy cortos.
3. El motor transmite continuamente 1 C V, pero con una gran gama de velocidades.
4. El motor es puesto en marcha solo durante intervalos muy cortos transmite pares que son mucho mayores que la plena carga estimada.
5. El motor funciona continuamente, pero el par es indeterminado variando del 30 al 300 por 100 del par de plena carga.

Se ve, con todas estas posibilidades, que la reducción de las condiciones del problema a un conjunto sencillo de especificaciones no es siempre fácil. Sin embargo, es necesario definir el problema en términos suficientemente exactos, y el cuidado en que se haga esto influirá en la calidad del resultado final.

11-10. TENSIONES BASICAS DE LOS DIENTES

La figura 11-16 muestra un voladizo con una sección de dimensiones F y t que tienen una longitud l y una carga W^t distribuida uniformemente a lo largo de la anchura F . El módulo de la sección es $I/c = Ft^3/6$ y, por tanto, la tensión de flexión es

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^t l}{Ft^3} \quad (11-14)$$

Refiriéndonos ahora a la figura 11-17, supongamos que la tensión máxima en el diente de un engranaje tiene lugar en el punto a . Por triángulos semejantes podemos escribir

$$\frac{1/2}{x} = \frac{l}{\delta} = \frac{r}{4l} \quad (11-15)$$

¹ Dynamic Loads on Gear Teeth, ASME Research Publ., 1931.

² Darle W. Dudley, «Practical Gear Design», pág. 46, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1954.

³ Eugene E. Shiple, Funcionamiento de engranajes cargados, en «Gear Handbook», op. cit., cap. 14, págs. 14-31, 14-32.

11-14. LA ECUACION DE BUCKINGHAM PARA LA CARGA DINAMICA ¹

En la sección 11-12 se corrigió la ecuación (11-18) de los efectos dinámicos mediante la aplicación de un coeficiente de velocidad K_v . En esta sección presentaremos otro procedimiento para la determinación de la carga dinámica W_d con el método de Buckingham: se utiliza W_t en la ecuación (11-18) en lugar de W y se toma entonces para K_v un valor unidad.

La figura 11-21 es un diagrama idealizado que muestra las fuerzas hipotéticas en un par de dientes durante el contacto. La abscisa representa la longitud de la línea de acción, con el punto inicial de contacto a y el punto k como punto final de contacto. Las ordenadas representan las fuerzas.

Para hacer visible la acción, debemos darnos cuenta de que existen errores de los dientes, debidos a inexactitudes del tallado, descentramiento de ejes y deformación de los dientes bajo la carga. Además, cada engranaje es una masa giratoria que posee inercia y, por tanto, requiere la aplicación de fuerza para cambiar su velocidad. La relación de contacto debe ser tal que otro par de dientes entre en contacto antes de que deje el contacto el par anterior.

Refiriéndonos de nuevo a la figura 11-21, hj representa la fuerza media en un par de dientes que están aproximándose al fin del contacto. La reducción súbita de la fuerza, representada por la línea gh , proviene de que un nuevo par de dientes entra en contacto en a , absorbiendo una porción de la carga.

Los resultados de los experimentos indican que la influencia de los errores de los dientes es más acusada cuando un nuevo par de dientes entra en contacto. Cuando un error de la forma de un punto en relieve entra en contacto, es necesario un aumento muy rápido de la fuerza, según se indica con la curva ab , para acelerar el engranaje conducido. El efecto resultante es la aceleración del engranaje conducido y la deceleración del conductor, con cambios de velocidad que son proporcionales a las masas relativas.

En el punto b la aceleración ha alcanzado un máximo y disminuye hasta el punto c , a medida que las masas giratorias cambian su velocidad. En el punto c tienen diferentes velocidades y, por tanto, se separan una de otra. A esta separación se oponen la fuerza transmitida y la elasticidad de los ejes. Los dientes quedan desengranados un corto periodo de tiempo, cd . Sin embargo, la carga hace que el engranaje conducido gire más despacio, mientras la potencia aplicada al conductor hace que éste acelere. El resultado es que los dientes entran en contacto de nuevo, esta vez con un impacto considerable, como vemos en la curva de . El punto e representa la fuerza máxima y es llamado *carga dinámica*. Esta es la carga W_d en la que nos interesamos.

Cuando la acción pasa el punto e se supone que decae el movimiento vibratorio, y disminuye, estabilizándose, según un valor medio representado por fg . Los efectos secundarios después del punto e se supone que son de un tipo más pequeño y no se les prestará más atención.

Se han obtenido curvas de los dientes en acción tomadas con un oscilógrafo

y aparecen claramente los dos picos de carga, siendo el primero la carga de aceleración y el segundo la carga dinámica o de impacto.

Las ecuaciones de Buckingham. En su trabajo primitivo, Buckingham da dos versiones de la ecuación de la carga dinámica. Una de ellas puede ser consi-

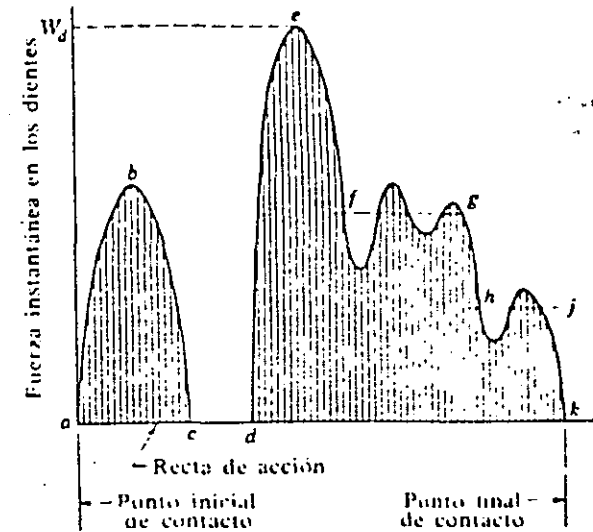


Fig. 11-21. Representación idealizada de la fuerza dinámica en un par de dientes durante el contacto.

derada como la ecuación exacta y la otra como una aproximación. El método más exacto considera los efectos de todas las masas, tales como volantes, poleas, etc., montadas en el eje del engranaje. El método que damos aquí desprecia las masas conectadas al eje y considera solo las masas de los engranajes.

La ecuación fundamental de Buckingham es

$$W_d = W_t + \sqrt{W_a(2W_s - W_a)} \tag{11-21}$$

en donde W_d = carga dinámica, libras

W_t = carga transmitida, libras

W_a = carga de aceleración, libras

W_s = carga necesaria para deformar los dientes el valor del error efectivo, libras

La carga de aceleración se encuentra mediante la ecuación

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} \tag{11-22}$$

¹ Earle Buckingham, «Analytical Mechanics of Gears», cap. 20, pág. 426, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1949.

en la que W_1 es la fuerza media en libras, necesaria para acelerar las masas cuando se las considera absolutamente rígidas. La fuerza puede obtenerse por la ecuación

$$W_1 = c_1 m V^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (11-23)$$

en donde c_1 = constante que depende del sistema de dientes: es 0,00086 para dientes de $14\frac{1}{2}^\circ$ y 0,00120 para dientes de 20°

m = masa efectiva, en slugs

V = velocidad en la línea primitiva, pies por minuto

R_1 = radio primitivo del piñón, pulgadas

R_2 = radio primitivo de la rueda dentada, pulgadas

El valor de m se encuentra mediante la ecuación

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (11-24)$$

en la que m_1 y m_2 son las masas efectivas del piñón y la rueda dentada, respectivamente, en slugs, que actúan en la línea primitiva. La fuerza necesaria para deformar el diente es

$$W_2 = W^t \left(\frac{e}{d} + 1 \right) \quad (11-25)$$

siendo e el error medido en la acción en pulgadas y d es la deformación de los dientes en la línea primitiva, causada por la carga transmitida W^t . Esta deformación puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$d = \frac{c_2 W^t}{F} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (11-26)$$

donde c_2 = 9,345 para engranajes de $14\frac{1}{2}$ grados; 9,000 para engranajes de 20° y altura completa, y 8,700 para engranajes de 20° chatos.

E_1 = módulo de elasticidad del piñón, libras por plg²

E_2 = módulo de elasticidad de la rueda dentada, libras por plg²

F = anchura de cara, plg.

Si se sustituye el valor de d de la ecuación (11-26) en la ecuación (11-25) obtenemos

$$W_2 = F \frac{e}{c_2 [(1/E_1) + (1/E_2)]} + W^t = FC + W^t \quad (11-27)$$

de donde

$$C = \frac{e}{c_2 [(1/E_1) + (1/E_2)]} \quad (11-28)$$

Se pueden ahora calcular valores del coeficiente de deformación C para las combinaciones normales de materiales de engranajes, utilizando cada sistema de dientes y error en la acción, como damos en forma de las tablas (Tabla 11-14).

TABLA 11-14. Valores de C

Material	Forma de los dientes	Error en la acción, pulgadas					
		0,0005	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005
Fundición y fundición.	$14\frac{1}{2}^\circ$	400	800	1,600	2,400	3,200	4,000
Fundición y acero.....	$14\frac{1}{2}^\circ$	550	1,100	2,200	3,300	4,400	5,500
Acero y acero.....	$14\frac{1}{2}^\circ$	800	1,600	3,200	4,800	6,400	8,000
Fundición y fundición.	20° altura completa	415	830	1,660	2,490	3,320	4,150
Fundición y acero.....	20° altura completa	570	1,140	2,280	3,420	4,560	5,700
Acero y acero.....	20° altura completa	830	1,660	3,320	4,980	6,640	8,300
Fundición y fundición.	20° chatos	430	860	1,720	2,580	3,440	4,300
Fundición y acero.....	20° chatos	590	1,180	2,360	3,540	4,720	5,900
Acero y acero.....	20° chatos	860	1,720	3,440	5,160	6,880	8,600

Antes de que pueda obtenerse el valor de C , ha de seleccionarse el error esperado en la acción. Esto depende de la manera que estén tallados los engranajes. Se usa la siguiente clasificación:

Clase 1 = engranajes comerciales bien tallados

Clase 2 = engranajes tallados con gran cuidado

Clase 3 = engranajes rectificadas cuidadosamente o tallados con precisión

En la Tabla 11-15 se da el máximo error esperado en la acción, para estas tres clases.

TABLA 11-15. Máximo error probable en la acción, e

Diametral pitch	Clase 1	Clase 2	Clase 3
1	0,0048	0,0024	0,0012
2	0,0040	0,0020	0,0010
3	0,0032	0,0016	0,0008
4	0,0026	0,0016	0,0007
5	0,0022	0,0011	0,0006
6 y más finos	0,0020	0,0010	0,0005

Un método satisfactorio de seleccionar la clase de engranaje apropiada se basa en el nivel de ruido deseado. Es imposible obtener un juego de engranajes que funcionen sin ningún ruido. La cantidad de ruido producido es una buena

indicación de la exactitud con que están tallados los dientes. La figura 11-22 es un gráfico que dará el error permisible e para un nivel de ruido razonable. Si es necesario que sean muy silenciosos, se necesitará una mayor exactitud.

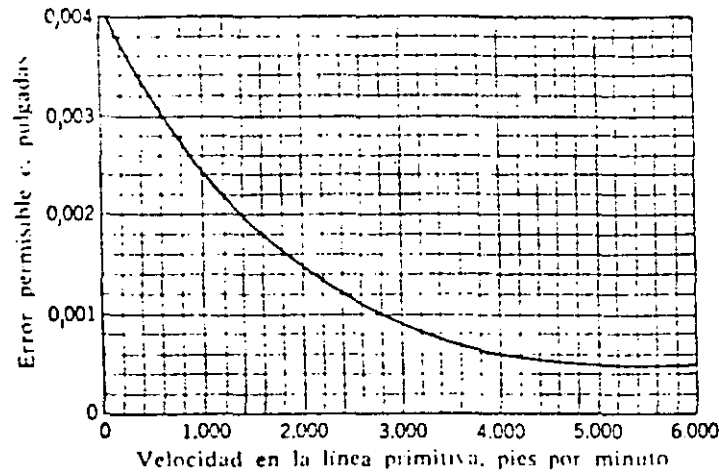


Fig. 11-22. Error permisible para un nivel de ruido razonable.

Ilustramos el método de utilización de la ecuación fundamental de Buckingham con el siguiente ejemplo.

Ejemplo 11-2. El piñón y rueda dentada representados en la figura 11-23 se han elegido, en un primer tanteo, para transmitir 10 hp con una velocidad de 1.200 pies por minuto en la línea primitiva bajo condiciones de carga constantes. Los engranajes están tallados comercialmente con gran exactitud, utilizando un sistema de involutas de 20°. El piñón está hecho de acero 1020, de 149 Bhn y no tiene tratamiento térmico. La rueda dentada está hecha de fundición del grado 30, con Bhn 170. Utilizando la ecuación de Buckingham, determinar si son necesarios algunos cambios en el proyecto, para que se transmita satisfactoriamente la carga.

Solución. a. Determinación de la carga dinámica. El primer paso en la solución consiste en obtener las masas efectivas. El piñón se divide en dos partes, como se ve en la figura 11-24, y se calcula separadamente la masa de cada parte. Entonces, como

$$\rho = 0,28 \text{ lb por plg}^3 \text{ para acero,}$$

$$m_a = \frac{\rho V_a}{g} = \frac{\rho \pi d^2 l}{4g} = \frac{(0,28)(\pi)(4)^2(1,75)}{(32,2)(4)} = 0,191 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho V_b}{g} = \frac{(0,28)(\pi)(3,375)^2(0,875)}{(32,2)(4)} = 0,0682 \text{ slug}$$

El momento de inercia de un cilindro respecto de su propio eje es $J = md^2/8$. Por tanto, el momento de inercia del piñón es

$$J = \frac{1}{8} (m_a d_a^2 + m_b d_b^2) = \frac{(0,191)(4)^2 + (0,0682)(3,375)^2}{8} = 0,468 \text{ slug por plg}^2.$$

La masa efectiva del piñón es entonces

$$m_1 = \frac{J}{R_1^2} = \frac{0,468}{(4)^2} = 0,117 \text{ slug} = \rho l g^2$$

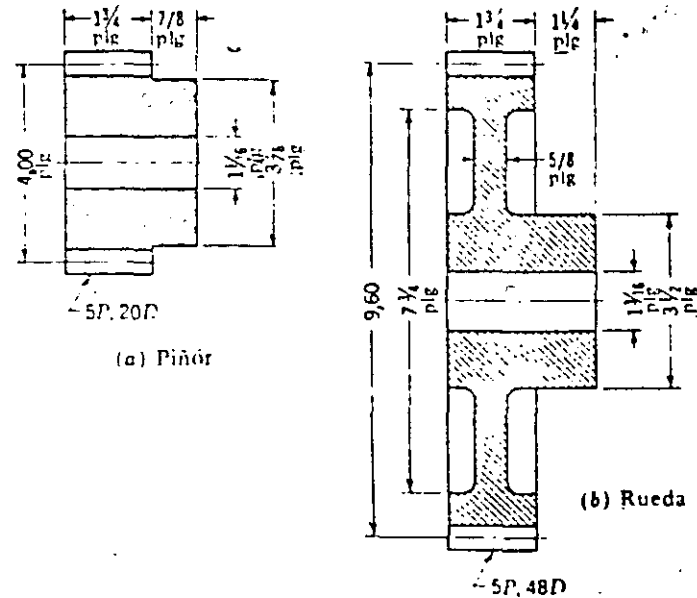


Fig. 11-23.

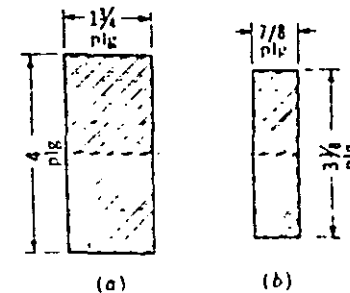


Fig. 11-24. División del piñón en dos partes.

La masa efectiva de la rueda dentada se encuentra de la misma manera. La manera de dividir el engranaje se ve en la figura 11-25. Utilizando una densidad de la fundición igual a $\rho = 0,26$ libras por plg³, las masas son

$$m_a = \frac{\rho}{g} \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) l = \frac{(0,26)(\pi)[(9,6)^2 - (7,75)^2](1,75)}{(32,2)(4)} = 0,357 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho V_b}{g} = \frac{(0,26)(\pi)(7,75)^2(0,625)}{(32,2)(4)} = 0,238 \text{ slug}$$

$$m_c = \frac{\rho V_c}{g} = \frac{(0,26)(\pi)(3,5)^2(2,375)}{(32,2)(4)} = 0,184 \text{ slug}$$

El momento de inercia de un cilindro hueco respecto de su propio eje es $J = m(d_o^2 + d_i^2)/8$, siendo d_o y d_i los diámetros exterior e interior, respectivamente. El momento de inercia de la rueda completa es

$$J = \frac{1}{8} [m_1(d_o^2 + d_i^2) + m_2 d_o^2 + m_3 d_i^2]$$

$$= \frac{(0,357)(9,6^2 + 7,75^2) + (0,208)(7,75)^2 + (0,184)(3,5)^2}{8}$$

6,19 slugs por plg²

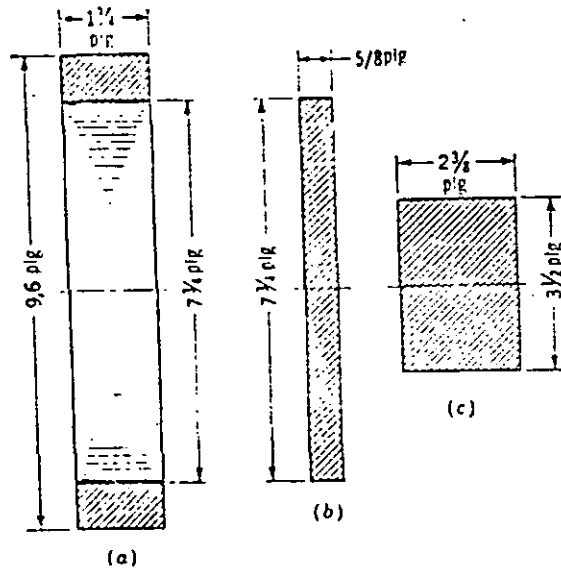


Fig. 11-25. División de la rueda dentada en tres partes.

La masa efectiva de la rueda es

$$m_2 = \frac{J}{R_2^2} = \frac{6,19}{(9,6/2)^2} = 0,269 \text{ slug}$$

Se calcula ahora la carga transmitida, suponiendo que 10 hp es la carga estimada y utilizando la ecuación (11-7):

$$W = \frac{33.000 \text{ hp}}{V} = \frac{(33.000)(10)}{1.200} = 275 \text{ libras}$$

La masa efectiva del juego de engranajes se calcula con la ecuación (11-24):

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{(0,117)(0,269)}{0,117 + 0,269} = 0,0816 \text{ slug}$$

La fuerza W_1 se calcula con la ecuación (11-23), como sigue:

$$W_1 = c_1 m V^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = (0,00120)(0,0816)(1.200)^2 \left(\frac{1}{2,0} + \frac{1}{4,8} \right) = 99,8 \text{ lib}$$

Según la Tabla 11-15 el máximo error esperado en la acción por engranajes con un perfil de dientes es 0,0022 plg. Emplearemos 0,002 plg. Utilizando fundición y acero con un perfil de dientes de 20°, según la Tabla 11-14, el coeficiente de deformación es $C = 2.280$. Sustituyendo este valor en la ecuación (11-27) obtenemos

$$W_2 = FC + W' = (1,75)(2.280) + 275 = 4.265 \text{ lb}$$

La carga de aceleración, según la ecuación (11-22), es

$$W_3 = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} = \frac{(99,8)(4.265)}{99,8 + 4.265} = 97,8 \text{ lb}$$

Sustituyendo ahora en la ecuación (11-21) para hallar la carga dinámica, encontramos

$$W_{d1} = W' + \sqrt{W' (2W_2 - W')} = 275 + \sqrt{(97,8)(2(4.265) - 97,8)} = 1.184 \text{ lb Resp.}$$

Es interesante comparar esta carga dinámica con el equivalente de la carga dinámica obtenido empleando el coeficiente de velocidad K_v . La curva D de la figura 11-8 nos da $K_v = 0,60$. Por tanto, la carga dinámica según este método es

$$W_{d1} = \frac{W'}{K_v} = \frac{275}{0,60} = 459 \text{ lb}$$

o sea, menos de la mitad del valor dado por el método de Buckingham.

b. Determinación de las tensiones de flexión. Los valores a sustituir en la ecuación (11-18) son

- $K_m = 1,00$ según Tabla 11-6
- $K_v = 1,00$ porque se emplea W_{d1} en lugar de W'
- $P = 5$ «diametral pitch», dado
- $F = 1,75$ plg., anchura de cara, dado
- $K_s = 1,00$
- $K_{m2} = 1,6$ para condiciones medias, según Tabla 11-7
- $J_1 = 0,24$ según figura 11-19 para carga en punta de piñón
- $J_2 = 0,29$ según figura 11-19 para carga en punta de la rueda

Por tanto, la tensión de flexión en los dientes del piñón es

$$\sigma = \frac{W_1 K_m}{K_v} \frac{P}{F} \frac{K_s K_{m2}}{J_1} = \frac{(1.184)(1,00)}{1,00} \frac{5}{1,75} \frac{(1,00)(1,6)}{0,24} = 22.600 \text{ lb por plg}^2$$

La tensión de flexión en los dientes de la rueda dentada es

$$\sigma = 22.600 \frac{J_1}{J_2} = 22.600 \frac{0,24}{0,29} = 18.700 \text{ libras por plg}^2$$

c. Determinación de la resistencia por flexión. Correspondiendo a una vida infinita, seguridad funcional del 99 por 100 y temperatura baja, encontramos que todos los coeficientes de la ecuación (11-19) son la unidad y, por tanto, las resistencias son los valores dados en las tablas. La Tabla 11-12 nos da un límite de fatiga de 20.000 a 22.000 libras por pulgada cuadrada para el piñón y como esto corresponde a un Bhn 140, podemos concluir que el piñón está proyectado satisfactoriamente.

Por otra parte, incluso el mejor grado de fundición tiene un límite de fatiga de solo 13.000 libras por pulgada cuadrada, y cuando se compara este valor con 18.500 libras por pulgada cuadrada, que es la tensión en la rueda dentada, se ve que no hay en absoluto margen

de seguridad. Resulta, por tanto, que el piñón es satisfactorio, pero la rueda dentada, no. Si se hace la rueda del mismo material que el piñón, será la más fuerte de los dos. En este ejemplo se debería volver a proyectar la fabricación del disco de la rueda dentada y hacerlo probablemente de acero forjado.

La ecuación aproximada de Buckingham. Se desea frecuentemente obtener una estimación rápida de la carga dinámica. La ecuación

$$W_d = W^t + \frac{0.05V(FC + W^t)}{0.05V + \sqrt{FC + W^t}} \quad (11-29)$$

es una aproximación de la ecuación fundamental para condiciones normales de masa. Debe utilizarse con cuidado, ya que para condiciones anormales de masa los resultados pueden desviarse incluso más del 100 por 100 respecto a los dados por la ecuación fundamental.

Dudley, en su trabajo sobre aplicaciones de las turbinas de gas, encontró que las cargas dinámicas eran aproximadamente el 135 por 100 de las cargas transmitidas¹. Los cálculos de la misma carga, según el método de Buckingham, dan valores que varían del 135 al 175 por 100, y por ello Dudley manifiesta que el método de Buckingham da valores que son ligeramente altos. Sin embargo, aún parece ser el mejor método disponible para predecir la carga dinámica.

11-15. DURACION DE LA SUPERFICIE

Las secciones anteriores se han ocupado de la tensión y resistencia del diente de un engranaje sometido a la flexión y de cómo precaverse contra la posibilidad de rotura de los dientes por sobrecargas estáticas o por acción de la fatiga. En esta sección estamos interesados en el fallo de las superficies de los dientes, llamado comúnmente *desgaste*. El *picado*, según se explica en el párrafo 5-26, es un fallo de fatiga superficial debido a muchas repeticiones de tensiones de contacto altas. Otros fallos de las superficies son el *rayado*, que es un fallo de la lubricación, o la *abrasión*, que es un desgaste debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, deben proyectarse los engranajes de tal manera que las tensiones dinámicas superficiales estén dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera prueba visible de desgaste aparece cerca de la línea primitiva; esto parece razonable a causa del hecho de que la carga dinámica máxima aparece cerca de este área.

Para obtener una expresión de la tensión de contacto superficial, debemos aplicar la teoría de Hertz. En el Cap. 2 [ecuación (2-42)] se vio que la tensión de contacto entre los cilindros puede calcularse mediante la ecuación

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (11-30)$$

¹ Dudley, «Practical Gear Design», *loc. cit.*

en la que $p_{m\acute{a}x}$ = tensión de compresión de la superficie, libras por pulgada cuadrada

F = fuerza que aprieta los cilindros uno contra otro, libras

l = longitud de los cilindros, pulgadas

y b se obtiene de la ecuación

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\mu^2)[(1/E_1) + (1/E_2)]}{\pi l [(1/d_1) + (1/d_2)]}} \quad (11-31)$$

siendo μ = coeficiente de Poisson

E = módulo de elasticidad de cada cilindro, libras por pulgada cuadrada

d = diámetro de cada cilindro, pulgadas

Para aplicar estas ecuaciones a los dientes de engranajes cilíndricos reemplazamos F por W^t , d por $2r$ y l por la anchura de cara F . Con estos cambios, podemos sustituir el valor de la ecuación (11-31) en la ecuación (11-30). Reemplazando $p_{m\acute{a}x}$ por σ_H , se encuentra que la tensión de compresión de la superficie (tensión de Hertz) es

$$\sigma_H = \frac{W^t}{F} \frac{1}{\pi(1-\mu^2)} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{(1/E_1) + (1/E_2)} \quad (11-32)$$

en donde r_1 y r_2 son los radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda dentada, respectivamente, en el punto de contacto. Cuando los dientes en contacto tienen el mismo coeficiente de Poisson, la ecuación (11-32) es una ecuación general que puede utilizarse para encontrar las tensiones de contacto en cualquier punto del perfil de los dientes. Si en el instante considerado hay un solo par de dientes transmitiendo la carga, se debe emplear el valor total de W^t . Pero si se reparte la carga entre dos pares de dientes que engranan, se debe reducir W^t de acuerdo con la manera en que se reparte la carga.

Como ejemplo del empleo de esta ecuación, vamos a calcular la tensión de contacto en la línea primitiva. Al utilizar D_1 y D_2 como diámetros primitivos de piñón y rueda respectivamente, se obtienen los radios de curvatura¹.

$$r_1 = \frac{D_1 \text{ sen } \Phi}{2} \quad r_2 = \frac{D_2 \text{ sen } \Phi}{2} \quad (a)$$

en la que Φ es el ángulo de presión. Entonces

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\text{sen } \Phi} \left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right) \quad (b)$$

¹ Ver Joseph E. Shigley, «Kinematic Analysis of Mechanisms», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1959, o «Theory of Machines», págs. 156-161, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1961.

se reduce apreciablemente cuando se eleva la temperatura a la del agua hirviendo.

El magnesio y sus aleaciones tiene un módulo de elasticidad de 460.000 kg/cm² a la tracción y compresión, aunque en este último caso no es tan fuerte como en el primero. El módulo de rigidez vale 170.000 kg/cm². Si el magnesio se trabaja en frío, a tensiones por encima del límite de fluencia, su módulo de elasticidad se reduce hasta 280.000 kg/cm². Otras propiedades de estas aleaciones se relacionan en la Tabla 4-2.

La resistencia a la corrosión de las aleaciones de magnesio no es buena, aunque se ha mejorado algo en los últimos años. El magnesio endurece al deformarse tan rápidamente, que para todos los fines prácticos, no puede trabajarse en frío. La temperatura necesaria para trabajar en caliente varía de 200 a 370° C. A estas temperaturas puede ser prensado, forjado o extruido. Para obtener los mejores resultados, los procesos de trabajo en caliente deben realizarse de modo que se permita un trabajo relativamente lento. Todas las aleaciones tienen excelentes características de mecanización y son fáciles de fundir, puesto que tienen un bajo punto de fusión. El moldeo en arena, en moldes permanentes y en estampas son los métodos utilizados normalmente. Todas las aleaciones son fácilmente soldables, tanto por resistencia como por llama.

TABLE 4-2. Propiedades típicas de las aleaciones de magnesio*

Aleación de magnesio	Resistencia a tracción — kg/cm ²	Límite de fluencia a tracción — kg/cm ²	Alargamiento en 5,08 cm. — %	Límite de fluencia a compresión — kg/cm ²	Dureza Brinell — Bhn	Resistencia a cizalladura — kg/cm ²	Límite de fatiga — kg/cm ²
Fundición ANI 24SC	1.910	770	6	770	48	—	770
Fundición ANI 24ST4	2.500	850	9	850	52	1.410	770
Fundición ANI 24ST6	2.700	1.410	3	1.410	78	1.550	780
Fundición en molde metálico ANI 263	2.400	1.550	3	—	—	—	980
Forjado ANI 35	2.000	2.110	7	770	40-52	1.160	770
Forjado ANI 32S	2.000	2.110	17	1.410	50-71	1.310	1.050
Forjado ANI 32S	3.100	2.250	14	1.410	55-74	1.440	1.200
Forjado ANI 39S	3.600	2.700	9	1.900	70	1.550	1.260

* Cortesía de la American Magnesium Corporation.

Hay que tener un cuidado particular al unir las piezas de magnesio, para evitar la acción galvánica y puntos de concentración de tensiones. El magnesio es muy sensible a las entallas y, por tanto, deben evitarse puntos de concentración de tensiones. No se recomiendan en ningún caso remaches o tornillos de magnesio, sino remaches de aluminio 56S para todas las condiciones de tensiones o de atmósferas corrosivas. Otras determinadas aleaciones de aluminio se pueden emplear bajo ciertas condiciones. Si se emplean pernos o tornillos de acero, deberán estar galvanizados o cadmiados, con objeto de evitar acciones galvánicas. Las arandelas empleadas deberán ser gruesas y de gran diámetro, para que al apretar puedan distribuirse mejor las tensiones.

4-21. ALEACIONES DE BASE COBRE

Cuando el cobre se alea con el cinc recibe el nombre normalmente de *latón*, y si lo hace con otro elemento se llama con frecuencia *bronce*. A veces se especifican también los otros elementos, como por ejemplo, bronce al estaño o bronce fosforoso. En cada categoría se incluyen centenares de variaciones.

Latón con 5 a 15 por 100 de cinc. Estos latones se trabajan fácilmente en frío, especialmente los que tienen mayor contenido en cinc. Son dúctiles, pero a menudo difíciles de mecanizar. La resistencia a la corrosión es buena. Las aleaciones incluidas aquí son el *latón dorado* (5 por 100 de Zn), *bronce comercial* (10 por 100 de Zn) y *latón rojo* (15 por 100 de Zn). El latón dorado se emplea preferentemente en joyería y para aquellos artículos que han de recubrirse con oro; tiene la misma ductilidad que el cobre, pero mayor resistencia, acompañada por pobres características de mecanización. El bronce comercial se emplea en joyería y para forjados y estampados por su ductilidad. Sus propiedades de mecanización son malas, pero se trabaja excelentemente en frío. El latón rojo tiene una buena resistencia a la corrosión y también tiene alta resistencia a elevadas temperaturas. Por ello se emplea en gran cantidad, en forma de tubos, para llevar agua caliente en aplicaciones como radiadores y condensadores.

Latón con 20 a 36 por 100 de cinc. Se incluyen en este grupo el *latón bajo* (20 por 100 de Zn), el *latón de cartuchería* (30 por 100 de Zn) y el *latón amarillo* (35 por 100 de Zn). Puesto que el cinc es más barato que el cobre, estas aleaciones cuestan menos que las que tienen menos cinc. Tienen también mejor capacidad de mecanización y ligeramente mayor resistencia; esto queda compensado, sin embargo, por la peor resistencia a la corrosión y la posibilidad de «grietas del tiempo» en puntos de tensiones residuales. El latón bajo es muy similar al latón rojo y se emplea para artículos que necesiten embuticiones profundas. El latón de cartuchería es, de todas las aleaciones cobre-cinc el que tiene mejor combinadas la ductilidad y la resistencia. Los cartuchos se fabricaron inicialmente por trabajo en frío; el proceso consiste en una serie de embuticiones profundas, en la que cada una de ellas va seguida de un recocido que pone al metal en condiciones para la siguiente embutición. Aunque la capacidad del latón amarillo para el trabajo en caliente es mala, puede emplearse en cualquier otro tipo de fabricación y, por tanto, se emplea para una gran diversidad de productos.

Cuando a los latones se les añade una pequeña cantidad de plomo, su capacidad de mecanización y de trabajo en caliente mejora mucho. La adición de plomo perjudica sus propiedades para la soldadura y el trabajo en frío. En este grupo están el *latón bajo en plomo* (32,5 por 100 de Zn, 0,5 por 100 de Pb), el *latón alto en plomo* (34 por 100 de Zn, 2 por 100 de Pb) y el *latón de fácil mecanización* (35,5 por 100 de Zn, 3 por 100 de Pb). El primero no solo es fácil de mecanizar, sino que tiene también buenas propiedades para el trabajo en frío y se utiliza para diversas piezas de tornillería. El latón alto en plomo, algunas veces llamado «latón de grabador», se emplea para piezas de ciertos aparatos, cierres y relojes. El latón de fácil mecanización se emplea

también para piezas de tornillería y tiene una buena resistencia a la corrosión, junto con excelentes propiedades mecánicas.

El metal del almirantazgo (28 por 100 de Zn) contiene el 1 por 100 de estaño, lo que le confiere una magnífica resistencia a la corrosión, especialmente en agua de mar. Tiene buena ductilidad y resistencia, pero solo medianas características de mecanización y de elaboración, pero debido a su resistencia a la corrosión se emplea en la industria química y en las plantas generadoras de energía eléctrica. El latón al aluminio (22 por 100 de Zn) contiene 2 por 100 de aluminio y se emplea en los mismos casos que el anterior, pues sus propiedades son muy parecidas. En la forma de tubería, es preferible al latón del almirantazgo, porque resiste mejor a la erosión provocada por el agua a gran velocidad.

Latón con 36 a 40 por 100 de cinc. Los latones con más de 35 por 100 en cinc son frágiles y no se pueden trabajar en frío. Pueden, sin embargo, trabajarse en caliente y extruirse en diferentes formas. El metal Muntz (40 por 100 de Zn) es de bajo precio y ligeramente resistente a la corrosión. El latón naval tiene la misma composición del metal Muntz, pero la adición de 0,75 por 100 de estaño mejora su resistencia a la corrosión.

Bronce. El bronce al silicio, que contiene 3 por 100 de silicio y 1 por 100 de manganeso adicionados al cobre, tiene propiedades mecánicas iguales a las de un acero suave y una buena resistencia a la corrosión. Puede ser soldado, mecanizado o trabajado en frío o en caliente. Es útil siempre que se necesite resistencia a la corrosión combinada con resistencia.

El bronce fosforoso, hecho con el 11 por 100 de estaño y conteniendo pequeñas cantidades de fósforo, es especialmente resistente a la fatiga y a la corrosión, tiene una elevada resistencia a la tracción y un módulo de resiliencia alto, siendo también resistente al desgaste. Estas propiedades le hacen muy útil como material para muelles.

El bronce de aluminio es una aleación tratable térmicamente, conteniendo hasta el 12 por 100 de aluminio. Esta aleación es muy resistente y tiene propiedades de resistencia a la corrosión, que la hacen mejor que el latón, pudiéndose, además, variar ampliamente por el trabajo en frío, tratamiento térmico o cambio de su composición. Cuando se le añade hierro en cantidades de hasta el 4 por 100, la aleación tiene buena resistencia al choque, al desgaste y a la fatiga.

El bronce de berilio es otra aleación tratable térmicamente, que contiene un 2 por 100 de berilio. Esta aleación es muy resistente; dura y resistente a la corrosión y al desgaste. Aunque es cara, se emplea para muelles y otras piezas sometidas a fatiga, cuando se necesita resistencia a la corrosión.

BIBLIOGRAFÍA

- American Society for Metals, Taylor, Lyman (ed.): «Metals Handbook», American Society for Metals, Nueva York, 1948. Se encuentra a la venta el suplemento de 1955.
 Boltz, Roger W. (ed.): «ASME Handbook — Metals Engineering — Processes», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1958.
 Brady, George S. «Materials Handbook», 8.ª ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1956.

- Bullens, D. K., and Metallurgical Staff of Battelle Memorial Institute: «Steel and Its Heat Treatment», 3 vols., John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1948, 1949.
 Campbell, I. E.: «High Temperature Technology», John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1956.
 Hoyt, Samuel (ed.): «ASME Handbook—Metals Properties», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1954.
 Mantell, Charles L. (ed.): «Engineering Materials Handbook», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1958.
 Miner, Douglas F., y John B. Seastone: «Handbook of Engineering Materials», John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1955.

PROBLEMAS

4-1. Una probeta de aleación de aluminio 24S-O de 1,265 cm de diámetro se ensayó a tracción utilizando una longitud calibrada de 5,08 cm. Se obtuvieron los resultados de la tabla siguiente. Representese el diagrama tensión-deformación y determinese: (a) límite de proporcionalidad, (b) límite elástico aparente de Johnson, (c) límite de fluencia (0,2 por 100 de deformación), (d) límite de rotura, (e) módulo de elasticidad, (f) porcentaje de alargamiento, (g) módulo de resiliencia, (h) módulo de rigidez e (i) número índice de rigidez.

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
763	0,0042	1.789	0,0508	2.860	0,6926
922	0,0051	1.906	0,0762	2.976	0,8129
1.194	0,0102	1.961	0,1016	3.105	1,0160
1.453	0,0203	2.147	0,1524	3.218	1,2192
1.616	0,0305	2.311	0,2032	3.323	1,3919
1.743	0,0406	2.547	0,3048		

4-2. Un acero recocido bajo en carbono se ensayó a la tracción. La longitud calibrada inicial fue de 5,08 cm el diámetro inicial 1,280 cm y el final 0,831 cm. Se obtuvieron los siguientes datos:

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
542	0,0010	3.414	0,0077	4.930	0,4064
1.130	0,0021	3.414	0,0091	5.557	0,7620
1.716	0,0032	3.414	0,0173	5.681	1,0160
2.229	0,0042	3.414	0,0508	5.575	1,3209
2.756	0,0054	3.568	0,0254	4.113	1,7700
3.114	0,0059	3.977	0,2032		
3.369	0,0068	4.503	0,3048		

Calcúlese la tensión y la deformación para cada punto, representese en un diagrama tensión-deformación y determinese: (a) límite de proporcionalidad, (b) límite de fluencia, (c) límite de fluencia (0,2 por 100 de deformación permanente), (d) límite de rotura, (e) módulo de elasticidad, (f) porcentaje de alargamiento, (g) porcentaje de reducción del área, (h) módulo de resiliencia e (i) número índice de rigidez.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DESIGNACION AISI PARA ACEROS DE HERRAMIENTAS

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985

Clasificación simplificada de los aceros para herramientas

Grupos mayores	Símbolo	Tipos
Aceros para herramientas de endurecimiento al agua	W	
Aceros para herramientas resistentes al impacto	S	
Aceros para herramientas para trabajo en frío	O	Temple en aceite
	A	Templado al aire, aleación mediana
	D	Alto carbono, alto cromo
Aceros para herramientas para trabajo en caliente	H	H10-H19, base de cromo H20-H39, base de tungsteno H40-H59, base de molibdeno
Aceros para herramientas de alta velocidad	T	Base de tungsteno
	M	Base de molibdeno
Aceros para herramientas para usos especiales	F	Carbono-tungsteno
	L	Bajo contenido de aleación
	P	Aceros para moldes
		P1-P19, bajo contenido de carbono P20-P39, otros tipos

* Cada subdivisión tiene identificación adicional del tipo con un sufijo de número que sigue al símbolo con letra.



ACEROS HERRAMIENTA

Los aceros herramienta usados comunmente han sido clasificados por el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI) en siete grupos principales. A cada grupo o subgrupo

se ha asignado una letra del alfabeto. Para esta clasificación se han considerado métodos de temple, características especiales y aplicaciones particulares, como sigue:

GRUPO	SIMBOLO Y TIPO
De temple al agua	W
Resistentes al impacto	S
Para trabajo en frío	O Temple al aceite
	A Temple al aire, media aleación
	D Alto carbono-alto Cromo
Para trabajo en Caliente	H (H1 a H19 incl. Base cromo; H20 a H39 incl. Base tungsteno; H40 a H59 incl. Base molibdeno)
Alta Velocidad	T Base tungsteno
	M Base molibdeno
Usos misceláneos	L Baja aleación
	F Carbono-Tungsteno
Aceros para moldes	P

La clasificación AISI para los aceros herramienta está dada en la tabla siguiente. Cada grupo principal, identificado por una letra, puede contener varios tipos individuales que se identifican por un número que sigue a la letra. Los porcentajes de los elementos mostrados en la tabla para cada tipo

no deben considerarse con los puntos medios de los intervalos de composición de los elementos. Aceros del mismo tipo fabricados por diferentes productores, pueden diferir en análisis de los valores enlistados y pueden contener elementos que no vienen en la lista.

CLASIFICACION DE LOS ACEROS GRADO HERRAMIENTA

Designación AISI	COMPOSICION TIPICA, POR CIENTO								
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	W	Mo	Co

DE TEMPLE AL AGUA

W1	^a 0.60/1.40
W2	^a .60/1.40	0.25
W4	^a .60/1.40	0.25
W5	1.1050

RESISTENTES AL IMPACTO

S1	0.50	1.50	2.50
S2	.50	1.00	0.50
S4	.55	0.80	2.00
S5	.55	.80	2.0040
S6	.45	1.40	1.25	1.5040
S7	.50	3.25	1.40

PARA TRABAJO EN FRIO TEMPLE AL ACEITE

O1	0.90	1.00	0.50	0.50
O2	.90	1.60
O6	1.45	1.00	0.25
O7	1.2075	1.75

PARA TRABAJO EN FRIO TEMPLE AL AIRE, MEDIA ALEACION

A2	1.00	5.00	1.00
A3	1.25	5.00	1.00
A4	1.00	2.00	1.00	1.00
A5	1.00	3.00	1.00	1.00
A6	0.70	2.00	1.00	1.00
A7	2.25	5.25	4.75	b1.00	1.00
A7	.55	5.00	1.25	1.25
A9	.50	5.00	1.50	1.00	1.40
A10	1.35	1.80	1.25	1.80	1.50

Designation AISI	COMPOSICION TIPICA POR CIENTO								
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	W	Mo	Co

PARA TRABAJO EN FRIO – ALTO CARBONO ALTO CROMO

D1	1.00			12.00				1.00	
D2	1.50			12.00				1.00	
D3	2.25			12.00					
D4	2.25			12.00				1.00	
D5	1.50			12.00				1.00	3.00
D7	2.35			12.00		4.00		1.00	

PARA TRABAJO EN CALIENTE – BASE CROMO

H10	0.40			3.25		0.40		2.50	
H11	.35			5.00		.40		1.50	
H12	.35			5.00		.40	1.50	1.50	
H13	.35			5.00		1.00		1.50	
H14	.40			5.00			5.00		
H16	.55			7.00			7.00		
H19	.40			4.25		2.00	4.25		4.25

PARA TRABAJO EN CALIENTE – BASE TUNGSTENO

H20	0.35			2.00			9.00		
H21	.35			3.50			9.00		
H22	.35			2.00			11.00		
H23	.30			12.00			12.00		
H24	.45			3.00			15.00		
H25	.25			4.00			15.00		
H26	.50			4.00		1.00	18.00		

PARA TRABAJO EN CALIENTE – BASE MOLIBDENO

H41	0.65			4.00		1.00	1.50	8.00	
H42	.60			4.00		2.00	6.00	5.00	
H43	.55			4.00		2.00		8.00	

ALTA VELOCIDAD – BASE TUNGSTENO

T1	0.70			4.00		1.00	18.00		
T2	.80			4.00		2.00	18.00		
T4	.75			4.00		1.00	18.00		5.00
T5	.80			4.00		2.00	18.00		8.00
T6	.80			4.50		1.50	20.00		12.00
T7	.75			4.00		2.00	14.00		
T8	.75			4.00		2.00	14.00		5.00
T9	1.20			4.00		4.00	18.00		
T15	1.50			4.00		5.00	12.00		5.00



Designación AISI	COMPOSICION TIPICA, POR CIENTO								
	C	Mn	Si	Cr	Ni	V	W	Mo	Co

ALTA VELOCIDAD – BASE MOLIBDENO

M1	0.80			4.00		1.00	1.50	8.00	
M2	.80			4.00		2.00	6.00	5.00	
M3 ^c	1.05			4.00		2.40	6.00	5.00	
M3 ^d	1.20			4.00		3.00	6.00	5.00	
M4	1.30			4.00		4.00	5.50	4.50	
M6	0.80			4.00		1.50	4.00	5.00	12.00
M7	1.00			4.00		2.00	1.75	8.75	
M10	.85			4.00		2.00		8.00	
M15	1.50			4.00		5.00	6.50	3.50	5.00
M30	0.80			4.00		1.25	2.00	8.00	5.00
M33	.90			3.75		1.15	1.50	9.50	8.00
M34	.90			4.00		2.00	2.00	8.00	8.00
M35	.80			4.00		2.00	6.00	5.00	5.00
M36	.80			4.00		2.00	6.00	5.00	8.00
M41	1.10			4.25		2.00	6.75	3.75	5.00
M42	1.10			3.75		1.15	1.50	9.50	8.00
M43	1.25			3.75		2.00	1.75	8.75	8.25
M44	1.15			4.25		2.25	5.25	6.25	12.00

USOS MISCELANEOS – BAJA ALEACION

L1	1.00			1.25					
L2	^a 0.50/1.10			1.00		0.20			
L3	1.00			1.50		.20			
L6	0.70			0.75	1.50			^b 0.25	
L7	1.00	0.35		1.40				.40	

USOS MISCELANEOS – CARBONO TUNGSTENO

F1	1.00						1.25		
F2	1.25						3.50		
F3	1.25			0.75			3.50		

ACEROS PARA MOLDES

P1	0.10								
P2	.07			2.00	0.50			0.20	
P3	.10			0.60	1.25				
P4	.07			5.00					
P5	.10			2.25					
P6	.10			1.50	3.50				
P20	.35			1.25				0.40	
P21 ^e	.20				4.00				

*Pueden estar disponibles contenidos de carbono variables

^aA opción del fabricante

^cClase 1

^dClase 2

^eAluminio 1.20%



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

SELECCION DE MATERIALES EN DISEÑO

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985

SELECCION DE MATERIALES EN DISEÑO

ING. GUILERMO AGUIRRE ESPONDA.

FILOSOFIA DEL DISEÑO.

Uno de los factores más importantes en la selección de los materiales a emplear en la construcción de un equipo, es establecer de antemano la filosofía de diseño que se seguirá.

Será la filosofía del diseño la que marcará la pauta en la selección de materiales que se usarán en casi todos los casos, salvo excepciones en que las condiciones de operación obliguen al uso de un material determinado debido a que solo con sus propiedades se cubren los requisitos de funcionalidad.

Resulta fácil apreciar, que la selección de materiales hecha por un Ingeniero que diseña componentes para ser usados en aeronaves, será totalmente distinta a la que hará un diseñador de equipo para la construcción. Las decisiones se toman en base a distintas filosofías de diseño.

ECONOMIA VS CALIDAD

Debido a que las consideraciones que orientan al Ingeniero en la selección de materiales son muchas y con frecuencia son poco claras, este debe confiar en buena medida en su experiencia y tomar decisiones que implican riesgos y concilian intereses encontrados.

Probablemente el más común de los choques entre intereses, es el que se establece entre el costo del producto terminado y las consecuencias que tendría una falla prematura. La naturaleza de este compromiso proviene del carácter competitivo del mercado de consumo, y su medida se da en función de la economía y la calidad. Se definen en seguida los términos falla y calidad.

FALLA - Una falla puede implicar fractura, deformación excesiva, desgaste o corrosión. Sobre la parte del equipo mas susceptible de fallar, descansa su integridad.

Existen otro tipo de fallas menos obvias que las anteriores, pero de consecuencias igualmente graves. En ellas estan incluidas la obsolescencia, la selección de un estilo exterior fuera del gusto del consumidor, sobrediseño y otros. La consideración de las posibles formas en que el equipo pueda fallar es necesaria

en la selección de materiales.

CALIDAD. La medida real de la calidad de un producto se da en función de su comportamiento bajo las condiciones reales de operación. La medición directa de la calidad, se lleva a cabo con pruebas destructivas que establecen la integridad del equipo. El aspecto más apreciado de la calidad es su uniformidad. Es preferible una calidad uniforme que una perfección intermitente.

Las pruebas convencionales efectuadas a los materiales, sirven para obtener una idea preliminar de sus propiedades y son indicativos de su comportamiento. Rara vez establecen las propiedades exactas que se requiere conocer, por lo que se establecen criterios y teorías que permiten deducirlas de las conocidas. Es poco recomendable pagar por pruebas para conocer propiedades Extra buscando una calidad que podrá ser ostensible pero que distará de ser la que el producto terminado exhibirá en funcionamiento.

La calidad es resultado de un balance adecuado entre materiales y procesos de fabricación. Maquinabilidad, maleabilidad, soldabilidad, son características que afectan la calidad de un elemento y que pueden ser más determinantes que las propiedades mecánicas o el precio de un material en su selección.

FACTORES DE DISEÑO.

Forma - Quizás el más importante factor afectando el comportamiento de un material es la geometría (forma) de la pieza a la que constituye. La forma esta determinada por condiciones externas a la parte, que conciernen a su función. El diseñador debe asociar el comportamiento del material y la forma de la parte, desde las primeras etapas del diseño. Todos los materiales poseen propiedades inherentes que pueden ser aprovechadas en mayor o menor grado dependiendo de la forma de la parte a construir y las sollicitaciones externas sobre ella. Con frecuencia se encuentran serias dificultades para aplicar con todo rigor los principios de ingeniería al diseño de elementos mecánicos, debido a la compleja distribución de esfuerzos sobre ellos que ocasiona la intrincada geometría de los mismos. Debido a esto, los elementos de máquina son diseñados con una combinación de fórmulas ingenieriles, factores empíricos de corrección y experiencia.

ESFUERZOS - El esfuerzo es un concepto evasivo, ya que no puede ser medido de modo absoluto. Resulta de cargas estáticas, dinámicas o combinación de ambas. Si los esfuerzos son elásticos, existen fórmulas para diseñar basadas en la Teoría de la Elasticidad, estas parten de suposiciones tales como "deformaciones pequeñas", "materiales isotrópicos", y frecuentemente de condiciones de frontera rigurosas.* El diseñador supone que dichas fórmulas son exactas, ignorando la anisotropía de algunos materiales y la frecuente poca concordancia entre la geometría de

de la parte a diseñar y la que se usó en la deducción de la fórmula. *Con objeto de tener una idea con la cual inicializar el dimensionamiento de los elementos-- de máquina a diseñar.

FATIGA.- De forma distinta al comportamiento bajo cargas estáticas de los materiales, que son tolerantes a nuestra ignorancia conserniente a su comportamiento exacto, las propiedades de resistencia a la fatiga son extremadamente sensibles_ a nuestra ignorancia y varían ampliamente con pequeños cambios internos y del medio ambiente.

Las fallas por fatiga son más difíciles de predecir que las fallas por carga estática debido a las influencias externas que gobiernan dichas fallas. Mu--- chos mecanismos están involucrados en ellas, entre otros, se incluyen la iniciación de una grieta y su propagación.

SENSIBILIDAD A LAS ENTALLADURAS. Caracterizar un material como sensible a las - entalladuras, implica que el material se debilita notablemente con la presencia de ellas para las condiciones de carga particulares en que se prueba. La se--- lección de un material puede ser determinada por la cantidad de debilitamiento_ que puede soportar la pieza que se diseña debido a ranuras, cambios de sección o entalladuras obligadas por las condiciones de funcionamiento. Sería muy útil al diseñador que se pudiera determinar la sensibilidad de un material con una sola prueba de laboratorio. Esto sin embargo, no puede hacerse ya que los factores - que producen la sensibilidad son complejos e involucran el tipo de carga, la geometría y proporción de la pieza y aspectos metalúrgicos.

Para diseñar, se usa una aproximación que asocia la sensibilidad de un mate_ rial con su fragilidad.

Otras características a considerar, como factores de diseño son la tenaci-- dad, la ductilidad, la rigidez y la dureza, que, como ya se enunció anteriormen- te, pueden ser aprovechadas en mayor o menor grado en el diseño, dependiendo de_ la forma o geometría de la pieza.

FACTORES AMBIENTALES

TEMPERATURAS EXTREMAS - Con el progreso de la técnica se ha vuelto imprecindi-- ble dentro de numerosos procesos, el someter a temperaturas extremas, tanto ele- vadas como bajas, a algunos componentes mecánicos. Típicamente se podrían nom-- brar tuberías y recipientes a presión entre otros. Por esta causa, se ha inten- sificado la investigación de las propiedades que los materiales presentan en es- tas condiciones. En muchos campos el progreso depende de la comprensión del com_ portamiento bajo carga de materiales sometidas a temperaturas extremas.

CORROSION.- Otro factor ambiental de creciente importancia, es el comportamiento de los materiales en medios corrosivos. Cada atmósfera corrosiva representa un_

conjunto de condiciones que han de evaluarse para cada material. Por ejemplo, un par de materiales estructuralmente aceptables, si son lo suficientemente disimilares en composición, pueden actuar como una celda electrolítica si se adiciona el electrolito. Una severa corrosión se presentará.

Existen dos aproximaciones a la solución del problema de la corrosión; modificar el medio corrosivo o seleccionar los materiales de forma que lo resistan. En muchos casos la segunda opción es la más práctica.

FACTORES DE PROCESO

Maquinabilidad, formabilidad, soldabilidad son factores de proceso. El desarrollo de estas características se realiza con frecuencia a expensas de la resistencia -- del material. Los tratamientos térmicos y el trabajo en frío son procesos que generalmente afectan la resistencia del material directamente. El diseñador no solo debe prever los aspectos que ocasionen dificultad, sino que también debe analizar aquellos que ofrezcan ventajas.

CONCLUSION.

Con todos los nuevos procesos que se están desarrollando así como las nuevas aleaciones que surgen, el hecho de que una pieza se haya estado fabricando por medio de un proceso particular y con un material dado, no es argumento para continuar usándolo sin el análisis de las posibilidades ofrecidas por procesos alternativos. El desarrollo ha hecho posibles procesos considerados anteriormente como imposibles.

Hay muchos factores que condicionan la selección de un material en diseño. Algunas están contenidas en las tablas que listan sus propiedades y composición, --- otros, tan válidos como los anteriores se evalúan de acuerdo a la experiencia y buen juicio del diseñador. Los requerimientos de servicio no pueden siempre ser establecidos en términos cuantitativos y consecuentemente, el criterio del diseñador es necesario para obtener un buen diseño.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

PROPIEDADES MECANICAS DE LOS
MATERIALES MAS EMPLEADOS EN DISEÑO

EXPOSITOR:
ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

TABLA A-3. Propiedades a la tracción de los materiales *

①

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperaturas en ° C)	Límite de fluencia, kg/cm ²	Resisten- cia a la tracción, kg/cm ²	Alarga- miento en probeta de 2 plg, %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Hhn
Acero bajo en carbono.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.230	4.430	38	62	126
		Estirado en frío	4.570	5.410	20	60	156
Acero AISI C1015.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.195	4.290	39	61	126
		Estirado en frío	4.360	5.200	24	57	143
Acero AISI C1018.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.380	4.850	38	62	143
		Estirado en frío	4.900	5.750	20	57	163
		Cementado (propiedades del núcleo)	3.940	6.470	27	48	197
Acero AISI C1019.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.590	4.490	37	60	149
		Estirado en frío	5.060	5.900	20	56	170
Acero AISI C1020.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.020	4.570	36	59	143
	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	4.650	5.480	20	55	156
	Redondo, 1 1/8 plg	Recocido	2.880	4.360	40	69	112
	Redondo, 3/8 plg	Estirado en frío	5.600	5.980	17	60	156
	Redondo, 2 plg	Estirado en frío	5.550	5.620	14	50	163
Acero AISI B1112.....	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	4.990	5.800	15	43	170
Acero AISI B1113.....	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	5.060	5.870	14	40	170
Acero AISI C1117.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.110	4.960	33	63	137
		Estirado en frío	4.650	5.500	20	55	156
Acero AISI C1213.....	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	4.780	5.340	18	53	156
Acero Rycase.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.110	4.960	33	63	137
		Estirado en frío	5.200	5.900	21	52	170
		Cementado (propiedades del núcleo)	4.170	6.790	23	53	192
Acero AISI C1035.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.800	6.000	30	53	183
		Estirado en frío	5.550	6.470	25	50	201
Acero AISI C1035.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	5.690	7.730	18	51	220
		Revenido a 530°	5.060	7.250	23	59	201
		Revenido a 650°	4.360	6.430	27	66	180

②

TABLA A-3. Propiedades a la tracción de los materiales * (continuación)

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperaturas en ° C)	Límite de fluencia, kg/cm ²	Resisten- cia a la tracción, kg/cm ²	Alarga- miento en probeta de 2 plg %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Hhn
Acero AISI C1040.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.080	6.430	27	50	201
		Estirado en frío	6.180	7.030	17	42	207
		Revenido a 538°	6.040	7.750	23	62	235
Acero AISI C1042.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.150	6.540	26	50	201
		Estirado en frío	6.250	7.170	16	40	207
		Revenido a 538°	6.330	8.150	22	60	235
Acero AISI C1045.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.150	6.890	24	45	212
		Estirado en frío	6.330	7.240	14	40	217
		Revenido a 315°	8.010	10.470	8	33	312
		Revenido a 425°	7.310	10.190	14	44	290
	Redondo, 2 plg	Revenido a 425°	4.640	7.590	15	45	216
	Redondo, 4 plg	Revenido a 425°	4.430	7.170	16	46	200
	Redondo, 6 plg	Revenido a 425°	4.430	7.170	16	46	200
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	5.630	8.440	19	52	240
	Redondo, 1 plg	Revenido a 650°	5.130	7.310	24	60	208
Acero AISI C1095.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	5.830	9.980	8	18	293
		Revenido a 425°	9.700	14.060	12	37	388
Acero AISI C1137.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.010	6.470	27	61	192
		Estirado en frío	6.330	7.380	15	38	207
		Revenido a 538°	6.180	7.680	21	56	255
Acero AISI C1141.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.150	6.820	25	52	201
		Estirado en frío	6.540	7.730	14	40	223
		Revenido a 538°	7.030	8.860	19	54	277
Acero Rytense AA.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.220	6.820	25	51	201
		Estirado en frío	6.540	7.730	14	40	223
Acero AISI 2015.....	Redondo, 1 3/8 plg	Laminado en caliente	3.090	4.500	34	66	130
	Redondo, 0,762 plg	Estirado en frío	5.340	5.920	17	60	168
Acero AISI 2317.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	3.940	5.980	29	60	163
		Estirado en frío	5.270	6.680	25	58	197

TABLA A-3. Propiedades a la tracción de los materiales * (continuación)

4

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperaturas en ° C)	Límite de fluencia, kg/cm ² S _y	Resistencia a la tracción, kg/cm ² S _u	Alargamiento en probeta de 2 plg, %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Bhn
Acero AISI 3435.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	11.240	12.930	15	55	362
Acero AISI 4130.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	4.220	6.330	30	45	183
	Redondo, 1 plg	Estirado en frío y recocido	6.120	6.890	21	52	201
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	9.350	10.260	17	60	293
	Lámina, 1/4 plg	Revenido a 538°	9.510	10.660	12	...	302
Acero AISI 4140.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	4.430	6.330	27	58	187
	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	6.330	7.170	18	50	223
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	9.210	10.730	16	45	302
Acero AISI TS4140.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	9.350	11.100	16	43	311
Acero AISI 4340.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	4.850	7.100	21	45	207
	Redondo, 1 plg	Estirado en frío	6.960	7.800	16	42	223
	Redondo, 1 plg	Revenido a 315°	16.430	18.300	12	43	498
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	11.240	13.140	15	57	377
Acero AISI 4620.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	6.610	9.140	23	66	256
Acero AISI 4640.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	11.950	13.140	13	54	378
Acero AISI 4650.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.580	13.930	13	49	410
Acero AISI E52100.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	5.690	7.040	25	57	192
Acero AISI E6150.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	4.080	6.400	22	53	183
Acero AISI 8620.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 205°	7.870	9.840	17	52	282
	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	6.890	8.580	22	63	246
	Redondo, 1 plg	Revenido a 650°	5.410	6.890	26	70	194
Acero AISI 8630.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	9.630	11.380	14	54	316
Acero AISI 8742.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 315°	1.550	17.270	12	39	492
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	10.120	11.800	15	53	336
		Cementado (propiedades del núcleo)	7.080	9.770	22	52	285
Acero AISI 2320.....	Redondo, 1 1/16 plg	Laminado en caliente	4.423	6.580	23	44	170
	Redondo, 1 1/32 plg	Laminado en caliente	4.430	6.750	27	65	183
	Redondo, 1 1/16 plg	Laminado en caliente	4.030	5.650	29	61	163
	Redondo, 3/8 plg	Estirado en frío	8.010	8.440	13	50	220
	Redondo, 1 1/32 plg	Estirado en frío	7.015	7.320	15	57	223
Acero AISI 2330.....	Redondo, 1 1/2 plg	Estirado en frío	6.430	6.820	16	55	207
	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.780	7.380	21	50	207
		Estirado en frío	8.360	8.720	12	43	223
		Revenido a 205°	13.720	15.570	11	40	425
		Revenido a 315°	12.020	13.790	14	49	382
		Revenido a 425°	9.210	11.240	18	56	327
		Revenido a 538°	6.820	8.930	23	61	268
		Revenido a 650°	4.920	7.600	27	64	222
Acero AISI 2340.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	11.520	12.510	23	53	368
Acero AISI 2345.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.440	13.210	20	51	388
Acero AISI 2350.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.650	13.650	17	50	402
Acero AISI 3115.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente	4.220	5.340	32	69	156
		Estirado en frío	5.500	6.110	25	62	163
Acero AISI 3120.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 315°	10.190	11.380	12	45	320
Acero AISI 3130.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	6.430	7.870	22	68	222
		Revenido a 315°	12.510	14.700	10	37	404
Acero AISI 3140.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	8.440	9.770	20	62	276
		Laminado en caliente, recocido	4.500	6.750	26	56	197
		Estirado en frío	6.420	7.310	17	48	212
	Redondo, 1/2 plg	Revenido a 425°	11.380	13.630	14	52	400
	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	11.030	13.210	15	50	376
	Redondo, 2 plg	Revenido a 425°	9.000	10.330	15	47	296
	Redondo, 4 plg	Revenido a 425°	9.410	9.560	16	45	276
	Redondo, 1/2 plg	Revenido a 650°	6.820	8.080	20	64	236
	Redondo, 4 plg	Revenido a 650°	4.850	7.040	25	60	196
Acero AISI 3145.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	11.520	13.720	12	47	380
Acero AISI 3150.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.020	14.240	12	44	396
Acero AISI 3240.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 315°	14.770	16.640	10	40	466
Acero AISI 3250.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 315°	15.030	17.110	9	37	477
Acero AISI 3340.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.860	14.770	13	47	394

3

	Redondo, 2 plg	Revenido a 538°	8.300	9.980	17	55	288
	Redondo, 4 plg	Revenido a 538°	7.590	9.210	18	56	264
Acero AISI 9255.....	Redondo, 1 plg	Laminado en caliente y recocido	5.480	8.080	22	45	223
	Redondo, 1 plg	Revenido a 538°	11.240	12.650	15	32	352
Acero AISI 9442.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	12.650	14.170	12	43	404
Acero AISI 9840.....	Redondo, 1 plg	Revenido a 425°	14.030	15.260	12	47	436
1100-O1 (2S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	370	915	45	...	23
1100-H12 (2S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	950	1.090	25	...	28
1100-H14 (2S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.125	1.265	20	...	32
1100-H16 (2S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.335	1.470	17	...	38
1100-H18 (2S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.550	1.690	15	...	44
3003-O (3S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	420	1.125	40	...	28
3003-H12 (3S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.190	1.335	20	...	35
3003-H14 (3S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.400	1.550	16	...	40
3003-H16 (3S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.690	1.830	14	...	47
3003-H18 (3S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.900	2.040	10	...	55
3004-O (4S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	704	1.830	25	...	45
3004-H32 (4S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.550	2.180	17	...	52
3004-H34 (4S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.900	2.390	12	...	63
3004-H36 (4S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.180	2.600	9	...	70
3004-H38 (4S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.390	2.810	6	...	77
2011-T3 (11S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.380	3.870	15	...	95
2011-T8 (11S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.160	4.150	12	...	100
2014-O (14S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	985	1.900	18	...	45
2014-T4 (14S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.800	4.360	20	...	105
2014-T6 (14S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	4.200	4.920	13	...	135
2017-O (17S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	700	1.830	22	...	45
2017-T4 (17S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.690	3.090	22	...	105
2117-T4 (A17S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.690	3.090	27	...	70
2018-T61 (18S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.230	4.290	12	...	120
2218-T72 (B18S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.600	3.380	11	...	95
2024-O (24S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	770	1.900	22	...	47
2024-T3 (24S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	3.500	4.900	16	...	120
2024-T4 (24S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	3.380	4.780	20	...	120
2024-T36 (24S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	4.010	5.130	13	...	130
2025-T6 (25S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.600	3.890	19	...	110
4032-T6 (32S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.230	3.870	9	...	120

TABLA A-3. Propiedades a la tracción de los materiales * (continuación)

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperaturas en °C)	Límite de fluencia, kg/cm²	Resistencia a la tracción, kg/cm²	Alargamiento en probeta de 2 plg, %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Bhn
5350-O (C50S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	560	1.410	28	...	35
5350-H32 (C50S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	1.440	1.720	10	...	45
5350-H34 (C50S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	1.690	1.930	9	...	50
5350-H36 (C50S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	1.830	2.040	8	...	55
5350-H38 (C50S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	2.040	2.210	7	...	63
6151-T6 (A51S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.090	3.380	17	...	100
5052-O (52S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	910	1.970	30	...	45
5052-H32 (52S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.900	2.390	18	...	62
5052-H34 (52S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.180	2.600	14	...	67
5052-H36 (52S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.390	2.740	10	...	74
5052-H38 (52S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.530	2.880	8	...	85
5056-O (56S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.550	2.950	35
5056-H18 (56S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	4.150	4.430	10
5056-H38 (56S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	3.520	4.220	15
6061-O (61S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	560	1.260	30	...	30
6061-T4 (61S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.470	2.460	25	...	65
6061-T6 (61S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.810	3.160	17	...	95
6062-O (62S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	450	1.195	30	...	28
6062-T4 (62S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.470	2.460	25	...	65
6062-T6 (62S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	2.810	3.160	17	...	95
6063-T5 (63S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	1.760	2.110	12	...	65
6063-T6 (63S).....	Lámina, 1/16 plg	Forjado	2.110	2.460	12	...	73
7075-O (75S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	1.060	2.320	16	...	60
7075-T6 (75S).....	Redondo, 1/2 plg	Forjado	5.060	5.760	11	...	150
Aluminio 43.....	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	630	1.335	6	...	40
Aluminio 108.....	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	985	1.470	2.5	...	51
Aluminio 112.....	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.050	1.690	1.5	...	70
Aluminio 113.....	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.050	1.690	1.5	...	70
Aluminio 122-T2.....	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.410	1.900	1.0	...	80

Aluminio 122-T61	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	2.110	2.810	115
Aluminio 142-T21	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.260	1.900	1,0	...	70
Aluminio 142-T571	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.970	2.250	0,5	...	85
Aluminio 142-T77	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.760	1.970	2,0	...	75
Aluminio 195-T6	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.690	2.530	5	...	75
Aluminio 195-T62	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	2.110	2.810	2	...	95
Aluminio 212	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	985	1.620	2	...	65
Aluminio 214	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	845	1.760	9	...	50
Aluminio 220-T4	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.760	3.230	14	...	75
Aluminio 319	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.260	1.900	2	...	70
Aluminio 319-16	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.690	2.530	2	...	80
Aluminio 355-16	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.760	2.460	2,5	...	80
Aluminio 355-17	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	2.530	2.670	0,5	...	85
Aluminio 356-F51	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.410	1.760	2	...	60
Aluminio 356-16	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.690	2.320	4	...	70
Aluminio 356-17	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	2.110	2.390	2	...	75
Aluminio 356-171	Redondo, 1/2 plg	Fundido en arena	1.470	1.970	4,5	...	60
Latón ASTM B16-29		Estirado en frío (fácil mecanización)	3.520	4.370	12	...	
Latón ASTM B21-29		Estirado en frío (naval)	2.810	4.360	25	...	
Latón ASTM B15-18		Fojado (naval)	1.970	3.800	35	...	
Cobre electrolítico		Estirado en frío	...	3.730	5	...	
Bronce fosforoso ASTM B30-36		Fundido	1.050	1.900	7	...	47
Bronce rojo ASTM B62-36		Fundido	1.195	1.900	12	...	60
Magnesio ASTM B80-47T		Fundido en arena	985	1.760	2	...	65
Magnesio ASTM B107-48T		Barra extrudada	1.970	2.600	7	...	42
Magnesio ASTM B217-48T		Tubos extruidos	1.620	2.390	7	...	41
Magnesio ASTM B91-45T		Fojado	1.830	2.950	10	...	55
Acero inoxidable AISI 301	Redondo, 7/8 plg	Fojado (recocido)	2.810	7.380	55	70	
Acero inoxidable AISI 302	Redondo, 7/8 plg	Fojado (recocido)	2.460	6.330	60	70	150
Acero inoxidable AISI 303	Redondo, 7/8 plg	Fojado (recocido)	2.460	6.330	50	55	160
Acero inoxidable AISI 304	Redondo, 7/8 plg	Fojado (recocido)	2.110	5.980	60	70	150

* Los valores indicados proceden de diversas fuentes y se consideran como representativos. Hay tantas variables que afectan a las propiedades de los materiales, sin embargo, que se comprende claramente que estos valores son solo aproximados. A menos de que se haga un estudio detallado del material particular escogido, los valores indicados no deben emplearse para especificar los requerimientos mínimos de un material.

† Sistema de designación de aleaciones fojadas de aluminio, según New Aluminum Association. El sistema de numeración antiguo se incluye entre paréntesis, para referencias.

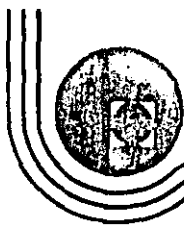
Propiedades	NUMERO ASTM					
	20	25	30	35	40	50
Resistencia a la tracción (kg/cm ²)	1.410	1.760	2.110	2.460	2.810	3.520
Resistencia a la compresión (kg/cm ²)	5.620	6.330	7.030	7.730	8.790	10.790
Dureza Brinell (Bhn)	110	140	170	200	230	250
Límite de fatiga (kg/cm ²)	562-703	703-844	844-1.050	984-1.125	1.125-1.410	1.410-1.690
Módulo de elasticidad (kg/cm ²)	0,773 × 10 ⁶	0,849 × 10 ⁶	0,914 × 10 ⁶	0,984 × 10 ⁶	1,055 × 10 ⁶	1,265 × 10 ⁶
Módulo de torsión (kg/cm ²)	0,281 × 10 ⁶	0,316 × 10 ⁶	0,352 × 10 ⁶	0,387 × 10 ⁶	0,422 × 10 ⁶	0,492 × 10 ⁶

TABLA A-5. Propiedades típicas de aceros al carbono fundidos

COMPOSICION %					Límite de fluencia, kg/cm ²	Resistencia a la tracción, kg/cm ²	Alargamiento en probeta de 2 plg, %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Bhn	Tratamiento
C	Mn	Si	P	S						
0,11		,10	0,03	0,03	1.830	4.150	13	30	126	Sin tratamiento
					2.460	4.220	30	60	116	Recocido a 900° C
0,15		,12	0,03	0,05	3.300	5.340	15	26	...	Templado en agua a 885° C; revenido a 94° C
					0,30	,13	0,03	2.530	5.270	20
0,34	0,96	,19	0,06	0,02	2.950			5.340	25	32
					7.030	9.140	9	18	250	Templado en agua a 900° C; revenido a 260° C
					3.590	6.110	18	21	...	Sin tratamiento
					0,40	,63	,30	0,06	0,07	3.590
0,48	,68	,41	0,02	0,01	2.740					5.830
0,53					,79	,25	0,03	0,04	3.660	6.180
	2.460	6.110	6	4					213	Sin tratamiento
	2.460	5.550	5	5					200	Recocido a 700° C
0,86	,90	,27	0,02	0,03	3.520	6.960	16	18	208	Recocido a 820° C
					3.020	4.990	1,5	0,5	255	Sin tratamiento
					3.590	7.590	4	3,5	253	Recocido a 800° C

Tabla A-6. Propiedades típicas de las aleaciones de base cobre

Nombre de la aleación	Forma	Temple	Límite de fluencia, kg/cm ²	Resistencia a la tracción, kg/cm ²	Alargamiento en probeta de 2 pulg %	Dureza Rockwell	COMPOSICION			
							Cu	Zn	Pb	Sn
Latón de joyero.....	Lámina	Duro	3.520	3.940	5	64H	95	5		
	Lámina	Suave	703	2.390	45	46F	95	5		
Bronce comercial.....	Lámina	Duro	3.850	4.290	5	70H	90	10		
	Lámina	Suave	703	2.600	45	54F	90	10		
Latón rojo.....	Varilla	Duro	3.870	4.220	20	60H	90	10		
	Varilla	Suave	703	2.810	50	55F	90	10		
Latón de cartuchería.....	Lámina	Duro	4.010	4.920	5	77H	85	15		
	Lámina	Suave	845	2.810	47	59F	85	15		
Latón de cartuchería.....	Varilla	Duro	2.660	4.010	23	75H	85	15		
	Varilla	Suave	703	2.810	55	55F	85	15		
Latón de cartuchería.....	Tubo	Duro	4.080	4.920	8	73H	85	15		
	Lámina	Duro	4.430	5.340	8	82H	70	30		
Latón de cartuchería.....	Lámina	Suave	1.055	3.300	62	64F	70	30		
	Varilla	Duro	3.660	4.920	30	80H	70	30		
Latón amarillo.....	Varilla	Suave	1.124	3.370	65	65F	70	30		
	Lámina	Duro	4.220	5.200	8	80H	65	35		
Latón amarillo.....	Lámina	Suave	1.055	3.300	62	64F	65	35		
	Varilla	Duro	3.160	4.220	25	80H	65	35		
Metal Mintz.....	Varilla	Suave	1.124	3.370	65	65F	65	35		
	Lámina	Duro	4.220	5.620	10	85H	60	40		
Metal Mintz.....	Lámina	Suave	1.470	3.800	45	80F	60	40		
	Varilla	Duro	3.870	5.270	20	80H	60	40		
Metal Mintz.....	Varilla	Suave	1.470	3.800	60	80F	60	40		
	Tubo	Duro	3.870	5.200	10	80H	60	40		
Latón bajo en plomo.....	Tubo	Suave	1.620	3.940	50	82F	60	40		
	Tubo	Duro	4.220	5.270	7	80H	67	32 1/2	1/8	
Latón bajo en plomo.....	Tubo	Suave	1.055	3.300	60	64F	67	32 1/2	1/8	
	Lámina	Duro	4.220	5.200	7	80H	64	34	2	
Latón alto en plomo.....	Lámina	Suave	1.200	3.440	52	68F	64	34	2	
	Varilla	Duro	3.160	4.080	25	78H	61 1/2	35 1/2	3	
Latón de fácil mecanización.....	Varilla	Suave	1.270	3.440	53	68F	61 1/2	35 1/2	3	
	Lámina	Duro	4.920	5.980	5	90H	71	28		1
Latón del Almirantazgo..	Lámina	Suave	1.270	3.520	55	25H	71	28		1
	Tubo	Duro	5.620	7.030	3	95H	71	28		1
Latón Naval.....	Tubo	Suave	1.550	3.730	65	75F	71	28		1
	Lámina	Duro	4.920	6.130	5	90H	60	39 1/2		1/2
Latón Naval.....	Varilla	Duro	3.730	5.270	20	82H	60	39 1/2		1/2
	Tubo	Duro	4.640	6.180	18	95H	60	39 1/2		1/2
Bronce fosforoso.....	Lámina	Duro	5.270	5.690	10	87H	95			5
	Lámina	Suave	1.340	3.300	64	73F	95			5
Bronce fosforoso.....	Varilla	Duro	4.080	4.920	25	78H	95			5
	Lámina	Duro	4.780	6.540	10	93H	92			8
Cobre al berilio (2 1/4 %).	Varilla	Duro	5.270	8.080	5	98H	97			
	Varilla	Suave	1.760	4.220	50	77H	97			
Cobre al aluminio (5 %).	Lámina	Duro	10.200	12.650	2	97			
	Tubo	Duro	4.920	25	80H	95			



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

FALLAS EN ELEMENTOS
MECANICOS TIPICOS

CONTENIDO: FALLAS EN FLECHAS
FALLAS EN RESORTES
FALLAS EN ENGRANES

EXPOSITOR:
ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985

FALLAS EN ENGRANES

(1)

Los engranes fallan por diversas razones y en la mayoría de los casos, excepto por un aumento en la vibración y el ruido, la destrucción total de la pieza es imprevista lo cual es causa de innumerables problemas y retrasos en la producción.

Los engranes se emplean para transmitir desde una fracción de HP en herramientas de mano y artículos domesticos hasta cientos de HP en motores marinos, turbinas, etc.

Varios factores influyen en la falla de un engrane podemos citar la velocidad de operación, esfuerzo de diseño, temperatura, atmósfera corrosiva y polvos abrasivos.

Los materiales empleados en la fabricación de engranes son muy variados dependiendo de las cargas de trabajo, velocidad, potencia a transmitir, medio ambiente, peso, costo, posibilidad de conseguirlos, entre los principales factores. Los materiales más comunmente empleados son aceros al carbono y aleados, fundición gris, bronce, aluminio, nylon entre otros.

Clasificación de las fracturas en engranes

El tipo de fractura está determinado por la apariencia del engrane que ha fallado y por los procesos ó mecanismo de la falla, se han clasificado estos en 4 grandes grupos que son: desgaste, flujo plástico, fatiga superficial, fractura de uno ó varios dientes.

Las fallas se pueden deber a:

Cargas excesivas.

Endurecimiento superficial deficiente.

Lubricación deficiente.

Maquinado deficiente del perfil del diente ó de la superficie de este.

Presencia de partículas abrasivas en el lubricante.

Ensamble inadecuado.

Diseño deficiente

Estadísticamente tenemos que las fallas de engranes se deben a:

Relacionados con el servicio - 74.7%

Inadecuado ensamble

Mala fabricación

Sobrecargas continuas

Error de operación

Debidas al tratamiento térmico - 16.2%

Dureza inadecuada en el nucleo del engrane

Endurecimiento deficiente del perfil del diente

Temple ó revenido mal realizados

Distorsión de la pieza

Relacionadas con el diseño - 6.9%

Diseño impropio

Material mal seleccionado

Mala especificación del tratamiento térmico

Relacionadas con la manufactura - 1.4%

Marcas de la herramienta ó un mal terminado

Relacionadas con el material - 0.8%

Composición errónea del acero

Defectos del acero ó del material usado

Forja inadecuada

Los resortes se elaboran en muy diversas formas y tamaños así como también materiales como son aceros al carbono (generalmente 0.6 a 0.9% C), aceros aleados, inoxidables, aleaciones de Cobre, y otras aleaciones especiales.

La mayoría de los resortes se fabrican para funcionar a temperatura ambiente ó temperaturas cercanas a esta y ambientes no corrosivos aunque en varios casos trabajan a elevadas temperaturas y ambientes agresivos, la cual hace necesaria la selección de materiales adecuados para dichos usos.

Las fallas en los resortes son comunmente debidas a fatiga aunque en ocasiones el motivo para substituirlos se debe a la relajación de estos.

Las causas más comunes de falla se deben a diseños deficientes, -- temperaturas mayores a las de diseño, deficiencias en el material, tratamiento térmico inadecuado ó agresividad del ambiente.

Las fallas por error de diseño son pocas debido al buen conocimiento del diseño de los resortes, cuando estos se presentan son producidos por:

- a).- Mala distribución de esfuerzos
- b).- Preéncia de filos
- c).- Inadecuada selección del material

Las fallas a consecuencia del material generalmente se relacionan con discontinuidades como inclusiones, segregación y porosidad las cuales provocan la nucleación de la grieta por fatiga.

Fracturas debidas a la fabricación

- a).- El alambre se abre debido a una deformación excesiva durante el trefilado
- b).- Marcas de herramienta
- c).- Fragilidad por hidrógeno proveniente de algún proceso de plateado (recubrimiento electrolítico).
- d).- Por calentamiento durante la unión por soldadura
- e).- Tratamiento térmico inadecuado

f).- Dureza excesiva

g).- Mal acabado superficial

Fracturas debidas a condiciones de operación

Cuando después de realizar un análisis detenido del resorte se encuentra que la falla no es debida ni al material ni tampoco a una falla de diseño ó fabricación, entonces se deberá proceder al análisis de las condiciones de operación.

Entre otras tenemos: frecuencias distintas a las de diseño
esfuerzos no considerados
temperaturas mayores a las de diseño
mal armado del mecanismo

FALLAS DE FLECHAS Y EJES

Por flecha conocemos a los elementos mecánicos de forma cilíndrica generalmente macizos cuya función es la de transmitir potencia ó movimiento por rotación.

Un eje es aquel elemento mecánico que sirve para soportar elementos mecánicos giratorios.

Las flechas y ejes están sujetos a una gran variedad de cargas entre las que tenemos; tensión, compresión, flexión, torsión ó esfuerzos combinados así como también vibración.

Las dos causas de falla más común en este tipo de elementos mecánicos son el desgaste y la fatiga

Las fallas en flechas y ejes se originan en puntos de concentración de esfuerzos ya sea inherentes a diseño ó introducidos durante la fabricación. Los concentradores debidos a diseño son cuñeros, cambios de sección, estriado, chavetero entre los más comunes, los de fabricación pueden ser por tratamiento térmico, marcas de maquinado ó tipo de terminado en el maquinado, también pueden ser debidas al material, tales como inclusiones, microporosidad, segregación, rechupes, etc.

Para determinar las causas por la cual una flecha falle se deberá examinar ésta lo más completamente posible, dicho examen puede incluir:

- a).- El análisis de parámetros de diseño, material especificado así como terminado y posibles tratamientos térmicos ó mecánicos.
- b).- Análisis de las condiciones de operación como puede ser ambiente de trabajo, alineamiento, sobrecargas, vibraciones, gradientes térmicos, etc.
- c).- Realizar un estudio metalográfico el cual deberá incluir:
 - a).- Observación macroscópica (aspecto de la fractura) ya sea a simple vista ó con microscopio estereoscópico de bajos aumentos (generalmente abajo de 50)
 - b).- Observación con el microscopio metalográfico (50X1500X) para determinar tipo de fractura, posibles orígenes, microestructura, tamaño de grano, segregación, inclusiones.

d).- Observación con microscopio de barrido (SEM)

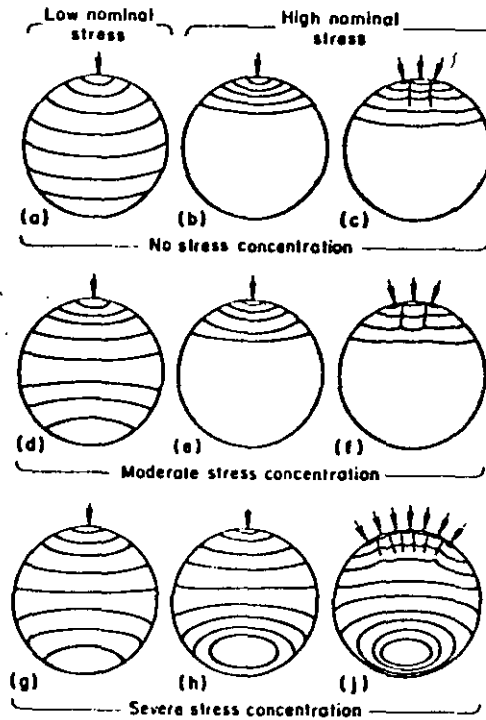
En el caso de disponer de uno resulta un auxiliar muy valioso en la determinación de los orígenes y causas de la falla

e).- Evaluación de propiedades mecánicas, pudiera realizar dureza, microdureza, tracción e impacto.

Con todo lo anterior se puede determinar un tratamiento térmico imperfecto ó propiedades diferentes a las especificadas -- por el fabricante.

f).- Análisis Químico, en el caso de no ser esto posible un ensayo rápido y sencillo pudiera ser el de la chispa (ver anexo)

Failures of Shafts



Marcas típicas de fatiga para un eje sometido a flexión cuando existe un solo origen ó para varios puntos de crecimiento de la grieta. Las flechas indican el origen de la grieta.

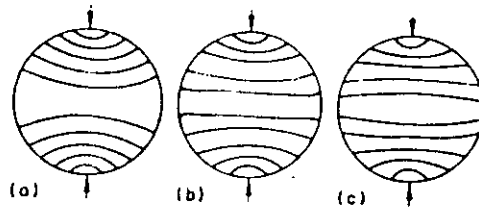


Fig. 4. Typical fatigue marks on the fracture surface of a uniformly loaded nonrotating shaft subjected to reversed-bending stresses and having (a) no stress concentration, (b) moderate stress concentration, and (c) severe stress concentration. Arrows indicate crack origins; shaded areas are final-fracture zones.

Marcas típicas de fatiga para un eje que no está girando y está sometido a cargas de flexión que se están invirtiendo.

- a).- No hay concentración de esfuerzos
- b).- Moderada concentración de esfuerzos
- c).- Concentración de esfuerzos severa

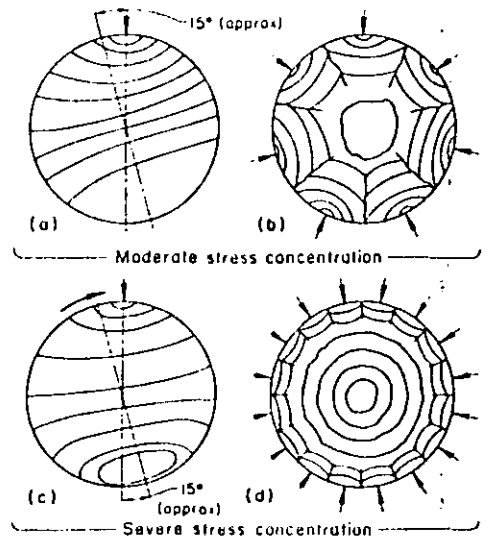


Fig. 5. Typical fatigue marks on the fracture surface of a uniformly loaded rotating shaft produced from single and multiple origins (at arrows), having moderate and severe stress concentrations; shaded areas are final-fracture zones. Shaft rotation is clockwise.

Aspecto típico de fallas por fatiga de una flecha cuando esto se produce desde un origen ó varias puntos (señalado con flechas) para

moderada y severa concentración de esfuerzos. La flecha gira en el sentido de las manecillas del reloj.

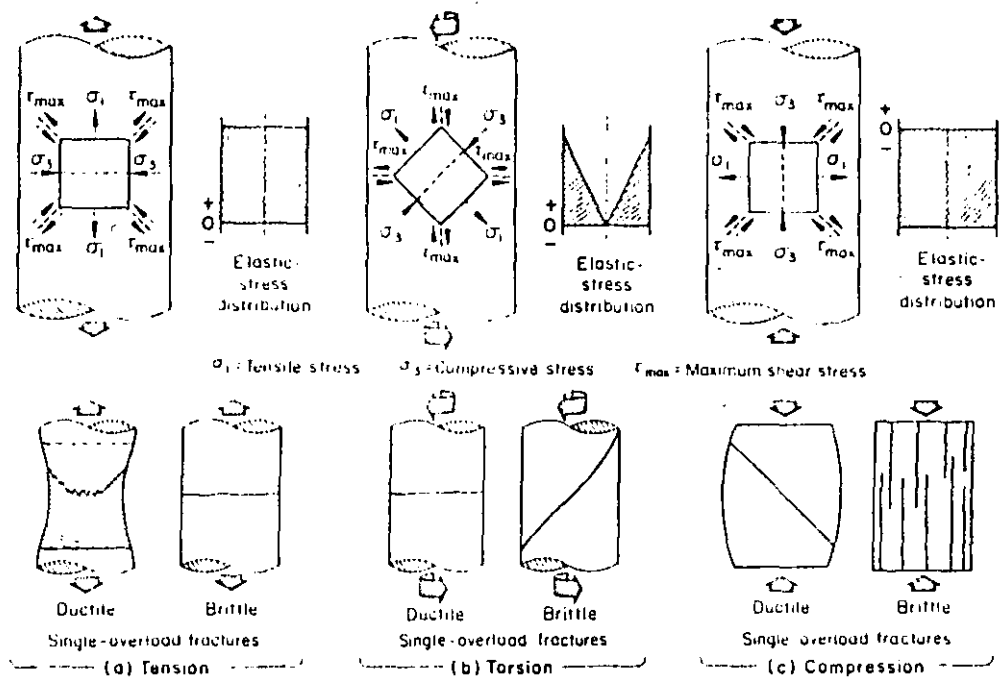


Fig. 1. Free-body diagrams showing orientation of normal stresses and shear stresses in a shaft under simple tension, torsion and compression loading, and the single-overload-fracture behavior of ductile and brittle materials. See text for discussion.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

**V RECOMENDACIONES SOBRE LAS FORMAS CONSTRUCTIVAS
ATENDIENDO A LOS PROCESOS DE FABRICACION**

- PIEZAS FUNDIDAS
- PIEZAS FORJADAS
- PIEZAS MAQUINADAS

EXPOSITOR:

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

ulterior) se obtienen, con preferencia, de aleaciones ligeras que presentan esfuerzos de contracción muy pequeños y temperaturas de fusión muy bajas.

Tabla 3.6. Dimensiones máximas y mínimas de las piezas fundidas a presión

	Aleaciones de			
	Plomo	Cinc	Aluminio	Magnesio
Peso de la pieza, en kg	0,005...5	0,001...10	0,001...4,5	0,0005...3
Dimensiones exteriores máximas (longitud x anchura x profundidad), en mm ...	400 x 250 x 200		700 x 500 x 400	
Grueso mínimo de pared, en milímetros	0,7...2	0,5...3	1...3	0,8...3
D_{\min} de agujeros, en mm	0,6	1,0	2,0	2
Longitud máxima l_{\max} , en mm, de agujeros pasantes	7 d	6 d	5 d	6 d
De agujeros ciegos	3 d	3 d	3 d	3 d
Radio de redondeado en mm ..	> 0,5	> 0,5	> 1,0	> 0,8
Roscado exterior, Φ en mm ...	> 5	> 8	> 10	> 10
Roscado interior, Φ en mm ...	> 10	> 5	> 20	> 15
Despulla	1 : 500	1 : 300	1 : 100	1 : 200

Tabla 3.7. Dimensiones mínimas de las piezas fundidas a presión (1)

Aleación de	Medida en mm	Tolerancias			
		para a, según la prensa (presión de cierre) en mm	para b, según la forma (por desgaste) en mm	para c, según la forma (por desgaste) en mm	para d, según el material (temperatura) en mm
Pb	0...15	+ 0,07	+ 0,05	± 0,05	± 0,03
	15...30	+ 0,07	+ 0,05	± 0,05	± 0,05
	30...50	+ 0,08	+ 0,05	± 0,1	± 0,07
	50...100	+ 0,1	+ 0,05	± 0,1	± 0,1
Zn	0...15	+ 0,1	+ 0,07	± 0,1	± 0,05
	15...30	+ 0,1	+ 0,1	± 0,1	± 0,07
	30...50	+ 0,15	+ 0,1	± 0,1	± 0,07
	50...100	+ 0,2	+ 0,15	± 0,2	± 0,15
Al	0...15	+ 0,1	+ 0,1	± 0,1	± 0,06
	15...30	+ 0,15	+ 0,15	± 0,1	± 0,08
	30...50	+ 0,2	+ 0,15	± 0,15	± 0,13
	50...100	+ 0,3	+ 0,2	± 0,2	± 0,2
Mg	0...15	+ 0,1	+ 0,1	± 0,1	± 0,04
	15...30	+ 0,15	+ 0,15	± 0,1	± 0,06
	30...50	+ 0,2	+ 0,15	± 0,15	± 0,08
	50...100	+ 0,3	+ 0,2	± 0,2	± 0,15

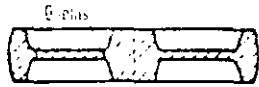

(1) Según L. Loewe AG, Berlín; véase también DIN 1689.

Tabla Esquemática 3.8. Sopladuras y esfuerzos de contracción

Mal	Buen	Aclaraciones
		<p>a) Las sopladuras aparecen en todas aquellas zonas en que hay acumulación de material. Tales acumulaciones se presentan a menudo en los puntos de transición con radios de curvatura excesivos. Estos redondeados extensos encarecen también la fabricación del modelo. Se toma el radio $r = \frac{1}{3} \dots \frac{1}{4} s$ (s, grueso de la pared).</p> <p>Por el contrario, las grietas se producen fácilmente, cuando la transición es muy brusca, allí donde se unen una pared delgada y otra de grueso mucho mayor. La zona de paso ha de trazarse con pendiente de 1:4 poco más o menos.</p>
		<p>b) Si el material en estado líquido ha de extenderse por una amplia zona horizontal, pierde a menudo su cohesión. Las sopladuras se acumulan en tales zonas; aparecen «rechupes» en la superficie, y puntos porosos, y el producto no es aceptable. Se procuran evitar, pues, tales masas horizontales sustituyéndolas por volúmenes inclinados. Las superficies que han de presentar mejor aspecto, se procura disponerlas siempre de modo que queden en la parte inferior de la pieza moldeada. El taller puede disponer incluso bebederos más amplos, lo cual contribuye a hacer mas compactas aún dichas superficies. En los dibujos, las carns de este genero se distinguen con la indicación <i>fundida compacta</i> u otra análoga.</p>
		<p>c) Si el enfriamiento de las distintas partes de una pieza no es uniforme, aparecen esfuerzos de contracción (1). Las superficies se abarcan y se forman grietas. La mejor manera de evitar los esfuerzos de contracción es conservar el mismo espesor en las distintas partes.</p>

(1) A veces llamados también, de un modo menos general, *tensiones superficiales*. — N. del T.

Tabla 3.8 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>d) En una polea, la llanta se solidifica cuando el disco o los brazos radiales ya están fríos y éstos no pueden seguir libremente las deformaciones. Las grietas son entonces inevitables. Por tanto, la corona y el núcleo deben hacerse tan ligeros como sea posible, e ir aumentando el espesor del disco o brazos desde la llanta hasta el cubo, o, mejor aún, disponer aquellos, inclinados, como en la figura b. Al enfriarse la corona más lentamente, tiende a disco arrastrándolo hacia la parte superior.</p>

Los hoyos y paredes pueden formarse prácticamente sin despulla. Sin embargo, en las aleaciones de Al, Mg o Zn no puede suprimirse por completo (aproximadamente 1:100). A causa de la elevada temperatura de fusión de estas aleaciones, los moldes han de ser endurecidos, lo cual exige un nuevo aumento de las tolerancias de fabricación. El valor mínimo a que puede llegarse para las mismas depende sensiblemente de que las superficies se hallen determinadas por elementos fijos o móviles del molde (fig. 3.9). Las dimensiones con tolerancias más estrechas han de establecerse, a ser posible, entre superficies fijas del molde.

Las reburbas de las piezas fundidas a presión quedan más limpias, y la exactitud, sobre todo, es mayor empleando columnas de gula para el recortado.

Si las piezas fundidas de este modo han de sufrir más tarde un mecanizado con arranque de viruta — lo cual debe evitarse en lo posible, ya que el sistema es muy a propósito para obtener piezas ya terminadas —, las superficies en cuestión deberán dejarse con un exceso de 1 mm, y para los agujeros escariados, 0,2 mm. La cascarilla superficial despuerta rápidamente las herramientas, lo que hace recomendable no reducir demasiado los excesos.

3.3. Instrucciones sobre la forma detallada de las piezas

3.3.1. Orientaciones para el proyecto de las piezas fundidas

La pauta que debe seguirse al proyectar la forma de las piezas fundidas se expone y aclara con numerosos ejemplos contenidos en las tablas esquemáticas 3.8, 3.9, 3.10, 3.11 y 3.12, de modo que huelga insistir sobre estos puntos.

3.3.2. Instrucciones especiales sobre la forma de las piezas fundidas a presión

Las directrices marcadas para la colada en arena valen también para las piezas fundidas a presión. Debido al elevado coste de los moldes, que han de ir generalmente trabajados en todas sus partes, resulta del

Tabla Esquemática 3.9. Despulla de salida

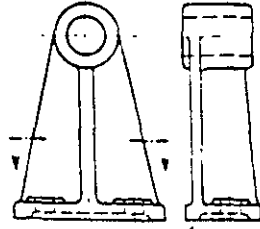
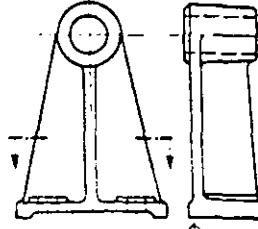


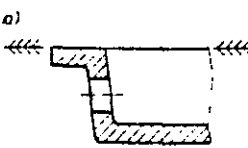
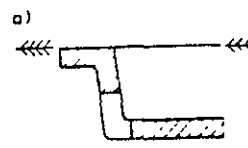
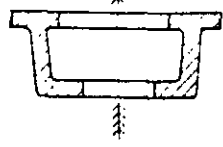
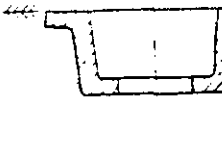
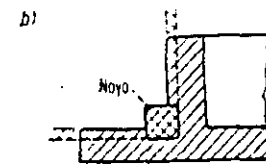
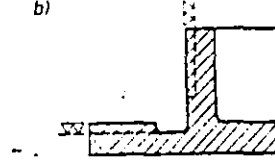
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>Cuando se ha determinado en el plano de partición del molde, con precisión, que todas las superficies exteriores se han previsto con las despuilas necesarias en el sentido del desbastado, a fin de que el molde pueda retirarse fácilmente del molde, la inclinación de dichas superficies ha de indicarse en el dibujo y, según DIN 1511, debe expresarse en grados de ángulo; su magnitud depende de la altura de la pieza.</p>
		
<p>← Plano de pastaje →</p>		

Tabla Esquemática 3.10. Observaciones sobre los hoyos

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Los hoyos con fondos y difíciles de limpiar. Por tanto, se elegiran, en todo lo posible, secciones desbastadas para las aberturas necesarias, para reducir al mínimo el número de hoyos.</p>
		<p>b) El disponer pastillas para restringir la extensión de las superficies mecanizadas, conduce a menudo, si se resuelve mal, a la necesidad de añadir hoyos que pudieran suprimirse. En muchos casos, cabría recurrir a tales pastillas y mecanizar la pieza de parte a parte.</p>
		<p>c) Los hoyos con reburba pueden ser, en algunos casos, hoyos que, elegidos con condiciones de unos 30°. Sin embargo, para el moldeo es preferible arjar en el moldeo una superficie continua, aunque sea superflua, lo cual simplifica el moldeo, el trabajo de moldes y la pieza.</p>

todo necesario en este último caso dar a las piezas una forma sencilla, lo cual condiciona en gran modo las posibilidades constructivas. Hay

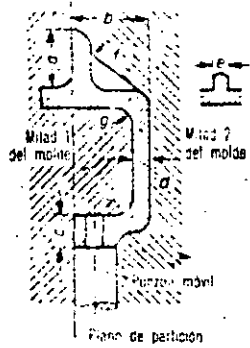


Fig. 3.9. Acotado y tolerancias adecuadas para una pieza fundida a presión. La dimensión *a* es paralela al plano de partición, y las otras dos, *b* y *d*, perpendiculares al mismo. Como consecuencia, la tolerancia de *a* puede ser menor que las de *b* o de *d*. La cota *c* viene determinada por el avance del punzón móvil y, por tanto, requiere una tolerancia más amplia. Grosor *c* de los nervios, 1,5... 3 mm. Radio de transición *f*, de 0,5 a 2 mm. El redondeado *g* con un radio $r = 0,5$ a 3 mm.

que evitar cuanto se pueda los cortes secundarios, y, en el caso de piezas difíciles, considerar si no sería preferible subdividir las en otras más

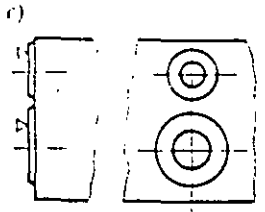
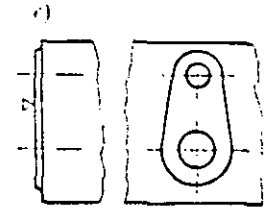
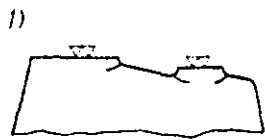
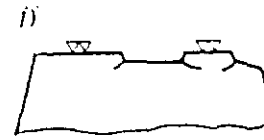
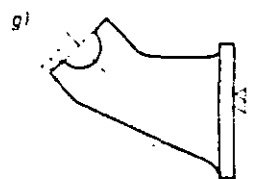
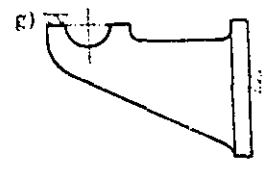
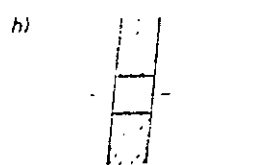
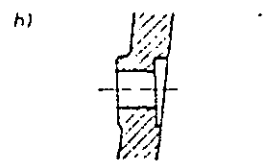
TABLA ESQUEMÁTICA 3.11. La partición y los hoyos

Mal	Bien	Aclaraciones
<i>Junta de partición</i>		
<p>a)</p>	<p>a)</p>	<p>a) Las juntas de partición perjudican la obtención de las dimensiones previstas y el aspecto de las piezas. Los planos de partición deben situarse de tal modo que no corten a las superficies sin mecanizar que hayan de ofrecer buena apariencia y medidas más exactas. Existe, sobre todo, el peligro de un corrimiento de las cajas de moldeo entre sí, con la consiguiente alteración de las dimensiones finales.</p>
<p>b)</p>	<p>b)</p>	<p>b) La pieza fundida ha de ser luego desbarbada. Este es un punto importante, que se ha de tener en cuenta al situar el plano de partición. Si la junta se coloca indebidamente, el desbarbado resulta más difícil y se encarece.</p>
<i>Asiento de los hoyos</i>		
<p>c)</p>	<p>c)</p> <p>4 marcas de hoyo</p>	<p>c) El soporte de los hoyos origina con facilidad zonas porosas, y si no están bien sujetos, las dimensiones resultan inexactas. Por eso se procura de antemano prever suficientes marcas o asientos de hoyos, aun a veces con la desventaja de tener que cerrar más tarde las aberturas que dejón en la pieza.</p>

TABLA ESQUEMÁTICA 3.12. Instrucciones acerca de la fijación durante el mecanizado ulterior

Mal	Bien	Aclaraciones
<p>a)</p>	<p>a)</p>	<p>a) Es importante prever que la pieza quede bien sujeta para los esfuerzos a que se hallara sometida durante el mecanizado. Justamente las piezas de fundición presentan a menudo la dificultad de que el mecanizado se presenta de tal modo, que el asiento habría de hacerse por una superficie cuya inadecuación para tal fin. En estos casos hay que disponer soportes o extensiones salidos de fundición, que, una vez trabajada la pieza, se eliminan si es preciso.</p>
<p>b)</p>	<p>b)</p>	<p>b) Las superficies de asiento en zócalos de grandes dimensiones, como suelen ser los de las máquinas de cualquier género, deben repartirse. La simple reducción de dicha superficie no es garantía de una disminución en el tiempo de mecanizado, ya que a veces la fresa o la cuchilla de la limadora ha de recorrer toda la superficie, de extremo a extremo. En los dos ejemplos mostrados como correctos al lado, se ahorra mucho trabajo de máquina, ya que hay que mecanizar sólo unas estrechas patas o listones.</p>
<p>c)</p>	<p>c)</p>	<p>c) Las nervaduras centrales de las placas de fundición, por ejemplo, deben dejarse siempre más cortas que los marcos —a menos que la rigidez mecánica no imponga otro criterio—. De este modo se economiza todo el mecanizado de aquéllas por testa.</p>
<p>d)</p>	<p>d)</p>	<p>d) Las superficies mecanizadas han de ser naturalmente necesarias, a fin de que pueda llegarse a ellas, sin dificultad, con la herramienta. La solución incorrecta de la izquierda no permite llegar a las reglas ni cilindramiento ni por testa, según muestran las circunferencias que representan a la herramienta. Si los extremos de las reglas hubieran de acercarse aún más al marco, debería reducirse la separación entre ellas, lo cual haría posible aún el fresado por testa.</p>

Tabla Esquemática 3.12 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>c) Las superficies próximas entre sí, como, por ejemplo, las de los bolones para asiento de tornillos, deben reunirse en una sola. La sección común de la pieza es también más favorable y se ahorra una postilla independiente en el modelo.</p>
		<p>f) Las superficies que se han de mecanizar próximas entre sí, deben quedar a la misma altura, con lo cual sólo hay que ajustar una vez la herramienta, a la vez que se disminuye el tiempo de mecanizado si dicha herramienta puede cortar en la misma carrera ambas superficies.</p>
		<p>g) Las superficies de trabajo inclinadas son poco recomendables para el taller, por las dificultades de fijación, que a menudo exigen soportes especiales. Los planos de mecanización deben ser siempre, en lo posible, perpendiculares entre sí.</p>
		<p>h) Cuando hay que taladrar a través de superficies inclinadas, los brocos se rompen o se desvan con facilidad. En estos casos hay que prever bolones soldados de fundición, o hacer más gruesas las paredes, de tal modo que permitan un rebentado en la superficie para el asiento normal de la broca.</p>

simples. Pese al coste adicional del montaje que ello supone, el precio total resultará tal vez más económico teniendo en cuenta el ahorro en los moldes y el menor peligro de rechazo que existe.

Si fuera insuficiente la resistencia de las partes que irán sometidas a fuertes sollicitaciones, podrán construirse aquellas de otro material, acero, por ejemplo: así, los manguitos y varillas roscadas, camisas de cojinetes, pernos de guías, etc. Dichos elementos han de ir asegurados contra el arrastre por rotación o deslizamiento, tal como se indica en la figura 3.10. Los manguitos de cojinetes deben sobresalir aproximadamente 0,5 mm por cada lado, para evitar que después de la colada haya que eliminar material del soporte.

La tabla esquemática 3.13 contiene más recomendaciones sobre la forma que se ha de dar a las piezas fundidas a presión.

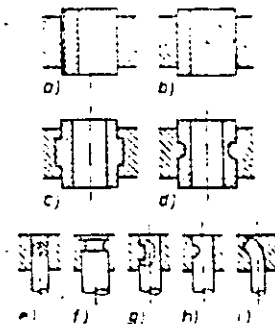
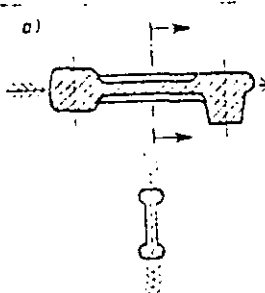
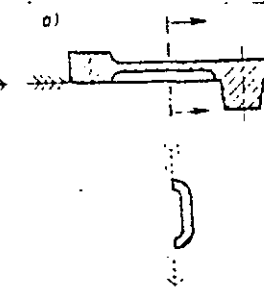
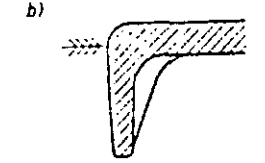
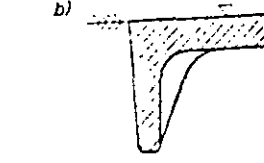


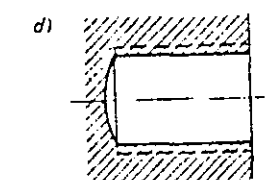
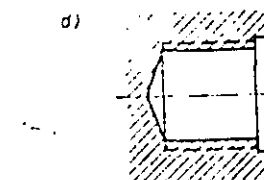
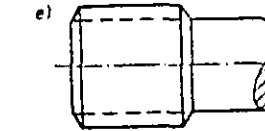
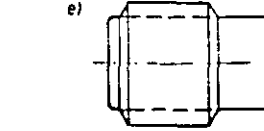


Fig. 3.10. Inserciones en las piezas fundidas a presión (selección). Manguitos (a) y (b) asegurados solamente contra el giro; los siguientes (c) y (d), contra el deslizamiento; y las clavijas (e) a (i), contra la rotación y el deslizamiento.

Tabla Esquemática 3.13. Forma de las piezas fundidas a presión

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Los brazos deben quedar íntegramente, a ser posible, dentro de una mitad del molde; así puede ser más reducida la sección de los mismos.</p>
		<p>b) La renuncia a redondear los cantos, puede limitar el mecanizado a una sola mitad del molde y hace más difícil eliminar la rebardia.</p>
		<p>c) Hay que evitar los agujeros de gran longitud que requieren un trabajo especial de los vástagos del molde para poderlos extraer luego. Lo más conveniente es subdividir aquéllos.</p>
		<p>d) Hay que recortar en lo posible los reos interiores y suprimir el desahogo del fondo. Los fileteados de diámetro inferior a M 4 (1) deben mecanizarse forzosamente a posteriori.</p>
		<p>e) Conviene también recortar las roscas exteriores para eliminar defectos. El número de filetes de rosca no debería ser superior a seis.</p>

(1) Rosca métrica de 4 mm de diámetro.

mecanizado posterior. Las piezas pueden ser taladradas, torneadas y fresadas después de forjadas, pero las terminadas al horno sólo pueden ser rectificadas, llegándose por este procedimiento a alcanzar tolerancias de $\pm 0,01$ mm.

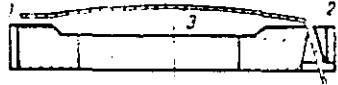


Fig. 4.8. Sección del rócalo de calita para un interruptor eléctrico con contactos metalizados (1,2) y soldadura por inmersión del resorte 3

Las piezas metálicas permiten en muchas ocasiones ser encoladas o cementadas sobre los materiales cerámicos, y la esteatita y calita admiten la incrustación directa al horno de partes metálicas o bien el remachado o roscado de las mismas en la masa. Sobre las capas finas metálicas, sobre todo de plata, pueden soldarse también otros metales (fig. 4.8). Como los materiales cerámicos resistentes al calor poseen un coeficiente de dilatación térmica muy bajo, es posible también entallar sobre ellos caperuzas metálicas. Los bornes, vástagos y pernos roscados pueden incrustarse por diversos procedimientos.

4.25. El acero como material forjable

El forjado en caliente produce sobre todo un afinamiento de la estructura del material, mejorando así las propiedades mecánicas del acero. A menudo se someten las piezas además a un tratamiento térmico posterior, y en tal caso convendría evitar las transiciones bruscas de forma, diferencias grandes de sección y configuraciones retorcidas. El enfriamiento más rápido que experimentan las masas pequeñas provoca con facilidad tensiones mecánicas de origen térmico, que conducen a la aparición de grietas y alabeos.

La resistencia mecánica de las piezas forjadas depende de varios factores, uno de los cuales, la orientación de las fibras, puede quedar alterado sensiblemente por el proceso de forja. La mayor resistencia persiste en el sentido de las fibras, y es mínima

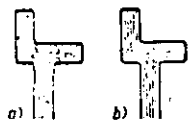


Fig. 4.9

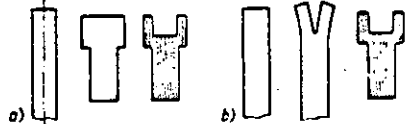


Fig. 4.10

Fig. 4.9. Orientación de las fibras en una palanca.

a) Fresada, a base de una barra laminada. b) Forjada. La solución a presenta mayor peligro de rotura en la sección peligrosa

Fig. 4.10. Horquilla. a) Recalcada y fresada. b) Forjada longitudinalmente. Fibra cortada en a) y continua en b).

en sentido normal a aquél. La orientación de las formas, y con ella la de las fibras, se ha de procurar que coincida con la de los máximos esfuerzos a que la pieza habrá de hallarse sometida. La diferencia de resistencia en los sentidos longitudinal y transversal es fácilmente apreciable y se remonta a un valor comprendido entre el 10 y el 20 %.

La mejora de las propiedades del material en virtud de la adopción de un proceso más caro de forjado puede justificarse esta adopción frente a un procedimiento más barato de mecanizado (fig. 4.9). Es premisa indispensable para ello que el forjador siga un método de trabajo tal, que asegure la orientación óptima de las fibras (fig. 4.10).

El grado de refinamiento de la estructura del acero por medio del forjado en caliente depende también del coeficiente de forja, o sea, de la relación entre la sección original de la pieza y la que presenta después del forjado. Los bloques de acero fundido, de

grano hasta, que contienen a menudo sopladuras internas, defectos, etc., por la forja, a $\frac{1}{3}$ de su sección primitiva (coeficiente de forjado = 3), si se quiere obtener una estructura uniforme o de grano fino. Por otra parte, la elevación del coeficiente de forja no debe llevarse tan lejos que la mejora de las características longitudinales de la pieza se consiga a expensas de un excesivo debilitamiento de la resistencia transversal.

Por término medio, para los aceros al carbono y de baja aleación hay que tomar un coeficiente de forja comprendido entre 2 y 4.

Mediante el formado en frío se consiguen tolerancias como las de la tabla 4.5 y superficies netas y mejor acabadas, de tal modo que es posible corrientemente renunciar a un mecanizado posterior con arranque de viruta.

4.3. Recomendaciones relativas a la forma de las piezas forjadas

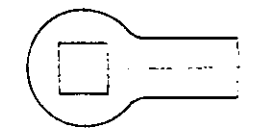
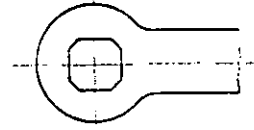
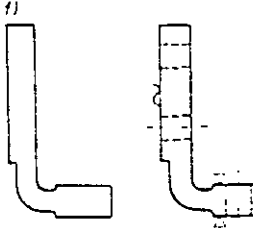
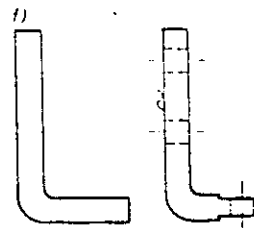
Las recomendaciones se exponen de nuevo por comparación de las soluciones buenas y malas en los ejemplos dados en las tablas esquemáticas 4.8, 4.9, 4.10 y 4.11.

4.31. Forma de las piezas obtenidas por forja libre

Tabla ESQUEMÁTICA 4.8. Piezas de forja libre

Mal	Bien	Aclaraciones
		a) Las piezas de forja grande deberían ser huecas. Se consigue así eliminar las segregaciones y puntos defectuosos del cubo en los forjados en bruto, con la consiguiente ventaja de obtener piezas compactas y homogéneas.
		b) Los contornos redondeados, como el de la izquierda en el dibujo de la izquierda, son difíciles de obtener por medio de la forja. Es más sencillo conservar las curvas laterales rectas. El forjado se aburata mucho si el aplastamiento en una biela, como la de la figura, se reduce a un solo lado (figura b inferior).
		c) El diseño incorrecto de un soporte en la izquierda conduce a la soldadura por forja de dos planitas de acero. Un simple giro de una de las ramas del todo permite obtener el soporte completo de una sola llanta.
		d) La transición brusca entre dos secciones distintas de una pieza hace más difícil el forjado que si se adopta un enlace cilíndrico.

Tabla Esquemática 4.8. (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>c) Los cantos vivos han de evitarse, sobre todo, en los agujeros y huecotas. Aquellos se obtienen por medio de un punzón, y las aristas vivas del mismo se quiebran fácilmente.</p>
 <p>En bruto</p>	 <p>En bruto</p>	<p>f) Los codos han de estrecharse junto a las superficies de asiento para los tornillos. Los pastillos suplementarios, como los que se muestran en los dibujos de la izquierda, obligan a aplastar o recalar repetidas veces el tocho primitivo. Por añadidura se debilita el codo en su sección más peligrosa. Lo correcto es, por consiguiente, trabajar la pieza según se indican en el croquis de la derecha.</p>

4.32. Forma de las piezas forjadas por embutición

Tabla Esquemática 4.9. Forjado por embutición

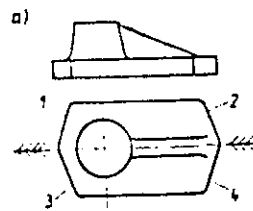
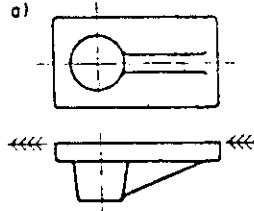

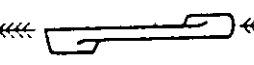
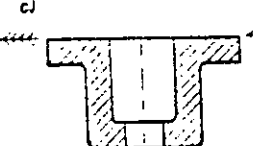
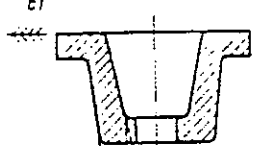
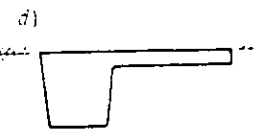
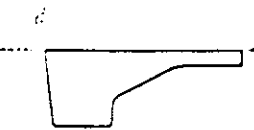
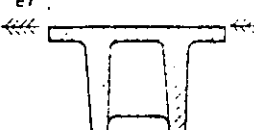
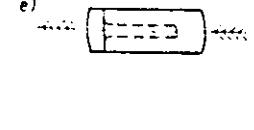
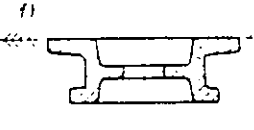
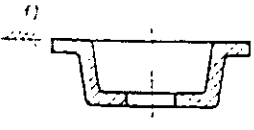
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) La junta de embutición debe quedar situada de tal modo que sea fácil eliminar la rebarba. El inconveniente de las superficies 1, 2, 3 y 4, necesariamente inclinadas en la disposición de la figura de la izquierda, desaparece con la solución correcta.</p>
		<p>b) La línea de partición no debe ser, en lo posible, quebrada, sino recta.</p>
		<p>c) Las piezas embutidas deben llevar despulpa en los carnos que se arrojan sobre las estampas. Los perfiles correspondientes han de ser, pues, cóncavos — las superficies interiores con una inclinación, por ejemplo, de 1:5; $\alpha = 11^\circ$; las exteriores, inclinadas 1:10; $\beta \approx 6^\circ$ —. Cuando las piezas de forja embutidas se terminan por un martillado posterior en la estampa, las inclinaciones pueden reducirse a 1:20 y hasta 1:40. Si se acaban en prensas de recalent, no precisan despulpa en la dirección del recalentado (véanse también las tablas 4.2 y 4.3).</p>

Tabla Esquemática 4.9. (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>d) Se han de evitar los cambios bruscos de sección. El material no puede fluir rápida y suficientemente, y las partes delgadas se enfrían más despacio que el resto.</p>
		<p>e) Las formas que han de hundirse profundamente en la estampa, en particular las nervaduras delgadas, son difíciles de conseguir. El material fluye mal, se fuerzan los útiles, y la vida de los mismos es más corta.</p>
		<p>f) Aunque es posible estampar piezas con doble forma, es decir, con hueco en la parte superior y en la inferior, el coste de fabricación resulta excesivo, porque hace falta un mayor número de operaciones y herramientas especiales.</p> <p>La disposición de hueco unilateral es siempre considerablemente más económica.</p>

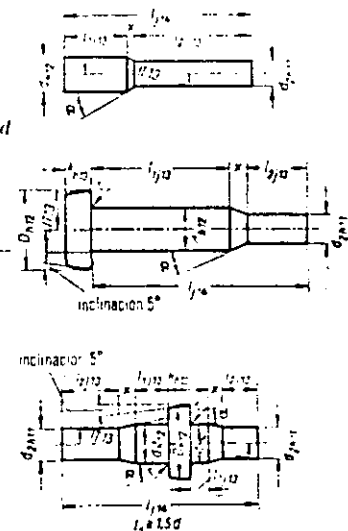
4.33. Forma de las piezas de acero forjadas en frío

Tabla Esquemática 4.10. Ejemplos y tolerancias

Dimensiones referidas al diámetro d :

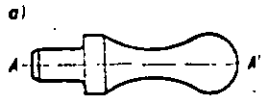
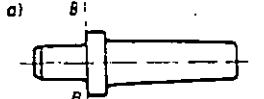


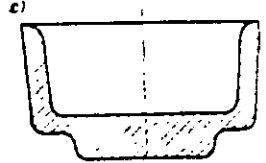
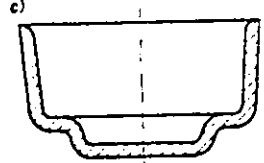
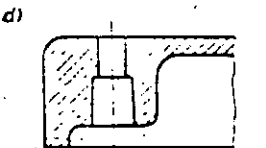
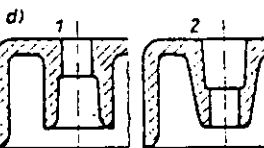
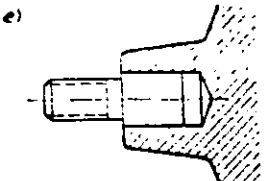
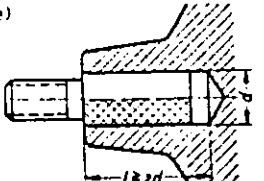
- Longitud axial $l \leq 12 d$
- Diámetro del botón o de la cabeza $D \leq 2 d$
- Altura del botón y de la cabeza $k = 0,35 \dots 0,75 d$
- Ángulo de transición $\alpha \leq 30^\circ$
- Redondeo r y longitud x de las zonas de transición x (todas las dimensiones en mm)....

Con d	$r >$	x	
		$\alpha \leq 30^\circ$	$\alpha \leq 14^\circ$
Hasta 6	0,2...0,3	—	1,2...2,4
10	0,5	1,2...2,0	2,4...4,0
18	1,0	2,0...3,6	4,0...7,2
30	1,6	3,6...6	7,2...12,0
50	1,6...2,0	—	—





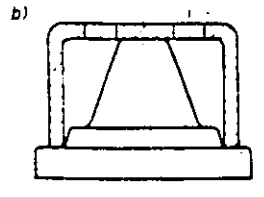
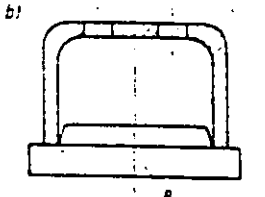
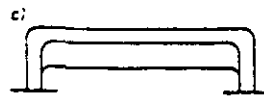
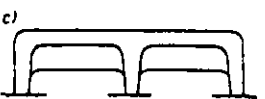
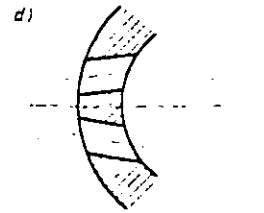
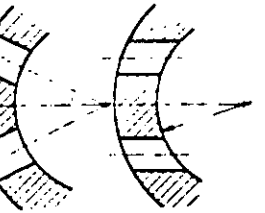
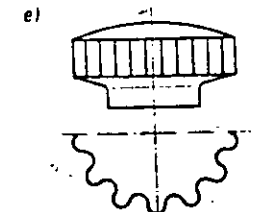
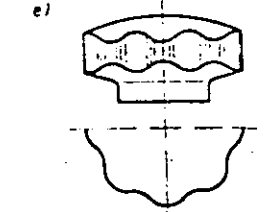
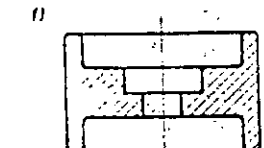
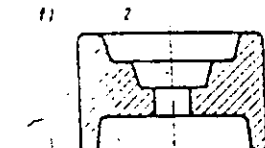
4.31. Forma de las piezas de materiales sintéticos obtenidas por prensado

TABLA ESQUEMÁTICA 4.11. Piezas formadas en plásticos

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Una manivela obtenida por prensado no ha de proyectarse como si fuera torneada. La empuñadura de forma normal, a la izquierda, tendrá que estamparse con división del molde según A-A', y el cordón de rebabas caerá en la superficie de agarre. La manivela de la derecha, con una inclinación de 1:100 aproximadamente, tiene, en cambio, el plano divisorio según B-B', y la superficie de empuñadura queda lisa.</p>
		<p>b) Las piezas de material sintético son más débiles que las metálicas en sus aristas y rincones. Todos los cantos, esquinas y nervios, deben ir redondeados. Radio mínimo, $r = 0,5 \text{ mm}$.</p>
		<p>c) Hay que evitar, sobre todo, las acumulaciones locales de material. Multiplican el tiempo de endurecimiento de la pieza dentro del molde. El espesor de las paredes en las piezas pequeñas viene a ser de 1 a 5 mm; si se hacen más gruesas, suelen quedar irregulares y ser menos resistentes.</p>
		<p>d) Los tabiques alrededor de los agujeros deben tener también un espesor lo más uniforme posible. La forma correcta es la que indica el croquis 2, en el que se evitan en parte las acumulaciones todavía presentes en el croquis 1.</p>
		<p>e) El garfilado de las piezas metálicas incrustadas las protege contra el giro, y el moleteado, contra el giro y el deslizamiento. La longitud de empotramiento debe ser $l \geq 2d$ para que los vástagos se orienten bien. Si la longitud l es pequeña, la pieza queda fácilmente desviada. Son frecuentes también las incrustaciones metálicas conformadas, lo mismo que en el hierro fundido (pág. 31).</p>

4.35. Forma de las piezas de cerámica obtenidas por prensado

TABLA ESQUEMÁTICA 4.12. Piezas de cerámica formadas en la prensa

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Las paredes no han de ser muy delgadas, pues, si lo son, se rompen. Se evitará, pues, disponer tabiques finos y transiciones bruscas entre paredes. Si la corona ha de llevar, por ejemplo, agujeros muy próximos con refrentado, se eliminan las paredes exteriores de éstos en la zona peligrosa.</p>
		<p>b) Una empuñadura de paredes delgadas debe colocarse, para su cocimiento en el horno, sobre un pedestal B, que evite el aplastamiento de la copa y la deformación del borde inferior. Si se refuerza el ángulo entre la pared y el techo, el pedestal será más económico, ya que su misión se reduce a mantener la forma del borde.</p>
		<p>c) Las piezas largas mal apoyadas tienden a flexionarse durante el cocimiento y secado. Se pueden añadir soportes intermedios, aunque ello encarece la fabricación.</p>
		<p>d) Es posible perforar agujeros lateralmente por medio de punzones desahantes. Estos agujeros pueden ser radiales, pero si hay más de uno, conviene disponerlos paralelamente para poder punzonar varios de una vez.</p>
		<p>e) Mientras que en una pieza de resina sintética se puede hacer una corona estrada como en la figura de la izquierda, cuando se trata de materiales cerámicos se recomienda ondular simplemente la periferia según muestra la figura de la derecha. Estas empuñaduras son fácilmente vitrificables.</p>
		<p>f) Como en el prensado en seco la estampa superior presiona sobre la inferior, solo pueden disponerse paredes delgadas en la zona correspondiente a la estampa superior (1). Las partes embutidas por la estampa superior han de llevar superficies inclinadas (2). En la zona asociada con la estampa inferior, la inclinación puede ser mucho menor, e incluso es mejor prescindir por completo de ella.</p>

Muchas piezas gruesas, se sueldan mejor a la eléctrica que a la autógena, a causa del mejor comportamiento de aquella en la distribución del calor. En los sistemas de soldadura a presión se puede soldar por puntos gruesos muy variados. Para soldar por presión o por incandescencia, a tope, las secciones han de tener aproximadamente el mismo valor. En las costuras de ángulo se emplean distintos símbolos para mostrar las diversas formas del cordón (fig. 5.8).

El cordón abombado es preferible al de tipo plano o cóncavo si existen esfuerzos de flexión importantes. Si la costura ha de ofrecer una resistencia permanente elevada, la unión debe abarcar la sección íntegra de la plancha, lo cual se consigue sólo por medio de cordones en K soldados por ambas caras (fig. 5.9). Sin embargo, tales soldaduras plantean al taller dificultades considerablemente mayores, por ser difícil de mantener el intervalo necesario *d* (fig. 5.9) entre las planchas. Esto hace que se empleen muy raras veces. Las costuras pueden ser también a intervalos distanciados, pero en principio es más económico

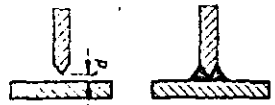


FIG. 5.9.
Soldadura en K de doble cordón

efectuar una soldadura continua con grueso de cordón más pequeño. En ciertas soldaduras se consigue aumentar la resistencia a los esfuerzos permanentes mecanizando los bordes del cordón.

5.34. Calidades

La calidad de una unión soldada se define, según DIN 1912, por el coste de producción o por una serie de características, a saber:

1. *Material.* Que sea apto para soldar con garantía.
2. *Preparación.* En las condiciones normales del taller.
3. *Sistema de soldadura.* De acuerdo con las características del material, grosor de las piezas y esfuerzos a que ha de hallarse sometida la unión.
4. *Material de soldadura.* Material de aportación adecuado al de las piezas que se han de soldar y de resultados comprobados.
5. *Personal.* Diestro en la soldadura; su labor debe ser bien vigilada.
6. *Pruebas.* Que garanticen la perfección del trabajo terminado (radioscopia, por ejemplo).

Atendiendo a estas características, se distinguen las siguientes calidades de la soldadura:

- Calidad I.* Todas las condiciones, 1 a 6, han sido satisfechas.
 - Calidad II.* Las condiciones 1 a 5 han sido satisfechas.
 - Calidad III.* No se establecen condiciones especiales de prueba o inspección. La ejecución debe ser, sin embargo, correcta.
- Especificaciones especiales.* Se indicarán en el dibujo para los cordones de soldadura que deban satisfacerlas (por ejemplo, estanqueidad al aceite, al vacío, resistencia a la corrosión, etc.).

5.4. Instrucciones sobre la forma que deben tener las piezas soldadas (ejemplos)

5.4.1. Forma de las uniones soldadas

TABLA ESQUEMÁTICA 5.4. Uniones soldadas

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Téngase en cuenta que el material de aportación no es tan fluido como la tinta china.</p>
		<p>b) Las zonas inferiores del muñón no son accesibles y, por tanto, no pueden soldarse.</p>
		<p>c) Con las dimensiones señaladas en el dibujo se puede llegar sin dificultad a la parte interior de las bridas; en consecuencia, es mejor soldarlas también por ese lado. Los bordes K (figura de la izquierda) se abollan de una manera muy simple.</p>
		<p>d) Los excesos para el mecanizado han de ser ampliamente previstos. Atendiendo a las deformaciones de la pieza y a la tolerancia de sus elementos, la altura de la pieza que se ha de soldar debe ser tal, que se logre conservar la dimensión nominal <i>l</i> dentro de la tolerancia <i>t</i>, sin restringir para ello el grueso de cordón necesario. (La tolerancia se ha exagerado en el dibujo.)</p>
		<p>e) Hay que tener en cuenta la posible inexactitud de las piezas que van a soldarse entre sí. El cordón 1, en la sección agrandada de la izquierda, puede quedar, por ejemplo, como se indica en 2. Por tanto, es mejor disponer las soldaduras según se muestra en los dibujos a la derecha. Los pequeños huecos de rayos, soldados, no suelen deformarse como consecuencia de la operación.</p>

TABLA 5.4 (Continuación)

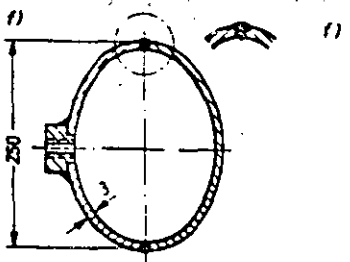

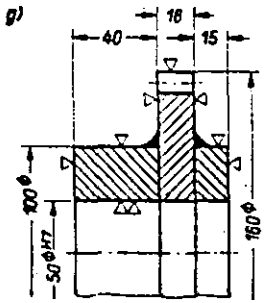
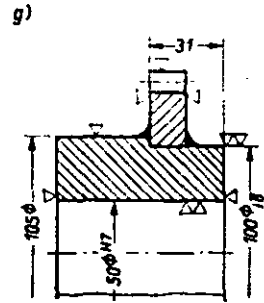
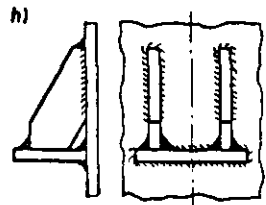
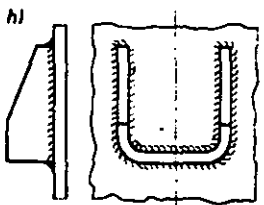
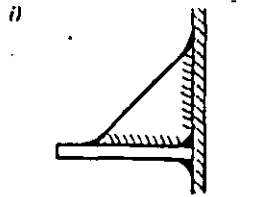
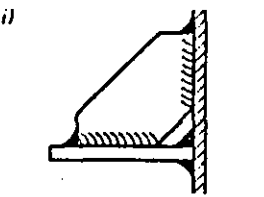
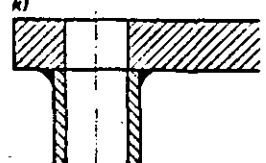
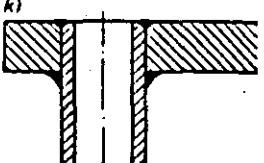
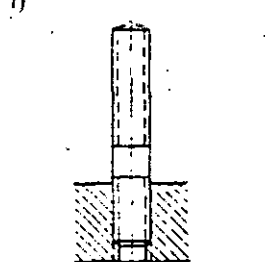
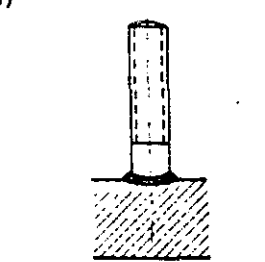
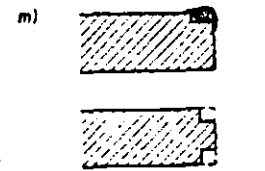



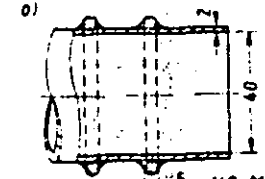
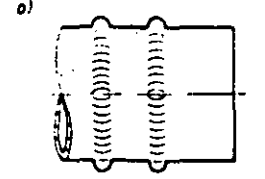
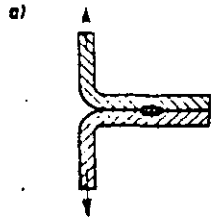
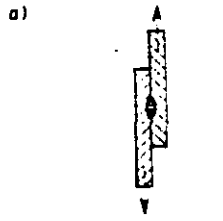



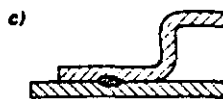
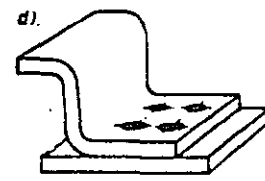
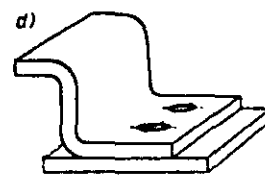
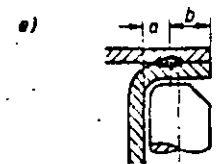
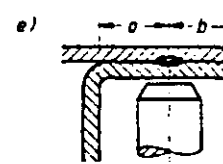
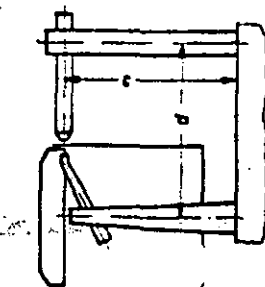
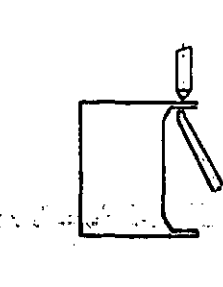
Mal	Bien	Aclaraciones
		f) Las costuras a tope en las chapas delgadas, cuando no pueden efectuarse sobre asientos, como sucede en el ejemplo indicado, son inadecuadas para la soldadura al arco. En tal caso hay que preparar los bordes doblados o a solape, de tal modo que se evite la caída del material fundido (véanse las dos secciones agrandadas de la derecha). El material habrá de permitir el plegado consiguiente. Así es posible realizar también la soldadura pulverizada. (El dibujo correspondiente a la solución incorrecta no está hecho a escala.)
		g) La construcción de la corona dentada representada a la izquierda no ofrece ventaja alguna sobre la solución que prescribe el cubo en una sola pieza, mecanizado previamente, tal como aparece a la derecha. Con esta solución, el dentado puede efectuarse a la vez para varias coronas, calándolas y soldándolas luego sobre el cubo cilíndrico. A continuación se trabaja al torno una por una cada rueda, después de rectificar y terminar los dientes.
		h) El formar una U, doblada, es más barato que realizarla en tres piezas.
		i) Evítese depositar el cordón de soldadura sobre ángulos restringidos, ya que ello hace más agudas las tensiones de contracción. Las aristas terminadas en cuña deben recortarse dejando los esquinas en ángulo recto.
		k) Si las piezas soldadas han de soportar esfuerzos o momentos de flexión importantes, es mejor introducir el tubo que se ha de soldar, en la chapa, dentro del agujero.

TABLA 5.4 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		l) Soldando a presión por arco, a veces es posible fijar pernos de acero de hasta 20 mm ϕ , y otros, no férricos, de hasta 10 mm ϕ , con la misma exactitud que mediante el roscado en la chapa.
		m) Con la aportación de material adecuado, por medio de la soldadura, se puede completar la fabricación de algunas piezas o herramientas sujetas a desgaste o percusión. Una simple capa de este depósito no basta para alcanzar la calidad debida, porque el material de base, al fundirse, se mezcla también con el de aportación y lo altera; por tanto, es necesario que se depositen al menos dos o tres capas. El ranurado debe hacerse, como indica la figura de la derecha, con muela redondeada, sin los ángulos vivos que aparecen a la izquierda.
		n) Con respecto a las figuras de abajo, los cantos afilados (figura de la izquierda) son difíciles de conseguir. Mejor es proceder como muestra la figura de la derecha: trabajar antes la pieza, cortarla y rellenarla después por soldadura.
		o) La pasta de soldar oculta en el cordón constituye un peligro de corrosión. A veces, la soldadura al arco en atmósfera inerte (tal tungsteno o metal pasivo) proporciona la solución; o bien, con soldadura oxidizante, se tenderá a efectuar la unión a tope.
		p) En este material, y con las dimensiones indicadas, es posible la aportación del anillo de refuerzo por soldadura. Con paredes más gruesas, de 3 mm como mínimo, y material no endurecible, también puede efectuarse la aportación mecanizando después el cordón anular.

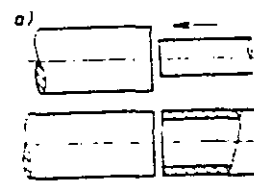
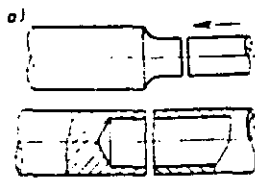


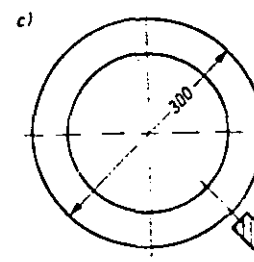
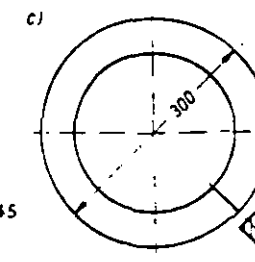
5.42. Forma de las uniones soldadas por puntos

TABLA ESQUEMÁTICA 5.5. Uniones soldadas por puntos

Mal	Bien	Aclaraciones
		a) Las soldaduras por puntos que trabajan a la cortadura, como la que muestra la figura a la derecha, pueden soportar esfuerzos del triple al cuadruple de los que admite la solución dibujada a la izquierda.
		b) Para obtener puntos soldados de un modo conveniente hay que emplear electrodos suficientemente grandes que aprieten, si es posible, sobre superficies paralelas.
		c) Si el acceso es difícil, se precisarán electrodos de forma especial, y la unión resultará muy segura.
		d) En lugar de muchos puntos pequeños, que no pueden ofrecer gran resistencia por el efecto de corto circuito de los inmediatos, es preferible crear menos puntos de soldadura, que proporcionan una unión más eficaz.
		e) Cuando la distancia a es escasa, los electrodos no pueden aplicarse como es debido. Si la dimensión b es insuficiente, el material fundido puede escapar por la junta entre las superficies.
		f) Al proyectar grandes piezas, procurar que las armaduras necesarias para puntear sean lo más cortas posible (distancia c), así como la distancia d entre ellas. La presencia de una importante masa entre las armaduras aumenta las pérdidas por inducción y el coste de la energía gastada en el soldo.

5.43. Forma de las piezas que han de soldarse a tope por incandescencia

TABLA ESQUEMÁTICA 5.6. Uniones soldadas a tope por incandescencia

Mal	Bien	Aclaraciones
		a) Este sistema de soldadura sólo puede efectuarse de una manera irrecusable con piezas de la misma sección.
		b) Tirante macizo con anillo. Anillos de acero forjado o fundido, para pernos de gran diámetro. Con dispositivos adecuados se sueldan muy cómodamente, a tope por incandescencia, con una pérdida de longitud, debida a recalentamiento y material fundido, igual, aproximadamente, a $0,2 d$.
		c) Los uros para coronas dentadas, por ejemplo, no se deben cortar al soplete, sino curvarlos a la forja, soldandolos luego a tope.

Material por ejemplo C45, C60, 37 Mn Si 5

5.5. Soldaduras de estaño

Generalmente, esta denominación se da a las uniones conseguidas por el enlace térmico de las piezas provistas de superficies estañadas o plateadas, entre las cuales se aplica el material de soldadura. Ambas superficies, soldadas de una manera compacta, dejan entre sí, no obstante, una capa de soldadura. A la temperatura de trabajo, el metal de soldadura fluye entre dichas superficies, se liga a ella y se difunde. Con capas de altura entre 0,05 y 0,2 mm, los mejores resultados se obtienen por difusión capilar de la soldadura. (Véanse los conceptos en la hoja DIN 8505.)

Todos los procesos de soldadura de este género aplicables a metales pesados, sin que la temperatura de trabajo rebase los 450°C , se denominan *métodos de soldadura blanda*. El límite inferior de temperatura para las llamadas *soldaduras fuertes* es el de 650°C . Al soldar piezas de metales ligeros, la distinción entre soldadura blanda y soldadura fuerte no se basa ya, como para metales pesados, en la temperatura de trabajo, sino más bien en el contenido en metales pesados del material de soldadura, que viene a ser el 50% para los primeros y del 30% para los segundos.

Las denominaciones fuerte y blanda corresponden a la resistencia de la soldadura, siendo, pues, más débiles estas que aquellas.

Las soldaduras a la lámpara, especialmente las de tipo fuerte, pertenecen al género de las uniones indisolubles. Sin embargo, las soldaduras blandas son susceptibles a veces de fundirse y rehacerse de nuevo repetidas veces, lo cual se aplica en determinadas circunstancias para modificar los circuitos eléctricos soldados (fig. 5.17).

La temperatura de trabajo para soldar a la lámpara ha de ser, cuando menos, 50°C inferior a la de fusión de las superficies que se sueldan. La tabla 5.7 da las temperaturas de trabajo de soldo correspondientes a los diversos tipos de soldadura de este género normalizados. Las de estaño se usan casi exclusivamente para la soldadura blanda. La de plata constituye una soldadura fuerte que da muy

7.4. Recomendaciones sobre las formas

Para elegir la forma de las piezas que hayan de ser mecanizadas con arranque de virutas, se han de tener en cuenta los siguientes principios generales:

1. La extensión de los mecanizados, como procesos de pérdida de material que son, han de limitarse al mínimo.
2. Se ha de procurar que resulte un proceso económico, lo cual requiere evitar el acceso difícil de las herramientas a las partes a trabajar.
3. Tanto la pieza que se ha de mecanizar como la herramienta, han de poder fijarse bien y con facilidad. La inversión o traslado del montaje encarecen el proceso y disminuye la exactitud.
4. Conviene la utilización de herramientas normales y que éstas sean del mismo tipo. Los útiles individuales son caros y retrasan los plazos de fabricación. Si no puede prescindirse de ellos, deben elegirse formas simples para las superficies mecanizadas.
5. Las herramientas deben cortar bien y trabajar y moverse libremente.
6. El proyecto ha de adaptarse a las particularidades del proceso de trabajo previsto.

Estos principios se aclaran gráficamente con los ejemplos de las tablas esquemáticas 7.3, 7.4, 7.5, 7.6, 7.7 y 7.8.

TABLA ESQUEMÁTICA 7.3. Ejemplos de formas constructivas para el torneado

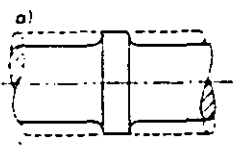
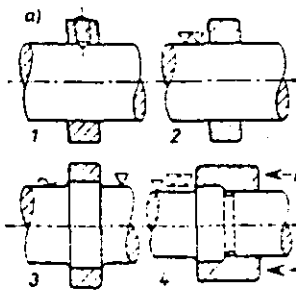
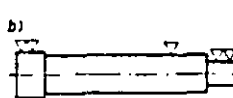
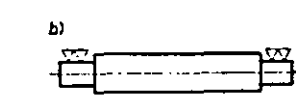
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Los ejes con resalte requieren mucho trabajo de torno o procesos caros de forja. El resalte puede sustituirse por un collarín positivo según DIN 703 y 705 (terceris 1). Con frecuencia resulta apropiado entrar un arco en cubiente (terceris 2). En los ejes pesantes cabe suprimir así todos los resaltes. Para los ejes bastos es suficiente con reducir la corona (terceris 3), y si los esfuerzos longitudinales son considerables puede adoptarse un collarín escalonado (terceris 4).</p>
		<p>b) El torneado de largos pernos partiendo de una barra es antieconómico y, a veces, la pieza no se mantiene estable. Adoptando acero endurecido, suelen mecanizarse sólo los extremos; más cerca, pues, de los puntos de fijación.</p>

TABLA 7.3 (Continuación)

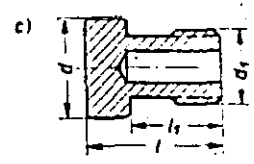
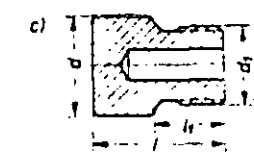
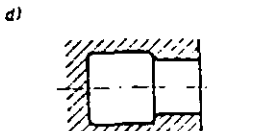

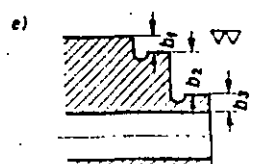
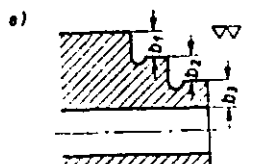
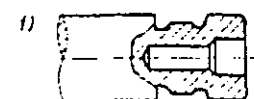
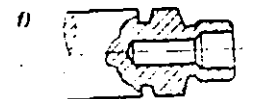

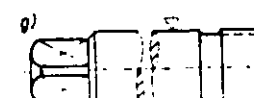

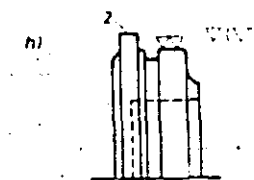
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>c) Si se trabaja en torno revolver o automático partiendo de una barra, el diámetro exterior d queda sin mecanizar, debiendo elegirse d_1 lo más grande posible, y la longitud l_1 lo más corta respecto a la total l.</p>
		<p>d) El torneado de agujeros largos es caro. Conviene disponer una corta longitud con exceso para el mecanizado, a tornear recto y adosar un manguito interior.</p>
		<p>e) Trabajando con torno revolver, los tres rebentados b_1, b_2, b_3 se ejecutan a la vez. Como el tiempo necesario viene fijado por el rebentado más largo, conviene hacer, si es posible, los tres iguales: $b_1 = b_2 = b_3$.</p>
		<p>f) Al trabajar las barras en el torno automático, la torreta debe deslizarse longitudinalmente. Los diámetros exteriores, crecientes de derecha a izquierda, pueden tornearse a la vez que el agujero central.</p>
		<p>g) Como las roscas y los agujeros longitudinales extremos en las barras largas no pueden trabajarse en voladizo, hay que montar la pieza dos veces en el torno. Eligiendo un fileteado exterior, el vistazo puede sustituirse entre puntos, eliminando así la dificultad.</p>
		<p>h) Las piezas con vainas delgadas, como en 1, se fijan al plato del torno sin mucha seguridad y no se pueden cortar virutas gruesas. Se mejora la operación aumentando el grosor de la vaina, como en 2.</p>

TABLA 7.3 (Continuación)

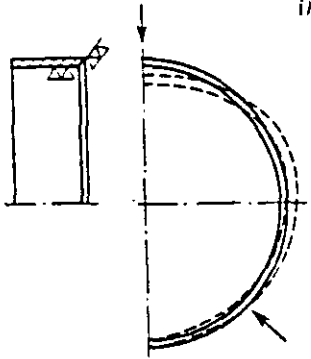
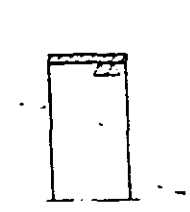
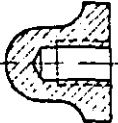
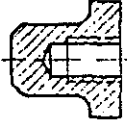
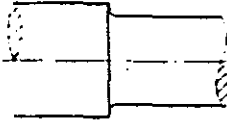
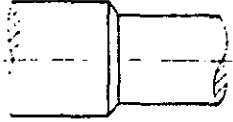
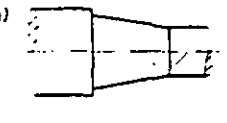
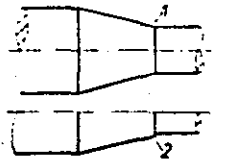
Mal	Buen	Aclaraciones
		i) Cuando se ha de torneár interiormente y refrentar una pieza cilíndrica delgada, se deforma al fijarla en las tres mordazas del plato (la flecha indica el esfuerzo de presión). Si puede prescindirse, en cambio, del mecanizado frontal, la sujeción cabe efectuarla por testa, evitando la deformación.
		k) La construcción y mantenimiento del perfil de las cuchillas de corte son más económicos si se adoptan para el contorno de la pieza trazos rectilíneos.
		l) Los ejes escalonados o escaudri son poco adecuados. Disponiendo de un cono de transición a 45°, se puede acabar bien el torneado con cuchillas sin punta especial. Ello facilita asimismo el trabajo con torno de copiar.
		m) El torneado cónico resulta más fácil si la herramienta dispone de salida libre; también será preferible la forma indicada en 2 — que proporciona una entrada de cuchilla despejada — a la solución que marca el croquis 1.

TABLA ESQUEMÁTICA 7.4. Ejemplos de formas constructivas para el taladrado

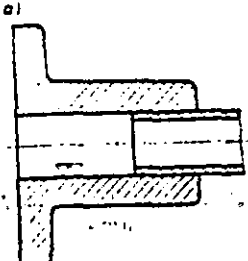
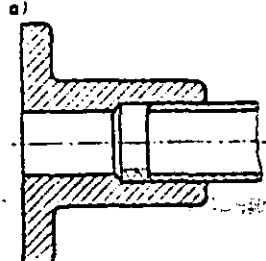
Mal	Buen	Aclaraciones
		a) Cuando se destina sólo una parte del taladro al asiento de un manguito, no conviene torneár fino todo el agujero, sino que es preferible reducir este mecanizado a la zona necesaria.

TABLA 7.4 (Continuación)

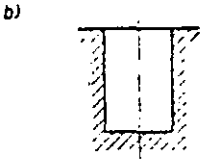
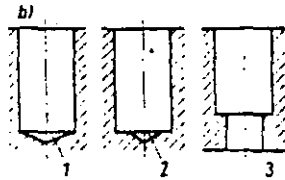
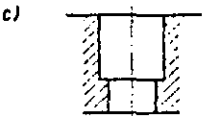
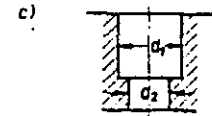

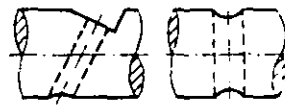
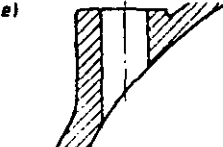
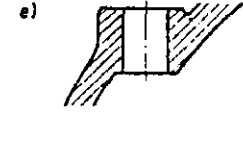
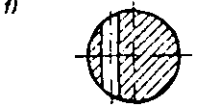
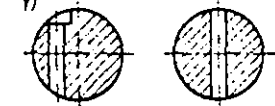
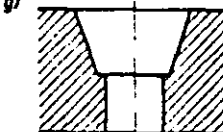

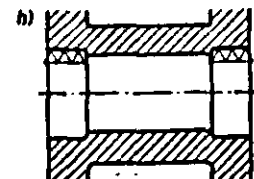
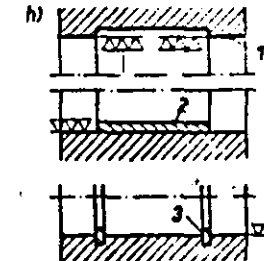
Mal	Buen	Aclaraciones
		b) Un taladro de fondo plano resulta caro y huy que procurar que pueda dejarse tal como resulta por efecto de la punta cónica de la broca (1). En otros casos puede terminarse con retaladro cónico (2), empleando broca de tope. Lo más barato suele resultar el agujero pasante con retaladro posterior (3).
		c) Para los taladros escalonados ha de existir una relación adecuada entre los dos diámetros d_1 y d_2 .
		d) Al efectuar taladros inclinados se corre siempre el peligro de que la broca se desvite. Conviene, pues, inclinar siempre la entrada de herramienta o, mejor aun, situar los taladros perpendicularmente a la superficie.
		e) Las salidas inclinadas constituyen siempre un peligro de rotura para las brocas, o al menos tienden a desvirtuarse. Se ha de cuidar, pues, no sólo una buena disposición para la entrada de herramienta, sino también para la salida de la misma.
		f) A menos que se hagan los agujeros centrados sobre el plano diametral, hay que proceder también al refrentado de la entrada en los agujeros situados lateralmente.
		g) Las brocas cónicas han de tener desahogo a la salida, ya que las espaldas de testa plana van a salir de diámetro después del primer refrentado, no pudiéndose conseguir otra vez el primitivo.
		h) Los taladros cortos que han de ser luego escarados, como los que suelen emplearse en la construcción de engranajes para limitadores, han de construirse de modo que ofrezcan desahogo al escaudriador (croquis 1). Si la distancia entre cuellos ha de ser fija, puede colocarse un manguito (2), o bien disponer arandelas (3).

TABLA 7.4 (Continuación)

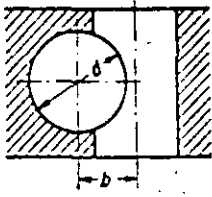
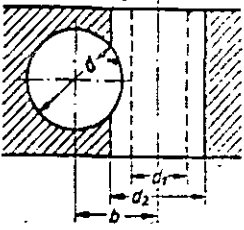
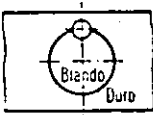
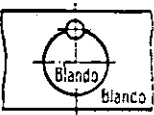
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>i) En el caso de intersección entre dos taladros que se cruzan, la broca se desvía al hacer el segundo agujero. Hay que tomar una distancia b bastante grande, taladrar primero uno de ellos, d_1, y luego el otro en dos etapas: la primera, al diámetro previo d_1, y la segunda, con el diámetro final d_2.</p>
		<p>k) Cuando hay que enclavijar dos piezas constituidas por materiales de distinta dureza, la broca que efectúa el taladro de la clavija tiende a desviarse. Esta disposición sólo puede adoptarse, pues, con materiales de dureza parecida.</p>

TABLA ESQUEMÁTICA 7.5. Ejemplos de formas constructivas para el rectificado

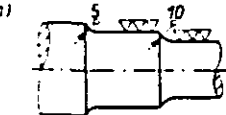
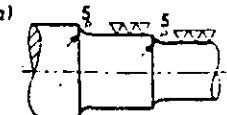

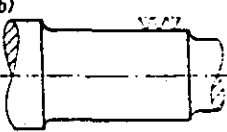
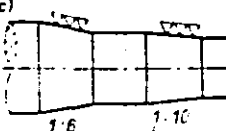
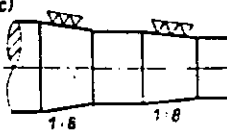
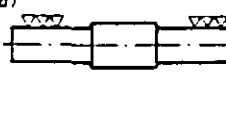
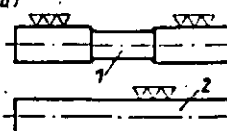
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Cuando hay que rectificar varios escalones, se elige siempre el mismo radio de transición en todos ellos; de lo contrario, hay que efectuar cambios de muela u operaciones suplementarias de redondeado.</p>
		<p>b) El rectificado de un cuello ceñido por resaltos a los dos extremos es posible, pero resulta más caro que si el resalte constituye escalón de un solo lado, de tal modo que la muela pueda salir libremente por el extremo opuesto. Lo mejor es disponer salida libre de la muela por ambos lados.</p>
		<p>c) Cuando hay que rectificar varios conos en un eje, conviene elegir la misma inclinación para todos ellos, ya que en caso contrario hay que volver a orientar la mesa al pasar de uno a otro.</p>
		<p>d) Los salientes que aparecen hacia el medio de los ejes obligan a distanciar del plato la fijación y a trabajar entre puntos. Si se proyecta el eje como en 1, podrá ser acabado en rectificadora sin centros, aunque lo más sencillo es adoptar la forma lisa, que permite tomar hierro calibrado como barra de partida.</p>

TABLA 7.5 (Continuación)

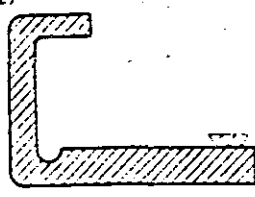
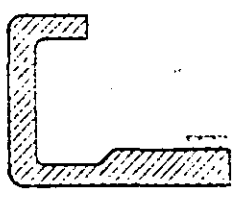
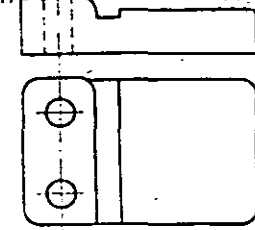
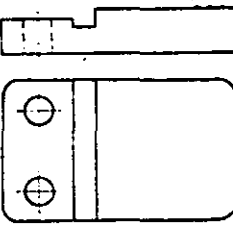
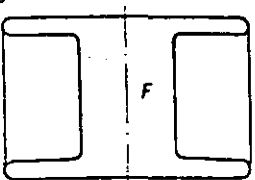
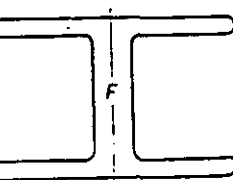
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>e) Las superficies cubiertas son difíciles de trabajar, ya que las muelas tienen un cierto diámetro y llevan además visagras protectoras, haciendo trabajarse en máquinas de mandril horizontal y con muelas pequeñas, lo cual resulta muy caro. La solución conveniente se muestra en la figura de la derecha.</p>
		<p>f) Las superficies más altas que las previstas para ser rectificadas, impiden un libre rectificado plano. Situar en un plano inferior las superficies no rectificadas, de tal modo que el trabajo pueda efectuarse también en rectificadora de mesa circular.</p>
		<p>g) Las superficies muy amplias que se han de rectificar (F) deben evitarse en lo posible, como se comprueba fácilmente. Aun es más importante que las distintas superficies rectificadas a la vez fueren a la muela de un modo análogo. Las formas inadecuadas, como la de la izquierda, dejan desiguales las superficies, ya que el disco al trabajar se mueva más en la parte central debido a la mayor resistencia.</p>

TABLA ESQUEMÁTICA 7.6. Ejemplos de formas para el fresado

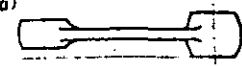
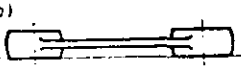
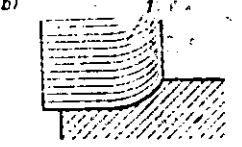
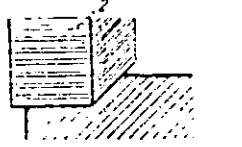
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Las superficies que se han de fresar deben quedar a la misma altura, con lo cual se facilita la sujeción y el fresado.</p>
		<p>b) Las superficies curvas o de cualquier otro perfil (1) requieren fresas de forma, más caras, de fabricación y de mantenimiento que las de perfil rectangular. Por el contrario, las superficies planas pueden trabajarse con fresas de gran potencia, escalonadas o troncos si es preciso (2).</p>

TABLA 7.6 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
c)	c)	c) No deben proyectarse perfiles de medio punto, o sea, con $r = b/2$, ya que entonces es difícil conseguir un trabajo limpio. Hay que tomar $r > \frac{b}{2}$.
d)	d)	d) Cuando se ha de trabajar una superficie saliente en forma de pastilla, deberá elegirse la diferencia de altura h teniendo en cuenta la diferencia de diámetros ($d_1 - d_2$) de dos fresas normales, así como la de una fresa existente. Una altura h de 11 mm, por ejemplo, no corresponde nunca a la diferencia normal entre diámetros de fresas, como tampoco será normal la longitud b de 48 mm.
e)	e)	e) La ranura 1, llevada hasta el escudón mismo, resulta muy difícil de fresar, siendo mejor, pues, dejar de aquí la terminación del chavetero (2). Ambas soluciones, (2) y (3), puede realizarse con fresas normales, pero la última es más económica, previniéndose un desahogo para el radio de la herramienta de disco.
f)	f)	f) La superficie de fondo 1 requiere para su fresado una herramienta 2 de gran diámetro. El espacio requerido por la fresa con respecto a la pared frontal de la caja exige que la pastilla que se ha de trazar se acorte hasta el punto 3. Si se recurre al fresado por testa con una herramienta grande, como en 4, los vértices no son accesibles para el mecanizado. Queda solamente la posibilidad antieconómica de trabajar toda la extensa superficie con una fresa 5 de pequeño diámetro. Mejor es sustituir la superficie continua por dos líneas nervios extremos longitudinales (6), o transversales (7), que pueden trabajarse con una fresa de testa, pequeña.
g)	g)	g) El costo del trabajo será menor si el chavetero se dispone paralelamente al eje.

TABLA 7.6 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
h)	h)	h) Para fresar la cabeza cuadrada es indispensable una pastilla suplementaria de mecanizado 1. Así queda más limpia la superficie 2, previamente torneada.
i)	i)	i) Al cortar ranuras en superficies circulares que han de ser abocadas se toma siempre un número impar (en los acoplamientos, por ejemplo). Con cuatro ranuras (croquis de la izquierda) hay que situar la fresa 8 veces; con tres ranuras (croquis de la derecha), por el contrario, solo tres veces; cinco pasadas con cinco ranuras, etc.
k)	k)	k) El recorrido necesario de la fresa para hacer la horquilla como en 1, a la izquierda, es mucho mayor que con la solución 2 para la garganta. Adoptando esta forma circular del fondo correspondiente al diámetro de la fresa, sólo es preciso avanzar el fresado en profundidad.

TABLA ESQUEMÁTICA 7.7. Ejemplos de formas constructivas para el brachado

Mal	Bien	Aclaraciones
a)	a)	a) Los agujeros largos no son adecuados para ranurar en parte de su longitud. Es preferible colocar un manguito ranurado.
b)	b)	b) Cuando hay que hacer dos ranuras en un agujero cónico, conviene disponerlas paralelamente al eje; de este modo pueden tallarse ambas a la vez. Con la solución inadecuada de la izquierda hay que realizar el trabajo en dos veces.
c)	c)	c) Para la entrada de herramienta en la pieza se requiere una superficie 1 perpendicular a la dirección de la carrera. La inclinación 2 de dicha superficie es inconveniente, porque la brucha empieza cortando de un solo lado y se desvía con facilidad.

TABLA 7.7 (Continuación)

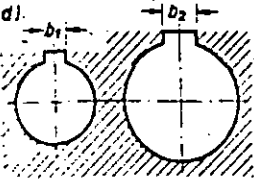
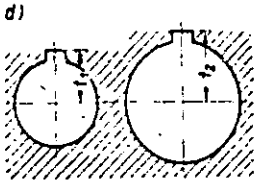
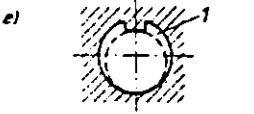

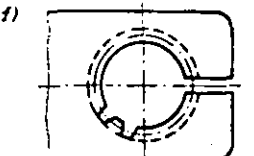
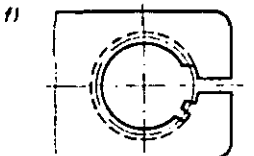
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>d) Para tallar ranuras de anchos distintos, b_1, b_2, es necesario cambiar la herramienta, mientras que con una misma herramienta se pueden hacer, en cambio, ranuras de profundidades f diferentes.</p>
		<p>e) Cuando la brocha trabaja asimétricamente, como en 1, tenderá a desviarse. La solución consiste en adoptar un perfil de corte simétrico.</p>
		<p>f) En los agujeros con dientes tallados se suprime el dentado en la zona correspondiente a cualquier corte ulterior. De lo contrario, los rebardos que deja este segundo corte son difíciles de eliminar.</p>

TABLA ESQUEMÁTICA 7.8. Ejemplos de formas constructivas para el roscado y el dentado

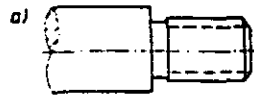
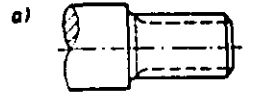
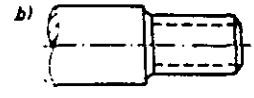
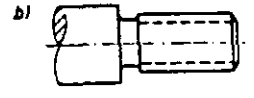

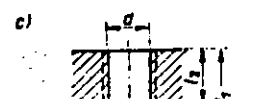

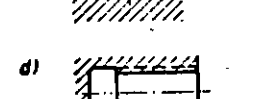

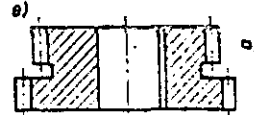

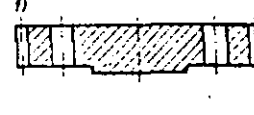
Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>a) Para tallar roscas cortas, o incluso para obtenerlas con peines de estampar, no es necesario la ranura final de salida. Así se ahorra mucho trabajo y se mejora la resistencia mecánica.</p>
		<p>b) En cambio, para roscar con terrajas es necesario dejar ranura, a fin de procurar desahogo a la herramienta, y también en el caso de tener que tallar largos roscas de una sola pasada.</p>
		<p>c) Los machos de roscar llevan una zona de transición cónica al comienzo. La roscas no debe dibujarse, pues, hasta el fondo de los agujeros, sino sólo en su longitud eficaz, teniendo en cuenta aquella zona: $l_1 - l_2 \approx d$.</p>
		<p>d) Si se ha previsto ranura de fondo para desahogo de la herramienta, se procurará no hacerla demasiado estrecha, a fin de evitar que no cumpla su finalidad.</p>

TABLA 7.8 (Continuación)

Mal	Bien	Aclaraciones
		<p>e) Cuando se tallan engranajes a la fresa, hay que prever salida de herramienta. La distancia mínima a, importante para el mecanismo de cambio de marcha, debe ser de unos 5 mm.</p>
		<p>f) Si el dentado ha de ser exacto, lo primero que hay que conseguir es una fijación bien centrada de la pieza. Los rebordes laterales de fijación, sobre todo si son cortos, no satisfacen esta necesidad. Resulta mejor el centrado por vaciado en el eje.</p>



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ALEACIONES COMUNES DE ALUMINIO

- Composición
- Propiedades

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985

Table 5-6 Nominal Mechanical Properties of Aluminum Alloys

Number	Temper*	Tensile strength, lb/in. ²	Yield strength, lb/in. ²	Elongation, %	Brinell hardness
Wrought					
1100	O	13,000	5000	40	23
1100	H14	18,000	17,000	15	32
2014	O	27,000	14,000	18	45
2014	T6	70,000	60,000	13	135
3003	O	16,000	6000	35	28
3003	H14	22,000	21,000	12	40
5052	O	28,000	13,000	27	47
5052	H34	38,000	31,000	12	68
6061	O	18,000	8000	27	30
6061	T6	45,000	40,000	15	95
7075	O	33,000	15,000	16	60
7075	T6	83,000	73,000	11	150
7178	O	33,000	15,000	15	—
7178	T6	88,000	78,000	10	—
Cast					
43	Sand cast	19,000	8000	8	40
43	Die cast	33,000	16,000	9	—
195	Sand, T6	36,000	24,000	5	75
220	—	46,000	25,000	14	—
356	Sand, T6	33,000	24,000	3.5	70

* O indicates annealed and H hardened by cold work. Strength and hardness increase with cold work; full cold work (H18) increases tensile strength of 1100 to 24,000 lb/in.² 1100, 3003, and 5052 not heat-hardenable. T indicates quench and age heat treatment

Magnesium and its alloys are available in a variety of wrought forms and die castings. Tensile strengths in the approximate range 15,000 to 50,000 lb/in.² are obtainable.*

* For a comprehensive discussion of magnesium and its alloys see "Metals Handbook," 8th ed., vol. 1, pp. 1067-1112, American Society for Metals, 1961.

Table 5-5 Nominal Composition of Some Wrought and Cast Aluminum Alloys

Number	%Cu	%Si	%Mn	%Mg	%Cr	%Zn	%Fe	%Ti
Wrought								
1100	Commercially pure—99.2% Al minimum							
2014	4.4	0.8	0.8	0.4	0.1	0.25	1.0	0.15
3003	0.2	0.6	1.2	—	—	0.1	0.7	—
5052	0.10	low	0.1	2.5	0.25	0.10	low	—
6061	0.25	0.6	0.15	1.0	0.25	0.25	0.7	0.15
7075	1.6	0.5	0.30	2.5	0.3	5.6	0.7	0.20
7178	2.0	0.50	0.3	2.7	0.3	6.8	0.7	0.20
Cast								
43	—	5.0	—	—	—	—	—	—
195	4.5	0.8	—	—	—	—	—	—
220	—	—	—	10	—	—	—	—
356	—	7.0	—	0.3	—	—	—	—

heat-treated 7178 alloy. Alloy 5052 exhibits the highest strength of non-heat-treatable alloys. Number 7178 is one of the highest strength heat-treatable alloys utilized in aircraft and aerospace applications.

Aluminum alloys lose strength rapidly when exposed to temperatures of 350°F and higher. Aluminum shows excellent mechanical properties at cryogenic temperatures because it is a face-centered cubic material.

5-10 Magnesium and Its Alloys Magnesium is one of the lightest commercial metals; specific gravity 1.74. It is utilized in trucks, automobile engines, ladders, portable saws, luggage, aircraft, and missiles because of its light weight and also good strength when alloyed. However, it is one of the least corrosion resistant and is accordingly used as sacrificial anodes for cathodic protection (Chap. 3) and dry-cell batteries. It is generally anodic to most other metals and alloys and must be insulated from them.

Magnesium exhibits good resistance to ordinary inland atmospheres due to the formation of a protective oxide film. This protection tends to break down (pits) in air contaminated with salt, and protective measures are required. These include coatings and "chrome" pickling, which also provides a good base for the coating. Corrosion resistance generally decreases with impurities and alloying. Alloys are quite susceptible to stress corrosion and must be protected. Presence of dissolved oxygen in water has no significant effect on corrosion. The metal is susceptible to erosion corrosion. Magnesium is much more resistant than aluminum to alkalis. It is attacked by most acids except chromic and hydrofluoric. The corrosion product in HF acts as a protective film.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

COBRE Y SUS ALEACIONES

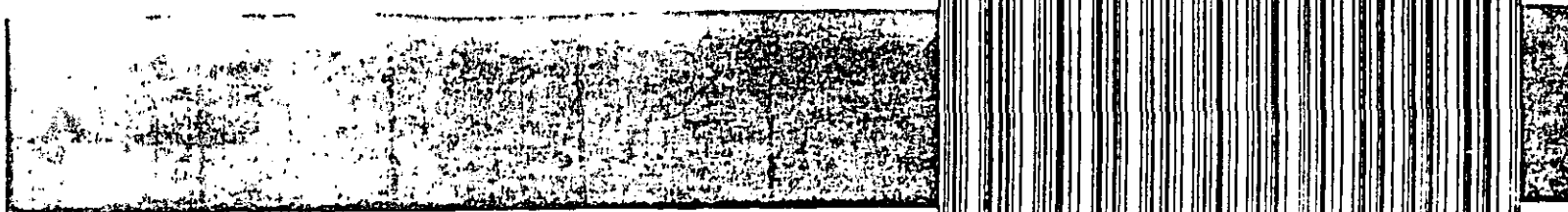
- Formas Comerciales
- Aplicaciones Típicas

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

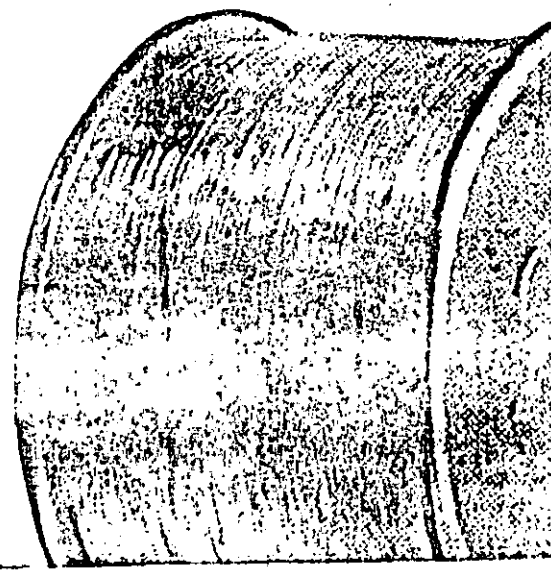
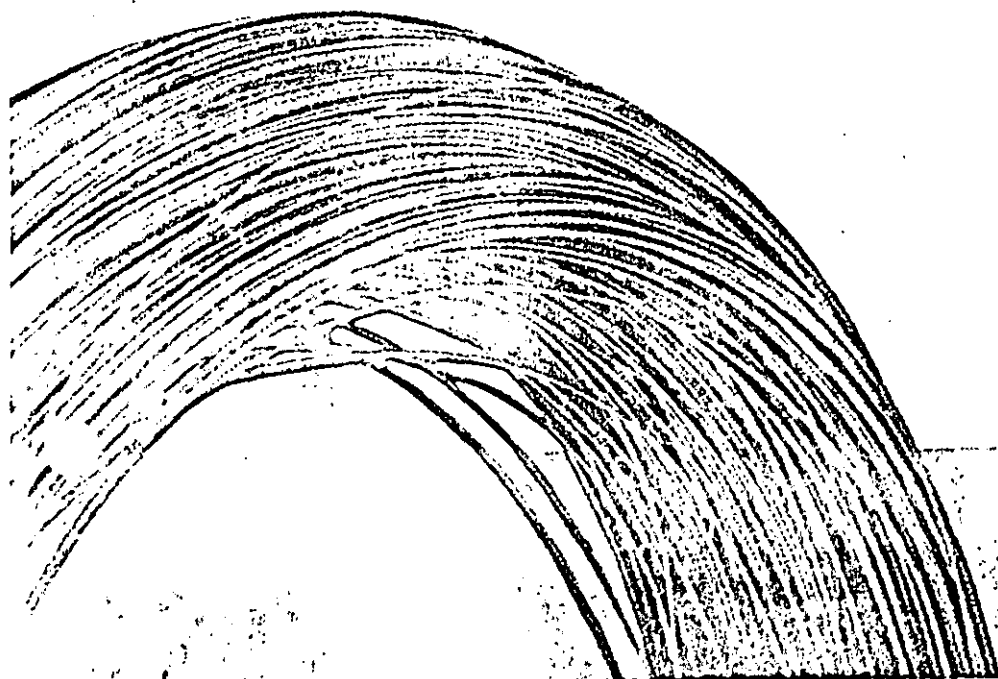
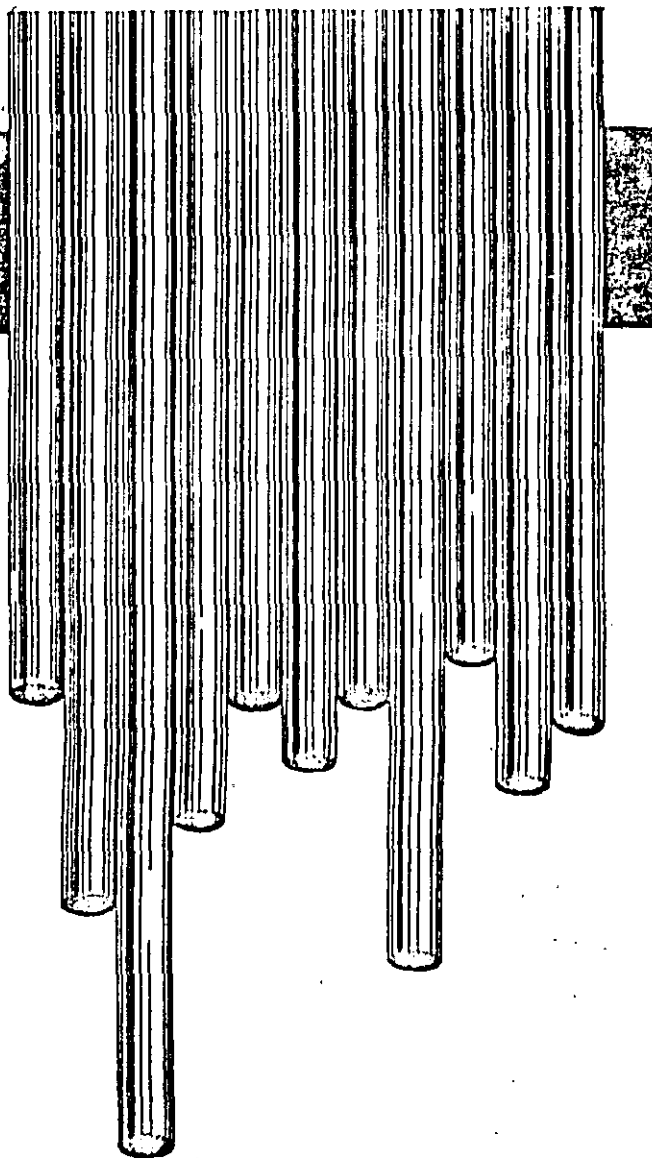
ABRIL, 1985

SOLIDIFICACION CONTINUA



BRONCE FOSFORADO
ALTA RESISTENCIA

- | | |
|------------|-----------|
| BARRAS | (P-8 B) |
| ALAMBRONES | (P-8 A) |
| ALAMBRES | (P-8 W) |
| CINTAS | (P-8 C) |



COMPOSICION Y PROPIEDADES

COMPOSICION Y PROPIEDADES DE ALEACIONES DE ST

ALEACION		COMPOSICION QUIMICA NOMINAL %						NORMA	TEMPLES REGIDOS RESISTENCIA A LA T (miles de lbs./Pulg.) Y DUREZA					
NUM.	NOMBRE	COBRE Cu	ZINC Zn	ESTANO Sn	PLOMO Pb	FOSFORO P	OTROS		ASTM	1/8 Duro	1/4 Duro	1/2 Duro	3/4 Duro	Duro
110	COBRE ELECTROLITICO	99.90**						B-152	resist. tracción	32-40	34-42	37-46	41-50	43-52
									dureza	F 54/82	F 60/84	F 77/89	F 82/91	F 86/93
114	COBRE PLATA	99.90**					Ag** 0.034	B-152	resist. tracción	32-40	34-42	37-46	41-50	43-52
122	COBRE DESOXIDADO CON FOSFORO	99.9**				0.027		B-152	resist. tracción	32-40	34-42	37-46	41-50	43-52
									dureza	F 54/82	F 60/84	F 77/89	F 82/91	F 86/93
1601	COBRE CADMIO	99.9**					Cd 0.1							
220	BRONCE COMERCIAL	90.0	10.0					B-36	resist. tracción		40-50	47-57	52-62	57-66
									dureza		B 27/56	B 50/66	B 59/71	B 65/75
230	LATON ROJO	85.0	15.0					B-36	resist. tracción		44-54	51-61	57-67	63-72
									dureza		B 33/62	B 56/71	B 66/76	B 72/80
260	LATON CARTUCHO	70.0	30.0					B-36	resist. tracción		49-59	57-67	64-74	71-81
									dureza		B 40/65	B 60/77	B 72/82	B 79/86
274	LATON AMARILLO	63.0	37.0					B-36	resist. tracción		49-59	56-66	63-73	70-80
									dureza		B 40/65	B 57/76	B 71/81	B 76/84
3563	LATON ALTO PLOMO	60.5	37.5		2.0			B-121	resist. tracción		49-59	55-65		68-78
											B 40/65	B 57/74		B 76/84
464	LATON NAVAL	60.5	38.75	0.75				B-171	resist. tracción	50 min**				
505	BRONCE FOSFORADO	99.5**		1.35		0.19		B-508						
5090	BRONCE FOSFORADO	99.5**		4.0		0.05		B-103	resist. tracción			58-73		76-91
									dureza			B 60/85		B 84/93

** Cobre (Plata Incluida)
 ** 0.034% Ag. = 10 Onzas Troy/Ton.
 ** Cobre + Estano + Fusturo

* Valor solo para rodado en caliente
 ** Temple de aplicación más comun (no aparece en el ASTM)

PRODUCTOS LAMINADOS NACOBRE
ESTANDAR DE FABRICA

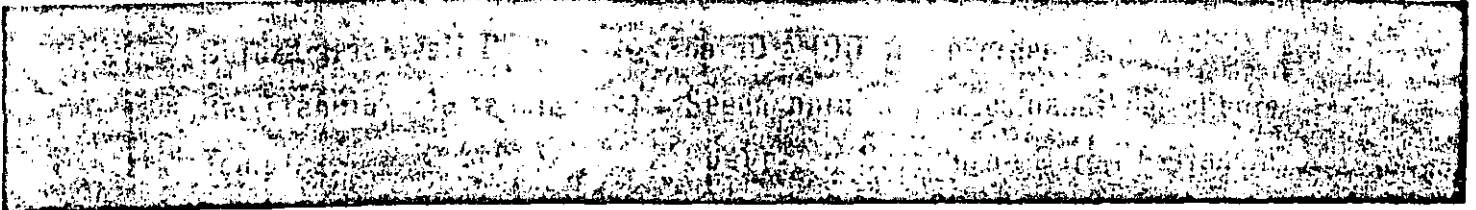
SECCION			Dureza aproximadas en temple blandos para embutido profundo						Densidad	Conductividad Eléctrica	USOS Y APLICACIONES MAS COMUNES
Extra fino.	Resorte	Extra resorte	TAMANOS DE GRANO (mm)						lbs/pulg ³	% IACS a 68°F '6	
			0.015	0.025	0.035	0.050	0.070	0.120			
7-56 88-95	50-58 F 91/97	52 min F 92 min				F 30/75			0.322	101	usos arquitectónicos, contactos interruptores, terminales electricas, forro de cable, tanques de fumigación, equipo eléctrico.
7-56	50-58	52 min				F 30/75			0.322	100	paneles de radiador
7-56 88-95	50-58 F 91/97	52 min F 92 min				F 30/75			0.322	85	válvulas, flotadores, partes embutidas y troqueladas, recipientes de destilación
9-57 5											paneles de radiador
4-72 7-79	69-77 B 76/81	72-80 B 78/83	F 62/75	F 58/70	F 54/64	F 50/60			0.318	44	usos arquitectónicos, joyería, ornamentación, cerrajería cartuchería
2-80 7-85	78-86 B 82/87	82-90 B 84/89	F 62/79	F 60/72	F 58/66	F 56/63	F 53/60		0.316	37	cápsulas y estuches para cosméticos, tapas de plumas, joyería, usos eléctricos.
11-91 8-91	91-100 B 89/93	95-104 B 91/95	F 72/85	F 67/79	F 65/76	F 61/73	F 52/67	F 50/62	0.308	28	cartuchería, tanques para radiador terminales eléctricas, cerrajería, artesanía, piezas de embutido extraprofundo
11-91 8-89				F 67/79	F 65/76				0.305	26	cabezales para radiador, piezas troqueladas.
7-89 8-89	86-95 B 87/92	90-99 B 88/93		F 67/79	F 65/76	F 61/73	F 54/67		0.307	26	piezas de relojería, llaves para cerraduras
									0.304	26	partes de condensadores, evaporadores e intercambiadores de calor, espejos para condensador
									0.320		usos eléctricos
8-103 8-96	95-110 B 92/98	100-114 B 94/99							0.320	15	usos eléctricos

Nota:
F = dureza en escala rookwell F
B = dureza en escala rookwell B
'6 para todos los casos el valor dado
es para material recocido

Nota:
los valores marcados en esta
tabla fueron tomados del
ASTM 1976 parte 6

BRONCES AL ESTAÑO

ALEACION ALMENA	A S T M	SAE	Cu	Sn	Pb	Zn	P	Aplicaciones
P-5	B-159 (A)	81	Resto	4.2/5.8	.05 Max	30 Max	0.03/0.35	Engranajes, guías, placas de deslizamiento, cojinetes de servicio pesado, alambres para mallas, resortes, soldadura, cepillos, vástagos, flechas, etc.
P-8	B-159 (C)	77C	Resto	7/9	.05 Max	20 Max	0.03/0.35	
P-10	B-159 (D)	-	Resto	9/11	.05 Max	70 Max	0.03/0.35	
P-444	B-139 (B2)	-	Resto	3.5/4.5	3.5/4.5	1.5/4.5	0.01/0.50	



BARRAS	Para entrega inmediata en medidas normales y longitudes de 3 a 4 metros. En medidas menores a 1" -- (254 mm) , sobre pedido.
ALAMBRES	En diámetros hasta 0.5 mm. como medida menor, entregándose en rollos de 50 a 100 kg. sobre pedido.
CINTAS	Para entrega sobre pedido específico del cliente.

Medidas normales en barras (Diámetro)	
Pulgadas	Centímetros
1"	2.54
1 ¼	3.2
1 ⅜	3.5
1 ½	3.8
1 ⅝	4.15
1 ¾	4.45
2"	5.1
2 ⅛	5.4
2 ¼	5.7
2 ½	6.35
2 ¾	7.
3"	7.6
3 ¼	8.25
3 ½	8.9
3 ¾	9.55

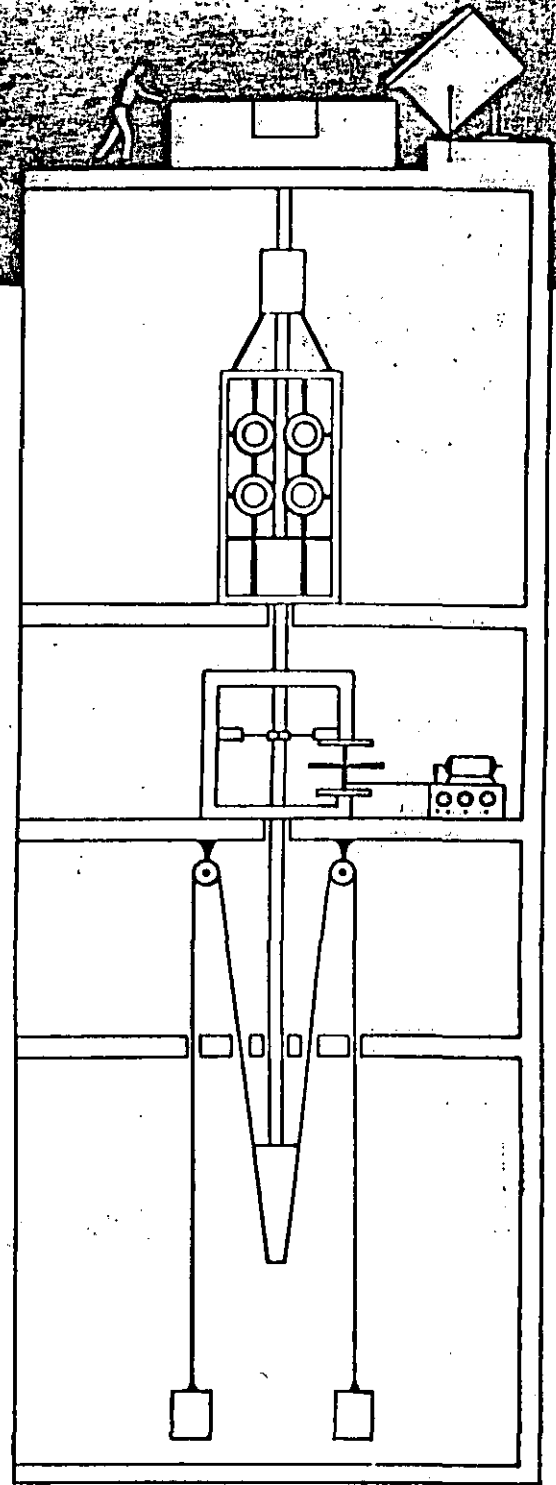
BUJES Y BARRAS

Composición	Cobre 83 % Estaño 7 % Plomo 7 % Zinc 3 %
Resistencia a la tensión	2463 Kg/cm ²
Alargamiento en 5.08 cm.	18.90%
Reducción de área	23.44%
Dureza Brinell	79.6

Aplicaciones

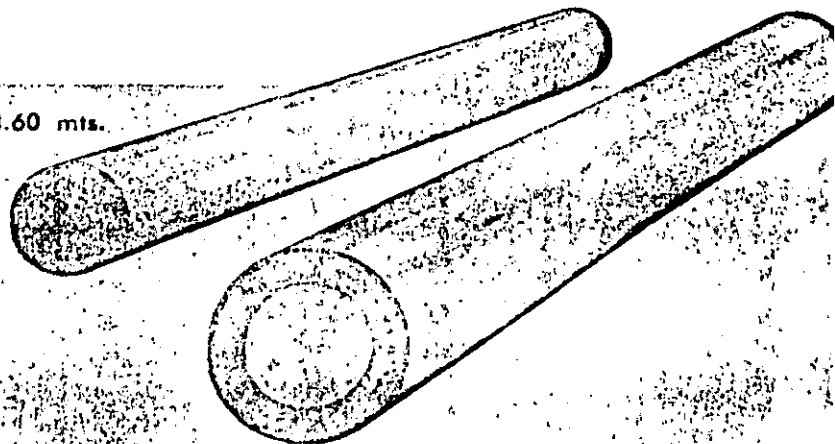
Para uso general donde se requiera un magnifico bronce antifricción, compacto y uniforme; casquillos y cojinetes para altas velocidades. Pequeños engranes, prensa estopas, asientos de válvulas, etc. Muy poco desgaste en condiciones normales de lubricación.

El proceso único Almendra de Solidificación Continua le ofrece calidad a toda prueba y ventajas determinantes sobre el sistema de fundición a la arena o centrifugado



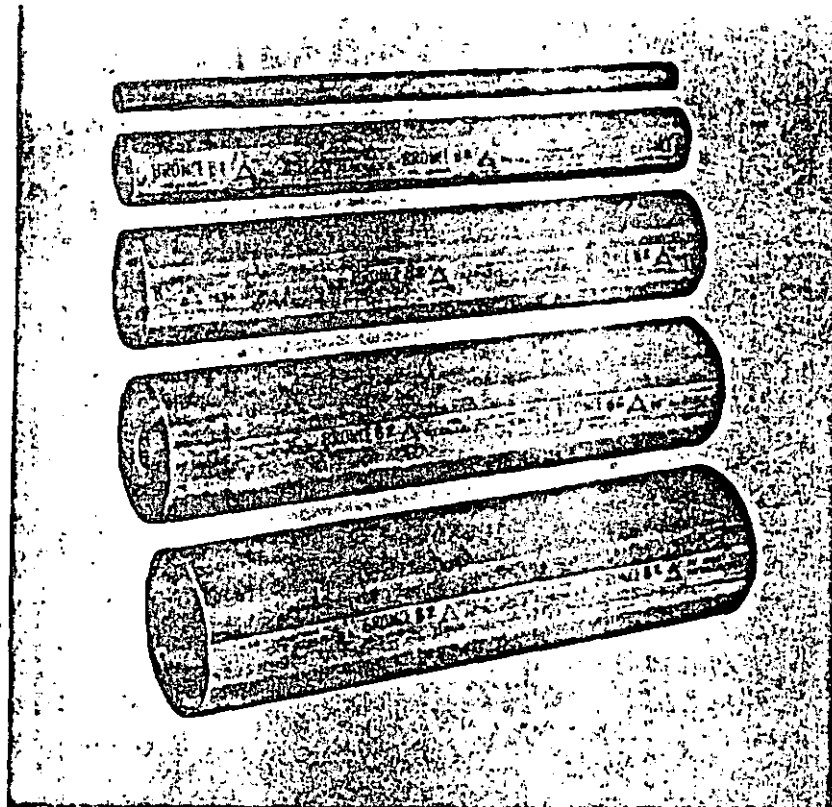
- * Existencias Continuas en longitudes hasta de 3.60 mts.
- Medidas mas exactas
- Dureza Uniforme
- Ausencia absoluta de porosidad
- Mejores propiedades físicas

* Sobre pedido se pueden entregar longitudes hasta de 5.40 m. (18')



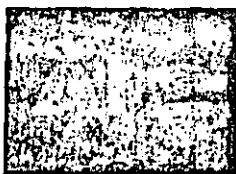
CHUMACERAS Y COJINETES

SOBRE PEDIDO

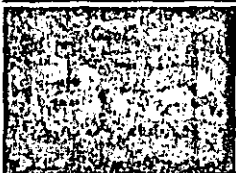


Denominación
ALMENA

Equivalencia
con Normas
Internacionales



S.A.E. 64
A.S.T.M. B-144 (3A)

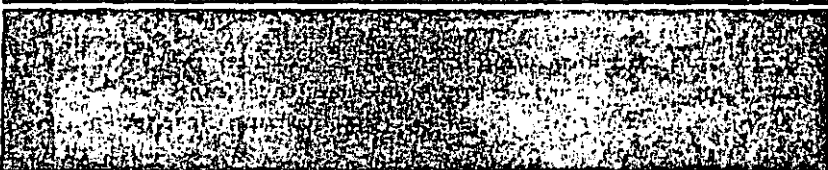
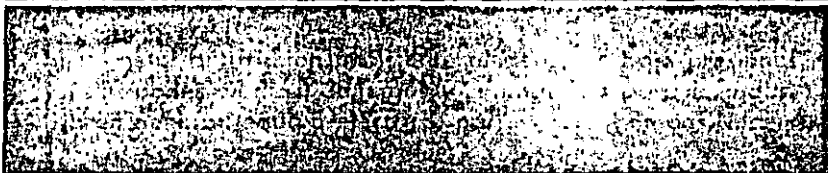
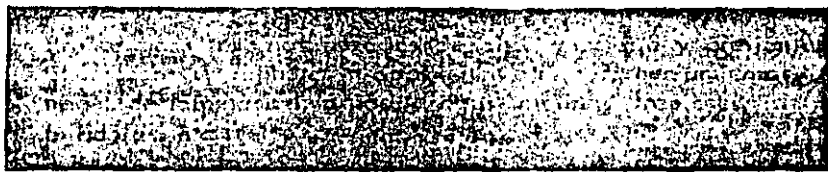


S.A.E. 660
A.S.T.M. B-144 (3B)



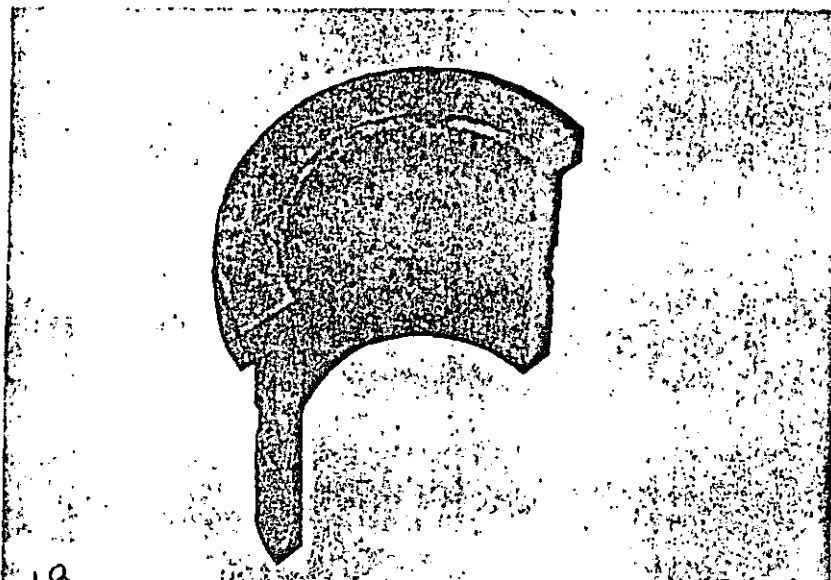
S.A.E. 62
A.S.T.M. B-143 (1A)

APLICACIONES



*—Para diámetros de 10.16 mm (4") o menores, pedir SalmenaC 773.

*



BRONCES PARA BULES Y BARRAS

Fundición a la arena

Elementos Componentes (%)

Elementos	A-2 A.S.T.M. B-144 (3A) S.A.E. 64		B-2 A.S.T.M. B-144 (3B) S.A.E. 660		C A.S.T.M. B-143 (1A) S.A.E. 62	
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.
COBRE *	78	82	81	85	86	89
ESTAÑO	9	11	6.25	7.5	9	11
PLOMO	8	11	6	8	—	0.30
ZINC	—	0.75	2	4	1	3
NIQUEL	—	0.75	—	0.5	—	1
HIERRO	—	0.15	—	0.2	—	0.15
ANTIMONIO	—	0.55	—	0.35	—	—
FOSFORO	—	0.05	—	0.15	—	0.05
IMPUREZAS	—	—	—	—	—	—

* Se considera como Cobre Mínimo, la suma de Cobre y Níquel.

PROPIEDADES	A-2	B-2	"C"
Resist. a la tensión (Kg/cm ²)	1760	2110	2812
Punto de cedencia (Kg/cm ²)	845	985	1265
% alargamiento en 5.08 cm.	8-12	12-20	20-35
Dureza Brinell (500 Kg.)	55-70	55-65	57-74
Densidad	8.95	8.80	8.75

METALURGICA ALMENA, S. A.

PROLONGACION CALLE 18 No. 226, SAN PEDRO DE LOS PINOS MEXICO 18, D. F. TEL. 5-15-52-50 CON CINCO LINEAS DIRECTAS

SOLIDIFICACION CONTINUA

SalmenaC 3106

Composición

Cobre 81 %

Estaño 3 %

Plomo 10 %

Zinc 6 %

2100 Kg/cm²

25 %

30 %

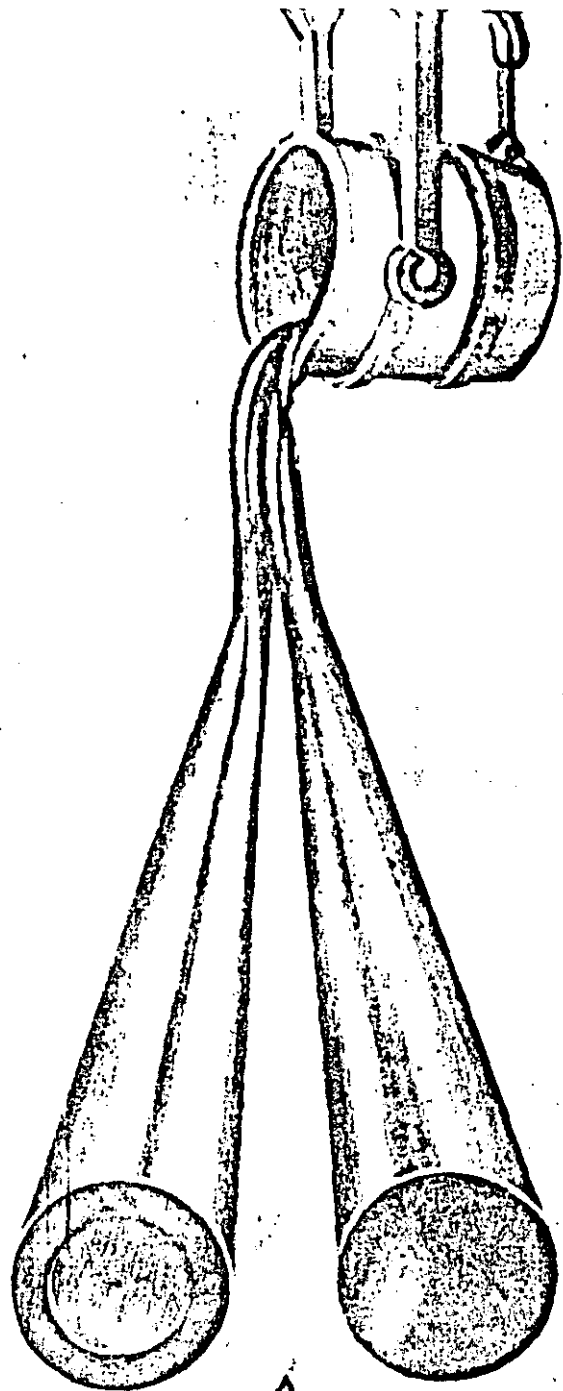
65

Para uso general, cargas medias, altas velocidades. Magnifico bronce al plomo, para usarse donde se requiera un buen metal antifricción.

El proceso único Almena de Solidificación Continua le ofrece calidad a toda prueba y ventajas determinantes sobre el sistema de fundición a la arena o centrifugado

- * Existencias continuas en longitudes hasta 3.60 mts. (12').
- Medidas mas exactas.
- Dureza Uniforme
- Ausencia absoluta de porosidad
- Mejores propiedades físicas.

* Sobre pedido se pueden entregar longitudes hasta 5.40 mts. (18').



ALMENA

PESO APROXIMADO EN KG. DE BARRAS Y BUJES DE 3600 mm. (12') DE LONGITUD

EN BRONCE SALMENAC 3106

DIAMETRO INTERIOR

DIAMETRO EXTERIOR	PULGADAS		DIAMETRO INTERIOR													
		0	1/8"	3/8"	1/2"	5/8"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/4"	2 1/2"	3"	4"	
	mm.	0	12.7	15.9	19.0	22.2	25.4	31.7	38.1	44.4	50.8	57.1	63.5	76.2	101.8	
1 1/8"	11.11	3.12														
1 1/4"	14.3	5.22														
1 3/8"	17.5	7.80														
1 1/2"	20.7	11.1														
1 5/8"	23.8	14.4														
1 3/4"	27.0	18.4	14													
1 7/8"	30.2	22.9	15.8	16.7												
2"	33.4	28.0	24	21.3	20.3	15.4										
2 1/8"	36.5	33.6	29.6	27.4	24.2	21.2										
2 1/4"	39.7	39.6	34.4	33.3	30.5	27	23.2									
2 3/8"	42.9	44.2	42.1	37.8	35.1	32	30.4									
2 1/2"	46.1	53.6	48.4	47.3	44.5	41	37.2	28.5								
2 5/8"	52.4	68.9	65	62.5	60	56.6	52.5	43.7	32							
2 3/4"	55.56	77.6	74	71.5	69	65.6	62.3	52.4	41.3							
2 7/8"	58.7	87.6			78.5	75.4	71.2	62.5	50.7	38						
3"	65.1	105.5				94.6	90.1	81.4	70	57	42					
3 1/8"	71.5	124.3				117.8	114.5	104	93	80.5	63.0	47.6				
3 1/4"	77.8	152.4					136	127	116	102	86	70	52			
3 3/8"	84.14	174					159	149	138	125	110	92	74			
3 1/2"	90.5	208					191	181	169	157	140	124	106			
3 3/4"	96.84	236					220	210	199	187	171	154	136			
3 7/8"	103.2	267					252	242	230	218	202	185	167	120		
4"	115.9	341.6							305	293	276	260	241	194		
4 1/8"	128.5	420							384	370	355	337	320	272		
4 1/4"	141.3	507									443	425	407	360		
4 3/8"	154	603										520	503	455	340	

METALURGICA ALMENA, S. A.

PROLONGACION CALLE 18 No. 276 SAN PEDRO DE LOS PINOS MEXICO 18, D.F. TEL. 15-52-50 CON 5 LINEAS DIRECTAS



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

COMPOSICION TIPICA DE FUNDICIONES DE USO COMUN

**EXPOSITOR:
ING. ARMANDO ORTIZ PRADO**

ABRIL, 1985

Composición, en %

Clase de pieza	C	Si	Mn	P	S
Piezas de maquinaria, (Espesor pequeño, Espesor medio, Espesor grande)	3,25 3,25 3,25	2,25 1,75 1,25	0,50 0,50 0,50	0,25 0,25 0,25	0,10 0,10 0,10
Piezas de ornamentación	3,50	2,75	0,50	1,00	0,10
Tubos (Grandes, Medianos)	3,40 3,60	1,75 2,00	0,50 0,50	0,80 0,80	0,08 0,08
Segmentos	3,50	3,00	0,65	0,50	0,06
Camisas de cilindros	3,25	2,25	0,65	0,75	0,08
Pistonets de motor explosión	3,35	2,25	0,65	0,15	0,10
Sapatitas de freno	3,10	1,70	0,50	0,15	0,10
Piezas delgadas de alta resistencia	2,75	2,25	0,80	0,10	0,09
Linyoteras	3,50	1,00	0,90	0,20	0,07
Piezas blandas de máquinas	3,40	2,60	0,65	0,30	0,10
Ruedas	3,35	0,65	0,60	0,35	0,12
Resistente al calor	3,50	1,15	0,80	0,10	0,07

Composición de algunas piezas de fundición de uso corriente

APENDICE II

TABLAS DE INFORMACION UTIL

ANALISIS TIPICOS DE PIEZAS DE FUNDICION

Tipo de pieza	Composición, %								
	Carbono total	Si	Mn	P	S	Ni	Cu	Cr	Mo
1) Piezas de hierro gris									
Cilindros de automóvil	3.30	2.10	0.60	0.12	0.10			0.30	
Cilindros para camión y tractor	3.25 3.25 3.25	2.00 2.00 2.00	0.65 0.65 0.65	0.12 0.12 0.12	0.10 0.10 0.10	0.75		0.50 0.40 0.40	0.40
Tambores para frenos de automóvil	3.40	2.00	0.70	0.20	0.10				
Discos para embrague de automóvil	3.25	2.20	0.60	0.20	0.10				
Cigüeñales para motor de automóvil	2.80	2.50	0.80	0.15	0.10	0.50		0.50	0.50
Piezas para maquinaria agrícola									
Ligeras	3.40	2.40	0.55	0.60	0.10				
Medianas	3.30	2.20	0.60	0.50	0.12				
Pesadas	3.15	1.80	0.65	0.35	0.12				
Piezas para maquinaria en general									
Medianas	3.50	2.50	0.50	0.30	0.10				
Ligeras	3.30	2.00	0.60	0.30	0.12				
Pesadas	3.15	1.50	0.65	0.25	0.12				
Muy pesadas	3.10	1.25	0.70	0.20	0.14				
Tubería para agua									
Colada en foso	3.50	1.60	0.50	0.65	0.10				
De Levaud	3.60	1.65	0.35	0.70	0.10				
Colada en arona y centrifugada	3.60	1.10	0.45	0.65	0.10				
Planchas para estufa de cocina	3.50	2.40	0.50	0.80	0.12				
Radiadores para calefacción	3.50	2.30	0.50	0.50	0.12				
Barras para parrillas	3.25	2.00	0.60	0.40	0.10			1.00	
Potería, usos cáusticos	3.50	0.70	0.50	0.15	0.10	2.50		0.40	
2) Piezas con endurecimiento superficial y de hierro blanco									
Ruedas para carro de ferrocarril (templadas)	3.50	0.55	0.50	0.30	0.12				
Rejas para arado (templadas)	3.40	1.40	0.60	0.40	0.12				
Tarimas para moldes (templadas)	3.50	0.80	0.60	0.30	0.12				
Moldes para vidrio (templados)	3.50	2.20	0.60	0.20	0.10	1.00		0.30	
Cojinetes de hierro blanco (agricultura)	3.40	0.75	0.70	0.25	0.12		1.00	1.00	
Muelas de quebradora, hierro blanco	3.30	0.60	0.60	0.15	0.10	4.50		1.50	
3) Piezas de hierro maleable									
Secciones delgada y mediana	2.50	1.40	0.45	0.15	0.14				
Secciones gruesas	2.35	0.95	0.40	0.15	0.12				

Composición en %

Clase de pieza		C	Si	Mn	P	S
Piezas de maquinaria	Espesor pequeño	3,25	2,25	0,50	0,25	0,10
	Espesor medio	3,25	1,75	0,50	0,25	0,10
	Espesor grande	3,25	1,25	0,50	0,25	0,10
Piezas de ornamentación		3,50	2,75	0,50	1,00	0,10
Tubos	Grandes	3,40	1,75	0,50	0,80	0,08
	Medianos	3,60	2,00	0,50	0,80	0,08
Segmentos		3,50	3,00	0,65	0,50	0,06
Camisas de cilindros		3,25	2,25	0,65	0,75	0,08
Pistones de motor explosión		3,35	2,25	0,65	0,15	0,10
Zapatillas de freno		3,10	1,70	0,50	0,15	0,10
Piezas delgadas de alta resistencia		2,75	2,25	0,80	0,10	0,09
Lingoteras		3,50	1,00	0,90	0,20	0,07
Piezas blandas de máquinas		3,40	2,60	0,65	0,30	0,10
Ruedas		3,35	0,65	0,60	0,35	0,12
Resistente al calor		3,50	1,15	0,80	0,10	0,07

Composición de algunas piezas de fundición de uso corriente



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ACEROS INOXIDABLES

- Designación
- Clasificación
- Designación AISI y sus equivalencias
- Propiedades
- Aplicaciones típicas
- Identificación
- Aleaciones

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985



ACEROS INOXIDABLES

DESIGNACION DE SERIES	CLASES
2xx	ACEROS AL CROMO-NIQUEL; MANGANESO; NO TEMPLABLES, AUSTENITICOS Y NO MAGNETICOS.
3xx	ACEROS AL CROMO -NIQUEL; NO TEMPLABLES, AUSTENITICOS Y NO MAGNETICOS.
4xx	ACEROS AL CROMO; TEMPLABLES, MARTENSITICOS Y MAGNETICOS.
4xx	ACEROS AL CROMO; NO TEMPLABLES, FERRITICOS Y MAGNETICOS.
5xx	ACEROS AL CROMO; BAJO CROMO Y RESISTENTES AL CALOR.
6xx	ACEROS DE ENDURECIMIENTO POR PRECIPITACION.

ACEROS INOXIDABLES CLASIFICACION

Los aceros inoxidables se pueden clasificar en tres clases o grupos:

- 1o. - ACEROS MARTENSITICOS (ADMITEN EL TEMPLE).
- 2o. - ACEROS FERRITICOS (NO TEMPLABLES).
- 3o. - ACEROS AUSTENITICOS. (NO TEMPLABLES).

1er. GRUPO - MARTENSITICOS (templables)

TIPO		TIPO	
AISI	SOLAR	AISI	SOLAR
403	(AISI)	431	Mercurio XI
410	Mercurio VII	440 A	(AISI)
416	Mercurio IV	440 B	(AISI)
420	Mercurio V	440 C	(AISI)
420 F	Mercurio IX	440 F	(AISI)

USOS TIPICOS

Válvulas

Resortes
Bujes y Baleros

Tornillos

Tuercas

Partes para Bombas

Remaches

Cuchillería

Uniones de Aviones

Partes de avión.

Los aceros inoxidables MARTENSITICOS se fabrican principalmente con Cromo, cuyo contenido varía del 11.5% al 18% , junto con cantidades cuidadosamente controladas de Carbono para impartir a estos aceros la propiedad de endurecerse por tratamiento térmico.

Conforme se aumenta el contenido de Carbono en estos aceros, se aumentan también las propiedades mecánicas que

pueden obtenerse por tratamiento térmico. Sin embargo al aumentar el Carbono, mayor número de carburos de Cromo son formados y por lo tanto baja el contenido de Cromo disponible para resistir la corrosión. De acuerdo con esto, junto con cualquier incremento de Carbono debe aumentarse el contenido de Cromo, de tal manera que se obtenga una resistencia a la corrosión similar a la de los tipos martensíticos de bajo carbono.

Los aceros Martensíticos muestran una excelente resistencia a la corrosión a medios ligeramente corrosivos tales como: ácidos débiles, vapor, agua fresca, medio ambiente, etc.

La máxima resistencia a la corrosión en estos aceros, se obtiene cuando son templados a su máxima dureza. Los aceros de esta clase, particularmente los tipos de más bajo contenido de carbono, son usados para altas temperaturas. Resisten la oxidación a temperaturas hasta de 650° C y tienen buenas características de resistencia mecánica a temperaturas hasta de 540° C.

Los aceros de este primer grupo son Ferro-Magnéticos, se forjan y trabajan en caliente fácilmente, generalmente se pueden trabajar en frío sin dificultad y pueden maquinarse satisfactoriamente. Pueden ser soldados; sin embargo, debido a su propiedad de templarse al aire, deberán tomarse precauciones para evitar que se agrieten en las áreas soldadas.

Los aceros de este primer grupo son Ferro-Magnéticos, se forjan y trabajan en caliente fácilmente, generalmente se pueden trabajar en frío sin dificultad y pueden maquinarse satisfactoriamente. Pueden ser soldados; sin embargo, debido a su propiedad de templarse al aire, deberán tomarse precauciones para evitar que se agrieten en las áreas soldadas.

2o. GRUPO – FERRITICOS (no templebles)

TIPO		TIPO	
AISI	SOLAR	AISI	SOLAR
405 430	(AISI) (AISI)	430 F 446	Mercurio VIII (AISI)

USOS TIPICOS

Cambiadores de Calor, Tubos de calderas, Partes de hornos, Utensilios domésticos, Molduras ornamentales para automóviles, Tornillos, tuercas y Remaches, Equipo de procesos industriales, Envases para productos químicos y alimenticios.

Los aceros inoxidables FERRITICOS son aceros fabricados con 12% a 27% de Cromo, con el carbono controlado al más bajo porcentaje práctico, para disminuir su efecto nocivo en la resistencia a la corrosión. Estos aceros prácticamente no se endurecen por tratamiento térmico.

Estos aceros son Ferro-Magnéticos y pueden endurecerse moderadamente por trabajo en frío. Son menos resistentes a elevadas temperaturas que los del primer grupo, sin embargo este grupo tiene mejor resistencia a la corrosión y a la formación de escoria que el primero.

Los aceros Ferríticos pueden ser forjados y trabajados en

caliente algo más fácil que los aceros martensíticos y pueden ser enfriados al aire después de trabajarlos en caliente sin el peligro de que se agrieten.

La maquinabilidad de este grupo es en general igual a la del primero bajos en carbono. Estos aceros también pueden ser soldados fácilmente, sin embargo, los aceros con más alto contenido de Cromo son susceptibles al crecimiento del grano y por esta razón hacerse frágiles en la zona afectada por el calor de la soldadura. Consecuentemente, normalmente deben recocerse después de soldados, para restituir su ductilidad.



3er. GRUPO – AUSTENITICOS (no templables)

TIPO		TIPO	
AISI	SOLAR	AISI	SOLAR
301	(AISI)	310	Mercurio X
302	Mercurio O	314	(AISI)
303 Se	Mercurio I	316	Mercurio III
304	Mercurio II	317	(AISI)
305	(AISI)	321	(AISI)
308	(AISI)	347	(AISI)
309	Mercurio VI	348	(AISI)

USOS TIPICOS

Los usos de los aceros Austeníticos son prácticamente ilimitados y encuentran una amplia aplicación como se puede ver a continuación.

Industria Aeronáutica, Artículos del Hogar, Industria Lechera, Industria papelera, Procesos de alimento, Industria Textil, Industria de Transportación, Artículos Farmacéuticos, Ornamentos Arquitectónicos, Equipo de proceso Químico, etc.

Los aceros inoxidable austeníticos son aceros fabricados con altos contenidos de Cromo y Níquel en las siguientes proporciones 16% a 26% de Cromo y 6% a 22% de Níquel y como en los aceros ferríticos, el carbono se encuentra presente como elemento residual y es controlado al límite más bajo posible.

Estos aceros no se endurecen por tratamiento térmico, pero pueden ser trabajados en frío para dar altos niveles de resistencia. Los aceros Austeníticos tienen considerablemente mejor resistencia a la corrosión que los aceros Martensíticos y Ferríticos y se caracterizan por su excelente resistencia mecánica y resistencia a la oxidación a elevadas temperaturas.

Estando recocidos, estos aceros no son magnéticos pero llegan a hacerse parcialmente magnéticos después de trabajarse en frío. Los aceros austeníticos son notables por su excepcional tenacidad y ductilidad y son particularmente apropiados para operaciones difíciles de formado en frío.

Estos aceros pueden ser trabajados en caliente por forjado o laminado sin mucha dificultad y también como los aceros ferríticos, pueden ser enfriados al aire después del trabajo en caliente sin el peligro de que se agrieten.

Para la maquinabilidad de los aceros austeníticos generalmente se requieren cortes mas gruesos y velocidades mas bajas que los empleados en los aceros martensíticos y ferríticos.

Una característica de la mayoría de los aceros de este grupo es su susceptibilidad a la corrosión intergranular después de prolongados calentamientos dentro del intervalo de temperaturas de 400° a 900° C. Cuando estos aceros se calientan a temperaturas dentro de este intervalo crítico el cromo se precipita en los límites de grano en forma de carburos de cromo, con lo que se reduce considerablemente la resistencia a la corrosión en los bordes de los granos. Consecuentemente, es aconsejable recocer los aceros austeníticos a una temperatura entre 1000 y 1100° C y enfriarlos rápidamente en agua.

El problema de la corrosión intergranular puede ser evitado por el uso de los tipos 321 y 347, que son aceros estabilizados con Titanio y Columbio, respectivamente. Estos elementos se combinan con el carbono formando carburos de Titanio y Columbio, en lugar de carburos de Cromo.

Este grupo de aceros puede soldarse fácilmente, obteniéndose soldaduras fuertes y tenaces; sin embargo, al calentar el área soldada no se puede evitar que pase por las temperaturas críticas en las cuales precipitan los carburos de cromo. De ahí que en estos casos es necesario recocer como ya se indicó antes, después de efectuar la soldadura.

Cuando no es práctico el recocido después de soldar, deberán usarse aceros estabilizados como lo son el 321 y 347 ya que, como antes se dijo, son menos susceptibles a la corrosión intergranular.



CLASIFICACION DE LOS ACEROS INOXIDABLES

Tipo AISI	C	Atn. (max)	P (max)	S (max)	Si (máx)	Cr	Ni	Mo	Co	Se	Ti	Cb-Ta	Ta	Al	N
201	0.15 máx	a) 5.50/7.50	0.010	0.010	1.00	16.00/18.00	3.50/ 5.50								
202	.15 máx	b) 7.50/10.00	0.010	0.010	1.00	17.00/19.00	4.00/ 6.00								0.25 máx 25 máx
301	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	16.00/18.00	6.00/ 8.00								
302	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	8.00/10.00								
304	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	8.00/10.00								
304L	.15 máx	2.00	.030	.030	1.00	17.00/19.00	8.00/10.00								
309	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	8.00/10.00								
309S	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	8.00/10.00								
316	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	16.00/18.00	10.00/14.00	2.00/3.00							
316L	.15 máx	2.00	.045	.030	1.00	16.00/18.00	10.00/14.00	2.00/3.00							
321	.08 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	9.00/12.00				5 a C min				
347	.08 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	9.00/13.00					10 a C min 10 a C min	0.10 máx		
347C	.08 máx	2.00	.045	.030	1.00	17.00/19.00	9.00/13.00			0.20 máx					
404	.15 máx	1.00	.040	.030	0.50	11.50/13.50									
405	.15 máx	1.00	.040	.030	1.00	11.50/13.50									
410	.15 máx	1.00	.040	.030	1.00	11.50/13.50								0.10/0.30	
414	.15 máx	1.00	.040	.030	1.00	11.50/13.50	1.25/2.50								
416	.15 máx	1.25	.060	.15 min	1.00	12.00/14.00		a) 0.60 máx							
430 Se	.15 máx	1.25	.060	.060	1.00	12.00/14.00				0.15 min					
430	0.15 máx	1.00	.040	.030	1.00	12.00/14.00									
430L	0.12 máx	1.00	.040	.030	1.00	14.00/18.00									
430 Se	0.12 máx	1.25	.060	.15 min	1.00	14.00/18.00		a) .60 máx							
430L Se	0.12 máx	1.25	.060	.060	1.00	14.00/18.00				0.15 min					
431	.20 máx	1.00	.040	.030	1.00	15.00/17.00	1.25/2.50								
430A	.00/0.75	1.00	.040	.030	1.00	16.00/18.00		.75 máx							
430B	.75/0.95	1.00	.040	.030	1.00	16.00/18.00		.75 máx							
430K	.95/1.20	1.00	.040	.030	1.00	16.00/18.00		.75 máx							
432	.20 máx	1.00	.040	.030	1.00	18.00/23.00									
434	.20 máx	1.50	.040	.030	1.00	23.00/27.00									
501	0.10 min	1.00	.040	.030	1.00	4.00/ 6.00		.40/0.65							
502	0.10 max	1.00	.040	.030	1.00	4.00/ 6.00		.40/0.65							

a. A opción del fabricante; se reporta únicamente cuando se agrega intencionalmente.

b. Límites de composición.

ACEROS INOXIDABLES DE ENDURECIMIENTO POR PRECIPITACION

TIPO	C(max)	Mn(max)	P(max)	S(max)	Si (max)	Cr	Ni	Cu	Cb-Ta	Al
*15-5 PH	.07	1.00	.04	.03	1.00	14.00/15.50	3.50/5.50	2.50/4.50	.15/.45	
*17-4 PH	.07	1.00	.04	.03	1.00	15.50/17.50	3.00/5.00	3.00/5.00	.15/.45	
**17-7 PH	.09	1.00	.04	.03	1.00	16.00/18.00	6.50/7.75			.75/1.50

* Martensítico,

** Semiaustenítico

290 Transformaciones de los aceros inoxidable y resistentes al calor

— Aceros inoxidable martensíticos

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN No. Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
	X10Cr13		1.4006	0.08 0.12	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	-	-
F-3401	X12Cr13	410		0.09 0.15	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	11.50 14.00	-	1.00 máx	-
	X5Cr13		1.4024	0.12 0.17	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	-	-
F-3402	X20Cr13	420	1.4021	0.16 0.25	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	1.00 máx	-
F-3403	X30Cr13	420	1.4028	0.26 0.35	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	1.00 máx	-
F-3404	X40Cr13	420	1.4034	0.36 0.45	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	12.50 14.50	-	1.00 máx	-
	X15CrMo13		1.4119	0.12 0.17	1.00 máx	1.00 máx	0.030 máx	0.030 máx	12.00 14.00	1.00 1.30	-	-
	X20CrMo13		1.4120	0.17 0.22	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	0.90 1.30	1.00 máx	-
	X55CrMo14		1.4110	0.50 0.60	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	13.00 15.00	0.50 0.60	-	-
	X100CrMo13		1.4108	1.00 1.10	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	0.40 0.60	-	-
	X38CrMo16		1.4122	0.33 0.43	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	15.50 17.50	1.00 1.30	1.00 máx	-
F-3423	X46CrMo16			0.42 0.50	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	15.50 17.50	1.00 1.50	1.00 máx	V=0.20 máx
F-3427	X15CrNi16	431	1.4057	0.10 0.20	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	15.00 18.00	-	1.50 3.00	-
	X65CrMo17	440A		0.60 0.75	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	0.75 máx	-	-
	X85CrMo17	440B		0.75 0.95	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	0.75 máx	-	-
	X105CrMo17	440C		0.95 1.20	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	0.75 máx	-	-
	X90CrMoV18		1.4112	0.85 0.95	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	0.90 1.30	-	V=0.07-0.12
	X90CrCoMoV17		1.4535	0.85 0.95	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	15.50 17.50	0.40 0.60	-	Co=1.20-1.80 V=0.20-0.30
	X105CrCoMo18-02		1.4528	1.00 1.10	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.50 18.50	1.00 1.50	-	Co=1.30-1.80 V=0.07-0.12

Aceros inoxidables martensíticos de fácil mecanización

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
	Simbólica	AISI	DIN No Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
F-3411	X12CrS13	416		0.08 0.15	1.00 máx	1.50 máx	0.060 máx	0.15 0.35	12.00 14.00	0.60 máx	1.00 máx	-
	X12CrSe13	416Se		0.15 máx	1.00 máx	1.25 máx	0.060 máx	0.060 máx	12.00 14.00	-	-	Se=0.15 mín
	X35CrS13	420F		0.30 0.40	1.00 máx	1.25 máx	0.060 máx	0.15 mín	12.00 14.00	0.60 máx	-	-
	X12CrMoS17		1.4104	0.10 0.17	1.00 máx	1.50 máx	0.045 máx	0.15 0.35	15.50 17.50	0.20 0.30	-	-

En este grupo quedan incluidos todos los aceros inoxidables martensíticos en cuya composición intervienen elementos favorecedores de la maquinabilidad, como el azufre, el selenio, etc. en cantidades superiores al 0.15%.

Aceros inoxidables ferríticos

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN No. Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
F-3110	X6Cr13		1.4000	0.08 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	11.50 14.00	—	0.50 máx	—
F-3111	X6CrAl13	405	1.4002	0.08 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	11.50 14.00	—	0.50 máx	Al=0.10-0.30
	X6CrTi11	409	1.4512	0.08 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.045 máx	0.045 máx	10.50 11.75	—	0.50 máx	$6 \times C \leq Ti \leq 0.75$
F-3113	X8Cr17	430	1.4016	0.10 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	—	0.50 máx	—
F-3114	X8CrTi17	430Ti	1.4510	0.10 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	—	0.50 máx	$5 \times C \leq Ti \leq 0.80$
	X8CrNb17	430Cb	1.4511	0.10 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	—	0.50 máx	$Nb \geq 8 \times C$
	X6CrMo17-01		1.4113	0.08 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	0.90 1.20	0.50 máx	—

Aceros Inoxidables ferríticos de fácil mecanización (**)

F-3117	X10CrS17	430F	—	0.12 máx	1.00 máx	1.50 máx	0.060 máx	0.15 0.35	16.00 18.00	0.60 máx	0.50 máx	—
	X10CrSe17	430FSe	—	0.12 máx	1.00 máx	1.50 máx	0.060 máx	0.060 máx	16.00 18.00	—	0.50 máx	$Se \geq 0.15$

** En este grupo quedan incluidos todos los aceros inoxidables ferríticos en cuya composición intervienen elementos favorecedores de la maquinabilidad, como el azufre, el selenio, etc. en cantidades superiores al 0.15%.

Aceros inoxidable austeníticos

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN No. Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
F-3503	X2CrNi19-10	304L	1.4306	0.03 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	18.00 20.00	-	8.00 12.00	-
F-3504	X6CrNi19-10	304	1.4301	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	18.00 20.00	-	8.00 10.50	-
	X6CrNiN19-10	304N		0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	18.00 20.00	-	8.00 10.50	N=0.10-0.16
F-3507	X10CrNi18-09	302	1.4304	0.12 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	8.00 10.00	-
F-3513	X8CrNi18-12	305	1.4303	0.10 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	11.00 13.00	-
F-3517	X12CrNi17-07	304	1.4310	0.15 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	-	8.00 8.00	-
F-3523	X6CrNiTi18-11	321	1.4541	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	9.00 12.00	5xC<Ti<0.80
F-3524	X6CrNiNb18-11	347	1.4550	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	9.00 12.00	10xC<Nb<1.00
F-3533	X2CrNiMo17-12-03	316L	1.4404	0.03 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	2.00 3.00	10.00 14.00	-
F-3534	X6CrNiMo17-12-03	316	1.4401	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	2.00 3.00	10.00 14.00	-
	X6CrNiMoN17-12-03	316N		0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	2.00 3.00	10.00 14.00	N=0,10-0,16
F-3535	X6CrNiMoTi17-12-03	316Ti	1.4571	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	2.00 3.00	10.00 14.00	5xC<Ti<0.80
	X6CrNiMoNb17-12-03	316Cb	1.4580	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	16.00 18.00	2.00 3.00	10.00 14.00	Nb>8xC
	X6CrNiMo19-13-04	317	1.4436	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	18.00 20.00	3.00 4.00	11.00 15.00	-
	X12CrNiMn17-05-07	201		0.15 máx	1.00 máx	5.50 7.50	0.060 máx	0.030 máx	16.00 18.00	-	3.50 5.50	N<0.25
	X12CrNiMn18-05-09	202	1.3965	0.15 máx	1.00 máx	7.50 10.00	0.060 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	4.00 6.00	N<0.25
	X6CrNi13-13		1.4307	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	12.00 14.00	-

Aceros inoxidable austeníticos de fácil mecanización (***)

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN No. Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
F-3508	X10CrNiS18-09	303	1.4305	0.12 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.20 máx	0.15 0.35	17.00 19.00	0.60 máx	8.00 10.00	-
	X10CrNiSe18-09	303Se		0.12 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.20 máx	0.060 máx	17.00 19.00	-	8.00 10.00	Se > 0.15
	X6CrNiMoS17-12-02	316F	1.4427	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.20 máx	0.15 mín	16.00 18.00	1.75 2.50	10.00 14.00	-

*** En este grupo quedan incluidos todos los aceros inoxidable austeníticos en cuya composición intervienen elementos favorecedores de la maquinabilidad, como el azufre, el selenio, etc. en cantidades superiores al 0.15%.

Aceros resistentes al calor (refractarios)

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN No. Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros

Martensíticos****

	X12CrMo5	502	1.7373	0.15 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	4.00 6.00	0.40 0.65	-	
	X22CrNiMoV12	422	1.4935	0.20 0.25	0.75 máx	1.00 máx	0.025 máx	0.025 máx	11.00 13.00	0.75 1.25	0.50 1.00	V=0.15-0.30 W=0.75-1.25

Ferríticos*****

	X10CrSi13		1.4722	0.12 máx	1.90 2.40	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	-	-
	X10CrAl13		1.4724	0.12 máx	0.70 1.20	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	12.00 14.00	-	-	Al=0.70-1.20
	X10CrSi18		1.4741	0.12 máx	1.90 2.40	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	-	-
	X10CrAl18		1.4742	0.12 máx	1.00 1.50	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	-	Al=0.70-1.20
	X10CrAl24		1.4762	0.12 máx	1.00 1.50	1.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	23.00 25.00	-	-	Al=1.20-1.70
	X15Cr27		1.3910	0.25 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	23.00 30.00	-	-	-

Austeníticos

	X6CrNi23-13	309S	1.4833	0.08 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	22.00 24.00	-	12.00 15.00	-
	X15CrNi23-13	309	1.4829	0.20 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	22.00 24.00	-	12.00 15.00	-
	X6CrNi25-20	310S	1.4335	0.08 máx	1.50 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	24.00 26.00	-	19.00 22.00	-
	X20CrNi25-20	310	1.4841	0.25 máx	1.50 máx	2.00 máx	0.045 máx	0.030 máx	24.00 26.00	-	19.00 22.00	-
	X10CrNiW17-13-03		1.4962	0.07 0.12	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	16.00 18.00	-	12.00 14.00	W=2.50-4.00 Ti=0.40-0.60
	X6CrNi18-36	330RA	1.4333	0.08 máx	1.00 1.50	2.00 máx	0.030 máx	0.030 máx	18.00 20.00	-	34.50 37.00	Cu=0.50 máx Sn=0.025 máx Pb=0.005 máx

**** En la mecanización de los aceros refractarios martensíticos se aplicarán los valores indicados para los aceros inoxidables martensíticos.

***** En la mecanización de los aceros refractarios ferríticos se aplicarán los valores indicados para los aceros inoxidables ferríticos.

Aceros para válvulas (refractarios)

Designación		Correspondencia con		Composición Química								
UNE Numérica	Simbólica	AISI	DIN N ^o Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Otros
	X45CrSi9-03		1.4718	0.40 0.50	2.75 3.75	0.80 máx	0.040 máx	0.030 máx	7.50 9.50	-	-	-
	X40CrSiMo10-02		1.4731	0.35 0.45	2.00 3.00	0.80 máx	0.040 máx	0.030 máx	9.00 11.00	0.80 1.30	-	-
	X80CrSiNi20-02		1.4747	0.75 0.85	1.75 2.75	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	19.00 21.00	-	1.00 1.75	-
	X52CrMnNiN21-09		1.3967	0.48 0.58	0.25 máx	8.00 10.00	0.045 máx	0.035 máx	20.00 22.00	-	3.25 4.50	N=0.38-0.50 C+N=0.92-1.00
	X45CrNiW18-09		1.4873	0.40 0.50	2.00 3.00	0.80 1.50	0.045 máx	0.030 máx	17.00 19.00	-	8.00 10.00	W=0.80-1.20

Aceros austeno-ferríticos

	X8CrNiMo27-05	329	1.4460	0.10 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	25.00 30.00	1.00 2.00	3.00 6.00	-
	X4CrNiMoCu21-08			0.06 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	20.00 22.00	2.20 2.80	7.00 9.00	Cu=1.00-2.00

Aceros endurecibles por precipitación

	X5CrNiCuNb17-04-04	324	1.4548	0.07 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	15.50 17.50	-	3.00 5.00	Cu=3.00-5.00 Cb+Ta=0.15-0.45
	X7CrNiMoAl15-07-03		1.4532	0.09 máx	1.00 máx	1.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	14.00 16.00	2.00 3.00	6.50 7.75	Al=0.75-1.50
	X5CrNiMoTiV15-25			0.07 máx	1.00 máx	2.00 máx	0.040 máx	0.030 máx	14.50 16.00	1.00 1.60	24.00 26.00	Ti=1.80-2.30 V=0.20-0.40

**** En la mecanización de los Aceros Refractarios Martensíticos se aplicarán los valores indicados para los Aceros Inoxidables Martensíticos.

***** En la mecanización de los Aceros Refractarios Ferríticos se aplicarán los valores indicados para los Aceros Inoxidables Ferríticos.

PROPIEDADES TÍPICAS DE

Tipo AISI	Composición Típica, % (a)	Forma (b)	PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL RECOCIDO, A TEMPERATURA AMBIENTE				PROPIEDADES NOMINALES DEL MATERIAL RECOCIDO, A BAJAS TEMPERATURAS					
			Resistencia a la tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia (0.2% Offset), 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Dureza	Temperatura, °C	Resistencia a la Tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia, 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Reducción de Área, %	Resistencia al Impacto, Izod, Ft.-Lb
Austeníticos (c)												
301	16.18 Cr, 3.65 Ni, 0.15 C, 5.87 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.030 S, 0.25 N	Lamina Cinta Tubería	115 115 115	55 55 55	55 55 55	Rb 90 Rb 90 Rb 90	+ 21 — - 184	— — —	— — —	— — —	110-120 38-70	
302	17.19 Cr, 4.8 Ni, 0.15 C, 7.5-10.0 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.030 S, 0.25 N	Lamina Cinta Tubería	105 105 105	55 55 55	55 55 55	Rb 90 Rb 90 Rb 90	+ 21 - 73 - 184 - 253	100 145 200 220	55 95 150 170	65 38 15 5	110-120 — 42-120	
301	16.18 Cr, 6.8 Ni, 0.15 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Plancha Lamina Cinta Tubería	105 110 110 105	40 40 40 40	55 60 60 60	Bhn 155 Rb 85 Rb 85 Rb 85	+ 21 — - 40 - 62 - 196	105 155 180 185 270	40 43 48 50 78	60 52 42 40 30	70 64 63 62 67	
302	17.19 Cr, 8.10 Ni, 0.15 C, 2.0 Mn, 2.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	85 90 90 90 85 90	35 35 40 40 35 35	60 60 60 60 60 60	Bhn 150 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 83	+ 21 — - 40 - 62 - 196 - 253	94 122 145 181 218 250	37 40 48 60 80 125	68 65 60 57 46 41	78 76 73 70 70 65	
302B	17.19 Cr, 8.10 Ni, 0.15 C, 2.0 Mn, 2.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería	90 90 95 95 85	40 40 40 40 35	60 60 65 65 60	Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 85	+ 21	No se aplica. Similar agregado al tipo 302 para sus resistencias a la oxidación.				90
303	17.19 Cr, 8.10 Ni, 0.15 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.20 P, 0.15 S, min, 0.60 Mo (opcional)	Barra Tubería Alambre	90 80 90	35 38 35	60 53 50	Bhn 160 Rb 76	+ 21 — - 40 - 62 - 196 - 259	100 114 145 167 235 287	40 40 48 60 80 64	67 61 48 38 30	67 65 62 60 62 37	
303 S	17.19 Cr, 8.10 Ni, 0.15 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.20 P, 0.06 S, 0.15 Se min											
304	18.20 Cr, 8.10 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	85 82 84 85 90	35 35 42 35 38	60 60 55 50 60	Bhn 149 Bhn 149 Rb 80 Rb 80 Rb 80 Rb 83	+ 21 — - 40 - 62 - 196 - 253	95 130 155 170 221 243	35 34 34 45 60 70	65 55 47 39 40 40	71 68 64 63 60 60	
304L	18.20 Cr, 8.12 Ni, 0.03 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Plancha Lamina Cinta Tubería	79 81 81 78	32 38 39 34	60 55 55 55	Bhn 143 Rb 79 Rb 79 Rb 75					110	
305	17.19 Cr, 10.50-13 Ni, 0.12 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	85 85 85 80 85	35 38 38 36 34	60 60 60 56 60	— Rb 80 Rb 80 Rb 80 Rb 77	+ 21	—	—	—	110	
308	19.21 Cr, 10.12 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	85 85 85 85 85 95*	30 30 35 35 35 50*	65 65 60 60 60 90*	Rb 80 Bhn 150 Rb 80 Rb 80 Rb 80 —	+ 21	—	—	—	110	
309	22.24 Cr, 17.15 Ni, 0.20 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	95 95 90 90 90 105	40 40 45 45 45 70	45 45 45 45 45 35	Rb 83 Bhn 170 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 98	+ 21	—	—	—	110	
309S	22.24 Cr, 12.15 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S											
310	24.26 Cr, 19.22 Ni, 0.25 C, 2.0 Mn, 1.5 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lamina Cinta Tubería Alambre	95 95 95 95 95 105	45 45 45 45 45 75	50 50 45 45 45 30	Rb 89 Bhn 170 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 98	+ 21 — - 40 - 62 - 196 - 253	86 85 95 100 132 178	37 32 38 40 74 108	55 64 57 55 64 56	110 110 110 110 64 61	
310S	24.26 Cr, 19.22 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.5 Si, 0.045 P, 0.030 S											

(a) Los valores dados son máximos, a menos que se indique otra cosa; (b) Las formas enlistadas son únicamente guías para las cuales se dan las propiedades mecánicas. La mayoría de los tipos están disponibles en muchas formas; (c) Austeníticos. Se endurecen por trabajo en frío; no se endurecen por tratamiento térmico. Ferríticos. No se endurecen por tratamiento térmico ni por trabajo en frío. Martensíticos. Se endurecen por tratamiento térmico; (d) Seguimiento de entriamiento rápido. T es temperatura de temple; R es temperatura de revenido; (e) Temperatura de estabilización: 845 a 900° C; (f) Entriamiento retardado; (g) Recocido completo, seguido de entriamiento lento; (h) Recocido bajo; (i) No se recomienda el revenido entre 425 y 590° C debido a que resultan propiedades de impacto bajas y erróneas y se reduce la resistencia a la corrosión. El tiempo a temperatura y las temperaturas pueden variar dependiendo del tamaño de la pieza; (j) Entriamiento retardado y recocido.



LOS ACEROS INOXIDABLES

Propiedades Mecánicas a Temperaturas Elevadas						TRATAMIENTO TERMICO						Tipo AISI	Características y Aplicaciones
Esfuerzo de Fluencia en Caliente (Creep Strength)					Temperatura de Oxidación		Temperatura Inicial de Forja, °C	Temperatura de Recocido, °C (d)	Temperatura de Recocido de Alivio de Esfuerzos, °C	Intervalo de Temperaturas de Fusión, °C			
Carga para un Alargamiento de 1% en 10,000 hrs., 1000 Psi					Temperatura Máxima de Servicio Continua en Aire, °C	Temperatura Máxima de Servicio Intermitente en Aire, °C							
540 °C	590 °C	650 °C	700 °C	815 °C									
—	—	—	—	—	845	790	1150-1230	1010-1120	—	—	201	Alta velocidad de endurecimiento por trabajo en frío; equivalentes con bajo níquel del tipo 301.	
—	—	—	—	—	845	790	1150-1230	1010-1120	—	—	202	Equivalentes con bajo níquel del tipo 302 para usos diversos.	
19	12.5	8	4.8	1.8	900	815	1150-1260	1010-1120	200-400	1400-1420	301	Alta velocidad de endurecimiento por trabajo en frío; se usa en aplicaciones estructurales donde se requieren alta resistencia y alta ductilidad, en carros de ferrocarril, cuerpos de avión y estructuras en aeronáutica.	
20	12.5	7.5	4.6	1.5	900	815	1150-1260	1010-1120	200-400	1400-1420	302	Acero inoxidable austenítico de uso general para molinos, equipo para manejo de alimentos, antenas, reactores, usos arquitectónicos y utensilios de cocina.	
—	—	7	4.5	1	955	870	1120-1230	1010-1120	—	1370-1400	302S	Más resistente a la formación de escoria que el tipo 302. Se usa en partes para hornos, revestimiento de hornos y elementos calentadores.	
16.5	11.5	6.5	3.8	0.7	900	760	1150-1290	1010-1120	200-400	1400-1420	303	Modificación libre maquinada del tipo 302 para cortes más pesados. Se usa en partes roscadas fabricadas en tornos, lijas, válvulas.	
—	—	—	—	—	900	760	1150-1290	1010-1120	200-400	1400-1420	303S	Modificación libre maquinada del tipo 302 para cortes más ligeros y en donde pueda necesitarse trabajo en caliente o trabajado en frío.	
20	12	7.5	4	1.5	900	845	1150-1260	1010-1120	200-400	1400-1455	304	Modificación con bajo carbono del tipo 302 para restringir la precipitación de carburos durante la soldadura. Se usa en equipos para procesar alimentos, equipos para manejar sustancias químicas y elambre de remolcadores y registradores.	
—	—	—	—	—	900	845	1150-1260	1010-1120	200-400	1400-1455	304L	Modificación con bajo carbono del tipo 304 para restringir la precipitación de carburos durante la soldadura.	
19	12.5	8	4.5	2	900	—	1150-1260	1010-1120	—	1400-1455	305	Baja velocidad de endurecimiento por trabajo en frío. Se usa para formación rotación, embudo profundo, cabezales en frío y templado.	
—	—	—	—	—	925	845	1150-1260	1010-1120	—	1400-1420	308	Acero de más alta aleación estabilizado; mayor resistencia a la corrosión y al calor. Se usa principalmente como metal de aporte en soldadura para compensar la pérdida de elementos aleantes durante la soldadura.	
16.5	12.5	10	6	3	1065	1010	1120-1230	1040-1120	—	1400-1455	309	Por su resistencia a altas temperaturas y su resistencia a la formación de escoria se usa en calentadores para aeronáutica, equipo para tratamientos térmicos revestimiento en hornos de recocido y en partes para hornos.	
—	—	—	—	—	1065	1010	1120-1230	1040-1120	—	1400-1455	309S	Modificación con bajo carbono del tipo 308 para estructuras soldadas.	
22	23	16	10	3	1120	1040	1100-1230	1040-1150	200-400	1400-1455	310	Mayor resistencia a elevadas temperaturas y a la formación de escoria que el tipo 309. Se usa en cambiadores de calor, partes para hornos, cámaras de combustión y como metal de aporte en soldadura.	
—	—	—	—	—	1120	1040	1100-1230	1040-1150	200-400	1400-1455	310S	Modificación con bajo carbono del tipo 310 para estructuras soldadas.	

La composición del tipo 310 para tubería varía ligeramente de los valores AISI.

*Con un recocido de prova de esfuerzos después del estrado.

PROPIEDADES TÍPICAS DE

Tipo AISI	Composición Típica % (a)	Forma (b)	PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL RECOCIDO, A TEMPERATURA AMBIENTE				PROPIEDADES NOMINALES DEL MATERIAL RECOCIDO, A BAJAS TEMPERATURAS					
			Resistencia a la tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia (Offset de 0.2%), 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Dureza	Temperatura, °C	Resistencia a la Tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia, 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Reducción de Área, %	Resistencia al Impacto, Irod. Ft-Lb
Austeníticos (C)												
314	23.26 Cr, 19.22 Ni, 0.25 C, 2.0 Mn, 1.5-8.0 Si, 0.045 P, 0.030 S	Barra Plancha Lámina	100 100 100	50 50 50	45 45 40	Bhn 180 Bhn 180 Rb 85	No se aplica. Alto Síntico agregado al tipo 310 para aumentar la resistencia a la carburación.					
316	16.18 Cr, 10.14 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S, 2.0-3.0 Mo	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	80 82 84 84 85 80	30 36 42 42 35 30	50 55 50 50 50 50	Rn 78 Bhn 149 Rb 79 Rb 79 Rb 79 Rb 78	+ 21 0 - 40 - 62 - 196 - 253	85 90 104 118 185 210	37 39 41 44 75 84	65 60 59 57 59 52	76 71 75 73 75 60	110 110 110 110 —
316L	16.18 Cr, 10.14 Ni, 0.03 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S, 2.0-3.0 Mo	Plancha Lámina Cinta Tubería	81 81 81 80	34 42 42 36	55 50 50 55	Bhn 146 Rb 79 Rb 79 Rn 78	Igual que el tipo 316.					
317	16.20 Cr, 11.15 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S, 3.0-4.0 Mo	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería	85 85 90 90 85	40 40 40 40 35	50 50 45 45 40	Bhn 160 Bhn 160 Rb 85 Rb 85 Rb 85	Igual que el tipo 316.					
321	17.19 Cr, 9.12 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S (T, 5x C min.)	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	85 85 80 90 85 95	35 30 35 35 35 55	55 55 45 45 50 40	Bhn 180 Bhn 180 Rb 80 Rb 80 Rb 80 Rb 89	+ 21 0 - 40 - 62 - 196 - 253	89 99 117 130 208 238	37 38 44 45 64 92	62 58 57 57 44 35	76 73 68 67 —	110 110 117 110
347	17.19 Cr, 9.12 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S (Cb + Ta, 10x C min.)	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	90 90 95 95 95 100	35 35 40 40 35 70	50 45 45 45 40	Bhn 160 Bhn 160 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 95	+ 21 0 - 40 - 62 - 196 - 253	93 106 117 130 200 228	38 42 44 45 47 65	55 62 63 57 43 39	69 72 71 70 65 60	110 110 117 110 95 60
348	17.19 Cr, 9.12 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.030 S (Cb + Ta, 10x C min. pero 0.10 Ta max.), 0.20 Co	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	90 90 95 95 95 100	35 35 40 40 35 70	50 45 45 45 40	Bhn 160 Bhn 160 Rb 85 Rb 85 Rb 85 Rb 95	+ 21 0 - 40 - 62 - 196 - 253	93 106 117 130 200 228	38 42 44 45 47 65	55 62 63 57 43 39	69 72 71 70 65 60	110 110 117 110 95 60
384	15.17 Cr, 17.19 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.03 S	Alambre	75	35	55	Rb 70	—	—	—	—	—	—
385	11.50-13.50 Cr, 14.16 Ni, 0.08 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 0.045 P, 0.03 S	Alambre	72	30	55	Rb 66	—	—	—	—	—	—
Ferríticos (C)												
405	11.5-14.5 Cr, 0.08 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S, 0.1-0.3 Al	Barra Plancha Lámina Tubería Alambre	70 66 65 66 60	40 40 40 40 75	30 28 25 25 15	Bhn 150 Bhn 160 Rb 75 Rb 80	+ 21	Aproximadamente igual que el tipo 410 en estado recocido.				20-35
429	14.18 Cr, 0.12 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.04 P, 0.03 S	Barra Plancha	71 70	45 40	30 30	Bhn 156 Bhn 163	—	—	—	—	—	—
430	16.18 Cr, 0.12 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	75 75 75 75 75 70	45 40 50 50 40 40	30 30 25 25 25 35	Bhn 155 Bhn 160 Rb 85 Rb 85 Rb 80 Rb 82	+ 21 0 - 40 - 62 - 196 —	65 69 76 81 90 —	38 40 41 44 47 —	37 37 36 36 2 —	73 72 72 70 4 —	35 20 10 8 2 —
430F	16.18 Cr, 0.12 C, 1.25 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.15 Se min., 0.60 Mo (opcional)	Barra Alambre	80 95	55 55	25 10	Bhn 170 Rb 92	+ 21 - 73 - 184	—	—	—	—	8-50 4 1
430	16.18 Cr, 0.12 C, 1.25 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.060 S, 0.15 Se min.	Barra Alambre	80 95	55 55	25 10	Bhn 170 Rb 92	+ 21 - 73 - 184	—	—	—	—	8-50 4 1
434	16.18 Cr, 0.12 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.04 P, 0.03 S, 0.75-1.25 Mo	Lámina Cinta Alambre	77 77 78	53 53 50	23 23 23	Rb 83 Rb 83 Rb 80	—	—	—	—	—	—

(a) Los valores sobre son máximos, excepto cuando se indica lo contrario. (b) Las formas listadas son únicamente aquellas para las cuales se dan las propiedades mecánicas. La mayoría de los tipos están disponibles en muchas formas. (c) Austeníticos. Se endurecen por temple en frío, no se endurecen por tratamiento térmico. Ferríticos. No se endurecen por tratamiento térmico ni por temple en frío. Martensíticos. Se endurecen por tratamiento térmico. (d) Secado de enfriamiento rápido. T es temperatura de temple; R es temperatura de revenido. (e) Temperatura de estabilización: 845 y 900° C. (f) Enfriamiento lento.



LOS ACEROS INOXIDABLES

Propiedades Mecánicas a Temperaturas Elevadas					Temperatura de Oxidación		TRATAMIENTO TERMICO				Tipo AISI	Características y Aplicaciones
Esfuerzo de Fluencia en Caliente (Creep Strength)					Temperatura Máxima de Servicio Continuo en Aire, °C	Temperatura Máxima de Servicio Intermitente en Aire, °C	Temperatura Inicial de Fase, °C	Temperatura de Recocido, °C (a)	Temperatura de Recocido de Alivio de Esfuerzos, °C	Intervalo de Temperaturas de Fusión, °C		
Carga para un Alargamiento de 1% en 10,000 hrs., 1000 Psi												
540 °C	590 °C	650 °C	700 °C	815 °C								
20	13	7.5	5	2.5	—	—	1040-1120	1150	—	—	314	Menos resistente a la formación de escoria que el tipo 316. Se usa para cabeceo en frío o formado en frío severo.
25	17.4	11.6	7.8	2.4	900	845	1150-1260	1010-1120	200-400	1370-1400	316	Mayor resistencia a la corrosión que los tipos 302 y 304; alta resistencia a la fluencia en caliente (creep strength). Se usa en equipos para el manejo de productos químicos y pulpas, equipos para laboratorios fotoquímicos y equipos para el manejo de alimentos.
											316L	Modificación: este tipo cambia del tipo 316 para estructuras soldadas en donde debe evitarse la precipitación intergranular de carburos.
23	16.8	11.2	6.8	2.0	925	870	1150-1260	1010-1120	—	1370-1400	317	Mayor resistencia a la corrosión y a la fluencia en caliente que el tipo 316 (creep strength).
18	17	9	5	1.5	900	845	1150-1260	355-1120	200-400 (a)	1400-1425	321	Estabilizado para soldaduras sujetas a severas condiciones corrosivas y para servicio entre 425 y 870 °C. Se usa en múltiples aplicaciones en energía nuclear, campos de cañones, equipos de proceso y juntas de expansión.
32	23	16	10	2	900	845	1150-1260	1010-1120	200-400 (a)	1400-1425	347	Similar al tipo 321 con mayor resistencia a la fluencia en caliente (creep strength).
											348	Similar al tipo 321 con mayor resistencia a la fluencia en caliente (creep strength). Se usa para aplicaciones en energía nuclear, reactores y su baja retentividad.
—	—	—	—	—	—	—	1150-1230	1040-1150	—	1400-1455	384	Se usa en cabeceo en frío o formado en frío severo. Menor retentividad de endurecimiento por temple en frío que el tipo 304. Usado en pernos, remaches, tornillos y partes de instrumentos.
—	—	—	—	—	—	—	1150-1175	955-1040	—	1400-1455	385	Se usa para entornillos, cabeceos en frío y formados con rotaciones sucesivas. Menor retentividad de endurecimiento por temple en frío que el tipo 304.
84	—	—	—	—	760	790	1065-1120	Recocido B, o 730-815	—	1480-1530	405	Grado no templable para montajes en donde los tipos de temple al aire (410 o 403) no son recomendables.
—	—	—	—	—	—	—	1040-1120	790-845	—	1455-1510	429	Mejor susceptibilidad que el tipo 430. Para usos en equipos para ácido nítrico y para fijación de nitrógeno.
85	4.7	2.8	1.4	—	845	900	1040-1120	Recocido B, o 760-815	—	1425-1510	430	Tipo al cromo, no templable, para usos generales. Se usa para objetos decorativos, tanques de ácido nítrico y canastillas de recocido.
85	4.6	1.8	1.2	—	815	870	1065-1150	Recocido B, o 875-760	—	1425-1510	430F	Modificación libre maquinado del tipo 430 para cortes más pesados y para partes roscaadas fabricadas en tornos.
											430 P Se	Modificación libre maquinado del tipo 430 para cortes más ligeros y en donde pueda necesitarse trabajo en caliente o cabeceo en frío.
—	—	—	—	—	—	—	1040-1120	—	—	1425-1510	434	Modificación del tipo 430 diseñada para usarse en molinos de autorrótores para resistir la corrosión atmosférica.

Nota: (a) Recocido completo, seguido de enfriamiento lento; (b) Recocido bajo; (c) No se recomienda el revenido entre 425 y 590 °C debido a que resultan propiedades de impacto bajas y erróneas y se reduce la resistencia a la corrosión. El tiempo a temperatura y las temperaturas pueden variar dependiendo del tamaño de la pieza. (d) Enfriamiento retardado y recocido.

PROPIEDADES TÍPICAS DE

Tipo AISI	Composición Típica, % (a)	Forma (b)	PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL RECOCIDO A TEMPERATURA AMBIENTE				PROPIEDADES NOMINALES DEL MATERIAL RECOCIDO, A BAJAS TEMPERATURAS					
			Resistencia a la tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia (Offset de 0.2 %), 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Dureza	Temperatura, °C	Resistencia a la Tracción, 1000 Psi	Límite de Fluencia, 1000 Psi	Alargamiento en 2", %	Reducción de Área, %	Resistencia al Impacto, Izod, Ft-Lb
Ferrosos (C)												
436	16-18 Cr, 0.12 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.04 P, 0.03 S, 0.75-1.25 Mo, (0.04 Te 5% C máx., 0.70 máx.)	Lámina Cinta	77 77	63 63	23 23	Rb 83 Rb 83	—	—	—	—	—	
442	18-23 Cr, 0.20 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.010 S	Barra	80	48	20	Rb 80	+ 21	—	—	—	5-15	
440	23-27 Cr, 0.20 C, 1.5 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.010 S, 0.25 N	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	80 85 80 80 80 85	50 55 50 50 50 60	25 25 20 20 25 15	Rb 86 Rb 84 Rb 83 Rb 83 Rb 84 Rb 82	+ 21	—	—	—	2-10	
Martensíticos (C)												
403	11.5-13.0 Cr, 0.16 C, 1.0 Mn, 0.9 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Lámina Cinta Tubería Alambre	75 70 70 75 85	40 45 45 40 50	35 25 25 35 15	Rb 87 Rb 80 Rb 80 Rb 80 Rb 82	Igual que el tipo 410					
410	11.5-12.5 Cr, 0.15 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Plancha Lámina Cinta Tubería Alambre	75 70 70 70 75 75	40 35 45 45 40 40	35 30 25 25 30 30	Rb 82 Bhn 190 Rb 80 Rb 80 Rb 82 Rb 82 Rb 82	+ 21 0 - 40 - 62 - 184	110 115 122 128 158	87 89 90 84 148	21 24 23 22 10	68 69 64 60 11	85 40 25 25 5
414	11.5-13.5 Cr, 1.25-2.50 Ni, 0.18 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Plancha Lámina Cinta Alambre	115 115 120 120 135*	90 90 105 105 115*	20 20 15 15 10*	Bhn 235 Bhn 235 Rb 88 Rb 88 Rc 29*	+ 21	—	—	—	40-80	
416	12-14 Cr, 0.16 C, 1.25 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.15 S máx., 0.60 Mo (opcional)	Barra Tubería Alambre	75 75 75	40 40 40	30 30 20	Rb 82 Rb 82 Rb 82	+ 21 - 73 - 184	—	—	—	20-84 12-25 3	
418a	12-14 Cr, 0.16 C, 1.25 Mn, 1.0 Si, 0.060 P, 0.080 S, 0.15 Be máx.	Barra Alambre	75 75	40 40	30 20	Rb 82 Rb 82	+ 21 0 - 40 - 62	—	—	—	10 10 8 7	
420	12-14 Cr, 0.16 C máx., 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Alambre	95 95	60 60	25 20	Rb 82 Rb 82	+ 21 0 - 40 - 62	—	—	—	—	
420F	12-14 Cr, 0.16 C, 1.25 Mn, 1.0 Si, 0.06 P, 0.15 S máx., 0.60 Mo máx. (opcional)	Barra Alambre	95 100*	55 60*	32 15*	Bhn 220 Rb 99*	—	—	—	—	—	
431	15-17 Cr, 1.25-2.50 Ni, 0.20 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S	Barra Alambre	125 135	95 115	20 10	Bhn 260 Rc 29	+ 21 0 - 40 - 62	—	—	—	80 80 30 17	
440A	16-18 Cr, 0.60-0.75 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S, 0.75 Mo	Barra Alambre	105 105	60 60	20 15	Rb 95 Rb 95	—	—	—	—	—	
440B	16-18 Cr, 0.75-0.95 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S, 0.75 Mo	Barra Alambre	107 107	62 62	18 15	Rb 96 Rb 96	—	—	—	—	—	
440C	16-18 Cr, 0.95-1.20 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 0.040 P, 0.030 S, 0.75 Mo	Barra Alambre	110 110	65 65	14 13	Rb 97 Rc 97	—	—	—	—	—	

(a) Los valores dados son máximos, excepto cuando se anota otra cosa. (b) Las formas enlistadas son únicamente aquellas para las cuales se dan las propiedades mecánicas. La mayoría de los tipos están disponibles en muchas formas. (c) Austeníticos. Se endurecen por trabajo en frío; no se endurecen por tratamiento térmico. Ferrosos. No se endurecen por tratamiento térmico ni por trabajo en frío. Martensíticos. Se endurecen por tratamiento térmico. (d) Segundo de enfriamiento rápido. T es temperatura de temple. R es temperatura de revenido. (e) Temperatura de estabilización: 845 a 900° C. (f) Enfriamiento retardado. (g) Recocido completo seguido de enfriamiento lento. (h) Recocido base; (i) No se recomienda el revenido entre 425 y 500° C debido a que resultan propiedades de impacto bajas y erráticas y se reduce la resistencia a la corrosión. El tiempo y temperatura y las temperaturas pueden variar dependiendo del tamaño de la pieza. (j) Enfriamiento retardado y recocido.



LOS ACEROS INOXIDABLES

Propiedades Mecánicas a Temperaturas Elevadas							TRATAMIENTO TÉRMICO				Tipo AISI	Características y Aplicaciones
Esfuerzo de Fluencia en Caliente (Creep Strength)					Temperatura de Oxidación		Temperatura Inicial de Forja, °C	Temperatura de Recocido, °C (d)	Temperatura de Recocido de Alivio de Esfuerzos, °C	Intervalo de Temperatura de Fusión, °C		
Carga para un Alargamiento de 1% en 10,000 hrs., 1000 Psi					Temperatura Máxima de Servicio Continuo en Aire, °C	Temperatura Máxima de Servicio Intermitente en Aire, °C						
540 °C	590 °C	650 °C	700 °C	815 °C								
—	—	—	—	—	—	—	1040-1120	790-845	—	1425-1510	436	Similar a los tipos 430 y 434. Se usa en donde se requieren bajas propiedades mecánicas.
8.8	5	1.8	1	0.6	880	1040	870-1150	700	—	1425-1510	442	Acero al cromo. Usado principalmente en partes que deben resistir altas temperaturas en servicio sin formación de escoria. Partes para hornos, boquillas, cámaras de combustión.
6.4	2.9	1.4	0.6	0.4	1065	1120	1065-1120	790-870	—	1425-1510	446	Alta resistencia a la corrosión y a la formación de escoria a temperaturas elevadas, especialmente en servicio intermitente. Se usa a menudo en atmósferas que contienen sulfuro.
11	4.5	2	1.4	—	700	790	1090-1200 (f)	815-900 (g) 650-760 (h)	T925-1010 (d) R200-760 (i)	1480-1530	403	Grado 'caudal turbina' para partes de turbina de vapor y otras partes sujetas a esfuerzos elevados.
11.8	4.3	2	1.5	—	700	790	1090-1200 (f)	815-900 (g) 650-760 (h)	T923-1010 (d) R200-760 (i)	1480-1530	410	Tipo templado para usos generales, partes para máquinas, flechas para bombas.
—	—	—	—	—	700	790	1150-1200	660-700 (h)	T980-1040 (d) R200-700 (i)	—	414	Acero de mayor templeabilidad para resortes, partes para máquinas.
11	4.6	2	1.2	—	675	760	1150-1260 (f)	815-900 (g) 650-760 (h)	T925-1010 (d) R200-760 (i)	1480-1530	416	Modificación libre maquinado del tipo 410, para cortes más pesados.
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	416 Se	Modificación libre maquinado del tipo 410, para cortes más ligeros y en donde puede necesitarse trabajo en caliente o cabeceado en frío.
9.2	4.2	2	1	—	650	760	1090-1200 (f)	845-900 (g) 730-790 (h)	T960-1040 (d) R150-370	1455-1510	420	Modificación de más alto carbono del tipo 410, usado a menudo para cuchillería, instrumentos quirúrgicos, válvulas y otras partes resistentes al desgaste.
—	—	—	—	—	—	—	1120-1230	845-900 (g)	T980-1040 (d) R150-370	1455-1510	420F	Modificación libre maquinado del tipo 420.
9.8	2.8	—	—	—	815	870	1150-1230 (f)	620-665 (h)	T980-1040 (d) R200-850 (i)	—	431	Acero templeable para usos especiales, usado en donde se requieren propiedades mecánicas particularmente altas, accesorios para aeronáutica, flechas para misiles, maquinaria para la industria papera, flechas de acero duro, etc.
—	—	—	—	—	760	815	1040-1200 (f)	845-900 (g) 730-790 (h)	T1010-1065 (d) R150-425	1370-1510	440A	Templable a más alta dureza que el tipo 420, con buena resistencia a la corrosión. Se usa en cuchillería, baleros, instrumentos quirúrgicos.
—	—	—	—	—	760	815	1040-1175 (f)	845-900 (g) 730-790 (h)	T1010-1065 (d) R150-425	1370-1510	440B	Grado para cuchillería, para los tipos más finos de cuchillería inoxidable, partes para válvulas y otras partes resistentes al desgaste y con alta dureza.
—	—	—	—	—	760	815	1040-1150 (f)	845-900 (g) 730-790 (h)	T1010-1065 (d) R150-425	1370-1510	440C	Rinde la más alta dureza de los aceros inoxidables templables. Se usa en bolas y juntas de baleros.

*Con un recubrimiento de óxido de aluminio después del estado.

Desde los datos del DATA BOOK (Ed. 1974) de la revista Metal Progress.

COMO IDENTIFICAR ACEROS INOXIDABLES

Desde luego, el método más seguro y exacto para la identificación de los aceros inoxidable en sus distintos tipos es el análisis químico, pero considerando que no todos los talleres o plantas que hacen uso de aceros inoxidable disponen de Laboratorios Químicos adecuados y que necesitan a menudo identificarlos, describimos a continuación algunas pruebas mecánicas y químicas de fácil aplicación que permiten la identificación de los principales tipos de Aceros Inoxidables.

PRUEBA MAGNETICA: Un sencillo imán nos sirve para separar los aceros Austeníticos (al Cromo-Níquel) serie 300 de los aceros Martensíticos y Ferríticos (al Cromo) serie 400. Los aceros Inoxidables austeníticos NO SON MAGNETICOS en su estado recocido, los MARTENSITICOS Y FERRITICOS SON MAGNETICOS, no importando el estado en que se encuentren.

PRUEBA DE CHISPA: La prueba de chispa es un método mecánico muy rápido para identificar aceros, pero se requiere de personal bastante experimentado; sin embargo, con muestras de aceros que pueden utilizarse como patrones, se tendrá una guía efectiva para su identificación.

Los aceros de tipo 302, 303 y 316 producen chispas cortas de color rojizo y con pocas explosiones.

Los tipos 308, 309, 310 y 446 emiten pocas chispas cortas de color rojo, con una que otra explosión.

La chispa de los aceros tipo 410, 414, 416, 430 y 431, es abundante, larga y blanca, con poca explosión.

Los de tipo 420, 440A, 440B y 440C, producen chispas largas que van del Blanco al Rojo con bastantes explosiones.

PRUEBA DE DUREZA AL TEMPLE: Los aceros austeníticos (Serie 300) trabajados en frío, adquieren un ligero magne-

tismo; por lo tanto, para estos casos el ensayo magnético no es conclusivo. Los aceros austeníticos calentados a 1000/1100° C y enfriados en agua, pierden el magnetismo ocasionado por trabajo en frío y al mismo tiempo su dureza es inferior a 165 Brinell (85 Rb Aprox.). Los aceros Ferríticos calentados a 950/1000° C y enfriados en aceite, adquieren durezas inferiores a 250 Brinell (24 Rc Aprox.). Los aceros Martensíticos 410, 414, 416 y 431 tratados en la misma forma, toman durezas entre 340 y 400 Brinell (36-43 Rc); y los Martensíticos 420, 420F, 440A, 440B y 440C sometidos al mismo tratamiento toman durezas de 500-600 Brinell (52-60 Rc).

PRUEBAS CON ACIDOS: En todas estas pruebas es recomendable comparar las reacciones con muestras cuya composición sea conocida.

Acido Sulfúrico: Esta prueba sirve para diferenciar los aceros, 302, 304, 316 y 317. La superficie del metal se prepara limándola o esmerilándola. Se aplican unas gotas de Acido Sulfúrico al 20% en volumen (1.84 peso específico). Los aceros 302 y 304 se atacan rápidamente oscureciéndose la superficie hasta tomar un color Marrón o negro y formando pequeños cristales verdosos. El acero 316 es atacado lentamente tomando la superficie un color bronceado que oscurece hasta transformarse en color Marrón formando también pequeños cristales verdosos. El acero 317 se comporta de la misma manera que el 316, pero por ser más resistente a la corrosión, su reacción es más lenta.

Acido Clorhídrico: Esta prueba sirve para separar los aceros por su contenido de Cromo, así como los que contengan Selenio o Azufre.

Disolviendo muestras iguales en peso en Acido Clorhídrico al 50% se notará que el color verdoso de la solución aumenta con el contenido de Cromo; en esta forma es posible separar los tipos 403, 410, 416 y 420, bajos en cromo, de los tipos 430, 431, 440 y 446. También es posible separar los aceros austeníticos, ya que el níquel cambia la coloración



del cromo verde a verde azulado.

Los aceros que contienen Selenio producirán al estarse atacando un olor a ajo.

Los aceros que contienen azufre producirán al estarse atacando un olor a huevo podrido.

Acido Nítrico: Esta prueba nos permite separar los aceros inoxidable de otros aceros, ya que los inoxidables no son atacados por el ácido nítrico y los demás aceros sí lo son. Sin embargo, deberá cuidarse de no confundir los grados 420 y 440 que sí pueden ser atacados.

Sulfato de Cobre: Esta prueba al igual que la anterior nos permite distinguir los aceros inoxidables de los aceros comunes. La superficie deberá limpiarse muy bien con lija y desengrasarse perfectamente.

Si se aplican unas gotas de solución de Sulfato de Cobre al

5 ó 10% en agua, la superficie que corresponda a los aceros inoxidables no se alterará; en cambio, la superficie de aceros comunes se cobrizará en pocos segundos.

Acido Fosfórico: Esta prueba, nos permite diferenciar los aceros austeníticos al Cromo-Níquel, de los aceros austeníticos al Cromo-Níquel-Molibdeno.

Al ácido fosfórico concentrado se le agrega 0.5 a 1% de Fluoruro de Sodio y se calienta a 60-65° C. Se sumergen las muestras. Los aceros 316 y 317 no reaccionan y los aceros 302, 304, etc., reaccionan con producción de burbujas.

PRUEBA DE MECANIZADO: Los aceros que contienen Selenio o Azufre pueden ser separados de los que no contienen estos elementos.

Se colocan las muestras en un torno para obtener viruta, la cual será corta y quebradiza para los aceros que contienen Selenio o Azufre; los otros aceros producirán viruta larga y tenaz.

ACEROS INOXIDABLES ELEMENTOS DE ALEACION

"Aceros Inoxidables".— Nombre utilizado comunmente para referirse a los aceros o aleaciones que resisten diversos tipos de corrosión.

Corrosión se define como el ataque de carácter Químico o Electroquímico que sufren los cuerpos por la acción del aire, humedad, atmósferas Industriales o Marinas, por la acción de los ácidos fríos o calientes; de Sales o por el calentamiento a elevadas temperaturas. La corrosión siempre aparece en la superficie de los cuerpos y progresa hacia su interior.

La resistencia a la corrosión que presentan los aceros inoxidables es debida a la formación superficial de una capa de óxido de Cromo, muy fina y compacta, que impide que el ataque o corrosión penetre del exterior al interior; esta propiedad podría entenderse como pasividad.

No podemos admitir que exista algún Acero del tipo inoxidable que resista a todos los tipos de corrosión u oxidación vistos con anterioridad; sin embargo, existen aceros que resisten perfectamente la acción de ciertos agentes corrosivos pero son oxidados y corroídos por otros agentes o en determinadas circunstancias.

Los elementos de aleación son un tanto responsables de estas propiedades, interviniendo también en ellas su tratamiento térmico.

Influencia que ejercen los elementos de aleación en los Aceros Inoxidables.

CARBONO: es un elemento virtualmente inevitable y frecuentemente adicionado en forma intencional. Si el carbono es mantenido en solución mediante tratamiento térmico adecuado, el acero no sufrirá pérdidas considerables en sus propiedades anticorrosivas. Sin embargo, si el carbono se mantiene precipitado en forma de carburos, su resistencia a la corrosión será grandemente afectada.

El contenido de Carbono en los aceros inoxidables no interfiere en sus propiedades de maquinado, salvo dos casos excepcionales:

Los aceros altos en carbono como los 440, que contienen gran cantidad de carburos libres, son abrasivos a las herramientas de corte, mientras que los de muy bajo contenido de carbono, son de maquinabilidad muy baja debido a que son aceros muy suaves y al mismo tiempo muy correosos.

CROMO: El cromo es un elemento básico en los aceros inoxidables y su presencia promueve la adquisición de "pasividad" en los mismos.

El cromo ejerce una influencia muy favorable cuando se encuentra en solución en la martensita, ferrita o austenita; pero cuando forma carburos no sirve para aumentar la resistencia a la corrosión en los aceros, siendo con frecuencia precisamente los carburos los principales causantes de la corrosión.

Al aumentar el porcentaje de cromo aumenta su resistencia a la corrosión. Esta resistencia es específicamente desarrollada en los medios oxidantes.

Los agentes fuertemente reductores, como son los ácidos Clorhídrico y Fluorhídrico destruyen la pasividad y corroen estos aceros.

El contenido de cromo estandarizado para los aceros inoxidables rolados en caliente va del 12 al 28% ; porcentajes mayores tienden a hacer poco dúctiles a los aceros.

Las variaciones de Cromo dentro de los intervalos especificados no influyen en las propiedades de maquinabilidad.

NIQUEL: Este elemento podría decirse que es el elemento que ocupa el segundo lugar en importancia dentro de los aceros inoxidables. El Níquel se encuentra en los aceros



inoxidables en cantidades no menores de 6%, siendo la suma de cromo y Níquel no menor de 24%.

Se ha comprobado que la presencia de Níquel en los aceros inoxidable, además de favorecer la formación de Austenita estable, ejerce también un efecto muy notable sobre la resistencia a la corrosión, reforzando la influencia del cromo.

Estos tipos de aceros resisten el ataque de los ácidos reductores. El Níquel mejora ciertas propiedades mecánicas de los aceros inoxidable y hace que sea posible soldarlos; sin embargo, al aumentar el Níquel disminuye su maquinabilidad ya que estos Aceros tienen la propiedad de endurecerse con el trabajo en frío y al mismo tiempo hacerse más coqueos.

MANGANESO: En general todos los Aceros Inoxidables contienen Manganeso y sus efectos son parecidos a los del Níquel. La cantidad de Manganeso está limitada a un máximo de 2%. Dentro de este intervalo no tiene efecto sobre la facilidad de maquinado; sin embargo es beneficioso al trabajar en caliente los aceros libre maquinado de alto contenido en Azufre.

SILICIO: Lo mismo que el manganeso, todos los Aceros Inoxidables contienen Silicio como resultado de usarlo como agente desoxidante en los hornos eléctricos.

El Silicio en algunos aceros es menor del 1% y no tiene

efectos de consideración en sus propiedades. En otros Aceros es mayor de 1%, con lo cual imparte resistencia a la oxidación a altas temperaturas y aumenta la resistencia a la corrosión de Soluciones fuertemente corrosivas de Acido Sulfúrico.

MOLIBDENO: Hace que la pasividad adquirida por la adición de cromo sea efectiva, en casos donde el cromo solo no es suficiente. Particularmente cuando se requiere resistencia a la corrosión de Soluciones de Acido Sulfúrico, ácido Sulfuroso, soluciones neutras de Cloro y Agua de Mar.

AZUFRE Y SELENIO: Los aceros inoxidable, como se ha indicado con anterioridad, presentan cierta dificultad al maquinado; sin embargo, se ha encontrado que adicionándoles Azufre o Selenio su maquinabilidad mejora considerablemente. Normalmente se adicionan con un contenido de 0.15/0.35 % cuando son utilizados para estos casos.

El azufre y el Selenio no aumentan la resistencia a la corrosión, pero sí ayudan a evitar ésta indirectamente, ya que hacen posible obtener superficies más lisas, las cuales resisten más el ataque corrosivo.

Los aceros que contienen Azufre o Selenio son llamados Aceros de Libre Maquinado y la diferencia que existe entre las propiedades que imparte el Azufre y el Selenio son pocas pero de bastante importancia ya que están en función de su maquinabilidad, Ductilidad, forjabilidad y Resistencia a la corrosión.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DESIGNACION ASTM

ACEROS MAS COMUNES

PROPIEDADES MECANICAS

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985

Tabla 11a. Propiedades mecánicas de algunos aceros para construcción*

Designación ASTM	Gama de espesor, mm (pulg)	Punto de fluencia, mm		Resistencia a la tracción		Alargamiento en 200 mm (8 pulg), mín. %	Adecuado para soldar
		MPa	1 000 lb/pulg ²	MPa	1 000 lb/pulg ²		
Placas de acero al carbono estructural							
ASTM A77	Todos los espesores	228	33	414-517	60-75	21	No
ASTM A373	Hasta 100 mm (4 pulg), incl.	221	32	400-517	58-75	21	Yes
ASTM A36	Hasta 100 mm (4 pulg), incl.	248	36	400-552	58-80	20	Si
Placas de acero al carbono de resistencia baja e intermedia a la tracción							
ASTM A283	(calidad estructural)						
Grado A	Todos los espesores	165	24	310	45	28	Si
Grado B	Todos los espesores	186	27	345	50	25	Si
Grado C	Todos los espesores	207	30	379	55	22	Si
Grado D	Todos los espesores	228	33	414	60	20	Si
Placas de acero al carbono-silicio para piezas de máquinas y construcción general							
ASTM A284							
Grado A	Hasta 305 mm (12 pulg)	172	25	345	50	25	Si
Grado B	Hasta 305 mm (12 pulg)	159	23	379	55	23	Si
Grado C	Hasta 305 mm (12 pulg)	145	21	414	60	21	Si
Grado D	Hasta 200 mm (8 pulg)	145	21	414	60	21	Si
Placas de acero al carbono para recipientes a presión							
ASTM A285							
Grado A	Hasta 50 mm (2 pulg)	165	24	303-379	44-55	27	Si
Grado B	Hasta 50 mm (2 pulg)	186	27	345-414	50-60	25	Si
Grado C	Hasta 50 mm (2 pulg)	207	30	379-448	55-65	23	Si
Acero estructural para locomotoras y carros (vagones)							
ASTM A113							
Grado A	Todos los espesores	228	33	414-496	60-72	21	No
Grado B	Todos los espesores	186	27	345-427	50-62	24	No
Grado C	Todos los espesores	179	26	331-400	48-58	26	No
Acero estructural para barcos							
ASTM A131							
Grado A	Hasta 13 mm (½ pulg)						
Grado B	Hasta 25 mm (1 pulg)						
Grado C	Hasta 50 mm (2 pulg)	221	32	400-490	58-71	21	No
Grado E	Hasta 50 mm (2 pulg)						
Grado CS	Hasta 50 mm (2 pulg)						
Grado R	Hasta 50 mm (2 pulg)						
Placas de acero de alta resistencia y bajo contenido de aleación							
ASTM A242	Hasta 19 mm (¾ pulg), incl.	345	50	485	70 mín	18	Si
ASTM A440	Más de 19 hasta 38 mm (¾ pulg a 1½ pulg), incl.	315	46	460	67 mín	18	No
ASTM A441	Más de 38 hasta 102 mm (1½ a 4 pulg), incl.	290	42	435	63 mín	18	Si
ASTM A588	Hasta 102 mm (4 pulg), incl.	345	50	485	70	18	Si

Los aceros HSLA, aplicados en la forma correcta, poseen características y propiedades que representan ahorros a los usuarios. Son mucho más fuertes y, en muchos casos, más tenaces que el acero estructural al carbono; empero, tienen sufi-

cientemente ductilidad, formabilidad y soldabilidad para utilizarlos con éxito en la fabricación con los métodos usuales. Además, muchos aceros tienen mejor resistencia a la corrosión, con lo cual se logra la misma o mayor duración útil en secciones del-

Tabla 11a. - Propiedades mecánicas de algunos aceros para construcción* (Continúa)

Designación ASTM	Gamas de espesor, mm (pulg)	Punto de fluencia, min		Resistencia a la tracción		Alargamiento en 200 mm (8 pulg), min %	Adecuado para soldar
		MPa	1 000 lb/pulg ²	MPa	1 000 lb/pulg ²		
Placas de acero de aleación para construcción, con tratamiento térmico							
ASTM A514	Hasta 64 mm (2½ pulg), incl.	700	100	800-950	115-135	18‡	Si
	Más de 64 hasta 102 mm (2½ pulg), incl.	650	90	750-950	105-135	17‡	Si

* Véase la documentación apropiada de ASTM para las propiedades de otras placas, formas, barras, alambre tubo, etc., de acero.
 † Se incluye sólo para comparación; ya no se usa para especificación.
 ‡ Alargamiento en 50 mm (2 pulg), mínimo.

Tabla 11b. - Especificaciones de ASTM y SAE para algunos aceros de alta resistencia y bajo contenido de aleación

Sociedad	Designación	Punto de fluencia, mínimo*		Resistencia a la tracción min		Espesor mínimo ^b	
		MPa	1 000 lb/pulg ²	MPa	1 000 lb/pulg ²	mm	pulg
SAE	J410b Grado 42X	290	42	414	60	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 42	290	42	414	60	101.6	4
SAE	J410b Grado 945X	310	45	414	60	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 45	310	45	414	60	38.1	1½
ASTM	A607 Grado 45	310	45	414	60	c	c
ASTM	A606	310	45	448	65	c	c
SAE	J410b Grado 945A, C ^d	310	45	448	65 ^e	12.7	½
SAE	J410b Grado 950X	345	50	448	65	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 50	345	50	448	65	38.1	1½
ASTM	A607 Grado 50	345	50	448	65	c	c
SAE	J410b Grados 950A, B, C, D ^d	345	50	483	70	38.1	1½ ^f
ASTM	A242	345	50	483	70	19.1	¾ ^f
ASTM	A440 ^g	345	50	483	70	19.1	¾ ^f
ASTM	A441	345	50	483	70	19.1	¾ ^f
ASTM	A588	345	50	483	70	101.6	4 ^f
SAE	J410b Grado 955X	379	55	483	70	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 55	379	55	483	70	38.1	1½
ASTM	A607 Grado 55	378	55	483	70	c	c
SAE	J410b Grado 960X	414	60	517	75	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 60	414	60	517	75	25.4	1
ASTM	A607 Grado 60	414	60	517	75	c	c
SAE	J410b Grado 965X	448	65	552	80	9.5	¾
ASTM	A572 Grado 65	448	65	552	80	12.7	½
ASTM	A607 Grado 65	448	65	552	80	c	c
SAE	J410b Grado 970X	483	70	586	85	9.5	¾
ASTM	A607 Grado 70	483	70	586	85	c	c
SAE	J410b Grado 980X	552	80	655	95	9.5	¾

^a Aceros SAE especifican resistencia mínima a la fluencia.
^b Se aplica a placas y barras, espesor aproximado de alma para estructurales.
^c ASTM A606 y A607 se aplican sólo a lámina y tira.
^d Los aceros SAE J410b Grados 945C y 950C y los ASTM A440 son aceros al

carbono-manganeso de alta resistencia, en vez de aceros de alta resistencia y bajo contenido de carbono.
^e Reducida a 34.5 MPa (5 000 lb/pulg²) para lámina y tira.
^f Disponible en espesor más grueso, con menores niveles de resistencia.

gadas que con cualquier elemento de acero estructural al carbono. Otras características de algunos aceros podrían ser buena resistencia a las cargas repetidas y a la abrasión durante el servicio. Aunque la alta resistencia es una característica común de todos los aceros HSLA, cualquier acero en particular podría incluir las otras propiedades ya citadas, sea individuales o combinadas.

Los aceros HSLA han encontrado amplia aceptación en muchos campos, entre los cuales se cuentan la construcción de furgones, camiones, remolques y autobuses; puentes de acero soldado; torres para televisión y transmisión de corriente y arbotantes para alumbrado; columnas en edificios de muchos niveles; recipientes portátiles para gas licuado de petróleo,

construcción naval, tanques para almacenar petróleo, equipo para acondicionamiento de aire y equipo agrícola y para movimiento de tierras.

Aceros de bajo carbono, de aleación para construcción, enfriados por inmersión y templados. Estos aceros, que poseen resistencia a la fluencia al nivel de 689 MPa (100 000 lb/pulg²), están cubiertos por especificaciones ASTM A514, militares, y por el Código 1204 de ASME para aplicación en recipientes de presión. Están disponibles en placas, formas y barras y se sueldan con facilidad. Dado que reciben tratamiento térmico para obtener estructura martensítica templada, retienen una excelente tenacidad a temperaturas tan bajas como -45°C (-50°F). Se han logrado importantes ahorros en los costos al usar estos aceros

Propiedades mecánicas aproximadas de fleje ó tira de acero al carbono endurecido por deformación

Grado de endurecimiento por deformación en frío	Resistencia a la tracción MPa	Alargamiento en 50 mm ó 2 pulg para espesores de tira de 1.27 mm (0.050 pulg),%	Observaciones
No. 1 (duro)	621±69		Tira muy rígida laminada en frío destinada sólo para troquelado plano y no requiere capacidad para soportar formado en frío
No. 2 (semiduro)	448±69	10±6	Tira de rigidez moderada, laminada en frío destinada para dobléz limitado
No 3 (cuarto de dureza)	379±69	20±7	Tira de mediana blandura, laminada en frío para dobléz limitado, estirado poco profundo y estampado
No. 4 (blando)	331±41.4	32±8	Tira blanda, dúctil, laminada en frío para estirado profundo cuando no se permiten deformaciones del estirado ni acanaladuras
No. 5 (muy blando)	303±41.4	39±6	Tira blanda, dúctil, laminada en frío para estirado profundo cuando se permiten deformaciones del estirado o acanaladuras. También para extrusión



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DESIGNACION AI/SI/DGN PARA ACEROS AL CARBONO

Y GRADO MAQUINARIA

EXPOSITOR:

ING. ARMANDO ORTIZ PRADO

ABRIL, 1985



ACEROS AL CARBONO Y BAJA ALEACION GRADO MAQUINARIA DESIGNACIONES NUMERICAS AISI Y SAE

Para facilitar la discusión de los aceros es conveniente familiarizarse con su nomenclatura. Se utiliza un índice numérico, auspiciado por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) y por el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI), para identificar la composición química de los aceros grado maquinaria. En este sistema se utilizan series de 4 números para designar los aceros al carbono y de baja

aleación; se usan series de 5 números para designar ciertos tipos de aceros de baja aleación. Los primeros 2 dígitos indican el tipo de acero; el segundo dígito da generalmente, pero no siempre, la cantidad aproximada del principal elemento aleante. Los últimos dos (o tres) dígitos indican aproximadamente el punto medio del contenido de carbono. La designación de las series y tipos se resume a continuación.

Series	Tipos
10xx	Aceros al Carbono no resulturados
11xx	Aceros al Carbono resulturados (libre maquinado)
12xx	Aceros al Carbono refosforados y resulturados (libre maquinado)
13xx	1.75% de Manganeso
23xx	3.50% de Níquel
25xx	5.00% de Níquel
31xx	1.25% de Níquel y 0.65 ó 0.80% de Cromo
33xx	3.50% de Níquel y 1.55% de Cromo
40xx	0.25% de Molibdeno
41xx	0.50 ó 0.95% de Cromo y 0.12 ó 0.20% de Molibdeno
43xx	1.80% de Níquel, 0.50 ó 0.80% de Cromo y 0.25% de Molibdeno
44xx	0.40% de Molibdeno
45xx	0.52% de Molibdeno
46xx	1.55 ó 1.80% de Níquel y 0.20 ó 0.25% de Molibdeno
47xx	1.05% de Níquel, 0.45% de Cromo y 0.20 ó 0.25% de Molibdeno
48xx	3.50% de Níquel y 0.25% de Molibdeno.
50xx	0.25, 0.40 ó 0.50% de Cromo
51xx	0.80, 0.90, 0.95 ó 1.00% de Cromo
51xxx	1.00% de Carbono y 1.05% de Cromo
52xxx	1.00% de Carbono y 1.45% de Cromo
61xx	0.60, 0.80 ó 0.95% de Cromo y 0.10 ó 0.15% mínimo de Vanadio
86xx	0.55% de Níquel, 0.50% de Cromo y 0.20% de Molibdeno
87xx	0.55% de Níquel, 0.50% de Cromo y 0.25% de Molibdeno
88xx	0.55% de Níquel, 0.50% de Cromo y 0.35% de Molibdeno
92xx	0.85% de Manganeso y 2.00% de Silicio
93xx	3.25% de Níquel, 1.20% de Cromo y 0.12% de Molibdeno
94xx	0.45% de Níquel, 0.40% de Cromo, y 0.12% de Molibdeno
97xx	0.55% de Níquel, 0.17% de Cromo y 0.20% de Molibdeno
98xx	1.00% de Níquel, 0.80% de Cromo y 0.25% de Molibdeno



ACEROS AL CARBONO NO RESULTURADOS*

No. AISI	C	Mn	P(max)	S(max)	No. AISI	C	Mn	P(max)	S(max)
*C 1005	0.06 max	0.35 max	0.040	0.050	C 1042	0.40/0.47	0.60/0.90	0.040	0.050
*C 1006	.08 max	0.25/0.40	.040	.050	C 1043	.40/0.47	.70/1.00	.040	.050
C 1008	.10 max	.25/0.50	.040	.050	C 1044	.43/0.50	.30/0.60	.040	.050
C 1010	0.08/0.13	.30/0.60	.040	.050	C 1045	.43/0.50	.60/0.90	.040	.050
*C 1011	.08/0.13	.60/0.90	.040	.050	C 1046	.43/0.50	.70/1.00	.040	.050
C 1012	.10/0.15	.30/0.60	.040	.050	C 1048	.44/0.52	1.10/1.40	.040	.050
*C 1013	.11/0.16	.50/0.80	.040	.050	C 1049	.46/0.53	.60/0.90	.040	.050
C 1015	.13/0.18	.30/0.60	.040	.050	C 1050	.48/0.55	.60/0.90	.040	.050
C 1016	.13/0.18	.60/0.90	.040	.050	C 1051	.45/0.56	.85/1.15	.040	.050
C 1017	.15/0.20	.30/0.60	.040	.050	C 1052	.47/0.55	1.20/1.50	.040	.050
C 1018	.15/0.20	.60/0.90	.040	.050	C 1053	.48/0.55	.70/1.00	.040	.050
C 1019	.15/0.20	.70/1.00	.040	.050	C 1055	.50/0.60	.60/0.90	.040	.050
C 1020	.18/0.23	.30/0.60	.040	.050	*C 1059	.55/0.65	.50/0.80	.040	.050
C 1021	.18/0.23	.60/0.90	.040	.050	C 1060	.55/0.65	.60/0.90	.040	.050
C 1022	.18/0.23	.70/1.00	.040	.050	*C 1061	.55/0.65	.75/1.05	.040	.050
C 1023	.20/0.25	.30/0.60	.040	.050	*C 1064	.60/0.70	.50/0.80	.040	.050
C 1024	.19/0.25	1.35/1.65	.040	.050	*C 1065	.60/0.70	.60/0.90	.040	.050
C 1025	.22/0.28	0.30/0.60	.040	.050	*C 1066	.60/0.70	.85/1.15	.040	.050
C 1026	.22/0.28	.60/0.90	.040	.050	*C 1069	.65/0.75	.40/0.70	.040	.050
C 1027	.22/0.29	1.20/1.50	.040	.050	C 1070	.65/0.75	.60/0.90	.040	.050
C 1029	.25/0.31	0.60/0.90	.040	.050	*C 1072	.65/0.75	1.00/1.30	.040	.050
C 1030	.28/0.34	.60/0.90	.040	.050	*C 1074	.70/0.80	.50/0.80	.040	.050
*C 1034	.32/0.38	.50/0.80	.040	.050	*C 1075	.70/0.80	.40/0.70	.040	.050
C 1035	.32/0.38	.60/0.90	.040	.050	C 1078	.72/0.85	.30/0.60	.040	.050
C 1036	.30/0.37	1.20/1.50	.040	.050	C 1080	.75/0.88	.60/0.90	.040	.050
C 1037	.32/0.38	0.70/1.00	.040	.050	C 1084	.80/0.93	.60/0.90	.040	.050
C 1038	.35/0.42	.60/0.90	.040	.050	*C 1086	.80/0.93	.30/0.50	.040	.050
C 1039	.37/0.44	.70/1.00	.040	.050	C 1090	.85/0.98	.60/0.90	.040	.050
C 1040	.37/0.44	.60/0.90	.040	.050	C 1095	.90/1.03	.30/0.50	.040	.050
C 1041	.36/0.44	1.35/1.65	.040	.050					

ACEROS AL CARBONO RESULTURADOS*

No. AISI	C	Mn	P(max)	S	No. AISI	C	Mn	S	P(max)
C 1108	0.08/0.13	0.50/0.80	0.040	0.08/0.13	C 1137	0.32/0.39	1.35/1.65	0.040	0.08/0.13
C 1109	.08/0.13	.60/0.90	.040	.08/0.13	C 1139	.35/0.43	1.35/1.65	.040	.12/0.20
C 1110	.08/0.13	.30/0.60	.040	.08/0.13	C 1140	.37/0.44	.70/1.00	.040	.08/0.13
C 1116	.11/0.20	1.10/1.40	.040	.16/0.23	C 1141	.37/0.45	1.35/1.65	.040	.08/0.13
C 1117	.14/0.20	1.00/1.30	.040	.08/0.13	C 1144	.40/0.48	1.35/1.65	.040	.24/0.33
C 1115	.14/0.20	1.30/1.60	.040	.08/0.13	C 1145	.42/0.49	.70/1.00	.040	.04/0.07
C 1119	.14/0.20	1.00/1.30	.040	.24/0.33	C 1146	.42/0.49	.70/1.00	.040	.08/0.13
C 1132	.27/0.34	1.35/1.65	.040	.08/0.13	C 1151	.48/0.55	.70/1.00	.040	.08/0.13

ACEROS AL CARBONO RESULTURADOS^c - BESSEMER ACIDO

ACEROS AL CARBONO REFOSFORADOS Y RESULTURADOS^a

No. AISI	C	Mn	P	S	No. AISI	C	Mn	P	S
B 1111	0.13 max	0.60/0.90	0.07/0.12	0.08/0.15	C 1211	0.13 max	0.60/0.90	0.07/0.12	0.08/0.15
B 1112	.13 max	.70/1.00	.07/0.12	.16/0.23	C 1212	.13 max	.70/1.00	.07/0.12	.16/0.23
B 1113	.13 max	.70/1.00	.07/0.12	.24/0.33	C 1213	.13 max	.70/1.00	.07/0.12	.24/0.33
					C 1215	.09 max	.75/1.05	.01/0.09	.26/0.35
					**C 12L14	.15 max	.80/1.20	.04/0.09	.25/0.35

*Plomo = 0.15/0.35 por ciento

ACEROS DE BAJA ALEACION^e

No. AISI	C	Mn	P(max)	S(max)	Si	Ni	Cr	Mo	V
1330	0.25/0.33	1.60/1.90	0.035	0.040	0.20/0.35
1335	.33/0.38	1.60/1.90	.035	.040	.20/0.35
1340	.38/0.43	1.60/1.90	.035	.040	.20/0.35
1345	.43/0.48	1.60/1.90	.035	.040	.20/0.35
*3140	.38/0.43	0.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	1.10/1.40	0.55/0.75
E 3310	.08/0.13	.45/0.60	.025	.025	.20/0.35	3.25/3.75	1.40/1.75
4012	.09/0.14	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	0.15/0.25
4023	.20/0.25	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3520/0.30
4024	.20/0.25	.70/0.90	.035	0.035/0.050	.20/0.2520/0.30
4027	.25/0.30	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3520/0.30
4028	.25/0.30	.70/0.90	.035	.035/0.050	.20/0.3520/0.30
4037	.35/0.40	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3520/0.30
*4042	.40/0.45	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3520/0.30
4047	.45/0.50	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3520/0.30
*4063	.60/0.67	.75/1.00	0.035	.040	.20/0.3520/0.30
4118	.18/0.23	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	0.40/0.60	08/0.15
4130	.26/0.33	.40/0.60	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
*4135	.33/0.38	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4137	.35/0.40	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4140	.38/0.43	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4142	.40/0.45	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4145	.43/0.48	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4147	.45/0.50	.75/1.10	.035	.040	.20/0.3080/1.10	.15/0.25
4150	.48/0.53	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3580/1.10	.15/0.25
4161	.56/0.64	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3570/0.90	.25/0.35
4320	.17/0.22	.45/0.65	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.00	.40/0.60	.20/0.30
*4337	.35/0.40	.60/0.80	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.00	.70/0.90	.20/0.30
E 4337	.35/0.40	.65/0.85	.025	.025	.20/0.35	1.65/2.00	.70/0.90	.20/0.30
4340	.38/0.43	.60/0.80	.035	.040	.20/0.25	1.65/2.00	.70/0.90	.20/0.30
E 4340	.38/0.43	.65/0.85	.025	.025	.20/0.35	1.65/2.00	.70/0.90	.20/0.30
4419	.18/0.23	.45/0.65	.035	.040	.20/0.3545/0.60
*4422	.20/0.25	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3535/0.45
*4427	.24/0.29	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3535/0.45
4615	.13/0.18	.45/0.65	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.0020/0.30
*4617	.15/0.20	.45/0.65	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.0020/0.30
4620	.17/0.22	.45/0.65	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.0020/0.30
4621	.18/0.23	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	1.65/2.0020/0.30
4626	.24/0.29	.45/0.65	.035	.040	.20/0.35	.70/1.0015/0.25
4718	.16/0.21	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.90/1.20	.35/0.55	.30/0.40
4720	.17/0.22	.50/0.70	.035	.040	.20/0.35	.90/1.20	.35/0.55	.15/0.25
4815	.13/0.18	.40/0.60	.035	.040	.20/0.35	3.25/3.7520/0.30
4817	.15/0.20	.40/0.60	.035	.040	.20/0.35	3.25/3.7520/0.30
4820	.18/0.23	.50/0.70	.035	.040	.20/0.35	3.25/3.7520/0.30



ACEROS DE BAJA ALEACION^e

No. AISI	C	Mn	P(max)	S(max)	Si	Ni	Cr	Mu	V
5015	.12/0.17	0.30/0.50	0.035	0.040	0.20/0.35	0.30/0.40
*5046	.43/0.50	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3520/0.35
*5115	.13/0.18	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5120	.17/0.22	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5130	.28/0.33	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3580/1.10
5132	.30/0.35	.60/0.80	.035	.040	.20/0.3575/1.00
5135	.33/0.38	.60/0.80	.035	.040	.20/0.3580/1.05
5140	.38/0.43	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5145	.43/0.48	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5147	.45/0.52	.70/0.90	.035	.040	.10/0.3585/1.15
5150	.48/0.53	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5155	.50/0.60	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3570/0.90
5160	.55/0.65	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3570/0.90
*E 50100	.95/1.10	.25/0.45	.025	.040	.20/0.3540/0.60
E 51100	.95/1.10	.25/0.45	.025	.025	.20/0.3590/1.15
E 52100	.95/1.10	.25/0.45	.025	.025	.20/0.35	1.30/1.60
6118	.16/0.21	.50/0.70	.035	.040	.20/0.3550/0.70	0.10/0.15
*6120	.17/0.22	.70/0.90	.035	.040	.20/0.5570/0.9010 min
6150	.48/0.53	.70/0.90	.035	.040	.20/0.3580/1.1015 min
*8115	.13/0.18	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	0.20/0.40	.30/0.50	0.08/0.15
8615	.13/0.18	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8617	.15/0.20	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8620	.18/0.23	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8622	.20/0.25	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8625	.23/0.28	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8627	.25/0.30	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8630	.28/0.33	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8637	.35/0.40	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8640	.38/0.43	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8642	.40/0.45	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8645	.43/0.48	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
*8650	.48/0.53	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8655	.50/0.60	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
*8660	.55/0.65	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.15/0.25
8720	.18/0.23	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.20/0.30
*8735	.33/0.38	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.20/0.30
8740	.38/0.43	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.20/0.30
*8742	.40/0.45	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.20/0.30
8822	.20/0.25	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.40/0.70	.40/0.60	.30/0.40
9255	.50/0.60	.70/0.95	.035	.040	1.80/2.20
9260	.55/0.65	.70/1.00	.035	.040	1.80/2.20
*9262	.55/0.65	.75/1.00	.035	.040	1.80/2.2025/0.40
*E 9310	.08/0.13	.45/0.65	.025	.025	.20/0.35	3.00/3.50	1.00/1.40	.08/0.15
*9340	.38/0.43	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.85/1.15	.70/0.90	.20/0.30
*9350	.48/0.53	.70/0.90	.035	.040	.20/0.35	.85/1.15	.70/0.90	.20/0.30



ACEROS AL BORO*

Estos aceros deben tener un mínimo de 0.0005 por ciento de Boro.

No. AISI	C	Mn	P(max)	S(max)	Si	Ni	Cr	Mo	V
50B44	0.43/0.48	.075/1.00	0.035	0.040	0.20/0.35	0.040/0.60
50B46	.43/0.50	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3520/0.35
50B50	.48/0.53	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3540/0.60
50B60	.55/0.65	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3540/0.60
51B60	.55/0.65	.75/1.00	.035	.040	.20/0.3570/0.90
81B45	.43/0.48	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	0.20/0.40	.35/0.55	0.80/0.15
94B17	.15/0.20	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.30/0.60	.30/0.50	.08/0.15
94B30	.28/0.33	.75/1.00	.035	.040	.20/0.35	.30/0.60	.30/0.50	.08/0.15

**ACEROS DE BAJA
ALEACION - H
(Con requisitos
de templabilidad)**

No. AISI	C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	V
1330 H	0.27/0.33	1.45/2.05	0.20/0.35
1335 H	.32/0.36	1.45/2.05	.20/0.35
1340 H	.37/0.44	1.45/2.05	.20/0.35
3140 H	.37/0.44	0.60/1.00	.20/0.35	1.60/1.45	0.45/0.85
3310 H	.07/0.13	.30/0.70	.20/0.35	3.20/3.80	1.30/1.80
4027 H	.24/0.30	.60/1.00	.20/0.35	0.20/0.30
** 4026 H	.24/0.30	.60/1.00	.20/0.3520/0.30
4037 H	.34/0.41	.60/1.00	.20/0.3520/0.30
4047 H	.44/0.51	.60/1.00	.20/0.3520/0.30
4118 H	.17/0.23	.60/1.00	.20/0.35	0.30/0.70	.08/0.15
4130 H	.27/0.33	.30/0.70	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4137 H	.34/0.41	.60/1.00	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4140 H	.36/0.44	.65/1.10	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4142 H	.39/0.46	.65/1.10	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4145 H	.42/0.49	.65/1.10	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4147 H	.44/0.51	.65/1.10	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4150 H	.47/0.54	.65/1.10	.20/0.3575/1.20	.15/0.25
4161 H	.55/0.65	.65/1.10	.20/0.3565/0.95	.25/0.35
4320 H	.17/0.23	.40/0.70	.20/0.35	1.55/2.00	.35/0.65	.20/0.30
4337 H	.34/0.41	.55/0.90	.20/0.35	1.55/2.00	.65/0.95	.20/0.30
4340 H	.37/0.44	.55/0.90	.20/0.35	1.55/2.00	.65/0.95	.20/0.30
L 4340 H	.37/0.44	.60/0.95	.20/0.35	1.55/2.00	.65/0.95	.20/0.30
4419 H	.17/0.23	.35/0.75	.20/0.3545/0.60
4620 H	.17/0.23	.35/0.75	.20/0.35	1.55/2.0020/0.30
4621 H	.17/0.23	.60/1.00	.20/0.35	1.55/2.0020/0.30
4626 H	.23/0.29	.40/0.70	.20/0.35	.65/1.0515/0.25
4718 H	.15/0.21	.60/0.95	.20/0.35	0.85/1.25	.30/0.60	.30/0.40
4720 H	.17/0.23	.45/0.75	.20/0.35	0.85/1.25	.30/0.60	.15/0.25
4815 H	.12/0.18	.30/0.70	.20/0.35	3.20/3.8020/0.30
4817 H	.14/0.20	.30/0.70	.20/0.35	3.20/3.8020/0.30
4820 H	.17/0.23	.40/0.80	.20/0.35	3.20/3.8020/0.30
5120 H	.17/0.23	.60/1.00	.20/0.3560/1.00
5130 H	.27/0.33	.60/1.00	.20/0.3575/1.20
5132 H	.29/0.35	.50/0.90	.20/0.3565/1.10
5135 H	.32/0.36	.50/0.90	.20/0.3570/1.15
5140 H	.37/0.44	.60/1.00	.20/0.3560/1.00
5145 H	.42/0.49	.60/1.00	.20/0.3560/1.00
5147 H	.45/0.52	.60/1.05	.20/0.3580/1.25
5150 H	.47/0.54	.60/1.00	.20/0.3560/1.00
5155 H	.50/0.60	.60/1.00	.20/0.3560/1.00
5160 H	.55/0.65	.65/1.10	.20/0.3560/1.00
6118 H	.15/0.21	.40/0.80	.20/0.3540/0.80	0.10/0.15
6150 H	.47/0.54	.60/1.00	.20/0.3575/1.2015 min.
8617 H	.14/0.20	.60/0.95	.20/0.35	0.35/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8620 H	.17/0.23	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8622 H	.19/0.25	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8625 H	.22/0.28	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8627 H	.24/0.30	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8630 H	.27/0.33	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8637 H	.34/0.41	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8640 H	.37/0.44	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8642 H	.39/0.46	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8645 H	.42/0.49	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8655 H	.50/0.60	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.15/0.25
8720 H	.17/0.23	.60/0.95	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.20/0.30
8730 H	.17/0.23	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.20/0.30
8827 H	.19/0.25	.70/1.05	.20/0.35	.45/0.75	.35/0.65	.30/0.40
9260 H	.55/0.65	.65/1.10	1.70/2.20

ACEROS AL BORO-H

(Con requisitos de templabilidad)

Estos aceros deben tener un mínimo de 0.0005 por ciento de Boro

AISI	C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	V
50B40 H	0.37/0.44	0.65/1.10	0.20/0.35	0.30/0.70
50B44 H	.42/0.49	.65/1.10	.20/0.3530/0.70
50B46 H	.43/0.50	.65/1.10	.20/0.3513/0.43
50B50 H	.47/0.54	.65/1.10	.20/0.3530/0.70
50B60 H	.55/0.65	.65/1.10	.20/0.3530/0.70
51B60 H	.55/0.65	.65/1.10	.20/0.3560/1.00
51B45 H	.42/0.49	.70/1.05	.20/0.35	0.15/0.45	.30/0.60	0.08/0.15
94B17 H	.14/0.20	.70/1.05	.20/0.35	.25/0.65	.25/0.55	.08/0.15
94B30 H	.27/0.33	.70/1.05	.20/0.35	.25/0.65	.25/0.55	.08/0.15

* Aceros estándar para alambres únicamente

** Contenido de azufre de 0.035/0.050 por ciento.

* Silicio: Cuando se requiera especificar el silicio, se usan generalmente los siguientes límites:

Designaciones de aceros	Límites de Silicio
Hasta C 1015 excl.	0.10% max.
C 1015 a C 1025 incl.	0.10% max., 0.10/0.20% , ó 0.15/0.30%
Arriba de C 1025	0.10/0.20% ó 0.15/0.30%

Cobre: Cuando se requiera, el cobre se especifica como un elemento agregado a un acero estándar.

Plomo: Cuando se requiera, el plomo se especifica como un elemento agregado a un acero estándar.

* Silicio: Cuando se requiera especificar el silicio, se usan generalmente los siguientes límites:

Designaciones de aceros	Límites de Silicio
Hasta C 1110 incl.	0.10% max.
Arriba de C 1110	0.10% max., 0.10/0.20% , ó 0.15/0.30%

Plomo: Cuando se requiera, el plomo se especifica como

un elemento agregado a un acero estándar.

* Silicio: Debido a la naturaleza tecnológica del proceso, los aceros bessemer ácidos no se producen con un contenido de silicio especificado.

Plomo: Cuando se requiera, el plomo se especifica como un elemento agregado a un acero estándar.

* Silicio: No es práctica común producir estos aceros con límites de silicio especificados.

Plomo: Cuando se requiera, el plomo se especifica como un elemento agregado a un acero estándar.

* Los grados mostrados en la lista con el prefijo E se fabrican generalmente por el proceso de horno eléctrico básico. Todos los demás se fabrican normalmente por el proceso de horno de hogar abierto básico, pero pueden fabricarse en horno eléctrico básico con ajustes en los contenidos de fósforo y azufre.

Las limitaciones de fósforo y azufre para cada proceso de aceración son como sigue:

Proceso	Por ciento máximo	
	P	S
Horno eléctrico básico	0.025	0.025
Horno de hogar abierto básico	0.035	0.040
Horno eléctrico ácido	0.050	0.050
Horno de hogar abierto ácido	0.050	0.050



130

El contenido mínimo de silicio para aceros de baja aleación en horno de hogar abierto ácido u horno eléctrico ácido es de 0.15 por ciento.

Pequeñas cantidades de ciertos elementos que no están especificados ni requeridos se encuentran presentes en los aceros de baja aleación. Estos elementos se consideran como

residuales y pueden estar presentes en las siguientes cantidades máximas: Cobre 0.35% ; níquel 0.25% ; cromo 0.20% ; Molibdeno 0.06% .

Cuando se muestran contenidos mínimos y máximos de azufre, esto indica aceros resulfurados.

Tabla 9.

Aplicaciones de los aceros al carbono

11

Porcentaje C	Aplicaciones
0.05-0.10	Lámina, tira, tubos, clavos de alambre o puntas de París
0.10-0.20	Remaches, tornillos, partes para cementarse o templarse superficialmente.
0.20-0.35	Acero estructural, placa o palastro, piezas forjadas tales como eje de levas.
0.35-0.45	Acero de maquinaria (árboles, ejes, vástagos de conexión, etc.)
0.45-0.55	Piezas grandes de forja (cigüeñales, engranajes para trabajo pesado, etc.)
0.60-0.70	Matrices para cabezas de pernos y para estampación; rieles, tornillos opresores o prisioneros.
0.70-0.80	Cuchillas para tijeras o cizallas, cortafríos o cinceles, martillos, picos, sierras de cinta.
0.80-0.90	Matrices y punzones de corte para preparar discos base, barrenas o perforadores para roca, cinceles de mano.
0.90-1.00	Resortes, escariadores, brochaladoras, punzones pequeños y matrices o dados.
1.00-1.10	Resortes pequeños, herramientas para torno, cepilladora, limadora y ranuradora o mortajadora.
1.10-1.20	Brocas salomónicas, machos de roscar pequeños, dados para cortar rosca o cojinetes de terraja, cuchillería, herramientas pequeñas de torno.
1.10-1.30	Limas, asientos o jaulas para bolas, mandriles, hileras para estirado o trefilado, hojas para afeitar.

Tipo de acero y tratamiento térmico para resortes grandes, planos, de hojas o ballestas y helicoidales formados en caliente

Acero AISI No.	Temp. de normalización*		Temp. de temple por inmersión†		Tem. de revenido	
	°C	°F	°C	°F	C	F
1090	860-885	1575-1625	800-830	1475-1525	455-565	850-1050
6150	870-900	1600-1650	870-900	1600-1650	455-565	850-1050
9260	870-900	1600-1650	870-900	1600-1650	455-565	850-1050
5160	870-900	1600-1650	800-830	1475-1525	455-565	850-1050
8650	870-900	1600-1650	870-900	1600-1650	455-565	850-1050

*Estas temperaturas de normalización se deben usar como temperaturas de conformación siempre que sea posible.

†Enfriamiento por inmersión de aceite a 45 a 60°C (110 a 140°F).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ELEMENTOS DE SUJECION (I)

EXPOSITOR:

ING. MARCELO LOPEZ PARRA

ABRIL, 1985

Capítulo 25

Soldadura

INTRODUCCION. Hay muchos aspectos importantes de la soldadura que se deben considerar en el diseño de máquinas. El problema inmediato del diseñador es determinar la dimensión adecuada de la soldadura de una parte específica, lo cual implica un análisis de esfuerzos de las diferentes partes, en los puntos sometidos a cargas estáticas o fluctuantes. Se utilizarán los procedimientos recomendados por la American Welding Society (AWS) y las modificaciones hechas por la Lincoln Electric Company.

El diseñador debe utilizar los esfuerzos de diseño y los procedimientos especificados por los diferentes códigos de estructuras, puentes y recipientes a presión, donde los diseños deben ser conservadores. Por otra parte, el diseñador tiene mucha libertad en el diseño de la mayoría de máquinas. El punto de vista de este capítulo es permitir libertad y flexibilidad en el diseño.

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS

(1) Soldaduras a tope. Véase la figura 25-1.

De acuerdo con la Lincoln Electric Company, una soldadura a tope, cuando está hecha correctamente, tiene igual o mejor resistencia que la placa y no hay necesidad de calcular el esfuerzo en la soldadura, ni hacer ensayos para determinar su dimensión. Cuando se sueldan aceros de aleación, es necesario hacer coincidir la resistencia del electrodo con la resistencia de la placa.

Algunos códigos sugieren reducir la resistencia, con el empleo del factor llamado eficiencia de la junta. Cuando se tiene que reducir la resistencia, la ecuación de la fuerza permisible en una soldadura a tope está dada por la fórmula

$$F_{all} = s_t t L e$$

donde

F_{all} = fuerza permisible, en lb

s_t = esfuerzo permisible en la soldadura, en psi.

t = espesor de la placa, en pul

L = longitud de la soldadura, en pul

e = eficiencia

(2) Soldaduras de filete.

Las soldaduras de filete se clasifican de acuerdo con la dirección de la carga: (a) Carga paralela, (b) carga transversal. (Véase la figura 25-2.)

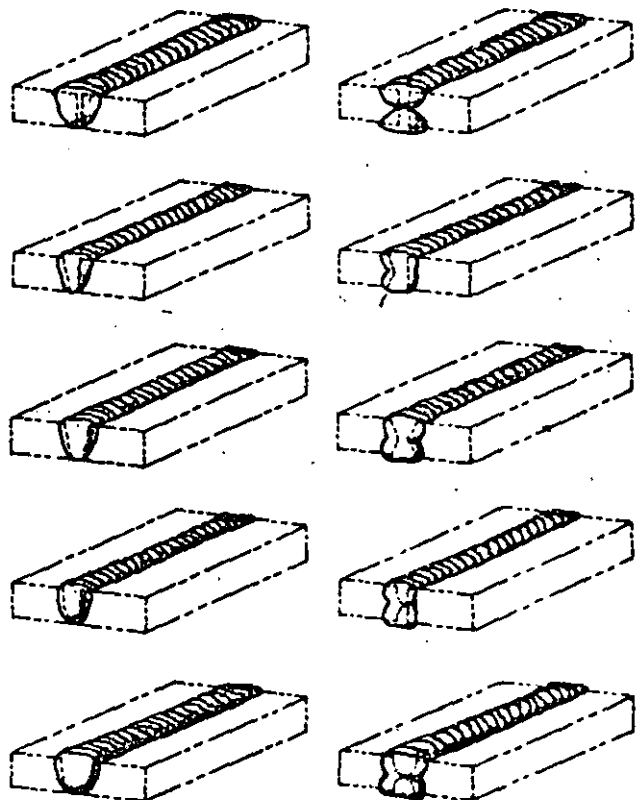


Fig. 25-1 Soldaduras a tope

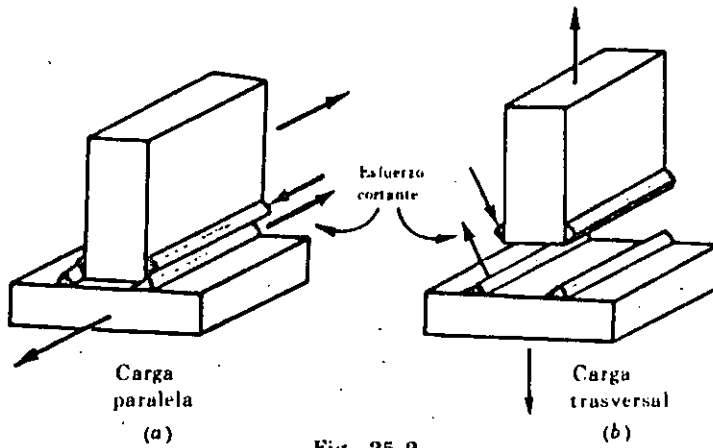


Fig. 25-2

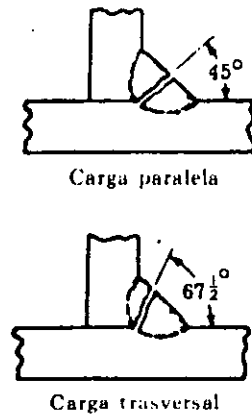


Fig. 25-3

En la soldadura de filete a 45° típica, el plano de máximo esfuerzo cortante es la sección de la garganta a 45°, cuando se somete a cargas paralelas y la garganta a 67½°, cuando se somete a carga transversal, como se muestra en la figura 25-3. En consecuencia, la resistencia a carga transversal es mayor.

En los Estados Unidos la base de la especificación de una soldadura de filete es la longitud del lado (en Europa se emplea la garganta). Se entiende por dimensión de una soldadura de filete la longitud del cateto del mayor triángulo rectángulo isósceles inscrito o las longitudes de los catetos del mayor triángulo rectángulo (no isósceles) inscrito.

La dimensión de una soldadura de filete que tiene ambos lados iguales está dada por w y las dimensiones de una soldadura de filete que tiene los dos lados diferentes, están dadas por a y b , como se muestra en la figura 25-4.

La garganta de una soldadura de filete que tiene los dos lados iguales, t , se obtiene multiplicando la dimensión de la soldadura por 0,707 es decir que $t = 0,707w$. (Véase la figura 25-5.)

La garganta real, t_a , obtenida con soldadura automática, es mayor que la garganta teórica t . (Véase la figura 25-6.) Si se produce una penetración p , la dimensión es $(w + p)$ y la garganta es $0,707(w + p)$. La AWS no tiene en cuenta la resistencia adicional debida a la penetración, pero se puede considerar este efecto, si así se desea.

El esfuerzo en una soldadura de filete se considerará como un esfuerzo cortante en la garganta, cualquiera que sea la dirección de aplicación de la carga.

La carga paralela permisible por pulgada de soldadura, en una soldadura de filete cargada estáticamente, es

$$F_{all} = s_{all} A = 13.600(0,707w) = 9600w$$

donde s_{all} = esfuerzo cortante permisible = 13.600 psi, de acuerdo con el código de la AWS

A = área de la sección de la garganta a 45° de 1" de soldadura = $0,707w$

w = longitud del lado (dimension), en pul

La carga transversal permisible por pulgada de soldadura, en una soldadura de filete cargada estáticamente, es

$$F_{all} = s_{all} A = 13.600(0,765w)/\cos 22\frac{1}{2}^\circ = 11.300w$$

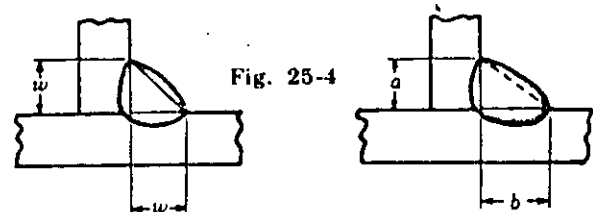


Fig. 25-4

Soldadura de filete con las dimensiones iguales

Soldadura de filete con las dimensiones diferentes

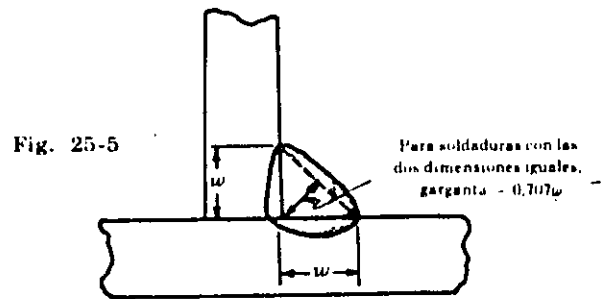


Fig. 25-5

Para soldaduras con las dos dimensiones iguales, garganta = $0,707w$

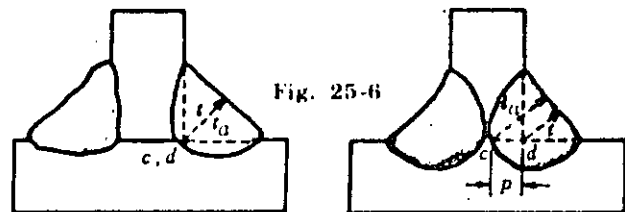


Fig. 25-6

Manual

Automática

c = Fondo de la soldadura
 d = Fondo de la junta

t_a = Garganta real
 t = Garganta teórica

donde s_{all} = esfuerzo permisible = 13,600 psi (el mismo que para soldadura de filete sometida a carga paralela)

A = área de la sección de la garganta a $67\frac{1}{2}$ ° de V de soldadura = $0.765u$

De acuerdo con la AWS, si una parte de la carga se aplica paralela y la otra se aplica transversalmente, se debe utilizar la carga permisible paralela. Cuando ocurre flexión o torsión, el procedimiento seguido para analizar la soldadura consiste en considerar esta como una línea que no tiene sección transversal. Se puede demostrar que el módulo de la sección de una área delgada es igual al módulo de la sección, cuando esta se considera como una línea, multiplicado por su espesor, con un error despreciable.

Considerando flexión: $s = \frac{M}{Z}$

donde M = momento de flexión, en lb-pul; Z = módulo de la sección, en pul³; s = esfuerzo, en psi.

Las unidades del módulo de la sección de una soldadura que se considera como una línea, Z_w , son pul². $(Z_w)(u)$ da el módulo de la sección de la soldadura, donde u es la dimensión de la soldadura. Así

$$s = \frac{M}{(Z_w)(u)} \quad \text{o} \quad su = \frac{M}{Z_w}$$

El producto de s por u tiene por unidades lb/pul y se representa por el símbolo f . Así

$$f = \frac{M}{Z_w}$$

donde f es la carga por pulgada de soldadura, M (lb-pul) es el momento de flexión y Z_w (pul²) es el módulo de la sección de la soldadura considerada como una línea. El procedimiento anterior permite encontrar directamente la dimensión de la soldadura.

En la figura 25-7 se indican los módulos de la sección en flexión, Z_w , y los momentos polares de inercia, J_w , de 13 uniones soldadas típicas, en que la soldadura se considera como una línea. Los módulos de la sección de estas fórmulas son para una fuerza máxima, tanto de la porción superior como de la porción inferior de las uniones soldadas. En las uniones asimétricas que se muestran, la fuerza de flexión máxima ocurre en la parte inferior.

Si se aplica más de una fuerza a la soldadura, todas las fuerzas se hallan combinadas y deben actuar en el mismo punto de la soldadura.

El módulo de la sección y el momento polar de inercia se utilizan en las fórmulas de diseño patrones que se enumeran aquí. Las soldaduras secundarias no se consideran como una línea, pero se emplean las fórmulas de diseño patrones para encontrar la fuerza por pulgada de soldadura. Los símbolos empleados son

- b = anchura de la unión, en pul
- d = altura de la unión, en pul
- A = área del material de la pestaña soportada en corte por las soldaduras, en pul²
- I = momento de inercia de la sección completa, en pul⁴
- C = distancia a la fibra externa, en pul
- t = espesor de la placa, en pul
- J = momento polar de inercia de la sección, en pul⁴
- P = carga de tracción o de compresión, en lb
- N_x = distancia desde el eje x hasta la cara, en pul
- N_y = distancia desde el eje y hasta la cara, en pul
- V = carga vertical de corte, en lb
- M = momento de flexión, en lb-pul
- T = momento de torsión, en lb-pul
- L_w = longitud de la soldadura, en pul
- Z_w = módulo de la sección de la soldadura, en pul²
- J_w = momento polar de inercia de la soldadura, en pul³
- s = esfuerzo en la fórmula patrón de diseño, en psi
- f = fuerza por pulgada de soldadura en la fórmula patrón de diseño, cuando se considera la soldadura como una línea, en lb-pul
- n = número de soldaduras

Propiedades de una soldadura considerada como una línea		
Bosquejo de la junta soldada <i>b</i> = anchura <i>d</i> = altura	Flexión alrededor del eje X-X	Torsión
	$Z_w = \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{d^3}{12}$
	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$Z_w = bd$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4bd + d)}{6(2b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ Parte superior Parte inferior	$I_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$Z_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$Z_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$I_w = \frac{\pi d^3}{4}$
	$Z_w = \frac{\pi d^2}{2} + \pi D^2$	

Cortesía de la Lincoln Electric Co

Fig. 25-7(a)

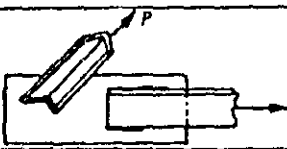

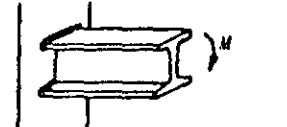
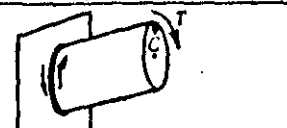

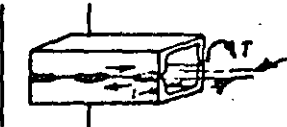
Tipo de carga	Fórmulas de diseño patrones	Considerando la soldadura como una línea
	Esfuerzo psi	Fuerza lb/pul
Soldaduras primarias transmite toda la carga		
	tracción o compresión	$s = \frac{P}{A}$ $f = \frac{P}{L_w}$
	de corte vertical	$s = \frac{V}{A}$ $f = \frac{V}{L_w}$
	flexión	$s = \frac{M}{Z}$ $f = \frac{M}{Z_w}$
	torsión	$s = \frac{TC}{J}$ $f = \frac{TC}{J_w}$
Soldaduras secundarias une las dos secciones — bajo esfuerzo		
	de corte horizontal	$s = \frac{VA_y}{I_t}$ $f = \frac{VA_y}{I_n}$
	de corte torsional horizontal	$s = \frac{TC}{J}$ $f = \frac{TCt}{J}$

Fig. 25-7(b)

Cortesía de la Lincoln Electric Co.

Si se utiliza soldadura a intervalos, se determina la razón *R* de la dimensión calculada de la soldadura continua a la dimensión real que se debe emplear en la soldadura a intervalos.

$$R = \frac{\text{dimensión calculada (soldadura continua)}}{\text{dimensión real que se debe emplear (soldadura a intervalos)}}$$

La longitud de los intervalos de soldadura y la distancia entre los centros de dos intervalos consecutivos están dadas en función de *R*. Una representación como 3 — 4 significa que la longitud del intervalo de soldadura es 3" y la distancia entre los centros de dos intervalos consecutivos es 4".

Los siguientes valores de resistencia a la fatiga (lb por pulgada de soldadura de filete) sirven de guía para el diseño de soldaduras de filete sometidas a carga variable. Los valores se basan en un valor de seguridad más conservador que el de 8780 lb por pulgada de soldadura de filete, utilizado en el diseño de puentes, según las recomendaciones de la AWS.

(1) Resistencia a la fatiga permisible para soldaduras de filete, para 2.000.000 de ciclos = $\frac{5090}{1 - \frac{1}{2}K}$ lb/pul (si el valor calculado es mayor que 8780 lb/pul, utilizar 8780 lb/pul).

R dimensión necesaria de la soldadura continua	dimensión empleada en la soldadura a intervalos		
75%		3-4	
66			4-6
60		3-5	
57			4-7
50	2-4	3-6	4-8
44			4-9
43		3-7	
40	2-5		4-10
37		3-8	
33	2-6	3-9	4-12
30		3-10	
25	2-8	3-12	
20	2-10		
16	2-12		

(2) Resistencia a la fatiga permisible para soldaduras de filete, para 600.000 ciclos = $\frac{7070}{1 - \frac{1}{2}K}$
lb/pul (si el valor calculado es mayor que 8780 lb/pul, utilizar 8780 lb/pul).

(3) Resistencia a la fatiga permisible para soldaduras de filete, para 100.000 ciclos = $\frac{8484}{1 - \frac{1}{2}K}$
lb/pul (si el valor calculado es mayor que 8780 lb/pul, utilizar 8780 lb/pul)

(Para otros tipos de soldadura, recórrase a la "AWS Bridge Code, Section 208, Design for Repeated Stress".

En las fórmulas anteriores, $K = \frac{\text{carga mínima}}{\text{carga máxima}} = \frac{\text{esfuerzo mínimo}}{\text{esfuerzo máximo}}$. $K = +1$ para carga cons-

tante; $K = 0$ si la carga es libre (varía en un solo sentido), $K = -1$ si la carga es completamente invertida.

Un cambio abrupto de la sección a lo largo de la trayectoria del flujo de esfuerzo, reducirá la resistencia a la fatiga. Es más importante en la reducción de la resistencia a la fatiga, el efecto de la forma y la geometría, que la presencia de la soldadura.

La resistencia a la fatiga se puede expresar en función del número de ciclos por medio de la fórmula empírica

$$F_A = F_B \left(\frac{N_B}{N_A} \right)^c$$

donde F_A = resistencia a la fatiga para N_A ciclos

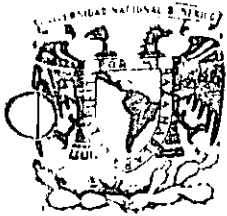
F_B = resistencia a la fatiga para N_B ciclos

c = constante que varía ligeramente con el tipo de soldadura. Se ha utilizado 0,13 para soldaduras a tope y 0,18 para placas sometidas a carga axial de tracción y compresión.

La regla empleada para soldaduras no calculadas es la siguiente: Para una soldadura sometida a carga paralela y carga transversal, simultáneamente, la dimensión debe ser 3/4 del espesor de la placa, la longitud de la soldadura debe ser igual a la longitud de la placa y la placa se debe soldar a ambos lados. Para diseños en que la rigidez es el factor básico, utilizar una longitud del lado (dimensión) igual a 3/8 del espesor de la placa.

PROBLEMAS RESUELTOS

1. Demostrar que el plano de máximo esfuerzo cortante está a 45° para una soldadura de filete con los dos lados iguales, sometida a carga paralela, como se muestra en la figura 25-8. Despreciar la flexión. Determinar la fuerza permisible por pulgada de soldadura, F_{AU} , si el esfuerzo de corte permisible es 13.000 psi, de acuerdo con la AWS.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ELEMENTOS DE SUJECION (11)

EXPOSITOR:

ING. MARCELO LOPEZ PARRA

ABRIL, 1985

11 TYPES OF KRAZY GLUE

Ethyl White Cap Ultra Speed No. 200
 Ethyl White Cap No. 201
 Ethyl Yellow Cap No. 241
 Ethyl Blue Cap No. 202
 Ethyl Green Cap No. 203
 Ethyl White Cap Rubber Grade No. 230
 Ethyl White Cap Impact Resistant No. 401
 Ethyl Blue Cap Wood/Leather No. 732F
 Methyl White Cap No. 101
 Methyl Blue Cap No. 102
 Isobutyl White Cap No. 501

ETHYL — Use when bonding any combination of plastic, rubber, ceramic or glass. Ethyl may be used for metal bonds with a modest decrease in bond strength, if improved shelf life, resistance to humidity and superior flow characteristics are desired.

METHYL — Use when metal is one or both of the bonding components, such as metal to plastic or metal to rubber, glass, etc.

CAP COLOR — Denotes setting time: "FAST" White Cap, "MEDIUM FAST" Yellow Cap, "SLOW" Blue Cap, "EXTRA SLOW" Green Cap. Bonding strength of White, Yellow, Blue, and Green is the same.

Ethyl Ultra Speed Type 200 is the fastest cyanoacrylate made. Used in high speed assembly operations and for superior wicking capability.

Ethyl White Cap Type 201 is used when bonding any combination of plastic, rubber, ceramic or glass. May be used for metal bonds with a modest decrease in bond strength, if improved shelf life, resistance to humidity and superior flow characteristics are desired.

Ethyl Yellow Cap Type 241 is the same as Type 201 with setting time reduced 10 to 20 percent to allow time for positioning. Viscosity slightly increased to retard running.

Ethyl Blue Cap Type 202 is the same as Type 201 with setting time slower one half to one third. Additional time is used to position components or to apply to large surface areas. Viscosity is increased to prevent running.

Ethyl Green Cap Type 203 is the slowest, thickest "instant" adhesive. Used on largest surface areas. Fills small gaps and bonds slightly porous materials.

Ethyl Rubber Grade Type 230 is specifically formulated for trouble free rubber bonds. Bonds rubber faster, eliminates rubber-bond reject.

Ethyl Impact Resistant Type 401 is used for impact resistant metal bonds. Provides up to five times more impact resistance than other cyanoacrylates. Use when metal is both of the bonding components.

Ethyl Blue Cap Type 732F is the first instant cyanoacrylate made that bonds both porous and non porous materials. May be used to bond any combination of hardwoods, soft woods, balsa, leather, plastic, rubber, metal, ceramic or glass. Medium viscosity prevents running. Open time is 2 to 3 minutes. May be used in conjunction with conventional adhesives provided the two adhesive systems do not contact each other.

Methyl White Cap Type 101 is used when metal is one of the bonding components, such as metal to plastic or metal to rubber, glass, etc.

Methyl Blue Cap Type 102 is the same as Tube 101 with setting time slowed one-half to one-third. Additional time is used to position components or to apply to larger surface areas.

Isobutyl White Cap Type 501 is a non pungent assembly grade. A general purpose cyanoacrylate for constant assembly line usage.

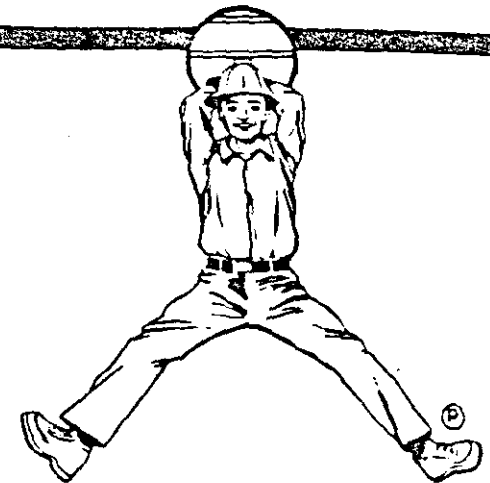
KRAZY GLUE—TYPES, SIZES AND STOCK ORDER NUMBERS

TYPES — CAP COLORS

	101 White	102 Blue	200 White	201 White	202 Blue	203 Green	230 White	241 Yellow	401 White	501 White	732F Blue
SIZE	STOCK NUMBERS										
2 gram		—	—	KG-585	KG-810	—	—	—	—	—	—
gram	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	KG-821
20 gram	KG-615	KG-616	KG-617	KG-618	KG-619	KG-620	KG-621	KG-622	KG-623	KG-624	KG-625
500 grams	KG-630	KG-631	KG-632	KG-633	KG-634	KG-635	KG-636	KG-637	KG-638	KG-639	KG-640

CAP COLOR VISCOSITY CODE

CAP COLOR	VISCOSITY
White Cap	2 to 35 CPS
Yellow Cap	40 CPS
Blue Cap	100 to 300 CPS
Green Cap	1,500 CPS



Let Krazy Glue® do it!
 Krazy Glue can glue it to it.

Ethyl Rubber Grade Type 230 is specifically formulated for trouble free rubber bonds. Bonds rubber faster, Eliminates rubber-bond rejects.

ADHEREND	SETTING TIME (SECONDS)	TENSILE (psi—ASTM METHOD)	TENSILE SHEAR
PLASTIC			
Acrylonitrile Butadiene Styrene Resin	10	*3556	*711
Delrin	10	1423	711
Fiber Reinforced Plastic	18	3983	2418
Nylon 6.6	15	2134	1138
Phenolic	3	*4979	*996
Polycarbonate	10	4979	*996
Polymethyl Methacrylate	5	*4979	*711
Poly Styrene	10	*2845	*569
Polyvinyl Chloride	3	*4979	*1423
RUBBER			
Ethylene Propylene Terpolymer	3	*427	*71
Natural Rubber	3	*356	*57
Neoprene Rubber	3	*356	*57
Nitrile Butadiene Rubber	3	*356	*57
Polyurethane Rubber	3	*854	*114
METAL			
Aluminum	10	2840	2279
Brass	5	4273	2848
Copper	2	3988	2279
Stainless Steel	10	4130	2564
Steel	10	4558	2279
Zinc	5	4273	1282
COMPOSITE			
ABS/Aluminum	10	2134	*711
FRP/Stainless Steel	30	3841	2279
Phenolic/Copper	3	3556	*711
PVC/Steel	10	2561	*1423

*Indicates materials failure.

PHYSICAL PROPERTIES OF TYPE 230 ETHYL RUBBER GRADE

1. PROPERTIES BEFORE USE (Liquid State)

APPEARANCE: TRANSPARENT LIQUID

Refractive Index, N ₂₀ °C/D	1.4363
Viscosity at 25°C (Brookfield)	35
Specific Gravity, 20°/4°C	1.050
Boiling Point, 5mm Hg (°F)	140-144
Melting Point (°F)	-15.0
Flashing Point (°F)	181
Solubility Parameter	10.7
Solubility: Soluble in acetone, MEK, benzene, toluene, ethylacetate, nitromethane	

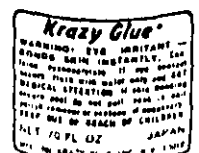
2. PROPERTIES AFTER RESINIFIED (Solid State)

Softening Temperature (Vicat State) (°F)	293
Melting Point (°F)	392-406
Specific Gravity 20°C/4°C	1.2480
Refractive Index, N ₂₀ °C/D	1.4870
Electric Resistance	10 ¹¹⁻¹³
Solubility: Acetone, nitromethane	

TEST PACKS

Because Krazy Glue has so many applications your best procedure is to order a pack of test samples.
Please order by stock number.

STOCK NO.	DESCRIPTION	PRICE PER TEST PACK
KG-621	Contains One 20 Gram tube of Type 230 Ethyl Rubber Grade.	\$7.75
KG-645	Mixed test pack contains one each 20 Gram tube Types 200, 201, 241, 202, 203. Total: Five 20 Gram tubes.	28.50
KG-646	Mixed test pack contains one each 20 Gram tube Types 230, 401, 101, 102, 501. Total: Five 20 Gram tubes.	28.50



Ethyl Impact Resistant Type 401 is used for impact resistant metal bonds. Provides up to five times more impact resistance than other cyanoacrylates. Use when metal is both of the bonding components.

ADHEREND	SETTING TIME (SECONDS)	TENSILE (psi—ASTM METHOD)	TENSILE SHEAR (psi—ASTM METHOD)
PLASTIC			
Acrylonitrile Butadiene Styrene Resin	10-20	*3556	*711
Delrin	60-90	1423	711
Fiber Reinforced Plastic	60-90	3983	2418
Nylon 6.6	30-60	2134	1138
Phenolic	60-90	4979	996
Polycarbonate	20-30	*4979	*996
Polymethyl Methacrylate	20-30	*4979	*711
Poly Styrene	20-30	*2845	*569
Polyvinyl Chloride	10-20	*4970	*1423
RUBBER			
Ethylene Propylene Terpolymer	5-10	*427	*71
Natural Rubber	5-10	*356	*57
Neoprene Rubber	5-10	*356	*57
Nitrile Butadiene Rubber	5-10	*356	*57
Polyurethane Rubber	5-10	*854	*114
METAL			
Aluminum	30-60	5127	2418
Brass	30-60	5697	2848
Copper	10-20	4985	2418
Stainless Steel	20-40	6409	3276
Steel	30-60	5839	2990
Zinc	20-40	6266	1994
COMPOSITE			
ABS/Aluminum	30-60	2134	*711
FRP/Stainless Steel	60-90	3841	2279
Phenolic/Copper	10-20	3556	*711
PVC/Steel	30-60	2561	*1423

*Indicates materials failure.

PHYSICAL PROPERTIES OF TYPE 401 ETHYL IMPACT RESISTANT

- PROPERTIES BEFORE USE (Liquid State)**

APPEARANCE: TRANSPARENT LIQUID

Refractive Index, N ₂₀ °C/D	1.4425
Viscosity at 25°C (Brookfield)	2
Specific Gravity, 20°/4°C	1.077
Boiling Point, 5 mm Hg (°F)	131-138
Melting Point (°F)	-40
Flashing Point (°F)	181
Solubility Parameter	11.03

Solubility: Soluble in acetone, MEK, benzene, toluene, ethylacetate, nitromethane
- PROPERTIES AFTER RESINIFIED (Solid State)**

Softening Temperature (Vicat State) (°F)	314
Melting Point (°F)	392-406
Specific Gravity 20°C/4°C	1.2505
Refractive Index, N ₂₀ °C/D	1.4897
Electric Resistance	10 ¹⁰⁻¹³

Solubility: Acetone, nitromethane

IMPACT STRENGTH OF TYPE 401

Test Method : ASTM D 950
 Dimension of Test Specimen: 9.5x25.4x25.4, 19.0x25.4x44.4 (mm)
 Surface Finish : Polished with a fine file
 Test Conditions : 23°C, 60% RH, 24 hours curing

Material Pair	Impact Strength (kgcm/cm ²)	Impact Strength (lbin/in ²)
Stainless — Stainless	17.3	97
Steel — Steel	23.0	129
Copper — Copper	13.5	76
Brass — Brass	9.2	52
ABS — ABS	38.8	217
Phenolic — Phenolic	*11.3	*63
FRP — FRP	17.8	100
FRP — Stainless	16.1	90
Phenolic — Copper	*7.3	*31
Chromate — Chromate	3.2	18

(kgcm/cm²) 0 5 10 15 20 38.8 *shows materials failure.

Impact Strength of Krazy Glue Type 401

Impact Strength of Krazy Glue Type 201

TEST PACKS

Because Krazy Glue has so many applications your best procedure is to order a pack of test samples. Please order by stock number:

STOCK NO.	DESCRIPTION	PRICE PER TEST PACK
KG-623	Contains One 20 Gram tube of Type 401 Ethyl Impact Resistant.	\$ 7.75
KG-645	Mixed test pack contains one each 20 Gram tube Types 200, 201, 241, 202, 203.	28.50
KG-646	Mixed test pack contains one each 20 Gram tube Types 230, 401, 101, 102, 501	28.50
Total: Five 20 Gram tubes.		



AW AMSCO NICO MANG

Electrodo de acero al manganeso austenítico, contiene cromo y níquel, en tenés y de alta resistencia, trabajo al alto impacto. Tiene un mínimo de salpicaduras con revestimiento delgado, la escoria se desprende fácilmente, se puede aplicar en cordones múltiples. Se usa en lugar de electrodos de acero inoxidable para unir acero al manganeso con acero al carbón. Patentado en Estados Unidos con el No. de Registro 3118760.

TIPO DE SERVICIO

Los soldadores lo seleccionan siempre para trabajos donde se requiere alta resistencia y tenacidad así como en reconstrucción o fabricación y uniones de acero al manganeso o con acero al carbón. Trabaja bien fuera de posición, resiste desgaste metal contra metal y aguanta muy bien la abrasión, en reconstrucción se pueden aplicar todos los cordones que sean necesarios.

ANÁLISIS NOMINAL DEL DEPOSITO

% C	% Mn	% Cr	% Ni
0.80	14.0	4.0	4.0

MICRO ESTRUCTURA

Austenita

PROPIEDADES DEL DEPOSITO

Resistencia a la tensión	8600 kg/cm ²	(120,000 psi)
Punto de cedencia	5000 kg/cm ²	(75,000 psi)
Elongación	42 %	
Reducción de área	35 %	
Depósitos no magnéticos		
Dureza Brinell al depositarse	200	
Dureza Brinell en el trabajo	500	

CORRIENTE

Revestimiento para CA - CD

MEDIDAS	AMPERAJES	
4.0 mm. (5/32" x 14")	140 - 200	Con corriente directa use polaridad invertida porta electrodo al polo positivo.
4.8 mm. (3/16" x 14")	170 - 225	
6.4 mm. (1/4" x 18")	230 - 330	

APLICACIONES VARIAS

Reconstrucción de diente y cucharones	Ejes de molinos
Rodillos trituradores	Quebradoras de quijadas
Partes de moto dragas	Martillos de molinos
Coples de rodillos de molinos	Cucharones de palas mecánicas, etc.

IDENTIFICACION PUNTA PLATEADA

TIPO DE DESGASTE ALTO IMPACTO

AW AMSCO THERMALLOY 400

Este electrodo es la respuesta de AmSCO para desgastes combinados de calor e impacto, también tiene alta resistencia al desgaste friccional metal-metal y choque térmico.

Este producto único en el mercado cubre muchas de las necesidades de las acerías: por ejemplo: En molinos de laminación: tréboles, coples, etc. Su revestimiento está compuesto de alta aleación de níquel, cromo, molibdeno y carbón y sus depósitos son de muy buena apariencia.

TIPO DE SERVICIO

Especialmente planeado para aplicaciones donde se presenten casos de desgastes combinados de alta temperatura e impacto como por ejemplo las cuchillas de tijeras para corte en caliente de alambros o varilla, guías de molinos de laminación, partes de plantas de procesos de sinterizado; también se emplea con éxito como cojinete elástico o base de recubrimiento de alta dureza susceptible de agrietamiento.

ANÁLISIS NOMINAL DEL DEPOSITO

% C	% Mn	% Si	% Cr	% Mo	% Ni
0.60	2.0	1.0	22.0	0.50	8.0

MICRO ESTRUCTURA

Interdendrítica de carburos y austenita

PROPIEDADES DEL DEPOSITO

Depósitos no magnéticos y maquinables solo con pastilla de carburo de tungsteno. La dureza después de soldar es de 20 a 25 puntos Rockwell C y de 40 a 45 en el trabajo.

CORRIENTE

Revestimiento extruido compuesto para CA, CD

MEDIDAS	AMPERAJES
4.0 mm (5/32 x 18")	150 - 200 Con corriente continua use
4.8 mm (3/16 x 18")	170 - 230 polaridad invertida porta electrodo al polo positivo

APLICACIONES VARIAS

Guías de molinos de laminación	Dientes de engranes
Roles formadores de tubo	Recubrimientos antifrictionales en flechas
Cuchillas de tijera para corte en caliente	Coples y tréboles de roles de laminación
Puntos de tenazas para lingotes calientes	Dados y matrices de estampado y forja etc.

IDENTIFICACION PUNTA GRIS

TIPO DE DESGASTE ALTA FRICCIÓN

ALTA TEMPERATURA IMPACTO Y CORROSIÓN

AW AMSCO TUBE TUNGSTITE

Electrodo revestido con núcleo tubular relleno de partículas de carburo de tungsteno virgen en malla 20/30 cuidadosamente seleccionado. El contenido del núcleo tubular en peso de granulos de carbón es de 60%. la máxima cantidad que puede tener un electrodo de este tipo.

Este electrodo soporta las abrasiones más extremas, aún las causadas por óxidos de silicio o aluminio (materias primas en fabricación de abrasivos: ruedas de esmerilar, ladrillos refractarios, etc.) por lo que puede abastir considerablemente los costos de mantenimiento, al alargar el periodo de vida de las piezas revestidas con esta aleación y consecuentemente reducir las horas muertas de parada de maquinaria para reparación.

TIPO DE SERVICIO

Para usarse en piezas y equipos expuestos a extremo desgaste por abrasión, sus principales aplicaciones se hacen en: Herramientas para pozos petroleros, como escarificadores, barrenas, brocas, estabilizadores de pozos, en equipos mezcladores de la industria de ladrillos, abrasivos y tabiques refractarios, como mezcladoras de arena para moldes de fundición de piezas de hierro colado, acero y otros.

PROPIEDADES DEL DEPOSITO

Dureza 9.6 escala Moh

CORRIENTE

Revestimiento extruido compuesto para CA, CD

MEDIDAS	AMPERAJES
4.0 mm (5/32 x 14")	90 - 120 Con corriente continua use
4.8 mm (3/16 x 14")	120 - 150 polaridad invertida porta electrodo al polo positivo

IDENTIFICACION PUNTA NATURAL

TIPO DE DESGASTE ABRASION MAXIMA

AW AMSCO AMSCO 77

Una aleación diseñada especialmente para satisfacer la demanda de un electrodo de revestimiento duro que se use fácilmente en toda posición, y que además posea una magnífica resistencia al desgaste combinado de impacto pesado y mediana abrasión. Otras características sobresalientes son: Alta velocidad para depositarse, produce muy bajo volumen de humo y la escoria se desprende con suavidad.

TIPO DE SERVICIO

Electrodo para revestimiento duro muy versátil para condiciones de servicio con requerimientos superiores de resistencia al impacto pesado y abrasión. Liga perfectamente con el acero al carbón, acero fundido e inclusive con aceros al alto manganeso.

Alta resistencia a las grietas y astilladuras.

Normalmente se aplican uno o dos cordones pero se pueden depositar hasta cuatro donde se requieren reconstrucciones gruesas. Ahorra tiempo al revestir fuera de posición normal (plano) dentro del taller o en el campo al eliminar la costosa necesidad de posicionar las piezas grandes y pesadas por soldar.

ANALISIS NOMINAL DEL DEPOSITO

% C	% Mn	% Si	% Cr	% Mo
2.5	1.0	0.5	19.0	1.0

MICRO ESTRUCTURA

Interdendrítica, carburos y austenita.

PROPIEDADES DEL DEPOSITO

42 - 50 Rc

CORRIENTE

Revestimiento compuesto para CA - CD

MEDIDAS

AMPERAJES

4.0 mm (5/32 x 14")	150 - 210	Con corriente directa use po-
4.8 mm (3/16 x 14")	170 - 230	laridad directa porta elec-
6.4 mm (1/4 x 16")	200 - 280	trodo al polo negativo.

APLICACIONES VARIAS

Tritadoras de rodillo
Partes de dragas: Ejem.
Cuerpos de bombas,
impelentes, cangionas, etc.

Martillos de molinos
Dientes y labios de cucharones
Ruedas de molinos
Cortadores e interiores de escarpas

IDENTIFICACION AZUL PLOMO

AW AMSCO AMSCO X-53

Este electrodo diseñado por Amasco con el propósito de combinar en un solo electrodo características tales como alta velocidad de depósito y cordoneo rápido. Para revestir y reconstruir. De gran utilidad y resistencia para el desgaste por abrasión e impacto.

TIPO DE SERVICIO

Use Amasco X - 53 donde se requiera alta resistencia a los desgastes combinados por abrasión e impacto. Úsela sobre partes de acero al carbón o al alto manganeso.

ANALISIS NOMINAL DEL DEPOSITO

% C	% Cr	% Mo
3.5	16.0	1.0

MICRO ESTRUCTURA

Carburo Cr, cromo y austenita

PROPIEDADES DEL DEPOSITO

Dureza del depósito 50 - 54 Rc
Magnético

CORRIENTE

Revestimiento compuesto para CA-CD

MEDIDAS

AMPERAJES

4.0 mm (5/32 x 14")	140 - 200	Con corriente continua use
4.8 mm (3/16 x 14")	180 - 270	polaridad invertida porta-
6.4 mm (1/4 x 16")	230 - 330	electrodo al polo positivo.

APLICACIONES VARIAS

Quebradores de rodillos
Dientes de cucharones
Martillos de molinos
Bombas de dragas
Cangiones de elevadores
Botes de palas mecánicas
etc.

IDENTIFICACION PUNTA BLANCA

TIPO DE DESGASTE IMPACTO PESADO MEDIANA ABRASION

TIPO DE DUREZA MEDIANO IMPACTO MEDIANA ABRASION

PREGUNTAS PREVIAS SOBRE REVESTIMIENTOS DUROS

1. ¿Qué es la pieza o de qué equipo y como trabaja? ¿Y cuál es la naturaleza del material que procesa?
2. ¿Cuál es el tipo de desgaste al que está sometido?
¿Es impacto, abrasión, fricción, corrosión? O están combinados dos o más tipos? ¿Cuál es el más grave?
3. ¿Cuál es la composición metalúrgica del metal base? ¿Es acero fundido, acero al carbón o acero al manganeso, o cualquier otro? ¿Cuál es el procedimiento recomendable para revestir ese metal?
¿Requiere precalentamiento o enfriamiento lento?
4. ¿En qué condiciones se encuentra el metal base? ¿Tiene grietas, zonas erosionadas, desgastadas, o hay partes endurecidas? ¿Hay resacas de soldaduras de revestimientos anteriores? ¿Se requiere reconstruir o volver a dar forma antes de aplicar el revestimiento duro?
5. ¿En qué posición se va a soldar, plano, horizontal, etc.? ¿Qué área abarca el revestimiento? ¿Qué secuencia de cordones se va a seguir? ¿Cuál es el diseño o dibujo de los cordones que se usarán?
6. ¿Qué sistema de soldadura se va a usar, oxidacetileno, arco eléctrico?
7. ¿Debe cumplir de dureza o de algún otro tipo? ¿Requiere maquinado posterior?
8. ¿Se está considerando antes que tipo de soldadura se va a usar para reconstruir y cuál para revestir?
9. ¿Qué diámetros de los aleaciones que se emplearán son idénticos? ¿Qué cantidades?

—

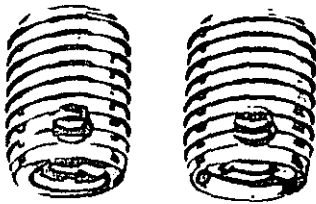
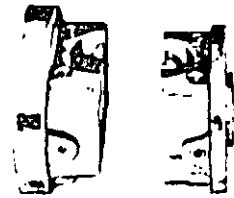
**¡NUESTROS REPRESENTANTES TECNICOS LE AYUDARAN
A RESOLVER SUS PREGUNTAS SOBRE REVESTIMIENTOS DUROS!**

DESCRIPTION AND USE

TYPICAL APPLICATION



The external thread has a full V-thread form. Locking torque is controlled by the friction created by the percentage of depth of thread engagement of external threads with base material. The slotted type, with its full depth V-form thread, therefore permits a wider choice of hole sizes in which the insert is installed to achieve a sufficient locking torque in softer aluminums, zinc die castings, sand castings and plastics. Internal thread is class 2B thread.



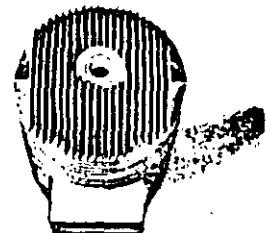
Designed primarily for higher strength materials that are tough to tap. Truncated root external thread design and three-hole cutting edges permit increased wall thickness of the insert, simultaneously strengthening the insert and providing adequate thread depth. For use in wrought aluminum, magnesium, tough aluminum alloy castings, mild steel and in military requirements specifying Class 3B fit gaging after installation.



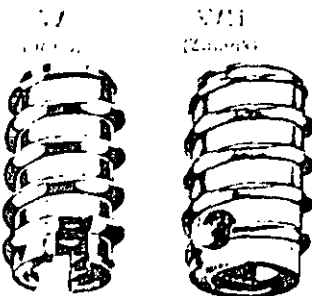
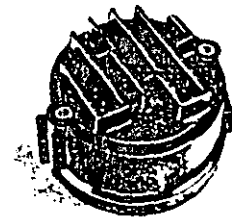
The nylon pellet locks the mating fastener against loosening under severest conditions. The insert taps its own threads in cored or drilled holes and increases the pull-out strength in the base material by more than 50%. It is ideally suited for adjustment screws.



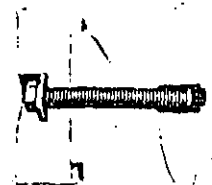
This insert is designed to eliminate thread wear in original installations, or to repair damaged threads when servicing spark plugs in engines made of aluminum and other low strength alloys. The insert is driven with the three holes down to give a balanced tapping action and firmly locks itself in the cylinder head.



The coarse external thread brass insert is used both in thermoplastic and thermosetting plastics. The wider thread spacing reduces the installation torque and provides stronger threads in weak or brittle plastics. Regular slotted casehardened steel inserts are recommended if the plastic contains highly abrasive fillers.



These inserts, for use in hard or soft woods, are available in either brass (W series) or die cast high strength Zamak® (WH series). The coarse pitch external thread provides maximum strength and allows installation in small wood sections without danger of splitting. Ideal for wood furniture, cabinets, plywood panels and any wood components requiring repeated assembly and disassembly. Internal threads are standard threads.

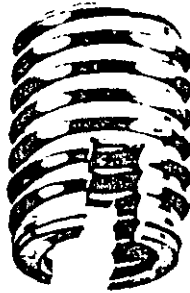


SLOTTED SERIES

NC(COARSE EXTERNAL) SERIES

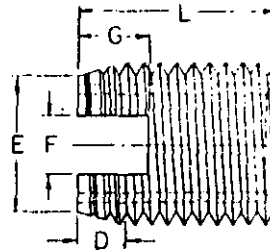
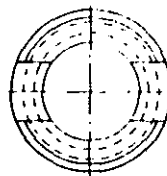


slotted

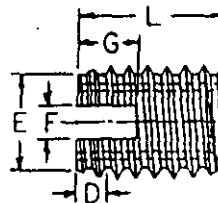
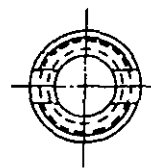


coarse external

stock sizes*



slotted



coarse external

internal nominal size and threads per in.®	external diameter and threads per in.		E cham. diam.	F cutting slot width	slotted series regular length (No part no. prefix)			short length (prefix part no. with letter S)			coarse external regular length (prefix part no. with letter C)			basic part no. (add prefix and suffix)Δ
	slotted series =	coarse external			L length	D cham. length	G cutting slot depth	L length	D cham. length	G cutting slot depth	L length	D cham. length	G cutting slot depth	
2-56† 2-64†	¼-32*	¼-32	.122	.042	.187	.044	.085187	.044	.085	08656- 08664-
4-40 4-48	¼-40	¼-24	.149	.053	.234	.074	.110	.156	.040	.073	.234	.056	.110	11240- 11248-
6-32 6-40	⅜-32	⅜-20	.189	.066	.281	.092	.135	.187	.050	.090	.281	.069	.135	13832- 13840-
8-32 8-36	½-32	½-20	.219	.083	.328	.092	.145	.218	.053	.102	.328	.074	.145	16432- 16436-
10-24 10-32	⅝-24	⅝-18	.261	.093	.375	.102	.160	.250	.053	.112	.375	.083	.160	19024- 19032-
¼-20 ¼-28	¾-20	¾-16	.330	.116	.484	.130	.200	.312	.077	.137	.484	.102	.200	25020- 25028-
⅜-18 ⅜-24	1½-18418	.164	.562	.162	.235	.375	.100	.175	31218- 31224-
¾-16 ¾-24	1½-16506	.195	.687	.175	.265	.437	.110	.190	37516- 37524-
1½-14 1½-20	2½-14575	.231	.781	.205	.300	.500	.125	.207	43714- 43720-
½-13 ½-20	1½-13664	.267	.906	.225	.326	.562	.137	.215	50013- 50020-
⅜-12 ⅜-18	1½-12739	.291	1.000	.242	.350	.625	.137	.230	56212- 56218-
¾-11 ¾-18	1½-11824	.315	1.125	.267	.382	.687	.135	.243	62511- 62518-
¾-10 ¾-16	1½-10987	.378	1.375	.295	.420	.812	.150	.260	75010- 75016-

All dimensions are for reference only.

Concentricity: External and internal threads are maintained concentric within total indicator reading of .004 inch for sizes up to and including #10 internal thread and .006 inch for sizes larger than #10.

Slotted series stocked in casehardened cadmium-plated steel, stainless steel; also in brass short length only through ¼" diameter.

Coarse external series stocked in brass regular length.

* Special sizes to order.

® Internal thread: Unified and American Standard; Class 2B.

Δ External thread: 60° thread approximating American National Form.

† Not available in stainless steel.

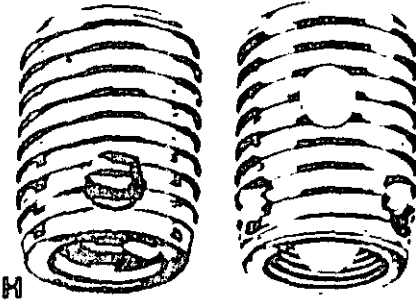
© Special thread with truncated root.

Δ See page 11 for ordering information.

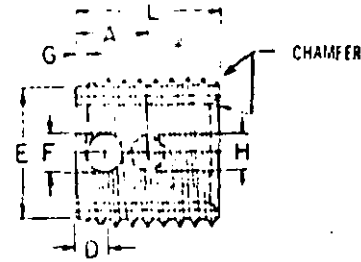
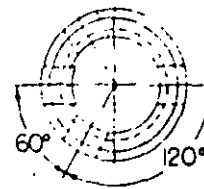
FOR RECOMMENDED HOLE DIMENSIONS, SEE PAGE 8.

H(HOLE) SERIES

N(NYLOK®) SERIES



**BOTH SERIES
COMPLY WITH
MILITARY STANDARDS**



MS35914-101 thru -286

stock sizes*

N series manufactured to requirements of N-25027 (ASG)

regular length

H or N series
(prefix part number
with letter H or N)

medium length

H or N series
(prefix part number
with letters HM or NM)

short length

H series only
(prefix part number
with letters HS)

internal nominal size and threads per in. ^a	external diameter and threads per in. ^a	E cham. diam.	G dis- tance of hole from bottom	H NYLOK hole diam.	L length	D cham. length	F hole diam.	A pellet location N series only	L length	D cham. length	F hole diam.	A pellet location N series only	L length	D cham. length	F hole diam.	basic part no. (add prefix and suffix) ^b
--	--	---------------	----------------------------------	--------------------	----------	----------------	--------------	---------------------------------	----------	----------------	--------------	---------------------------------	----------	----------------	--------------	---

H or N series

2-56 2-64	3/4-48	.123	.013	.028	.188	.045	.055	7/64	.156	.045	.055	3/32	.125	.036	3/4	08656- 08664
4-40 4-48	1 1/4-40	.148	.015	.059	.234	.049	3/16	1/8	.187	.049	3/16	.115	.156	.042	.035	11240- 11248
6-32 6-40	3/8-32	.191	.018	.076	.281	.063	1/4	3/16	.218	.063	1/4	1/8	.187	.059	.070	13832- 13840
8-32 8-36	1/2-32	.222	.018	.089	.328	.063	1/4	3/8	.250	.063	1/4	.135	.218	.059	.070	16432- 16436
10-24 10-32	3/4-24	.259	.024	.089	.375	.087	1/4	1/2	.296	.087	1/4	1/4	.250	.079	3/16	19024- 19032
1/4-20 1/4-28	3/8-20	.332	.031	.106	.484	.103	1/8	3/16	.375	.103	1/8	1/4	.312	.094	1/4	25020- 25028
3/8-18 3/8-24	1/2-18	.420	.035	.136	.562	.117	1/4	3/8	.469	.117	1/4	1/4	.375	.108	1/8	31218- 31224
3/8-16 3/8-24	5/8-16	.510	.038	.149	.687	.129	3/16	1/2	.562	.129	3/16	3/16	.437	.120	1/4	37516- 37524
1/2-14 1/2-20	3/4-14	.581	.042	.149	.781	.150	1/4	1/2	.656	.150	1/4	1/2	.500	.139	.166	43714- 43720
1/2-13 1/2-20	7/8-13	.668	.045	.149	.906	.172	3/16	1/2	.750	.172	3/16	3/4	.562	.134	3/8	50013- 50020

H series only

1/4-12 1/4-18	1 1/8-12	.742	.047	—	1.000	.184	1/4	—	.844	.184	1/4	—	.625	.165	1 1/4	56212- 56218
3/8-11 3/8-18	3/4-11	.827	.052	—	1.125	.198	1/4	—	.937	.198	1/4	—	.687	.179	3/2	62511- 62518
3/4-10 3/4-16	1 1/4-10	.993	.057	—	1.375	.222	3/16	—	1.125	.222	3/16	—	.812	.193	1 1/4	75010- 75016

All dimensions are for reference only.

Concentricity: External and internal threads are maintained concentric within total indicator reading of .004 inch for sizes up to and including #10 internal thread and .006 inch for sizes larger than #10.

Stocked in casehardened cadmium-plated steel and stainless steel.

• Internal thread: Unified and American Standard; Class 3B.

■ External thread: 60° thread American National Form.

*Chamfer internal and external threads

Δ See page 11 for ordering information.

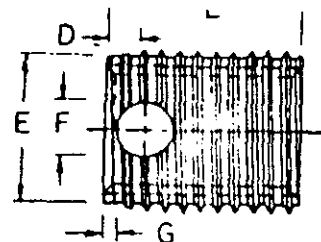
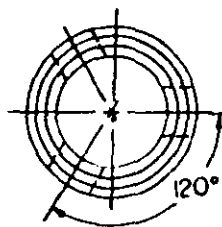
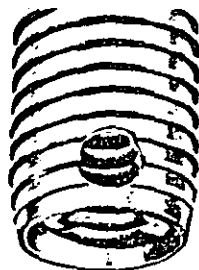
FOR RECOMMENDED HOLE DIMENSIONS, SEE PAGE 8.

* Special sizes to order.

TH (THIN WALL) SERIES

COMPLIES WITH MILITARY STANDARDS

MS35914-301 thru -324



-12-

stock sizes*

regular length

medium length

short length

(prefix part number with letters TH)

(prefix part number with letters THM)

(prefix part number with letters THS)

Internal nominal size and threads per in. ^o	external diameter and threads per in. ^o	E chamfer diam.	G distance of hole from bottom	regular length			medium length			short length			basic part no. (add prefix) ^Δ
				L length	D chamfer length	F hole diam.	L length	D chamfer length	F hole diam.	L length	D chamfer length	F hole diam.	
4-40 4-48	5/16-40	.136	.015	.234	.049	1/16	.187	.049	1/16	.156	.042	.055	11240-50 11248-50
6-32 6-40	3/8-32	.160	.018	.281	.063	5/64	.218	.063	5/64	.187	.059	.070	13832-50 13840-50
8-32 8-36	1/2-32	.191	.018	.328	.063	5/64	.250	.063	5/64	.218	.059	.070	16432-50 16436-50
10-24 10-32	3/4-32	.237	.024	.375	.087	7/64	.296	.087	7/64	.250	.079	3/32	19024-50 19032-50
1/4-20 1/4-28	1 1/4-28	.310	.031	.484	.103	1/8	.375	.103	1/8	.312	.094	7/64	25020-50 25028-50
5/16-18 5/16-24	1 1/2-24	.368	.035	.562	.116	9/64	.469	.116	9/64	.375	.107	1/8	31218-50 31224-50
3/8-16 3/8-24	1 3/4-20	.457	.038	.687	.129	5/32	.562	.129	5/32	.437	.119	9/64	37516-50 37524-50
7/16-14 7/16-20	2-18	.513	.042	.781	.150	3/16	.656	.150	3/16	.500	.139	.166	43714-50 43720-50
1/2-13 1/2-20	2 1/4-18	.576	.045	.906	.172	7/32	.750	.172	7/32	.562	.154	3/16	50013-50 50020-50

All dimensions are for reference only.

Concentricity: External and internal threads are maintained concentric within total indicator reading of .004 inch for sizes up to and including #10 internal thread and .006 inch for sizes larger than #10.

Stocked in stainless steel.

* Special sizes to order.

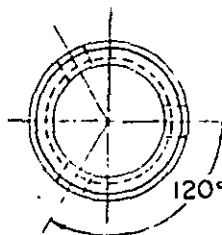
• Internal thread: Unified and American Standard; Class 3B.

■ External thread: 60° thread American National Form.

Δ See page 11 for ordering information.

FOR RECOMMENDED HOLE DIMENSIONS, SEE PAGE 8.

P (SPARK PLUG) SERIES



stock sizes*

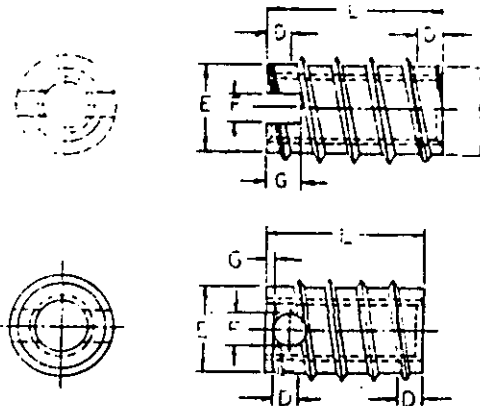
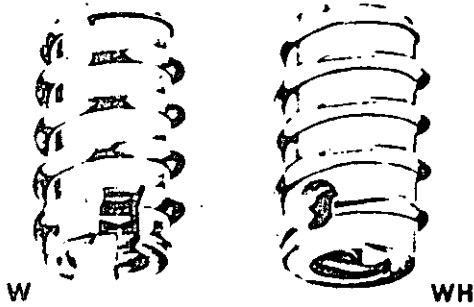
Spark Plug Size and Reach	Internal Thread Dia. and Pitch	External Thread	L Length -.010	D Chamfer Length	E Chamfer Diam.	F Hole Dia.	G Dist. of Hole from Bottom	Drill Hole Size	Part Number ^Δ
14 mm x 7.16	14 x 1.25 mm	11/16-20	.367	.090	.652	.125	.070	.656	P-14437-12
14 mm x 1.2	14 x 1.25 mm	11/16-20	.430	.090	.652	.125	.110	.656	P-14500-12
14 mm x 3.4	14 x 1.25 mm	11/16-20	.680	.090	.652	.156	.172	.656	P-14750-12
18 mm x 1.2	18 x 1.50 mm	27.32-20	.430	.090	.809	.125	.110	.812	P-18500-12

Stocked in case hardened steel, cad. pl.

Δ See page 11 for ordering information.

All dimensions are for reference only. Concentricity: External and internal threads are maintained concentric within total indicator reading of .005 inch.

W(WOOD) SERIES



stock sizes*

W series: brass

internal nominal size and threads per in. ♂	external diameter and threads per in.	chamfer			slot		installation drill size	part number
		L length	D length	E diam.	F width	G depth		
4-40	5/16-11	.344	.068	.166	.072	.091	1/16	W-11240-30
6-32	5/16-11	.344	.068	.166	.072	.091	1/16	W-13832-30
8-32	5/16-11	.406	.068	.197	.072	.091	1/16	W-16432-30
10-32	5/16-9	.469	.083	.231	.081	.111	81.2381	W-19024-30
12-20	5/16-9	.469	.083	.231	.081	.111	81.2381	W-19024-30
14-20	5/16-9	.500	.083	.310	.102	.111	3/16	W-25020-30
16-20	5/16-9	.500	.083	.373	.108	.111	3/16	OW-25020-30
18-18	5/16-9	.500	.083	.373	.108	.111	3/16	W-31218-30
20-18	5/16-9	.500	.083	.466	.128	.111	3/16	OW-31218-30
24-16	5/16-6	.938	.125	.464	.128	.167	3/8	W-37516-30

WH series: Zamak

Internal nominal size and threads per in. ♂	external diameter and threads per in.	pilot			hole location		installation drill size	part number
		L length	D length	E diam.	G hole dist.	F hole diam.		
1/4-20	13/32-8	.625	.093	.338	.033	1/8	R(.339)	WH-25020-80
1/4-20	13/32-10	.500	.072	.355	.036	1/8	1/8(.375)	OWN-25020-80
5/16-18	1/2-7	.625	.107	.428	.037	9/64	7/16(.437)	WH-31218-80
3/8-16	13/32-6	.750	.125	.493	.043	11/64	1/2(.500)	WH-37516-80

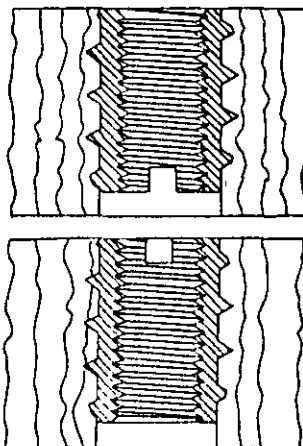
The W- and WH-series TAP-LOK inserts are designed for use in hard or soft woods. They are available in brass or die cast high strength Zamak. There is a pilot at both ends so that the insert can be installed from either end. The coarse external thread offers maximum strength in combination with ability to be driven into thin sections without splitting them. Principal applications are for furniture, cabinets, and other wooden parts where strong, permanent threads are needed, or which must be frequently assembled and disassembled.

Since TAP-LOK cuts its own threads, no additional assembly time is required, making its installed cost the lowest of any threaded insert. Once installed, it is permanently locked in place and will not back out under repeated heavy shocks or prolonged vibration.

materials

The brass W-series TAP-LOKS are made with the cutting slots at one end. The cutting action allows a freer installation and avoids radial stresses, thereby minimizing splitting of the wood.

The WH-series TAP-LOKS are die cast of high strength Zamak. They are provided with cutting holes at one end. These die cast inserts are made at reduced manufacturing cost, and as a result TAP-LOK Zamak inserts cost no more than ordinary fasteners.



installation

For most wood applications including medium hard and hard wood, the insert should be installed slot or hole down. The cutting action at the slotted or hole section allows a freer installation and avoids radial stresses which may otherwise tend to split the wood.

In soft woods, the insert should be installed slot or hole up. The insert is then thread forming, similar to a wood screw. The absence of cutting provides a firm anchor in the relatively soft wood.

Table A, below, shows which series of Tap-Lok inserts may be used with various types of materials. To determine recommended hole sizes for specific sized inserts, check the number in the last column of Table A against the corresponding column in Table B.

Remember that these hole sizes are recommended, but may vary under specific manufacturing or assembly conditions. The installation torque and degree of locking torque of the insert in the base material are directly related to the hole size and type of material.

TABLE A — RECOMMENDED TAP-LOK INSERTS FOR VARIOUS MATERIALS

MATERIAL	TYPE	ALLOY	TAP-LOK SERIES	GROUP*
Aluminum	Wrought	17ST4 • 61ST6 • 2024T4 • 6061T6 • 7075T6	H, N, TH*	I
	Permanent	43F • A108F • 113F •	H, N, TH*	II
			Slotted	
	Mold Cast	A132T65 • A132T551 • B195T6 • B195T7 • 355T6 • 356T6 •	H, N, TH*	I
	Sand Cast	43F • 108F • 113F • 356T51 • 214F • F214-F • 319F •	H, N, TH*	II, III
			Slotted	
		195T4 • 319T5 • 319T6 • 355T51 • 356T6 • 356T7 •	H, N, TH*	
Die Cast	195T6 • 195T62 • 355T7 •	H, N, TH*	I	
	43 •	H, N, TH*	II	
		Slotted		
	360 • 380 •	H, N, TH*	I, II	
Magnesium	Cast	AZ91C-F • AZ92 • AZ92A • EZ33A15 • AMS4424T6 • AMS4434T6 • AMS4490T6 •	H, N, TH*	II
		AZ91C-T4 • AZ91C-T6 •	H, N, TH*	
	Wrought	Over 35,000 psi tensile strength	H, N, TH*	I
Copper	Wrought & Cast		H, N, TH*	I
Cast Iron			H, N, TH*	I
Zinc	Die Cast	All	H, N, TH*	III, II
			Slotted	
Plastics	Thermo-setting		C or Slotted	III
	Thermo-plastics		C or Slotted	IV
Composition			C or Slotted	IV

*NOTE — To determine the correct hole size for the Thin Wall (TH-Series) see group V in Table B below.

TABLE B — RECOMMENDED HOLE SIZES FOR VARIOUS MATERIALS

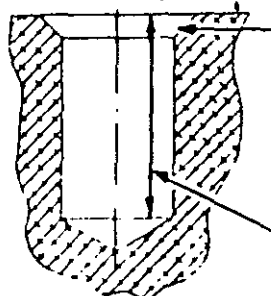
Nominal Insert Sizes	Group I	Group II	Group III	Group IV	Group V
#2	.131-.129	.131-.129	.129-.127	.127-.124
#4	.162-.159	.159-.156	.156-.152	.152-.149	.146-.140
#6	.207-.203	.203-.198	.198-.194	.194-.190	.175-.169
#8	.238-.234	.234-.230	.230-.226	.226-.222	.206-.200
#10	.281-.275	.275-.270	.270-.264	.264-.259	.252-.246
1/4	.356-.349	.349-.343	.343-.336	.336-.330	.330-.322
3/16	.447-.440	.440-.433	.433-.425	.425-.418	.390-.381
3/8	.538-.530	.530-.521	.521-.514	.514-.506	.479-.469
7/16	.613-.605	.605-.594	.594-.585	.585-.576	.542-.529
1/2	.704-.694	.694-.684	.684-.674	.674-.664	.605-.591
5/8	.780-.769	.769-.759	.759-.748	.748-.737
3/4	.871-.859	.859-.847	.847-.835	.835-.823
1	1.039-1.026	1.026-1.013	1.013-1.000	1.000-.987

through holes

Insert length should not exceed material thickness

blind holes

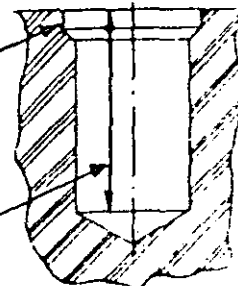
for soft metals and cast iron



countersink to outside diameter of insert for Nylok inserts a 60° included angle is required

for plastics

countersink dia. = outside dia. of insert and countersink depth = ext. thread pitch



cored holes

charts are available for all insert series and sizes

The tensile load capacity of the installed insert is determined by the shear strength of the base material in which it is installed. This tensile load capacity is higher for the "H" series than the slotted series insert.

In order to assist the engineer in determining the proper insert size, below are listed the more common materials used indicating the installed insert strength and the comparable strength of a heat-treated cap screw.

The variations in drilled or cored hole size have little or no effect on the tensile load capacity. Therefore a

hole size should be chosen to give an adequate friction lock without resulting in excessive driving torque. The figures shown apply to the regular length inserts. For medium length inserts 80% (for short length 60%) of the effective shear area and tensile load capacities in the tables are applicable.

Tensile load capacities for materials other than those listed can be determined if the shearing strength of the material is known. For instance, if permanent mold aluminum alloy 195 T6 has a shearing strength of 32000 #/sq. in., a 1/4" Tap-Lok insert in this material will have a tensile load capacity = 32000 x .247 (effective shear area) = 7900 lbs.

tensile pullout strength of installed insert

nominal size internal thread	effective shear area sq. in.	paper base Bakelite approx. 9700 psi shear	cast aluminum 356T6 26,000 psi shear	cast magnesium EZ33AT5 16,000 psi shear	cast magnesium AMS4434T6 AMS4490T6 20,000 psi shear	cast magnesium AMS4424T6 21,000 psi shear	wrought aluminum 2024T4 40,000 psi shear	tensile strength, lbs. heat treated cap screw 160,000 psi
#2	.034	330	880	540	680	715	1,360	...
#4	.053	630	1,380	825	1,060	1,120	2,150	910
#6	.081	775	2,140	1,295	1,620	1,700	3,240	1,370
#8	.111	1,080	2,880	1,752	2,220	2,320	4,440	2,120
#10	.148	1,400	3,804	2,365	2,960	3,650	5,900	2,825
1/4	.247	2,400	6,350	3,945	4,940	5,390	9,840	4,800
3/8	.352	3,400	9,200	5,515	7,040	7,400	14,130	7,900
1/2	.531	5,100	13,750	8,450	10,600	11,190	21,200	11,700
5/8	.690	6,600	17,910	11,200	13,800	14,500	27,600	16,050
3/4	.930	9,200	24,200	14,900	18,600	19,500	37,000	21,500
7/8	1.140	11,000	29,600	18,200	22,800	23,900	45,600	27,200
1	1.450	14,000	37,700	23,200	29,000	30,400	58,000	34,200
1 1/8	2.150	20,800	56,000	34,400	43,000	45,200	86,000	50,500
<hr/>								
#2	.038	•	990	610	760	800	1,520	...
#4	.059	•	1,530	940	1,180	1,240	2,360	910
#6	.092	•	2,390	1,470	1,840	1,930	3,680	1,370
#8	.127	•	3,300	2,030	2,540	2,635	5,090	2,120
#10	.166	•	4,325	2,660	3,320	3,480	6,650	2,825
1/4	.273	•	7,100	4,350	5,450	5,720	10,900	4,800
3/8	.405	•	10,400	6,410	8,000	8,440	16,000	7,900
1/2	.608	•	15,790	9,700	12,100	12,600	24,000	11,700
5/8	.784	•	20,400	12,700	15,600	16,490	31,400	16,050
3/4	1.039	•	26,800	16,600	20,400	21,800	41,500	21,550
7/8	1.225	•	31,800	19,600	24,500	25,800	49,000	27,200
1	1.610	•	41,800	25,800	32,200	33,800	64,400	34,200
1 1/8	2.360	•	61,300	37,800	47,200	49,600	94,400	50,500

* For H or N series applications in plastics, contact Groov-Pin Engineering Dept.

INSTALLATION

Installation

The Tap-Lok inserts are widely used in original equipment and suited for high production assembly because of the rapidity and simplicity of installation. Driving Tap-Lok inserts is as easy as driving a self-tapping screw or tapping a thread with equivalent speed. The insert taps or forms its own threads as it is driven into the base material.

method

The insert is driven by its internal threads and therefore requires a different driver for each diameter and pitch. The thread cutting or thread forming is accomplished at the pilot end.

slotted and C series

Driven with the slotted segment down. The slots provide cutting edges similar to a tap and function the same as a tap.

H, N, TH and P series

Driven with the three holes down. The three holes provide a balanced cutting action.

W and WH series

These are easily installed by hand, with hand tapper guns or by a drill press with tapping attachment.

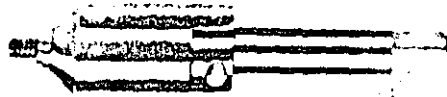
engagement of driver with insert

The slots or the holes on the pilot portion of the insert provide two features. Their basic function is to tap a thread in the base material but they also provide clearance for chips. Therefore it is important that the stud portion of the driver does not engage the insert to the depth that would create interference in the slots or holes. See illustration.

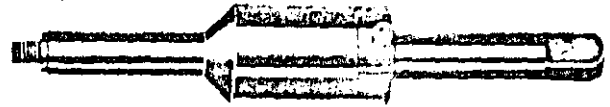


Alignment is important and therefore the driver should be used in conjunction with either a hand tapper or a tapping head attachment on a drill press without a lead screw. For applications in wells or recesses in castings or close to walls or ribs causing driver interference, a driver with an extension bushing as shown is available.

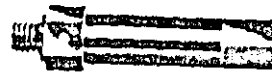
insert drivers



production driver DR



standard extension production driver DRX



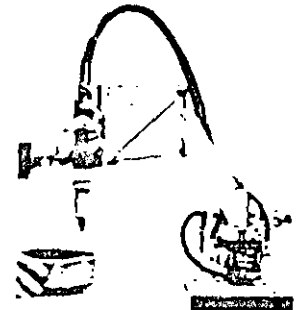
low volume driver DR2



Now available from Groov-Pin, this new hand aligner, for use with low volume driver DR2, keeps the Tap-Lok insert flush against the work as it is driven in, and prevents misalignment of the insert. Pat. Pend.

insert drivers

To specify driver part numbers, use the following prefixes with insert part numbers:
 DR- for standard production driver
 DRX- for standard extension driver
 DR2- for low volume driver
 No suffixes required:
 Examples:
 DRX 25020 = 1/4-20 standard extension driver
 DRX-N25020 = 1/4-20 standard extension driver for Nylok® series



This new semi-automatic installer for Tap-Lok inserts makes it possible to install 800 inserts an hour. A portable unit it can be used at any number of installation levels without the need for adjustment of mechanical stops. Pat. Pend.

drivers for N-series

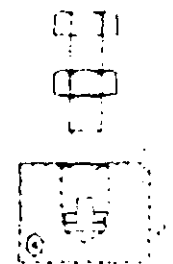
The Nylok-series insert has a nylon pellet prethreaded on the internal thread for locking the screw in assembly. In order not to disturb this pellet during installation, the stud of the driver is undersize. These studs, and the low volume drivers for use with the N-series insert, are identified by color coding. All other studs and drivers are finished in black oxide. The driver stud must engage the nylon pellet during installation and thereby act as a gage stop during installation and to assure consistent locking with succeeding installations of the fastening screw or bolt.

automatic machines

There are available on the market automatic installation machines that can be adapted for the user's requirements. For further information as to makes and designs, contact our Engineering Department.

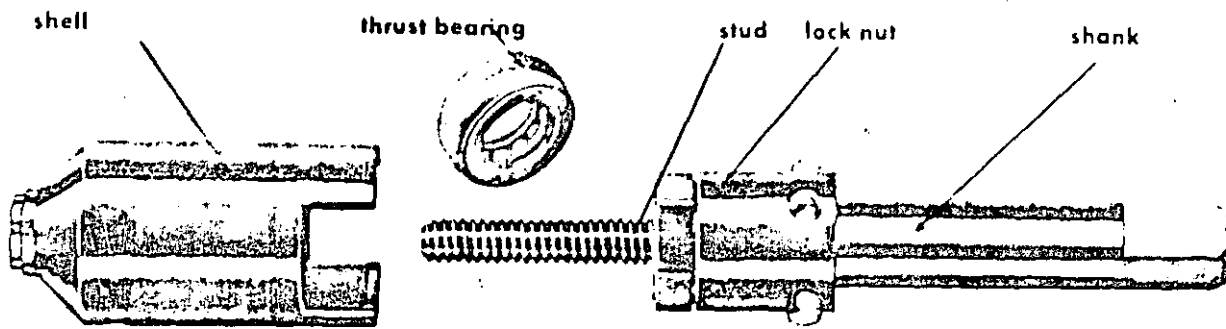
field repair

For field repair work or experimental installation, Tap-Lok inserts may be installed with a bolt and nut. After inserting the bolt, the nut is tightened against the insert. Then, being careful of alignment, the insert is driven flush. The nut is then broken loose while holding the bolt and the bolt and nut are backed out.



Back out bolt and nut

driver parts identification



For procurement purposes, above is an exploded view of our production driver with identifications.

In ordering, the name of the driver part along with the part number of the insert, is the only identification required.

PART NUMBERING AND ORDERING

letter prefix first five digits dash last two digits explanation

H = H(hole) series, regular length
 190 24 = 10-24 size of internal thread
 5 = Stainless steel
 0 = Plain finish

letter prefix indicates type and length

first five digits indicate internal thread size (3 digits) and pitch (2 digits)

first digit after dash indicates material

second digit after dash indicates finish

series	length	prefix
slotted		
#2 thru 3/4" in steel and 18-8 stainless	regular short	none S
#4 thru 1/4" in brass	short	S
slotted coarse (C) #2 thru 1/4" in brass	regular	C
H(hole)		
#2 thru 3/4" in steel and 18-0 stainless	regular medium short	H HM HS
N(Nylok)		
#4 thru 1/2" in steel and 18-8 stainless	regular medium	N NM
TH(thin wall)		
#4 thru 1/2" in 18-8 stainless	regular medium short	TH THM THS
PI(spark Plug)	△	P
W(wood)		
#4 thru 1/8" in brass	■	W
H(wood)		
1/4-20, 1/4-18, 3/8-16 in Zamak	□	WH

nominal size	part number	
	size	pitch
2-56	086	56
2-64		64
4-40	112	40
4-48		48
6-32	138	32
6-40		40
8-32	164	32
8-36		36
10-24	190	24
10-32		32
1/4-20	250	20
1/4-28		28
1/8-18	312	18
1/8-24		24
3/8-16	375	16
3/8-24		24
1/2-14	437	14
1/2-20		20
1/2-13	500	13
1/2-20		20
1/4-12	562	12
1/4-18		18
1/8-11	625	11
1/8-18		18
3/4-10	750	10
3/4-16		16

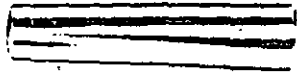
material	suffix	finish	suffix
casehardened steel	1	plain (std. for brass and stainless steel)	0
brass	3	cadmium plated QQ-P-416b class 3, Type I (std. for steel, cashardened)	2
stainless steel-18-8 passivated	5	zinc plated QQ-Z-325a, Class 3, Type I (special)	4
Zamak	8	black oxide (special)	6
		cadmium plated chromate QQ-P-416b, Class 3, Type II (special)	8

● not available in slotted short #2.
 △ see page 6.
 □ see page 7.

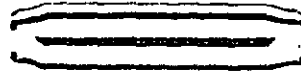
GROOV-PINS

A positive locking press fit fastener requiring no special hole preparation other than a straight drilled

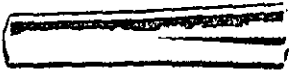
hole. They are made of cold rolled steel, high shear strength alloy steel, stainless steel and other metals.



TYPE 1 — Full-length taper. Does not require a reamed hole.



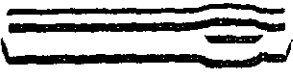
TYPE 3H — Similar to type 3 but with short pilot on both ends for hopper feeding.



TYPE 2 — Half-length taper. Replace the ordinary dowel pin.



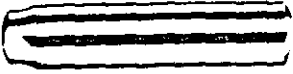
TYPE 4 — Half-length reverse taper. A variation of type 2 for use in blind holes.



TYPE 2A — With $\frac{1}{4}$ length parallel grooves. For linkage, pivot and hinge applications.



TYPE 5 — Center groove. Ideal for rod assemblies, also as a hinge pin.



TYPE 3 — Full-length parallel. Has short pilot for easy entry.

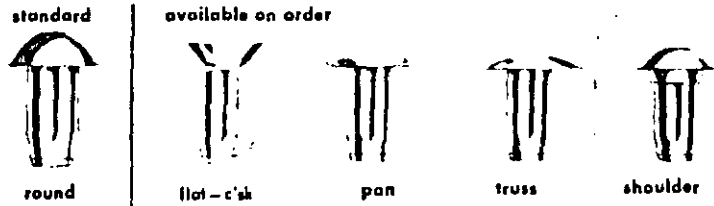


TYPE 67 — half length parallel with annular grooves.

GROOVED DRIVE STUDS

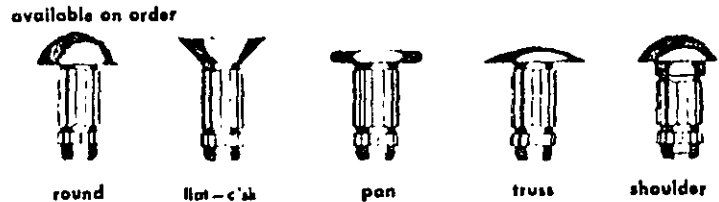
Embody same principle as Groov-Pins and are used to replace screws and rivets. A typical application is to secure cover and name plates or conduit clamps to cast iron, steel, or other structural material.

standard — only the round head type is standard. The other types shown are available on order only.

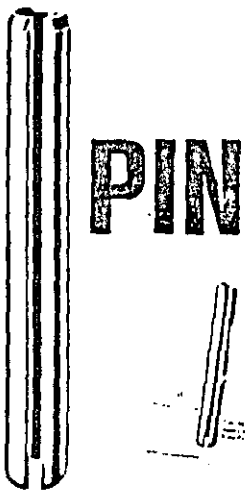


OFFSET RIBBED STUDS

Specifically recommended for secure fastenings where extreme vibration conditions are encountered. Also for application in any material subject to plastic deformation. All the types shown are only available on order.



Now you can get versatile **SPRING PINS** from the makers of solid Groov-Pin



A full line of tubular slotted spring pins is available in carbon steel or in corrosion resistant stainless steel. Standard sizes range from 1/16" diameter and 3/16" in length to 1/2" diameter and 4" in length. Special sizes and materials are also available.

With Groov-Pin Spring Pins you get...

- Fast Assembly
- Low Production Cost
- Solid Locking Action
- Reusability

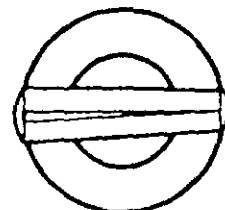
Groov-Pin Spring Pins conform to requirements of Specs. MIL-P-10971, NAVORD OSTD 600, Ordnance Standard BFSX2, BFSX2.1, BFSX2.2, MS 171401 through MS 171900, MS 9047, MS 9048, MS 16562, NAS 561.

For the whole story on Groov-Pin Spring Pins, send for our free booklet.

1125 HENDRICKS CAUSEWAY / RIDGEFIELD, NEW JERSEY 07657

AREA CODE 201-946-6780

TWX 710-992-8963



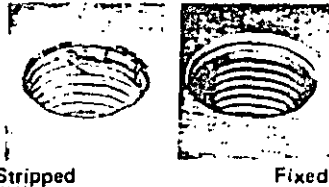
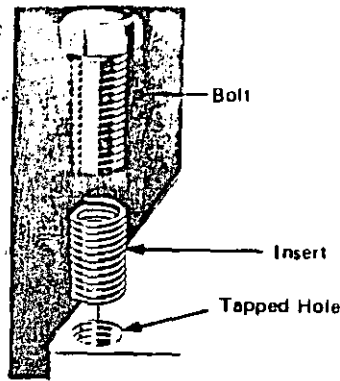
Heli-Coil® Screw Thread Repair System

The Heli-Coil screw thread repair system has gained universal acceptance and recognition in industrial maintenance, repair and overhaul operations. Heli-Coil Stainless Steel Inserts are the most practical and reliable method of permanently repairing stripped, worn or damaged screw threads, and provide a practical means of salvaging expensive production parts and reducing costly machinery downtime.

Be prepared for the inevitability of thread repair problems, reduce replacement costs and production delays—all with the Heli-Coil screw thread repair system. Restore screw threads to original size and condition and prevent future thread wear and failure.

Heli-Coil Inserts offer a wide range of benefits and advantages:

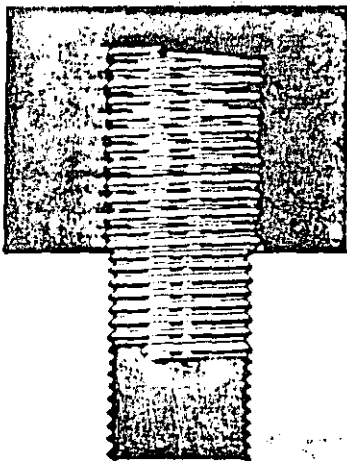
1. Retention of original thread size.
2. Elimination of screw thread failure due to stripping, vibration, fatigue, corrosion or seizing.
3. Prevention of screw thread wear—even after repeated assembly and disassembly.
4. Increased thread strength under all operation conditions.



5. Speed and economy in repair and production salvage operations.
6. Reduction of costly machine operation downtime.

Heli-Coil Inserts make all other thread repair methods obsolete, eliminating the need for welding, plugging, oversize fasteners and oversized drilling of mating parts. Valuable parts and machines can be restored instead of scrapped, reducing replacement costs, production delays and operating downtime.

Heli-Coil Insert Retention Principle



Retention Principle

Heli-Coil Stainless Steel Inserts are designed to be larger in the free state than the tapped hole. After installation, they expand with a spring-like action. This action permanently anchors the insert in place against the tapped hole. No staking, locking, swaging, or keying is required.

After proper installation, they never shift, wear or spin out. Stripping, fatigue, corrosion, cross-threading and seizing are eliminated. Heli-Coil Inserts resist wear even after repeated assembly and disassembly.

Heli-Coil Insert Adaptability

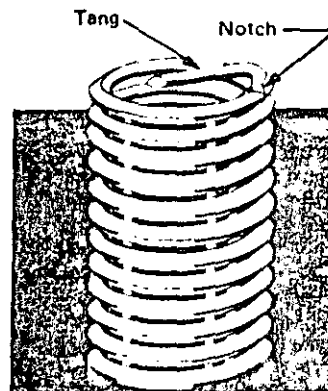
Heli-Coil Stainless Steel Inserts are manufactured from 18-8 round wire (AMS-7245C) with a tensile strength of over 200,000 psi (RC 43-50) and a surface finish of 8 to 16 microinches. The stainless steel wire is cold-worked into a diamond-shaped cross-section and wound into a helical coil. When installed into Heli-Coil tapped holes, they permanently conform to the size of the original thread. All inserts are designed with a driving tang for easy installation. Tangs are pre-notched for easy break-off after installation.

Heli-Coil Inserts can be used for thread repairs in any material: cast iron, copper, brass, bronze, aluminum, magnesium, plastic and wood.

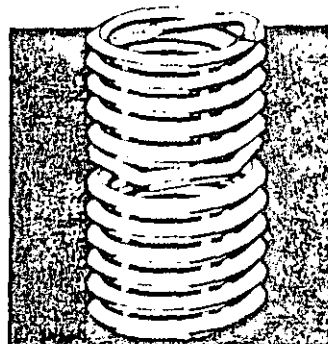
Heli-Coil Quality and Performance

Repeated professional testing and continuing use in numerous high performance, high reliability applications for more than forty years have proven the value of Heli-Coil Inserts as a practical and thoroughly effective means of salvaging damaged threads.

Types of Inserts



Standard



Screw-Lock

Heli-Coil Inserts are available in Inch and Metric series in both Standard and Screw-Lock, Pipe Thread Series and Spark Plug Thread Series.

Standard Inserts—feature smooth, free-running threads for all Inch and Metric sizes.

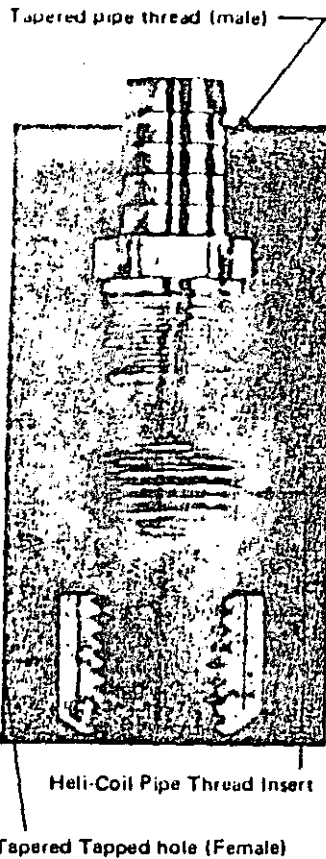
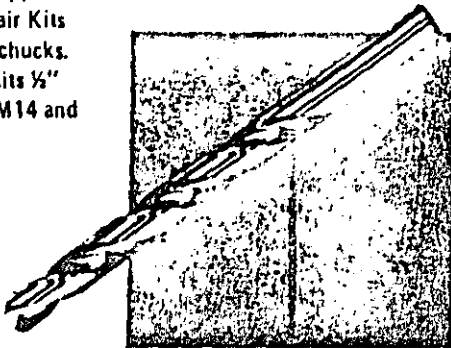
Screw-Lock Inserts—provide an exclusive, resilient internal locking feature produced by a series of chords on one or more of the coils. Screw-Lock Inserts offer all of the performance advantages of Standard Inserts plus they positively lock screws and bolts and prevent loosening under impact and vibration. Screw-Lock inserts are dyed red for easy identification.

Pipe Thread Inserts - have a sharper crested diamond-shaped cross section than conventional inserts. When installed, the inserts assume the configuration of the tapered tapped hole. The installed inserts will provide leakproof assemblies when used with a thread sealant. Pipe Thread Inserts are manufactured in one length that accommodates all lengths of male pipe thread fittings.

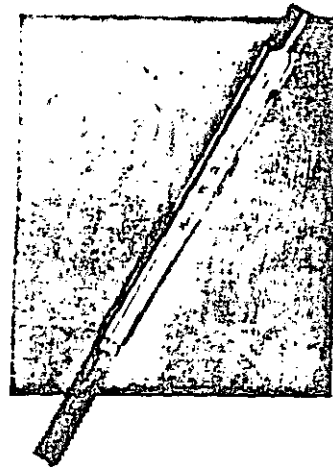
Special Lengths—Master Thread Repair Kits, Inch and Metric, contain insert lengths that are equal to 1-1/2 times the diameter of the screw or bolt. Inserts are also available in lengths equal to 1 and 2 times the diameter of the screw or bolt. Replacement inserts with lengths equal to 1-1/2 times the diameter of the screw or bolt are available in packaged quantities as refills for the Master Thread Repair Kits.

Types of Drills

High speed steel drills are supplied in all Heli-Coil Thread Repair Kits below 1/2" and M14 for 3/4" chucks. Drills are supplied in inch kits 1/2" and larger, and metric kits M14 and larger to fit 1/2" chucks.



Types of Tools



Installation Tool



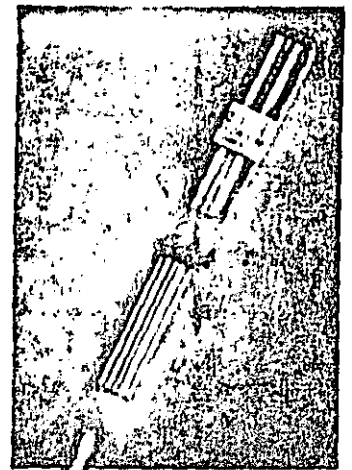
Hand Production Prewinder Tool

Kit Installation Tools are designed and recommended for repair applications and limited production runs. The Coarse series features a straight, mandrel-type tool for use with a tapping handle. The Fine thread series tools are provided with a prewinder attachment to reduce the diameter of the free insert for easier installation into the tapped hole.

Hand Production Tools feature a crank-style mandrel and a prewinder. These tools are recommended for production installation.

Tang Breakoff Tools feature a spring loaded, easily triggered punch that strikes a sharp, uniform blow against the tang of the installed insert. These tools are available for use with inserts up to 1/2" diameter in the Inch series and up to M12 diameter in the Metric series.

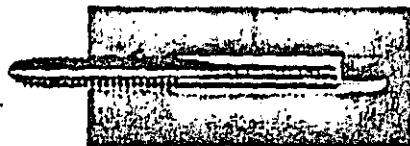
Insert Extracting Tools are designed to aid in the removal of Heli-Coil Inserts. Choose from several sizes, depending upon the diameter of the insert to be extracted. (See page 8 for contents and ordering information.)



Automatic Tang-Breakoff Tool

Types of Taps

Heli-Coil Screw Thread Insert (STI) taps supplied in Master Thread Repair Kits and Sets are plug-style straight flute taps. They are manufactured from high speed steel. These taps are designed to produce Class 3B tapped threads in the Inch system, and 5H Class threads in the Metric system. Other styles of taps, such as bottoming, spiral flute, and spiral point are available upon request. Spark Plug taps feature pilot threads and tap combination. No drilling of damaged Spark Plug Port threads is required.



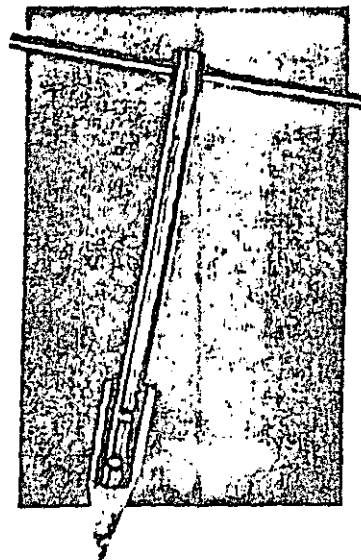
Plug Style, 4-Thread Chamfer Tap



Bottoming Style, 2-Thread Chamfer Tap



Pilot-Thread-And-Tap Combination Tool (Spark Plug)



Insert Extracting Tool

ORDERING INFORMATION

- 21 -

INCH SERIES - COARSE

Thread Size	Kit P/N	Inserts/Kit	Insert Pack P/N	Inserts/Pack	Insert Part Numbers				Drill Size	Tap Part Numbers		Kit Installation Tool	Production Installation Tool	Tang Breakoff Tool	
					Standard	Length	Screw-Lock	Length		Plug Style	Bottom Style				
2-58	—	—	—	—	1185-02CN	0.088	3585-02CN	0.088	3/32	02CPB	02CBB	551-02	551-02	3695-02	
						0.129		0.129							
						0.172		0.172							
3-48	—	—	—	—	1185-031CN	0.099	3585-031CN	0.099	3/8	031CPB	031CBB	551-031	551-031	3695-02	
						0.148		0.148							
						0.198		0.198							
4-40	5401-04	24	R1185-04	12	1185-04CN	0.112	3585-04CN	0.112	31	04CPB	04CBB	7551-04	7551-04	3695-04	
						0.168		0.168							
						0.224		0.224							
5-40	5401-05	24	R1185-05	12	1185-05CN	0.125	3585-05CN	0.125	29	05CPB	05CBB	7551-05	7551-05	3695-04	
						0.188		0.188							
						0.250		0.250							
8-32	5401-08	24	R1185-08	12	1185-06CN	0.138	3585-06CN	0.138	25	06CPB	06CBB	2288-08	7551-06	3695-06	
						0.207		0.207							
						0.278		0.278							
8-32	5401-2	24	R1185-2	12	1185-2CN	0.164	3585-2CN	0.164	11/64	2CPB	2CBB	2288-2	7551-2	3695-2	
						0.246		0.246							
						0.328		0.328							
10-24	5401-3	24	R1185-3	12	1185-3CN	0.190	3585-3CN	0.190	13/64	3CPB	3CBB	2288-3	7551-3	3695-3	
						0.285		0.285							
						0.380		0.380							
12-24	5401-1	24	R1185-1	12	1185-1CN	0.216	3585-1CN	0.216	15/64	1CPB	1CBB	2288-1	7551-1	3695-3	
						0.324		0.324							
						0.432		0.432							
1/4-20	5401-4	24	R1185-4	12	1185-4CN	0.250	3585-4CN	0.250	17/64	4CPB	4CBB	2288-4	7551-4	3695-4	
						0.375		0.375							
						0.500		0.500							
5/16-18	5401-5	24	R1185-5	12	1185-5CN	0.312	3585-5CN	0.312	21/64	5CPB	5CBB	2288-5	7551-5	3695-5	
						0.469		0.469							
						0.625		0.625							
3/8-18	5401-6	12	R1185-6	12	1185-6CN	0.375	3585-6CN	0.375	25/64	6CPB	6CBB	2288-6	7551-6	3695-6	
						0.562		0.562							
						0.750		0.750							
7/16-14	5401-7	12	R1185-7	6	1185-7CN	0.438	3585-7CN	0.438	29/64	7CPB	7CBB	2288-7	7551-7	3695-7	
						0.656		0.656							
						0.875		0.875							
1/2-13	5401-8	12	R1185-8	6	1185-8CN	0.500	3585-8CN	0.500	17/32	8CPB	8CBB	2288-8	7551-8	3695-8	
						0.750		0.750							
						1.000		1.000							
9/16-12	5401-9	6	R1185-9	6	1185-9CN	0.562	3585-9CN	0.562	19/32	187-9	4187-9	2288-9	3724-9	•	
						0.844		0.844							
						1.125		1.125							
5/8-11	5401-10	6	R1185-10	6	1185-10CN	0.625	3585-10CN	0.625	21/32	8187-10	10187-10	2288-10	3724-10	•	
						0.938		0.938							
						1.250		1.250							
3/4-10	5401-12	4	R1185-12	4	1185-12CN	0.750	3585-12CN	0.750	25/32	8187-12	10187-12	2288-12	3724-12	•	
						1.125		1.125							
						1.500		1.500							
7/8-9	5521-14	6	R1185-14	1	1185-14CN	0.875	3585-14CN	0.875	29/32	8187-14	10187-14	3724-14	3724-14	•	
						1.312		1.312							
						1.750		1.750							
1-8	5521-16	8	K1185-16	1	1185-16CN	1.000	3585-16CN	1.000	1-1/32	8187-16	10187-16	3724-16	3724-16	•	
						1.500		1.500							
						2.000		2.000							
1-1/8-7	5521-18	5	K1185-18	1	1185-18CN	1.125	—	—	1-5/32	8187-18	10187-18	3724-18	3724-18	•	
						1.688									
						2.250									
1-1/4-7	5521-20	4	K1185-20	1	1185-20CN	1.250	—	—	1-9/32	8187-20	10187-20	3724-20	3724-20	•	
						1.875									
						2.500									
1-3/8-8	5521-22	4	K1185-22	1	1185-22CN	1.375	—	—	1-13/32	8187-22	10187-22	3724-22	3724-22	•	
						2.062									
						2.750									
1-1/2-6	5521-24	4	K1185-24	1	1185-24CN	1.500	—	—	1-17/32	8187-24	10187-24	3724-24	3724-24	•	
						2.250									
						3.000									

*For sizes larger than 1/2", use long nose pliers, bend tang up and down to snap off at notch.

Note: Individual kit contents are indicated in REQ.

INCH SERIES - FINE

Thread Size	Kit P/N	Inserts/Kit	Insert Pack P/N	Inserts/Pack	Insert Part Numbers				Drill Size	Tap Part Numbers		Kit Installation Tool	Production Installation Tool	Tang Breakoff Tool
					Standard	Length	Screw-Lock	Length		Plug Style	Bottom Style			
3-56	—	—	—	—	1191-03CN	{ 0.099 0.148 0.198	3591-03CN	{ 0.099 0.148 0.198	37	03FPB	03FBB	7552-03	7552-03	3695-02
4-48	—	—	—	—	1191-041CN	{ 0.112 0.168 0.224	3591-041CN	{ 0.112 0.168 0.224	31	041FPB	041FBB	7552-041	7552-041	3695-04
5-40	5402-06	24	R1191-06	12	1191-06CN	{ 0.138 0.207 0.276	3591-06CN	{ 0.138 0.207 0.276	25	06FPB	06FBB	7552-06	7552-06	3695-08
8-36	5402-2	24	R1191-2	12	1191-2CN	{ 0.164 0.246 0.328	3591-2CN	{ 0.164 0.246 0.328	17	2FPB	2FBB	7552-2	7552-2	3695-3
10-32	5402-3	24	R1191-3	12	1191-3CN	{ 0.190 0.285 0.380	3591-3CN	{ 0.190 0.285 0.380	13/64	3FPB	3FBB	2299-3	7552-3	3695-3
1/4-28	5402-4	24	R1191-4	12	1191-4CN	{ 0.250 0.375 0.500	3591-4CN	{ 0.250 0.375 0.500	17/64	4FPB	4FBB	2299-4	7552-4	3695-4
5/16-24	5402-5	24	R1191-5	12	1191-5CN	{ 0.312 0.469 0.625	3591-5CN	{ 0.312 0.469 0.625	21/64	5FPB	5FBB	2299-5	7552-5	3692-5
3/8-24	5402-6	12	R1191-6	12	1191-6CN	{ 0.375 0.562 0.750	3591-6CN	{ 0.375 0.562 0.750	25/64	6FPB	6FBB	2299-6	7552-6	3692-6
7/16-20	5402-7	12	R1191-7	6	1191-7CN	{ 0.438 0.656 0.875	3591-7CN	{ 0.438 0.656 0.875	29/64	7FPB	7FBB	2299-7	7552-7	3692-7
1/2-20	5402-8	12	R1191-8	6	1191-8CN	{ 0.500 0.750 1.000	3591-8CN	{ 0.500 0.750 1.000	33/64	8FPB	8FBB	2299-8	7552-8	3692-8
9/16-18	5402-9	6	R1191-9	6	1191-9CN	{ 0.562 0.844 1.125	3591-9CN	{ 0.562 0.844 1.125	37/64	8193-9	43193-9	2299-9	535-9	*
5/8-18	5402-10	6	R1191-10	6	1191-10CN	{ 0.625 0.938 1.250	3591-10CN	{ 0.625 0.938 1.250	41/64	8193-10	10193-10	2299-10	535-10	*
3/4-18	5402-12	4	R1191-12	4	1191-12CN	{ 0.750 1.125 1.500	3591-12CN	{ 0.750 1.125 1.500	49/64	8193-12	10193-12	2299-12	535-12	*
7/8-14	5528-14	6	K1191-14	1	1191-14CN	{ 0.875 1.312 1.750	3591-14CN	{ 0.875 1.312 1.750	57/64	8193-14	10193-14	535-14	535-14	*
1-14	5528-16	6	K1191-16	1	1191-16CN	{ 1.000 1.500 2.000	3591-16CN	{ 1.000 1.500 2.000	1-1/64	8193-16	10193-16	535-16	535-16	*
1-12	5528-161	6	K1191-161	1	1191-161CN	{ 1.000 1.500 2.000	3591-161CN	{ 1.000 1.500 2.000	1-1/64	8193-161	10193-161	535-161	535-161	*
1-1/8-12	5528-18	5	K1191-18	1	1191-18CN	{ 1.125 1.688 2.250	—	—	1-5/32	8193-18	10193-18	535-18	535-18	*
1-1/4-12	5528-20	4	K1191-20	1	1191-20CN	{ 1.250 1.875 2.500	—	—	1-9/32	8193-20	10193-20	535-20	535-20	*
1-3/8-12	5528-22	4	K1191-22	1	1191-22CN	{ 1.375 2.062 2.750	—	—	1-13/32	8193-22	10193-22	535-22	535-22	*
1-1/2-12	5528-24	4	K1191-24	1	1191-24CN	{ 1.500 2.250 3.000	—	—	1-17/32	8193-24	10193-24	535-24	535-24	*

*For sizes larger than 1/2", use long nose pliers, bend tang up and down to snap off at notch.

Note: Individual kit contents are indicated in RED.

METRIC SERIES - COARSE

M2.2x0.45	—	—	—	—	1084-2.2CN	{ 2.2 3.3 4.4	4184-2.2CN	{ 2.2 3.3 4.4	42	2087-2.2	2093-2.2	7751-2.2	7751-2	4238-2.2
M2.5x0.45	—	—	—	—	1084-2.5CN	{ 2.5 3.8 5.0	4184-2.5CN	{ 2.5 3.8 5.0	37	2087-2.5	2093-2.5	7751-2.5	7751-2	4238-2.2
M3x0.5	5403-3	12	R1084-3	12	1084-3CN	{ 3.0 4.5 6.0	4184-3CN	{ 3.0 4.5 6.0	1/8	2087-3	2093-3	7751-3	7751-3	4238-3

Thread Size	Kit P/N	Inserts/Kit	Insert Pack P/N	Inserts/Pack	Insert Part Numbers			Drill Size	Tap Part Numbers		Kit Installation Tool	Production Installation Tool	Tang Breaker Tool
					Standard	Length	Screw Lock		Length	Plug Style			
M3.5x0.8	-	-	-	-	1084-3.5CN	3.5	4184-3.5CN	3.5	2087-3.5	2093-3.5	7751-3.5	7751-3.5	4238-3
						5.3		5.3					
						7.0		7.0					
M4x0.7	5403-4	12	R1084-4	12	1084-4CN	4.0	4184-4CN	4.0	2087-4	2093-4	3747-4	7751-4	4238-4
						6.0		6.0					
						8.0		8.0					
M5x0.8	5403-6	12	R1084-5	12	1084-5CN	5.0	4184-5CN	5.0	2087-5	2093-5	3747-5	7751-5	4238-5
						7.5		7.5					
						10.0		10.0					
M6x1	5403-8	12	R1084-6	12	1084-6CN	6.0	4184-6CN	6.0	2087-6	2093-6	3747-6	7751-6	4238-6
						9.0		9.0					
						12.0		12.0					
M7x1	5403-7	12	R1084-7	12	1084-7CN	7.0	4184-7CN	7.0	2087-7	2093-7	3747-7	7751-7	4238-7
						10.5		10.5					
						14.0		14.0					
M8x1.25	5403-8	12	R1084-8	12	1084-8CN	8.0	4184-8CN	8.0	2087-8	2093-8	3747-8	7751-8	4238-8
						12.0		12.0					
						16.0		16.0					
M10x1.5	5403-10	12	R1084-10	12	1084-10CN	10.0	4184-10CN	10.0	2087-10	2093-10	3747-10	7751-10	4238-10
						15.0		15.0					
						20.0		20.0					
M12x1.75	5403-12	12	R1084-12	6	1084-12CN	12.0	4184-12CN	12.0	2087-12	2093-12	3747-12	7751-12	4238-12
						18.0		18.0					
						24.0		24.0					
M14x2	5403-14	12	R1084-14	6	1084-14CN	14.0	4184-14CN	14.0	2087-14	2093-14	3747-14	7751-14	•
						21.0		21.0					
						28.0		28.0					
M16x2	5403-16	8	R1084-16	6	1084-16CN	16.0	4184-16CN	16.0	2087-16	2093-16	3747-16	7751-16	•
						24.0		24.0					
						32.0		32.0					
M18x2.5	5403-18	8	R1084-18	6	1084-18CN	18.0	4184-18CN	18.0	2087-18	2093-18	3747-18	7751-18	•
						27.0		27.0					
						36.0		36.0					
M20x2.5	5403-20	4	R1084-20	4	1084-20CN	20.0	4184-20CN	20.0	2087-20	2093-20	3747-20	7751-20	•
						30.0		30.0					
						40.0		40.0					

METRIC SERIES - FINE

M8x1	5404-8	12	R4255-8	12	4255-8CN	8.0	5255-8CN	8.0	4984-8	4986-8	4835-8	7755-8	4238-8
						12.0		12.0					
						16.0		16.0					
M10x1	5404-10	12	R4255-10	12	4255-10CN	10.0	5255-10CN	10.0	4984-10	4986-10	4835-10	7755-10	4238-10
						15.0		15.0					
						20.0		20.0					
M10x1.25	5405-10	12	R4649-10	12	4649-10CN	10.0	5649-10CN	10.0	4944-10	4945-10	4640-10-1	7756-10	4238-10
						15.0		15.0					
						20.0		20.0					
M12x1.25	5405-12	12	R4649-12	6	4649-12CN	12.0	5649-12CN	12.0	4944-12	4945-12	4640-12	7756-12	4238-12
						18.0		18.0					
						24.0		24.0					
M12x1.5	5406-12	12	R3745-12	6	3745-12CN	12.0	5145-12CN	12.0	4976-12	4977-12	4973-12	7753-12	4238-12
						18.0		18.0					
						24.0		24.0					
M14x1.5	5406-14	12	R3745-14	8	3745-14CN	14.0	5145-14CN	14.0	4976-14	4977-14	4973-14	7753-14	•
						21.0		21.0					
						28.0		28.0					
M16x1.5	5406-16	8	R3745-16	6	3745-16CN	16.0	5145-16CN	16.0	4976-16	4977-16	4973-16	7753-16	•
						24.0		24.0					
						32.0		32.0					
M18x1.5	5406-18	8	R3745-18	6	3745-18CN	18.0	5145-18CN	18.0	4976-18	4977-18	4973-18	7753-18	•
						27.0		27.0					
						36.0		36.0					

*For sizes 14mm and larger, use long nose pliers, bend tang up and down to snap off tang at notch.

Note: Individual kit contents are indicated in RED.

PIPE THREAD SERIES

Pipe Thread Repair Kits

Thread Size	Kit P/N	Inserts/Kit	Drill Size	Replacement Parts and Tools		
				Tap P/N	Installation Tool P/N	Insert P/N (Bulk orders)
1/8-27	5407-2	12	3/8	328-2	3371-2	327-2
1/4-18	5407-4	12	33/64	328-4	3371-4	327-4
3/8-18	5407-6	10	21/32	328-6	3371-6	327-6
1/2-14	5407-8	10	13/16	328-8	3371-8	327-8
3/4-14	5407-12	10	1-1/64	328-12	3371-12	327-12
1-11%	5407-16	8	1-9/32	328-16	3371-16	327-16

SPARK PLUG SERIES

Spark Plug Kits			Replacement Parts and Tools				
Thread Size	Kit P/N	Reach	Inserts/Kit	Tap P/N	Installation Tool P/N	Insert Pkg P/N	Inserts/Pkg
10-1.0mm	5523-10	1/2	24	1030-10	4971-10	R474-4	6
12-1.25mm	5523-12	1/2	12	1030-12	4971-12	R482-1	6
		3/4	12			R482-2	6
		3/8	6			R512	6
14-1.25mm	5523-14	7/16	6	1030-14	4971-14	R513	6
		1/2	6			R513-13	6
		3/4	6			R513-10	6
		.472	6			R513-20	6
18-1.50mm	5523-18	1/2	24	1030-18	4971-18	R514-6	6
7/8-18	550	1/2-5/8	10	549	548	K518-12	10

INCH MASTER THREAD REPAIR SETS

Inch Coarse—P/N 4934 Contents:

Thread Size x Length	Insert Pack P/N	Insert Quantity	Drill	Tap P/N	Installation Tool P/N
1/4-20 x .375	R1185-4	12	17/64	4CPB	2288-4
5/16-18 x .469	R1185-5	12	21/64	5CPB	2288-5
3/8-16 x .562	R1185-6	12	25/64	6CPB	2288-6
7/16-14 x .656	R1185-7	6	29/64	7CPB	2288-7
1/2-13 x .750	R1185-8	6	17/32	8CPB	2288-8
5/8-11 x .938	R1185-10	6	21/32	8187-10	2288-10

Inch Fine—P/N 4936 Contents:

Thread Size x Length	Insert Pack P/N	Insert Quantity	Drill	Tap P/N	Installation Tool P/N
10-32 x .285	R1191-3	12	13/64	3FPB	2299-3
1/4-28 x .375	R1191-4	12	17/64	4FPB	2299-4
5/16-24 x .469	R1191-5	12	21/64	5FPB	2299-5
3/8-24 x .562	R1191-6	12	25/64	6FPB	2299-6
1/2-20 x .656	R1191-7	6	29/64	7FPB	2299-7
1/2-20 x .750	R1191-8	6	33/64	8FPB	2299-8

METRIC MASTER THREAD REPAIR SETS

P/N 4937-150 Contents:

Thread Size	Length	Insert Pack P/N	Insert Quantity	Drill	Tap P/N	Installation Tool P/N
M5x0.8	7.5	R1084-5	12	13/64	2087-5	3747-5
M6x1	9.0	R1084-6	12	1/4	2087-6	3747-6
M8x1.25	12.0	R1084-8	12	21/64	2087-8	3747-8
M10x1.5	15.0	R1084-10	12	13/32	2087-10	3747-10

P/N 4937-125 Contents:

Thread Size	Length	Insert Pack P/N	Insert Quantity	Drill	Tap P/N	Installation Tool P/N
M5x0.8	7.5	R1084-5	12	13/64	2087-5	3747-5
M6x1	9.0	R1084-6	12	1/4	2087-6	3747-6
M8x1.25	12.0	R1084-8	12	21/64	2087-8	3747-8
M10x1.25	15.0	R4649-10	12	13/32	4944-10	4640-10-1

EXTRACTING TOOLS

Inch Coarse

Nominal Diameter	P/N
2-56	1227-02
3-56 thru 8-32	1227-06
10-24 thru 3/8-18	1227-6
7/16-14 thru 1-8	1227-16
1-1/8-7 thru 1-1/2-6	1227-24

Inch Fine

Nominal Diameter	P/N
3-56 thru 8-36	1227-06
10-32 thru 3/8-24	1227-6
7/16-20 thru 1-12	1227-16
1-1/8-12 thru 1-1/2-12	1227-24

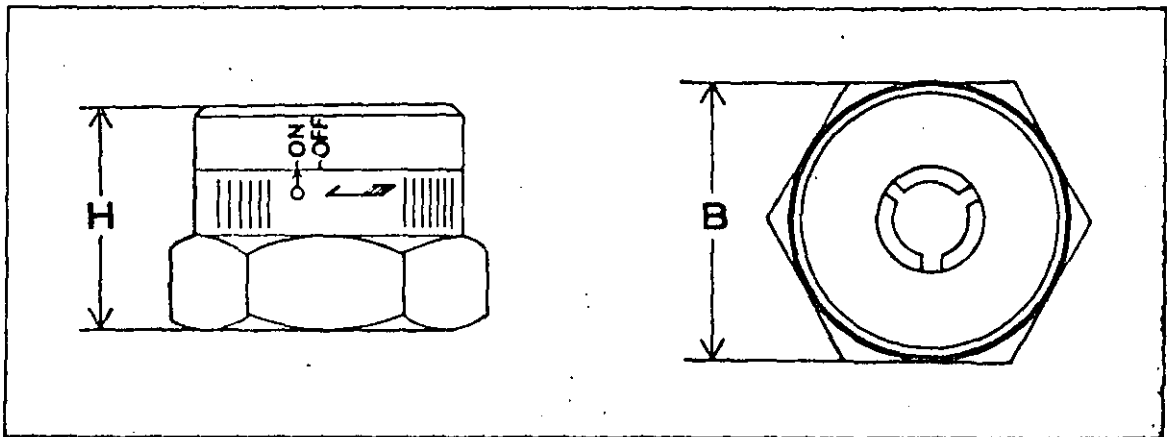
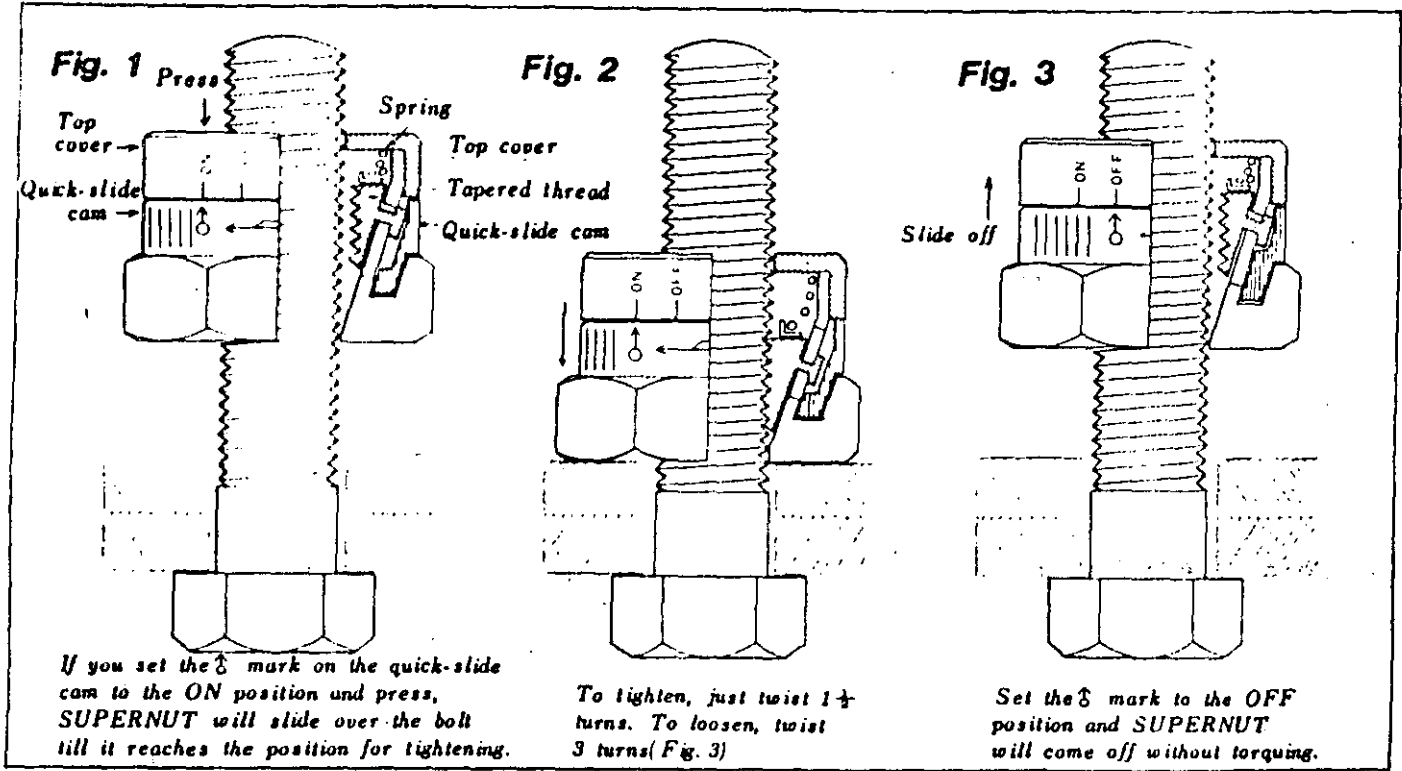
Metric Series

Nominal Diameter	P/N
2.2mm	1227-02
2.5mm thru 4.5mm	1227-06
5mm thru 10mm	1227-6
11mm thru 24mm	1227-16
27mm thru 39mm	1227-24

Helicoil

Division Headquarters
Helicoil Products, Division of Mits Corp.
Shelton Rock Lane, Danbury, CT 06810
(203) 743-7651 - TWX 710-466-0336

Western Warehouse
Helicoil Products,
4440 Tenner, Unit 3, El Monte, CA 91731
(213) 448-6131 - TWX 910-587-1567



DIMENSIONS

Inches	H	B	Millimeters	H	B
$\frac{1}{2}$ "	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{7}{16}$ "	M 1 2	3 0	3 6
$\frac{5}{8}$ "	$1\frac{7}{16}$	$1\frac{5}{8}$ "	M 1 6	3 6	4 1
$\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{13}{16}$	M 2 0	3 8	4 6
1"	$2\frac{1}{8}$	$2\frac{3}{8}$	M 2 4	5 2	6 0
$1\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{8}$ "	$3\frac{3}{8}$ "	M 3 0	8 5	8 5
$1\frac{3}{8}$			M 3 6		
$1\frac{1}{2}$			M 4 2		

SUPER NUT DATA

SUPER NUT DATA

in kgs.

size	guaranteed load		maximum load
	regular 6-T Nut	6-T Quick Nut	6-T Quick Nut
1/8"	5,050	8,740	10,950
5/16"	9,400	16,260	20,390
3/4"	14,700	25,430	31,890
1"	21,200	47,000	59,020

ENDURANCE TEST

Test-Piece	High-tension Bolt, 5/8"		
	High-tension Bolt	SCM3	12T
	SUPER NUT	S45C	6T
	1.		2.
Shaft	18.2t		17.8t
fastening torque	65kgs/M		65kgs/M

High-tension Bolts.....demolished in both tests.

Super Nut.....free from any demolition.

MITSUCHI CORPORATION

Agent:



Sole Exporter

Pioneer Trading Co., Ltd.

P.O. Box 31 Haraoka, Oshima, Japan Phone (0720) 55 0156

Telex: PIONEERTRADING CO. LTD. JAPAN 4311253 EXMS J



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ELEMENTOS DE SUJECION (III)

EXPOSITOR:

ING. MARCELO LOPEZ PARRA

ABRIL, 1985

10 SUJETADORES DE ROSCA

Los dispositivos de sujeción son importantes en la construcción de productos manufacturados, en las máquinas y dispositivos empleados en los procesos de manufactura y en la construcción de todos los tipos de edificaciones. Los dispositivos de sujeción se utilizan tanto en el reloj más pequeño como en el trasatlántico más grande.

Hay dos clases básicas de sujetadores: permanentes y desmontables. Los remaches y las soldaduras son sujetadores permanentes. Los pernos, tornillos, espárragos, tuercas, pasadores, anillos y chavetas son

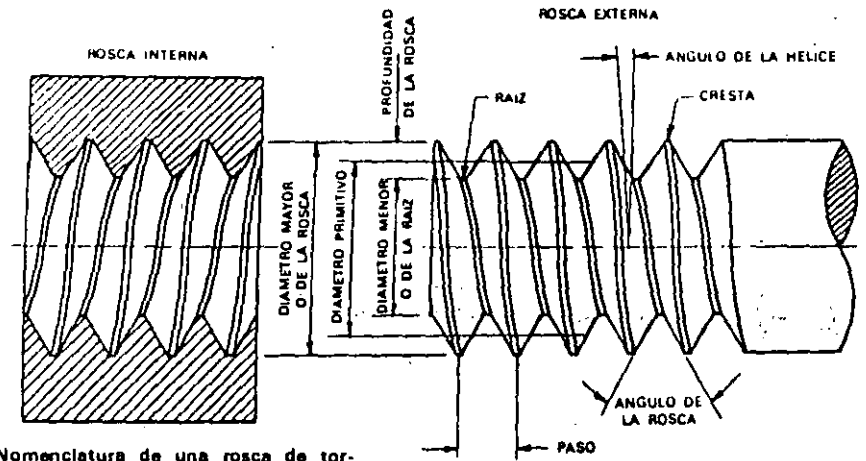
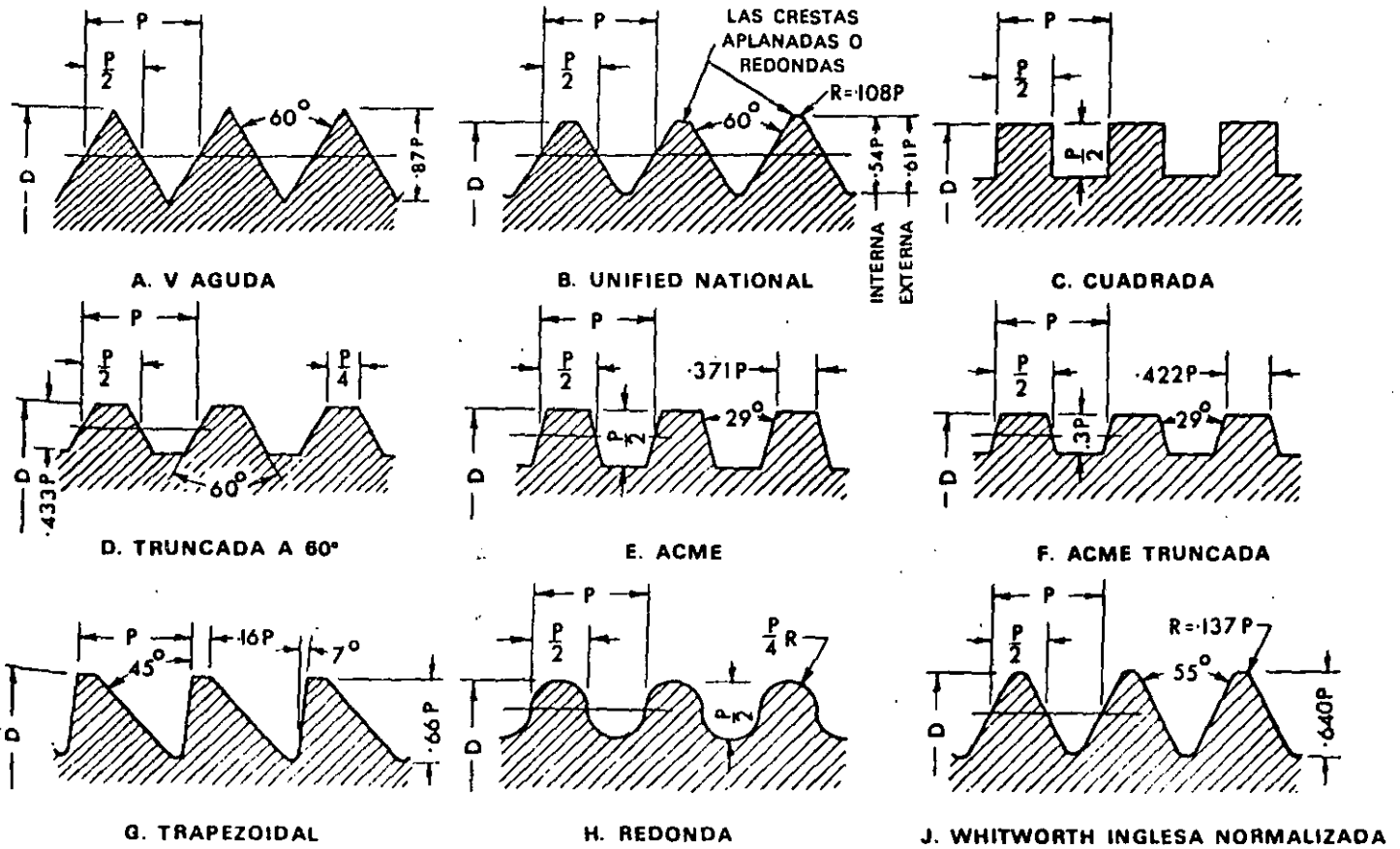
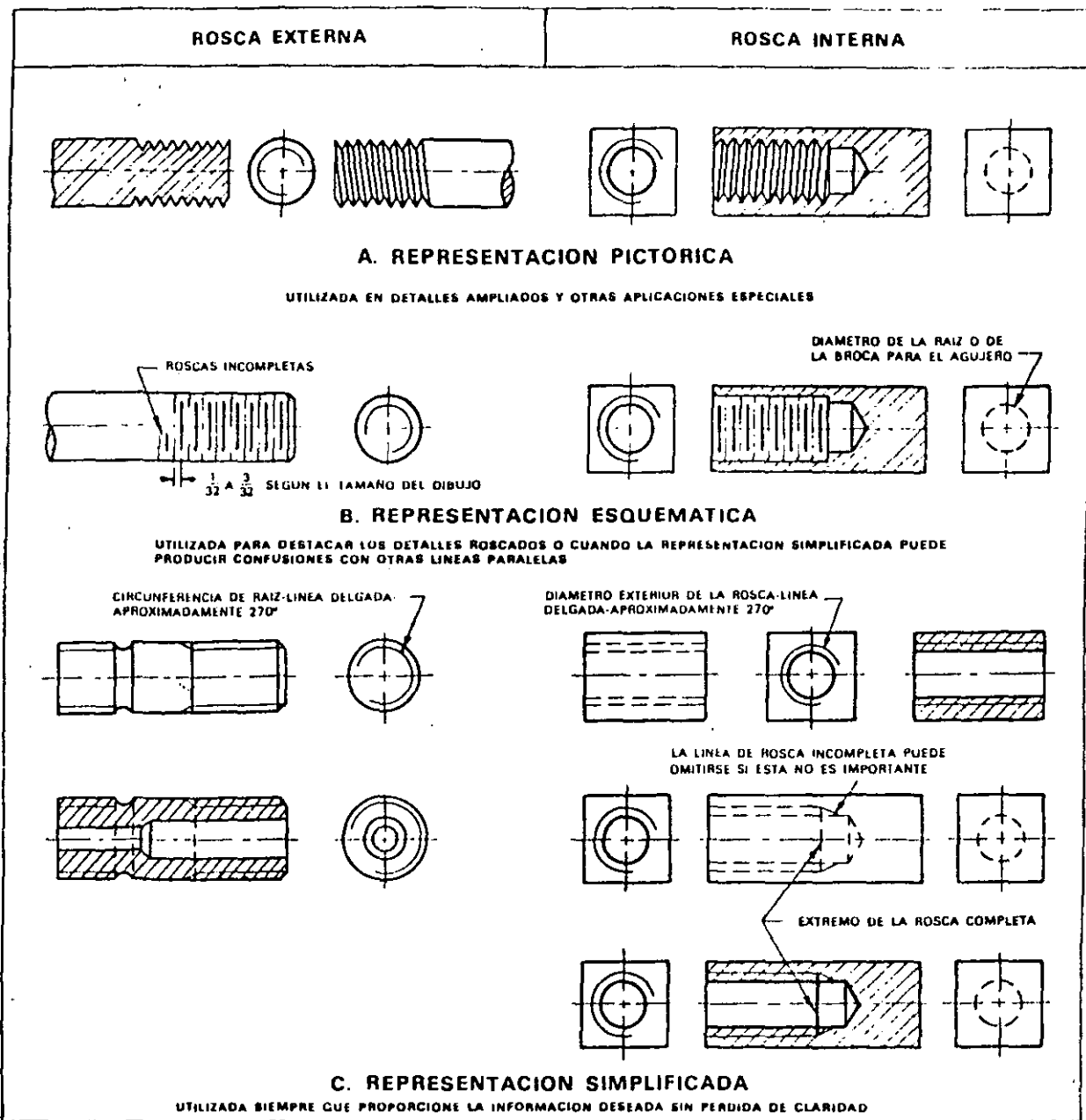


Fig. 10.2 Nomenclatura de una rosca de tornillo

Fig. 10.3 Perfiles de roscas





(A) CONVENCIONES NORMALIZADAS CANADIENSES PARA LAS ROSCAS

Fig. 10.4 Convenciones para roscas

sujetadores desmontables. Debido al progreso de la industria, ha sido necesario normalizar los dispositivos de sujeción y se han desarrollado características y nombres definidos. Una parte esencial del dibujo es el conocimiento completo del diseño y de la representación gráfica de los sujetadores más comunes.

ROSCAS DE TORNILLO

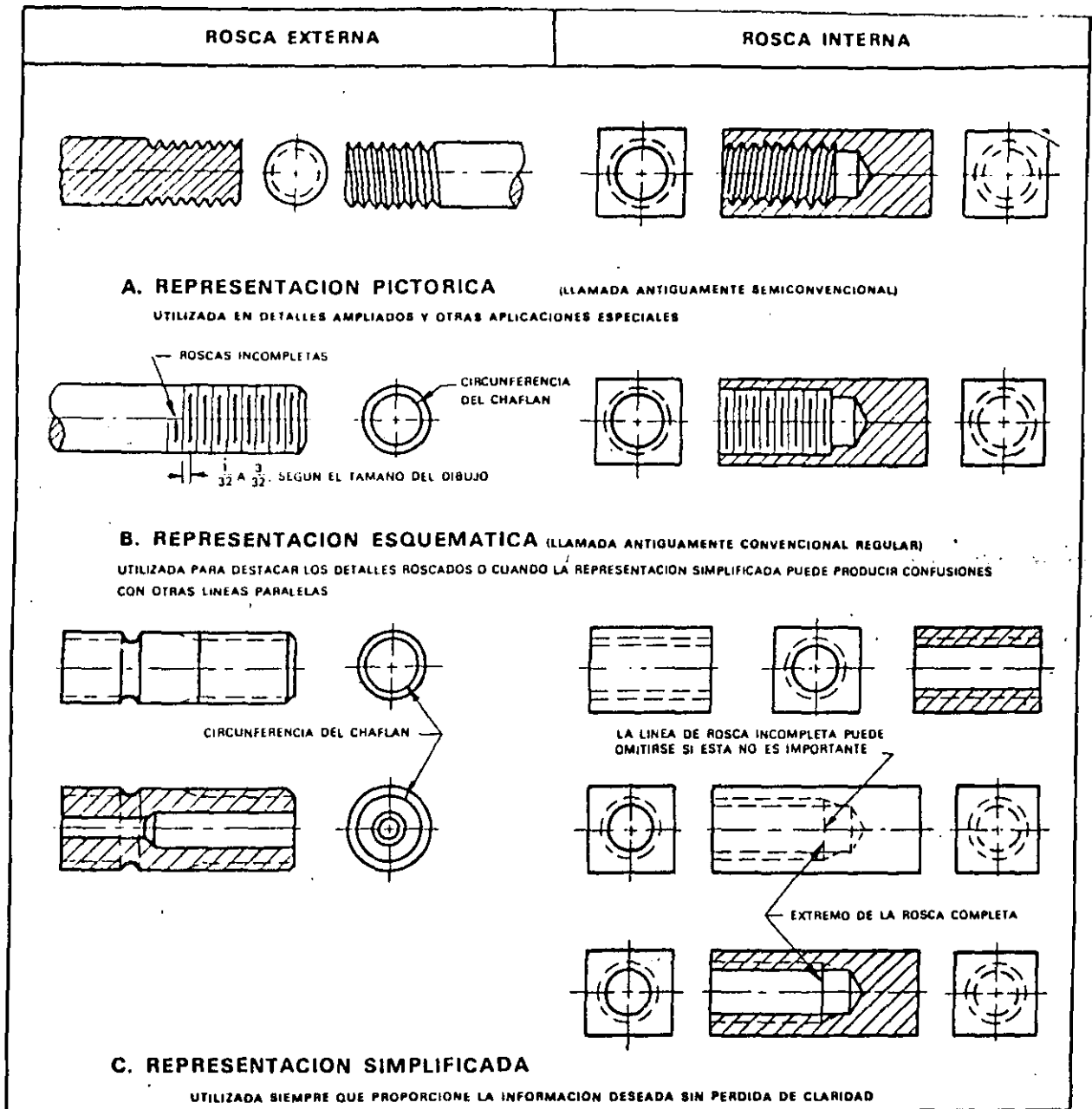
Los sujetadores de rosca, tales como tornillos, pernos, espárragos y tuercas, se fabri-

can en gran variedad de formas y tamaños. Véanse en las tablas del apéndice las dimensiones y especificaciones de los sujetadores de rosca normalizados. Los términos empleados en la descripción de las características físicas de una rosca se muestran en la figura 10.2. La rosca de un tornillo es un hilo continuo de sección uniforme arrollado en forma de hélice en la superficie interna o externa de un cilindro. Una hélice es una curva generada por un punto que se mueve uniformemente alrededor de un cilindro y

paralelamente a su eje.

FORMAS DE LAS ROSCAS

La forma de rosca utilizada más comúnmente en Norteamérica para fines de sujeción es la rosca Unified National. En la figura 10.3B se muestra el perfil de esta rosca. La adición del término *Unified* es el resultado de las conferencias sostenidas por los comités del Reino Unido, los Estados Unidos y Canadá. En el año 1948 estos comités acordaron las normas de la rosca



(B) CONVENCIONES NORMALIZADAS AMERICANAS PARA LAS ROSCAS

Fig. 10.4 (cont.) Convenciones para roscas

Unified. Antes de esta fecha, la rosca American National tenía la raíz y las crestas planas. La rosca Unified National tiene la raíz redondeada y las crestas pueden ser redondeadas o planas. La figura 10.3J ilustra el perfil de la rosca British Standard empleada antes de la adopción de la rosca Unified.

La rosca con forma de V aguda rara vez se utiliza para fines de sujeción, pero se emplea a veces en instrumentos de precisión. Las roscas redondas generalmente se hacen laminadas o fundidas. Un ejemplo

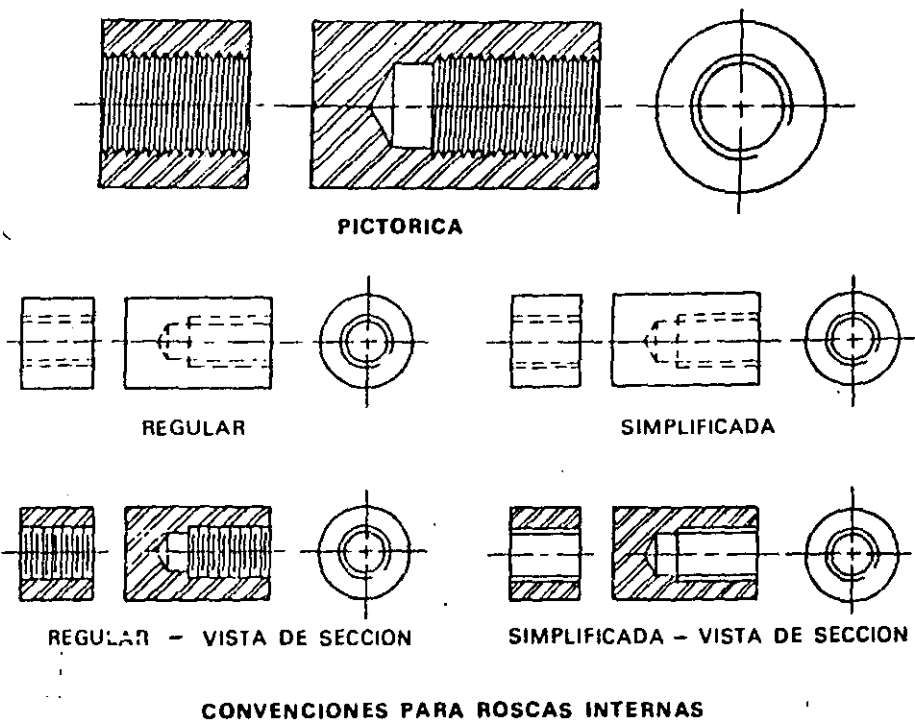
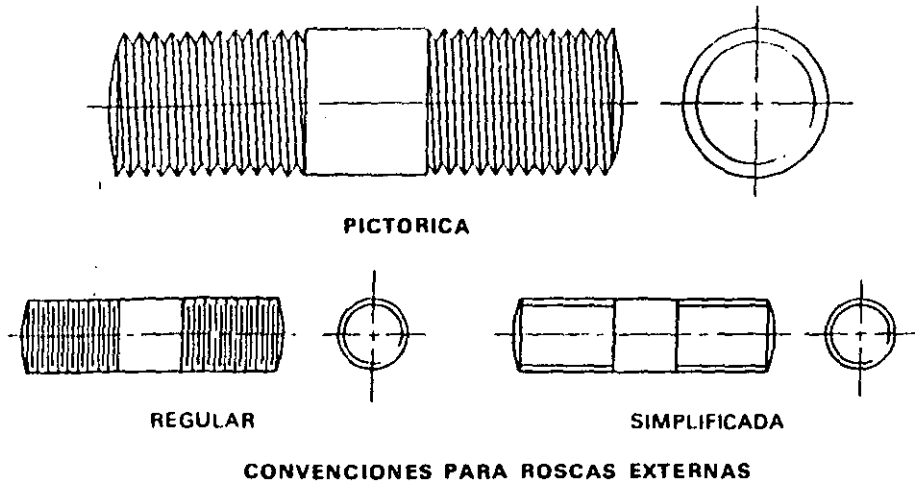
familiar de esta forma se tiene en las bombillas eléctricas y los portalámparas. Las formas cuadrada, truncada a 60°, acme y acme truncada se utilizan para transmitir potencia o movimiento; por ejemplo, el tornillo de avance de un torno. La rosca trapecoidal recibe presión únicamente en un sentido: contra la superficie perpendicular al eje.

REPRESENTACION DE ROSCAS

La representación real de la rosca de un

tornillo se emplea poco en los dibujos de trabajo, debido a que requiere un dibujo muy laborioso y exacto que incluye desarrollos repetidos de la curva helicoidal de la rosca. Actualmente, la práctica general es la representación simbólica de las roscas.

En general, hay tres tipos de convenciones utilizadas para la representación de roscas de tornillos: pictórica, esquemática y simplificada. La representación simplificada se debe utilizar siempre que resulte suficiente para ilustrar claramente las características. Las representaciones esque-



Estas convenciones se encuentran en dibujos ya en circulación pero no deben usarse en próximos dibujos.

Fig 10.6 Antiguas convenciones para roscas CSA

mática y pictórica requieren un tiempo de dibujo mayor, pero a veces resultan necesarias para evitar confusión con otras líneas paralelas o para ilustrar más claramente algunos aspectos particulares de las roscas.

REPRESENTACION PICTORICA

Esta es una aproximación muy cercana a la apariencia real de la rosca, como puede observarse en la figura 10.4A. Su simplificación consiste en que las crestas y las raíces de las roscas completas se muestran

agudas, ya que se emplean líneas rectas para su construcción, en lugar de utilizar una línea de doble curvatura.

La representación pictórica se debe utilizar únicamente para detalles ampliados y otras aplicaciones especiales. La figura 10.9 muestra los pasos seguidos para hacer la representación pictórica de una rosca.

REPRESENTACION ESQUEMATICA

La representación esquemática que se muestra en la figura 10.4B se debe utilizar

en lugar de la representación simplificada cuando sea necesario dar más énfasis al aspecto de la rosca de una pieza o cuando la representación simplificada pueda llegar a confundirse con otras líneas paralelas, gargantas, ranuras o detalles adyacentes. Para distinguir entre las roscas completas y las incompletas, estas últimas se indican utilizando una línea de cresta y una línea de raíz que se prolongan sólo hasta la mitad de la pieza que se está representando. Para vistas en sección de roscas externas se debe utilizar el método pictórico y para agujeros roscados ocultos se prefiere la representación simplificada.

REPRESENTACION SIMPLIFICADA

La representación simplificada que se muestra en la figura 10.4C se debe utilizar siempre que proporcione la información deseada, sin confusión, ya que exige el mínimo esfuerzo y tiempo de dibujo. En este sistema, las crestas de la rosca se representan con una línea de contorno gruesa (excepto en las vistas ocultas) y las raíces con una línea continua delgada. En las vistas de extremo la línea de raíz se prolonga aproximadamente 270° ó $\frac{3}{4}$ de la circunferencia total. El extremo de una rosca completa se indica por medio de una línea gruesa colocada transversalmente a la pieza y las roscas imperfectas o incompletas se representan más allá de esta línea, inclinando la línea de raíz un determinado ángulo, hasta encontrar la línea de cresta. Si la longitud de una rosca incompleta no tiene importancia, se puede omitir esta última parte de la convención. La American Standard emplea una línea de trazos para representar el diámetro de raíz de las roscas.

MONTAJES ROSCADOS

En los montajes de piezas roscadas se puede emplear cualquiera de las convenciones

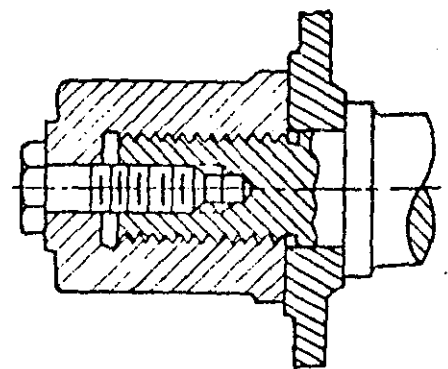


Fig. 10.6 Ensamble roscado

Las roscas expuestas anteriormente, e incluso se pueden utilizar dos o más métodos en el mismo dibujo, como se muestra en la figura 10.6. En las vistas de sección, la parte roscada externamente se muestra siempre cubriendo la parte roscada internamente.

FORMAS ESPECIALES DE ROSCAS

Las representaciones esquemáticas y simplificadas se aplican por igual a las formas especiales de roscas, pero las representaciones pictóricas y los detalles ampliados deben ilustrar la forma deseada. La figura 10.12B muestra una rosca cuadrada cuyo perfil y dimensiones básicas se dan en la figura 10.3.

ROSCAS LAMINADAS

Las roscas laminadas tienen el diámetro del vástago, menor que el diámetro mayor y se pueden dibujar como se muestra en la figura 10.7, cuando se necesita indicar este detalle.

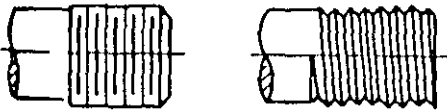
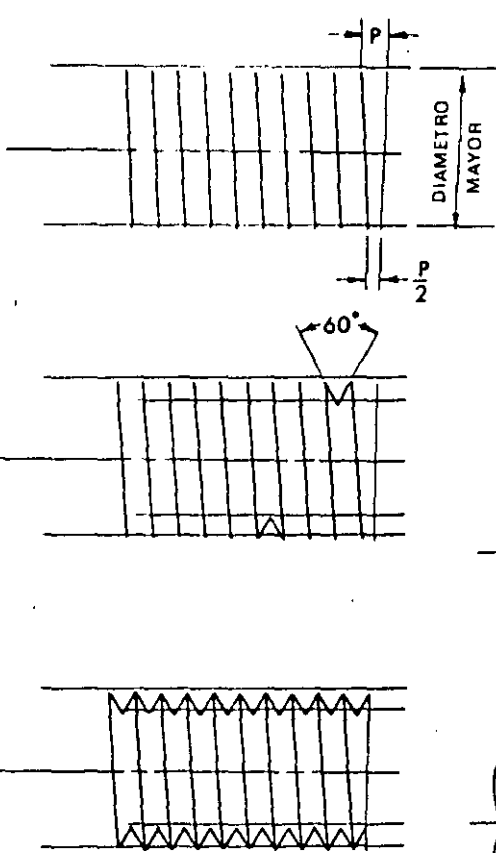
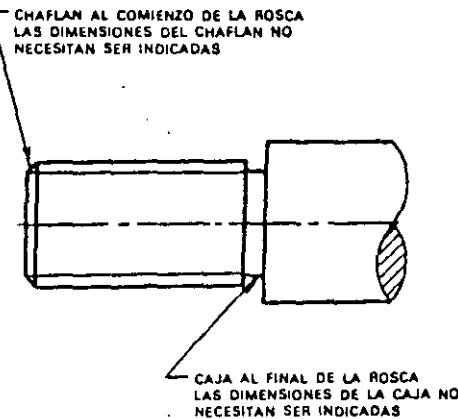


Fig. 10.7 Roscas laminadas

ROSCAS DERECHAS E IZQUIERDAS

A menos que se indique lo contrario, se supone que las roscas son derechas. Para enroscar un perno en un agujero aterrajado se debe girar hacia la derecha (en el sentido de giro de las manecillas del reloj). Para algunas aplicaciones especiales, tales como tensores, se necesitan las roscas izquierdas. Cuando se necesita una rosca

Fig. 10.8 Omisión de información respecto a la rosca en los dibujos de detalle



NOTA: LAS LINEAS DE RAIZ Y LAS LINEAS DE CRESTA NO SON PARALELAS

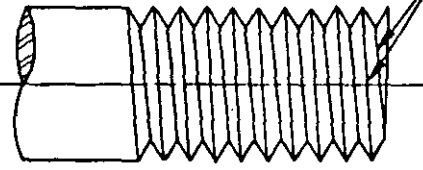
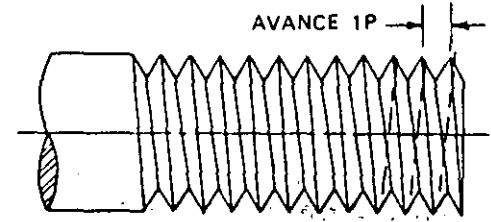


Fig. 10.9 Pasos seguidos en la representación pictórica de una rosca

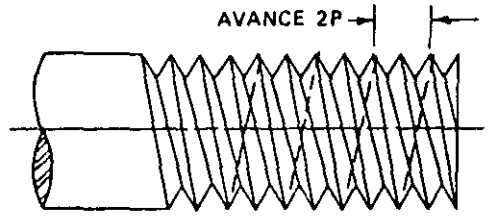
izquierda, se añaden las letras IZQ después de la designación de la rosca.

ROSCAS SENCILLAS O MÚLTIPLES

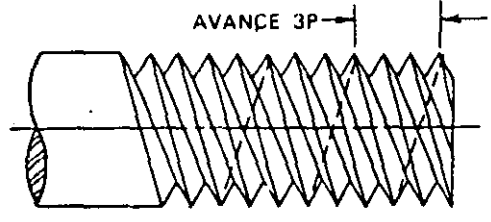
La mayoría de los tornillos son de rosca sencilla; a menos que se especifique otra cosa, se supone que una rosca es sencilla. La rosca sencilla tiene un solo hilo formando la hélice. El avance de un tornillo es la distancia axial recorrida en una vuelta de la parte que gira con relación a la parte



(A) ROSCA SENCILLA



(B) ROSCA DOBLE



(C) ROSCA TRIPLE

Fig. 10.10 Roscas sencillas y múltiples

fija (la distancia que una tuerca recorre a lo largo del eje de un tornillo por cada revolución de la tuerca). En las roscas sencillas el avance es igual al paso. Una rosca doble tiene dos filetes que parten separados por un ángulo de 180° para formar las hélices y el avance es igual a dos veces el paso. Una rosca triple tiene tres filetes que parten separados por ángulos de 120° para formar las hélices y el avance es igual al triple del paso. Las roscas múltiples se utilizan cuando se desea obtener un movimiento rápido con un número de vueltas mínimo, tal como sucede en los mecanismos para abrir y cerrar ventanas.

TERMINOS RELACIONADOS CON LOS SUJETADORES ROSCADOS

La dimensión del taladro para el macho de un agujero roscado (aterrajado) es igual al diámetro menor de la rosca. La dimensión del taladro de juego, el cual permite el paso libre de un tornillo, es un diámetro ligeramente mayor que el mayor diámetro del tornillo. Un agujero graneteado es aquel que tiene una cavidad de fondo plano que permite a la cabeza del tornillo alojarse bajo la superficie de la pieza. Un agujero avellanado es aquel que tiene una cavidad cónica que permite acomodar la forma de un tornillo de maquinaria de cabeza plana u ovalada. Refrentado es la operación de maquinado que proporciona una superficie plana y lisa para soportar la cabeza del tornillo o la tuerca.

SERIES DE ROSCAS Y SUS APLICACIONES²

Con el progreso y desarrollo de la industria ha aumentado la necesidad de uniformar los sujetadores de rosca, para hacerlos intercambiables. El desarrollo de la normalización de roscas comenzó en Inglaterra en 1841 y en los Estados Unidos en 1864. Los factores que influyen en las normas de las roscas, además de las formas ya mencionadas, son el paso de la rosca y el diámetro mayor. El paso determina el tamaño de la rosca y es igual a

$$\frac{1}{\text{Número de hilos por pulgada}}$$

Así, cuando una rosca tiene 8 hilos por pulgada, su paso es igual a 1/8 pul. Para completar la normalización y la intercambiabilidad, el número de hilos por pulgada se ha fijado para cada uno de los diferentes diámetros, estableciendo las llamadas series de roscas. En el sistema Unified National existe la serie de rosca gruesa y la serie de rosca fina. Por ejemplo, para una rosca de 1 pul de diámetro y 8 hilos por pulgada, la serie de roscas Unified National Coarse se expresa como 1-8 UNC; del mismo modo, una rosca de 1 pul de diámetro y 12 hilos por pulgada es expresada por la serie de roscas Unified National Fine como 1-12 UNF.

El empleo que se va a dar a la pieza roscada generalmente determina el número aproximado de hilos por pulgada que debe tener una rosca en proporción a su diámetro. Por conveniencia se han normalizado varias series de combinaciones diámetro-paso que tienen aproximadamente la mis-

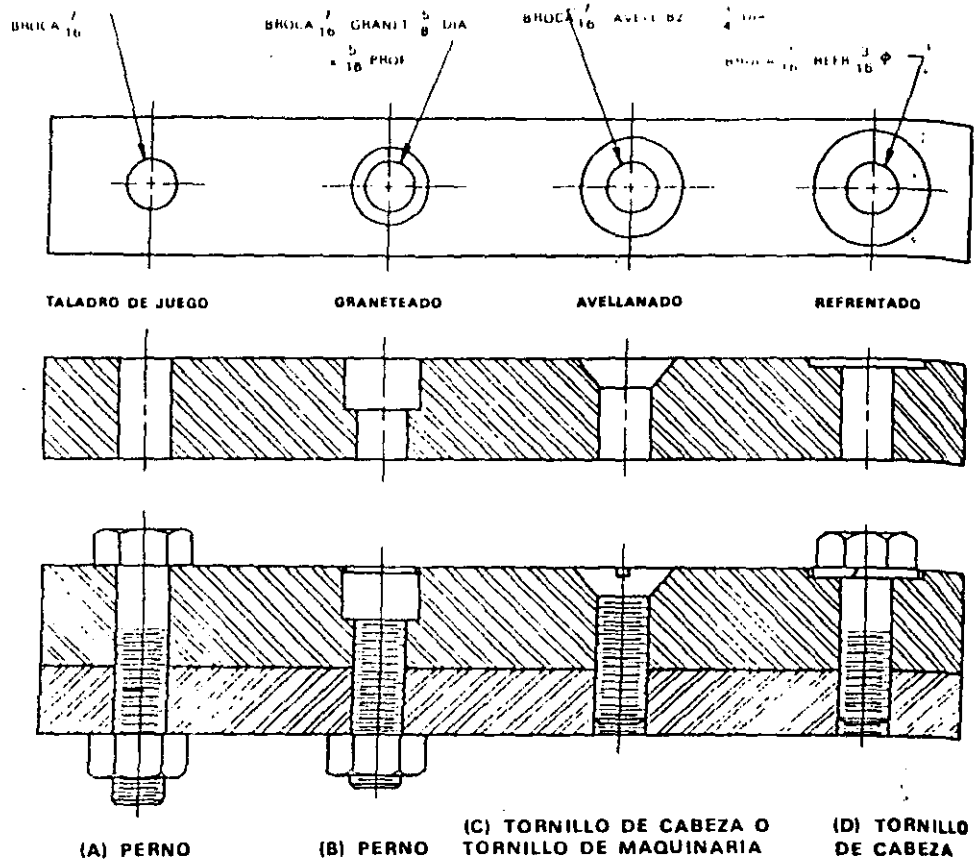


Fig. 10.11 Agujeros para los sujetadores roscados

ma relación. Estas series son conocidas como gruesa, fina, extrafina y las series de paso uniforme, es decir, las roscas de 8, 12 y 16 hilos por pulgada.

Hasta el momento únicamente se han incluido dentro de las roscas normalizadas Unified las series de roscas gruesas y finas de 1/4 pul o más, y se designan por las letras UNC y UNF, respectivamente.

La siguiente es una descripción más detallada de las aplicaciones típicas de cada serie normalizada de roscas:

Serie de roscas gruesas. Utilizada en trabajos corrientes de ingeniería y en aplicaciones comerciales.

Serie de roscas finas. Para uso general, cuando se desea una rosca más fina que las de la serie de roscas gruesas. En comparación con un tornillo de rosca gruesa, el tornillo de rosca fina es más resistente a los esfuerzos de tracción y de torsión y es menos probable que se afloje debido a la vibración.

Serie de roscas extrafinas. Se utiliza ampliamente en equipos e instrumentos aeronáuticos, para el roscado de paredes delgadas, tuberías, casquillos, bridas de acopla-

miento, boquillas, etc., y siempre que se requiera un número máximo de hilos en una longitud determinada.

Serie de roscas de 8 hilos por pulgada. Se utiliza en pernos para bridas de tuberías sometidas a alta presión, pernos prisioneros para culatas de cilindros y sujeciones similares sometidas a presión. En los tamaños más grandes se emplean para otros usos, como sustitutos de la serie de roscas gruesas.

Serie de roscas de 12 hilos por pulgada. Los diámetros mayores de 1 1/4 pul se utilizan mucho en calderas, cuando los agujeros gastados deben ser aterrjados por segunda vez con un diámetro de rosca mayor. También se emplean para uso general como una extensión de la serie de roscas finas.

Serie de roscas de 16 hilos por pulgada. Se emplea para roscas de collares de ajuste y tuercas de retención para cojinetes y para uso general como extensión de la serie de roscas extrafinas.

CLASES DE ROSCAS Y SUS APLICACIONES

El ajuste de la rosca de un tornillo es la cantidad de juego que queda entre el

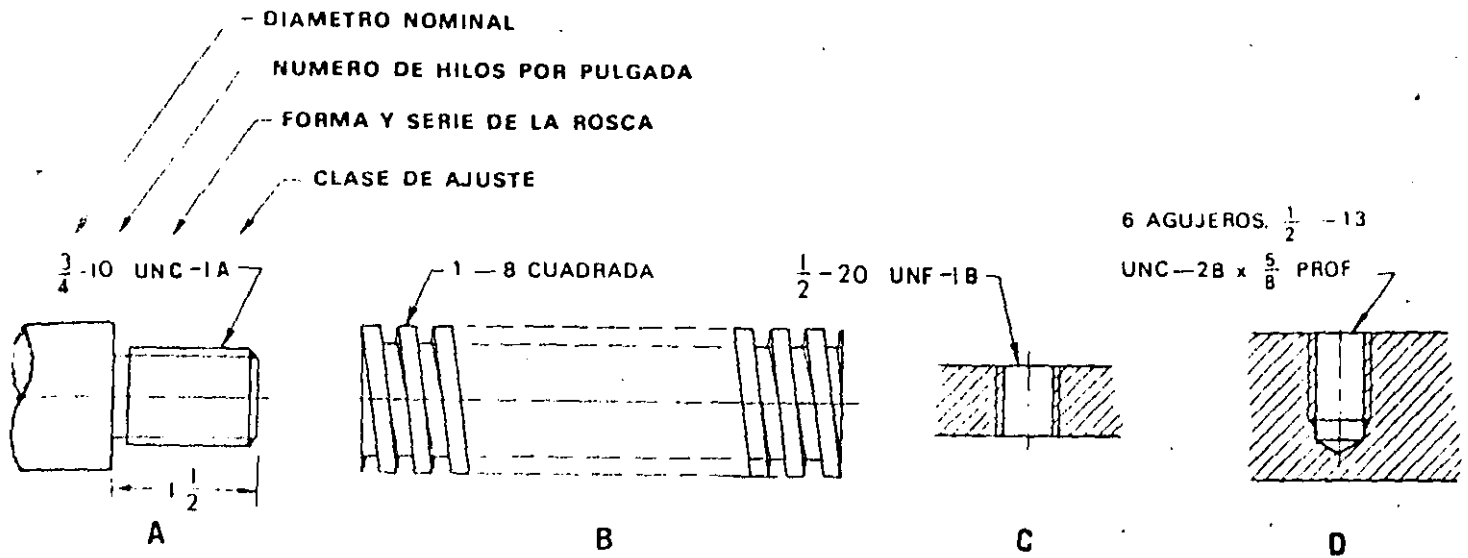


Fig 10.12 Especificaciones de las roscas

alillo y la tuerca, cuando se ensamblan dichas piezas. Con el fin de disponer de varios grados de ajuste, las normas de roscas Unified han proporcionado tres clases de roscas externas (clases 1A, 2A y 3A) y tres clases de roscas internas (clases 1B, 2B y 3B). Estas clases difieren entre sí en la cantidad de discrepancia y de tolerancia.

Debido a que es más difícil mantener las dimensiones precisas en las roscas internas que en las externas, las tolerancias para las roscas internas son ligeramente mayores que para las roscas externas de las clases correspondientes.

Generalmente se ensamblan elementos que tienen roscas internas y externas de

clases correspondientes. No obstante, las piezas hechas con roscas de clases diferentes pueden intercambiarse para obtener grados intermedios de ajuste. Por ejemplo, una rosca externa de clase 2A puede utilizarse con una rosca interna de clase 1B, 2B ó 3B.

Los usos y características generales de las distintas clases son los siguientes:

CLASES 1A Y 1B

Estas clases producen el ajuste más flojo, es decir, la mayor cantidad de juego en el montaje.

Son útiles para trabajos donde sea esencial la facilidad de montaje y desmontaje, como en algunos trabajos de artillería; para per-

nos de cabeza ranurada y para algunos otros pernos y tuercas bastos.

CLASES 2A Y 2B

Estas clases se emplean para productos comerciales de buena calidad, tales como tornillos de maquinaria y sujetadores y para la mayor parte de piezas intercambiables.

CLASES 3A Y 3B

Estas clases se utilizan para productos comerciales de calidad excepcionalmente alta, donde es esencial un ajuste sin holgura o particularmente apretado y se justifica el alto costo de las máquinas y herramientas de precisión.

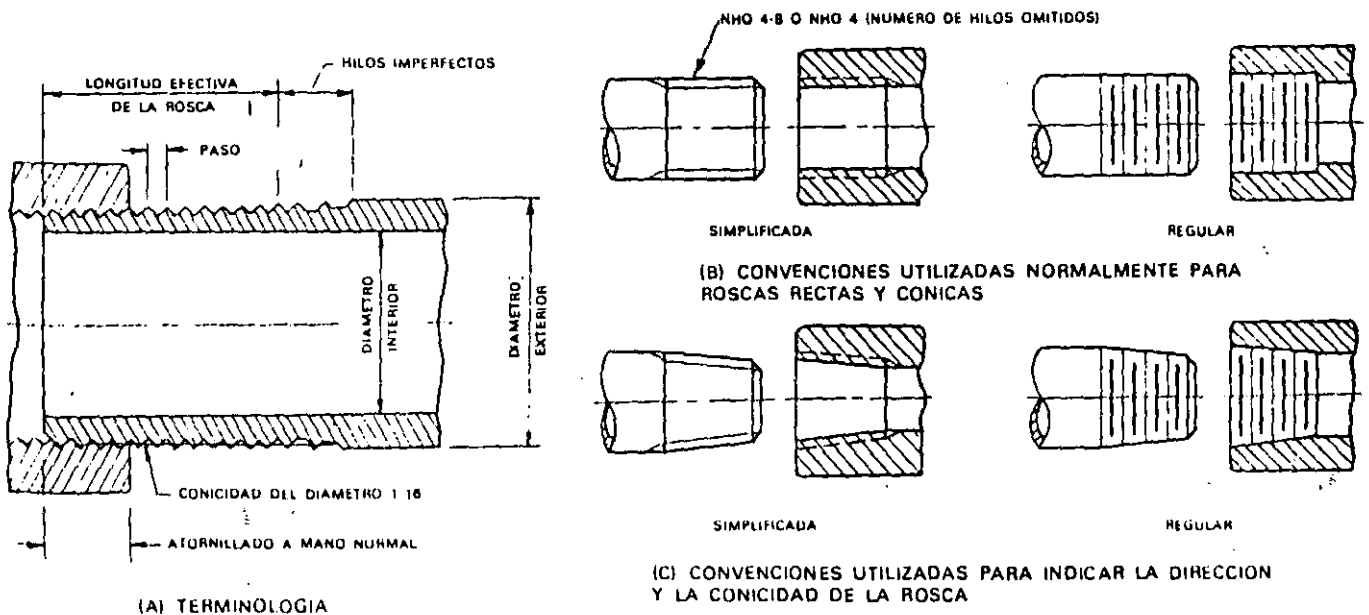


Fig 10.13 Terminología y convenciones de la rosca para tubería

ESPECIFICACIONES DE LAS ROSCAS

La información que se da para las roscas, bien sean externas o internas, se expresa en el siguiente orden: diámetro (diámetro mayor o nominal), número de hilos por pulgada, forma y serie de la rosca y clase de ajuste. La figura 10.12 ilustra estas especificaciones. Para las roscas exteriores la longitud de la rosca se indica en el dibujo en forma de cota. La longitud dada debe ser la longitud mínima de rosca completa. Para agujeros pasantes roscados a veces se añade la abreviatura PAS a la nota de especificación. Cuando no se especifica la profundidad de un agujero, se supone que éste es pasante. Para los agujeros roscados ciegos, la profundidad se especifica en la nota; por ejemplo, $\frac{1}{2}$ - 13 UNC - 2B \times $\frac{1}{4}$ PROF. La profundidad dada es la mínima profundidad de la rosca completa.

ROSCAS DE TUBERIA

Las roscas de tubería, cónicas o rectas, se representan con las mismas convenciones empleadas para las roscas de tornillos corrientes, como se muestra en la figura 10.13. No es necesario dibujar la conicidad de las roscas de tubería (aunque se puede utilizar una conicidad de 8 a 1, aproximadamente, si se desea), pero la designación de la rosca debe indicar si ésta es recta o cónica.

Las notas empleadas para completar la información son del mismo tipo que las que se utilizan para las roscas de tornillos. Ejemplo: 4-8 NPT significa

- 4 — diámetro nominal de la tubería
- 8 — número de hilos por pulgada
- N — American Standard
- P — tubería
- T — rosca cónica

Las especificaciones para una tubería de 4" que tiene una rosca recta se escriben así:

4 — 8 NPS, donde S significa rosca recta. El número de hilos puede omitirse, si se desea, ya que el número de hilos por pulgada de una tubería de diámetro específico no varía.

MATERIALES PARA SUJETADORES

Debido a que se pueden obtener sujetadores prácticamente de cualquier material, las alternativas de diseño son ilimitadas. La clave para seleccionar el material de un sujetador está en conocer el trabajo a

que va a estar sometido el sujetador y especificar entonces el material que reúna las condiciones necesarias. Considérense estas preguntas:

1. ¿El sujetador va a estar sometido a condiciones corrosivas?
2. ¿El sujetador se va a utilizar a altas temperaturas?
3. ¿El peso es importante?
4. ¿El material debe ser no magnético?
5. ¿El sujetador va a estar sometido a altas vibraciones o a esfuerzos de fatiga?
6. ¿Se necesita buena conductividad eléctrica o calorífica?
7. ¿Qué hay en cuanto al costo?
8. ¿Es necesario emplear el sujetador repetidas veces?
9. ¿La vida probable del sujetador debe ser igual a la vida probable de la pieza sujeta?
10. ¿En qué tipo de industria se va a utilizar el sujetador?

Todas estas preguntas se deben considerar antes de seleccionar el material para un sujetador. En un motor eléctrico, por ejemplo, no se debe utilizar un sujetador de material magnético próximo al embobinado. Un sujetador de titanio colocado en una pieza de magnesio causará corrosión galvánica. Un sujetador revestido de cinc no se debe utilizar en un equipo que esté en contacto con alimentos.

El problema de la corrosión se puede solucionar utilizando revestimientos protectores, aleaciones no ferrosas resistentes a la corrosión y sujetadores no metálicos.

Los revestimientos protectores y de acabado se deben utilizar únicamente cuando el sujetador va a estar sometido a condiciones corrosivas moderadas. Para condiciones corrosivas extremas se debe escoger un metal resistente a la corrosión.

Los sujetadores están siendo sometidos a temperaturas más y más altas. En las industrias químicas y petrolíferas se emplean aceros inoxidables y de aleación pobre a temperaturas de 1000°F y aun mayores, donde existen condiciones corrosivas severas. Las turbinas de gas requieren sujeta-

dores que resistan temperaturas y esfuerzos muy altos.

ACERO

La mayor parte de sujetadores se fabrican de acero. Las especificaciones normalizadas para sujetadores ferrosos abarcan una amplia gama de propiedades mecánicas. Estas especificaciones incluyen un sistema de marcas (figura 10.14) que identifican las cabezas de los pernos por grados. Los grados SAE 2, 5 y 8 son los más frecuentemente empleados.

SISTEMA DE DESIGNACION

Básicamente los pernos se clasifican por números y los mayores números enteros representan mayores resistencias a la tracción.

Grado 0. Pernos de acero que no requieren propiedades mecánicas especiales.

Grado 1. Pernos de acero comercial con una resistencia mínima de 55,000 psi.

Grado 2. Pernos de acero de bajo carbono con resistencias a la tracción mínimas de 69,000, 64,000 y 55,000 psi.

Grado 3. Pernos de acero de medio carbono, trabajados en frío, con resistencias a la tracción mínimas de 110,000 y 100,000 psi.

Grado 5. Pernos de acero de medio carbono templado, con resistencias a la tracción mínimas de 120,000, 115,000 y 105,000 psi.

Grado 6. Pernos de acero de medio carbono templado, con resistencias a la tracción mínimas de 140,000 y 133,000 psi.

Grado 7. Pernos de acero de medio carbono templado, con las roscas laminadas después del tratamiento térmico y con una resistencia a la tracción mínima de 133,000 psi.

Grado 8. Pernos de acero aleado de medio carbono templado, con una resistencia a la tracción mínima de 150,000 psi.

Los aceros utilizados más comúnmente son: SAE 1010. Tornillos de maquinaria, pernos de carrocería y artículos similares sin condiciones críticas de resistencia.

SAE 1018, 1020, 1021. Tornillos de maquinaria pulidos y artículos especiales.

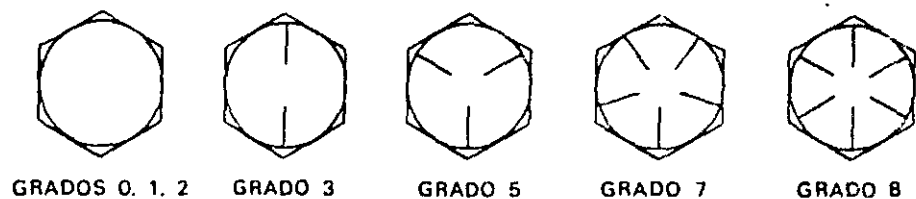


Fig. 10.14 Identificación de cabezas de pernos

SAE 1038. Pernos y tornillos de maquinaria de alta resistencia.

SAE 1041, 1045, 1330 y 1340. Para condiciones especiales.

Serie SAE 100 (resulfurado). Generalmente utilizado para tuercas; algunas de estas se hacen también de SAE 1016 y 1038 y moldeadas en caliente de SAE 1045.

ALUMINIO

El aluminio tiene una familia completa de aleaciones, que constituyen los metales menos costosos de todos, por volumen. El aluminio se alea fácilmente con otros metales y es ampliamente utilizado como material para sujetadores. Hay dos grupos de sujetadores de aluminio: los endurecibles y los no endurecibles.

LATON

El latón generalmente está compuesto de cobre, cinc y un agente endurecedor, tal como el estaño. Debido a su precio relativamente bajo, el latón tiene muchos usos en el diseño de sujetadores. El latón es fácilmente conformable, posee una resistencia adecuada, adquiere un acabado brillante y es no magnético.

COBRE

El cobre bien refinado por electrólisis es uno de los metales más maleables. Puede ser conformado severamente y tiene una alta resistencia a la corrosión. La conductividad eléctrica del cobre es mayor que la de cualquier otro metal no precioso.

El cobre generalmente se alea con silicio, junto con manganeso o aluminio para aumentar su resistencia. También se puede agregar plomo para obtener propiedades de fácil maquinado. Esta aleación de cobre se llama bronce silicado.

NIQUEL

Los sujetadores de níquel pueden hacerse del metal puro comercial, el cual tiene una pureza del 99.4%, o bien de monel o inconel. El monel y el inconel son aleaciones de alto níquel que poseen buena resistencia, dureza y resistencia a la corrosión.

Las aleaciones de níquel tienen uso en los procesos químicos y de alimentos. Son útiles cuando se requiere tenacidad, inmunidad a la decoloración y a la corrosión y resistencia a altas temperaturas.

ACEROS INOXIDABLES

Los sujetadores de acero inoxidable se pueden utilizar cuando se presenten proble-

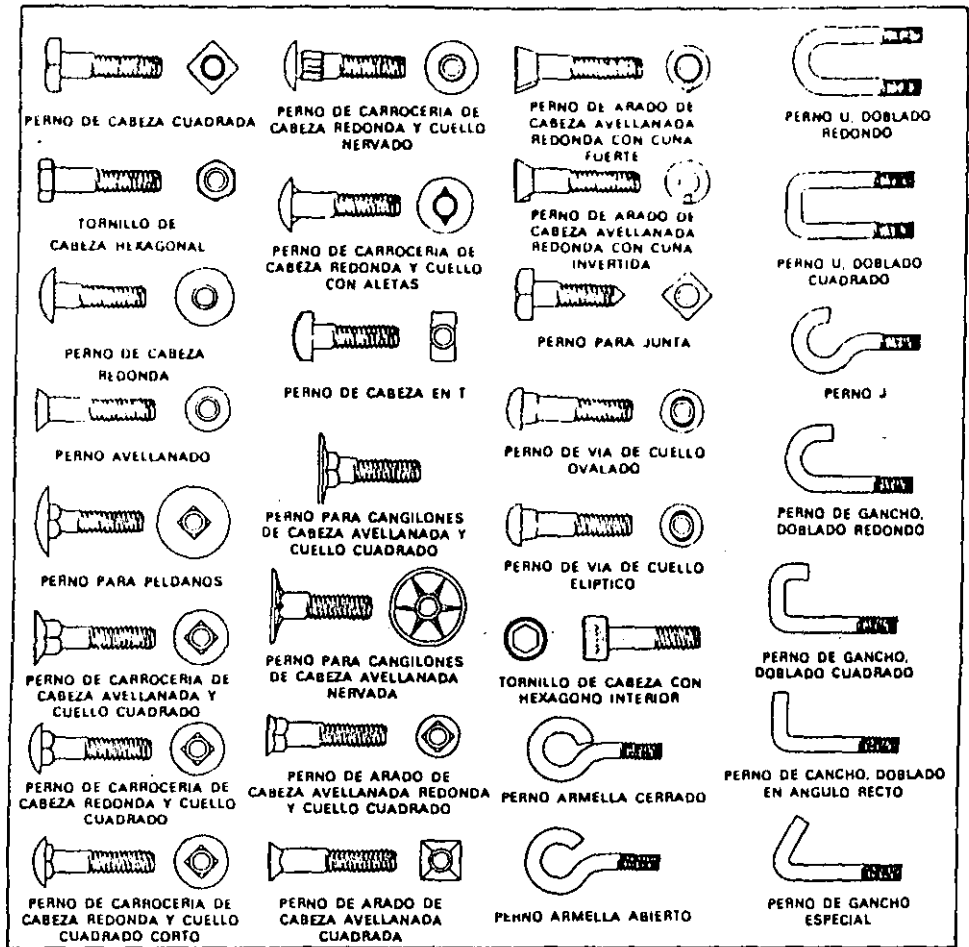


Fig. 10.16 Pernos y tornillos de cabeza comunes

Cortesía de Machine Design, vol. 37, no. 6 1965

mas de corrosión, temperatura y resistencia. La alta resistencia a la tracción, la resistencia a la corrosión y la capacidad de alcanzar un acabado al espejo, hacen del acero inoxidable uno de los metales más versátiles.

MATERIALES NO METALICOS

Los sujetadores no metálicos tienen algunas ventajas sobre los sujetadores metálicos: no necesitan acabados especiales ni recubrimientos de protección contra la corrosión.

Los materiales plásticos tienen una excelente resistencia a la corrosión. El agua salada no afecta los nylons y los ácidos minerales no afectan el PVC. La resistencia a la corrosión del teflón es tal que aún no se conocen solventes para él.

La mayor parte de los sujetadores plásticos pueden ser coloreados fácilmente con el fin de armonizar con los otros componentes o productos. Algunos fabricantes de productos electrónicos utilizan sujetadores

coloreados para los circuitos con un código de colores.

Los plásticos son buenos aisladores térmicos y eléctricos.

El poco peso hace útiles los sujetadores plásticos en los equipos de transporte aéreo, especialmente en el campo de los proyectiles. El nylon, por ejemplo, tiene 1/6 del peso del acero y el polietileno, 1/8.

PERNOS, TORNILLOS Y TUERCAS NORMALIZADAS IDENTIFICACION DE PERNOS Y TORNILLOS⁴

Esta especificación establece un procedimiento recomendado para determinar la identidad de un sujetador roscado exteriormente, ya sea como perno, o bien, como tornillo.

Perno. Un perno es un sujetador roscado externamente, diseñado para ser introducido entre agujeros de piezas ensambladas y normalmente se aprieta o se afloja aplicando un momento de torsión a la tuerca.


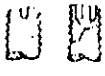






















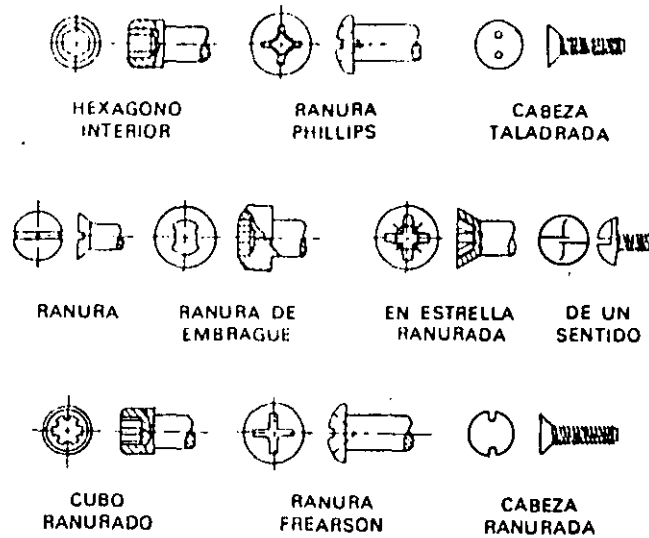
 <p>DE BOLA</p> <p>Utilizada para fines especiales, unicamente en tornillos de maquinaria.</p>	 <p>SIN CABEZA</p> <p>Utilizada unicamente para prisioneros.</p>	 <p>AVELLANADA REDONDA</p> <p>Utilizada unicamente para pernos. Similar a la cabeza plana a 82 grados, con la diferencia de que no tiene ranura para el destornillador.</p>
 <p>DE SUJECION</p> <p>Con cajeado inferior que elimina el desgaste por roce en trabajos eléctricos.</p>	 <p>HEXAGONAL</p> <p>Cabeza normalizada para pernos y tornillos de maquinaria.</p>	 <p>REDONDA CON ARANDELA</p> <p>Tiene una arandela integrada para proporcionar superficie de apoyo. Cubre una área de apoyo mayor que las cabezas redonda o segmental. Se utiliza unicamente para tornillos aterrajantes.</p>
 <p>DE BOTON</p> <p>Utilizada para pernos y tornillos de cabeza. La cabeza de los pernos no tiene ranura para el destornillador y los tornillos de cabeza tienen hexágono interior.</p>	 <p>HEXAGONAL CON ARANDELA</p> <p>Igual a la hexagonal, con la diferencia de que tiene una arandela en la base para proteger la superficie de trabajo del daño ocasionado por la llave.</p>	 <p>CUADRADA (PERNO)</p> <p>Con una amplia superficie de apoyo para apretado con llave.</p>
 <p>CILINDRICA RANURADA</p> <p>De menor diámetro que la cabeza redonda, pero más alta y con ranura más profunda.</p>	 <p>OVALADA</p> <p>Similar a la cabeza plana normalizada. Tiene la superficie exterior redondeada para mejorar la apariencia.</p>	 <p>AVELLANADA CUADRADA</p> <p>Utilizada en pernos de arado, los cuales se utilizan en maquinaria agrícola y equipos de construcción pesada.</p>
 <p>PLANA A 82 GRADOS</p> <p>Utilizada cuando se desea una superficie pareja. La sección avellanada ayuda al centraje.</p>	 <p>OVALADA DESBASTADA</p> <p>Similar a la cabeza ovalada normalizada, con la diferencia de que se ha reducido la profundidad del avellanado.</p>	 <p>CUADRADA (PRISIONEROS)</p> <p>Puede apretarse con un momento de torsión mayor que cualquier otra cabeza de prisionero.</p>
 <p>PLANA A 100 GRADOS</p> <p>Más grande que la de 82 grados. Se utiliza con metales delgados, plásticos, etc.</p>	 <p>OVALADA CON DESBASTE INFERIOR</p> <p>Similar a la plana con desbaste inferior. Tiene la superficie exterior redondeada para fines de apariencia.</p>	 <p>CABEZA T</p> <p>Disponible para pernos. Se utiliza en la industria de máquinas-herramientas. La cabeza T se puede encajar en una ranura T de la bancada de una máquina para fines de sujeción.</p>
 <p>PLANA DESBASTADA</p> <p>Similar a la cabeza plana a 82 grados, con la diferencia de que se ha reducido la profundidad del avellanado.</p>	 <p>Cabeza ranurada ACHATADA</p> <p>Baja, de gran diámetro, con los bordes externos altos para obtener una máxima potencia de accionamiento. Los tornillos de cabeza achatada se recomiendan para utilizarlos en lugar de los tornillos de cabeza redonda. Son sustitutos satisfactorios.</p>	 <p>SEGMENTAL</p> <p>Similar a la cabeza redonda, con la diferencia de que es menos profunda y tiene un diámetro mayor. Resulta adecuada para cubrir agujeros de diámetro grande en chapas metálicas.</p>
 <p>PLANA CON DESBASTE INFERIOR</p> <p>Cabeza plana a 82 grados normalizada a la que se le ha retirado el resaca inferior del avellanado para la producción de tornillos cortos. Permite hacer montajes a ras en materiales delgados.</p>	 <p>REDONDA</p> <p>Para fines de servicio generales, pero no se recomienda para nuevos diseños.</p>	 <p>DE DOCE PUNTOS</p> <p>Una cabeza con doble hexágono utilizada ampliamente en la industria de la aviación debido a su bajo peso con relación a su resistencia y su adaptabilidad superior a las llaves neumáticas.</p>

Fig 10.16 Estilos de cabeza para sujetadores roscados

Fig. 10.17 Rebajos para el accionamiento



Tornillo. Un tornillo es un sujetador roscado externamente capaz de ser introducido en los agujeros de piezas ensambladas, casando con una rosca interna preformada o formando su propia rosca de case y se aprieta o se afloja aplicando un momento de torsión a su cabeza.

DETALLES EXPLICATIVOS

Un perno se diseña para ser montado con una tuerca. Un tornillo tiene características en su diseño que le permiten ser utilizado en agujeros aterrajados o en otros tipos de agujeros preformados. Debido a su diseño básico, es posible utilizar ciertos tipos de tornillos en combinación con tuercas. Cualquier sujetador roscado externamente que tenga la mayoría de sus características de diseño adecuadas para ser utilizado correctamente en agujeros aterrajados o preformados de alguna otra manera, es un tornillo, no importa cuál sea su aplicación de servicio.

Criterios fundamentales.

1. Un sujetador roscado externamente que, debido al diseño de su cabeza o a otras características, no puede girarse durante el montaje y sólo puede apretarse o aflojarse aplicando un momento de torsión a la tuerca, es un perno. (Ejemplo: pernos de cabeza redonda, pernos de vía, pernos de arado.)
2. Un sujetador roscado externamente que tenga una rosca de forma tal que no permita el montaje con una tuerca que tenga una rosca cilíndrica de igual paso, es un tornillo. (Ejemplo: tornillos para madera, tornillos cónicos.)
3. Un sujetador roscado externamente que se deba montar con una tuerca para desempeñar su servicio, es un perno. (Ejem-

plo: perno hexagonal estructural fuerte.)

4. Un sujetador roscado externamente, el cual debe ir ensamblado en un agujero aterrajado o cualquier otro tipo de agujero preformado y al cual se debe aplicar un momento de torsión en la cabeza para desempeñar su servicio, es un tornillo. (Ejemplo: tornillo de ajuste de cabeza cuadrada.)

PERNOS Y TUERCAS CUADRADOS Y HEXAGONALES⁵

Las American and Canadian Standards Associations han clasificado los pernos y las tuercas cuadrados y hexagonales en las clases acabada, semiacabada y sin acabado.

1. Clase acabada es la mejor calidad de pernos y tuercas comerciales, con tolerancias adecuadas para los trabajos de ingeniería corrientes que requieren una buena exactitud dimensional. Los productos de esta clase tienen un acabado muy pulido y las superficies de apoyo son biseladas o en forma de arandela. Los pernos y tuercas de clase acabada se hacen en las series gruesa, fina y de ocho hilos por pulgada.

2. La clase semiacabada se refiere a piezas de clase sin acabado que han sido maquinadas y aun acabadas en las superficies de apoyo para darle una forma biselada o de arandela y satisfacer las tolerancias asociadas con los productos de clase acabada. Los pernos y tuercas de clase semiacabada generalmente se fabrican únicamente en la serie de roscas gruesas.

3. La clase sin acabado es la clase corriente de tuercas y pernos bastos. Las tolerancias para esta clase son mayores que para la clase acabada y el acabado superficial no necesita ser pulido. Además las

superficies de apoyo no necesitan ser biseladas ni en forma de arandela. Los pernos y las tuercas de clase sin acabado generalmente se fabrican únicamente en la serie de roscas gruesas.

Los pernos y tuercas cuadrados y hexagonales se han clasificado además en las series regular y fuerte.

1. La serie regular es la serie de tamaños de pernos y tuercas utilizada comúnmente.

2. La serie fuerte es una serie de pernos y tuercas de mayores dimensiones entre caras que la serie regular y se utiliza cuando se requiere una superficie de apoyo mayor. Las tuercas de serie fuerte son más altas que las de serie regular.

En 1965 la American Standards Association adoptó las siguientes recomendaciones hechas por el comité seccional B18 sobre la normalización de las dimensiones de pernos, tuercas, remaches, tornillos y sujetadores similares: Los tornillos de cabeza hexagonal y los pernos hexagonales acabados se consolidan en un solo producto; los pernos hexagonales fuertes semiacabados y los pernos hexagonales fuertes acabados se consolidan en un solo producto; se eliminan los pernos y tuercas hexagonales semiacabados regulares.

Los Estados Unidos, Inglaterra y Canadá están haciendo un intento por unificar los términos utilizados para tuercas y pernos. No obstante, este trabajo no ha sido aún terminado y la siguiente lista muestra los términos equivalentes utilizados actualmente:

Canadá

- Acabado, regular
- Acabado, fuerte
- Semiabado, regular
- Semiabado, fuerte
- Sin acabado, regular
- Sin acabado, fuerte

Inglaterra

- De precisión, normal
- De precisión, fuerte
- Negro, alisado bajo la cabeza, normal
- Negro, alisado, fuerte
- Negro, normal
- Negro, fuerte

Estados Unidos

- Acabado
- Fuerte, acabado
- Regular, semiacabado
- Fuerte, semiacabado
- Regular
- Fuerte

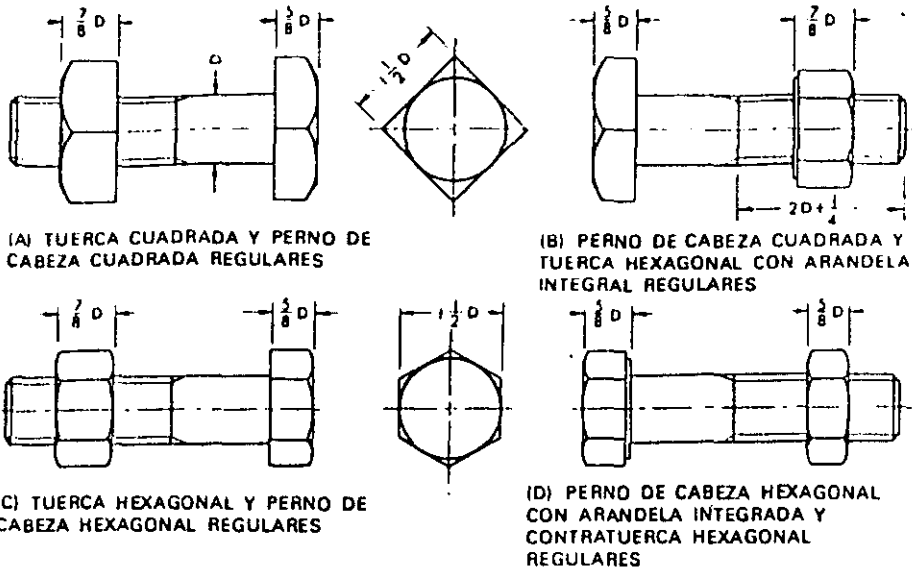


Fig. 10.18 Dimensiones aproximadas de tuercas y pernos — Grado acabado

DIBUJO DE PERNOS Y TUERCAS

Generalmente los pernos y tuercas no se ilustran en los dibujos de detalle, a menos que sean de una medida especial o se hayan modificado ligeramente. En algunos dibujos de montaje puede ser necesario dibujar la tuerca y el perno. En el apéndice se encuentran las medidas de los pernos y tuercas normalizados. También se recomienda el uso de plantillas, por su utilidad y su bajo costo. El método convencional de dibujo consiste en dibujar las tuercas y las cabezas de los pernos, tanto cuadradas como hexagonales, en la posición que indique la distancia entre vértices, en todas las vistas.

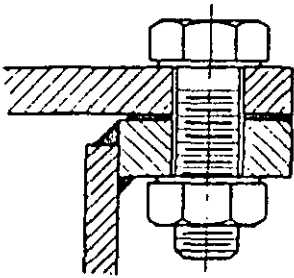


Fig. 10.19 Aplicación para pernos

MEDIDAS DE LOS PERNOS

Los pernos normalizados tienen sus diámetros comprendidos entre 1/4" y 3" y se fabrican en las series gruesa, fina y de 8 hilos por pulgada. Se dispone de una amplia gama de formas y tamaños de cabezas, siendo las formas más comunes la cuadrada y la hexagonal. La longitud mínima de

la rosca para los pernos es dos veces el diámetro más 1/4".

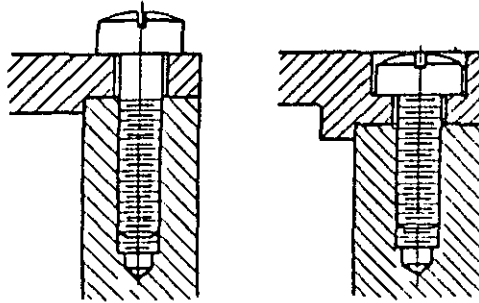


Fig. 10.20 Aplicaciones para tornillos de cabeza

TORNILLOS DE CABEZA

Estos son sujetadores roscados que unen dos o más piezas pasando a través de un agujero liso en una de las partes y enroscando dentro de otro aterrajado en la otra pieza. Los pernos de cabeza hexagonal, serie regular y clase acabada, sin tuercas,

generalmente se designan como tornillos de cabeza hexagonal. Otros tipos comunes de tornillos de cabeza son los de cabeza plana, cabeza redonda, cabeza cilíndrica ranurada y cabeza hueca

TORNILLOS DE MAQUINARIA

Estos tornillos se encuentran disponibles en diámetros hasta de 3/8", en roscas gruesa y fina y con una gran variedad de tipos de cabeza. Los tornillos de maquinaria de 2" de longitud o más tienen roscas de forma completa hasta una distancia de dos hilos de la cabeza.

PERNOS DE CABEZA RANURADA

Estos forman una serie de tornillos de maquinaria de rosca gruesa y cabeza plana, redonda o segmental, conocida por las medidas fraccionarias y disponibles con tuercas de maquinaria cuadradas. En la práctica, las cabezas y las roscas de los pernos de cabeza ranurada son las mismas de los tornillos de maquinaria.

TUERCAS NORMALIZADAS

Las tuercas normalizadas empleadas con pernos son de forma cuadrada o hexagonal, de serie regular o fuerte y se encuentran disponibles en tres clases: acabadas, semi-acabadas y sin acabado.

SERIE REGULAR

Es la serie de medidas de tuercas utilizada comúnmente, a diferencia de la serie fuerte.

SERIE FUERTE

Es una serie de tuercas que tiene las dimensiones entre vértices mayores que las de las tuercas de la serie regular y se utilizan cuando se necesita una superficie de apoyo mayor. Las tuercas de la serie fuerte son más altas que las de la serie regular.

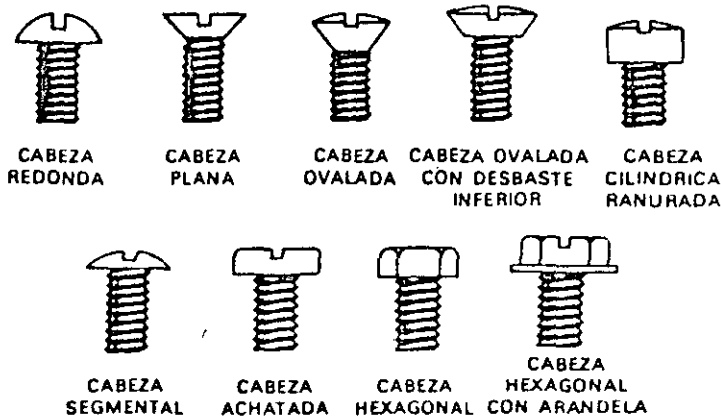


Fig 10.21 Tornillos de maquinaria

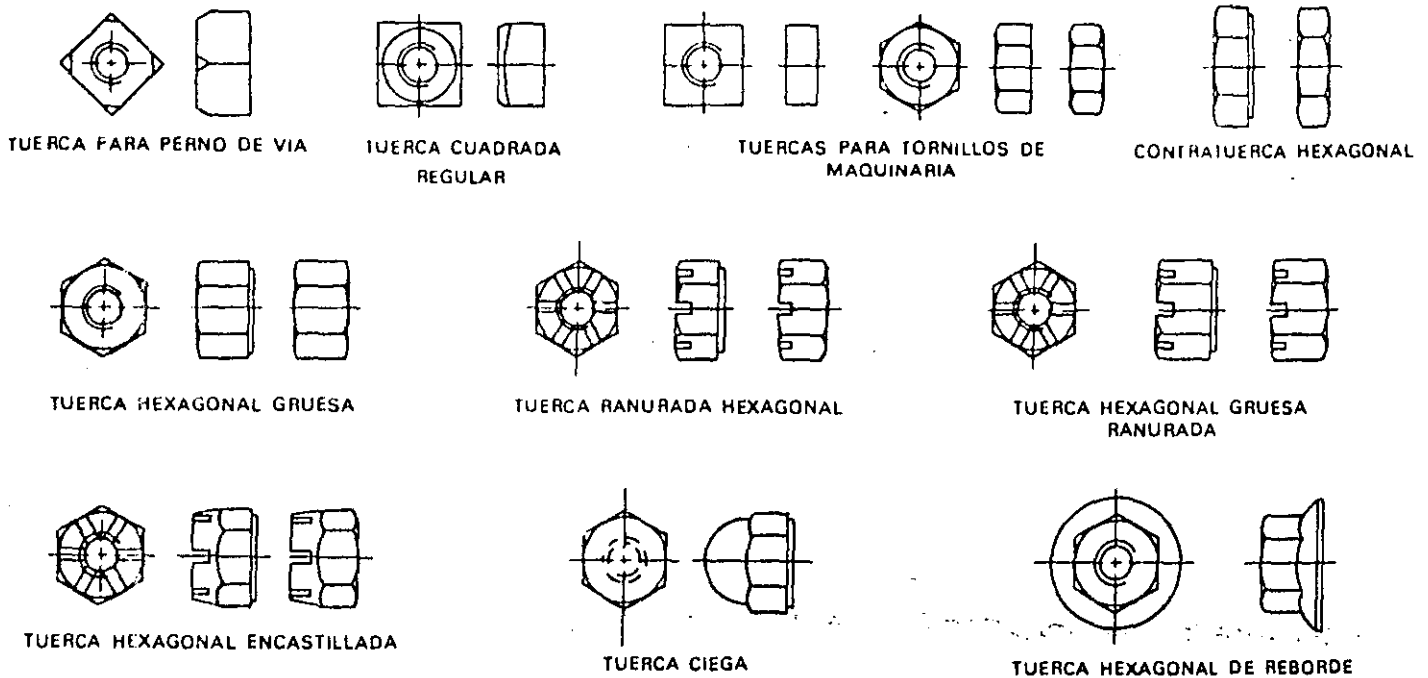


Fig. 10.22 Estilos de tuercas normalizadas

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6, 1966

TUERCAS GRUESAS

Son tuercas que tienen las mismas dimensiones entre vértices que las tuercas de la serie regular, pero son más gruesas, generalmente para proveer espacio para las ranuras.

CONTRATUERCAS

Son tuercas que tienen las mismas dimensiones entre vértices que las tuercas regulares y fuertes, pero son más delgadas. Se colocan entre la tuerca completa y la superficie de trabajo.

TUERCAS COMPLETAS

Este término se refiere a las tuercas de serie fuerte o regular con espesor completo, para distinguirlas de las contratuercas y de las tuercas de seguridad. El término *completa* generalmente no se incluye en la descripción.

Los tipos especiales de tuercas, tuercas de seguridad, tuercas autorretenedoras y tuercas de un solo hilo se describen detalladamente en la última parte de este capítulo. La mayoría de catálogos de sujetadores proporcionan información específica para el pedido de sujetadores.

TUERCAS DE SEGURIDAD⁶

Una tuerca de seguridad es una tuerca provista de un dispositivo interno especial que agarra el sujetador roscado para prevenir la rotación durante el uso. Generalmente tiene las dimensiones, condiciones mecáni-

cas y otras especificaciones de una tuerca normalizada, pero con un dispositivo de inmovilización adicional.

Las tuercas de seguridad se dividen en dos clasificaciones generales: tipos de torsión y tipos de rotación libre. Además hay algunos tipos que no pertenecen exactamente a estas categorías. Estos tipos se muestran en la figura 10.23.

TUERCAS DE SEGURIDAD DE TORSION

Las tuercas de seguridad de torsión giran libremente unas pocas vueltas y luego se deben apretar con una llave hasta su posición final. La máxima fuerza de retención y de fijación se logra tan pronto como se ajustan los hilos con el dispositivo de inmovilización. La acción de inmovilización se mantiene hasta que se retira la tuerca. Las tuercas de seguridad de torsión se basan en los siguientes principios de diseño:

1. La deformación de la rosca produce rozamiento cuando casan los hilos, de modo que la tuerca resiste el aflojamiento.
2. La porción superior no circular de la tuerca agarra los hilos del perno y se opone a la rotación.
3. La sección ranurada de la tuerca de seguridad se presiona hacia adentro para proporcionar un agarre por rozamiento elástico en el perno.
4. Los accesorios de inserción, que pueden ser de un metal blando o no metálicos,

son deformados plásticamente por los hilos del perno para producir un ajuste de interferencia friccional.

5. Un alambre para resortes o un pasador ajusta los hilos del tornillo para producir acción de acuñamiento o de trinquete.

Las tuercas de seguridad de torsión pueden ser direccionales o no direccionales. Los tipos direccionales se pueden colocar por un solo extremo y los tipos no direccionales por ambos extremos.

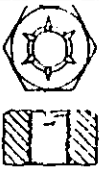
Todas las tuercas de seguridad de torsión permanecen en su posición, estén asentadas o no lo estén, hasta que sean retiradas. Para prevenir la avería del elemento de inmovilización, este tipo de tuercas no se debe utilizar en aplicaciones que requieran un largo recorrido de la tuerca en el perno. Se debe evitar el uso de pernos con extremos romos, debido a que la iniciación de la rosca puede dañar el elemento de inmovilización de la tuerca.

ESPECIFICACIONES DE PERNOS, TORNILLOS Y TUERCAS

Con el fin de que el departamento de compras pueda pedir correctamente los dispositivos de sujeción seleccionados para el diseño, se necesita la siguiente información:

Nota: la información que se enumera a continuación no se aplica a todos los tipos de sujetadores.

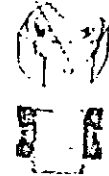
Dos principios de inmovilización



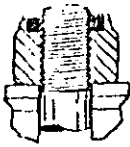
Tipo de rosca deformada. La depresión en la cara de la tuerca deforma algunos hilos.



El collar roscado no circular, colocado sobre los hilos regulares de apoyo de la carga, agarra el perno.



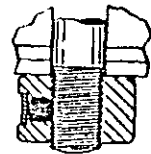
Tuerca no circular y no direccional. La fuerza de inmovilización resulta de la deformación de los hilos en el centro de la tuerca.



Un collar no metálico encaroado en la parte superior de esta tuerca produce la acción de inmovilización.

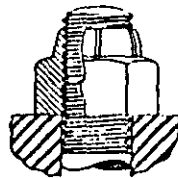


El inserto elíptico roscado de acero para resortes agarra el perno y previene la rotación.

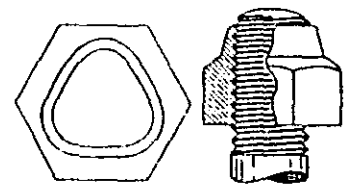


El inserto obturador no metálico agarra los hilos y produce una acción de acudamiento entre el perno y la tuerca.

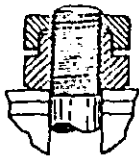
La sección ranurada de esta tuerca de torsión forma vigas que se deflexionan internamente y agarran el perno.



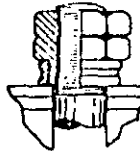
Tres sectores cónicos, preformados internamente, regresan elásticamente a la forma circular cuando se coloca la tuerca.



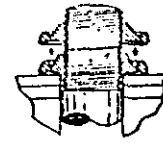
(A) TUERCAS DE SEGURIDAD DE TORSION



Cuando se aprieta la mitad superior de esta tuerca, presiona el collar de la mitad inferior contra el perno.



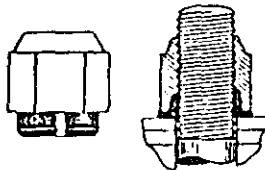
La arandela acanalada inmoviliza radialmente el collar roscado sobre el perno.



Dos posiciones de una tuerca de seguridad de tipo diafragma, antes y después del asentamiento. La acción de fijación hace que los hilos superiores agarren el perno.



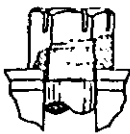
Superficie de apoyo deformada. Los dientes de la superficie de apoyo "muerden" la superficie de trabajo, proporcionando una acción de trinquete inmovilizadora.



El inserto de nylon fluye alrededor del perno en vez de ser conado por los hilos del perno, proporcionando una acción de inmovilización y un sello efectivo.



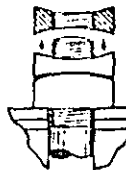
Tuerca con arandela cautiva dentada. Cuando se aprieta la tuerca, la arandela cautiva proporciona el medio de inmovilización con su acción de resorte entre la tuerca y la superficie de trabajo.



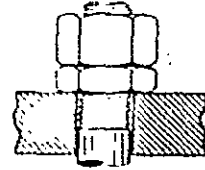
La acción de inmovilización es producida por la deflexión de las vigas superiores cuando se aprieta la tuerca contra la superficie de trabajo.



La base abovedada de este tipo de tuerca cuadrada de rotación libre hace que la parte superior oprima y trabé el perno.



Tuerca de asentamiento aplicada sobre una tuerca corriente. La fuerza de inmovilización es producida por la deformación de la rosca cuando se asienta firmemente la segunda tuerca.



La contratuercas, colocada bajo una tuerca corriente, se deforma elásticamente contra los hilos del perno cuando se aprieta la tuerca corriente.

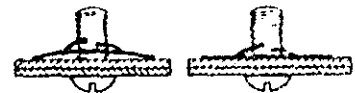
(B) TUERCAS DE SEGURIDAD DE ROTACION LIBRE



Las tuercas ranuradas reciben la acción de inmovilización de un pasador de alfiler que pasa a través de un agujero abierto en el perno.



La tuerca encañillada es básicamente una tuerca ranurada con una corona de diámetro reducido.



La tuerca de seguridad de un solo hilo, la cual se aplica rápidamente, se inmoviliza por el agarre de los dientes helicoidales cuando se aprieta el tornillo o el perno.

(C) OTROS TIPOS

Fig. 10.23 Tuercas de seguridad

- 1 Tipo de sujetador
- 2 Especificaciones de la rosca
- 3 Longitud del sujetador
- 4 Material
- 5 Tipo de cabeza
- 6 Tipo de ranura para el destornillador
- 7 Tipo de punta (únicamente para los prisioneros)
- 8 Serie del sujetador (únicamente para los pernos)
- 9 Clase de acabado

Ejemplos:

PERNO, CAB HEX REG, SEMIACABADO 1/2 — UNC-2A x 2, ACERO

TUERCA, HEX REG, SIN ACABADO 1/2 — UNC-2B, ACERO

TORNILLO DE CABEZA, CABEZA CILINDRICA, HEXAGONO INTERIOR, 3/8 — UNF-2A x 1 1/4, ACERO

PRISIONERO, CABEZA RANURADA, PUNTA CONICA, 1/4-UNC x 1/2, ACERO

TORNILLO DE MAQ, CABEZA REDONDA CON RANURA PHILIPS, 10-32 x 1/4, LATON

TUERCAS DE SEGURIDAD DE ROTACION LIBRE

Las tuercas de seguridad de rotación libre pueden girar libremente en el perno hasta que queden asentadas. Un apretamiento adicional fija las tuercas. Las tuercas de seguridad de rotación libre se pueden clasificar de la manera siguiente:

1. Dos piezas que casan se acúan entre sí, apretándose una contra la otra o contra el elemento de trabajo, y se desarrolla en el perno una presión hacia adentro.

2. Este tipo está caracterizado por una cara inferior cajada y una porción superior ranurada. Como estas tuercas son presionadas hacia arriba por el elemento de trabajo, los hilos de la porción superior de la tuerca producen una acción de resorte para trabar el perno. Cuando la presión se alivia, la mayoría de las tuercas recobran su forma original y pueden ser retiradas y utilizadas nuevamente con facilidad. Sin embargo, algunas adquieren un asentamiento permanente y se convierten, realmente, en tuercas de torsión.

3. La superficie de apoyo deformada proporciona un efecto de trinquete. Se diseñan dientes sobre la superficie de apoyo para que penetren durante el apretamiento y están formados de tal modo que se en-

tierran y evitan el retroceso de la tuerca.

4. El elemento de inmovilización cautivo proporciona una acción de resorte entre la tuerca y la superficie de trabajo. El elemento de inmovilización puede ser una arandela dentada cautiva, una arandela de resorte helicoidal o una arandela cónica.

5. En las tuercas de seguridad se utilizan insertos metálicos y no metálicos. Los insertos metálicos, colocados en la superficie de apoyo, se aplastan contra la superficie de trabajo cuando se aprieta la tuerca, proporcionando una acción de inmovilización. Los insertos termoplásticos fluyen alrededor del perno para producir una fijación ajustada y un sello efectivo.

A menudo se utilizan tuercas de seguridad de rotación libre cuando no se puede evitar que el recorrido de la tuerca sobre el perno sea largo. Como la mayor parte de las tuercas de seguridad de rotación libre dependen de la fuerza de agarre para su acción de inmovilización, generalmente no se recomiendan para juntas que puedan ceder a causa de una deformación plástica ni para materiales de sujetadores que puedan agrietarse o desmoronarse cuando están sometidos a precargas.

OTROS TIPOS DE TUERCAS DE SEGURIDAD

Las contratuercas son tuercas delgadas que se utilizan debajo de las tuercas de espesor

completo para desarrollar una acción de inmovilización. La tuerca grande tiene suficiente resistencia para deformar elásticamente los hilos del perno y de la contratuercas. Por tanto, la resistencia al aflojamiento se aumenta considerablemente. El uso de contratuercas está disminuyendo; generalmente se utilizan tuercas de seguridad de torsión de una sola pieza, con lo cual se disminuyen los costos de montaje.

La contratuercas se considera ideal para montajes donde se necesita un largo recorrido de la tuerca sobre el perno bajo aplicación de la carga, para llevar las piezas a su posición.

Las tuercas ranuradas y encastilladas tienen ranuras, las cuales alojan un pasador de aletas que pasa por un agujero taladrado en el perno y sirve como elemento de inmovilización. Estas tuercas son esencialmente tuercas de rotación libre a las que se les ha agregado el elemento de inmovilización después de desarrollada la condición de precarga. Las tuercas encastilladas difieren de las tuercas ranuradas en que tienen una corona circular de diámetro reducido.

Desde el punto de vista del costo del montaje, estas formas de tuercas son caras debido a las operaciones adicionales comprendidas en su montaje. Generalmente la mejor solución es una tuerca de seguridad de torsión.

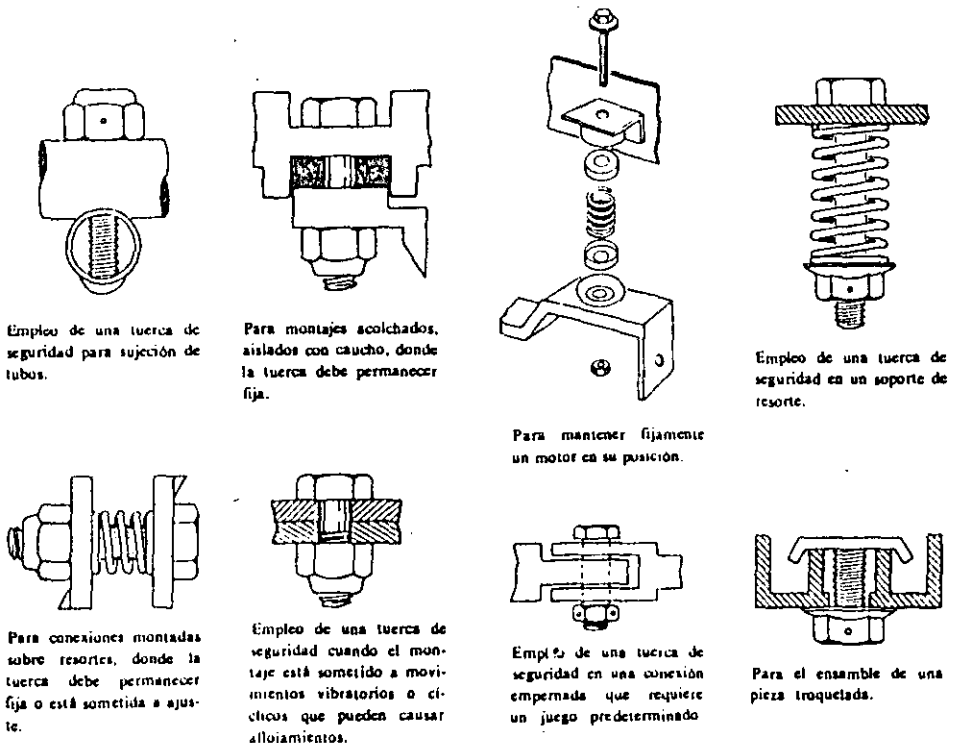


Fig. 10.24 Aplicaciones típicas de las tuercas de seguridad



Fig. 10.26 Tuercas cautivas o autorretenedoras

A. Cortesía de Elastic Stop Nut Corporation
 B. Cortesía de Tinnerman Products, Inc.
 C. D. Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 8 1965.

Las tuercas de seguridad de un solo hilo son sujetadores de acero para resortes que se pueden aplicar fácilmente. La acción de inmovilización se proporciona por el agarre entre las puntas de la tuerca y la reacción de la base arqueada. Su uso se limita a los montajes no estructurales y generalmente con tornillos de diámetros menores de 1/4 pul. Comparadas con las tuercas de múltiples hilos, estos tipos de tuercas son más baratas y más livianas. El acero para resortes proporciona un montaje elástico que absorbe cierta cantidad de movimiento. Sin embargo, los momentos de apretamiento aplicados a estas tuercas deben ser menores que los aplicados a las tuercas de múltiples hilos.

APLICACION DE LAS TUERCAS DE SEGURIDAD

En la figura 10.24 se muestran las aplicaciones típicas recomendadas para las tuercas de seguridad. En la selección de una tuerca de seguridad para una aplicación específica, se deben considerar los siguientes factores:

CONFIABILIDAD

Las tuercas de seguridad de diferentes diseños no tienen una capacidad de inmovili-

zación uniforme. La distorsión de la forma, que es el medio común de lograr la inmovilización, producirá el grado de fijación y será la base para variar de un tipo a otro de tuerca.

VIBRACION

Si la vibración es fuerte, se debe utilizar una tuerca de seguridad que tenga un área de rozamiento tan grande como sea posible. Según el tipo de tuerca, la presión de fijación puede ser distribuida uniformemente o concentrada en unos pocos hilos.

ASENTAMIENTO

Las tuercas de seguridad de rotación libre únicamente se fijan cuando están asentadas fuertemente contra la superficie de la junta y pueden girar libremente si hay una relajación en la junta. Sin embargo, algunos tipos de tuercas de seguridad de rotación libre sufren una deformación permanente durante el asentamiento y se convierten, realmente, en tuercas de torsión. Estas tuercas no se moverán aunque se retire la presión contra la superficie de trabajo.

REUTILIZACION

Si la junta se debe desmontar para fines de reparación o inspección, se debe seleccionar una tuerca de seguridad que se pueda re-

utilizar fácilmente. Algunos tipos de tuercas de seguridad se acunan en unos pocos hilos para obtener la acción de inmovilización. Estas tuercas pueden averiar la rosca del tornillo, de modo que el perno y la tuerca deben remplazarse.

MONTAJE

Si la rapidez del montaje es importante, lo más indicado puede ser una tuerca de seguridad no direccional. Para situaciones inasequibles se prefieren las tuercas de seguridad de rotación libre.

ALTA TEMPERATURA

Los insertos de plástico y de otros materiales no metálicos se utilizan en algunas tuercas de seguridad para obtener la acción de inmovilización por interferencia friccional. Estos materiales para insertos generalmente no se recomiendan para temperaturas mayores de 250°F.

TUERCAS CAUTIVAS O DE AUTORRETENCION

Las tuercas cautivas o de autorretención son sujetadores de múltiples hilos, permanentes y fuertes, disponibles en muchos tipos de materiales delgados. Resultan especialmente buenas en situaciones ciegas y generalmente se pueden fijar sin dañar el acabado. Los métodos para fijar estos tipos de tuercas varían y las herramientas necesarias para el montaje generalmente son sencillas y baratas. En esta sección se agrupan las tuercas de autorretención con base en los cuatro medios de fijarlas:

1. Tuercas de placa o de anclaje: estas tuercas tienen orejas que pueden ser remachadas, soldadas o atomilladas a la pieza.
2. Tuercas enjauladas: una jaula de acero para resortes guarda una tuerca corriente. La jaula ajusta a presión en un agujero o se agarra en un borde, para mantener la tuerca en posición.
3. Tuercas remachadas: son tuercas diseñadas especialmente con collares piloto que se remachan sobre la pieza básica a través de un agujero abierto en ella.
4. Tuercas autopercutoras: una especie de tuercas remachadas que abren su propio agujero.

TUERCAS DE PLACA

Las tuercas de placa, conocidas comúnmente como tuercas de anclaje, tienen una o más orejas que se proyectan a partir su base. Las tuercas se aseguran rema-

ando o soldando las orejas a la superficie de trabajo.

Las tuercas de placa se dividen en dos categorías generales: no flotantes (fijas) y flotantes. Las tuercas de placa fijas generalmente son unidades de una sola pieza. Las condiciones físicas de la aplicación imponen la configuración de la oreja más adecuada.

Las tuercas de placa flotantes son unidades de varias piezas que permiten un montaje de retención permanente a la vez que permiten a la tuerca moverse radialmente dentro del retén. Tanto el tipo no flotante como el tipo flotante se fabrican con unas dimensiones de la cubierta normalizadas que generalmente son regidas por especificaciones militares.

Las tuercas de placa proporcionan una unión permanente a los sujetadores roscados en las situaciones inasequibles o ciegas; aseguran una posición correcta del perno y son inherentemente autoaccionantes. Las tuercas de placa constituyen el tipo de tuerca preferido para aplicaciones de esfuerzos superficiales, debido a que no introducen esfuerzos adicionales alrededor del agujero del perno.

Cuando el agujero del perno debe taparse para evitar el escape de líquidos, como en el caso de tanques enterizos para combustibles, se dispone del tipo tapado de base sellada.

El método más común de asegurar las tuercas de placa es el remachado. Se pueden utilizar remaches comunes o, bien, remaches explosivos.

TUERCAS ENJAULADAS

Una tuerca de varios hilos encerrada dentro de un retén de acero para resortes es un dispositivo de sujeción que tiene las características de alta resistencia asociadas a los sujetadores de múltiples hilos y la versatilidad y el dispositivo de autorretención de los sujetadores de acero para resortes.

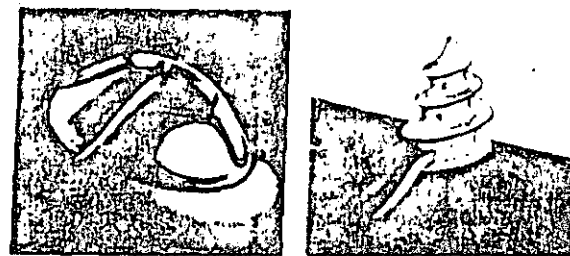
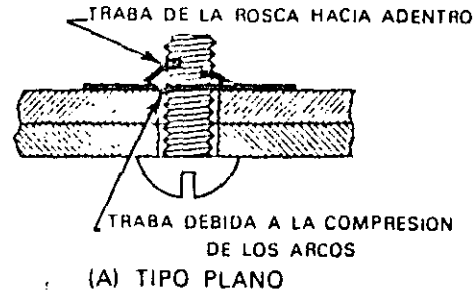
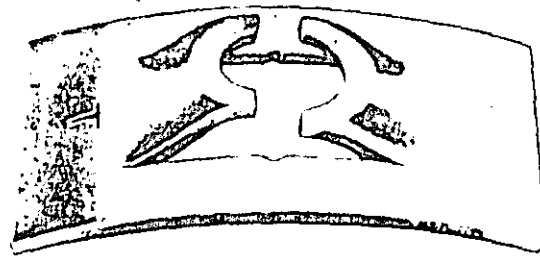
Las porciones de retención, o jaulas comúnmente, son hechas de acero para resortes de alto carbono. Los elementos roscados son generalmente de acero de bajo carbono, no endurecible, excepto por un tratamiento térmico superficial especial. Las dos partes se montan con un equipo automático y se comportan como una unidad sujetadora sencilla.

Los retenes de tuercas son particularmente útiles para sujetadores localizados en situaciones ciegas. Su dispositivo de

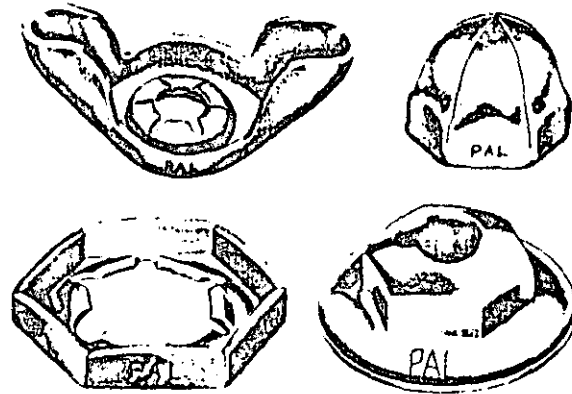
autorretención elimina la necesidad de soldar o de remachar las tuercas. Los retenes se ajustan a presión en su posición debida en cualquier lugar conveniente a lo largo de la línea de montaje.

Debido a que se pueden instalar después de pintar o porcelanizar, es necesario atornillar por segunda vez.

En algunos diseños de retenes de tuercas, la tuerca flota dentro de la jaula, dejando



(B) ROSCA CONICA DE TIPO PLANO



(C) ROSCA ESPIRAL

A Cortesía de Tinnerman Products, Inc

B. Cortesía de The Bishop and Babcock Corporation, Prestolite Fasteners Division

C. Cortesía de The Pinot Company

Fig. 10.26 Tuercas de un solo hilo

una tolerancia suficiente para el desalineamiento normal del montaje.

Los retenes de tuercas se utilizan ampliamente en automóviles, equipos agrícolas, muebles de oficina, aparatos domésticos y en cualquier aplicación donde el diseño del producto imponga el uso de dispositivos de sujeción en situaciones ciegas, sometidos a alta resistencia.

TUERCAS REMACHADAS

Una tuerca remachada es una tuerca sólida que tiene un piloto u otro dispositivo diseñado para insertarlo dentro de un agujero preformado y remacharlo permanentemente al material de base. Las tuercas remachadas se utilizan para proporcionar un sujetador de múltiples hilos resistentes, en materiales demasiado delgados que pueden ser troquelados o aterrajados y se adaptan bien a localizaciones inasequibles (o ciegas) del montaje.

Para fijar las tuercas remachadas se utilizan dos métodos básicos:

1. El piloto puede ser remachado o estirado para retener la tuerca y prevenir la rotación.

2. La tuerca es forzada a entrar a presión en un agujero punzonado o taladrado. La configuración especial de la tuerca obliga a fluir o extrudir el material básico sobre una espiga anular anillada o cónica, para retener la tuerca. La espiga tiene ranuras o estrías para prevenir la rotación. Estas tuercas se llaman a veces *autorremachantes*.

En la mayor parte de los talleres de producción se dispone de la instalación para remachar tuercas. Los agujeros pilotos pueden punzonarse con troqueles sencillos y las tuercas pueden asegurarse con algún tipo de remachado. Algunas de las principales ventajas de las tuercas remachadas son:

AUTOLOCALIZANTES

Las tuercas remachadas ajustan en los agujeros preparados y no se necesitan plantillas de localización. El alineamiento adecuado generalmente no depende del elemento humano.

APLICABLES EN LA MAYORIA DE LOS MATERIALES

Se pueden utilizar en metales no apropiados para la soldadura, plásticos, fibra de vidrio, etc.

NO DAÑAN EL ACABADO

Las tuercas remachadas pueden instalarse

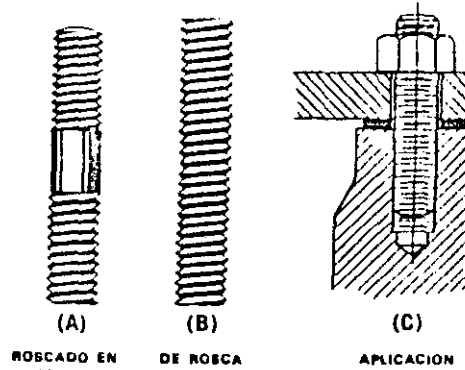


Fig. 10.27 Espárragos

después de que las piezas han sido pintadas, plateadas o revestidas. La operación de remachado puede realizarse sin dañar el acabado. La única excepción a esto es el esmaltado en porcelana, el cual puede agrietarse y astillarse durante la operación de remachado.

ALTA RESISTENCIA

La tuerca remachada se convierte en una parte permanente del montaje y adquiere una resistencia excelente a la tracción, al empuje y a la rotación.

TUERCAS AUTOPERFORADORAS

Una tuerca perforadora es una tuerca metálica de una pieza con varios hilos internos, una sección externa rebajada en la parte inferior y una pieza de acero endurecido para punzonar su propio agujero de montaje. La tuerca se instala en la pieza en elaboración por medio de una cabeza de inserción montada en una prensa punzonadora.

El impacto de la perforación fuerza el metal de la pieza en el rebajo de la tuerca y fija ésta en su posición. El resultado es un montaje en el cual el sujetador queda colocado como una parte integral del conjunto. Las tuercas perforadoras pueden perforar y ser remachadas simultáneamente o, bien, pueden ser remachadas en agujeros perforados previamente.

La tuerca perforadora es al mismo tiempo un sujetador y una punzonadora. La instalación de la tuerca puede realizarse simultáneamente con otras operaciones de formado, punzonado y perforado a alta velocidad en juegos de matrices individuales y progresivos. La tuerca puede instalarse progresivamente en material en tiras o enrollado o individualmente.

CARACTERISTICAS GENERALES

Como sujetador roscado fijado permanentemente, la tuerca perforadora puede instalarse en la mayoría de situaciones, abiertas o ciegas. Tiene alta resistencia a la torsión, vibración, a las cargas de tracción o corte y particularmente a la combinación de dichas cargas.

Los tamaños de tuercas perforadoras normalizadas abarcan desde el No. 6 hasta 7/16 pul en roscas gruesas y finas.

Para una adecuada ejecución de productos ensamblados, la tuerca perforadora debe tener una forma irregular (cuadrada, rectangular, etc.) en lugar de una forma simétrica (redonda).

TUERCAS DE UN SOLO HILO⁵

Las tuercas de un solo hilo se forman estampando una impresión de la rosca en una pieza metálica plana. La impresión estampada puede tomar un cierto número de formas; por ejemplo, en la figura 10.26A, los dientes helicoidales formados por cizallamiento encajan y se traban en la circunferencia de raíz de la rosca del tornillo y en la figura 10.26B el cono truncado estampado en el metal proporciona una rampa que el tornillo trepa cuando gira. Otro tipo de impresión tiene la rosca formada espiralmente, para casar con la inclinación de los hilos del tornillo, como se muestra en la figura 10.26C.

Las tuercas de un solo hilo pueden ser formadas casi de cualquier aleación ferrosa o no ferrosa, pero generalmente se hacen de acero de alto carbono, endurecido y estirado con un temple elástico.

La tuerca que se muestra en la figura 10.26A proporciona una doble acción de inmovilización. Una traba de la rosca hacia adentro se produce entre los dientes helicoidales y la raíz de la rosca del tornillo. Los arcos de la base se comprimen cuando se aprieta el tornillo, produciendo una fuerza de empuje hacia arriba, contra los hilos de la rosca. Estas fuerzas elásticas combinadas previenen el aflojamiento por vibración.

El diámetro menor de la tuerca de tipo cono truncado de la figura 10.26B ajusta con la inclinación de la rosca del tornillo. La sección del tornillo se va haciendo mayor a medida que éste se aprieta, produciéndose una acción de ligazón que traba el tornillo.

La tuerca de cono truncado proporciona un agarre total, de 360°, en la raíz de la









PUNTAS NORMALIZADAS	CABEZAS NORMALIZADAS
<p>ACOPADA</p>  <p>La más comúnmente utilizada. Adecuada para la colocación rápida y semipermanente de piezas en ejes blandos, cuando la penetración de los bordes de la forma acopada en el eje no es inconveniente.</p>	<p>CON HEXAGONO INTERIOR</p>  <p>Tamaños normalizados: Prisioneros roscados en toda su longitud, desde el No. 0 hasta 1 pul., con incrementos de 1/8 desde 1/4 hasta 3/8 pul. e incrementos de 1/8 desde 3/8 hasta 1 pul. Series de rosca gruesa y fina, clase 1A.</p>
<p>APLANADA</p>  <p>Utilizada cuando se requieren reposiciones frecuentes en ejes de acero duro y cuando se necesita que el deterioro de los ejes sea mínimo. La punta aplanada generalmente se apoya en el eje, para mejor contacto.</p>	<p>RANURADA</p>  <p>Tamaños normalizados: Prisioneros roscados en toda su longitud desde el No. 5 hasta 4 pul. Series de rosca gruesa y fina, clase 2A.</p>
<p>CONICA</p>  <p>Para colocar permanentemente piezas de máquinas en un eje, el cual se debe ranurar para alojar la punta cónica. Se utiliza también como pivote o soporte colgante.</p>	<p>CON CUBO RANURADO</p>  <p>Lo mismo que los prisioneros con hexágono interior. Los No. 0 a 1 tienen cuatro cañías. Todos los demás, seis cañías.</p>
<p>OVALADA</p>  <p>Debe utilizarse contra ejes ranurados o acanalados. A veces se reemplaza por la punta acopada.</p>	<p>CABEZA CUADRADA</p>  <p>Tamaños normalizados: No. 10 a 1 1/2 pul. Toda la longitud del prisionero es roscada. Series gruesa, fina o de 8 hilos, clase 2A. Los tamaños de 1/4 pul. y mayores normalmente están disponibles únicamente en rosca gruesa.</p>

Fig. 10.28 Prisioneros

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6, 1966.

rosca del tornillo. Aunque estas tuercas pueden ser hechas de aceros de bajo carbono sin tratamientos térmicos, proporcionan la mejor acción de trabado cuando están hechas de acero de alto carbono tratados térmicamente con un revenido elástico.

La tuerca de un solo hilo con elementos de case que está formada espiralmente para ajustar con la inclinación de la rosca del tornillo (figura 10.26C) reacciona similarmente a la tuerca de tipo cono truncado cuando se aprieta el tornillo. El contorno interior del sujetador proporciona resistencia y elasticidad. Cuando se aprieta el sujetador, las fuerzas elásticas se ejercen hacia arriba en los hilos del tornillo y hacia abajo en el sujetador. Además se ejercen fuerzas elásticas hacia adentro, creando una acción de agarre similar a la de un portaherramienta. Esta doble acción de trabado previene el aflojamiento.

APLICACIONES

Las tuercas de un solo hilo generalmente se utilizan para aplicaciones de servicio más

livianas que las correspondientes a tuercas de varios hilos del mismo tamaño.

A diferencia de las tuercas de varios hilos, los tipos de un solo hilo no requieren un momento de torsión demasiado grande. La potencia de retención y la resistencia al aflojamiento por vibración depende únicamente de la acción elástica. Los sujetadores de un solo hilo se deben apretar únicamente lo suficiente para producir la acción de trabado. Los fabricantes de tuercas de un solo hilo proporcionan tablas que indican el momento de torsión promedio que se debe aplicar, junto con las cargas de tracción límites promedios.

ESPARRAGOS⁹

Se ha hecho un esfuerzo mayor para eliminar los espárragos que para eliminar cualquier otro sujetador. En la mayoría de los motores para coches de pasajeros se emplean actualmente pernos en la culata de los cilindros, en lugar de espárragos. Los espárragos para ruedas han sido reemplazados considerablemente por pernos. Un per-

no o un tornillo de cabeza generalmente es un sujetador más barato, elimina una operación de montaje y el agujero aterrajado o la tuerca requerida por el espárrago.

No obstante, todavía se emplean grandes cantidades de espárragos para satisfacer mejor las necesidades de ciertos diseños y de la economía en general. Se han especificado muchas razones para utilizar espárragos como sujetadores:

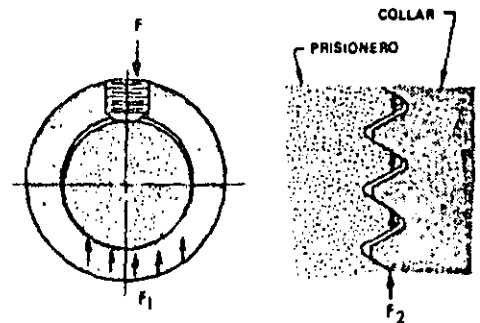


Fig. 10.29 Ensamble de eje y collar que muestra las fuerzas desarrolladas en una instalación típica con prisionero

1. Los espárragos actúan como guías en el montaje de piezas pesadas, tales como carcassas de turbinas y culatas de cilindros.

2. En unidades pequeñas y livianas, el uso de espárragos en el montaje automático de máquinas reduce los costos de montaje porque permite colocar fácil y rápidamente las *empaquetaduras* u otras partes diferentes de una junta. Los espárragos se adaptan bien a la automatización en el montaje, ya que la diferencia entre las longitudes de las roscas de los extremos, permite su alimentación automática.

3. Es difícil garantizar que el eje de un agujero aterrajado está a escuadra con la superficie de la placa de cubierta o que la superficie de apoyo de la cabeza de un perno está perfectamente a escuadra con el eje de la rosca.

4. El *alcance* de un tornillo de cabeza o de un perno enroscado en un agujero se duplica cuando el tornillo o el perno se gira durante el montaje. Así, los agujeros de juego deben tener una longitud suficiente para permitir el uso de tornillos o pernos y sólo se puede permitir un pequeño desalineamiento y un pequeño error en la localización de los agujeros aterrajados y los agujeros de montaje.

5. El ajuste de interferencia de los espárragos aterrajados en un extremo proporciona un trabado que previene el giro y el aflojamiento del espárrago durante el servicio y durante el montaje y desmontaje de las tuercas de seguridad. Esto es particularmente importante cuando se requiere mantenimiento de prefatiga para proteger contra fallas por fatiga.

6. Los espárragos aterrajados en un extremo, aplicados con sellador, proporcionan un sello metal a metal que previene el escape de líquidos o fluidos a través de los agujeros aterrajados, en materiales porosos.

NORMAS SOBRE ESPARRAGOS

Las únicas normas disponibles sobre espárragos son las publicadas por el Industrial Fasteners Institute. Estas normas proporcionan una guía práctica para las especificaciones de los espárragos y abarcan detalles como dimensiones, proporciones, roscas y materiales.

Las normas IFI establecen cuatro clases básicas de espárragos y dividen además cada una de las dos primeras clases en cuatro tipos:

(a) Espárrago sin acabado o antiguo "basto"

(b) Cuerpo de tamaño menor que el normal o de tamaño normal opcional

(c) Únicamente cuerpo de tamaño normal

(d) Cuerpo con tolerancia estrecha

CLASE 1 - ESPARRAGOS ATERRAJADOS EN UN EXTREMO

Rosca con ajuste de interferencia en el extremo aterrajado. También se conoce como espárrago de cuello; utiliza la rosca de tipo truncado, clase 5 (ASA Trial Standard B1.12, editada en 1959). Esta norma se basa en el montaje de un espárrago en un agujero aterrajado de clase 3 y elimina las dificultades de la antigua rosca de clase 5.

CLASE 2 - ESPARRAGOS ROSCADOS EN AMBOS EXTREMOS

Tiene roscas de rotación libre en ambos extremos. Se conoce también como espárrago de reborde. Puede montarse con dos tuercas o en un agujero aterrajado, con una tuerca.

CLASE 3 - PERNOS ESPARRAGOS PARA ALTAS PRESIONES Y TEMPERATURAS

Pernos espárragos con rosca continua para ser utilizados en aplicaciones a alta presión y alta temperatura.

CLASE 4 - ESPARRAGOS DE ROSCA CONTINUA

Espárragos de uso general que abarcan tamaños desde pequeños alambres roscados hasta los grandes espárragos utilizados en ferrocarriles e instalaciones industriales.

PRISIONEROS¹⁰

Los prisioneros se utilizan como sujetadores semipermanentes para mantener un collar, una polea o un engranaje en un eje, resistiendo las fuerzas de rotación o de traslación. En contraste con la mayoría de

los dispositivos de sujeción, el prisionero es esencialmente un dispositivo de compresión. Las fuerzas desarrolladas por la punta del prisionero, al apretar éste, producen una fuerte acción de aferramiento que resiste el movimiento relativo entre las partes ensambladas. El problema básico en la selección de un prisionero es encontrar la mejor combinación de la forma y el tamaño del prisionero y el estilo de punta que proporcione la potencia de agarre requerida.

Los prisioneros se pueden clasificar en dos categorías, de acuerdo con su forma y con su estilo de punta. Cada una de las formas normalizadas de prisioneros está disponible con seis estilos diferentes de punta. La selección de una forma o punta específica está influenciada por la funcionalidad y otras consideraciones.

La selección del tipo de dispositivo de accionamiento y por tanto, de la forma del prisionero, normalmente se determinará por factores diferentes de la cantidad de apretamiento requerido. A pesar de su capacidad para dar un mayor apretamiento, la cabeza cuadrada tiene la mayor desventaja: que sobresale. Los factores de compactibilidad, peso, costo, seguridad y apariencia pueden imponer el uso de formas huecas con asentamiento o ranuradas sin cabeza.

SELECCION DEL TAMAÑO

La consideración más importante en la selección del tamaño es la potencia de agarre del prisionero. En un montaje típico de eje y collar (figura 10.29) la fuerza F desarrollada por la punta acopada sobre el eje, debido al apretamiento, produce una fuerza de reacción igual, F₁. Esta acción de aferramiento da por resultado dos fuerzas de rozamiento: una entre el eje y el collar, F₂, y otra entre el eje y la punta. Estas fuerzas proporcionan la mayor parte de la resistencia al movimiento relativo axial o rotacional de las piezas.

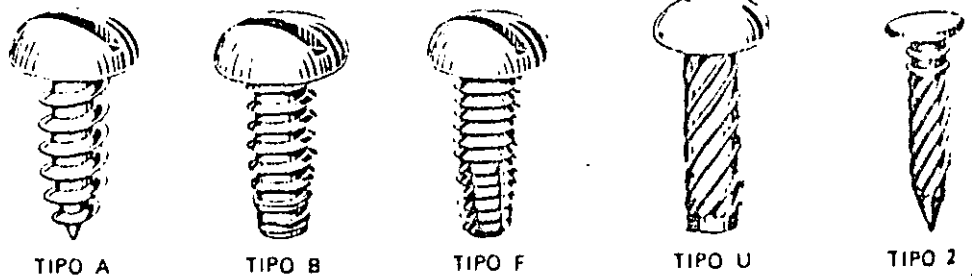


Fig. 10.30 Tornillos autoaterrajantes

La penetración de la punta produce una resistencia adicional. Los prisioneros de punta acopada y cónica se utilizan sin agujero centrador. En estos casos la penetración en el eje es mayor que la de los prisioneros de punta ovalada o aplanada, debido a que su área de contacto es menor.

Una aproximación convencional a la selección de un prisionero se basa generalmente en el siguiente procedimiento: el diámetro del prisionero debe ser aproximadamente igual a la mitad del diámetro del eje. Esta regla a menudo da resultados satisfactorios, pero su campo de aplicación es limitado.

PRISIONEROS Y CHAVETEROS

Cuando se utiliza un prisionero en combinación con una chaveta, el diámetro del prisionero debe ser igual al ancho de la chaveta. En esta combinación el prisionero localiza las piezas únicamente en la dirección axial. La carga torsional sobre las piezas es soportada por la chaveta.

La chaveta debe tener un ajuste apretado, de modo que no se transmita movimiento al prisionero. Bajo altas cargas alternadas o invertidas, una chaveta mal ajustada producirá el aflojamiento del prisionero y por ende, la pérdida de su fuerza de aferramiento.

TORNILLOS ATERRAJANTES

Los tornillos aterrajantes se diseñan para tallar o formar una rosca de case en metal, plásticos u otros materiales, sin necesidad de que los agujeros sean aterrajados previamente. Estos sujetadores de una pieza permiten una instalación rápida, ya que no se utilizan tuercas y se requiere acceso únicamente por un lado de la junta.

La rosca tallada por el tornillo aterrajante ajusta apretadamente con la rosca del tornillo y no se necesita juego. Este ajuste mantiene apretado el tornillo, aun con condiciones vibratorias y previene el aflojamiento del tornillo. Los tornillos aterrajantes tienen las siguientes ventajas:

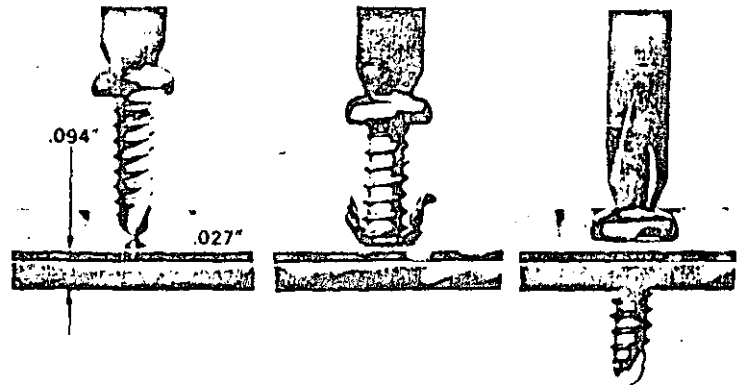
1. Los costos de montaje son bajos debido a que el preaterrajamiento es innecesario.
2. Los tornillos aterrajantes son endurecidos superficialmente y tienen resistencias de 100,000 psi o mayores. Por consiguiente pueden apretarse fuertemente y tienen una resistencia al desgarramiento por torsión relativamente alta.

3. El tornillo produce su propia rosca de case, reduciendo la posibilidad de ajustes flojos.

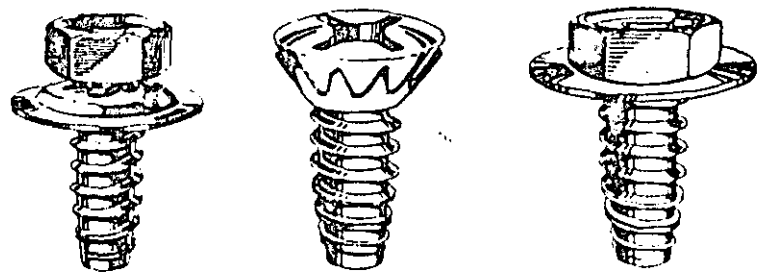
4. Los tornillos aterrajantes se utilizan en acero, aluminio (fundido, extrudido, laminado o formado a troquel), fundición a troquel, hierro fundido o forjado, plásticos, fibras de vidrio, asbestos y madera terciada impregnada de resina.

TORNILLOS ATERRAJANTES NORMALIZADOS

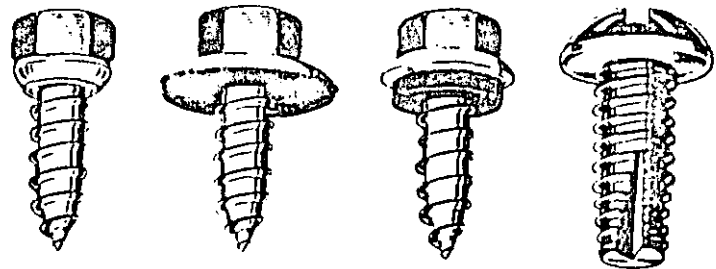
Los tornillos aterrajantes producen un punto seguro debido al desplazamiento o conformación del material adyacente al agujero guía, cuando este material se arroja alrededor de los hilos del tornillo. Las piezas ensambladas forman un ajuste per-



(A) TORNILLOS ATERRAJANTES AUTOTALADRANTES



(B) TORNILLOS ATERRAJANTES CON ARANDELAS PREENSAMBLADAS. SE ENCUENTRAN DISPONIBLES CON UNA GRAN VARIEDAD DE FORMAS DE ROSCAS, ESTILOS DE CABEZA Y CONFIGURACIONES DE LA ARANDELA.



(C) TORNILLOS ATERRAJANTES CON ARANDELAS O MASILLA DE SELLADO

Fig. 10.31 Tornillos aterrajantes especiales

fecto con tolerancia cero, ya que no se retira material. El tornillo aterrajante es el que más estrechamente se acerca al ideal de una junta segura con un momento de apretamiento mínimo. Las arandelas de presión u otros dispositivos de seguridad generalmente no se necesitan. Con el desarrollo de tipos especiales de tornillos aterrajantes que requieren momentos de apretamiento bajos, su uso ya no está limitado a chapas metálicas y materiales blandos.

Los tornillos metálicos de penetración forzada, que constituyen un tipo de tornillos aterrajantes, generalmente tienen rosca múltiple, son formados por laminado y tienen un ángulo de hélice grande para obtener un rápido avance en el material.

Se encuentran disponibles con punta de clavo o achatada. Estos tornillos trabajan bien en materiales de calibre grueso y generalmente se fijan por impacto, más que por torsión. Se pueden utilizar en metales no ferrosos y en plásticos. El tornillo metálico de penetración forzada tipo U no se recomienda en aplicaciones donde sea necesario retirarlo.

Los tornillos aterrajantes tienen aristas cortantes y cavidades cinceladas para producir una rosca que ajuste con la propia rosca del tornillo, retirando material de la sección ensamblada. La acción de corte reduce el momento de torsión desarrollado y mantiene el esfuerzo necesario para el apretamiento en un nivel que puede ser producido normalmente.

TORNILLOS ATERRAJANTES ESPECIALES

Además de los tipos de tornillos aterrajantes normalizados, muchos fabricantes producen tornillos con formas de rosca especiales y/o tornillos con cabezas y formas especiales.

Esto conduce a una gran variedad de nombres comerciales y números y letras de identificación, los cuales son muy numerosos para enumerarlos aquí.

De particular interés son los tornillos aterrajantes autotaladrantes, que tienen puntas especiales para abrir sus propios agujeros en chapas metálicas de calibre delgado. Estos tornillos eliminan el taladrado o punzonado, pero deben fijarse con

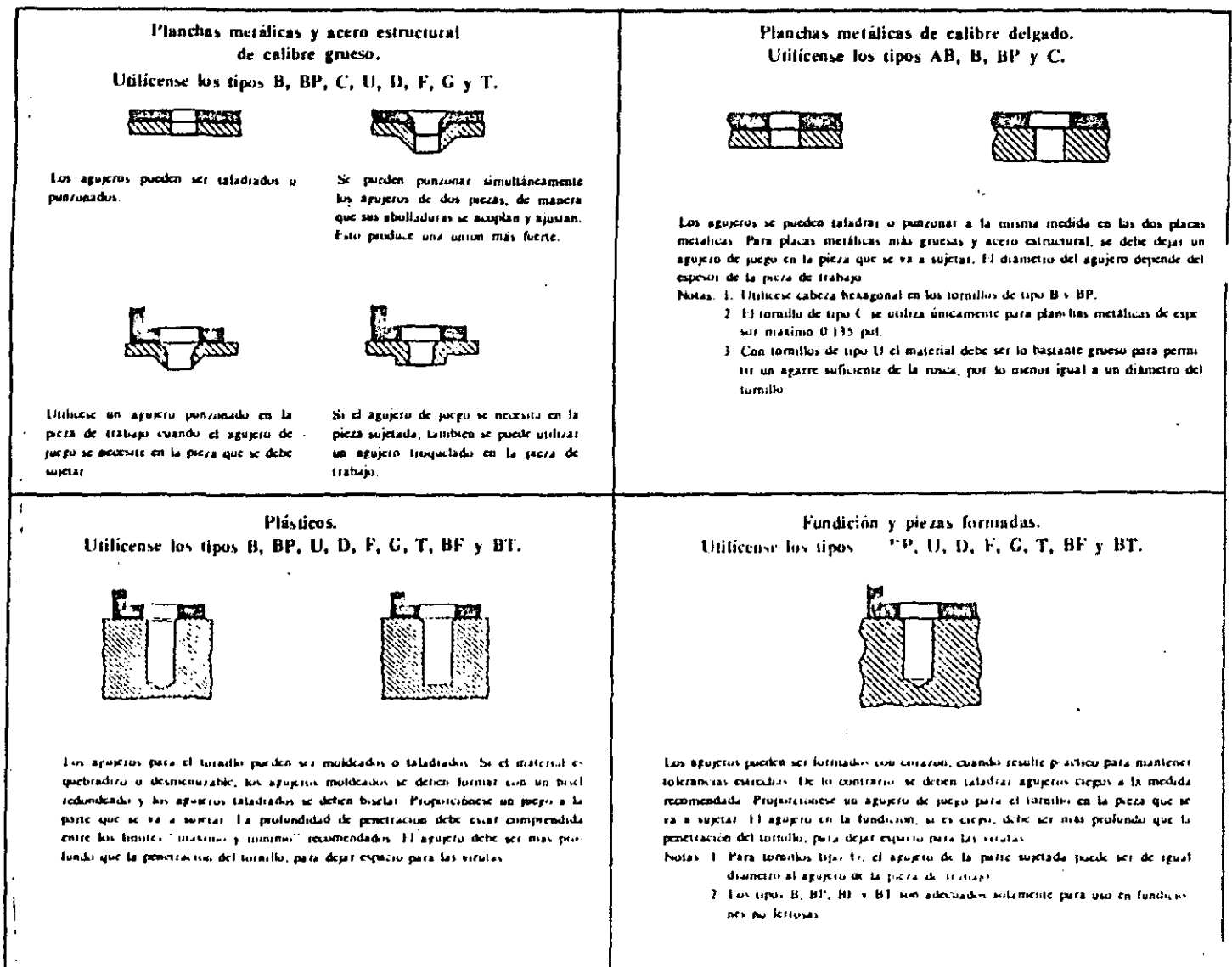


Fig. 10.32 Aplicaciones de los tornillos aterrajantes

de tornillo mecánico. Una vez que el tornillo autotaladrante penetra en el material, forma o talla en éste los hilos, de igual forma que los tornillos atarrajantes normalizados.

Otro grupo importante de tornillos especiales está formado por los que tienen arandelas preensambladas, los cuales pueden ser fabricados en una amplia variedad de tamaños y tipos, para muchas aplicaciones: estilos de cabeza avellanada aparejados con arandelas avellanadas y dentadas exteriormente; estilos con cabeza no avellanada aparejados con arandelas dentadas interiormente, arandelas de presión de resorte, de periferia cóncava dentada, de periferia abovedada lisa, arandelas planas lisas, arandelas dentadas exteriormente, etc.

Los tornillos atarrajantes para sellado se encuentran disponibles con arandelas o anillos preensamblados, para una amplia variedad de aplicaciones. Materiales selladores comunes son el nylon, el neopreno, la fibra, la masilla y otros. Los tornillos para sellado se utilizan para controlar escapes, rechinamientos, grietas en esmaltados y electrólisis en todos los tipos de estructuras metálicas y montajes.

TAMAÑOS DE LOS AGUJEROS

Los factores que afectan la selección del tamaño del agujero incluyen el material de que está hecho el sujetador, su dureza, longitud útil de la rosca, tipo de tornillo, diámetro y paso de la rosca.

Para sujetar dos o más secciones por medio de tornillos atarrajantes, se debe abrir un agujero de juego de diámetro ligeramente mayor que el diámetro del tornillo, ya sea taladrado, punzonado, fundido, moldeado o troquelado, a través de todo el material, con excepción de la última sección. La última sección debe tener un agujero guía de diámetro correcto. No es suficiente escoger un diámetro cualquiera comprendido entre los diámetros mayor y menor del tornillo. Los diámetros de los agujeros guías son críticos y han sido establecidos por los fabricantes de tornillos.

ARANDELAS¹²

Las arandelas constituyen una de las formas más comunes de la ferretería y desempeñan muchas y variadas funciones en los montajes sujetos mecánicamente. Pueden utilizarse para disminuir el diámetro de un agujero de juego demasiado

amplio, para dar un apoyo mejor a las tuercas o bases de las cabezas de los tornillos o para distribuir las cargas sobre una área mayor. A menudo sirven como dispositivos de inmovilización para sujetadores roscados. También se utilizan para mantener una presión elástica, para proteger las superficies y para proporcionar un sello.

CLASIFICACION DE LAS ARANDELAS

Las arandelas son elementos que se adicionan comúnmente a los sistemas atornillados para mantener el apretamiento, pero no todas las arandelas son de tipos de inmovilización. Muchas arandelas sirven para otras funciones, tales como distribución de cargas calibradas y no calibradas, protección de superficies, aislamiento, sello, conexiones eléctricas y como dispositivos para absorber tensiones elásticas.

ARANDELAS PLANAS

Las arandelas planas se utilizan principalmente para proporcionar una superficie de apoyo a la tuerca o a la cabeza del tornillo, para cubrir agujeros de juego muy grandes y para distribuir la carga de los sujetadores sobre una área mayor; particularmente en materiales blandos, como aluminio o madera.

Selecciónese una arandela con un diámetro del agujero tal que permita un cierto juego para el perno. El diámetro externo de la arandela no necesita ser mucho mayor que la dimensión entre vértices de la tuerca o de la cabeza del tornillo, si la arandela se va a utilizar únicamente para proporcionar una superficie de apoyo. Sin embargo, si la finalidad de la arandela es disminuir el diámetro de un agujero de juego muy amplio o distribuir la carga sobre una área mayor de un material de baja resistencia, selecciónese una arandela más gruesa y con un diámetro exterior mayor.

Las arandelas de acero dulce son las más comunes, pero también se suelen fabricar de acero inoxidable, latón, bronce, aluminio o cualquier otro metal que se produzca en chapas. A menudo se utilizan arandelas de acero endurecido con pernos sometidos a altas tensiones.

ARANDELAS CONICAS

Estas arandelas se utilizan con tornillos para absorber elásticamente el alargamiento del tornillo. Generalmente son hechas de acero para resortes endurecido.

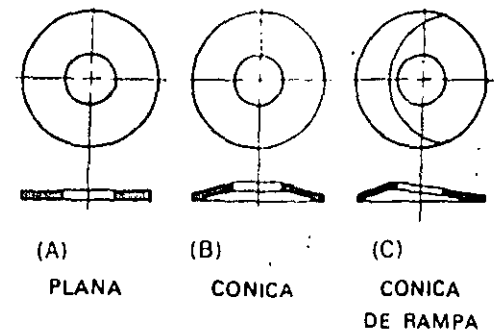


Fig. 10.33 Arandelas planas y cónicas

Belleville es el término que se aplica comúnmente a las arandelas cónicas, aunque no es correcto. Las arandelas cónicas no tienen ningún dispositivo auxiliar de inmovilización diferente del rozamiento, y en su posición aplanada son equivalentes a las arandelas planas, en cuanto concierne a la acción de inmovilización. Cuando se afloja la tensión del tornillo y la arandela tiende a asumir una forma cónica, hay una área de rozamiento menor entre la base del cono y la superficie de la pieza, debido a que la arandela está reposando sobre su borde. El área de rozamiento en la tuerca o en la cabeza del tornillo se reduce análogamente.

Las arandelas cónicas se encuentran disponibles con dientes tallados en el borde inferior. Estos dientes no aumentan la fijación del tornillo pero penetran en la superficie de trabajo y resisten cualquier fuerza lateral, particularmente cuando trabajan sobre metal en chapas.

La arandela *cónica de rampa* es una nueva adición al campo de las arandelas de resorte. Da una mayor acción elástica con menor espesor del material y tiene una resistencia a la carga equivalente a la de una arandela cónica del mismo tamaño.

ARANDELAS DE RESORTE HELICOIDAL

Estas arandelas son hechas de alambre de sección trapezoidal en forma de una hélice

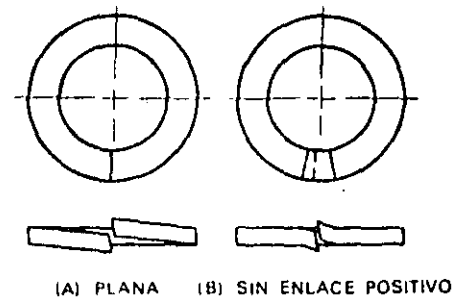


Fig. 10.34 Arandelas de resorte helicoidal

de una sola vuelta, de tal forma que la altura libre es aproximadamente igual a dos veces el espesor de la arandela.

La arandela de resorte helicoidal simple es la más comúnmente utilizada. La reacción elástica de esta arandela entra en

acción cuando la tensión en el perno se reduce a un valor igual a la fuerza requerida para aplanar la arandela. En este punto la tensión en el perno se mantiene por la expansión de la arandela. En el estado aplanado esta arandela se hace equivalente a

una arandela plana de diámetro externo pequeño. Debido al diámetro relativamente pequeño de esta arandela, no se recomienda para uso en materiales blandos o en agujeros de juego con diámetro demasiado grande.


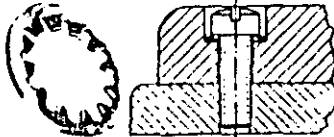
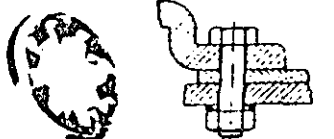
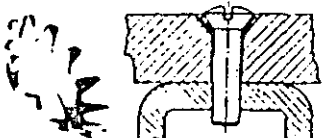
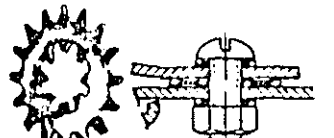
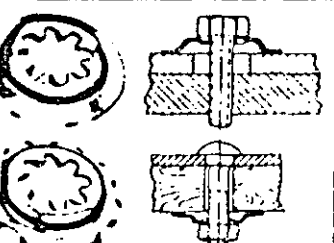
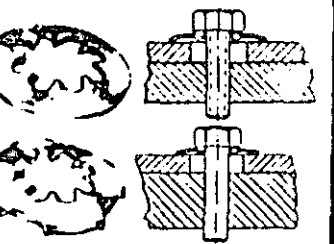
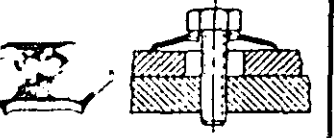
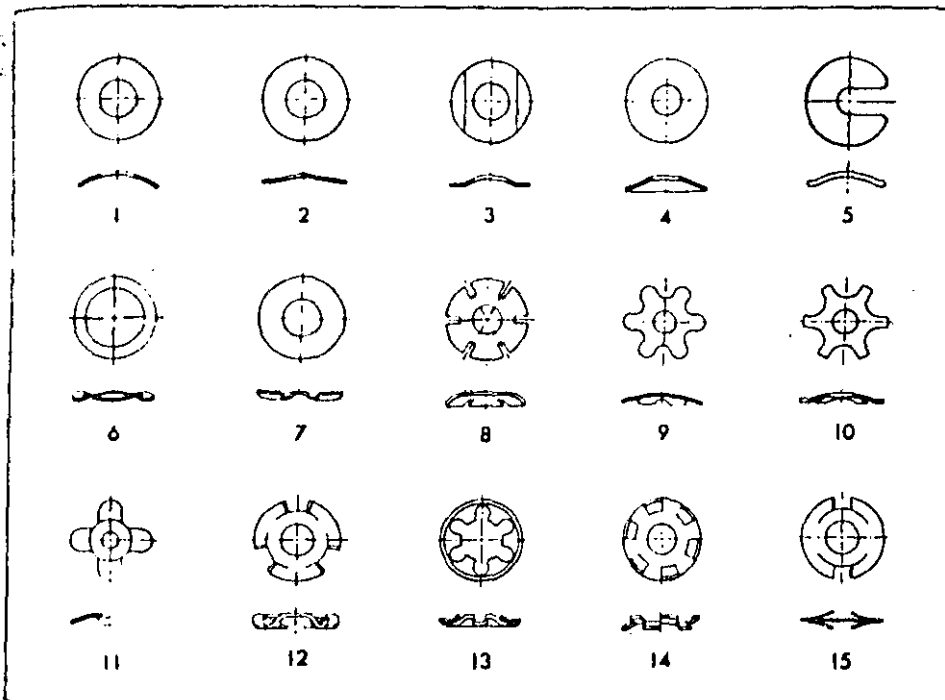
<p>TIPO EXTERNO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo externo deben utilizarse donde quiera que sea posible, ya que los dientes están en el mayor radio de tal modo que proporcionan una gran resistencia torsional. Deben utilizarse con sujetadores de cabeza suficientemente grande para que haga contacto con los dientes de la arandela, tales como las cabezas redondas, achatada o de sujeción. También son disponibles con dientes doblados hacia la izquierda o alternados catalogados en la página 28.</p>
<p>TIPO INTERNO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo interno se recomiendan para uso con tornillos de cabeza pequeña, tal como la cabeza cilíndrica ranurada. Se recomiendan también para aplicaciones en las cuales se desea ocultar los dientes, bien sea por apariencia o para evitar daños o rasguños.</p>
<p>TIPO INTERNO PARA SERVICIO PESADO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo interno para servicio pesado se recomiendan para utilizarlas con pernos y tuercas fuertes y con pernos tratados térmicamente, generalmente en fundiciones y maquinaria o equipo pesado.</p>
<p>TIPO AVELLANADO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo avellanado se utilizan con tornillos de cabeza plana u ovalada, con ángulos de avellanado de 82° o 100°. También se encuentran disponibles con dientes internos para proporcionar la acción de inmovilización con los dientes cubiertos.</p>
<p>TIPO INTERNO-EXTERNO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo interno-externo se utilizan cuando se desea obtener una superficie de apoyo mayor para agujeros de tamaño muy grande y como un inserto entre dos piezas que ajustan, cuando el ajuste —rotacional o longitudinal— debe mantenerse después del asentamiento original. Debido a la presencia de los dientes adicionales, las arandelas de seguridad de tipo interno-externo son ideales para conexiones eléctricas.</p>
<p>TIPO ABOVEDADO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo abovedado, con la perifería pareja o dentada, se recomiendan para utilizarlas con materiales delgados o blandos, donde se necesita una fuerza considerable para efectuar la retención, debido a que distribuyen la carga. Se recomiendan también para agujeros demasiado grandes. Las arandelas parejas en la perifería se recomiendan cuando se desea evitar que las superficies se dañen con los dientes. Las arandelas con perifería dentada se deben seleccionar cuando se requiere una protección adicional contra el giro.</p>
<p>TIPO CONCAVO</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo cóncavo —con la perifería pareja o dentada— se recomiendan para las mismas aplicaciones y usos que las arandelas abovedadas pero deben utilizarse cuando la elasticidad y no la rigidez es lo más importante. Tanto las arandelas cóncavas como las abovedadas son arandelas o abombadas para proporcionar un soporte a los dientes internos, de manera que estas pueden efectuar una acción de inmovilización al morder la cabeza del perno o la tuerca.</p>
<p>TIPO PIRAMIDAL</p>		<p>Las arandelas de seguridad a prueba de vibración de tipo piramidal se recomiendan para aplicaciones que requieren momentos torsionales de apriete muy altos. Este tipo tiene un diseño único que proporciona dientes de inmovilización y rigidez al tornillo, no obstante su elasticidad bajo cargas pesadas. Se encuentran disponibles en las formas cuadrada y hexagonal.</p>

Fig. 10.35 Arandelas de seguridad a prueba de vibración

Cortesía de Canada Brown Tools Limit



El tipo 1 es el diseño más comúnmente utilizado. Este y el tipo 2 sufren la mayor deformación y tienen la menor superficie de apoyo. El tipo 3 sufre una deformación menor, pero tiene una superficie de apoyo mayor en una de las caras. El tipo 4 es cónico y sufre una deformación aun menor, pero tiene una mayor fuerza elástica. El tipo 5 se desliza hasta su posición durante el montaje. Los tipos 6 y 7 tienen forma ondulada. El tipo 6 tiene tres ondas y el tipo 7, cuatro o más, según el tamaño. Estas arandelas sufren un desplazamiento elástico mínimo con una fuerza elástica alta y permiten la distribución simétrica de la carga, debido a los múltiples puntos de apoyo. Los tipos 8 hasta 11 son diseños para usos especiales que proporcionan un gran desplazamiento elástico con distribución uniforme de presión. Los tipos 12 hasta 15 también son para usos especiales. El tipo 12 se utiliza para rodamientos de bolas precargados, principalmente en motores eléctricos. Los tipos 13 y 14 tienen una disposición de dientes y el tipo 15 sufre un desplazamiento elástico máximo.

Fig. 10.38 Diseños típicos de arandelas de resorte

ARANDELAS DE SEGURIDAD DENTADAS

Son hechas de acero al carbono endurecido y tienen dientes torcidos o curvados con respecto al plano de la arandela, de tal modo que presentan bordes agudos que penetran en la pieza de trabajo y en la superficie de apoyo de la cabeza del tornillo o de la tuerca. Cuando la arandela se comprime en su posición, la mayoría de la presión es soportada por su borde. Sin embargo, cualquier alojamiento de la tensión del tornillo permite a los dientes agarrar la pieza de trabajo y la superficie de apoyo del sujetador, resistiendo el movimiento relativo. En las tuercas o cabezas de tornillos hexagonales se presenta una inmovilización adicional en los bordes, cuando los dientes se extienden ligeramente más allá del hexágono. Cada diente actúa como un resorte con una reacción bastante fuerte, debido a su corta longitud.

Las arandelas dentadas se utilizan con tornillos y tuercas, no solamente para absorber elásticamente el alargamiento del

tornillo, sino también para aumentar la resistencia friccional bajo la superficie de apoyo de la cabeza del tornillo o de la tuerca. Estas arandelas se agarran tanto en la cabeza del tornillo como en la superficie de trabajo para proporcionar una inmovilización por interferencia. Aun con una tensión nula del tornillo, la arandela de seguridad dentada proporcionará una resistencia friccional al aflojamiento.

Además de servir como medios de inmovilización, las arandelas de seguridad de tipo dentado se pueden diseñar para proporcionar absorción elástica, obtener buenos contactos eléctricos, disminuir diámetros

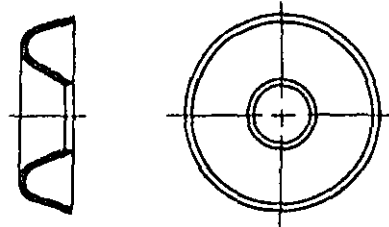
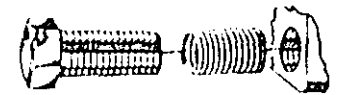
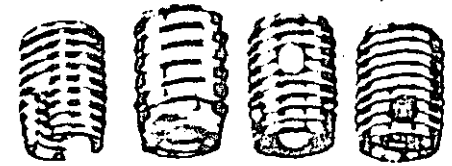


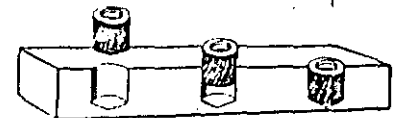
Fig. 10.37 Arandela de acabado



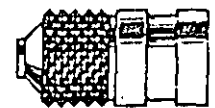
(A) INSERTO ROSCADO EXTERNO-INTERNO



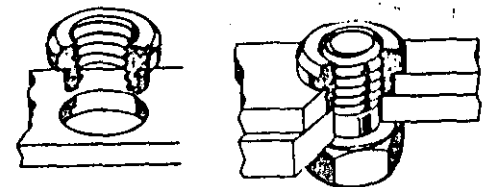
(B) INSERTO AUTOATERRAJANTE



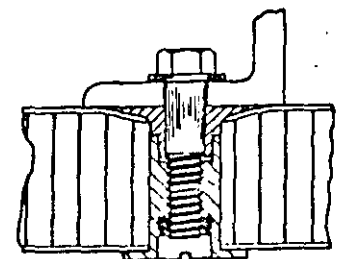
(C) INSERTO A PRESIÓN



(D) INSERTO MOLDEADO



(E) INSERTO PARA MATERIALES DELGADOS



(F) INSERTO PARA COLOCAR ENTRE PANELES

A. C.F. Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 8 1965
B. Cortesía de Groov-Pin Corporation

Fig. 10.38 Insertos

de agujeros, proporcionar sello, reforzar chapas metálicas y distribuir cargas.

ARANDELAS DE RESORTE

No existen diseños normalizados para arandelas de resorte. Estas se fabrican en una gran variedad de tamaños y formas y ge-

neralmente se seleccionan del catálogo de un fabricante para una finalidad específica. Con excepción de la de forma cónica, las arandelas de resorte usualmente no tienen un alto valor de reactancia elástica, pero pueden diseñarse para tener una longitud mayor de acción elástica.

Las arandelas de resorte se utilizan a menudo para producir una presión predeterminada en los elementos adyacentes, cuando se desea una acción deslizante, o para absorber elásticamente los alargamientos, cuando el juego lateral resulta inconveniente. También se utilizan con soportes de ejes, para controlar la presión en los extremos y eliminar el juego longitudinal.

ARANDELAS PARA USOS ESPECIALES

Las arandelas no metálicas, estampadas o moldeadas, se encuentran disponibles en muchos materiales y pueden emplearse como sellos, aisladores eléctricos o para proteger las superficies de las piezas ensambladas.

Muchas arandelas simples, cónicas o dentadas se encuentran disponibles con una masilla selladora especial firmemente unida a la arandela. Estas arandelas se utilizan para sellar y como aisladores de vibración en industrias de alta producción.

La arandela de acabado se utiliza con tornillos de cabeza ovalada y elimina la necesidad de agujeros avellanados. Las arandelas de acabado se utilizan ampliamente para fijar recubrimientos de tejido, ya que el aro exterior agarra el material en un punto distante del agujero.

INSERTOS¹³

Los insertos son una forma especial de tuercas, diseñados para desempeñar la función de agujeros roscados, ciegos o pasantes, y se denominan a veces *bujes sólidos*. Otro tipo básico de inserto con rosca de tornillo consiste en un alambre enrollado espiralmente para proporcionar hilos de forma apropiada para su instalación en un agujero aterrajado. Este tipo de inserto se conoce como *inserto de alambre*.

La rosca interna del inserto generalmente es de dimensiones normalizadas y la forma de la rosca de acuerdo con las normas utilizadas por los fabricantes de tornillos. La configuración externa del inserto se diseña a propósito para su fin particular y puede contener roscas, bridas, ranuras, moleteados u otras formas para su propósito de retención.

Los insertos con rosca externa tienen un gran número de aplicaciones. Se pueden utilizar para:

1. Proporcionar mayor resistencia, mayor durabilidad o roscas permanentes en aleaciones livianas, plásticos, madera, tablas de partículas y otros materiales blandos.

2. Proporcionar roscas permanentes en aleaciones ferrosas que no se aferren, ni se corroan ni se desgarran.

3. Proporcionar roscas de acabado superficial aceptable en materiales difíciles de aterrajear.

4. Proporcionar un agujero roscado con dispositivos de inmovilización internos.

5. Permitir el desensamble y reensamble del tornillo de sujeción, sin dañar el material de base.

En este capítulo se definen los insertos como elementos roscados que están completamente encerrados dentro del material de base. Los insertos pueden agruparse de acuerdo con la siguiente clasificación general:

1. Insertos con rosca interna y externa, para instalación en agujeros aterrajados.

2. Insertos autoaterrajantes, con rosca interna y externa, para atornillarlos en agujeros taladrados o formados con corazón.

3. Insertos a presión, para colocarlos o forzarlos dentro de agujeros taladrados o formados con corazón. (Generalmente se sujetan con elementos de retención.)

4. Insertos moldeados, que se convierten en una parte integral de la pieza durante la operación de vaciado o moldeado.

5. Insertos para materiales delgados, para forzarlos o presionarlos dentro del material de base. Tienen una rosca interna limitada.

6. Los insertos colocados entre los paneles se fijan a la superficie del panel o se sostienen con masilla contra la cara del panel.

SUJETADORES DE SELLADO¹⁴

Son sujetadores que unen dos o más piezas y pueden además desempeñar otras funciones. Una función auxiliar importante es sellar, evitando escapes de gases y líquidos.

Existen dos tipos posibles de construcciones de juntas selladas con sujetadores. En un tipo, los sujetadores penetran en el medio de sello y sellan separadamente. Se ha desarrollado un cierto número de diseños

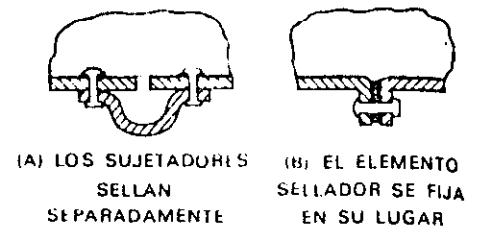


Fig 10.39 Tipos de construcción de uniones selladas

de sujetadores con elementos de sello integrados, para este fin.

El segundo tipo emplea un elemento de sello separado, el cual se sostiene en su lugar por la acción de las fuerzas de aferramiento producidas por los sujetadores convencionales, tales como remaches y pernos

En las juntas ajustadas a presión que emplean pernos o remaches convencionales, el espacio ocupado por cada sujetador debe ser tan pequeño como sea posible y la distancia del borde al centro del remache o perno debe ser mínima. Se deben utilizar sujetadores con cabezas bastante grandes o con arandelas. Pueden emplearse varios métodos de sellado:

1. Calafetear el borde descubierto de la placa, si el espesor de la placa es suficiente.

2. Insertar una empaquetadura en las placas de la junta.

3. Aplicar un revestimiento de masilla de calafetear o de sellar sobre las superficies, antes de hacer la junta.

TIPOS DE SUJETADORES DE SELLADO

Hay muchos métodos para obtener un sello utilizando sujetadores de sellado con diferentes tipos de sujetadores que tienen sellos preensamblados o integrales.

TORNILLOS

La mayoría de los tornillos de sellado proporcionan la acción de sello por el empleo de un material elástico adicionado al tornillo, que puede ser caucho, plástico, masilla o metal. Además, algunos tornillos hacen uso de un ajuste de interferencia en la rosca. El sello se efectúa también con tornillos provistos de insertos de inmovilización de nylon de tipo granular o en tiras. Cuando se ajusta a la rosca, el inserto actúa como una presa que detiene el flujo de líquido o gas que pudiera avanzar por la hélice de la rosca.

Para muchas aplicaciones de espárragos tales como puertas colgantes de hornos e

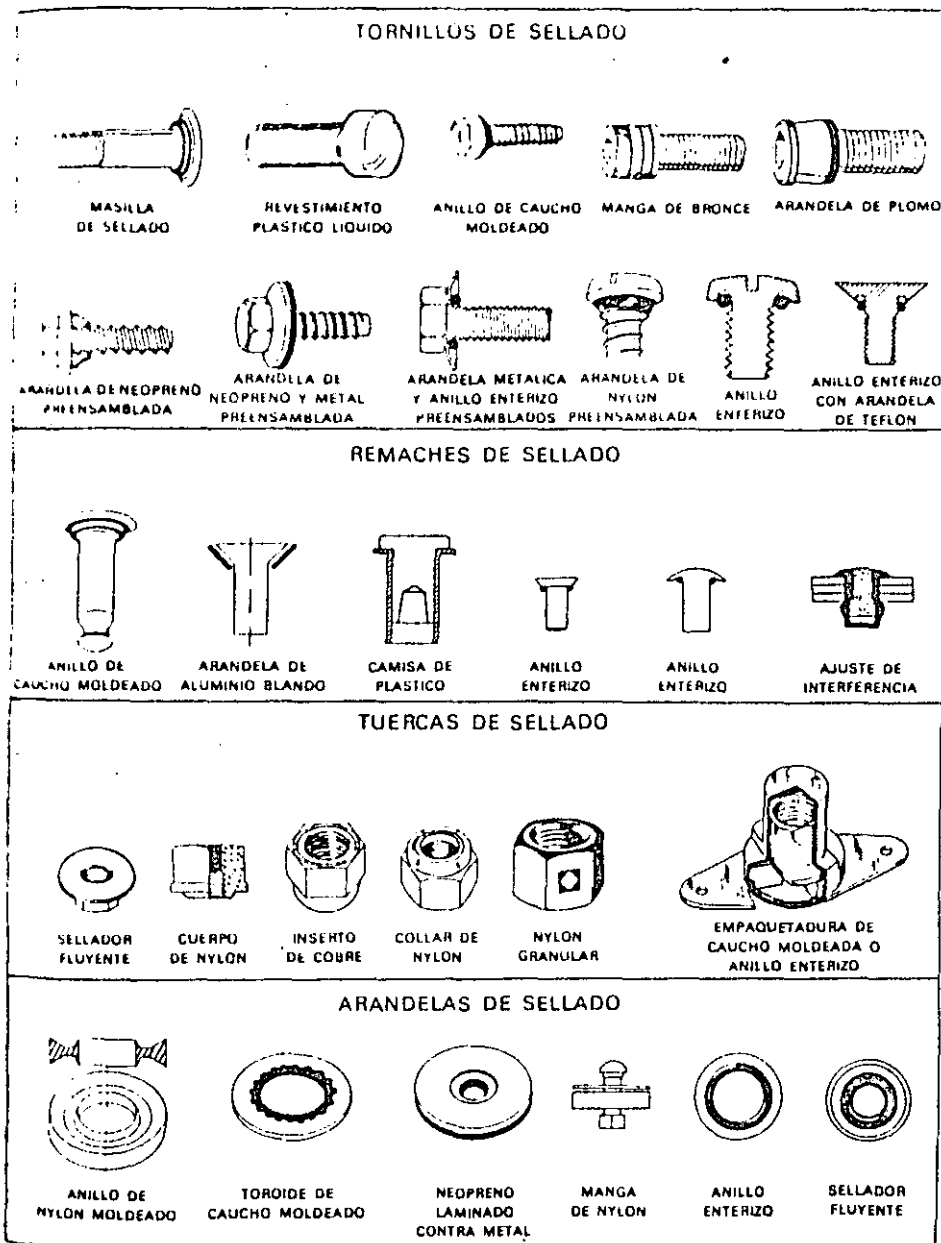


Fig. 10 40 Sujetadores de sellado

Cortesia de Machine Design, Vol. 37, No. 6 1965.

aislamiento en interiores de navíos, el taladrado de agujeros puede eliminarse completamente, soldando por resistencia directamente los espárragos a la superficie del metal. Las virutas y el aceite se pueden evitar en los agujeros ciegos o aterrajados, utilizando tornillos de sellado.

REMACHE

Los remaches de sellado se utilizan ampliamente en aviones y navíos, para sellar tanques integrales, cabinas de sobrepresión, pontones y en otras aplicaciones críticas. Las aplicaciones industriales incluyen tanques pequeños para gasolina y sujeción de

elementos en botes plásticos o de aluminio.

TUERCAS

Empezando con el sencillo recurso de adicionar una arandela de metal blando bajo una tuerca ciega para efectuar un sello, la gama de tuercas de sellado disponibles ha aumentado considerablemente. Como sello se utiliza masilla, caucho, plástico y metales blandos en una amplia variedad de tipos. Las tuercas soldadas por resistencia proporcionan un medio adicional para prevenir escapes cuando se requiere una tuerca ciega.

ARANDELAS

Las arandelas de sellado se utilizan bajo las tuercas o bien bajo las cabezas de los tornillos. Las más comúnmente usadas son los anillos planos de caucho, anillos enterizos y anillos moldeados en secciones. Más recientemente se ha dispuesto de selladores fluyentes y anillos o mangas de nylon. Para operaciones de producción en serie, las arandelas de sellado se presentan preensambladas con el tornillo. Las arandelas de sellado se utilizan para detener los escapes de agua o para reducir la penetración de humedad en aparatos y automóviles.

SELECCION

La selección de un sujetador de sellado es usualmente un proceso definido. Se deben determinar las características necesarias y luego escoger un sujetador específico que proporcione el sello necesario y satisfaga las condiciones de resistencia y de montaje. Aquí se muestran los tipos comerciales básicos de sujetadores de sellado. Algunos factores importantes para la selección son:

COSTO

El tipo de elemento de sellado de un sujetador generalmente determina su costo. Si la aplicación no es crítica, se dispone de un cierto número de elementos de bajo costo. Debe verificarse el tiempo real de exposición. Si el tiempo real de exposición a condiciones extremas es de poca duración, un sujetador de sellado de bajo costo puede resultar satisfactorio.

Muchos sujetadores de alto costo por unidad ofrecen ventajas para la facilidad o velocidad del montaje. Selecciónense cuidadosamente los sujetadores con base en los costos totales de instalación.

DISPONIBILIDAD

Algunos sujetadores de sellado son suministrados por un solo abastecedor y otros por una serie de abastecedores. Este hecho puede ser significativo cuando una producción de alto volumen exige la presencia de múltiples abastecedores para garantizar un suministro ininterrumpido de piezas.

Debe ponerse cuidado en las diferencias en la capacidad de sellado entre algunos tipos de sujetadores industriales y para aviación. Por ejemplo, los elementos plásticos en las tuercas de seguridad de tipo inserto pueden no tener las dimensiones o el material apropiado para satisfacer las condiciones para la aviación.

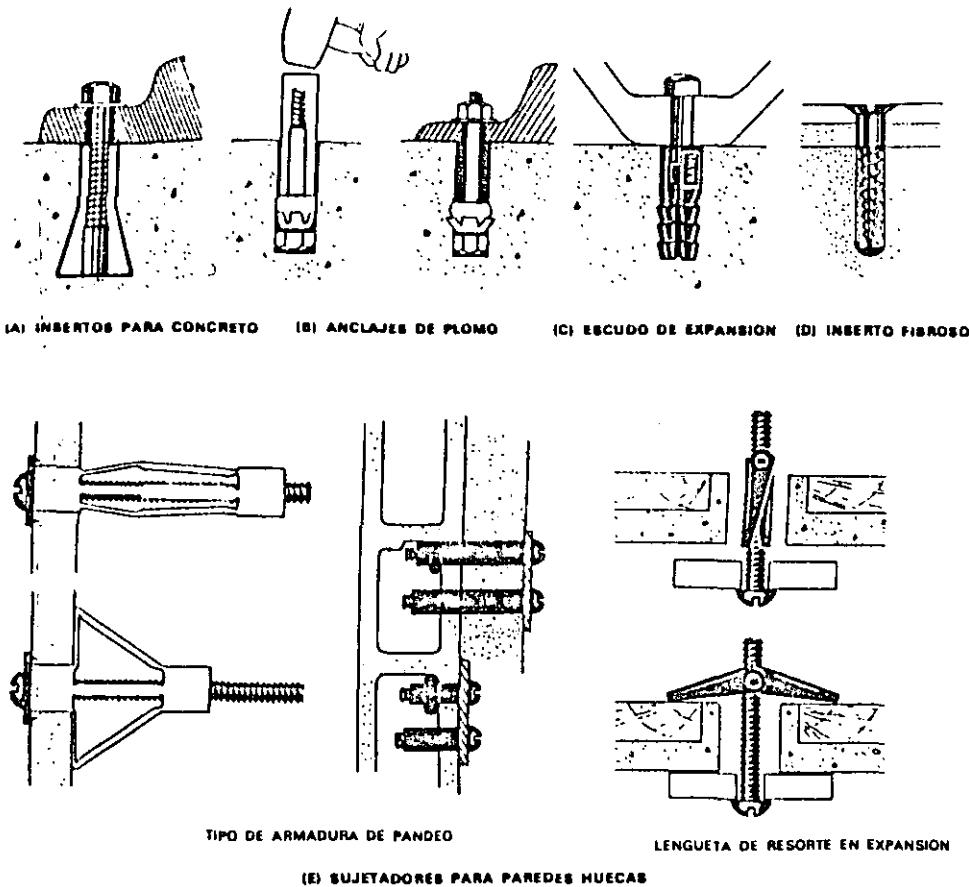


Fig. 10.41 Sujetadores para albañilería típicos

Cortesía de Rawplug Products (Canada) Ltd.

MATERIALES

Los sellos para sujetadores se hacen de muchos tipos diferentes de caucho, masilla, látex, vinilos y plásticos. La selección del material para una aplicación determinada depende mucho de la capacidad del material de sello para resistir ataque químico del líquido o gas debido al cual se requiere el sello.

SUJETADORES PARA ALBAÑILERIA'

Los dispositivos de anclaje para albañilería o métodos para sujetar objetos al concreto, ladrillo, piedra o estuco constituyen un elemento de importancia crítica en todas las construcciones modernas. Los anclajes para concreto son el soporte para asegurar prácticamente todo lo que debe sujetarse al armazón de concreto de una edificación —tuberías, sistemas de rociado, paredes de relleno, cielos rasos colgantes— para nombrar apenas algunas aplicaciones vitales.

En una era en la que la gran mayoría de construcciones implican el uso de concreto,

en una forma u otra, el problema de la confiabilidad y conveniencia de los métodos y dispositivos de anclaje es del mayor interés para todos los proyectistas y constructores.

El método corriente empleado a través de los siglos implicaba el uso de una varilla metálica y plomo derretido, azufre derretido o cemento, como agente pegante. Este antiguo método, utilizado aún ampliamente, tienen limitaciones obvias, como la fuerza de agarre y la comodidad de instalación.

Como el concreto se está utilizando cada vez más en la mayoría de las construcciones, se han desarrollado dos métodos de anclaje esencialmente diferentes. El primer método implica la colocación de insertos en el concreto al tiempo del vaciado. El segundo método consiste en la instalación de dispositivos de anclaje en el concreto u otros tipos de mampostería ya existentes.

Se ha desarrollado un gran número de técnicas para colocar dispositivos de anclaje en el concreto al tiempo del vaciado, que están en uso actualmente.

La forma más sencilla y común es la tra-

dicional "L" formada de varilla metálica con un extremo roscado. Otro tipo general es la caja metálica empotrada, a la cual se le puede después fijar una varilla o anillar un perno. La utilidad de estos tipos depende de que su colocación sea exactamente donde se necesita y permanezcan en su posición mientras se efectúa el vaciado y el fraguado del concreto. A esta misma familia de insertos pertenece el tipo de canal metálica ranurada. Este tipo permite la colocación y el ajuste de uno o más sujetadores a lo largo de la canal.

Se pueden producir insertos de perno para colocar antes del fraguado, casi en cualquier diseño y obviamente es posible diseñarlos para que proporcionen una gran fuerza de agarre.

Hay dos técnicas básicas para instalar sujetadores en mamposterías ya existentes. Una de ellas se basa en el empleo de un dispositivo explosivo accionado con pólvora y la otra incluye los diferentes dispositivos y métodos de anclaje que requieren un agujero taladrado previamente.

El dispositivo accionado con pólvora emplea una carga de pólvora explosiva en una herramienta especial semejante a un arma de fuego para, literalmente, disparar un espárrago metálico dentro de la mampostería. Este método fue desarrollado durante la segunda guerra mundial, para las reparaciones de emergencia de los navíos marinos. La técnica de disparar un espárrago dentro del acero fue adaptada más tarde al concreto y así se obtuvo una forma de anclaje en concreto que ha sido ampliamente utilizada en diferentes aplicaciones de construcción durante las últimas dos décadas. Recientemente se han desarrollado dispositivos para la instalación manual de espárragos de este tipo.

Algunas de las aplicaciones de este método de anclaje tienen lugar en costillajes y durmientes de madera, mallas de alambre y latas metálicas, abrazaderas y estribos para conductos eléctricos, empalmes eléctricos y cajas de interruptores, soporte para sistemas de distribución eléctrica de bajo del piso, cercos u vallas temporales, instalaciones para marcos de puertas y de ventanas, tabiques móviles y muchas otras.

Los dispositivos de sujeción que requieren agujeros taladrados previamente imponen el uso de herramientas manuales comunes como martillos y taladros, o herramientas mecánicas portátiles, como taladros eléctricos y martillos de impacto. La gran ma-

oría de sujetadores utilizados actualmente y variaciones de este tipo.

Mientras que existe una amplia variedad de diseños y nombres comerciales, la mayoría de los sujetadores que utilizan el principio de la expansión pueden agruparse dentro de uno de los siguientes grupos básicos:

- (a) Anclajes con manga de plomo dúctil
- (b) Anclajes de manga y pasador
- (c) Anclajes de escudo y cuña
- (d) Anclajes autotaladrantes
- (e) Pernos de accionamiento elástico
- (f) Sujetadores para paredes huecas

SUJETADORES PARA MADERA¹ CLAVOS

CLAVOS FORJADOS

El uso de espigas de madera ha constituido un procedimiento costoso que consume mucho tiempo y permite una gran posibilidad de error. Por esta razón se desarrollaron los clavos metálicos tan pronto como fue posible. En el antiguo Egipto se utilizaron clavos de bronce, de los cuales se han conservado algunos. Indudablemente se utilizaron también clavos de hierro, pero desaparecieron debido al herrumbre.

Por varios cientos de años, anteriores al siglo XVIII, los clavos fueron hechos con un proceso de forjado a mano.

CLAVOS MAQUINADOS

La primera noticia que tuvimos de clavos

maquinados apareció en la "Arnold's History of the State of Rhode Island", donde consta que el primer clavo tallado a máquina fue hecho en 1777. No fue hasta 1798 que se patentó una máquina que podía tallar y encabezar un clavo en una sola operación. Antes de este desarrollo no podía esperarse una gran técnica en la fabricación de clavos. Sin embargo, como la maquinaria para la producción de clavos fue perfeccionada, se pudo fabricar una amplia variedad de clases de clavos para usos especiales: clavos para botes, clavos para pisos, puntillas, etc.; cada una con sus propias características de longitud, punta y cabeza. Algunos de estos clavos se suministran con un revestimiento de cinc para retrasar la corrosión.

CLAVOS DE ALAMBRE

Quizá el cambio más significativo en la fabricación de clavos a máquina tuvo lugar en Francia a principios del siglo XIX, cuando se construyó la primera máquina para fabricar clavos de alambre. La cabeza y la punta eran hechas todavía manualmente, hasta que se desarrolló la maquinaria automática para fabricar puntillas de alambre en 1850. En este punto comenzó una historia que llevó al clavo de alambre a convertirse en el sujetador para madera más práctico y popular.

PROBLEMAS DE LOS CLAVOS

En los años 1930 las técnicas de producción

en serie fueron desarrolladas por la fabricación de clavos roscados. Estos nuevos sujetadores comenzaron a desplazar a los tornillos así como a los clavos corrientes.

Concurrente con este progreso en sujetadores, las nuevas técnicas y materiales de construcción exigieron una cuidadosa selección de las características apropiadas de los clavos que proporcionarían un buen rendimiento. La escogencia de un clavo equivocado podría, y aún puede, acarrear resultados desastrosos. Las fallas de los clavos pueden tomar muchas formas. Sin embargo, la más seria es la incapacidad de una unión clavada de mantener su integridad. En tales casos el clavo puede ser demasiado grande, causando rajaduras en los miembros principales, con lo cual resulta débil la unión, o bien el clavo puede ser demasiado pequeño y cede al transmitir las cargas de un miembro a otro. Muy pocos clavos de una unión pueden constituir un contratiempo evidente.

Los clavos que se salen constituyen otro problema serio. Hay tres tipos distintos de clavos que se salen. Primero, un clavo de cuerpo liso puede ceder y aflojarse durante el ciclo de dilatación y contracción de la madera. Cuando la madera se dilata el clavo es expelido, pero cuando la madera se contrae nuevamente, no hala al clavo hasta su posición inicial. Los ciclos subsiguientes sacan el clavo más y más, hasta que se suelta. Se han hecho muchos esfuerzos para reducir o eliminar este problema.

El segundo tipo de clavos que se salen se debe al efecto de contracción, lo que hace que resulte similar al primero, con la diferencia de que el clavo no se afloja. Aquí la causa es sencillamente la contracción de un elemento de madera en la dirección del eje del clavo. Este empuje hacia afuera no es acumulativo como en el primer ejemplo, sino simplemente igual a la cantidad real de contracción. La dilatación subsiguiente de la madera puede introducir nuevamente el clavo. Esta condición se puede presentar cuando se utilizan clavos roscados o tornillos para madera. La mejor prevención consiste en una cuidadosa selección de la madera y su acondicionamiento al medio ambiente. Asimismo, la selección del clavo roscado más corto posible para un determinado trabajo puede minimizar el "efecto de la contracción", ya que este efecto es aparentemente proporcional a la cantidad de penetración del clavo en la madera.

El tercer ejemplo de clavos que se salen resulta de los esfuerzos externos ejercidos

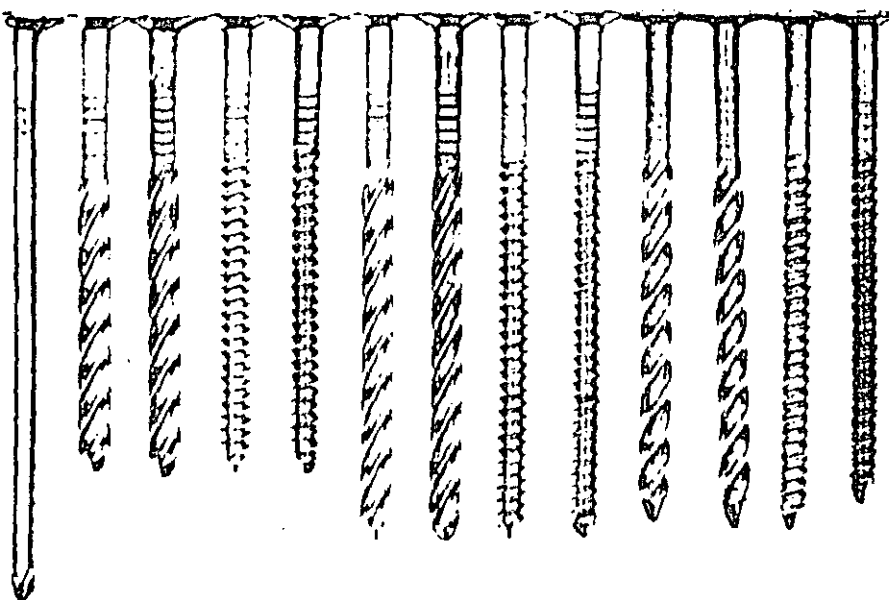


Fig. 10.42 Variedad de clavos roscados

sobre la unión clavada. Los choques, impactos, vibraciones o compresiones pueden producir una falla. Estos defectos de "salimientos" de los clavos pueden minimizarse o eliminarse con el empleo de clavos apropiados. Entre otros defectos de los clavos están la dobladura, los resquebrajamiento, el sacado halando su cabeza, la dirección desviada y la corrosión.

Así, el empleo de cada uno de estos clavos, disponibles en una variedad de longitudes y calibres, requiere un cierto conocimiento de sujetadores por parte del aplicador, para seleccionar el clavo correcto para un determinado trabajo.

TORNILLOS PARA MADERA

El uso de tornillos para madera, tirafondos y tornillos aterrajantes de tipo A ha sido popular por muchas décadas en trabajos donde se requiere un anclaje o una capacidad máxima de la unión. Hay miles de tamaños y variedades de tornillos para madera en existencia en prácticamente todas las ferreterías del mundo. Como resultado, cuando se justifica un costo adicional, el constructor o contratista puede seleccionar fácilmente el tornillo particular que creará el mejor rendimiento. Utilizando un taladro y un destornillador se pueden sujetar dos miembros de madera con pernos o tornillos, con pocas probabilidades de que falle la unión y con la característica adicional de que se puede desensamblar fácilmente. Cuando sea necesario, un taladro mecánico y un destornillador eléctrico pueden reducir los costos de instalación y así

bién como dispositivos para transmitir cargas de un miembro a otro. Se dispone de clavos roscados, anillos y pernos conectores, placas de unión, demudas y cientos de dispositivos similares para este fin.

Otro aspecto de real importancia es el factor costo. Mientras que el costo de los sujetadores a menudo comprende una parte insignificante del precio de la construcción total, el costo de la instalación de estos clavos y tornillos puede ser considerable. Por esta razón, el desarrollo de las grapas y la maquinaria para colocar grapas ha sido significativa en los últimos años. En algunas aplicaciones, un operario inexperto puede colocar hasta 200 sujetadores por minuto, utilizando una máquina grapadora neumática. Se han inventado grapas para fines especiales, con diferentes longitudes, curvaturas, calibres, puntas y acabados para cientos de aplicaciones en la industria de la construcción.

Actualmente las tejas de los techos, materiales aisladores, productos de papel, hojas de madera, láminas de fibra, yeso, tablas de fibra prensada dura, tejas de madera asfaltadas, latas metálicas, mallas de protección contra insectos y docenas de

otros materiales se aplican más rápida y económicamente con máquinas grapadoras manuales u operadas con aire.

El tema de los sujetadores mecánicos para la construcción en madera no es prematuro. Después de todo, la madera es el único recurso natural de que el hombre puede disponer. La gran demanda de materiales protectores que presenciaremos en la próxima década será satisfecha en gran parte con madera. Con la ayuda de los nuevos procesos y técnicas, este material se utilizará más económica y efectivamente. Sin embargo, los arquitectos, ingenieros, contratistas, constructores y carpinteros deben recordar que la construcción en madera es únicamente tan buena como sus sujetadores.

REFERENCIAS Y FUENTES DE MATERIAL

1. CSA-B78.1-1964, Mechanical Engineering Drawing Standards.
2. CSA-1.1-1949, Unified and American Screw Threads.
3. AKERS, R. H. et al, "Materials", *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.

PROBLEMAS

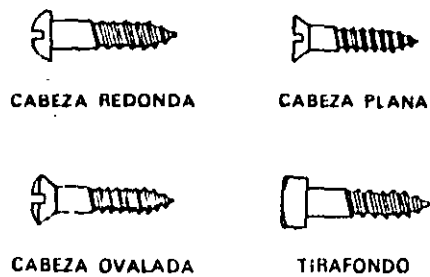


Fig. 10.43 Tornillos para madera

fomentar el empleo de tornillos en las construcciones de madera

OTROS DISPOSITIVOS DE SUJECION

Los sujetadores pueden servir como conectores para unir dos o más miembros y tam-

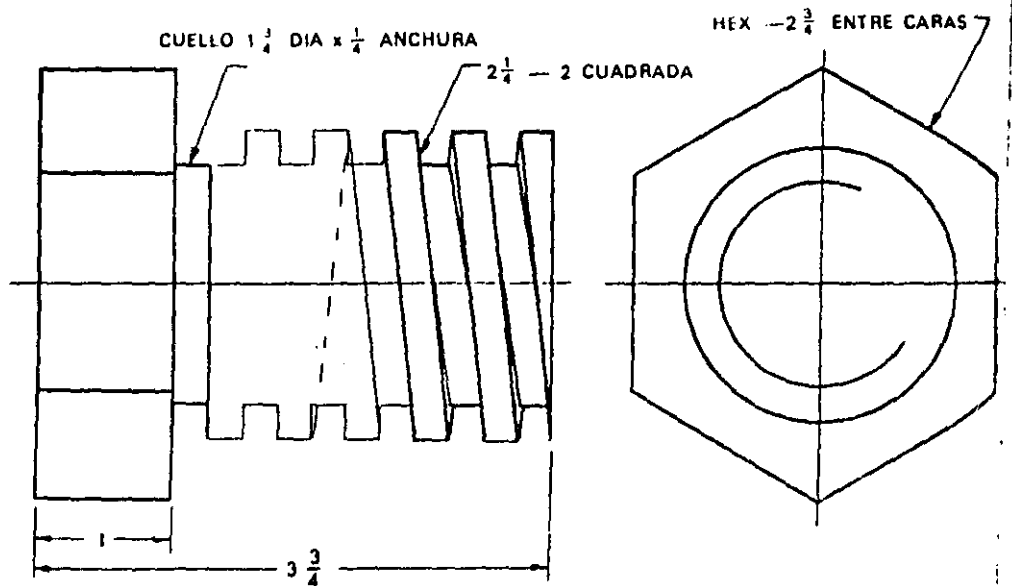
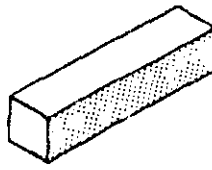
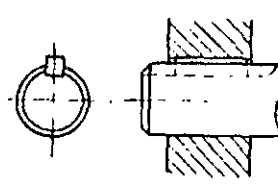
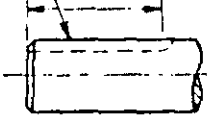
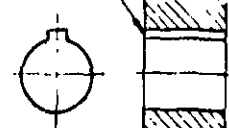
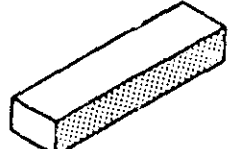
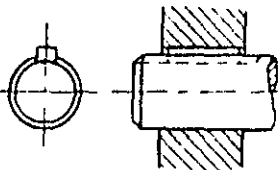
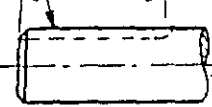

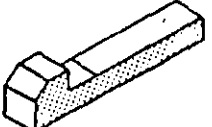
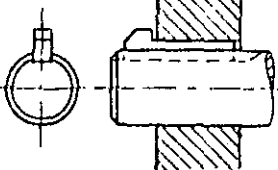
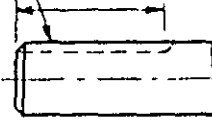
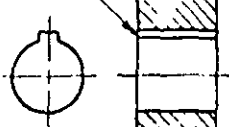
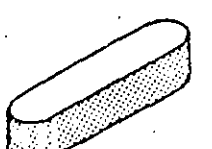
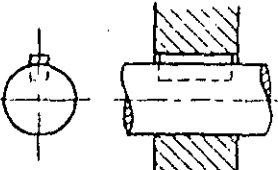
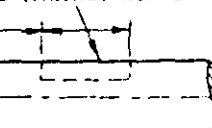

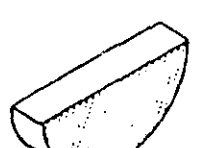
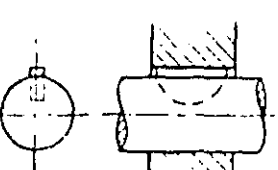
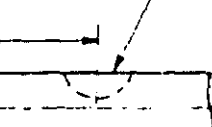



Fig 10.44 Conector

TIPO DE CUÑA	CONJUNTO DE CUÑA, EJE Y CUBO	ESPECIFICACION	DIMENSIONAMIENTO DE	
			CAJA DE CUÑA	CUÑERO #
<p>CUADRADA</p> 		<p>CUÑA CUADRADA DE $\frac{1}{4}$ (L = $1\frac{1}{4}$)</p> <p>O</p> <p>CUÑA CUADRADA ACHAFLANADA DE $\frac{1}{4}$ (L = $1\frac{1}{4}$)</p>	<p>CAJA DE CUÑA DE $\frac{1}{4} \times \frac{1}{8}$</p> 	<p>CUÑERO DE $\frac{1}{4} \times \frac{1}{8}$ O</p> <p>CUÑERO DE $\frac{1}{4} \times \frac{7}{64}$ L E</p> 
<p>PLANA</p> 		<p>CUÑA PLANA DE $\frac{3}{16} \times \frac{1}{8}$ (L = 1)</p> <p>O</p> <p>CUÑA PLANA ACHAFLANADA DE $\frac{3}{16} \times \frac{1}{8}$ (L = 1)</p>	<p>CAJA DE CUÑA DE $\frac{3}{16} \times \frac{1}{8}$</p> 	<p>CUÑERO DE $\frac{3}{16} \times \frac{1}{16}$ O</p> <p>CUÑERO DE $\frac{3}{16} \times \frac{3}{64}$ L E</p> 
<p>DE CABEZA</p> 		<p>CUÑA CUADRADA DE CABEZA DE $\frac{3}{8}$ (L = 2)</p>	<p>CAJA DE CUÑA DE $\frac{3}{8} \times \frac{3}{16}$</p> 	<p>CUÑERO DE $\frac{3}{8} \times \frac{11}{64}$ L E</p> 
<p>PRATT AND WHITNEY</p> 		<p>CUÑA PRATT AND WHITNEY No 15</p>	<p>CAJA DE CUÑA DE $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$ PARA CUÑA PRATT AND WHITNEY No 15</p> 	<p>CUÑERO DE $\frac{1}{4} \times \frac{1}{8}$</p> 
<p>WOODRUFF</p> 		<p>CUÑA WOODRUFF No. 1210</p>	<p>CAJA DE CUÑA WOODRUFF #. 1210</p> 	<p>CUÑERO WOODRUFF #. 1210</p> 

*NOTA: L E INDICA EL EXTREMO MAYOR PARA CUÑAS ACHAFLANADAS

Fig 11.1 Cunas corrientes

11 TIPOS VARIOS DE ELEMENTOS MECANICOS DE FIJACION

CHAVETAS Y CUÑAS

Las *cuñas* o *chavetas* son piezas de acero que reposan parcialmente sobre una acañadura del eje llamada *caja de cuña*, y penetran en el resto de su longitud dentro de un alojamiento del cubo llamado *cuñero*. Se emplean para fijar al eje partes de maquinaria tales como engranajes, poleas, manubrios o brazos de cigüeñal, agarra-deras, etc., de tal forma que el movimiento de la pieza se transmita al eje o viceversa, sin que ocurran desplazamientos de la pieza con relación al eje. Las cuñas se emplean además, como elementos de seguridad; su tamaño se calcula, generalmente, de tal forma que al presentarse una sobrecarga, la cuña habrá de deformarse o romperse antes de que tal cosa suceda al eje.

Existe una gran variedad de cuñas. El tipo más común se muestra en la figura 11.1. Las cuñas cuadradas y planas se usan especialmente en la industria. La anchura de las cuñas cuadradas y planas deberá ser aproximadamente $\frac{1}{4}$ del diámetro del eje; sin embargo, para una selección adecuada del tamaño debe consultarse el apéndice. Estas cuñas se consiguen también con una conicidad de $\frac{1}{8}$ pul por pie sobre sus superficies superiores, y se conocen como cuñas cuadradas achaflanadas y cuñas planas achaflanadas. El cuñero, no la caja de cuñas, tiene una conicidad que se acomoda a la de la cuña.

La cuña de cabeza es la misma cuña cuadrada o plana achaflanada pero está provista además de una cabeza para su fácil remoción.

La cuña *Pratt and Whitney* es de forma rectangular con extremos redondeados. Dos tercios de esta cuña descansan en el eje y un tercio descansa en el cubo.

La cuña *Woodruff* tiene una forma semicircular y encaja en la guía de igual sección en el eje, y en un cuñero rectangular en el cubo; la anchura de la cuña deberá ser aproximadamente $\frac{1}{4}$ del diámetro del eje y su diámetro deberá ser aproximadamente igual a éste. La mitad de la anchura

de la cuña se extiende por encima del eje y dentro del cubo. Para tamaños exactos debe consultarse el apéndice. Las cuñas *Woodruff* se identifican por su número. El número de la cuña indica sus dimensiones nominales. Los dos últimos dígitos del número dan el diámetro normal en octavos de pulgada, y los dígitos que los preceden dan la anchura nominal en treintaidosavos de pulgada. Ejemplo: Una cuña *Woodruff* No. 1210 indica o describe una cuña que tiene $12/32$ pul por $10/8$ pul, o, una cuña de $3/9$ pul por $1\frac{1}{4}$ pul.

En la sección correspondiente a cuñas, de una lista de materiales, se dará únicamente la información mostrada en la columna "especificaciones" de la figura 11.1.

DIMENSIONAMIENTO DE CUÑEROS Y CAJAS DE CUÑAS

Todas las dimensiones de los cuñeros y de las cajas de cuñas para las cuñas cuadradas y planas, a excepción de la longitud de la parte plana de la caja de cuñas que es dada mediante una dimensión directa en el dibujo, se muestran en éste con una nota que especifica primero la anchura y luego la profundidad. Este tipo de dimensionamiento es el método corriente utilizado para producción unitaria cuando el operador de la máquina deba ser quien fija la cuña en el cuñero o en la caja de cuña.

La anchura de todos los cuñeros y cajas de cuñas es nominal. La profundidad, según se da en el dibujo, puede variar con el

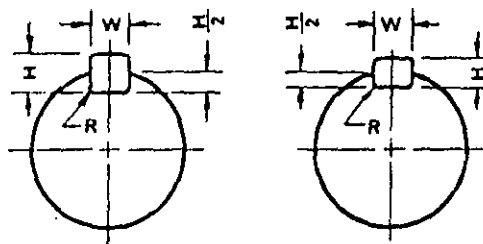


Fig. 11.2 Método para establecer la profundidad nominal de cuñeros y cajas de cuñas.

tipo de cuñas pero está basada en la altura nominal de ésta.

La profundidad de todas las cajas de cuñas que se muestran en los dibujos es la profundidad nominal $\frac{H}{2}$ (figura 11.2).

La profundidad de los cuñeros sencillos paralelos en el cubo, que deberá mostrarse en el dibujo, es la profundidad nominal $\frac{H}{2}$ más una tolerancia.

Para efectos del ensamble intercambiable y la producción en masa, las dimensiones de cuñeros y cajas de cuñas son límites, esto para asegurar ajustes apropiados. Estas dimensiones se localizan a partir del lado opuesto del hueco o eje.

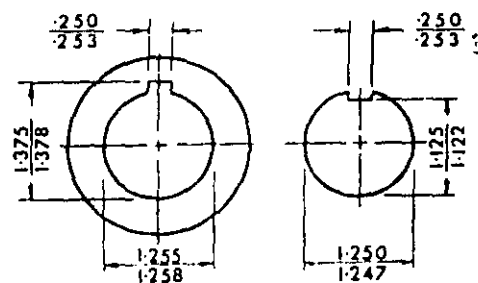


Fig. 11.3 Dimensionamiento de cuñeros y cajas de cuña para conjuntos intercambiables

Cuñeros con conicidad. La profundidad en el cubo de los cuñeros cónicos, que se mostrará en el dibujo, es la profundidad nominal $\frac{H}{2}$ menos una tolerancia. Esta pro-

fundidad se mide siempre sobre el extremo de mayor diámetro del cuñero y se indica en el dibujo mediante la abreviatura LE.

Los radios de los filetes (cuando se especifican) según se indiquen en el dibujo, aparecerán siempre en forma decimal.

Ejemplo: CUÑERO DE $\frac{1}{2}$ " \times $\frac{1}{4}$ " \times .038".

Como las fresas corrientes empleadas para fabricación de cuñas *Woodruff* tiene referencias correspondientes, es posible

solicitar un cuñero o una caja de cuña Woodruff mencionando únicamente su número.

Cuando sea deseable detallar en el dibujo una caja de cuñas Woodruff, todas las dimensiones deberán indicarse en forma de nota y de acuerdo con el siguiente orden:

- (a) anchura
- (b) profundidad
- (c) radio de la fresa

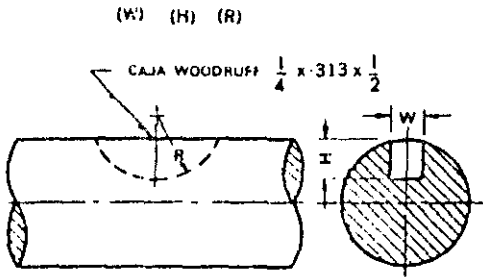


Fig. 11.4 Método alternativo para detallar una caja Woodruff

Alternativamente, los cuñeros Woodruff pueden dimensionarse en la misma forma que las cuñas cuadradas planas, especificando primero la anchura y luego la profundidad.

ESTRIADOS Y RANURADOS

Los ejes estriados están provistos de ranuras o estrias talladas alrededor de su circunferencia y en una porción de su longitud, a fin de que pueda realizarse un acople deslizante con las estrias internas correspondientes de la pieza compañera.

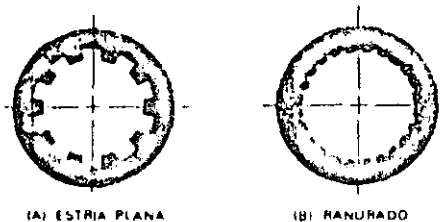


Fig. 11.5 Estriados y ranurados

Los ejes estriados pueden resistir cargas mucho mayores que las cuñas, permiten los movimientos laterales de la parte, conservando simultáneamente la rotación positiva y facilitando además que la pieza acoplada al eje pueda referenciarse, o pueda colocarse en una posición angular diferente.

Las ranuras de las estrias pueden tener dientes de lados rectos, o dientes de lados curvados. Estas últimas se conocen como estrias envolventes.

Los ranurados son superficies de acople constituidas por estrias de poca profundidad con ángulo de presión de 45°. Se emplean para sostener partes, tales como manijas plásticas a ejes de acero.

PASADORES DE FIJACION Y SUJETADORES

Los pasadores de fijación ofrecen un enfoque económico y efectivo de los procedimientos de ensamble, cuando las cargas principales están constituidas por esfuerzos cortantes. Pueden dividirse convenientemente en dos grupos.

1. Semipermanentes: Son los pasadores de fijación que requieren para su instalación o retiro la aplicación de presión o la ayuda de herramientas. Son representativos de este grupo los varios tipos de pasadores de superficie ranurada y de resorte o muelle, así como las chavetas y los pasadores convencionales con conicidad, prisioneros y de clavija.

Dos tipos básicos de pasadores ofrecen aplicación potencial como elementos semipermanentes de fijación:

- (a) los pasadores de máquina
- (b) los pasadores de seguro radial

2. De aflojamiento rápido: Estos son elementos más elaborados, para los cuales parece más conveniente emplear el nombre de sujetadores en lugar de pasadores. Se emplean para operaciones rápidas de instalación y retiro. Para la instalación, utilizan alguna forma de mecanismo propio de retención que desempeña la función de fijación. Pueden dividirse en dos tipos principales:

- (a) sujetadores de vaivén (push-pull).
- (b) sujetadores de fijación positiva.

Las siguientes reglas generales de diseño son aplicables a todos los tipos de pasadores semipermanentes:

Evítense las condiciones para las cuales la dirección de la vibración es paralela al eje del pasador o sujetador. Al cuando los pasadores, en la mayoría de sus aplicaciones, resisten el efecto de la vibración, pueden presentarse condiciones anormales como resultado de una componente axial de este movimiento.

El plano de esfuerzo cortante del pasador deberá estar a una distancia del extremo del mismo, no inferior a su diámetro.

En las aplicaciones para las cuales la longitud del pasador, sometida a esfuerzos, sea mínima, y la apariencia no sea crítica, deberá permitirse que los pasadores sobre-

Tamaño Nominal del paso (pul)	Tamaño Nominal del pasador de horquilla (pul)	Hueco para horquilla (pul)	Holgura final * (pul)
1/4	1/16	5/64	7/64
5/16	5/64	3/32	7/64
3/8	3/32	7/64	9/64
7/16	3/32	7/64	11/64
1/2	1/8	9/64	11/64
9/16	1/8	9/64	13/64
5/8	5/32	11/64	15/64
3/4	5/32	11/64	17/64
7/8	5/32	11/64	9/32
1	3/16	13/64	5/16
1-1/8	3/16	13/64	25/64
1-1/4	7/32	15/64	13/32
1-3/8	7/32	15/64	7/16
1-1/2	1/4	17/64	31/64
1-5/8	1/4	17/64	31/64
1-3/4	5/16	5/16	35/64
1-7/8	5/16	5/16	35/64
2	5/16	5/16	41/64
2-1/4	5/16	5/16	41/64
2-1/2	3/8	3/8	3/4
2-3/4	3/8	3/8	3/4
3	1/2	1/2	3/4

*Distancia del punto extremo del perno o tornillo al centro del hueco de pasador de horquilla.

Cortesía de Machine Design, Vol 37, No 6 1985

Fig. 11.6 Práctica recomendada para instalación de pasadores de horquilla corrientes

salgan por cada lado en una distancia igual a su conicidad, esto para asegurar el máximo efecto de fijación.

PASADORES DE MAQUINA

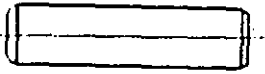
Hay cuatro tipos considerados generalmente como los más importantes: Pasadores prisioneros endurecidos y rectificadas a máquina y pasadores comerciales simples o pines; pasadores con conicidad; pasadores de clavija; y pasadores simples de aletas

En la figura 11.7 se presentan algunos datos descriptivos y prácticas para el uso de estos cuatro tipos tradicionales de pasadores de máquina.

PASADORES DE FIJACION RADIAL

El bajo costo, la facilidad de instalación y la alta resistencia a las cargas de vibración e impacto, son atributos comunes de un grupo de pasadores comerciales diseñados primordialmente para desempeñarse como elementos de fijación semipermanente. Hay dos formas básicas de este tipo de pasadores: pasadores sólidos con superficies acanaladas o ranuradas; y pasadores huecos

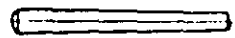
PASADORES DE MAQUINA



**PASADOR PRISIONERO
ENDURECIDO Y RECTIFICADO**

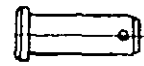
Diámetros nominales normalizados entre $1/8''$ y $3/8''$. Usados para:

1. Mantener en posición secciones laminadas de tal forma que sus superficies queden estrechamente fijas o separadas de acuerdo con una relación establecida.
2. Fijación de partes de máquina cuando la exactitud de alineamiento es una consideración primaria.
3. Fijación de componentes de ejes en forma de cuña de pasador transversal.



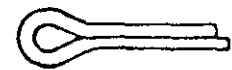
**PASADOR CON
CONICIDAD**

Los pasadores corrientes tienen una conicidad de $1/4''$ por pie, medida sobre el diámetro. La dimensión básica es el diámetro del extremo mayor. Se usan para trabajo suave en la fijación de ruedas, palancas y componentes similares acoplados a ejes. La resistencia a la torsión se determina con base en el cruzamiento doble, usando para el cálculo el diámetro promedio de la sección ahusada que se aloja en el eje.



**PASADOR DE
CLAVIJA**

Diámetros nominales desde $1/8''$ hasta $1''$. La función básica del pasador de clavija es la conexión entre yugos o tenedores y miembros con orificio de fijación, en conjuntos de junta articulada o charnelas. Asegurados por un pequeño pasador de horquilla u otro medio de fijación, constituyen una junta móvil de construcción, que puede desconectarse fácilmente para ajuste o mantenimiento.

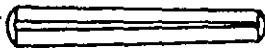


**PASADOR DE
HORQUILLA**

Se han normalizado dieciocho tamaños, con diámetros nominales que van desde $1/32''$ hasta $3/4''$. Sirven como elementos de fijación de otros sujetadores. Empleados con tuercas almenadas, en pernos, tornillos y espárragos, constituyen un conjunto de fijación de la tuerca, adecuado, sencillo y económico. Mantienen en sitio los pasadores de clavija. Pueden usarse con una arandela simple, constituyendo un apoyo artificial para la fijación, en posición, de partes a un eje.

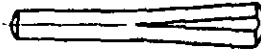
PASADORES DE FIJACION RADIAL

(A) SOLIDOS CON SUPERFICIES RANURADAS



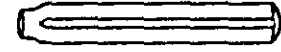
TIPO A

Ranuras a lo largo de toda la longitud. Usados para propósitos generales de fijación.



TIPO B

Las ranuras se extienden hasta la mitad de la longitud del pasador. Se utilizan como "pernos" de bisagra o empalme, pero pueden desempeñar otras funciones en huecos de perforación completa, cuando el ajuste de fijación se requiere solamente sobre una parte de su longitud.



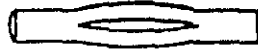
TIPO C

Ranuras longitudinales completas con guía en uno de los extremos para facilitar la instalación. La dimensión aumentada del pasador es máxima en toda la longitud acanalada, esto para asegurar una acción uniforme de fijación. Se recomienda para usos bajo cargas fuertes de vibración e impacto donde es requerido el máximo efecto de fijación.



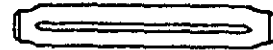
TIPO D

Ranuras de conicidad inversa que se extiende hasta la mitad de la longitud del pasador. Es la contraparte del tipo B, para instalar en huecos ciegos.



TIPO E

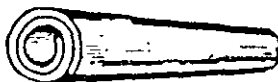
Ranuras de longitud igual a la mitad de la del pasador, extendidas desde el centro hacia los extremos. Se emplean como pasador de horquillas o en funciones similares a las de éste, cuando es necesario tener un apoyo o un punto de fijación en la parte central del pasador.



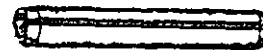
TIPO F

Ranuras en la longitud total y secciones de guía en los dos extremos para su instalación. Similar al tipo C.

(B) PASADORES DE AJUSTE



DE ESPIRAL ENROLLADA



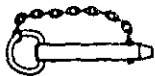
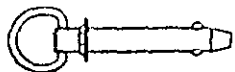
TUBULAR ABIERTO

Diámetro del eje (pul.)	Diámetro de pasador trasversal (pul.)	Cuña Pasador ahuecado No.	Diámetro de pasador para cuña longitudinal (pul.)
3/16	1/16	7/0	
7/32	5/64	6/0	
1/4	3/32	5/0	1/16
5/16	7/64	4/0	5/64
3/8	1/8	3/0	3/32
7/16	5/32	0	1/8
1/2	5/32	0	1/8
9/16	3/16	2	5/32
5/8	3/16	2	5/32
11/16	7/32	3	3/16
3/4	1/4	4	3/16
13/16	1/4	4	
7/8	1/4	4	7/32
15/16	5/16	5	1/4
1	5/16	6	1/4
1-1/16	5/16	6	
1-1/8	3/8	7	
1-3/16	3/8	7	
1-1/4	3/8	7	5/16
1-5/16	7/16	7	
1-3/8	7/16	7	3/8
1-7/16	7/16	7	
1-1/2	1/2	8	7/16

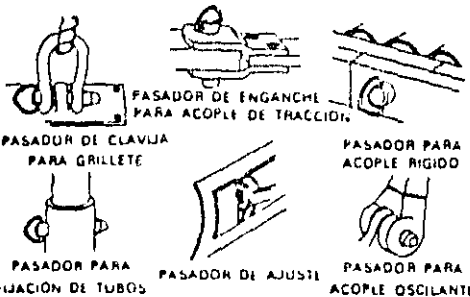
Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 8 1966

Fig. 11.8 Prácticas recomendadas para instalación de pasadores de fijación radial

o muelle, que pueden ser ranurados o enrollados en espiral. Cuando están instalados, las fuerzas radiales producidas por la acción elástica sobre la superficie del pasador, crean un agarre seguro de fijación contra la pared del hueco donde se alojan. Estos pasadores pueden utilizarse para varios usos, y resisten ser retirados y vueltos



(A) TIPOS CORRIENTES



(B) APLICACIONES

Cortesía de Walidok Aero Space Devices Inc

Fig. 11.9 Pasadores de alojamiento rápido

a instalar repetidas veces sin pérdida apreciable de efectividad. La acción viva de resorte en la superficie del pasador, previene también su alojamiento bajo cargas de choque y vibración. La necesidad de exactitud en el acabado de los huecos se reduce, a causa de que el pasador se adapta, hasta cierto punto, a las variaciones radiales.

PASADORES RANURADOS SIMPLES

La acción de fijación del pasador ranurado es función de las ranuras longitudinales, espaciadas uniformemente, que se extienden alrededor de su superficie. Las ranuras, formadas en el material basto del pasador, mediante la acción de rodillo o prensa, actúan expandiendo el diámetro efectivo del elemento. Al instalar el pasador en un hueco taladrado de tamaño correspondiente a su diámetro nominal, la deformación elástica de los bordes sobresalientes de las ranuras, produce una fuerza firme de fijación sobre las paredes del hueco. En la figura 11.7 se muestran seis diseños de pasadores ranurados que han sido normalizados.

PASADORES DE MUELLE

La resiliencia de las paredes del cilindro hueco sometido a fuerzas radiales de compresión, es el principio de dos formas de elementos de fijación conocidos como pasadores de *espiral enrollada* y pasadores *tubulares abiertos*. Estos pasadores se fabrican con diámetros controlados superiores a los huecos en los cuales habrán de instalarse. Al comprimirse, cuando se instalan en el orificio, ejercen una presión de resorte contra las paredes; esta presión actúa a lo largo de toda la superficie del pasador en contacto con las paredes del hueco, desarrollando una acción firme de fijación.

PASADORES DE AFLOJAMIENTO RAPIDO

Los pasadores comerciales de alojamiento rápido, se producen en una gran variedad de estilos de cabeza, tipos de fijación, mecanismos de alojamiento y longitudes.

Comparados con la mayoría de los pasadores de fijación semipermanentes que requieren una instalación ajustada, los *pasadores de alojamiento rápido* se diseñan para una holgura suficiente con relación a los orificios formados de diámetros nominales. Los huecos taladrados de acuerdo

con las tolerancias normales de producción, se consideran generalmente adecuados

Según se mencionó anteriormente, los pasadores de alojamiento rápido pueden dividirse en dos tipos básicos: de *vaivén* y de *fijación positiva*. Estos últimos pueden subdividirse en tres categorías: pasadores de aleta o de horquilla para trabajo pesado, pasadores de acción sencilla y pasadores de acción doble.

PASADORES DE VAIVEN

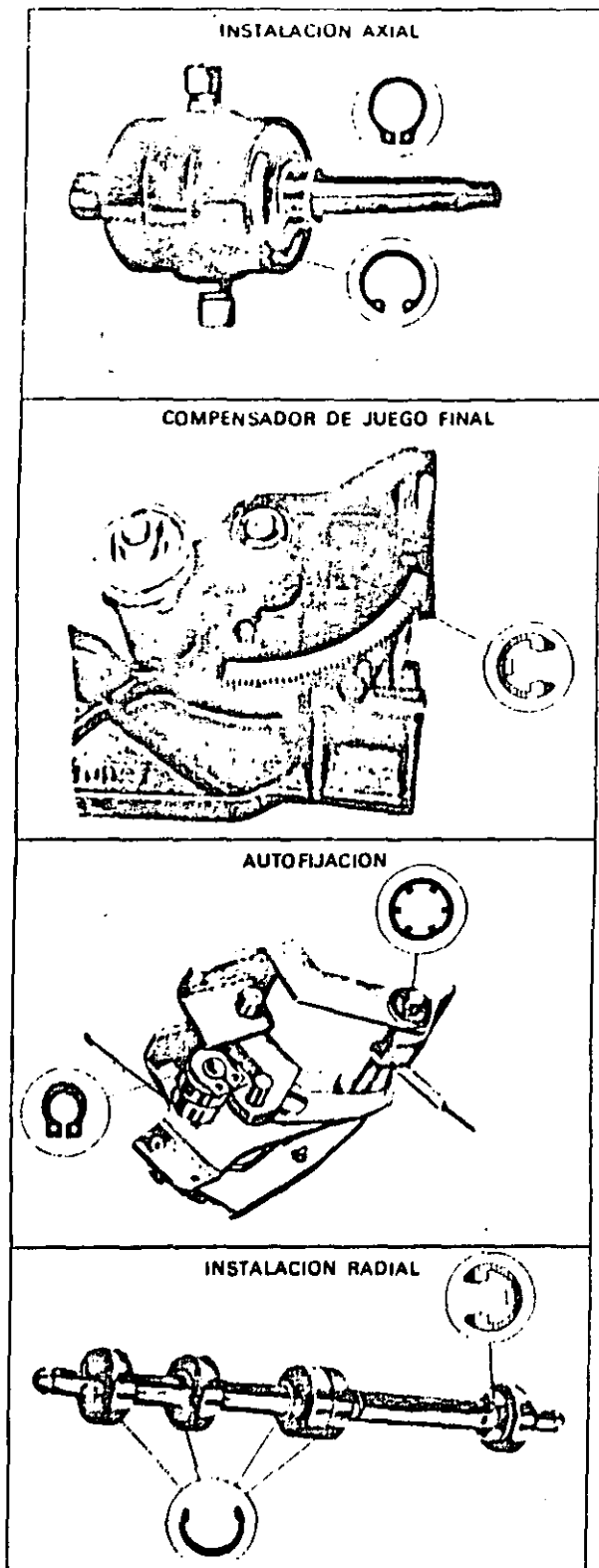
Los pasadores de vaivén están provistos de una cuna sólida o hueca, la cual contiene un elemento de retención que puede ser un tope de fijación, un tetón o una esfera que descansa contra algún tipo de núcleo elástico, resorte o botón. El elemento de retención sobresale de la superficie del pasador hasta el momento en que la fuerza aplicada para la instalación o retiro del pasador sea suficiente para desplazarlo a la posición de máxima compresión del resorte o núcleo elástico; en este momento el pasador queda libre.

PASADORES DE FIJACION POSITIVA

Para este tipo de pasadores de alojamiento rápido, la acción de fijación es independiente de las fuerzas de inserción y remoción. Como en el caso de los pasadores de vaivén, los pasadores de fijación positiva se prestan principalmente para aplicaciones en las cuales estarán sometidos a esfuerzos de corte. Sin embargo, pueden resistir, hasta cierto punto, cargas de tensión sin que su función se afecte.

ANILLOS RETENEDORES

Los *anillos retenedores* se emplean con el fin de proveer un apoyo removible que sirva para localizar con exactitud, retener o fijar componentes a un eje o a las perforaciones de un sistema de alojamiento. Son de fácil instalación y retiro, y por estar generalmente fabricados de acero de resorte, poseen alta resistencia a los esfuerzos cortantes y al impacto. Además de servir como elementos de fijación y posicionamiento, algunos anillos son capaces de absorber el juego longitudinal causado por acumulación de tolerancias, o por desgaste de las piezas retenidas. En general, estos elementos pueden ubicarse dentro de tres categorías de acuerdo con el tipo y método de fabricación: anillos estampados, anillos de alambre doblado y anillos de espiral.



Reimpreso con permiso de Waldo Kohner, Inc. © 1983

Fig. 11.10 Aplicación de anillos retenedores

ANILLOS RETENEDORES ESTAMPADOS

Los *anillos retenedores estampados*, en contraste con los formados con alambre, que tienen una sección uniforme, se fabrican con una conicidad radial que decrece

simétricamente de la sección central hacia los extremos libres. La construcción cónica permite que los anillos permanezcan circulares al ser ensanchados para su instalación en el eje, o comprimidos para su inserción en una perforación o alojamiento. Esta circularidad constante asegura el máximo contacto de la superficie con el fondo de la ranura.

Los anillos retenedores estampados pueden clasificarse en tres grupos: de instalación axial; de instalación radial; y de fijación propia; estos últimos no requieren ranuras. Los *anillos de instalación axial* se deslizan sobre los extremos del eje o dentro de la ranura correspondiente, mientras que los *anillos de instalación radial* tienen aperturas laterales que permiten incrustarlos directamente en las ranuras del eje.

La mayoría de los anillos de instalación axial tienen perforaciones en sus extremos libres. Para la instalación o retiro de los anillos, se emplean pinzas especiales, que aplicadas en las perforaciones mencionadas, sirven para abrir o cerrar el anillo. Los anillos de instalación radial se colocan y retiran con destornillador u otra herramienta manual sencilla. Algunas variedades de anillos de autofijación, que no requieren guías, se utilizan en instalaciones para que el sujetador no esté sometido a esfuerzos mayores, sino que más bien se desempeñe como un elemento de posicionamiento y fijación. En la figura 11.11 se ilustran y comparan algunos tipos de anillos de retención estampados.

ANILLOS RETENEDORES DE ALAMBRE FORMADO

El *anillo retenedor de alambre formado* es un aro abierto, fabricado de alambre de resorte con sección de tamaño y forma uniformes. El alambre es embutido o laminado en frío y trabajado de esta manera toma la forma de una barra helicoidal continua. Los extremos se cortan en varias configuraciones para facilitar su aplicación y remoción.

Este tipo de anillos se consigue en un buen número de formas seccionales, siendo las más comunes la rectangular y la circular o redonda.

Los anillos se elaboran para aplicaciones interiores y exteriores. Las herramientas necesarias para su instalación y retiro van desde un destornillador hasta las herramientas automáticas del tipo de espiral, de acuerdo con la aplicación que se haya

ANILLOS DE FIJACION AXIAL



INTERIOR



EXTERIOR

TIPOS BASICOS

Diseñado para instalación axial. Los anillos interiores se comprimen para la inserción dentro de un alojamiento. Los exteriores se expanden para instalación sobre un eje. Los dos descansan en ranuras profundas, son seguros contra cargas fuertes de empuje y velocidades altas de rotación.



INTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS INVERTIDOS

La misma construcción con conicidad de los tipos básicos, con topos invertidos hacia el fondo de la ranura. La altura de la sección se aumenta para proveer un apoyo más alto y de concentricidad uniforme con el alojamiento o el eje. Ofrecen una mayor holgura y apariencia más atractiva que los tipos básicos.



EXTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS PARA TRABAJO PESADO

Los anillos exteriores para trabajo pesado son resistentes a cargas fuertes de empuje e impacto. Siendo mucho más gruesos que los tipos básicos, tienen una sección considerablemente mayor. Apropriados para condiciones extremas de carga, para la retención de cojinetes y otras partes con grandes radios en las esquinas o achaflanamientos. Eliminan la necesidad de arandelas de espaciamiento.

ANILLOS DE JUEGO LONGITUDINAL



INTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS CURVADOS

Para conjuntos en los cuales las tolerancias acumuladas ocasionan juego terminal entre el anillo y la parte retenida. La construcción curvada permite que los anillos sirvan como elemento resiliente para la absorción de juego en dirección axial, manteniendo al mismo tiempo un agarre firme sobre el fondo de la ranura.



INTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS BISELADOS

Se diseñan para soportar rigidamente el juego terminal. Tienen un biselado de 15° en el borde que va dentro de la ranura, y se instalan en ranuras biseladas en forma correspondiente en la pared que soporta el esfuerzo. El anillo actúa como una cuña entre la pared retenida y la pared de la ranura, asentándose más profundamente entre ésta para compensar automáticamente las tolerancias y el desgaste.



EXTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS RADIALES

Los anillos curvados en E se emplean para absorber, por resiliencia, el juego terminal de un conjunto.

ANILLOS DE FIJACION PROPIA



EXTERIOR



EXTERIOR



INTERIOR



EXTERIOR



EXTERIOR



EXTERIOR

ANILLOS CIRCULARES EXTERIORES

Son sujetadores de inserción a presión, con dientes desplazados de su posición inicial para agarrar el eje. El anillo de la izquierda tiene un rimado arqueado para aumentar su resistencia y capacidad a las cargas de empuje, el uso de dientes extralargos le permite acomodarse a ejes de amplias tolerancias. El anillo de la derecha tiene rimado plano, dientes más cortos y diámetro exterior menor.

SUJETADORES CIRCULARES INTERIORES

Diseñados para uso en perforaciones y alojamientos. Funcionan como los de tipo exterior, pero a diferencia de estos las uñas están sobre su circunferencia exterior.

ANILLOS DE AGARRE EXTERIOR

Ejercen soporte por fricción contra el desplazamiento axial en los dos sentidos. Su sección abusada permite que el anillo conserve la forma circular al expandirse y asegura un máximo contacto superficial con el eje.

RETENEDOR TRIANGULAR

Ofrece mayor superficie de apoyo que la de los tipos circulares de presión y tiene una fortaleza de agarre superior. El cuerpo en forma de plato, ejerce una presión de resorte sobre la parte retenida, eliminando así la necesidad de arandelas curvadas y otros artefactos de tensionamiento.

ANILLOS DE INSTALACION RADIAL



EXTERIOR

ANILLO "CRESCENT"

Sección abusada similar a la de los tipos básicos axiales. Conservando su forma circular luego de ser instalado sobre el eje, asegura un agarre firme contra el fondo de la ranura.



EXTERIOR

ANILLOS EN E

Provee una superficie de apoyo considerable sobre ejes de diámetros pequeños. Se usa con frecuencia como retenedor de resortes. Tiene tres dientes pesados, espaciados aproximadamente a 120°, los cuales sirven de superficie de contacto con el fondo de la ranura.



EXTERIOR

ANILLO REFORZADO EN E

Capacidad de agarre aproximadamente 5 veces superior a la de los anillos en E convencionales y límites de velocidad de rotación 50 por ciento mayores.



EXTERIOR

ANILLO DE TRABAJO

Anillo de dos partes balanceadas, diseñado para altas velocidades de rotación y cargas mayores de empuje. Sus dos mitades semicirculares e idénticas, se mantienen juntas mediante dientes de entrase en los extremos libres. Forma una superficie de apoyo alta y de concentricidad uniforme con el eje.

Fig. 11.11 Anillos de retención estampados

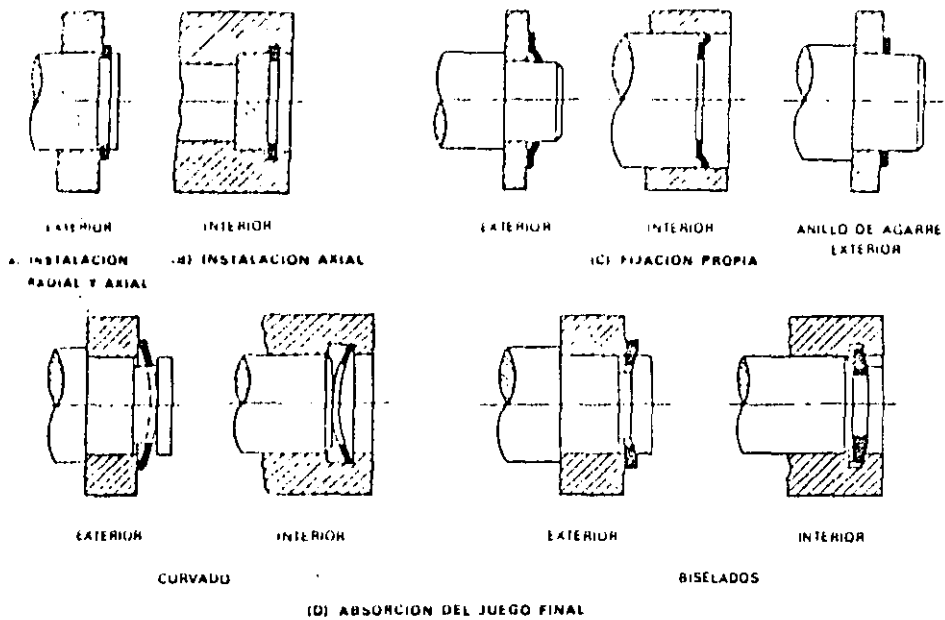


Fig 11.12 Aplicación de anillos retenedores

Reimpreso con permiso de Waldes Kohinoor, Inc © 1958 1965

dado al elemento. Estos anillos se obtienen también con arificios en los extremos libres.

Una de las ventajas importantes de la instalación del anillo de alambre, consiste en que no importa cuál de sus lados se apoye sobre la pared de la ranura, al estar bajo carga. Algunos tipos de anillos deben orientarse para obtener mejores resultados.

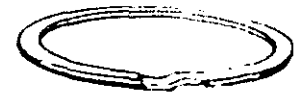
Las diferencias más notables entre los

aros de alambre formado y los estampados son:

1. Espesores de sección para anillos comparables.
2. Relación entre las fuerzas aplicadas y la estructura del material.
3. Distribución de fuerzas de empuje.
4. Requisitos de instalación y retiro.



(A) ANILLO DE UNA VUELTA



(B) ANILLO DE VUELTAS MÚLTIPLES

Fig 11.13 Anillos de retención en espiral

Los anillos de alambre formado pueden ser conformados originalmente en figuras semielípticas o circulares. Al ensancharse, los anillos circulares pierden su configuración original. Los anillos semielípticos al ser expandidos adquieren forma circular; este fenómeno facilita su colocación y retiro y además favorece el contacto uniforme en la ranura y por consiguiente la distribución uniforme de las cargas.

ANILLOS RETENEDORES EN ESPIRAL

Los *anillos retenedores en espiral* están formados por dos o más vueltas de material rectangular, doblado sobre los bordes para constituir una espiral continua. Este diseño ofrece varias ventajas:

1. Un anillo simple, sin aperturas, que puede adaptarse con facilidad a aplicaciones específicas.

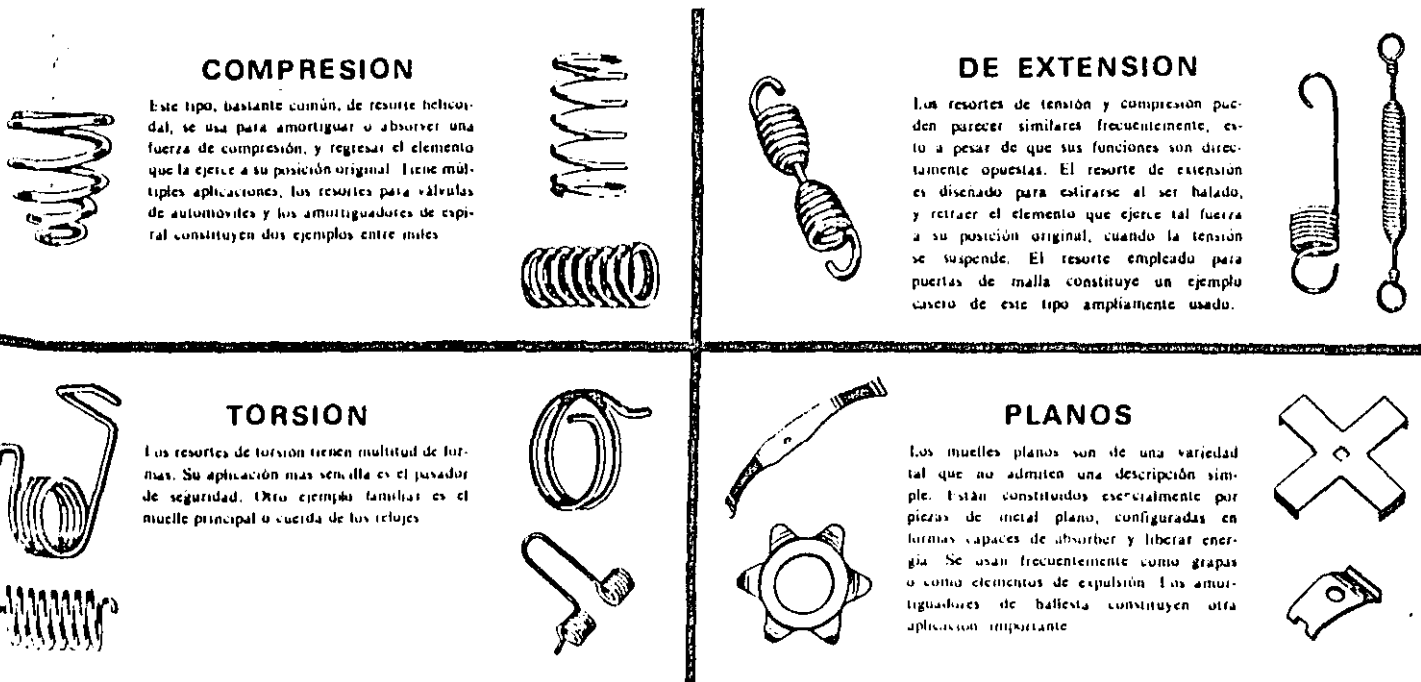


Fig 11.14 Tipos de muelles

Cortada de The Wallace Barnes Company Ltd

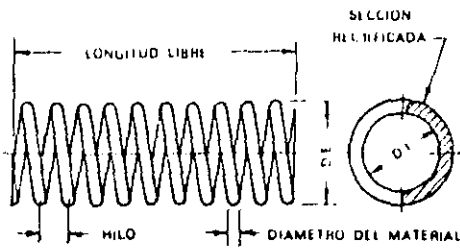


Fig. 11.16 Nomenclatura para resortes

2. En razón del poco espesor del material de la espiral, se obtiene un anillo flexible, lo cual permite una fácil instalación y remoción.

3. Pueden fabricarse anillos de espesor variable, bien sea variando el espesor del material o aumentando el número de vueltas, esto para obviar los problemas que implica el maquinado de ranuras angostas y profundas, o también para alcanzar propiedades óptimas.

4. La sección laminada permite deflexiones considerables por empuje, sin que se presenten sobrecargas en el anillo.

5. El uso de secciones delgadas se presta para la conformación de dientes, lengüetas y otros aditamentos para instalación y retiro, conservándose el espesor óptimo del anillo.

RESORTES O MUELLES

Para propósitos generales los muelles mecánicos pueden clasificarse dentro de alguna de las siguientes divisiones: *resortes de alambre* (incluidas las formas de alambre) y *muelles planos*.

RESORTES DE ALAMBRE

Dentro de esta clase se incluyen los resortes helicoidales y en espiral, fabricados con alambre de sección especial. Se subdividen, además, en los tipos llamados de compresión, de extensión y de torsión. Generalmente son formados en frío y posteriormente sometidos a tratamiento térmico para temple. Se elaboran con extremos corrientes o especiales según se requiera.

MUELLES PLANOS

Esta clasificación incluye la mayoría de los muelles fabricados a partir de materiales de configuración plana o de platinas. Para efectos de diseño se clasifican como elípticos o de ménsula.

Su elaboración requiere instalaciones especiales con el tratamiento térmico apropiado y atmósfera controlada. Se fabrican en acero para resortes, acero inoxidable,

bronce, latón, berilio, cobre, aleaciones de níquel y otros metales según sea necesario.

Aun cuando las arandelas de fijación y los anillos de retención se clasifican como muelles planos, para su estudio más detallado se consideran como una clase separada de elementos de fijación.

RESORTES DE COMPRESION

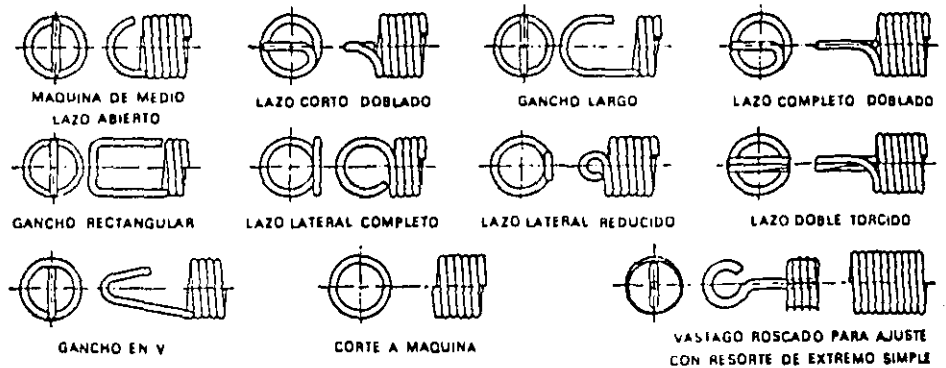
Un *resorte de compresión* es una bobina abierta, de forma helicoidal, que ofrece resistencia a una fuerza de compresión. Tienen gran variedad de usos y se elaboran en varias formas y a partir de diferentes secciones de alambre, dependiendo éstas de su aplicación. Aunque en algunos casos es recomendable usar alambre de sección rectangular, cuadrada o especial, la sección más comúnmente empleada para este tipo de resortes, es la circular.

El *resorte simple* es el tipo de mayor uso; tiene un diámetro constante en toda su longitud. Los resortes ahusados y de forma de cono se usan con bastante frecuencia y, a veces, es ventajosa una combinación de la sección ahusada con la simple. Las formas

cóncavas y convexas se usan ocasionalmente, lo mismo que las formas de configuración especial, en estas últimas se incluyen los resortes simples de dos diámetros diferentes.

En la selección del resorte apropiado deben tenerse en cuenta, para empezar, algunos factores conocidos. Estos factores son predeterminados por las condiciones del mecanismo que se va a diseñar y por el funcionamiento deseado. Las cargas, el movimiento y el espacio disponible, son generalmente factores conocidos inicialmente, lo mismo que el tipo de apoyo y el método de sujeción del anillo.

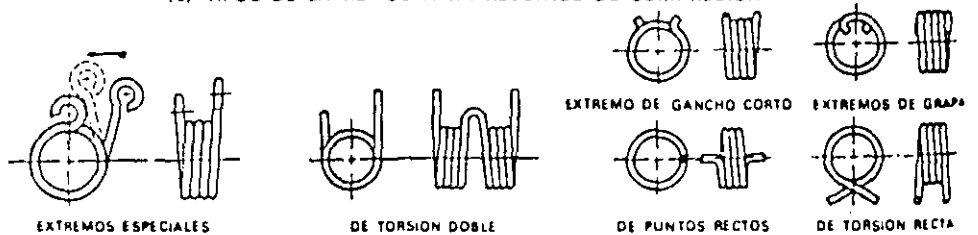
El espacio disponible define los límites dimensionales de un resorte en cuanto a su altura sólida y diámetros exterior e interior. Los anteriores límites dimensionales, junto con los requisitos de carga y deflexión, determinan los esfuerzos del resorte. Es lógico, en consecuencia, prestar consideración al espacio disponible, de tal manera que el resorte pueda diseñarse apropiadamente y dentro de límites de resistencia a los esfuerzos, adecuados para un funcionamiento satisfactorio.



(A) TIPOS DE EXTREMOS PARA RESORTES DE EXTENSION



(B) TIPOS DE EXTREMOS PARA RESORTES DE COMPRESION



(C) TIPOS DE EXTREMOS PARA RESORTES DE TORSION

Cortesía de The Wallace Barnes Company Ltd

Fig. 11.18 Tipos de extremos para resortes helicoidales

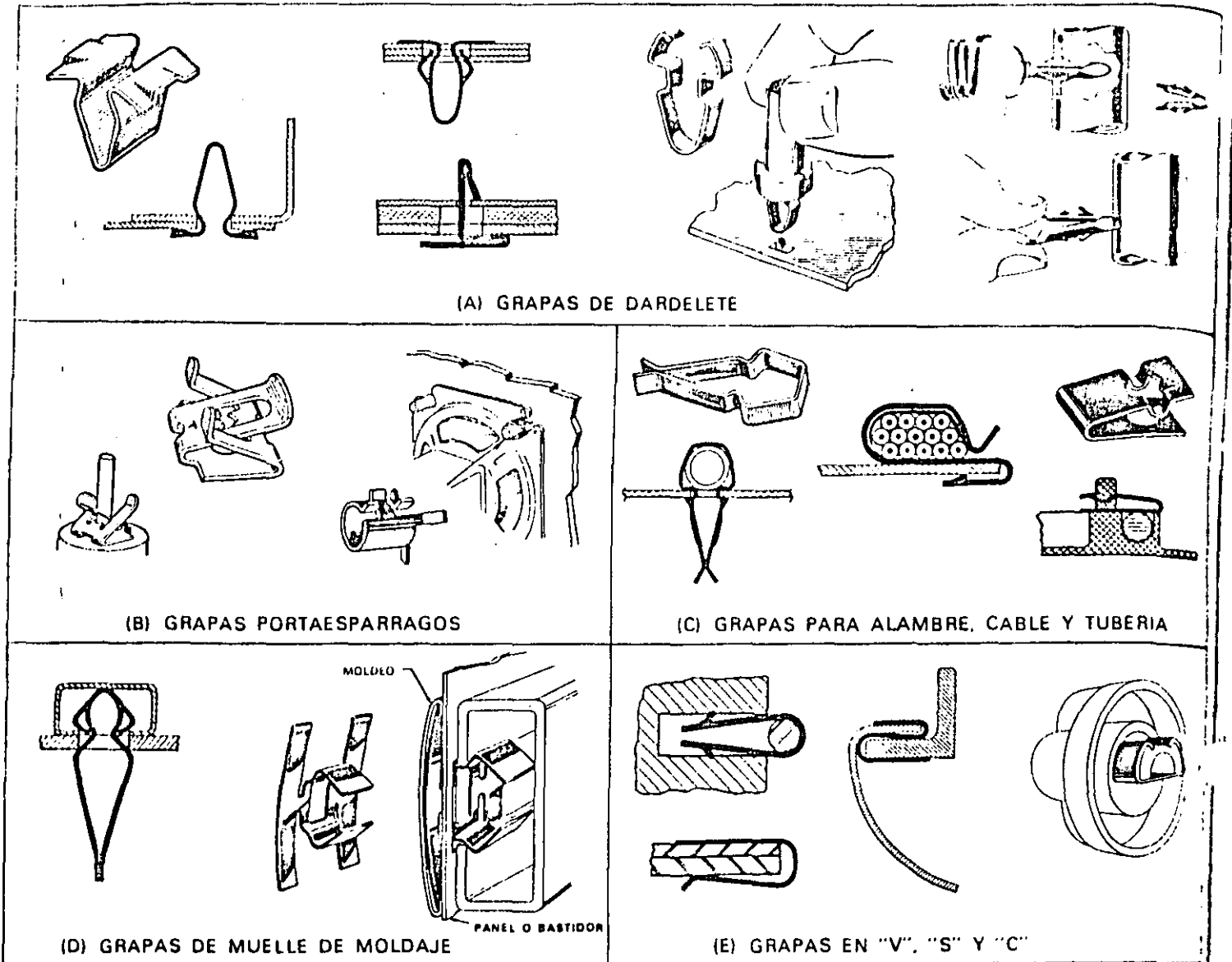


Fig 11.19 Grapas de muelle

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 8 1988

tiempo. Para la representación de las curvas helicoidales, de igual manera que para el dibujo de tornillos, se emplean líneas rectas. En los dibujos de ensamble generalmente se muestra la sección de resorte, y de acuerdo con el tamaño de la parte o con el diámetro del alambre, es recomendable utilizar líneas de anchurado o sombreado negro uniforme.

GRAPAS DE MUELLE

Las grapas de muelle constituyen un elemento de fijación relativamente nuevo. Desempeñan múltiples funciones, eliminando el manejo de varias piezas pequeñas, y reduciendo así los costos de ensamble e instalación.

Las *grapas de muelle* son generalmente elementos de retención propia que requieren únicamente una superficie saliente, el borde de un panel o hueco de montaje al cual fijarse. Son sujetadores autosuficientes de una sola pieza que no requieren elementos auxiliares de fijación tales como remaches, espárragos o tornillos. El principio de fijación que se basa en la tensión del muelle, elimina alojamientos por vibración, permite cierta flexibilidad en el diseño, compensa las tolerancias por acumulación y desalineamiento, y minimiza los daños de instalación.

El material utilizado en la fabricación de las grapas de muelle puede atravesarse, configurarse o perforarse según se requie-

ra, lo cual permite que se puedan elaborar millares de formas diferentes de este tipo de sujetadores. Aun cuando en realidad existen grapas de muelles normalizadas algunas de ellas se prestan para una gama considerable de usos y son producidas por todos los fabricantes del ramo. La mayoría de las grapas de muelle han sido diseñadas para necesidades específicas.

USO DE LAS GRAPAS DE MUELLE

Básicamente, las grapas de muelle son elementos de fijación para trabajo liviano; desempeñan las mismas funciones de los tornillos y tuercas menores, tornillos para madera, uñas, soldaduras de punto y pú-

de retención. Se utilizan en aparatos de geométrico, automóviles, radio, televisión, equipos electrónicos y de comunicaciones, aviones y proyectiles, juguetes, unidades de aire acondicionado, equipos agrícolas, equipos de oficina y materiales de construcción.

CLASIFICACION DE LAS GRAPAS DE MUELLE

Puede decirse, en forma general, que una grapa de muelle consta de dos partes: las patas, que la fijan al panel y al reborde, y las uñas, que sostienen el componente que se fija. Pueden clasificarse de acuerdo con las aplicaciones para las cuales han sido diseñadas, y también según la función de sus uñas, la forma de fijación o la configuración de sus patas.

Las áreas dentro de las cuales pueden ser utilizadas son tantas y tan variadas que no sería práctico clasificarlas íntegramente en función de sus usos.

GRAPAS DE DARDELETE

Los elementos de tipo dardete, para retención de paneles, están provistos de enchamamientos que los aseguran dentro del panel o dentro de los huecos de sus componentes. Su cúspide o brazos pueden ser conformados en cualquier forma requerida, siendo así capaces de desempeñar un número ilimitado de funciones de fijación.

Las *grapas de dardete* se utilizan comúnmente para unir dos superficies de un panel, tal como en las paredes de refrigeradores, fijación de circuitos electrónicos impresos, recubrimientos en cartón y compartimientos de gabinete. Otras configuraciones son empleadas para asegurar cables, tubos, alambres, empaques, materiales de aislamiento, ductos, platinas de identificación, etiquetas, acordonaduras y materiales especiales de recubrimiento. La mayoría de las grapas de dardete son de fácil remoción y reducen al mínimo los daños de ensamblaje en componentes delicados. Para su instalación es necesario un hueco de alojamiento y un espacio para acomodar la sección del dardete.

Aunque la grapa de dardete puede estar provista de elementos de aseguramiento, estos sujetadores generalmente desempeñan su función de fijación basados solamente en la tensión de muelle. El diseño de grapas de varios tamaños y espesores de acero hace posible que se llegue a obtener, desde un sujetador pequeño, fácilmente instalable con la sola presión de los dedos,

hasta elementos mucho más fuertes para cuya instalación se requieren herramientas mecánicas o de potencia.

PORTAESPARRAGOS

Hay tres tipos básicos de portaesparros: de presión, tubulares y fijadores auto-ros-cables. Todos son diseñados para acople con espárragos sin rosca, remaches, pasadores simples, o barras plásticas o metálicas.

Las grapas de muelle de este tipo se fabrican generalmente en aceros de alto contenido de carbono, endurecidos y templados para satisfacer las condiciones de fatiga y esfuerzo que se presentan durante su instalación y uso final.

Los *portaesparros de presión* se fabrican en configuraciones planas y redondas, y con dos o más dientes que permiten que el sujetador sea forzado sobre el espárrago fijándose luego en posición. Cualquier contrapresión ejercida sobre el sujetador, ocasionará que los dientes penetren más profundamente en el espárrago previniendo el aflojamiento.

GRAPAS PARA ALAMBRE, CABLE Y TUBERIA

Estos sujetadores incorporan elementos de autoretención para fijar en los huecos de los paneles o en bordes salientes.

Muchas de las grapas de alambre pueden instalarse sobre partes existentes y conjuntos sin que sea necesario alterar el diseño de éstos. Esta condición se cumple especialmente en el caso de fijación sobre bordes de paneles y alas de perfiles. Para otros casos, pueden diseñarse sujetadores especiales que se acomoden a las condiciones del conjunto sin necesidad de cambios en el diseño del producto. Algunas grapas requieren una distribución adecuada de las perforaciones que deben usarse para su instalación.

Las *grapas de muelle para cable, alambre y tubería*, son dispositivos de instalación frontal que no requieren acceso a la parte posterior del bastidor donde se instalan. Con frecuencia, es suficiente una grapa de muelle para reemplazar elementos de fijación de múltiples piezas; esto reduce el manejo de los componentes y elimina la necesidad de herramientas especiales para la instalación.

Su fijación por medio de la tensión de resorte, sirve para compensar las variaciones y desalineamientos por tolerancias normales, y además evita el aflojamiento por vibración.

GRAPAS DE MUELLE DE MOLDAJE

Las *grapas retenedoras de moldaje* están provistas de patas que las aseguran al bastidor, y de brazos que encajan positivamente con las alas de moldajes delgados de varios tamaños y formas, y al mismo tiempo atraen firmemente el moldaje al bastidor que los sostiene.

La selección apropiada de los medios de retención del bastidor y de la parte de la grapa que ha de retener los moldajes, son factores importantes para el uso con moldajes de perfil bajo. Las restricciones de espacio en la parte posterior del bastidor, desempeñan un papel importante en la escogencia del tamaño y perfil adecuados de la parte de la grapa que habrá de insertarse en el bastidor.

Para este tipo de grapas, la configuración de dardete es posiblemente la que más comúnmente se utiliza.

GRAPAS DE MUELLE EN U, EN S Y EN C

Estas grapas se denominan de acuerdo con su forma. Cumplen su función de fijación mediante fuerzas de resorte dirigidas hacia dentro y se utilizan para asegurar componentes de un conjunto o para su autorretención luego de ser instaladas.

GRAPAS EN U

Se emplean para instalación de bastidores de recubrimiento, fijación de interruptores, conjuntos de canal y ala, alambres y cables, componentes articulados, y materiales de fibra y caucho.

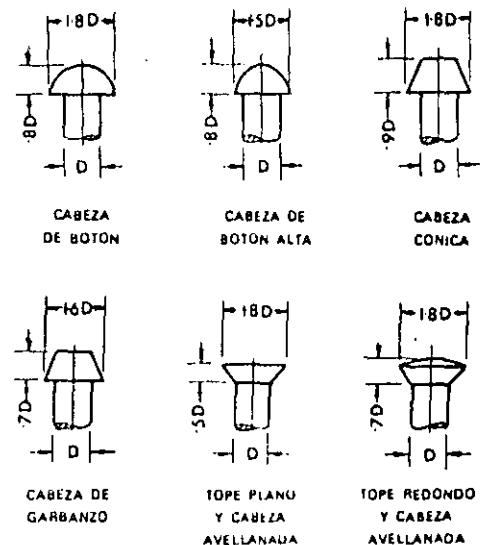


Fig. 11.20 Tamaños aproximados y tipos de remaches grandes — desde 1/2 pulgada

GRAPAS EN S

En la instalación de bastidores y perfiles en línea, o que formen ángulos rectos, es recomendable el empleo de este tipo de grapas. Son especialmente útiles para armar componentes de plástico o de otros materiales relativamente suaves.

ANILLOS DE COMPRESION Y GRAPAS EN C

La acción de compresión de estas grapas se emplea para asegurar firmemente manijas de plástico a ejes de acero, facilitando su rápida remoción. Se fabrican en gran variedad de formas y tamaños que se acomodan a los diferentes estilos de manija fabricadas en plástico o fundidas en matriz.

REMACHES REMACHES CORRIENTES⁵

El remachado es un método popular de unión y fijación, debido principalmente a su bajo costo, su simplicidad y su confiabilidad. Es innumerable la cantidad de productos y estructuras, de pequeño y gran tamaño, en cuya fabricación se emplea este tipo de elementos de fijación. A diferencia de elementos tales como tuercas y tornillos, considerados elementos de fijación removibles, los remaches se clasifican como elementos permanentes de fijación.

Un remache es básicamente un pasador de metal dúctil, que se inserta en huecos perforados en dos o más piezas, y cuyos extremos son configurados de tal manera que las partes queden firmemente aseguradas entre sí. Existe una amplia gama de remaches y cada tipo, dentro de ésta, posee características particulares adecuadas a las aplicaciones específicas para las cuales ha sido diseñado. En general, los remaches se clasifican de acuerdo con su tipo, con el material con el cual han sido elaborados y con el propósito para el cual se emplean. Se fabrican en diversos materiales, siendo los más comunes de acero, acero inoxidable, aluminio, bronce, cobre y monel.

REMACHES PESADOS

Los remaches pesados se emplean para estructuras de puentes y edificios. Hoy en día, sin embargo, los pernos de alta resistencia han remplazado, casi por completo, el uso de remaches para conexiones en la obra, esto a causa de factores tales como el costo, la resistencia y el ruido. Las uniones remachadas son de dos tipos: traslapadas y a tope. Los tipos más usuales se

ilustran en la figura 11.22. Para mostrar la diferencia entre los *remaches de taller* (remaches colocados en la estructura en taller) y los *remaches en obra* (instalados en el sitio de construcción), se emplean dos tipos de símbolos. Al dibujar remaches de taller, el diámetro de la cabeza se muestra en el dibujo. Para remaches en obra, se indica el diámetro del cuerpo o eje. En la figura 11.21 se indican los símbolos convencionales para remaches, usados por los Institutos Americano y Canadiense de la Construcción en Acero.

REMACHES LIVIANOS⁶

Para la fabricación de productos en grandes cantidades, pocos elementos igualan las ventajas de instalación a alta velocidad y bajo costo, que ofrecen los remaches tubulares, semitubulares y abiertos. Estos remaches, ampliamente usados para todos los tipos de uniones sometidas a cargas moderadas, pueden instalarse, logrando altas tasas de producción, mediante el uso de equipos de operación manual, dispositivos automáticos o equipos de instalación fija.

Aunque sus tolerancias satisfacen los requisitos de la mayoría de los trabajos de ensamble de alta producción, los remaches no constituyen elementos de precisión tales como son las partes de maquinaria del tipo tornillo. Tampoco pueden ser utilizados como elementos de fijación para tensión. Sin embargo, su resistencia a la compresión y al cizallamiento, comparada con la de los remaches sólidos, es equivalente. De manera que, en conclusión, el costo y la facilidad de instalación constituyen las bases principales para el uso de este tipo de remaches.

Las máquinas de remachar varían considerablemente en cuanto a su diseño, tamaño y capacidad, aun cuando todas se basan en el mismo principio de operación. El remache pasa de un alimentador a una pista móvil que lo deposita y lo fija a las

moldezas o mandíbulas. En seguida el impulsador desciende forzando el remache a través de las mordazas dentro de un percutor de muelle. El percutor, con un movimiento descendente continuo, se aloja dentro del canon del opturador, guiando el remache a través del sistema hasta que éste llega al opturador y es agarrado. Al retroceder el impulsador y las mordazas, el opturador empuja el remache, actuando sobre la matriz o troquel de la misma manera en que el vástago de presión actúa en las operaciones de troquelado y embutido.

Las dos consideraciones principales que afectan el diseño de instalaciones con remaches pequeños, son:

1. La unión misma, su resistencia, su apariencia y configuración.
2. La operación final de remachado, en cuanto se refiere a capacidades del equipo y secuencia de producción.

Como la principal ventaja del remachado la constituye la posibilidad de alimentación automática del elemento de fijación, lo cual permite llegar a altas tasas de producción y bajos costos de instalación, el diseño del producto deberá estar directamente relacionado con el equipo de remachado y la secuencia de instalación; esto para llegar a resultados óptimos.

TIPOS DE REMACHES LIVIANOS

Semitubulares. Constituyen el tipo más usado. La profundidad del hueco del remache, medida a lo largo de sus paredes, no excede el 112% del diámetro medio del vástago. El hueco puede ser extruido (recto o con conicidad) o perforado (recto), dependiendo del procedimiento, del fabricante y del tamaño del remache. Este remache, si ha sido especificado apropiadamente e instalado en un hueco debidamente preparado, se convierte esencialmente en un miembro sólido, ya que el espesor del hueco y su profundidad, son apenas suficientes

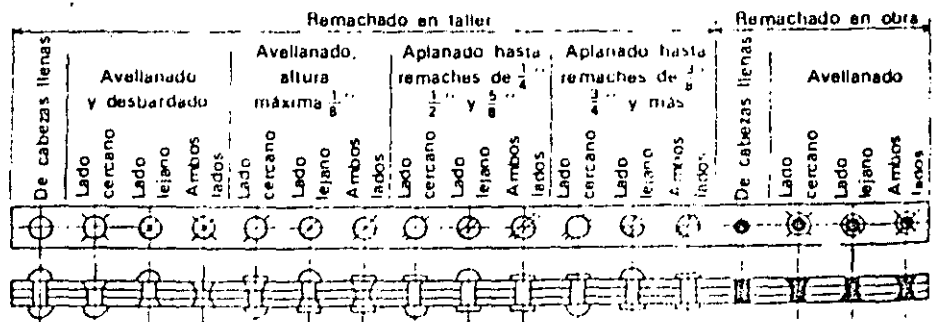


Fig 11.21 Símbolos convencionales de remaches

Comitee de Canada Institute of Steel Construction

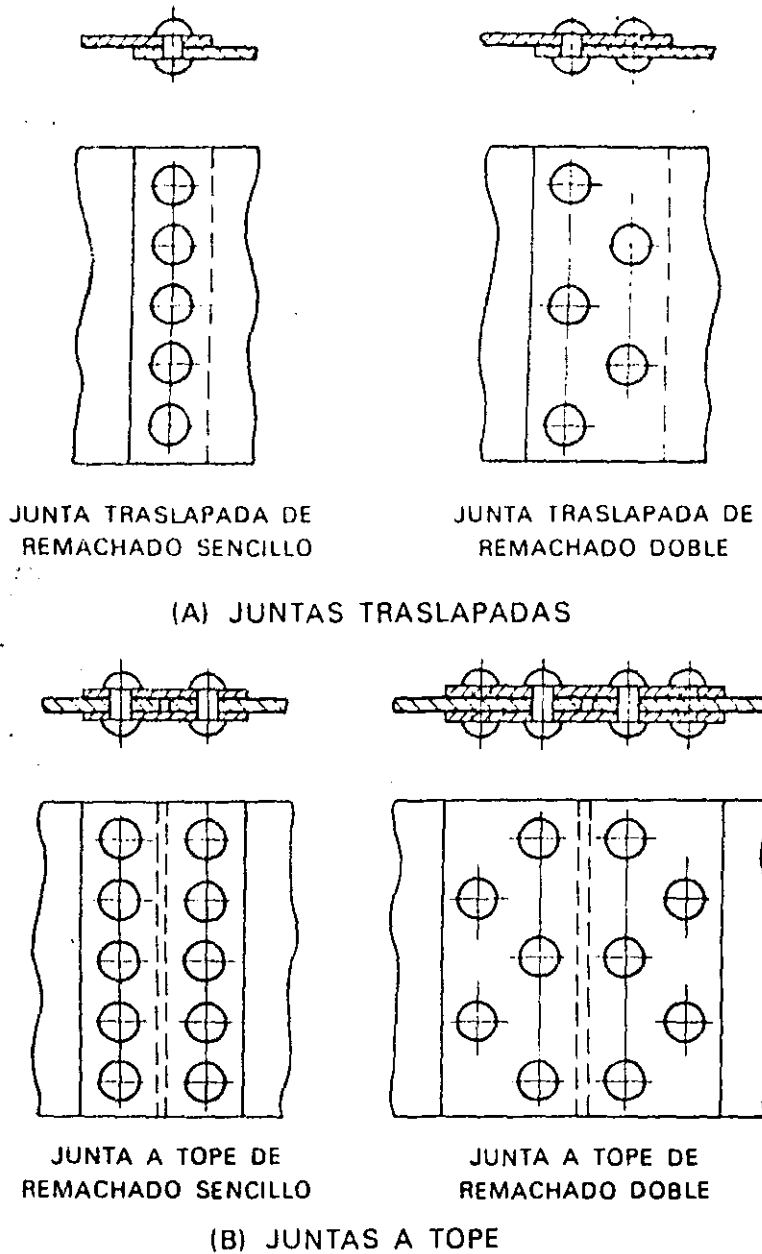


Fig. 11.22 Juntas remachadas comunes

para el agarre. Utilizado siempre que se requiera una resistencia máxima al esfuerzo cortante, su capacidad de carga en compresión y cizallamiento es comparable a la del remache sólido.

Tubular. Este tipo de remache tiene un vástago perforado, con una profundidad de hueco superior al 112% del diámetro medio del cuerpo. Puede utilizarse para perforar su propio hueco en materiales de revestimiento, algunas láminas plásticas y otros materiales suaves, eliminando así una operación preliminar de perforación. Su resistencia al cizallamiento es menor que la del remache semitubular.

Bifurcado (abierto). El cuerpo del remache es aserrado o troquelado para obtener un vástago dentado que perfora su propio hueco a través de fibras, madera o plásticos. Los vástagos troquelados, con pocas excepciones, son más apropiados que los aserrados para la perforación de materiales no metálicos. Los tipos aserrados o cortados, sirven para utilización con materiales no metálicos tales como el cuero y los sintéticos. El aserrado o corte no distorsiona la pata tanto como el troquelado; sin embargo, el troquelado en frío trabaja el material y lo fortalece. Debe tenerse en cuenta que el tamaño del remache puede alterar la regla anterior.

Compresión. Este remache está constituido por dos elementos: el remache sólido, y el miembro tubular de perforación profunda. Estas piezas, al unirse a presión, constituyen un ajuste de interferencia. Las cabezas de los dos miembros pueden producirse con tolerancias bastante ajustadas, por esta razón, este tipo de remaches se emplea cuando la apariencia de las dos caras del trabajo deba ser uniforme y las cabezas deban ser emparejadas para prevenir la acumulación de mugre y desperdicios. Pueden emplearse en madera, plásticos frágiles o quebradizos y otros materiales, sin peligro de resquebrajaduras durante la instalación.

RECOMENDACIONES DE DISEÑO

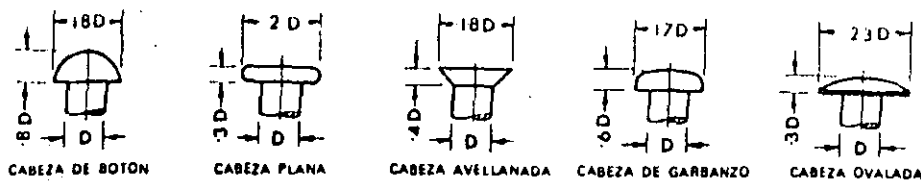
1. *Seleccionar los remaches adecuados.* En la figura 11.23 se muestran los tipos básicos de remaches. El *Tubular and Split Rivet Council*, ha publicado las normas para los diferentes tipos de remaches, a excepción de los sometidos a compresión. Aun cuando, con frecuencia, puede ser tentador especificar diámetros, tolerancias y longitudes ligeramente diferentes —por ser bastante económica la producción de remaches livianos con el empleo de herramientas— las normas mencionadas deben cumplirse hasta donde sea posible.

2. *Usar el tipo de agarre más adecuado.* Para los remaches tubulares y semitubulares existen dos tipos básicos de agarre: el laminado y el de estrella.

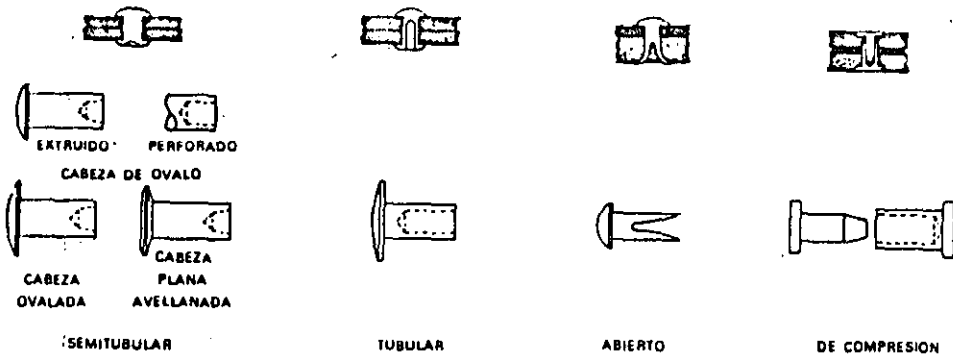
El *agarre laminado* o estirado forma un reborde alrededor del extremo del vástago del remache que se agarra a la pieza. En el *agarre de estrella*, se corta la pared del vástago, en su extremo, y esta parte toma una forma de estrella para fijar el remache a la pieza. Cuando son de esperar variaciones en el espesor del material, así como cuando el material es quebradizo el último procedimiento de instalación es el más recomendable, también lo es cuando solo un remache deba resistir momentos de torsión. Los segmentos del agarre de estrella constituyen una superficie adicional de apoyo, y por consiguiente aumentan la resistencia al momento de torsión. Sin embargo, el agarre laminado constituye una unión más firme y segura.

REMACHES CIEGOS

La técnica del remache ciego es empleada para instalar el elemento de fijación, cuando no hay acceso al lado posterior de la



(A) TIPOS CORRIENTES DE CABEZA Y PROPORCIONES APROXIMADAS



(B) TIPOS BASICOS DE REMACHES PEQUEÑOS

Fig. 11.23 Remaches pequeños de diámetro hasta 7/16

unión. Sin embargo, esta técnica se usa frecuentemente aun cuando los dos lados de la unión sean de fácil acceso. En estos casos, el remache ciego se emplea, generalmente, para facilitar el ensamble, para economizar metal, mejorar la apariencia o disminuir los costos de instalación. Al eliminarse la necesidad de operaciones secundarias, mediante el uso de remaches ciegos, frecuentemente se logran reducciones sustanciales en el costo y mejoras en la producción.

ESTILOS DE REMACHES CIEGOS

De acuerdo con sus requisitos de instalación, la mayoría de los fabricantes producen varios tipos de remaches ciegos claramente diferentes entre sí. El estilo del cuerpo, la configuración del extremo ciego y el método de instalación, son las tres características básicas para la selección del diseño.

Las fuerzas de fijación, para remaches ciegos, se aplican mediante el núcleo del elemento. En la operación de instalación, el núcleo puede removerse dejando un remache hueco, o puede rellenarse para formar un remache esencialmente sólido. Cuando el peso es un factor de consideración, el tipo de núcleo vacío es ventajoso; cuando se requiere una resistencia máxima a los esfuerzos cortantes, el tipo de núcleo relleno es preferible.

El diseño de los extremos ciegos varía.

Algunos son abiertos, otros son completamente cerrados, y otros son taponados. Las propiedades de sellamiento del remache son función del tipo de extremo, y debieran ser verificadas experimentalmente en caso de ser críticas.

Los remaches ciegos se clasifican, básicamente, de acuerdo con el método de instalación, en tres tipos principales: de vástago de halar, de pasador de guía y explosivos (figura 11.25).

Los remaches de vástago de halar pueden dividirse en: remaches de halado completo, en los cuales un mandril o vástago se extrae íntegramente, dejando un remache hueco; remaches de inserción propia, en los cuales el vástago es halado dentro, pero no a través, del cuerpo del remache, y el extremo sobresaliente, en la mayoría de los casos, se remueve en operación separada; y el remache de pasador muescado, en el cual, una parte del vástago permanece, a manera de tapón, en el cuerpo del remache.

El remache con pasador de guía consta de dos piezas: el cuerpo del remache, y un pasador separado que se instala desde el lado de la cabeza del remache. El pasador se introduce, por impacto, dentro del cuerpo del remache, abocardando hacia afuera los extremos ranurados del lado ciego.

El remache explosivo contiene una carga química en su cuerpo. Esta carga se activa mediante la aplicación de calor a través de la herramienta de instalación, lográndose

entonces la expansión y fijación del extremo ciego.

Entre los principales aspectos que se deben considerar acerca de los anteriores tipos de remaches, se destacan: el costo, la integridad estructural de la unión, la velocidad de instalación, la capacidad de agarre, la facilidad de remoción (si es del caso), la variedad de tamaños disponibles, y la habilidad o facilidad del remache considerado para adaptarse al conjunto en cuestión.

DATOS DE DISEÑO PARA REMACHES CIEGOS
Figura 11.26

1. Distancia al borde. La distancia recomendable es en promedio el doble del diámetro. Para estructuras sometidas a cargas livianas, donde el remache desempeña solamente una función de fijación, esta distancia puede reducirse a diámetro y medio; para estructuras sometidas a cargas mayores, esta distancia puede aumentarse hasta tres diámetros, a fin de desarrollar la resistencia requerida en la unión.

2. Espaciamiento. La distancia o paso entre remaches, deberá ser igual al triple de su diámetro. Esta distancia deberá aumentarse o disminuirse de acuerdo con la naturaleza de la carga. Sin embargo, se considera que una distancia de tres diámetros es suficiente para prevenir las tendencias de falla del material y para concentrar la carga en el remache.

3. Longitud. La longitud necesaria para ejercer la acción de agarre varía notablemente y depende del material asegurado, de la resistencia necesaria y del método de remachado. La mayoría de los fabricantes de remaches suministran los datos correspondientes a su producto, para facilitar al usuario la escogencia del tipo requerido.

4. Holgura del hueco. En la construcción a prueba de vibración, o cuando es necesaria una alta resistencia a los esfuerzos cortantes, las tolerancias admisibles para el hueco pueden ser sumamente ajustadas (B). De ser posible el uso de remaches, cuyo poder de fijación dependa de la acción de agarre de la cabeza, pueden lograrse economías en el maquinado y el ensamble permitiendo una holgura considerable alrededor del cuerpo del remache (A).

5. Holgura. Supongase una sección angular, remachada al miembro recto, A. Si el ángulo se proyecta por sobre la cabeza del remache, podría dificultarse la introducción de la herramienta para recalcarlo. Este problema puede evitarse halando el re-

DEFICIENTE MEJOR

REMACHE RELOCALIZADO

LOCALIZACION ORIGINAL DE LOS REMACHES

REMACHES RELOCALIZADOS

SIMETRIA DE LOS REMACHES

Para uniones con remaches múltiples, manténgase la simetría de la distribución de los remaches. Emplee espaciamentos iguales para simplificar la graduación de la máquina y para permitir holguras de remachado.

DEFICIENTE MEJOR

Mediante el escariado se obtiene una superficie plana para agarre uniforme.

DEFICIENTE MEJOR

DISTANCIA AL BORDE O ALA

Los remaches demasiado próximos al borde o ala del perfil intertueren con la instalación. La distancia x debiera ser igual al radio de las mordazas de la máquina de remachar cuando están abiertas, más una tolerancia suficiente para la operación.

DEFICIENTE DEFICIENTE DEFICIENTE

TUBO

DEFICIENTE DEFICIENTE DEFICIENTE

VARILLA

DEFICIENTE DEFICIENTE DEFICIENTE

APLANADOS

HUECO LIBRE PARA HERRAMIENTA

MEJOR MEJOR MEJOR

UNIONES DE TUBO Y VARILLA

La formación de superficies planas sobre el tubo o la varilla, permite un asentamiento sólido del remache. La longitud de los remaches debiera ser ajustada con el fin de prevenir el pandeo y la distorsión.

DEFICIENTE DEFICIENTE

MEJOR

$50-70\% D$

Los remaches tendrán una longitud suficiente para asegurar el agarre adecuado. Se emplearán las dimensiones recomendadas para el agarre. Debe dejarse de 50 a 70% del diámetro del remache para remaches semitubulares.

DEFICIENTE MEJOR

HOLGURA DEL HUECO

Los remaches largos al instalarse en huecos de tamaño mayor al requerido pueden alabearse en el momento de su instalación. Deberán usarse las distancias recomendadas para holgura del hueco.

DEFICIENTE MEJOR

POSIBLE INTERFERENCIA DE LA MORDAZA

DEFICIENTE

SUPERIOR MEJOR

CABEZA

SECCIONES EN CANAL

Las canales deberán ser de un ancho suficiente para permitir espacios de operación para las herramientas de remachado. El agarre del remache contra la canal es la práctica más recomendada.

DEFICIENTE

HUECO PARA HOLGURA

SUPERIOR

MEJOR

SECCIONES ANGULARES

El remache deberá mantenerse a un lado de las secciones en ángulo a fin de lograr holgura suficiente para el remachado o para obtener un hueco de acceso que simplifique la unión.

DEFICIENTE MEJOR

HOLGURA AL BORDE

Los remaches demasiado juntos al borde de la unión dificultan la colocación firme de la herramienta de remachado.

DEFICIENTE MEJOR

DEFICIENTE

MEJOR

MATERIAL DE CALIBRES DELGADOS Y GUEOS

La cabeza del remache debiera estar del lado de la lamina delgada. El cierre del remache debiera hacerse contra la lamina de calibre grueso. Para materiales disímiles el agarre debiera hacerse contra la parte más fuerte o contra una arandela.

DEFICIENTE

MEJOR

DEFICIENTE

CUERO AGARRE EN ESTRELLA

LONA SUPERIOR

ARANDELA MEJOR

ARANDELA

MATERIALES COMPRESIBLES

El cierre del remache deberá hacerse en agarre de estrella o usarse una corona en combinación con cabezas de gran diámetro para materiales suaves. Para máxima resistencia deben usarse arandelas o guías.

DEFICIENTE

SUPERIOR ARANDELA

MEJOR ARANDELA

DEFICIENTE

SUPERIOR ARANDELA

MEJOR ARANDELA

MATERIALES DEBILES

Emplear arandelas para fortalecer los materiales quebradizos o cuando las secciones delgadas puedan debilitarse a causa de avellanado o escariado.

DEFICIENTE MEJOR

UNIONES AJUSTADAS

Los remaches largos pueden alabearse y tienen la tendencia de aumentar su longitud por expansión térmica. Los remaches cortos permiten el ensanchamiento.

DEFICIENTE SUPERIOR

MEJOR

ESCARIADO

Dejar espacio suficiente para las herramientas de remachado.

DEFICIENTE SUPERIOR

MEJOR

DEFICIENTE

MEJOR

AVELLANADO

Dejar espacio suficiente para las herramientas de remachado.

DEFICIENTE MEJOR

REMACHES MULTIPLES

El espaciamiento de los remaches deberá asegurar una holgura para las herramientas de remachado, especialmente cuando los remaches se instalan simultáneamente.

DEFICIENTE MEJOR

DEFICIENTE BUENO

ARANDELA HOMBRO

SUPERIOR MEJOR

UNIONES ARTICULADAS

Algunos métodos son satisfactorios pero el uso de arandelas o remaches de hombro es preferido generalmente.

UNIONES DESLIZABLES

Emplear remaches de hombro si una parte del conjunto es deslizable.

REMACHADO DOBLE

CABEZA RANURADA

REMACHE SENCILLO

TRABE

CARGAS DE TORSION

Cuando se esperen cargas de momento de torsión deberán usarse dos remaches por unión. Pueden emplearse también remaches especiales de superficie de contacto de cabeza ranurada, o también uniones de trabe.

Fig. 11.24 Recomendaciones de diseño para remaches pequeños

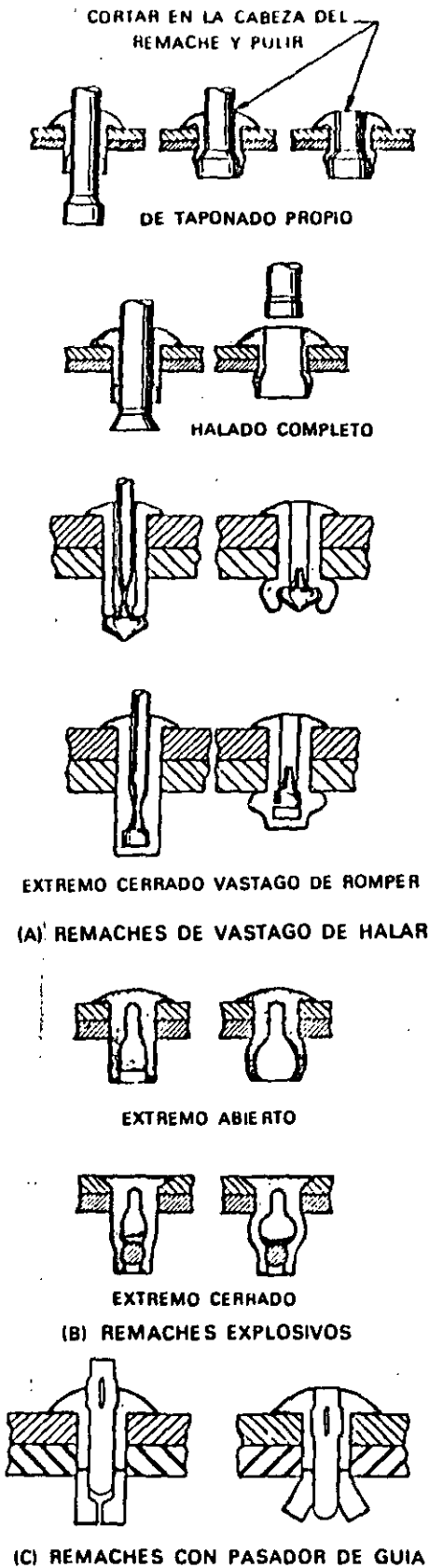


Fig. 11.26 Tipos básicos de remaches ciegos y métodos de instalarlos

mache desde el lado bajo del trabajo. Al remachar el canal en "U", B, a los miembros exteriores, los remaches deberán alimentarse desde los lados exteriores. Para esta unión, debe considerarse una holgura suficiente en la parte posterior; esto a fin de evitar interferencias. En C, no solamente la holgura para herramienta, sino también la holgura para la cabeza del remache, son críticas. Una cabeza de diámetro grande podría interferir con la pared.

6. **Holgura posterior.** La inserción completa del remache es esencial para lograr uniones firmemente aseguradas. Debe dejarse una holgura posterior suficiente para permitir que la longitud total del remache, A, antes de asegurarlo, pueda acomodarse adecuadamente. En el caso de dos remaches opuestos, el espacio mínimo permisible deberá acomodar un remache asegurado y uno sin asegurar, B.

7. **Huecos ciegos o ranuras.** Una de las aplicaciones útiles del remache ciego, es la fijación de miembros a un hueco ciego. En A, la cabeza formada descansa únicamente contra el lado del hueco. Como debiera esperarse, esta unión no es tan fuerte como las otras dos, B y C, pero la acción de agarre de la cabeza del remache da al conjunto una resistencia suficiente para soportar pequeñas cargas de tensión y esfuerzos moderados de cizallamiento.

8. **Uniones remachadas.** En A, un listón o tablón sostiene una unión a tope. El traslapo simple B, debe tener suficiente material entre el hueco y el borde de la pieza, como para garantizar una resistencia satisfactoria. Un exceso de material, por delante del hueco del remache C, podría tender a enroscarse, vibrar o causar interferencias y problemas, dependiendo esto del método de instalación. La mejor solución sería cepillar el bastidor, a fin de dejar un borde aproximadamente igual al doble del diámetro del hueco. Como solución alterna, podría instalarse el remache a media distancia entre los bordes de los bastidores superior e inferior.

9. **Uniones machihembradas.** Las uniones machihembradas se ejecutan avellanando una de las secciones y utilizando un remache de cabeza avellanada, A. Se consiguen remaches de cabeza redonda, o de tope plano avellanado, pero no es posible obtenerlos con las dos características simultáneamente. El remache B, se clasifica, en cuanto a su tope, como coronado.

Otro método popularizado para el ma-

chihembrado, con ganancia adicional de resistencia al estuerzo de aplastamiento, consiste en la horadación de la lámina formando una proyección cónica sobre la parte posterior de la misma, mediante el uso de un dado C. En la parte frontal de la lámina, se deja un receso avellanado, que permite el montaje con emparejamiento de la cabeza del remache. Las proyecciones en las dos láminas, se anidan juntas para aumentar la resistencia al aplastamiento.

10. **Uniones estancas.** Un remache de núcleo vacío puede sellarse por coronamiento, B; o también empleando simultáneamente una corona y un tapón, C. Para lograr un verdadero sello, sin embargo, se requiere utilizar una empaquetadura o un sellante bituminoso aplicado entre las uniones, y posiblemente bajo la cabeza del remache. La solución ideal es usar un remache de extremo cerrado, D. Algunas veces, se recomienda la utilización de un sello de recubrimiento, aun cuando esto requiere la formación o talla de un canal en las partes que se va a ensamblar. Cuando el sello deba ser a prueba de agua, pero no a prueba de humedad o presión, las secciones pueden simplemente pintarse.

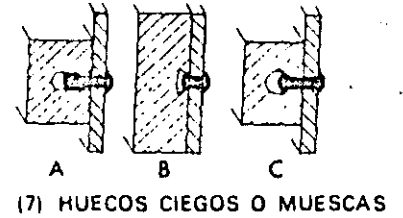
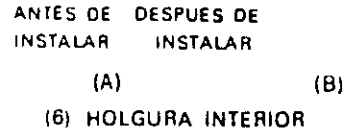
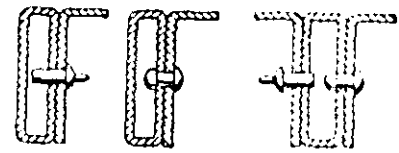
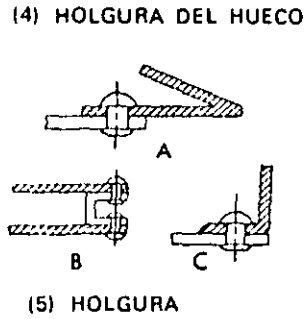
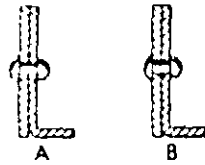
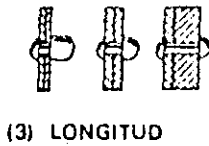
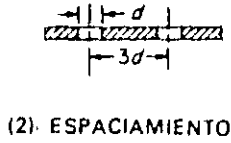
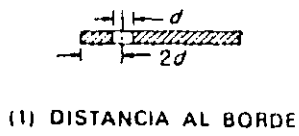
11. **Uniones de caucho, plástico o material sintético.** Algunos plásticos tales como los reforzados, la fibra de vidrio moldeada y el poliestireno, por ser razonablemente rígidos, no presentan problemas para el uso de la mayoría de los remaches de tipo pequeño. Sin embargo, cuando se trata de materiales muy flexibles o sintéticos, el remache debe colocarse según se indica en A o B, de tal manera que la cabeza recalcada quede contra el miembro sólido. De no ser posible esta práctica, es recomendable utilizar una tira de respaldo tal como se indica en C.

12. **Uniones articuladas.** De las varias maneras para ejecutar un montaje articulado, se muestran tres. Debe notarse que en los métodos B y C, se previene que la fuerza de agarre del remache ejerza alguna influencia sobre el movimiento de la articulación.

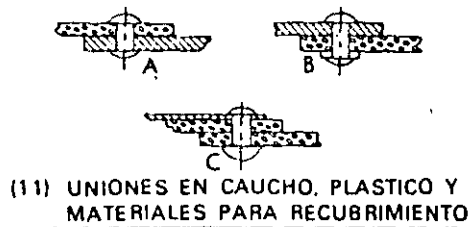
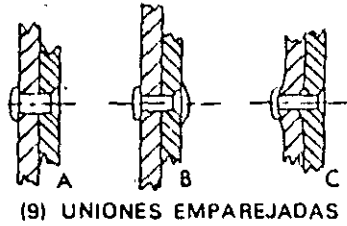
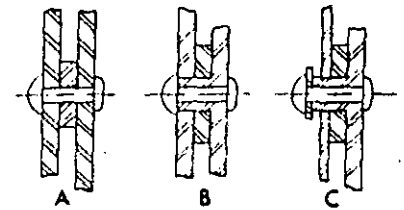
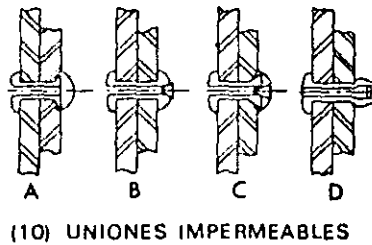
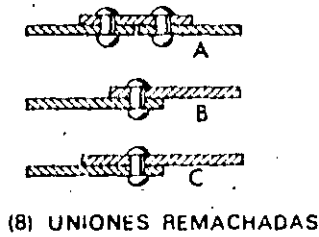
Otros métodos aceptables de crear uniones articuladas, incluyen el uso de tiras de respaldo, piezas especiales en la herramienta de remachado, y selección de remaches elaborados con aleaciones más suaves.

13. **Fijación de una barra sólida.** Al fijar una barra a otros miembros, la práctica usual consiste en atravesarla completamente con el remache. De no ser esto prác-

ESPACIAMIENTO Y HOLGURA



UNIONES



ENLACES

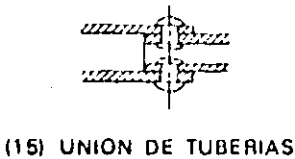
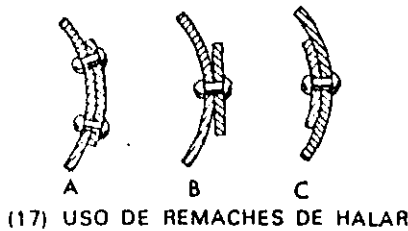
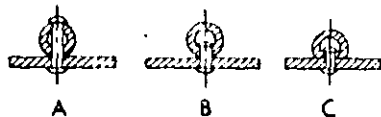
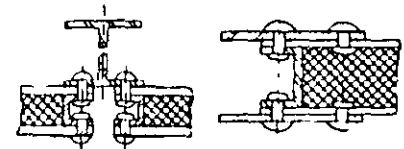
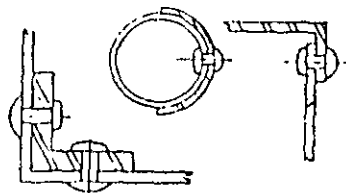


Fig. 11.26 Datos de diseño para remaches ciegos

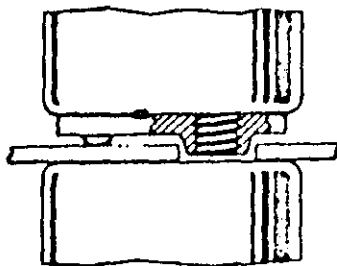
tico, la fijación puede efectuarse sobre una ranura fresada o un hueco perforado.

14. Fijación de tubos. El remache ciego es ideal para la fijación de tubos. En A, el remache atraviesa íntegramente la tubería. Para esto es necesario un remache bastante largo, el uso de remaches más cortos implica una ventaja muy pequeña sobre el diseño mostrado en B. El diseño mostrado en C es recomendable si el costo adicional de fresar o laminar la tubería aplanando su superficie así lo justifica.

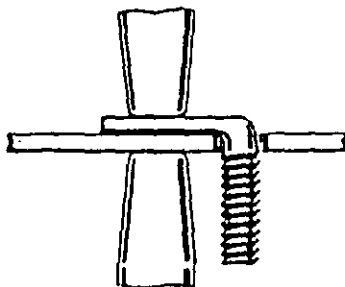
15. Uniones de tubería. En la unión de tuberías se presenta una forma bastante común del remachado ciego, la misma que se emplea para conjuntos estructurales y también para acoples de transmisión de potencia de bajo costo.

16. Lámina metálica. Algunos remaches ciegos se adaptan para el ensamblaje de láminas metálicas. Aquellos cuya acción de soporte se ejerce mediante la deformación del vástago no son aplicables a tal uso. Cuando sea necesario hacer una escogencia, siempre es deseable colocar el remache contra el miembro más grueso. Para uniones que ofrecen acceso por los dos lados, es recomendable, pero no absolutamente necesario, el uso de arandelas o tiras de respaldo.

17. Uso de fuerzas de halado. La colocación inteligente de los remaches y de las piezas que se van a remachar, permite que



(A) SOLDADURA DE RESALTE



(B) SOLDADURA DE PUNTO

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6 1965

Fig. 11.27 Métodos básicos para la fijación de elementos de refuerzo soldados por resistencia

la fuerza de aplicación del remache sirva, en algunos casos, para unir piezas muy diferentes. Los remaches, en A y C, colocan el listón plano en yuxtaposición bastante ajustada con la superficie curva, pero el remache B, es poco lo que hace para que las partes se amolden mutuamente.

18. Secciones en panal. Las inserciones debieran aprovecharse para fortalecer la sección y proveer una unión fuerte. De otra manera, la instalación del remache puede deformar la sección y causar un debilitamiento estructural que más adelante podría ocasionar su fractura.

SUJETADORES FIJADOS CON SOLDADURA POR RESISTENCIA¹

El sujetador definido simplemente como *soldado por resistencia*, consiste en una pieza de metal roscada interna o externamente, y diseñada para su fijación permanentemente por fusión, empleando equipos de soldadura de producción corriente. Para la fijación de este tipo de sujetadores se emplean dos tipos de soldadura por resistencia (figura 11.27): de resalte y de punto.

Con cualquiera de los dos métodos, la fusión del sujetador con la parte de metal es el resultado de la resistencia natural de éste al flujo de una corriente controlada bajo presión.

Las formas más comunes de sujetadores soldados son las tuercas y los tornillos. Se consiguen también pasadores, pero éstos generalmente se desempeñan más bien como superficies de localización o apoyo que como sujetadores, esto cuando constituyen un componente soldado. Desde el punto de vista de su selección, estos pasadores son básicamente tornillos sin rosca.

PROCESOS DE SOLDADURA

Para la soldadura de resalte, el calor se transmite al sujetador a través de proyecciones o nervaduras. Durante la soldadura, estas proyecciones se funden con la superficie de la parte, efectuándose de tal forma la fijación. Para mejores resultados se recomienda emplear un *soldador del tipo prensa* con controles electrónicos. Este tipo de soldador tiene el cilindro de aire directamente sobre los electrodos, lo cual resulta en un alineamiento más positivo de los mismos y presiones de soldadura mejor equilibradas.

En la soldadura de punto, la corriente va dirigida a través de toda el área que

queda bajo la punta del electrodo. La soldadura se ejecuta, generalmente, mediante un soldador de punto de balancín, el cual tiene el cilindro de aire en su parte posterior. A veces se emplean resortes para la producción de la presión. La longitud de los brazos del balancín varía entre 12 y 60 pulgadas. Este tipo de equipo se diseñó originalmente para la soldadura de punto de láminas grandes; sin embargo, se ha desarrollado un número considerable de sujetadores que pueden ser fijados satisfactoriamente con soldadura de punto.

Aun cuando los anteriores procesos de soldadura son similares en muchos aspectos, existen algunas diferencias básicas que deben puntualizarse. El costo del equipo de soldadura de punto es considerablemente inferior al de resalte. Sin embargo, los soldadores de resalte son equipos más flexibles y permiten mayores alcances en el diseño. La mayor ventaja de la soldadura de punto consiste en que, mediante este proceso, es posible soldar el sujetador mientras el conjunto se está fabricando. Donde la soldadura de punto sea una operación normal, el uso de sujetadores diseñados para este proceso puede eliminar tiempos de alistamiento y aumentar la flexibilidad del equipo.

CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO

Previamente al uso de sujetadores, deben satisfacerse cuatro condiciones básicas.

1. Los materiales, tanto de la parte como del sujetador que se van a unir, deberán ser apropiados para la soldadura por resistencia. El material de más amplio uso para sujetadores soldados es el acero de bajo contenido de carbono, tal como el SAE 1010.



Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6 1965

Fig. 11.28 Tipos básicos de soldaduras de resalte

2. Las partes que se van a soldar deberán ser lo suficientemente fáciles de manejar como para poder ser llevadas hasta el equipo. Generalmente no se recomiendan el uso de soldadores portátiles para este trabajo.

USAR REFUERZOS CON SOLDADURA DE RESALTE CUANDO

- Exista disponibilidad de equipos de soldadura apropiados.
- La apariencia sea un factor importante. La soldadura de resalte no deja marcas en la cara opuesta a la de su aplicación.
- La soldadura simultánea de refuerzos múltiples sea necesaria.
- El espaciamiento entre refuerzos deba ser pequeño.
- Los refuerzos deban soldarse sobre secciones de espesores variables.
- Los refuerzos deban soldarse sobre partes de forma poco usual o las uniones deban ser a prueba de agua.
- Puedan emplearse aditamentos para soldar que permitan localización más fácil o alimentación automática.
- La longitud de la producción corrida sin mantenimiento sea crítica.

USAR REFUERZOS FIJADOS CON SOLDADURA DE PUNTO CUANDO

- Exista disponibilidad de soldadores adecuados de balancín.
- La apariencia de la superficie de la parte, opuesta a la de aplicación de la soldadura, no sea crítica. Las puntas de los electrodos para soldadura de punto ocasionan ligeras deformaciones en la superficie.
- En otras partes del conjunto se deban ejecutar soldaduras de punto.
- La longitud de la producción corrida sin mantenimiento no sea muy importante. Las puntas de los electrodos de la soldadura de punto son, hasta cierto punto, angorosas al soldar en producción. Deben esperarse corridas más cortas antes de pulir o revestir.
- Se estén soldando materiales disímiles tales como el aluminio, cobre, o magnesio.
- Los requisitos de forma, tamaño o espacio no permitan el uso de refuerzos soldados con soldadura de resalte.

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6, 1965.

Fig. 11.29 Guía para la selección de refuerzos soldados.

3. El volumen de producción debe ser tal que justifique los costos de herramienta. Como regla general, se considera que un lote de 1,000 partes es apenas suficiente para que la aplicación de sujetadores soldados sea factible desde el punto de vista de los costos.

4. Debe disponerse de equipos de soldadura apropiados.

Los fijadores soldados, al integrarse adecuadamente en un conjunto, con frecuencia aceleran la producción y las operaciones de ensamble, simplificándolas al mismo tiempo, lo cual se traduce en ventajas considerables con relación a otros métodos de fijación. Instalados previamente, durante las primeras etapas de fabricación, desempeñan la función de sujetadores primarios permanentes que no se aflo-

jarán a causa de la vibración. Se prestan idealmente para ser utilizados en sitios ciegos o de difícil acceso, donde el uso de llaves y otras herramientas sería muy difícil o aun imposible, y además son de gran utilidad para instalar en piezas de lámina metálica cuando se requieran partes roscadas.

Para la selección de una pieza soldada, y del método de soldadura que se debe emplear, deben tenerse en cuenta tres consideraciones de especial importancia.

1. ¿La resistencia del sujetador —a la tensión, torsión o cizallamiento— es de importancia crítica?

2. ¿Es importante la apariencia? ¿Sería ventajoso proteger las superficies exteriores contra marcas, manchas etc.?

3. ¿Es importante que el conjunto sea compacto? ¿El sujetador deberá utilizarse dentro de un espacio mínimo o en una área confinada?

SUJETADORES SOLDADOS CON ARCO⁹

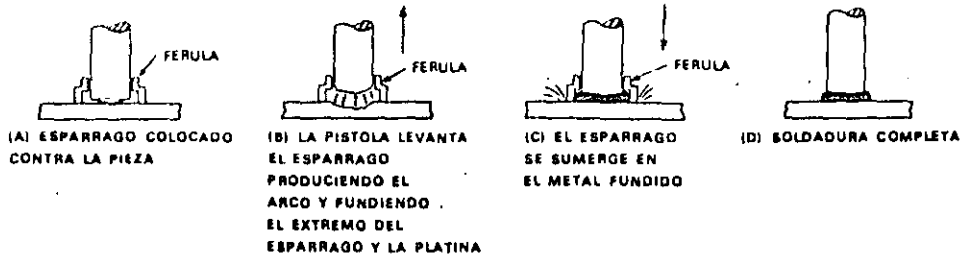
La soldadura de espárrago es un proceso, en el cual el calor de un arco eléctrico se establece entre el sujetador y la pieza trabajada, y se emplea para fundir cierta cantidad de material de soldadura, luego de lo cual las dos partes calientes se juntan a presión para constituir una unión solda-

da permanentemente. Los sujetadores soldados o espárragos pueden ser casi de cualquier tamaño, forma o tipo. Deben ser, sin embargo, soldables y uno de sus extremos será diseñado para soldadura. Pueden utilizarse los tipos convencionales de máquinas para soldar de corriente continua, pero se consiguen generadores diseñados especialmente para la soldadura de espárrago. Como fuente de energía, pueden emplearse también condensadores o baterías. En algunos casos se emplean gases con protección.

El equipo de soldadura es portátil y flexible, lo cual permite considerable libertad en el diseño. La soldadura de espárrago hace posible al proyectista lograr conexiones impermeables de sello a presión, las cuales desarrollan rápida, fácil y económicamente la resistencia del metal de base. Este enfoque, para el diseño de sujetadores, elimina la necesidad de incluir perforaciones, chaffanes, soldaduras a mano en tuercas y tornillos de formas irregulares, y elementos con abrazaderas.

En la figura 11.30 se ilustran tres métodos comunes de soldadura de espárrago, a saber:

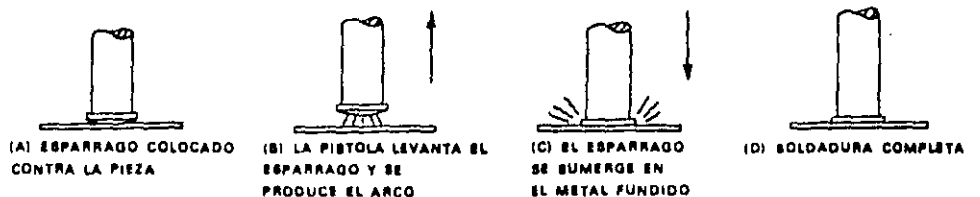
- (a) Arco eléctrico
- (b) Descarga de condensador
- (c) Arco tendido por descarga de condensador



(1) SOLDADURA DE ARCO ELECTRICO



(2) SOLDADURA CON ESPARRAGO Y DESCARGA DE CONDENSADOR



(3) SOLDADURA DE ESPARRAGO DE ARCO TENDIDO POR DESCARGA DE CONDENSADOR

Fig. 11.30 Soldadura de arco y espárrago

Cortesía de Machine Design, Vol. 37, No. 6 1965

Todos los procesos de soldadura de espárrago, usan el arco eléctrico para desarrollar el calor requerido para fundir las partes que se van a unir. El espárrago o sujetador por unir a la platina de base actúa como electrodo. El flux, cuando se utiliza, está contenido en el extremo del espárrago. Como portaelectrodo se emplea una pistola de soldadura. El proceso varía en cuanto se refiere a los procesos para establecer el arco y controlar el tiempo y la corriente de soldadura.

SOLDADURA DE ESPARRAGO DE ARCO ELECTRICO

Es el proceso más comúnmente utilizado, y se emplea siempre que se fabrican metales. Ofrece sus mejores ventajas cuando la platina de base es lo suficientemente fuerte para resistir el peso completo y el esfuerzo del sujetador soldado, aun cuando a veces se usa con material de menor calibre.

SOLDADURA DE ESPARRAGO POR DESCARGA DE CONDENSADOR

En este proceso se obtiene el calor de un arco eléctrico establecido por fundición de una pequeña proyección del sujetador que hace contacto con la pieza. La descarga de la corriente para soldar o energía almacenada en el condensador, calienta el extremo del espárrago y una sección de la platina de base. El espárrago es forzado contra el metal fundido, mediante la presión de un resorte y con anterioridad a la terminación del ciclo del arco; al enfriarse el conjunto se obtiene una junta de sección normal uniforme. El tiempo de soldadura va de una a cuatro milésimas de segundo. La corta duración del ciclo evita los daños ocasionados por acumulación excesiva de calor, y hace posible la fijación de sujetadores sobre piezas de láminas muy delgadas sin que se presenten distorsiones considerables o pérdidas de color.

SOLDADURA DE ESPARRAGO DE ARCO TENDIDO POR DESCARGA DE CONDENSADOR

Este método puede considerarse como una variación del anterior. La diferencia básica estriba en el procedimiento de iniciación del arco. El proceso es similar al de soldadura de espárrago por arco eléctrico en cuanto a la forma de estableci-

nimiento del arco que se presenta al retirar el espárrago de la platina de trabajo.

DONDE USAR SOLDADURA DE ESPARRAGO

El proceso de soldadura de espárrago se usa en todas las fases de la industria metal-mecánica. Pueden soldarse exitosamente los sujetadores de diámetros inferiores a 3/32 pul, y los pernos o tornillos sin rosca hasta de 1/4 pul de diámetro. La longitud de los sujetadores varía desde 1/4 hasta 40 pul, o más, dependiendo de los requisitos de uso. Los sujetadores pueden fabricarse de acero suave, acero inoxidable, aleaciones de acero, aluminio, bronce, latón o magnesio.

DISEÑO PARA SOLDADURA DE ESPARRAGO

Las siguientes consideraciones son de importancia para llegar a diseños de soldadura de espárrago que ofrezcan la mayor economía.

1. *Seleccionar el método de soldadura apropiadamente.* En la mayoría de los casos el espesor de la lámina para fijación por soldadura de espárrago determinará el tipo de proceso que se debe emplear. La soldadura de espárrago por arco eléctrico se usa generalmente para sujetadores de 5/16 pul, o más, de diámetro. Los dos métodos de descarga de condensador se emplean para diámetros menores al mencionado. La figura 11.31 constituye una

	Soldadura de arco eléctrico y espárrago	Soldadura con espárrago y descarga de condensador	Soldadura con espárrago y arco sumergido
Forma del refuerzo			
Redondo.....	A	A	A
Cuadrado.....	A	A	A
Rectangular.....	A	A	A
Irregular.....	A	A	A
Diámetro o área del refuerzo			
Diámetro de 1/16 a 1/8 pul.....	D	A	A
Diámetro de 1/8 a 1/4 pul.....	C	A	A
Diámetro de 1/4 a 1/2 pul.....	A	D	D
Diámetro de 1/2 a 1 pul.....	A	D	D
Hasta .05 pul.....	C	A	A
Mayor de .05 pul.....	A	D	D
Material del refuerzo			
Acero al carbono.....	A	A	A
Acero inoxidable.....	A	A	A
Acero de aleación.....	B	C	C
Aluminio.....	B	A	A
Bronce.....	C	A	A
Material de la lámina			
Acero al carbono.....	A	A	A
Acero inoxidable.....	A	A	A
Acero de aleación.....	B	A	C
Aluminio.....	B	A	A
Bronce.....	C	A	A
Espesor de la lámina			
Menor de .015 pul.....	D	A	B
Desde .062 hasta .125 pul.....	C	A	A
Desde .015 hasta .062 pul.....	B	A	A
Mayor de .125 pul.....	A	B	A
Criterio de resistencia			
Efecto del calor sobre las superficies expuestas.....	B	A	A
Holgura para filete de la soldadura.....	B	A	A
La resistencia del refuerzo prevalece.....	A	A	A
La resistencia de la lámina prevalece.....	A	A	A

A Puede aplicarse sin necesidad de procedimientos especiales, equipo, etc.
 B Puede aplicarse mediante técnicas especiales o para usos específicos que justifiquen ensayos y pruebas preliminares para desarrollar el procedimiento de soldadura y las técnicas de soldadura.
 C Aplicaciones limitadas.
 D No es recomendable. Actualmente no se han desarrollado métodos de soldadura.

Fig 11.31 Cuadro para la selección de procesos de soldadura con espárrago

referencia comparativa de los tres procesos de soldadura estudiados, esto en cuanto a criterios tales como resistencia, espesor de la lámina, material de la lámina y el sueltador, diámetro y forma del espárrago.

2. *Escoger tipos corrientes de espárragos.* Los espárragos corrientes cuestan menos que los de diseño especial, y se consiguen para despacho inmediato. Con frecuencia se obtienen economías considerables en tiempo y dinero, si se emplea un criterio de alguna elasticidad en cuanto a los diámetros o longitudes, esto a fin de adaptarse al uso de espárragos comerciales y que tal elasticidad implique pérdida de la resistencia del conjunto.

3. *Normalizar diámetros y longitudes.* Los cambios de diámetro y longitud de los espárragos, para diferentes aplicaciones, generalmente exigen ajustes de la herramienta de soldar, y nueva calibración o graduación de los controles de tiempo y corriente. Al evitar estos ajustes para compensar las diferencias del espárrago se economizará tiempo y labor.

SUJETADORES

ADHESIVOS¹⁰

Los materiales adhesivos han demostrado en muchas ocasiones su capacidad para remplazar, eficientemente, soldaduras, remaches y otros métodos de ensamble mecánico. Actualmente se usan con una gran variedad de materiales, incluyendo el aluminio, el latón, el magnesio, el acero corriente e inoxidable, el titanio y el cobre.

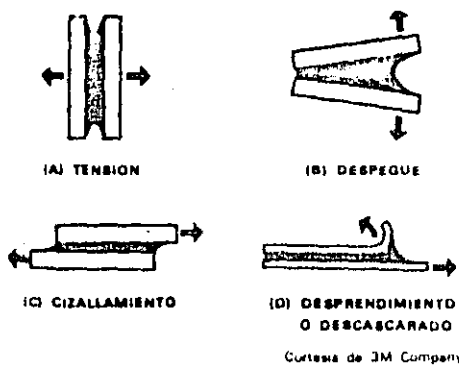


Fig. 11.32 Tipos básicos de esfuerzo en uniones pegadas

Debe hacerse especial énfasis sobre el hecho de que los adhesivos rara vez despliegan sus mejores propiedades cuando son sustituibles directamente por otros elementos de fijación. Esto, se debe a que la resistencia de las uniones adhesivas se basa en el uso de un área de contacto ma-

yor que la de uniones de otros tipos. Idealmente, el esfuerzo se distribuye de manera uniforme sobre toda la unión si ésta se ha diseñado adecuadamente; por consiguiente, la unión debe tener un área suficiente para producir la resistencia deseada.

Aquí se muestran algunos de los factores de diseño para ensamblajes por pegante. El material se basa en la información suministrada por Minnesota Mining and Manufacturing Co., London, Ont.

UNIONES TRASLAPADAS

La unión biselada de traslazo sencillo es más eficiente que la de traslazo recto. El borde biselado tolera la flexión del borde de unión cuando se presenta distorsión bajo carga.

La unión con traslazo de tope doble coloca la línea de adhesión en el mismo lugar del esfuerzo cortante sobre los adherentes. Este tipo de unión hace necesario el maquinado, lo cual no siempre es factible cuando se trata de metales de calibre delgado.

Las uniones de traslazo dentado tienen una mejor resistencia que las anteriores a las fuerzas de flexión, pero también presentan problemas de maquinado.

La unión de traslazo con lengüeta coloca la línea de adhesión en el mismo plano del esfuerzo cortante que actúa sobre los adherentes. Para este tipo de unión, la aplicación de presión para el fragüe se realiza fácilmente y la unión se forma mediante operaciones simples de configuración de metales.

UNIONES EN ANGULO

Las uniones angulares causan esfuerzos de despegue y esfuerzos de desprendimiento, dependiendo del calibre del metal usado.

UNIONES A TOPE

Una unión recta a tope tiene poca resistencia al despegue, razón por la cual se recomienda el uso de uniones a tope con recesión. Los traslazos dentados y las uniones acanaladas actúan como pasos que podrían utilizarse para controlar el espesor de la línea de adherencia. Los traslazos dentados y las uniones acanaladas poseen características de autoalineamiento y son de fácil instalación.

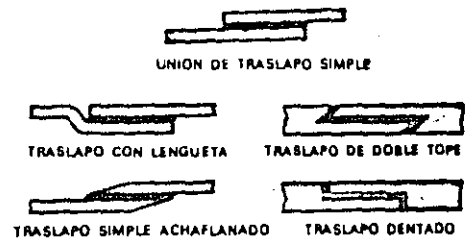
UNION DE REFUERZOS O NERVADURAS

Cuando una lámina delgada, con refuerzos pegados con adhesivo, se deflecta, se presentan esfuerzos de despegue en la unión. Si las alas de la sección de refuerzo

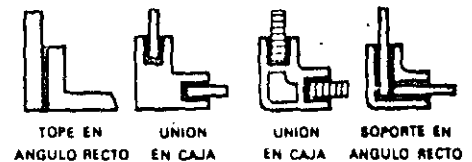
se deflectan con la lámina, el efecto de despegue será mínimo. Se obtendrán mejoras en el mismo sentido aumentando la rigidez de la lámina, o disminuyendo la de las alas de la sección reforzada. Se emplean algunos tipos especiales de miembros de refuerzo, tales como las secciones en T, las secciones de sombrero y las secciones corrugadas. Las secciones en T son simples. Las secciones de sombrero se usan frecuentemente y tienen una excelente rigidez. El corrugado ocasiona el aplastamiento del área completa.

UNIONES DE ESQUINA

El pegue en las esquinas de hojas de material de poco calibre o bastidores en emparedado, puede ejecutarse mediante uniones rediseñadas. El uso de empotramientos suplementarios para el refuerzo de las esquinas permite el pegue por adherencia y además sella la unión. Como diseños típicos se mencionan los empotramientos y las juntas en ángulo recto. Estos diseños también aumentan la rigidez.



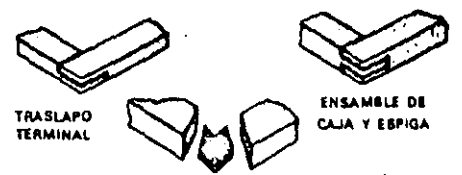
(A) CONFIGURACION DE UNIONES PARA ABSORBER ESFUERZOS DE CIZALLAMIENTO



(B) UNIONES EMPOTRADAS



(C) LOS REFUERZOS PEGADOS ELIMINAN LAS DEFORMACIONES EN LAMINAS DELGADAS



UNION ENCUADERNADA CON CURA
(D) UNIONES DE ESQUINA PARA PUERTAS Y VENTANAS

Cortesía de 3M Company

Fig. 11.33 Uniones con adhesivos

Las uniones de esquina, tales como las empleadas en puertas para tormenta y marcos decorativos, pueden pegarse con adhesivos. Para lograr el área de pegue requerida para la resistencia al descuadre inherente en este tipo de uniones y a los esfuerzos de torsión, se emplean traslapios finales, ensambles de caja y espiga, y uniones encuadradas con cuña. Las uniones de traslapi final son simples pero requieren maquinado. Los ensambles de caja y espiga son excelentes, pero también requieren maquinado. La unión encuadrada con cuña, deberá ser considerada para miembros de extrusión hueca.

UNIONES CILINDRICAS EMPOTRADAS

La unión en T, y la de solapa, se recomien-

dan para el pegue de partes cilíndricas. El pegue con adhesivos permite emplear toda el área de contacto, aumentando la resistencia de la unión. Los adhesivos, además, permiten lograr una mayor fijación de la unión y eliminan las distorsiones ocasionadas por las altas temperaturas requeridas para la soldadura.

REFERENCIAS Y FUENTES DE INFORMACION

1. BRAENDEL, F. W. "Pin Fasteners," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
2. WURZEL, H., R. J. MUNSEY, and H. E. McCORMICK, "Retaining Rings," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
3. The Wallace Barnes Company Ltd.
4. SEITL, W. L., and S. PETRUS "Spring Clips," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
5. WEISSMAN, T. E. "Guide to Fastening Devices," *Canadian Machinery and Metalworking*, vol. 73, no. 12. 1962.
6. HARTWELL, A. et al. "Small Rivets," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
7. FREEMAN, T. R. "Blind Rivets," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
8. GREY, G. F. "Resistance Welded Fasteners," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
9. SINGLETON, R. C. "Arc Welded Fasteners," *Machine Design*, vol. 37, no. 6. 1965.
10. 3M Company.

EL DISEÑO PARA SOLDADURA

El objeto fundamental de la soldadura es unir varias piezas de metal en tal forma que estas operen como una estructura compacta capaz de soportar las cargas a las cuales estará sometida. Para el diseño de la estructura, que deberá ser económica y eficiente, el dibujante debe tener conocimiento de los principios básicos de las prácticas de soldadura y estar familiarizado con las ventajas y limitaciones del proceso.

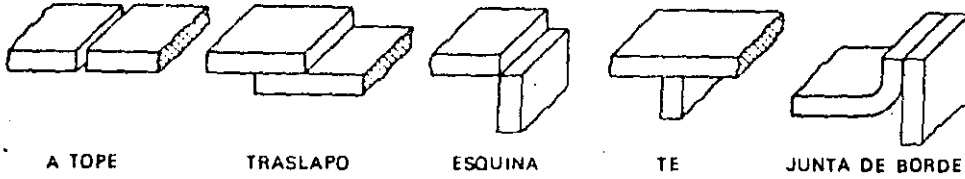


Fig. 12.2 Uniones básicas con soldadura

Para llegar a un diseño económico y estéticamente aceptable, el proyectista deberá tratar de utilizar el método de construcción claramente más ventajoso para la aplicación que se considera. Esto podrá traducirse en la combinación de soldadura y pernos o aun en la incorporación de prensado, forjado e incluso fundiciones cuando éstas puedan ser ventajosas. Deberá considerarse además la posibilidad de usar formas de acero estructural y/o tuberías.

LAS VENTAJAS DE LA SOLDADURA

(A) PARA TRABAJO ESTRUCTURAL

1. Los marcos pueden ser rígidos y con-

tinuos de tal manera que el diseño apropiado haga posible obtener reducciones en peso que pueden llegar hasta el 25% del total.

2. La limpieza de ejecución de las uniones soldadas es un factor favorable para la apariencia general de la estructura.

3. Puede emplearse la construcción tubular.

4. La erección de la estructura es sumamente silenciosa; esto es de gran importancia para los trabajos en las ciudades y en las cercanías de escuelas y hospitales.

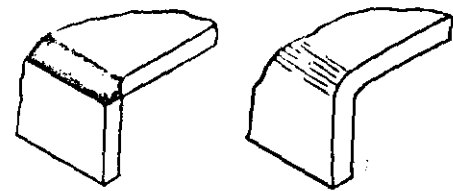
5. La ausencia de remaches y cabezas de tornillo simplifica la pintura y reduce el trabajo de mantenimiento.

(B) PARA LA CONSTRUCCION DE MAQUINARIA

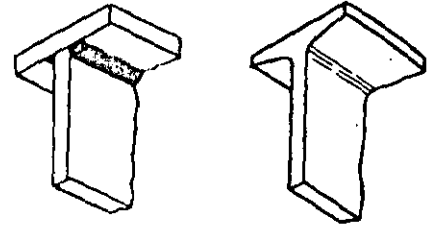
1. Mayor fortaleza y rigidez combinadas con ductilidad y resistencia a las cargas de impacto.

2. Los conjuntos soldados pueden ser más livianos y al mismo tiempo más fuertes.

3. Se elimina la necesidad de modelos, obteniéndose así reducciones en el costo para trabajos de pocas cantidades.



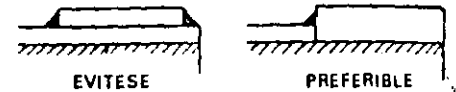
EVITASE DOBLAR SI ES POSIBLE (A) DOBLAR CUANDO SEA POSIBLE



EVITASE MATERIAL EN T (B) USAR PERFILES COMERCIALES



EVITASE PREFERIBLE (C) EVITASE LA NECESIDAD DE EMPAREJAR MATERIAL DE SOLDADURA MEDIANTE MAQUINADO



EVITASE PREFERIBLE (D) USAR LAMINAS GRUESAS EN VEZ DE SOLDAR LAMINAS DELGADAS SUPERPUESTAS

Cortesía de Canadian Welding Bureau

Fig. 12.4 Diseños aconsejables

(C) CONSTRUCCION DE RECIPIENTES A PRESION Y TANQUES DE ALMACENAMIENTO

(Para trabajos en los cuales el uso de remaches constituye la práctica más corriente.)

1. Las uniones obtenidas son de sello permanente para líquidos y gases a presión, esto sin necesidad de calafateos o empaquetaduras.

2. De acuerdo con el punto anterior reducen los costos de mantenimiento.

3. Se obtienen economías en el peso.

DISEÑO DE ESTRUCTURAS SOLDADAS

Las principales consideraciones para el diseño de bastidores para maquinaria y

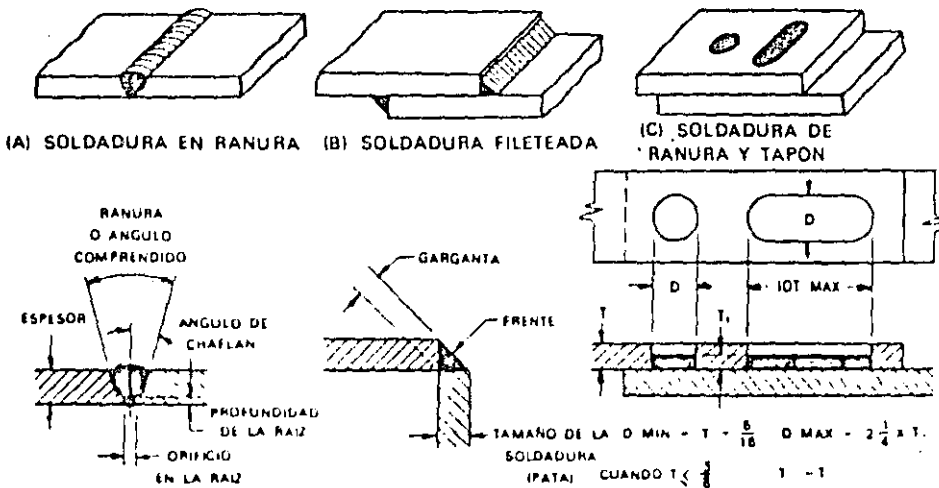
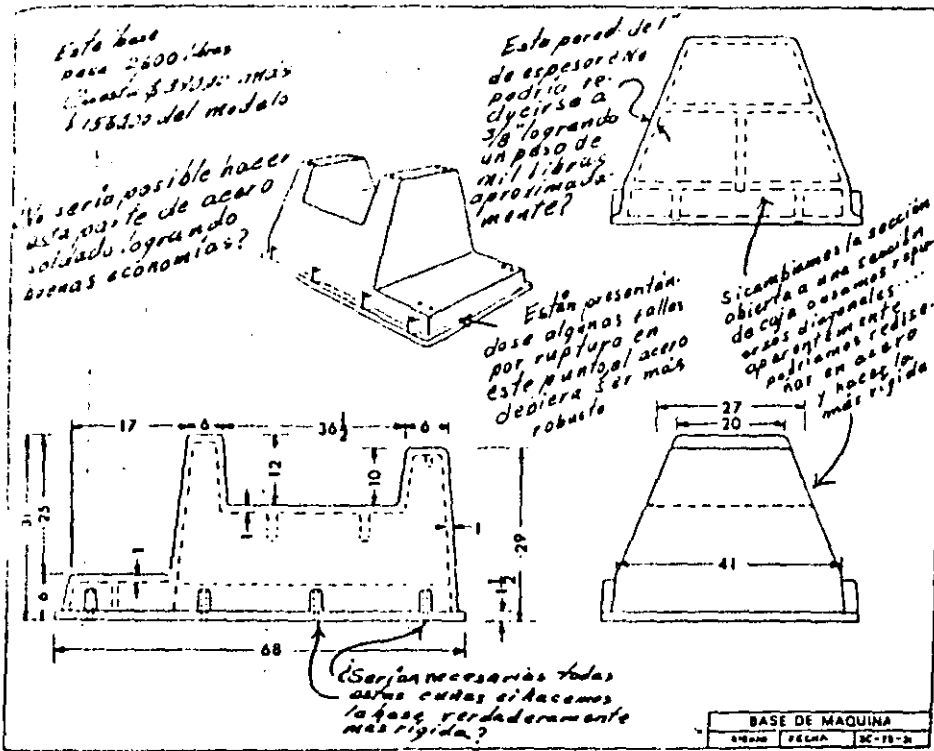


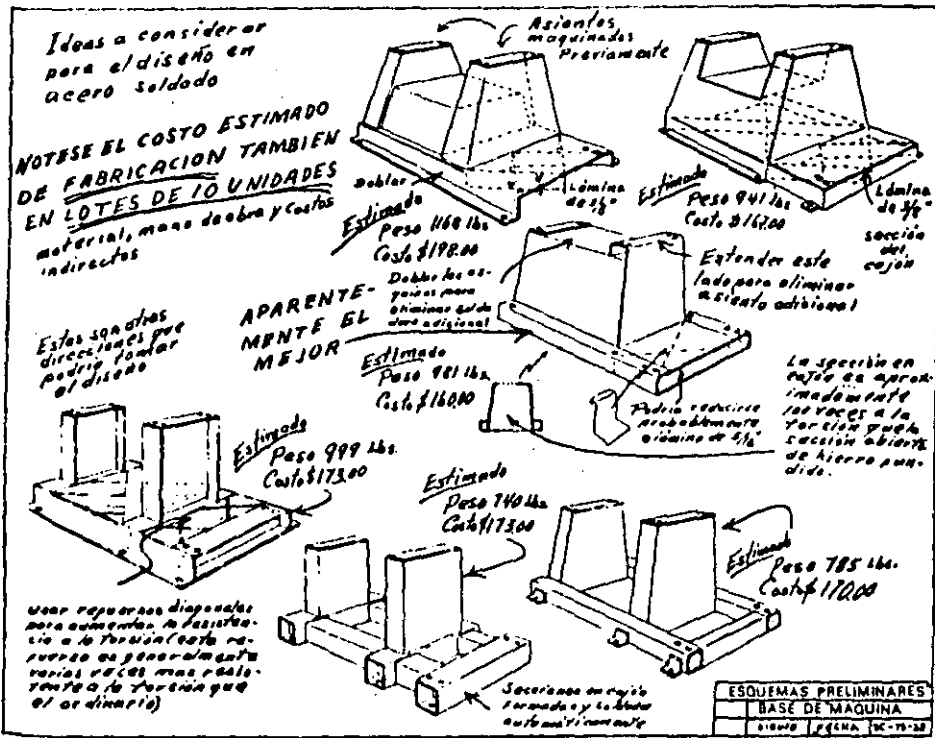
Fig. 12.3 Nomenclatura básica para soldadura

Cortesía de Canadian Welding Bureau

EL MAYOR DE LOS DOS



(A) BASE ORIGINAL PARA BOMBA SUJETA A ESTUDIO DE COSTO



(B) DISEÑOS ALTERNATIVOS

estructuras similares que se van a fabricar con utilización de soldadura, se basan generalmente en la necesidad de producir un artículo de apariencia agradable y elaboración económica, esto, naturalmente, además de las consideraciones necesarias para asegurar que la parte cumpla la función para la cual se diseña. En este aspecto el dibujante tiene un campo mayor para la aplicación de su inventiva que en otras áreas del diseño de soldadura. El dibujante deberá tratar de evitar que su trabajo sea influenciado indebidamente por principios de diseño desarrollados para otros métodos de construcción. Por ejemplo, al diseñar partes de maquinaria para fabricación, especialmente cuando el objeto de éstas es el remplazo de piezas forjadas o fundidas, es generalmente esencial para el dibujante evitar cualquier tendencia a diseñar sobre la base de buscar que la soldadura tenga la apariencia de una forja o de una fundición, ya que de lo contrario habrá de llegarse seguramente a un producto anti-económico y excesivamente pesado. En este caso, más bien, deberán tratar de obtenerse las máximas ventajas de las posibilidades de manipulación y de las características físicas del acero suave; igualmente deberá tratarse de aprovechar la eficiencia y limpieza de la unión soldada, así como las posibilidades de economía en el peso, reducción en el trabajo a máquina o en los costos de materiales, y mayor flexibilidad en el diseño.

Vale la pena mencionar que no existe razón alguna por la cual una estructura soldada deba ser inferior en su apariencia a una fundición bien diseñada. En realidad, si se tiene en cuenta que el proyectista está libre de las limitaciones inherentes a la práctica de la fundición, mediante la soldadura es frecuentemente más fácil producir una estructura eficientemente fabricada y de mejor apariencia que la que sería posible lograr empleando los métodos de fundición. Esto además de que las láminas de acero y las uniones soldadas favorecen la obtención de superficies de fácil acabado que se prestan a una mejor limpieza.

CANTIDADES Y TIEMPOS

El siguiente punto de importancia es el que se refiere a los factores que influyen en el costo de los conjuntos soldados. Se considera con frecuencia que la fabricación por soldadura, comparada por ejemplo con las fundiciones, se presta particularmente para trabajos de pequeñas cantidades. En

Fig. 12.6 Diseño de base para bomba

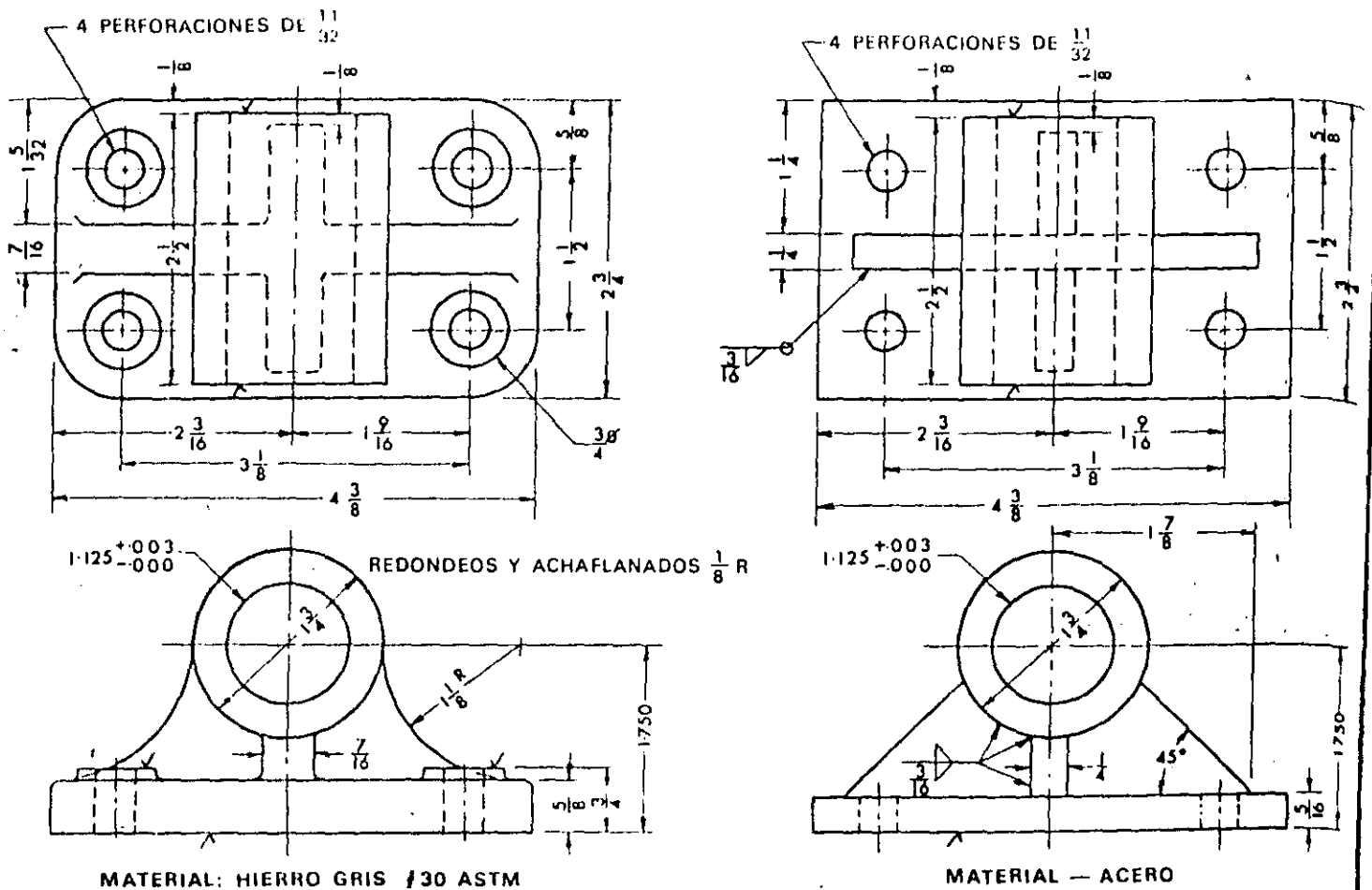


Fig. 12.6 Comparación entre soporte fundido y soporte de acero soldado

muchos casos, este solo hecho es una ventaja sobresaliente en comparación con las fundiciones, ya que el costo de los modelos, que puede ser prohibitivo para pequeñas cantidades, es eliminado por completo. Además, los conjuntos soldados pueden producirse con frecuencia en una fracción del tiempo requerido para la producción de una fundición.

ECONOMIAS EN EL PESO

Cuando las fundiciones deben ser remplazadas por conjuntos soldados, los mayores costos de mano de obra de éstos deben compensarse mediante la simplificación del diseño y la reducción de peso. Para las piezas fundidas generalmente se han previsto espesores adicionales, a fin de compensar los defectos del metal y en algunos casos los posibles desplazamientos de los núcleos. Cuando se trabaja en acero, los riesgos de materiales defectuosos quedan prácticamente eliminados de modo que el material sobrante puede suprimirse. Además, y a causa de que el hierro colado tiene menos

de la mitad de la resistencia a la tensión del acero, el peso o el tamaño de una parte de acero puede reducirse proporcionalmente. Por ejemplo, según se muestra en la figura 12.6, la sección de acero no debe tener más de la mitad del espesor de la de hierro colado a causa de las mayores resistencias permisibles a la tensión; esto para el caso de dimensiones generales iguales.

Las economías en el peso son favorables no solamente en cuanto se refieren a la reducción de los costos de fabricación de los conjuntos soldados, sino que además disminuyen los costos del transporte y manejo.

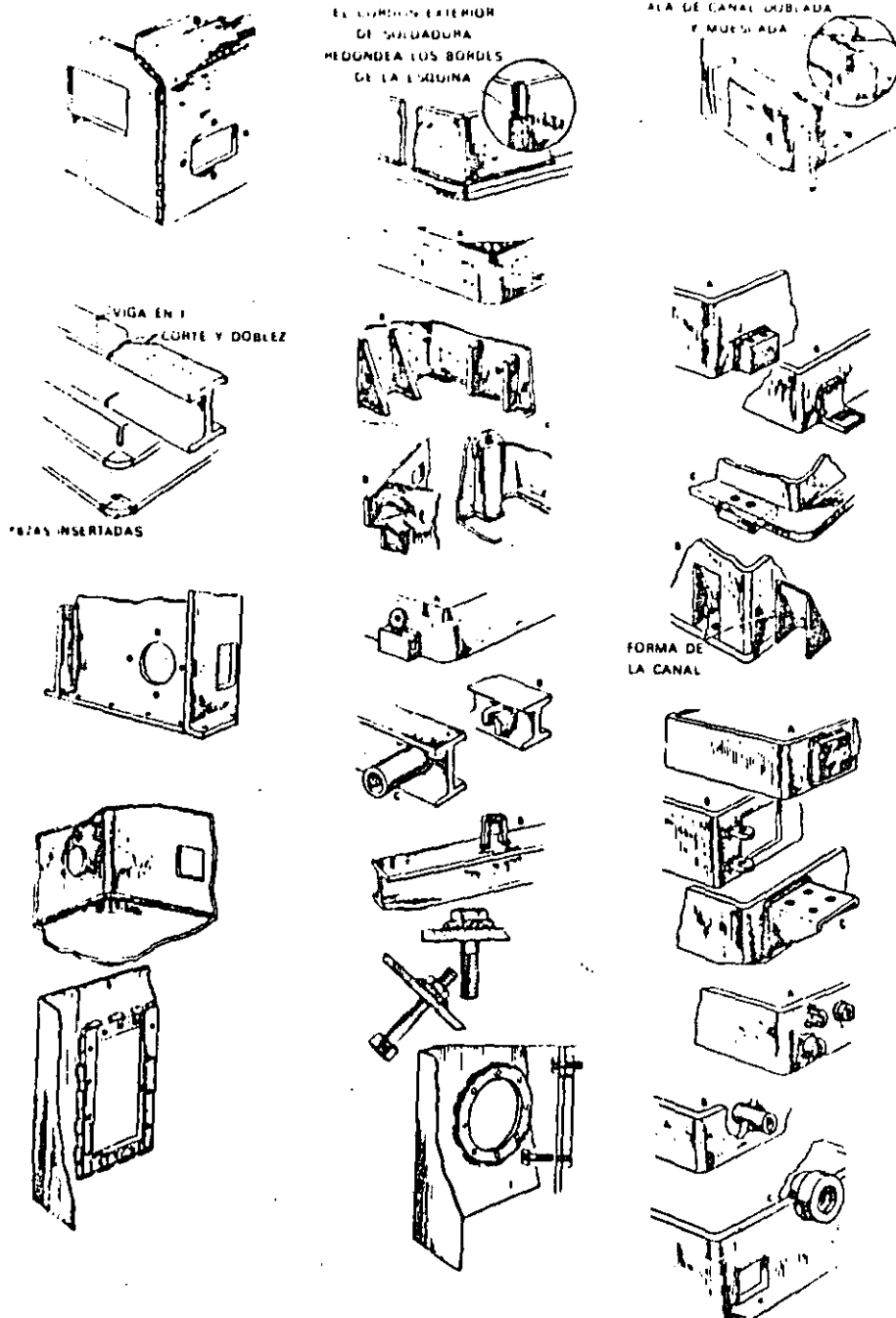
CONCLUSIONES

En general, puede decirse que los costos finales de un trabajo dan la medida de las ventajas del tipo de fabricación empleado para el mismo. El dibujante deberá por consiguiente repasar cuidadosamente los factores que influyen en el costo de un conjunto soldado. Aunque el costo del acero es bajo comparado con el del hierro forjado o el de las fundiciones de acero, y general-

mente es posible emplear menos metal en un conjunto soldado que en la fundición equivalente, es esencial recordar que la producción de un conjunto soldado envuelve más operaciones que la fabricación de una pieza fundida. La lámina o la sección debe prepararse especialmente para ser soldada; a continuación, los varios componentes deben ser ensamblados y acoplados; finalmente, viene la soldadura propiamente dicha, la cual puede ser seguida por distorsiones ocasionadas por esfuerzos acumulados.

ESCOGENCIA DE MATERIAS PRIMAS

Para este tipo de diseño el dibujante tiene un amplio campo de escogencia de materias primas, laminas, formas estructurales, forjas, tubos, fundiciones, etc. Es deseable que para la escogencia de la materia prima más apropiada en cuanto se refiere a la eficiencia, la economía y apariencia, se tengan muy en cuenta las funciones de los varios componentes.



Cortesía de The James F. Lincoln Arc Welding Foundation

Fig. 12.7 Ideas para el diseño de piezas fabricadas

la estructura. En la mayoría de los casos las láminas de acero serán, sin lugar a duda, el elemento básico que se va a usar; mediante el corte con soplete se obtiene de estas una gran variedad de formas.

Las superficies de las láminas de acero son en general lo suficientemente planas y suaves como para ser usadas a manera de superficies de asentamiento o superficies para terminado, sin requerir ningún maquinado adicional. Sin embargo, cuan-

do se requieren asientos en la lámina o se considera necesaria una superficie maquinada para servir de asiento a cabezas de pernos, collares, arandelas, etc., con frecuencia no se hace esencial el soldar sobre la lámina rebordes o realces que ordinariamente debieran ser empleados en una fundición. Mediante la utilización de láminas ligeramente gruesas o más gruesas que las requeridas, las áreas maquinadas pueden ser trabajadas direc-

METAL O ALEACION	GAS ARCO	
Aluminio		
comercialmente puro	x	x
aleación de Al-Mn	x	x
Bronce amarillo comercial	x	
Bronce comercial	x	
Cobre (desoxidado)	x	
Hierro		
gris en aleación	x	
maleable		
Plomo	x	
Aleaciones de magnesio	x	
Níquel y sus aleaciones	x	x
Aceros al carbón		
contenido bajo e intermedio	x	x
alto contenido		x
acero especial para herramientas		
Acero fundido	x	x
Aceros inoxidables		
-cromo		x
-cromo níquel	x	x

Fig. 12.8 Soldabilidad de varios metales y aleaciones

tamente sobre la superficie de la lámina. El trabajo directo sobre la lámina cuesta aproximadamente lo mismo que una operación de realce mediante maquinado; sin embargo, el trabajo necesario para la preparación y soldadura de los realces se elimina. En la figura 12.10 se muestran algunos de los procedimientos usuales para la fijación de realces o copas.

LIBERACION DE ESFUERZOS

Cualquier conjunto soldado sujeto a cargas dinámicas o que deba conservar un alto nivel de exactitud dimensional durante el servicio, por ejemplo las cunas de máquinas-herramientas y algunos tipos de bastidores de motores, etc., deberían ser liberados de esfuerzos para remover cualquier carga interna remanente. Cuando se utilizan subensambles soldados, puede ser deseable liberar de esfuerzos cada uno de los subensambles antes de incorporarlos a la estructura completa, la cual en esta forma terminará siendo también liberada de esfuerzos a la terminación del proceso de soldadura. Es indispensable proveer soportes adecuados al conjunto soldado durante el tratamiento térmico, esto a fin de prevenir la formación de grietas o deflexiones debidas a su propio peso, deformaciones éstas que pueden presentarse cuando la pieza está caliente.

PROCESOS DE SOLDADURA SOLDADURA DE ARCO

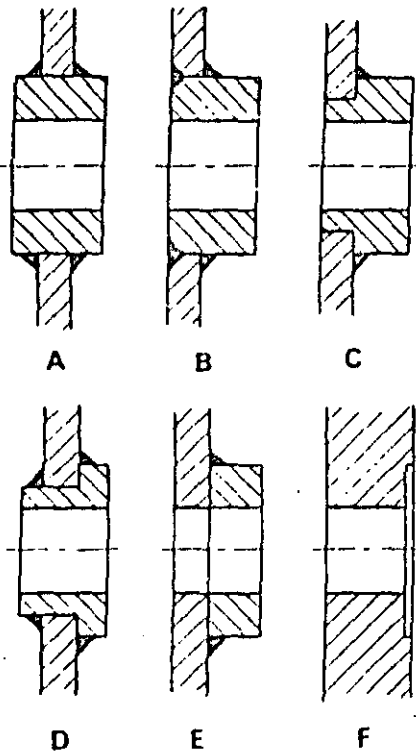
Para las soldaduras de arco se emplea un arco eléctrico en la producción de calor.

CODIGO

- 1 SOLDADURA FUERTE O CON LATUN
- 2 SOLDADURA EN FUERTE
- 3 SOLDADURA POR FUSION

																	1 2 3	HIERRO DULCE
																	1 2 3	METAL BLANCO
																1 2 3	ACERO INOXIDABLE	
																1 2 3	NIOBEL	
																1 2 3	MONEL	
																1 2 3	ACERO AL MANGANESO	
																1 2 3	HIERRO MALLABLE	
																1 2 3	MAGNESIO	
																1 2 3	ACERO DE BAJO CARBON	
																1 2 3	INCONEL	
																1 2 3	ACERO DE ALTO CARBON	
																1 2 3	ACERO GALVANIZADO	
																1 2 3	COBRE	
																1 2 3	HIERRO FUNDIDO	
																1 2 3	BRONCE	
																1 2 3	BRONCE AMARILLO	
																1 2 3	ALUMINIO	
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ALUMINIO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	BRONCE AMARILLO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	BRONCE
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	HIERRO FUNDIDO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	COBRE
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ACERO GALVANIZADO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ACERO DE ALTO CARBON
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ACERO DE BAJO CARBON
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	INCONEL
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ACERO AL MANGANESO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	MONEL
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	ACERO INOXIDABLE
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	METAL BLANCO
1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3	HIERRO DULCE

Fig. 12.9 Soldabilidad mediante soldadura a gas para varios metales



LA FIGURA "F" SUGIERE LA FORMA COMO PUEDE EVITARSE LA INCLUSION DE TETONES AUMENTANDO EL ESPESOR DE LA LAMINA Y PULIENDO LA SUPERFICIE

Cortesía de Canadian Welding Bureau

Fig. 12.10 Varios tipos de fijación de tetones

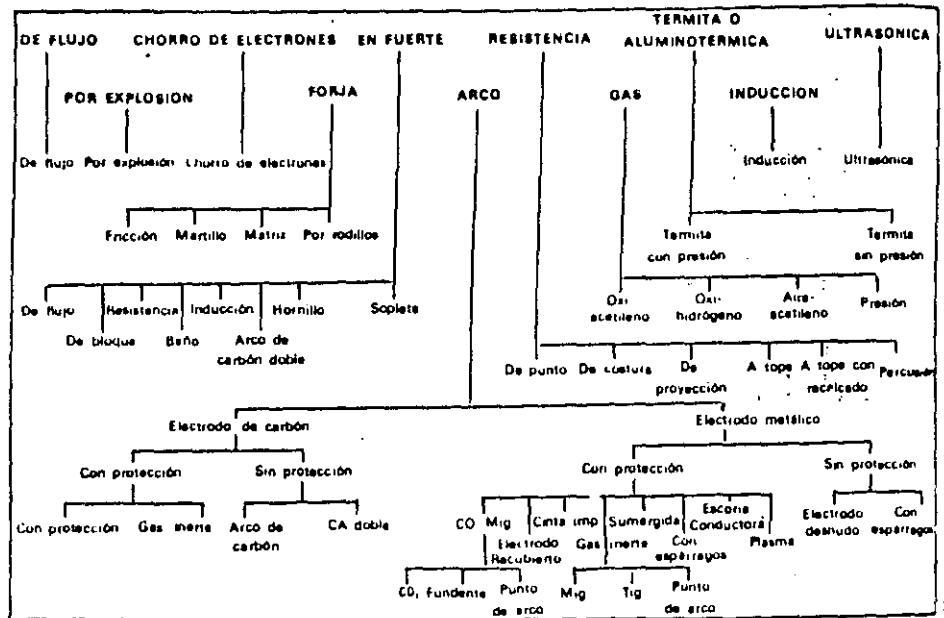


Fig. 12.11 Procesos de soldadura

Cortesía de The James F. Lincoln Arc Welding Foundation

El calor del arco eléctrico se concentra en los bordes de las dos piezas metálicas que se van a unir, y mientras los bordes de los metales de tales piezas están fundidos se agrega metal adicional que habrá de constituir un electrodo. Este es el proceso de soldadura más comúnmente usado.

SOLDADURA DE FORJA

En las soldaduras de forjas (troquel, rodillos o martillos) el metal se calienta ex-

ternamente en un hornillo y las partes metálicas se unen mediante presión, bien sea por rodillos o por impacto.

SOLDADURA DE GAS

En la soldadura de gas el metal se calienta con una llama producida por combustión de gas, la mezcla más comúnmente usada está constituida por acetileno y oxígeno. Como metal de relleno pueden utilizarse barras de soldadura adicional. Este proceso se emplea con gran frecuencia en labores de mantenimiento y reparación.

SOLDADURA DE INDUCCION

En la soldadura de inducción, las partes que se van a soldar se colocan sobre o muy cerca de una bobina de inducción. En las partes se induce una corriente eléctrica, elevando la temperatura hasta un punto tal que permita su fusión. Este es un método bastante económico para la producción masiva.

SOLDADURAS DE RESISTENCIA

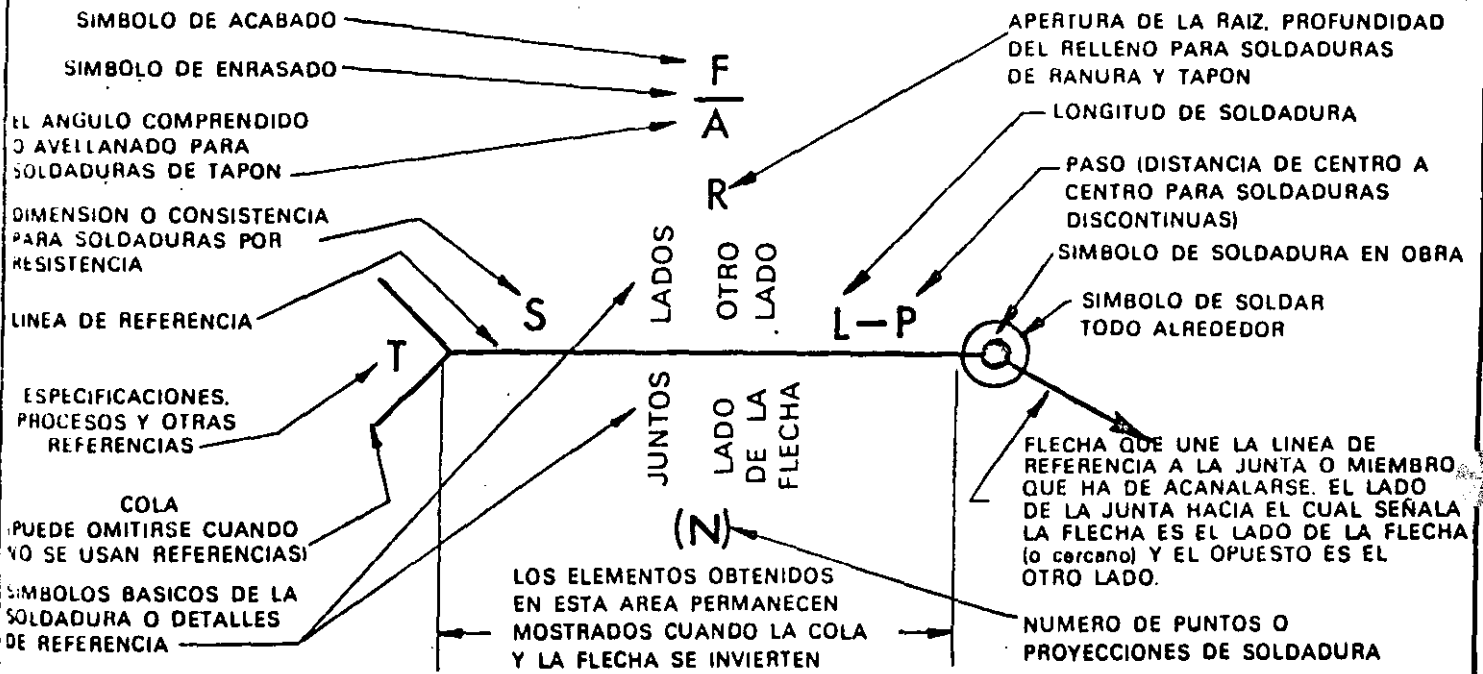
En la soldadura de resistencia se hace pasar una corriente eléctrica de alta intensidad a través de los metales y en el punto de soldadura. La resistencia de los metales y las corrientes es suficiente para fundir el metal en el punto de unión, produciendo así la soldadura de las partes.

Las soldaduras de punto, de costura y de proyección, son formas o versiones de soldadura de resistencia. Mediante la so-















SIMBOLOS SUPLEMENTARIOS

CONTORNO		SOLDAR TODO ALPEDEDOR	SOLDADURA EN OBRA
PAJEJA	CONVEXA		
—	⤿	○	●





LOCALIZACION NORMAL DE LOS ELEMENTOS DE UN SIMBOLO DE SOLDADURA



SIMBOLOS BASICOS PARA SOLDADURA DE ARCO Y/O GAS

PUNTO DE ARCO O CORDON DE ARCO	RANURA								ESPALDAR	FUSION	ACABADO	REBORDE	
	CUADRADO	V	BISELADO	U	J	ABOCARDADO EN V	BISEL AVOCARDADO	TERMINAL				ESQUINA	
													

NOTA: EL TAMAÑO, EL SIMBOLO DE SOLDADURA, LA LONGITUD Y ESPACIAMIENTO DEBEN LEERSE EN EL ORDEN MENCIONADO DE IZQUIERDA A DERECHA Y A LO LARGO DE LA LINEA DE REFERENCIA NI LA ORIENTACION DE LA LINEA DE REFERENCIA NI SU LOCALIZACION ALTERAN ESTA REGLA.

LA LINEA PERPENDICULAR DE (   ) LOS SIMBOLOS DE SOLDADURA DEBE COLOCARSE A LA IZQUIERDA

LAS SOLDADURAS DEL LADO DE LA FLECHA Y DEL OTRO LADO SON DEL MISMO TAMAÑO MIENTRAS NO SE ESPECIFIQUE LO CONTRARIO

LOS SIMBOLOS SE APLICARAN EN LOS PUNTOS DE CAMBIOS ABRUPTOS DE DIRECCION DE LA SOLDADURA A NO SER QUE ESTEN GOBERNADOS POR EL SIMBOLO "SOLDAR TODO ALREDEDOR" O QUE HAYAN SIDO DIMENSIONADOS EN OTRA FORMA

ESTOS SIMBOLOS NO DEFINEN EXPLICITAMENTE LAS SOLDADURAS CUANDO SE PRESENTAN MATERIALES DUPLICADOS (TALES COMO TENSORES ETC) EN EL LADO LEJANO DE LA PLATINA DE UNION O ALMA (LO CUAL SUCEDE FRECUENTEMENTE EN TRABAJOS DE TIPO ESTRUCTURAL) LA INDUSTRIA HA ADOPTADO ESTA CONVENCION, DE TAL MANERA QUE CUANDO, DE ACUERDO CON LA LISTA DE MATERIALES, SE DESCUBRE LA IDENTIDAD DEL LADO LEJANO Y DEL LADO CERCANO, LAS SOLDADURAS MOSTRADAS PARA EL LADO CERCANO DEBERAN DUPLICARSE EN EL LADO LEJANO (FIGURA 12.10).

PROCESO DE SOLDADURA		LETRAS DE IDENTIFICACION
Soldadura en fuerte	Soldadura en fuerte con soplete	TB
	Soldadura en fuerte por inducción	IB
	Soldadura en fuerte por corriente eléctrica o de resistencia	RB
Soldadura de flujo	Soldadura de flujo	FLOW
Soldadura por inducción	Soldadura por inducción	IW
Soldadura de arco	Soldadura de arco-metal desnudo	BMAW
	Soldadura de arco sumergido	SAW
	Soldadura de arco-metal con protección	SMAC
	Soldadura de arco al carbono	CAW
Soldadura de gas	Soldadura de oxihidrógeno	OHW
	Soldadura de oxiacetileno	OAW

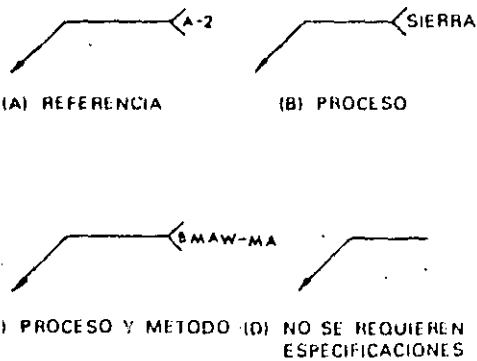
Los siguientes sufijos pueden agregarse si se desea, para indicar el método de aplicación de los anteriores procesos.

Soldadura automática	- AU
Soldadura a máquina	- ME
Soldadura manual	- MA
Soldadura semiautomática	- SA

La *soldadura de punto* se puede obtener la unión de láminas livianas de metal empleando la máquina soldadora de punto. El metal se coloca bajo presión entre los electrodos y la corriente pasa a través del punto de metal colocado entre éstos.

En la *soldadura de cordón* los metales que se van a unir son superpuestos o colocados a tope y pasados a través de dos rodillos que actúan como electrodos. La corriente pasa de rodillo a rodillo a través de los metales.

En la *soldadura con resaltes* una de las partes que se va a soldar tiene superficies elevadas o proyectadas, las cuales hacen contacto con la otra parte. Estas proyecciones generan calor produciendo entonces una soldadura de punto. La soldadura con resaltes se usa cuando una pieza delgada debe soldarse a una gruesa.



Comitee de Canadian Welding Bureau and American Welding Society.

Fig. 12.13 Localización de especificaciones, procesos y otras referencias en los símbolos de soldadura

Comitee de Canadian Welding Bureau and American Welding Society

Fig. 12.14 Cuadro para la identificación de los procesos de soldadura mediante letras

SOLDADURA ALUMINOTÉRMICA

En la *soldadura aluminotérmica*, el calor necesario se obtiene de la reacción química que sucede entre el aluminio pulverizado y un óxido metálico pulverizado que generalmente es óxido de hierro. Este sistema se usa en la reparación y fabricación de maquinaria pesada.

SIMBOLOS DE SOLDADURA

La introducción de símbolos de soldadura capacita al proyectista para indicar claramente el tipo y el tamaño de las soldaduras requeridas de acuerdo con sus especificaciones de diseño; cada vez es más impor-

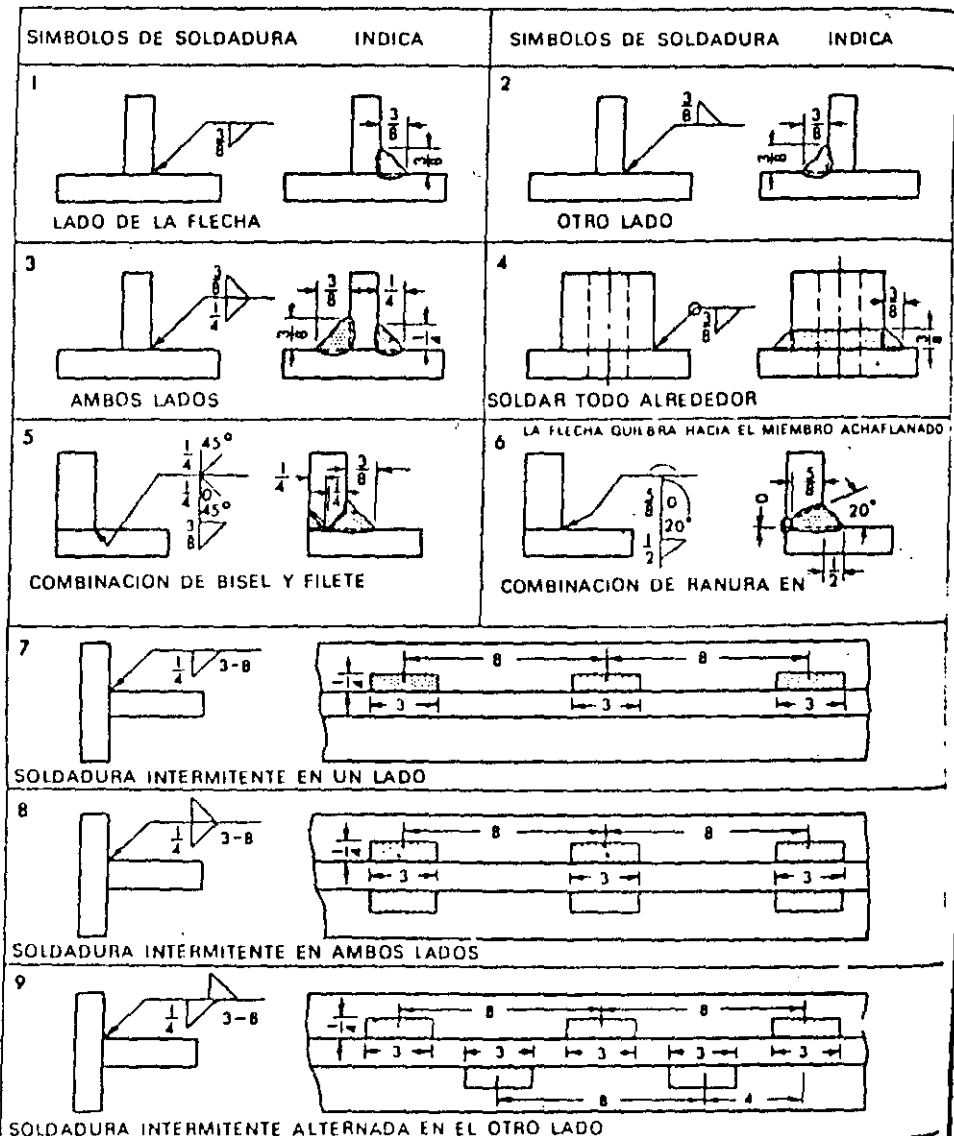
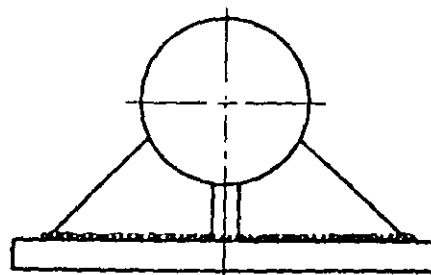
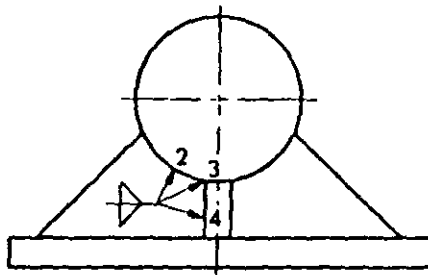
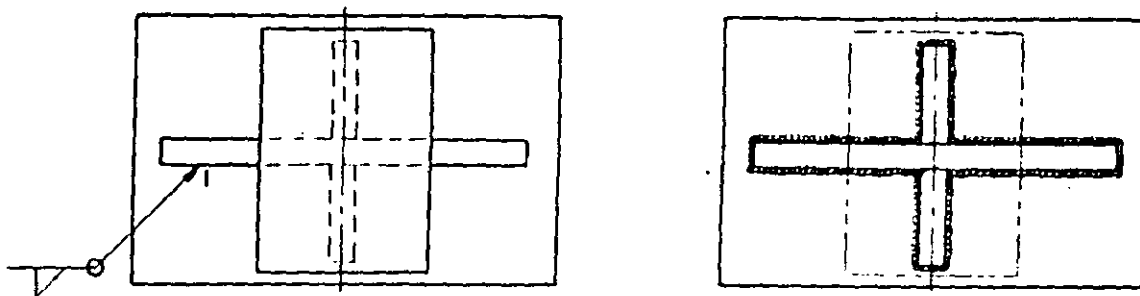
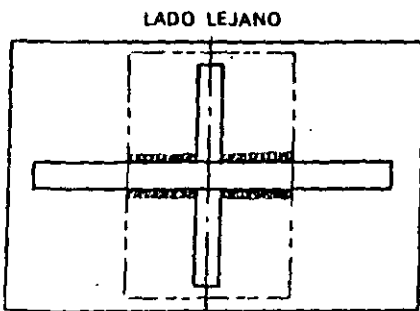


Fig. 12.15 Símbolos de soldaduras en filete

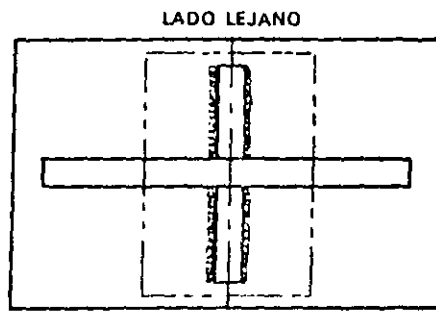


SIMBOLOS DE SOLDADURA

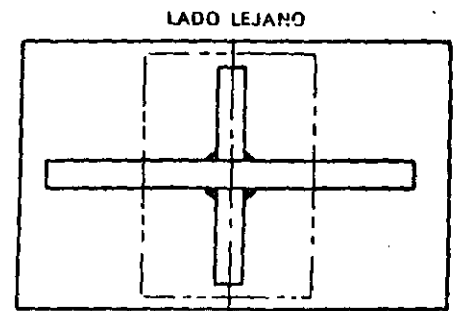
SOLDADURA 1
SOLDAR TODO ALREDEDOR EN UN PLANO



LADO CERCANO

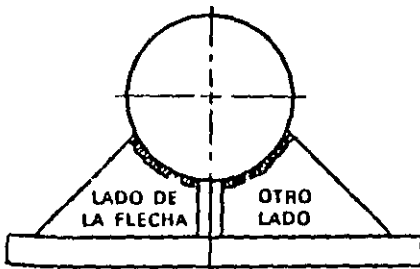


LADO CERCANO

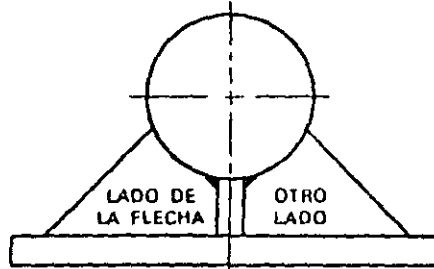


LADO CERCANO

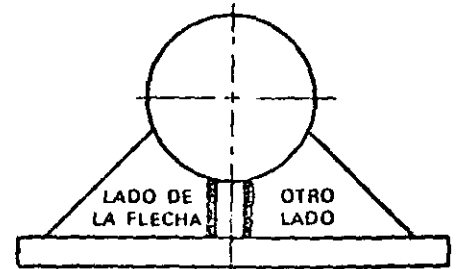
NOTA: EL SIMBOLO DE SOLDADURA SE REFIERE AL LADO CERCANO



SOLDADURA 2



SOLDADURA 3



SOLDADURA 4

CUANDO EL LADO LEJANO ES IDENTICO AL LADO CERCANO, LA SOLDADURA MOSTRADA PARA EL LADO CERCANO DEBERA REPETIRSE EN EL LADO LEJANO

tante para el proyectista indicar correctamente el tipo de soldadura requerido. Debe tenerse especial cuidado en hacer resaltar los siguientes puntos: tipo de soldadura, preparación de la unión, tamaño de la soldadura, orificio de la raíz (en caso de que éste se presente), y grado de penetración requerido. Los anteriores puntos pueden indicarse claramente en el dibujo mediante el uso de una simbología apropiada.

Los símbolos para el dibujo de soldaduras constituyen un lenguaje abreviado. Su uso implica economías en tiempo y dinero, y sirve para asegurar claridad y concisión. Es deseable que los símbolos usados pertenezcan a un lenguaje universal; por esta razón los símbolos de la *American Welding Society*, cuyo uso se ha generalizado, se adoptan para este texto. El uso de esta simbología es obligatorio de acuerdo con los requisitos para soldadura de la especificación W47 del CSA, esto para fabricantes o contratistas certificados o licenciados por el Comité Canadiense de Soldadura (*Canadian Welding Bureau*), de acuerdo con los requerimientos de la norma antes mencionada.

El uso de las frases "lado cercano" y "lado lejano", llevó en el pasado a confusiones, a causa de que cuando las uniones se muestran en sección, todas las soldaduras son equidistantes con relación al lector, y las palabras "cerca" o "lejos" carecen entonces de significado. En el sistema presente, el sitio de unión es la base de referencia. Cualquier empalme cuya soldadura se muestre mediante un símbolo, tendrá siempre un lado de flecha y un lado opuesto a la flecha. Así pues, las palabras *al lado de la flecha, al otro lado, a los dos lados* se usan en el texto para localizar las soldaduras con respecto al punto de unión.

La cola de las flechas se usa para designar las especificaciones de soldadura, procedimiento y otra información suplementaria requerida para su ejecución. La anotación colocada en la cola del símbolo, indica el proceso, el tipo de material de relleno que debe usarse y si es o no necesario emplear acabados especiales para la soldadura, tales como el martilleo. En caso de no usar notaciones, la cola del símbolo puede omitirse.

SIGNIFICADO DE LA LOCALIZACION DE LA FLECHA

1. Para los símbolos de soldadura de

filete y bisel, la flecha deberá conectar la línea de referencia del símbolo con un lado de la unión; este lado será considerado el *lado de la flecha*. El lado opuesto al lado de la flecha, se considerará el *otro lado* de la unión.

2. Cuando una unión se identifica en el dibujo mediante una línea sencilla, y la flecha de un símbolo de soldadura se dirige a esa línea, el lado de la flecha de la unión, se considerará como el *lado cercano* de la misma.

3. Para el caso de los símbolos de soldadura de tapón, punto de arco, costura de arco, costura por resistencia, y proyección, la flecha deberá conectar la línea de referencia del símbolo de soldadura con la superficie exterior de uno de los miembros de la unión; esta conexión se hará sobre la línea central de la soldadura deseada. El miembro hacia el cual apunta la flecha, se considerará como el miembro del *lado de la flecha*. El restante, o sea aquel hacia el cual no apunta la flecha, será considerado *el otro miembro*.

4. Cuando una unión se describe como una área paralela al plano de proyección en el dibujo, y la flecha de un símbolo de soldadura se dirige a esa área, el miembro del lado de la flecha de la unión, será considerado como el *miembro cercano* de ésta.

LOCALIZACION DEL SIMBOLO DE SOLDADURA CON RESPECTO A LA UNION

1. Las soldaduras del lado de la flecha de la unión se mostrarán en el dibujo colocando el símbolo de soldadura en la parte de abajo de la línea de referencia.

2. Las soldaduras del otro lado de la unión se mostrarán colocando el símbolo de soldadura en la parte superior de la línea de referencia.

3. Las soldaduras que van en los dos lados de la unión se mostrarán colocando el símbolo de soldadura en los dos lados de la línea de referencia.

4. Las soldaduras de punto por resistencia y las costuras por el mismo sistema, no tienen significado por sí mismas en cuanto al lado de la flecha y al otro lado se refiere; sin embargo, se emplean otros símbolos suplementarios para definir tales ubicaciones. Los símbolos de soldadura para estos procesos, deberán centrarse sobre la línea de referencia.

USO DEL SIMBOLO DE SOLDAR TODO ALREDEDOR

Cuando una soldadura deba extenderse completamente alrededor de una unión, se empleará el símbolo de soldar todo alrededor, colocado en el punto de intersección de la línea de referencia con la flecha.

USO DEL SIMBOLO DE SOLDADURA EN OBRA

Las soldaduras ejecutadas en la obra (soldaduras que no se ejecutan en el taller ni en el sitio de construcción inicial) se indicarán mediante el símbolo de soldadura en obra, el cual se coloca en el punto de intersección de la línea de referencia con la flecha.

USO DE QUIEBRES DE LA FLECHA DE SIMBOLOS DE SOLDADURA EN BISEL Y SOLDADURA DE RANURA EN J

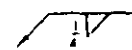
Cuando se emplea el símbolo de soldadura en bisel o soldadura de ranura en J, la flecha deberá apuntar, con un quiebre claramente delimitado, hacia el miembro que deba ser achaflanado. Podrá omitirse este quiebre cuando la identificación del miembro achaflanado sea obvia.

SIMBOLOS COMBINADOS DE SOLDADURA

Para las uniones que requieran más de una soldadura, deberá emplearse un símbolo para cada soldadura.

SOLDADURAS EN FILETE

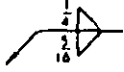
1. Las dimensiones de las soldaduras en filete se muestran del mismo lado de la línea de referencia que el símbolo de soldadura.



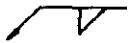
2. Cuando los dos lados de una unión tienen soldaduras en filete de igual tamaño puede dimensionarse una, o las dos soldaduras.



3. Cuando en los dos lados de una unión hay soldaduras de tamaños diferentes, las dos deberán dimensionarse.

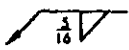


4. Cuando en un dibujo aparece una nota general que cubre las dimensiones de las soldaduras en filete, tal como, **TODAS LAS SOLDADURAS EN FILETE SERAN DE 5/16**, SALVO INDICACION CONTRARIA, y todas las soldaduras en filete obedecen la nota general, no será necesario indicar el dimensionamiento.

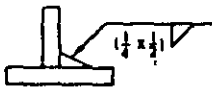


5. Las dimensiones de toda soldadura que no obedezca la nota general mencionada en el punto anterior, deberán indicarse.

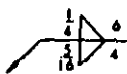
6. El tamaño de la soldadura en filete deberá indicarse a la izquierda del símbolo de soldadura.



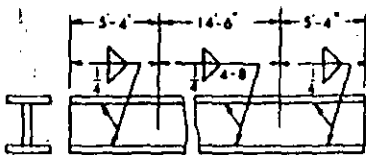
7. El tamaño de una soldadura en filete con catetos de diferente longitud, se indica entre paréntesis a la izquierda del símbolo de soldadura. La orientación de la soldadura no se muestra en el símbolo, sino que se indica en el dibujo siempre que sea necesario hacerlo.



8. La longitud de una soldadura en filete se muestra a la derecha del símbolo de soldadura.

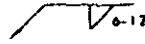


9. Las longitudes específicas de las soldaduras en filete, pueden indicarse utilizando símbolos conjuntamente con las líneas de dimensionamiento.



10. El paso (espaciamento de centro a centro) de soldaduras intermitentes en filete

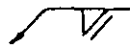
se muestra como la distancia entre centros de los incrementos a un lado de la unión. Debe aparecer a la derecha de la dimensión de longitud.



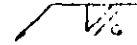
11. Las soldaduras intermitentes en filete, que además se alternan a uno y otro lado de la unión, se muestran alternando los símbolos de soldadura.



12. Las soldaduras en filete, que deban ejecutarse logrando una superficie más o menos plana, se muestran agregando al símbolo de soldadura el símbolo de contorno parejo.



13. Las soldaduras en filete, para las cuales se requiera una superficie plana terminada a máquina, se indican mostrando el símbolo de acabado parejo y el símbolo de acabado acostumbrado por el fabricante.



SOLDADURAS EN RANURA

1. Las dimensiones de las soldaduras en ranura deben indicarse al mismo lado de la línea de referencia en que está el símbolo de soldadura.



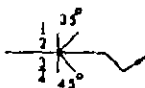
SÍMBOLO DE SOLDADURA	INDICA	SÍMBOLO DE SOLDADURA	INDICA
1 LADO DE LA FLECHA	 1/16	2 A TOPE. ESMERILADO	 1/16
3 OTRO LADO	 1/16	4 PROFUNDIDAD DE SOLDADURA	 0
5 RANURA EN V	 1/8 60°	6 LA FLECHA QUIEBRA HACIA EL MIEMBRO ACHAFLANADO	 1/16 15° 1/8
7 LA FLECHA QUIEBRA HACIA EL MIEMBRO ACHAFLANADO	 1/4 1/8 45° 0	8 RANURA EN U	 30° 0
9 DOBLE V	 1/8 60°	10 DOBLE V	 60° 1/8
11 BISEL DOBLE	 1/4 1/8 45° 1/8	12 RANURA EN V CON S ANTERIOR	 60° 1/8

Fig. 12.17 Símbolos para soldaduras en ranura

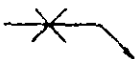
2. Cuando los dos lados de una soldadura de doble ranura tienen las mismas dimensiones, uno de los dos puede dimensionarse.



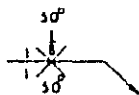
3. Cuando los dos lados de una soldadura de doble ranura tienen dimensiones diferentes, los dos deberán dimensionarse.



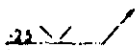
4. Cuando en el dibujo aparezca una nota general que defina las dimensiones de las soldaduras en ranura, tal como, TODAS LAS SOLDADURAS DE RANURA EN V TENDRAN UN ANGULO DE 60°, SALVO ESPECIFICACION CONTRARIA, las soldaduras que cumplan la especificación general no requerirán dimensionamiento.



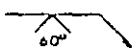
5. Cuando las dimensiones de una o varias de las soldaduras difieran de las consignadas en la especificación general, deberán indicarse según sea necesario para uno o los dos lados de la soldadura.



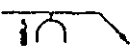
6. El tamaño de las soldaduras en ranura se muestra a la izquierda del símbolo de soldadura.



7. Cuando las soldaduras de ranura simple y de ranura doble simétrica se extienden a lo largo de la totalidad del miembro o miembros que se van a unir, no es necesario mostrar el tamaño de la soldadura en el símbolo correspondiente.



8. Cuando las soldaduras en ranura se prolongan parcialmente a lo largo de los miembros que se van a unir, el tamaño de éstas se indica en el símbolo de soldadura.



9. Excepto para las soldaduras de ranura cuadrada, el tamaño de las soldaduras en ranura que tengan una penetración de raíz especificada, se indica mostrando la

profundidad del achaflanamiento y la profundidad de la raíz; estas dimensiones se separarán mediante el signo más, y se colocarán a la izquierda del símbolo de soldadura. El tamaño de las soldaduras en ranura cuadrada, se indica mostrando únicamente la magnitud de la penetración de la raíz. La profundidad del achaflanamiento y la penetración de la raíz se leen en este orden y de izquierda a derecha sobre la línea de referencia.

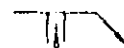


10. El tamaño de las soldaduras de ranura abocardada se considera comprendido entre los puntos tangenciales. Cualquier prolongación que rebase los puntos de tangencia, se considera como un borde o una unión traslapada.

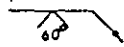


11. La apertura de la raíz de las soldaduras en ranura, es la acostumbrada por el usuario salvo indicación contraria. Cuando esta dimensión no sea la acostumbrada por

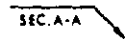
el usuario, su magnitud deberá indicarse dentro del símbolo de soldadura.



12. El ángulo de las soldaduras en ranura, será el acostumbrado por el usuario salvo especificación contraria, caso en el cual el ángulo se estipulará como se muestra en la ilustración.



13. Los radios de las ranuras y las superficies de las raíces serán los acostumbrados por el usuario, salvo indicación contraria, caso en el cual la soldadura será mostrada mediante secciones, detalles y demás información que se estime necesaria; esta información se mencionará en el símbolo de soldadura, observando el significado corriente de la localización sobre el símbolo.



14. Las soldaduras acordonadas y posteriores de soldaduras en ranura simple o sencilla, se indican mediante el símbolo de soldadura espaldar.

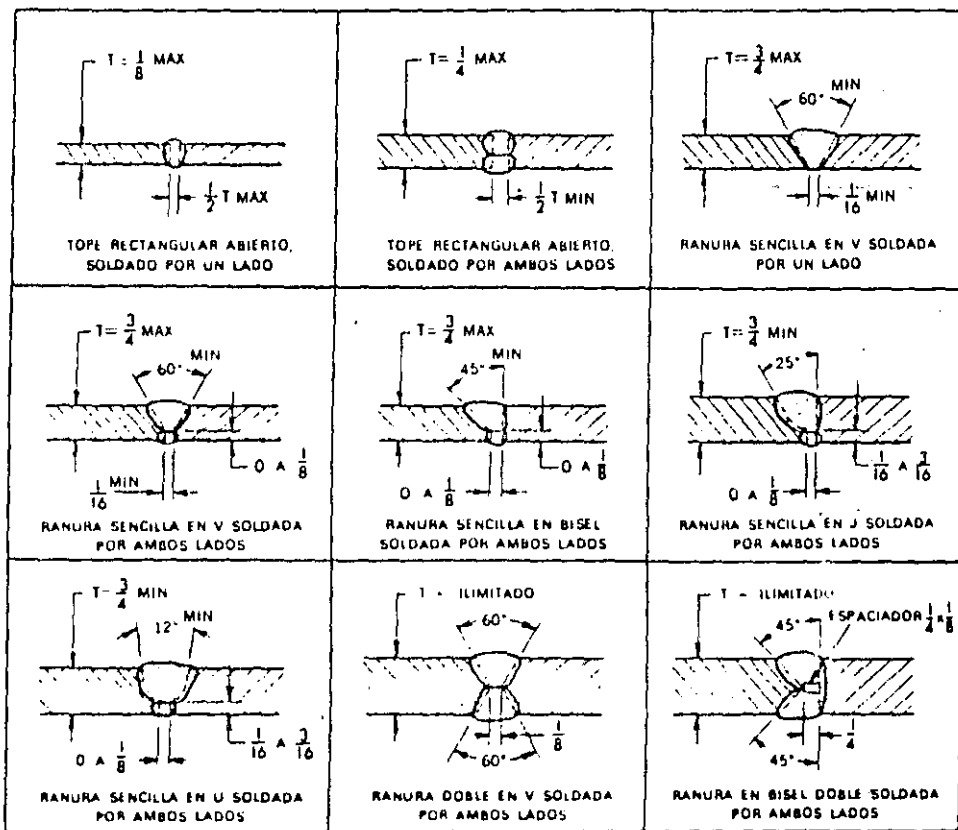
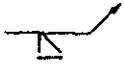
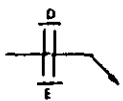


Fig. 12.18 Espaciamiento y espesor del material para juntas comunes a tope

10. Las soldaduras en ranura ejecutadas en forma más o menos pareja y sin recurrir a ningún método especial de acabado, se indican agregando el símbolo de contorno parejo al símbolo de soldadura, observando siempre el significado usual de la localización con relación al símbolo de soldadura.

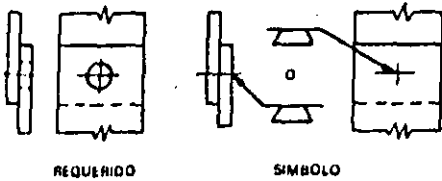


16. Las soldaduras en ranura que requieran ser emparejadas mediante la utilización de sistemas mecánicos de acabado, se indican agregando al símbolo de soldadura, el símbolo de contorno parejo y además el símbolo corriente de acabado empleado por el usuario, observando el significado usual de la localización con relación al símbolo de soldadura. D = desbardado, E = esmerilado, M = maquinado, R = terminado con rodillos, I = martillado.

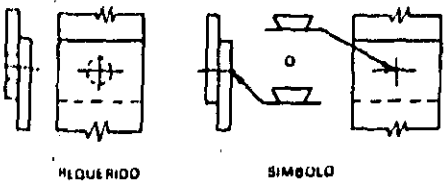


SOLDADURAS DE TAPON

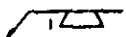
1. Las perforaciones en el miembro del lado de la flecha, que se emplean para la soldadura de tapón, se indican colocando el símbolo de soldadura sobre el lado de la línea de referencia que queda hacia el lector.



2. Las perforaciones en el miembro del otro lado de una junta para soldadura de tapón, se indican colocando el símbolo de soldadura sobre el lado de la línea de referencia que queda alejado del lector.



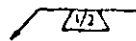
3. El tamaño de una soldadura de tapón se muestra sobre el mismo lado y a la izquierda del símbolo de soldadura.



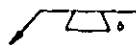
4. El ángulo incluido del avellanado de los tapones de soldadura, es el acostumbrado por el usuario salvo especificación contraria, caso en el cual se indica el ángulo incluido según se ilustra en seguida.



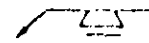
5. La profundidad del relleno para las soldaduras de tapón, es total salvo indicación contraria, caso en el cual se especificará la profundidad del relleno, en pulgadas, dentro del símbolo de soldadura.



6. El paso (espaciamiento de centro a centro) de las soldaduras de tapón se muestra a la derecha del símbolo de soldadura.



7. Las soldaduras de tapón que requieran acabado más o menos parejo sin necesidad de emplear medios mecánicos para tal propósito, se indican agregando el símbolo de acabado parejo al de soldadura.



8. Las soldaduras de tapón que requieran ser emparejadas utilizando medios mecánicos de acabado, se indican agregando al símbolo de soldadura, el símbolo de acabado parejo y el de acabado especial acostumbrado por el usuario.

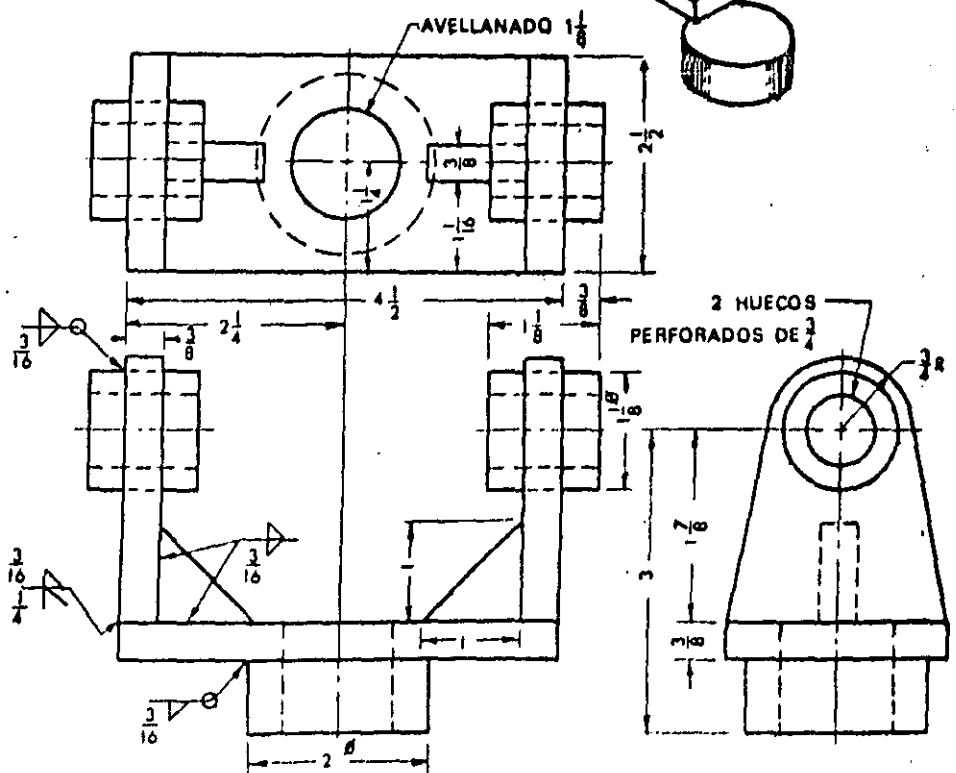
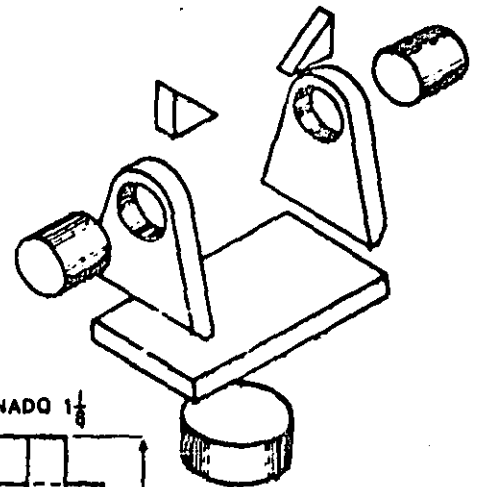
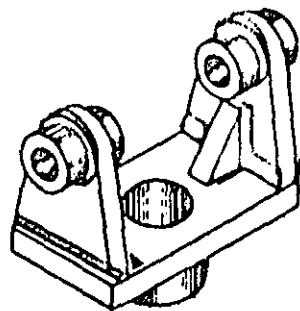
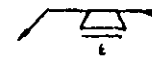
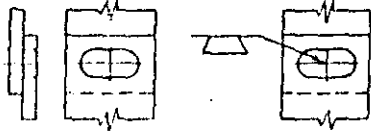


Fig. 12.19 Soporte de acero soldado para eje

SOLDADURAS DE PIE DE AGUERO

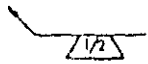
1. Las muescas o ranuras del miembro del lado de la flecha para una junta de soldadura de pie de agujero o ranura, se indican colocando el símbolo de soldadura sobre el lado de la línea de referencia que queda hacia el lector.



2. Las muescas o ranuras del miembro del otro lado de una junta para soldadura de este tipo, se indican colocando el símbolo de soldadura sobre el lado de la línea de referencia que queda opuesto al lector.



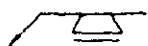
3. La profundidad del relleno de las muescas es total, salvo indicación contraria, caso para el cual se indicará la profundidad del relleno, en pulgadas, dentro del símbolo de soldadura.



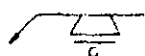
4. La longitud, la anchura, el espaciamiento, el ángulo incluido del avellanado, la orientación y la localización de las soldaduras de pie de agujero, deberán indicarse en el dibujo, o mediante detalles referenciados en el símbolo de soldadura, observando el significado corriente de la localización con relación al símbolo.



5. Las soldaduras que deban elaborarse buscando un acabado más o menos parejo, sin necesidad de emplear medios mecánicos para tal acabado, se indican agregando el símbolo de contorno parejo al símbolo de soldadura.

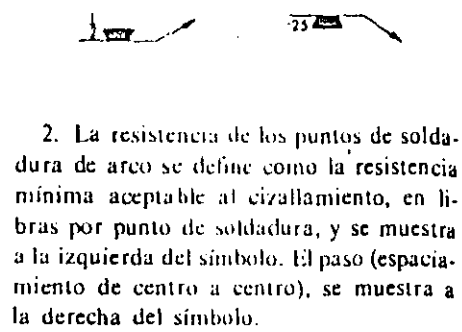


6. Las soldaduras que deban emparejarse utilizando medios mecánicos, se indican agregando al símbolo de soldadura, el símbolo de contorno parejo, y el símbolo corriente de acabado del usuario.



SOLDADURA DE ARCO DE PUNTOS

1. Las dimensiones de los puntos de soldadura de arco se muestran del mismo lado de la línea de referencia que muestra el símbolo de soldadura. Se dimensionan de acuerdo con su tamaño o con su resistencia. El tamaño se identifica de acuerdo con el diámetro de la soldadura expresado en fracciones o en centésimas de pulgada; se muestra a la derecha del símbolo de soldadura. No es necesario expresar el símbolo de pulgadas.



2. La resistencia de los puntos de soldadura de arco se define como la resistencia mínima aceptable al cizallamiento, en libras por punto de soldadura, y se muestra a la izquierda del símbolo. El paso (espaciamiento de centro a centro), se muestra a la derecha del símbolo.

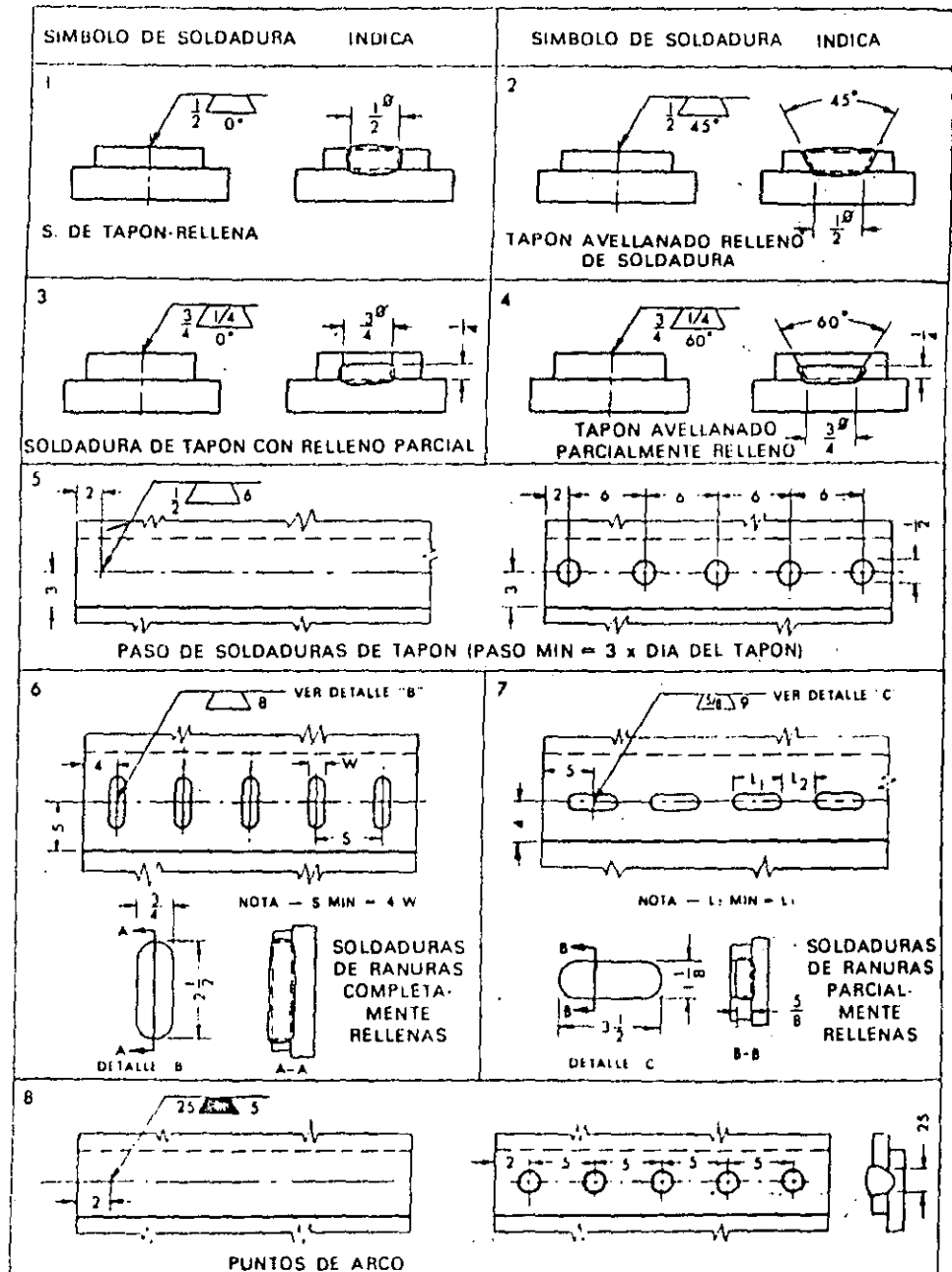
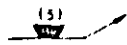


Fig 12.20 Símbolos para soldaduras de tapón, de ranura y de punto

3. La extensión de las soldaduras debe dimensionarse, cuando es inferior a la distancia comprendida entre cambios abruptos de dirección de la soldadura, o cuando es menor que la longitud total de la junta.



4. Cuando para una junta se desea un número definido de puntos de soldadura de arco, se indicará entre paréntesis en la parte superior o en la inferior del símbolo de soldadura.



5. Cuando la superficie a la vista de uno de los miembros de una junta, deba ser emparejada, se indicará tal superficie agregando el símbolo de contorno emparejado al símbolo de soldadura. Esto se hará observando el significado corriente de la localización con relación al símbolo.



SOLDADURAS DE ARCO EN COSTURA

1. Las dimensiones de este tipo de soldaduras se muestran del mismo lado de la línea de referencia que muestra el símbolo de soldadura. Se dimensionan, bien sea por su tamaño, o por su resistencia. El tamaño de las soldaduras se identifica como la anchura de la costura, expresado en fracciones, o decimalmente, en centésimas de pulgada. Se muestra a la izquierda del símbolo de soldadura, sin que sea indispensable utilizar el símbolo de pulgadas.



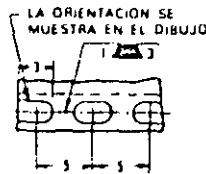
2. La resistencia se especifica como el cizallamiento mínimo aceptable, en libras por pulgada lineal de soldadura, y se muestra a la izquierda del símbolo de soldadura.



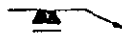
3. La longitud de las costuras, cuando se muestra en el símbolo de soldadura, se indica a su derecha. Cuando éstas se extienden a todo lo largo de la distancia entre cambios abruptos en la dirección de la soldadura, no es necesario indicar su dimensión.



4. El espaciamiento, la extensión, la localización y la orientación de las costuras, no se muestran en el símbolo de soldadura. Estos datos se indican en el dibujo.



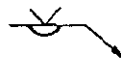
5. Cuando la superficie a la vista de uno de los miembros de una junta soldada con costura de arco, deba ser emparejada, tal superficie se indica agregando el símbolo de contorno emparejado al símbolo de soldadura. Esto, observando el significado corriente de la localización con respecto al símbolo.



SOLDADURA ESPALDAR

El símbolo de soldadura espaldar se usa para indicar espaldares acordonados de soldaduras en ranura simple.

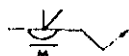
1. Estas soldaduras se indican colocando el símbolo de soldadura espaldar sobre el lado de la línea de referencia opuesto al símbolo de soldadura en ranura. No se muestran las dimensiones de este tipo de soldaduras en el símbolo. En caso de que sea deseable mostrar las dimensiones, esto se hará en el dibujo.



2. Las soldaduras de espaldar que deban quedar más o menos parejas sin necesidad de emplear medios mecánicos de acabado, se indicarán agregando el símbolo de contorno parejo al símbolo de soldadura de espaldar.

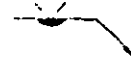


3. Cuando la soldadura se empareje empleando medios mecánicos, se agregarán al símbolo de soldadura de espaldar, el símbolo de contorno emparejado, y el símbolo corriente del usuario para el acabado.

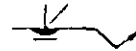


SOLDADURAS POR FUSION COMPLETA

1. Los símbolos de fusión completa se emplean cuando se requiere el 100% de penetración de la soldadura a través del material, para soldaduras ejecutadas por un solo lado del miembro que se va a unir. Se indican colocando el símbolo de soldadura por fusión completa, sobre el lado de la línea de referencia opuesto al símbolo de soldadura en ranura.



2. Las soldaduras que deban quedar más o menos parejas, sin necesidad de emplear medios mecánicos de acabado, se indicarán agregando al símbolo de soldadura, el símbolo de contorno parejo.

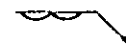


3. Las soldaduras que deban emparejarse empleando medios mecánicos de acabado se indicarán agregando al símbolo de soldadura el símbolo de contorno parejo, y el símbolo acostumbrado del usuario para el tipo de acabado empleado.



SOLDADURA DE SUPERFICIE O LENTICULAR

1. El símbolo de soldadura de superficie o lenticular se usa para indicar superficies formadas en soldadura, las cuales se muestran siempre con el mismo símbolo, sin importar el número de pases de soldadura que hayan sido necesarios para su conformación. El símbolo de este tipo de soldaduras no indica que se haya soldado una unión, y por consiguiente carece de significado en cuanto a ubicación referente a la flecha o al otro lado. Este símbolo (soldadura de superficie) se dibuja del lado de la línea de referencia que queda hacia el lector, y la flecha debe indicar claramente la superficie sobre la cual habrá de depositarse la soldadura.



2. Las dimensiones empleadas conjuntamente con el símbolo de soldadura de superficie, se muestran del mismo lado de la línea de referencia donde aparece

el símbolo de soldadura. El tamaño o altura de la superficie formada con soldadura, se indica mostrando la altura mínima de la soldadura depositada, a la derecha del símbolo de soldadura. Cuando no se requiera una altura específica, no será necesario mostrar la dimensión de tamaño en el símbolo de soldadura.



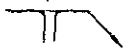
3. Cuando la totalidad del área de una superficie plana o curva deba conformarse con soldadura, no es necesario mostrar ninguna dimensión, aparte de la correspondiente al tamaño (altura de la soldadura depositada) de la soldadura.



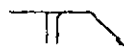
SOLDADURAS REBORDEADAS

Los siguientes símbolos de soldadura deberán usarse para uniones de metales de calibre liviano, para las cuales sea necesario el abocardado o rebordeo de las superficies que deben unirse.

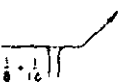
1. Las soldaduras de borde abocardado deberán mostrarse mediante el símbolo del mismo nombre. Este símbolo no tiene significado en cuanto a los dos lados se refiere.



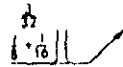
2. Las soldaduras de esquina rebordeada deberán indicarse mediante el símbolo del mismo nombre, el cual tampoco tiene significado en cuanto a los dos lados se refiere.



3. Las dimensiones de las soldaduras rebordeadas o abocardadas deberán aparecer del mismo lado de la línea de referencia que muestra el símbolo de soldadura. El radio y la altura por sobre el punto de tangencia, deberán indicarse mostrando sus dimensiones separadas por un signo más y colocadas al lado izquierdo del símbolo de soldadura. El radio y la altura deberán leerse en el mismo orden, de derecha a izquierda, a lo largo de la línea de referencia.

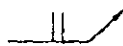


4. El tamaño de las soldaduras rebordeadas será indicado colocando su dimensión hacia afuera de las dimensiones rebordeadas.



5. La apertura de la raíz no se indicará en el símbolo de soldadura. En caso que sea necesario especificar esta dimensión, deberá mostrarse en el dibujo.

6. Cuando, para soldaduras rebordeadas, se inserten una o más piezas entre las piezas exteriores, se empleará el mismo símbolo de soldadura requerido para las piezas exteriores, sin tener en cuenta el número de piezas insertadas.



REDISEÑO POR EL METODO DE LAS SECCIONES EQUIVALENTES

Para el diseño de una máquina, generalmente se acostumbra basarse en las cargas y esfuerzos calculados. Sin embargo, algunas veces el proyectista puede requerir hacer la conversión de una pieza fundida o forjada, a una de acero fabricado, esto en la forma más simple posible.

El concepto de las *secciones equivalentes* está enfocado a la conversión directa de una pieza de un metal dado, a la misma pieza fabricada en un material diferente. Es bien probable, que al rediseñar para fabricación en acero una pieza cualquiera o un conjunto, éste deba ser funcional dentro de los límites de un diseño completo de la máquina de la cual habrá de formar parte, aun cuando el diseño de la máquina esté basado en las propiedades y características del hierro fundido. Es posible también que la decisión tomada se base en la experiencia en fundición de la planta, y se llegue a duplicar en buena parte la máquina original en acero, antes que entrar en complicados análisis de esfuerzos. De otra parte, puede ser necesario hacer la conversión de un diseño de acero a otro basado en el mismo material, a fin de aprovechar las nuevas técnicas de fabricación.

El enfoque básico para la conversión de una pieza de fundición en un conjunto de acero soldado equivalente a ésta, por el método de las secciones equivalentes, es el siguiente:

Paso 1: Determinese el tipo de carga de acuerdo con los requisitos de fortaleza, resistencia y rigidez de cada miembro;

Paso 2: Determinese la propiedad crítica del miembro de fundición;

Paso 3: Determinese la propiedad crítica requerida del miembro de acero.

USO DE LAS TABLAS EQUIVALENTES

Las tablas equivalentes han sido desarrolladas como una simplificación de las fórmulas tradicionales de ingeniería. Estas tablas permiten al proyectista concentrar su atención en una propiedad adecuada de la sección. En esta forma, no será necesario trabajar directamente con las cargas de diseño, como sería el caso al emplear las fórmulas tradicionales.

Paso 1: Determinese el tipo de carga de acuerdo con los requisitos de resistencia y rigidez para cada miembro. Todas las partes de la estructura deberán cumplir funciones específicas: mantener la resistencia suficiente y, además, la necesaria rigidez; resistir las cargas aplicadas de tensión, compresión, flexión y torsión.

Paso 2: Determinense las propiedades críticas del miembro de fundición. La capacidad de la pieza para soportar las anteriores cargas se determina mediante ciertas propiedades de su sección normal, que son las siguientes:

- A = Área de la sección normal
- I = Momento de inercia, para resistencia a la flexión
- S = Módulo de la sección, para resistencia a los esfuerzos cortantes
- J = Momento polar de inercia, para resistencia a las deformaciones por torsión
- J/C = Módulo polar de la sección, para resistencia bajo la torsión

Paso 3: Determinense las propiedades requeridas para el miembro de acero. Si tales propiedades son conocidas para una pieza o miembro de fundición, las tablas equivalentes facilitan la determinación de las propiedades correspondientes del elemento de acero que habrá de tener igual rigidez o resistencia (figura 12.21). Basta multiplicar el valor de las propiedades conocidas de la pieza de fundición, por el factor que se obtenga de la tabla equivalente apropiada. Por ejemplo, para determinar el área de la sección de un miembro de acero en tracción cuya rigidez debe ser igual a la de una fundición en hierro gris de norma 20 ASTM, refiriéndonos a la figura 12.21, vemos que el área de la sec-

Paso 1. Determinar el tipo de carga	Rigidez			Resistencia			
	Tensión	Compresión de columna corta	Tensión	Compresión de columna corta	Flexión	Torsión	
Paso 2. Determinar esta propiedad del miembro fundido	Área (A)	Área (A)	Área (A)	Área (A)	Módulo de la sección S	Módulo polar de la sección $\frac{J}{C}$	
Paso 3. Factores equivalentes	Multiplíquese la propiedad del miembro fundido indicada arriba, por el factor indicado abajo para obtener el valor equivalente para acero.						
Hierro gris	ASTM 20	40%	40%	21%	94%	21%	28%
	ASTM 30	50	50	31	123	31	42
	ASTM 40	63	63	42	136	42	56
	ASTM 50	67	67	52	156	52	70
	ASTM 60	70	70	63	167	63	83
Maleable	A47-33 35018	83	83	68		68	76
	A47-33 32510	83	83	54		54	70
Mechanite	GRADE GE	40	40	31	125	31	42
	GRADE GD	48	48	36	136	36	49
	GRADE GC	57	57	44	164	44	58
	GRADE GB	60	60	49	174	49	64
	GRADE GA	67	67	57	199	57	73
Acero fundido (.12-.20% C)		100	100	75	75	75	75

Cortesía de The James F. Lincoln Arc Welding Foundation

Fig. 12.21 Rigidez equivalente y factores de resistencia para la selección de la sección de acero igual a la sección fundida

ción de acero deberá ser igual al 40% del área de la sección de fundición.

Ejemplo: Con el fin de observar la forma de aplicación del procedimiento a la solución de un problema real, consideremos el soporte de eje mostrado en la figura 12.6. El propósito del rediseño, será obtener un miembro de acero soldado, cuya rigidez sea igual a la de la pieza de fundición y cuyos costos serán naturalmente inferiores a los de ésta.

Paso 1: Determinése el tipo de carga de acuerdo con los requisitos de resistencia y rigidez de cada miembro. Teniendo en cuenta que el cojinete funciona conjuntamente con un buje de bronce, para soportar el eje, podemos suponer que el factor primordial por considerar será la rigidez. Los esfuerzos de tensión y compresión deberán ser también tenidos en cuenta, ya que el cojinete deberá montarse en cualquier posición.

Paso 2: Es aparente que tanto el espesor de la base como el de las nervaduras de refuerzo podrán reducirse. Sin embargo, ciertas dimensiones no podrán alterarse, esto a causa de que la pieza de acero solda-

do puede requerirse como remplazo para un cojinete de fundición que se haya roto. La altura de 1 ¼ pul, es un ejemplo de las dimensiones que no deben alterarse.

Paso 3: Determinar el espesor necesario para los miembros de acero.

(a) Espesor de la base de acero: de acuerdo con la figura 12.21, el espesor de la base de acero deberá ser igual al 50% del espesor de la base de hierro gris. Por consiguiente, el espesor de la base de acero será = 50% de 5/8" = 5/16".

(b) Espesor de las nervaduras de refuerzo: es correcto usar la misma reducción empleada para la base. Tenemos entonces que, espesor de las nervaduras = 50% de 7/16" = 7/32" (usar 1/4" por ser material comercial).

NOMOGRAMAS¹

Las bases son miembros comunes a casi todo tipo de maquinaria. Por esta razón, se ha considerado apropiado escoger como ejemplo el rediseño de una base, para ilustrar el empleo de los nomogramas en la aplicación del concepto de la sección equivalente.

PRIMER REDISEÑO

La pieza original de fundición ilustrada en la figura 12.22A tiene 60 pul de longitud, 30 pul de anchura y 6 pul de profundidad. Ha sido elaborada en hierro gris de norma 20 ASTM. Tiene una nervadura inferior.

Paso 1: Determinése el tipo de carga. Esta base de hierro colado, en la cual están montados una bomba y un motor, estuvo en operación trabajando en forma aceptable. Como objetivo esencial del rediseño para acero soldado, se espera obtener una rigidez igual o superior a la de la pieza fundida. Así pues, el problema de diseño es de rigidez bajo una carga de flexión.

Paso 2: Determinése la propiedad crítica del miembro de fundición.

Al diseñar para rigidez, el miembro deberá tener un momento de inercia suficiente para resistir la carga de flexión. Considerando que la forma de la sección normal, así como la longitud y profundidad de la pieza deberán conservarse, será una aproximación aceptable suponer que el momento de inercia variará de acuerdo con el área de la sección normal. Adelantándonos un paso, podemos suponer que el mo-

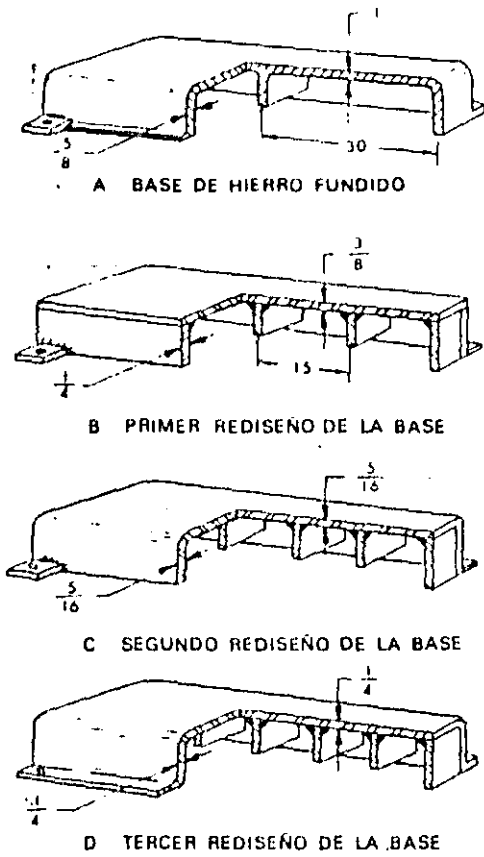


Fig. 12.22 Base original de hierro fundido, rediseñada para fabricar en acero soldado

mento de inercia variará en forma proporcional al espesor de la parte superior y los lados. En el ejemplo de la base de hierro colado, el espesor del panel superior es de 1 pul, y el del panel lateral es de 5/8 pul. Paso 3: Determinese la propiedad requerida para el miembro de acero.

Del primer nomograma (figura 12.23) puede obtenerse el espesor mínimo que se va a usar para los paneles superior y lateral. En este nomograma,

- La línea A muestra el espesor del panel de fundición
- La línea B muestra los varios tipos de materiales de fundición (dato conocido previamente)
- La línea C muestra los espesores del panel de acero, necesarios para obtener una rigidez equivalente a la de la pieza de hierro fundido correspondiente.

Al prolongar hasta la línea C, una línea recta que una el punto sobre la línea A que indica 1" de espesor del panel superior, o el punto sobre la línea B que indica hierro gris de norma 20 ASTM, obtendremos sobre la línea C una lectura aproxima-

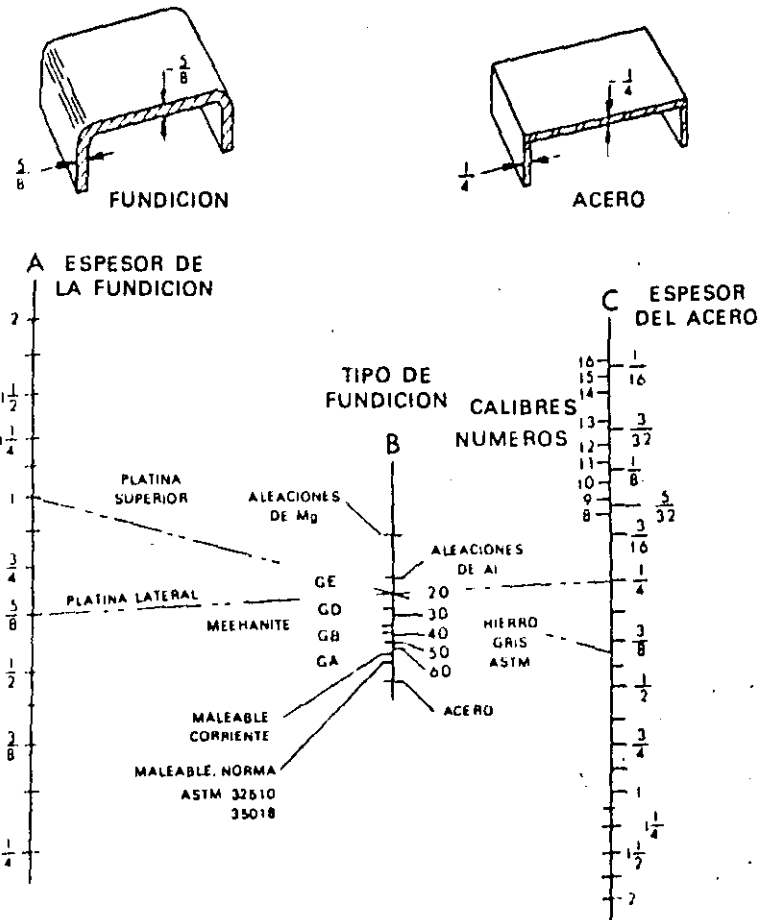
mos sobre la línea C una lectura aproximadamente igual a 3/8 pul. Este (3/8), será el espesor requerido para el panel superior en acero. Procediendo en forma similar, obtendremos que el espesor requerido para el panel lateral será de 1/4 pul.

La base de fundición original está provista de una nervadura que sirve como refuerzo, de manera que será necesario incluir en la sección de acero una o más nervaduras. Aquí es importante tener en cuenta el efecto del refuerzo sobre el vano libre del panel superior, con relación al espesor de este último. Un panel superior muy delgado, puede requerir refuerzos superiores a los necesarios para el panel de fundición que de por sí es considerablemente más pesado.

El máximo vano requerido, entre nervaduras de refuerzo, para el panel superior

de acero, puede obtenerse del segundo nomograma (figura 12.24). En este nomograma,

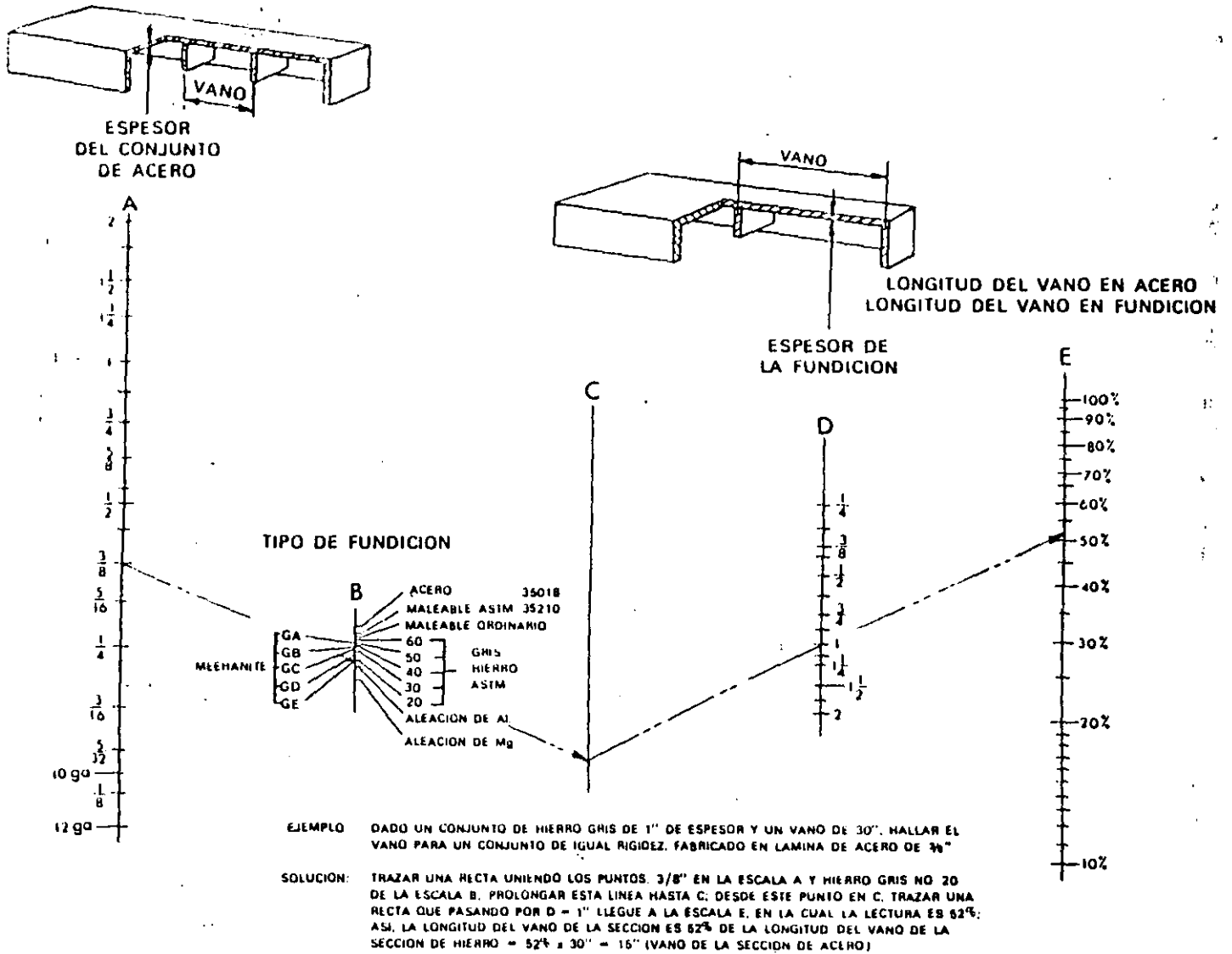
- La línea A muestra el espesor del panel superior (determinada mediante el nomograma anterior)
 - La línea B muestra el tipo conocido de material fundido
 - La línea C es la línea de referencia
 - La línea D muestra el espesor conocido del panel superior de fundición
 - La línea D muestra la relación entre la longitud del vano para el miembro de acero, y para el miembro de fundición correspondiente; indica también la relación de las longitudes de panel correspondientes entre nervaduras de refuerzo.
- Al trazar una línea recta entre el punto de la línea A que indica 3/8 pul de espesor requerido para el panel superior de acero,



EJEMPLO HALLAR EL ESPESOR DE UNA SECCION DE ACERO CON LA MISMA RIGIDEZ DE UNA SECCION DE HIERRO GRIS NO. 20 DE 1" DE ESPESOR
 SOLUCION TRAZAR LA LINEA UNIENDO LOS PUNTOS 1" EN LA ESCALA A Y NO 20 EN LA ESCALA B AL PROLONGAR ESTA LINEA HASTA LA ESCALA C OBTENEMOS UN ESPESOR DE 3/8" PARA EL ACERO

Fig. 12.23 Nomograma de relación entre los espesores de una sección de hierro colado y su equivalente de acero soldado para conservar la misma rigidez

Cortesía de The James F. Lincoln Arc Welding Foundation



Cortesía de The James F. Lincoln Arc Welding Foundation

Fig. 12.24 Nomograma para determinar la relación entre las longitudes de los vanos de una sección de fundición y una sección de acero de la misma rigidez.

El punto de la línea B que representa hierro colado de norma 20 ASTM, y prolongar esta recta hasta intersectar la línea C, tendremos sobre esta última línea (C), un punto de referencia. Uniendo el punto de referencia sobre la línea C, con el punto que sobre la línea D representa el espesor de 1 pulgada del panel superior de fundición, y prolongando la recta que une los dos puntos anteriores, tendremos que la línea E es intersectada por esta recta, aproximadamente en el punto que indica 52%. Esto significa que el vano requerido para el miembro de acero será igual al 52% del vano de la fundición original, o sea que el vano para la sección de acero será de 52% de 30" = 15", y tendrá la misma rigidez que el miembro de fundición.

El empleo de láminas del mismo espesor de los paneles laterales para la elaboración de la base constituye una práctica general. El espesor de las nervaduras de refuerzo puede ser inferior al anterior. Como resultado se logra una mayor resistencia, con menor peso y a costos inferiores en comparación con la base original de fundición.

SEGUNDO REDISEÑO

Mediante el cambio de la forma de la sección normal de la base, puede llegarse a un diseño aún más eficiente. Sin embargo, para esto sería necesario hallar el momento de inercia de la nueva sección propuesta. Si el momento de inercia de la sección de fundición es fácil de determinar, podrá

multiplicarse por un factor de rigidez equivalente. Este factor indica el porcentaje de la rigidez del material de fundición con relación a la rigidez de una sección similar elaborada en acero. Dicho porcentaje puede obtenerse del primer nomograma (figura 12.23) usando el valor de la sección de acero hallado al suponer una sección de fundición de 1 pulgada de espesor.

Con el rediseño basado en un momento de inercia equivalente, la sección de acero podrá fabricarse en lámina de 5/16 pul, doblada en forma acanalada. Así se produce una ligera disminución en el espesor de la pared superior, con un aumento correspondiente en el de las secciones laterales (figura 12.22C). La lámina superior, ahora más delgada, requerirá algún refuerzo

adicional, el cual se determina empleando el segundo nomograma

Mediante el empleo de un espesor uniforme, se logra que una sola lámina desempeñe la función de tres. El doblado de los lados elimina la preparación necesaria para soldar, así como las soldaduras finales de los lados; esto implica una reducción adicional en los costos.

TERCER REDISEÑO

El anterior diseño podría aun mejorarse mediante el doblez hacia fuera de la parte inferior de los laterales, tal como se mues-

tra en la figura 12.22D. El considerable aumento en la rigidez de la sección que se consigue en esta forma, implica una reducción adicional en el espesor de la lámina. Esto seguramente hará necesario algún aumento en las nervaduras de refuerzo, el cual será determinado con base en el segundo nomograma.

La disminución del espesor de la lámina permitirá que los bordes sean cortados con cizalla, eliminándose el corte con soplete, lo cual implica una nueva reducción de costos.

Las nervaduras y refuerzos no requieren

mucha soldadura; será suficiente el empleo de filetes intermitentes de soldadura.

Con este tercer rediseño se han reducido los costos considerablemente, y el peso de la base se ha disminuido a un 36% del peso de la base original de fundición.

REFERENCIAS Y FUENTES DE INFORMACION

1. Canadian Welding Bureau
2. Canadian Welding Bureau and The American Welding Society
3. The James F. Lincoln Arc Welding Foundation.

PROBLEMAS

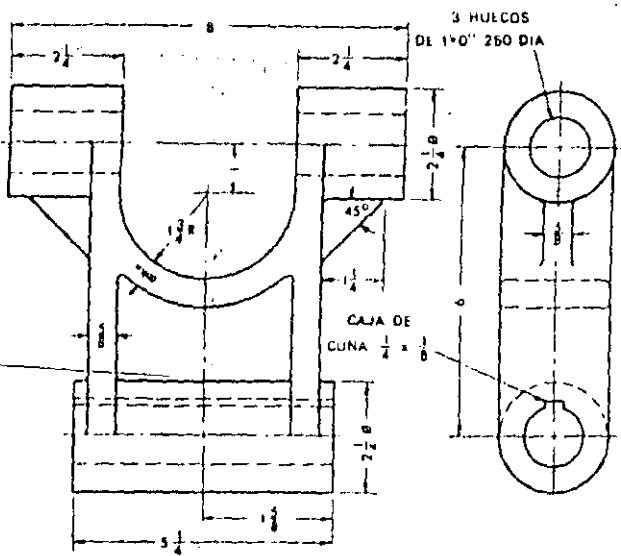
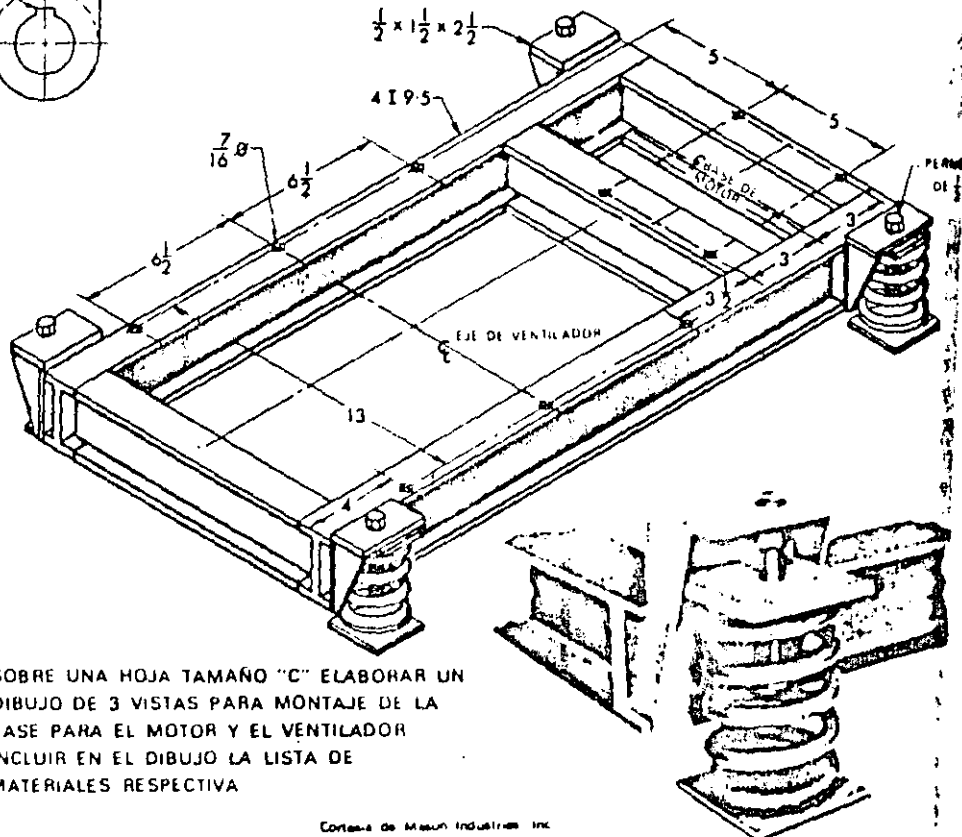
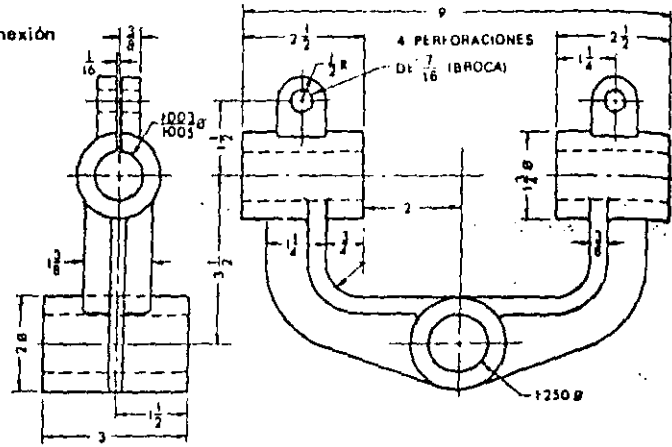


Fig. 12.25 Soporte giratorio

Fig. 12.26 Soporte de conexión



EJERCICIO — SOBRE UNA HOJA TAMAÑO "C" ELABORAR UN DIBUJO DE 3 VISTAS PARA MONTAJE DE LA BASE PARA EL MOTOR Y EL VENTILADOR INCLUIR EN EL DIBUJO LA LISTA DE MATERIALES RESPECTIVA

Cortesia de Mason Industries, Inc.

Fig. 12.27 Base para motor de ventilador

MONTURA EN RESORTE TIPO SLF



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

TRANSMISIONES POR BANDA

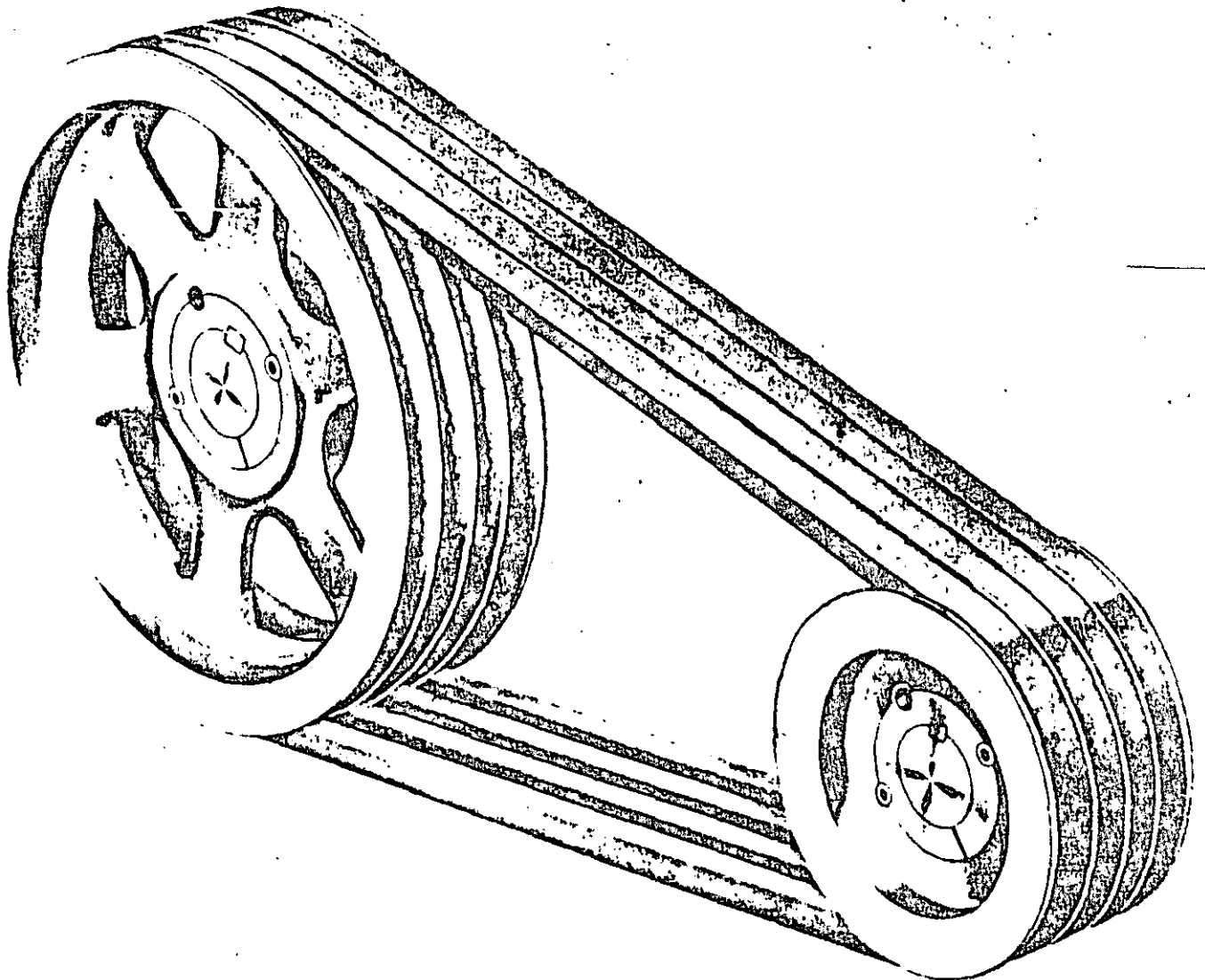
EXPOSITOR:

ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH

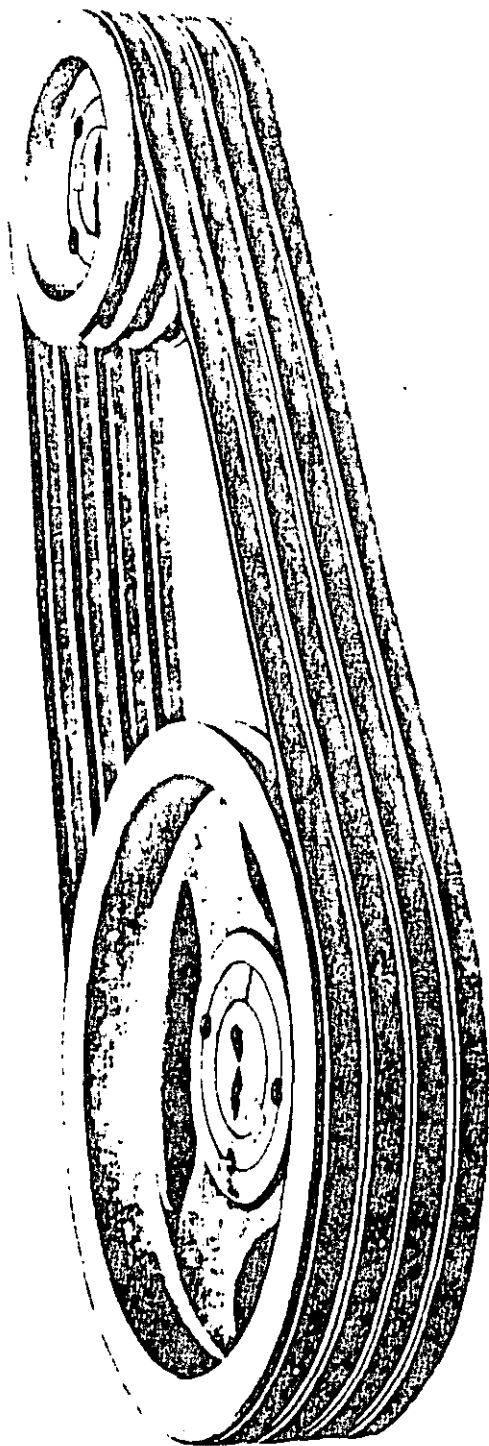
ABRIL, 1985

PULLEAS
TAPER-LOCK®
PARA TRANSMISIONES
DE BANDA "V"
DODGE®

DODGE®
de Mexico S.A. de C.V.



CATALOGO DE DISEÑO PARA TRANSMISIONES CON BANDA "V"



DODGE de México, S.A. de C.V. ofrece una línea completa de poleas con su buje TAPER-LOCK® para bandas sección A, B y C.

Estas poleas y bujes son fabricados en México de acuerdo a las especificaciones de DODGE® División de Reliance Electric Co. de Mishawaka, Indiana, E. U. A., diseñadores y fabricantes de equipos para la transmisión de energía mecánica por más de 80 años. Los productos DODGE® son conocidos en el mundo entero por su eficiente servicio.

La experiencia que DODGE® tiene en los equipos de transmisión de energía, no sólo data, de antes de la transmisión con banda V, sino también de su predecesora, la transmisión por cable.

DODGE® introdujo la primera polea de madera y el primer buje intercambiable para la misma y desarrolló el sistema americano de transmisiones por cables.

DODGE® introdujo el buje TAPER-LOCK® el método más simple y más seguro diseñado para sujetar ruedas y ejes, y lo adaptó a sus poleas.

DODGE DE MEXICO S.A. de C.V.

OFICINA EN MEXICO
Ingenieros Metales No 85-305
C.P. 11230 México, D.F.
Tel 5-76-43-66, 5-76-20-07

PLANTA EN GUADALAJARA
Calle A No 170 Parque Industrial El Salto
El Salto, Jal. C.P. 45600
Tel 01-36-39-71-04

PROHIBIDA LA REPRODUCCION PARCIAL O TOTAL
DEFÉCHOS RESERVADOS © 1968-1973 RELIANCE ELECTRIC CO.

® Marca Reg. de DODGE División de Reliance Electric Co. Impreso en la Ciudad de México

© Marca Reg

POLEAS TAPER-LOCK®

Las poleas para bandas A, B y C de DODGE® tiene bujes TAPER-LOCK®. La superioridad de este montaje desarrollado por DODGE® es bien reconocida y se ha convertido en uno de los montajes más usados en la industria.

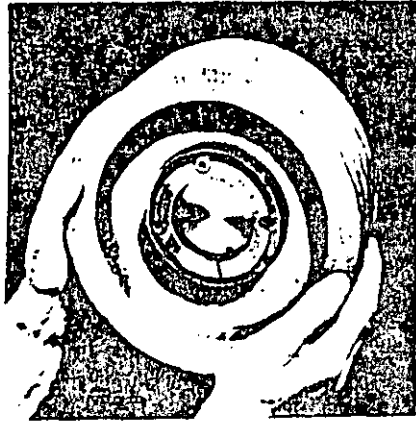
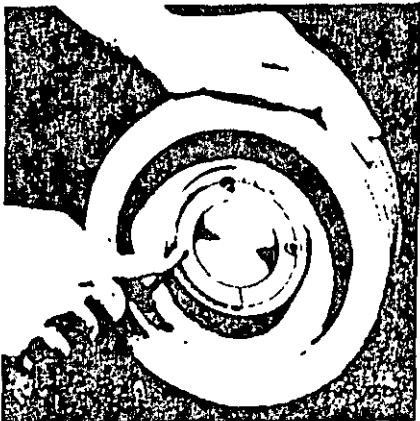
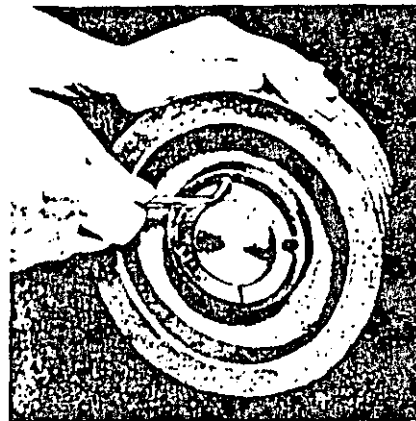
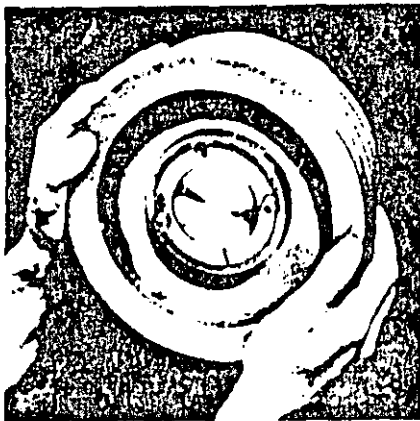
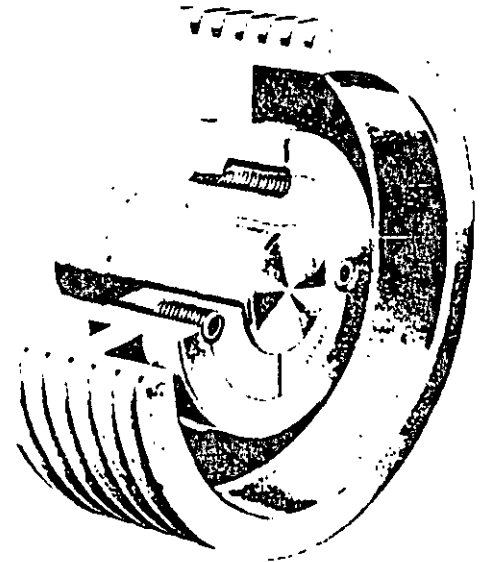
EL FAMOSO MONTAJE CON BUJES TAPER-LOCK®

El cierre TAPER LOCK® se sujeta al eje firmemente. Sin embargo, los productos TAPER-LOCK® se montan y desmontan con facilidad. No hay bridas, collares, ni piezas sobresalientes, lo cual significa seguridad. Sólo se usa un mínimo de espacio sobre el eje. La instalación es compacta, moderna y de apariencia nítida.

La superficie de apoyo del TAPER-LOCK® se extiende a todo el largo del cubo y del buje, lo cual no solamente contribuye a la máxima compresión y fuerza de sujeción, sino que elimina también la posibilidad de excentricidades. El TAPER-LOCK® opera con precisión.

BUJES INTERCAMBIABLES

Los bujes TAPER-LOCK® son intercambiables, lo que significa economía en la existencias y ahorro de tiempo en instalaciones. Con productos equipados con TAPER-LOCK® usted puede cambiar de un tamaño de eje a otro; de un tamaño de producto a otro o a productos de tipos diferentes, incluyendo poleas, ruedas dentadas para cadena, engranes, acoplamientos, poleas de bandas transportadoras, imponentes de ventiladores y volantes.



FACIL DE INSTALAR

Al insertar el buje en la polea, alinense los orificios (no las roscas). En los orificios con roscas en la polea, póngase los opresores. Deslícese toda la unidad sobre el eje; alinése la polea y apriete los opresores. Al acuñarse el buje hacia dentro se contraerá uniformemente.

NOTA: Instrucciones completas de instalación se incluyen en cada caja de empaque de los bujes.

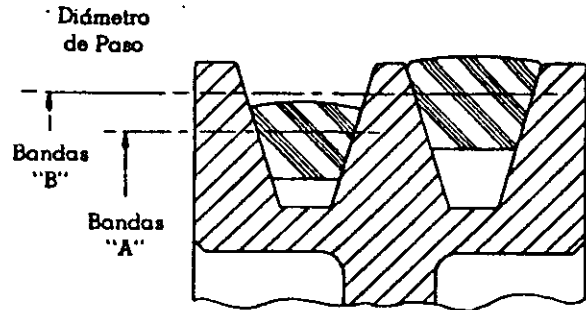
FACIL DE DESMONTAR

Retírense completamente los opresores. En el orificio roscado en el buje, insértese uno de ellos. Empléelo en forma de extractor, apretándolo, de esta forma quedará el buje libre, permitiendo la rápida y fácil remoción de la polea.

Poleas TAPER-LOCK® de Ranura para Doble Servicio de Bandas "A" y "B" y Poleas TAPER-LOCK® "B"



A **B**
 13 x 8 mm 16.7 x 10.3 mm
 (½" x ⅜") (⅝" x ⅜")



Las poleas ilustradas en esta página con diámetros exteriores hasta de 47.63 cm (18.75") inclusive, son de doble servicio para ser utilizadas con bandas "A" o "B". Las poleas de diámetro mayor que aparecen en esta página, son poleas para bandas Secc. "B" y deberán operarse solamente con este tipo de banda.

El dibujo de arriba ilustra cómo pueden utilizarse las bandas "A" o "B" en poleas TAPER-LOCK® de ranura para doble servicio.

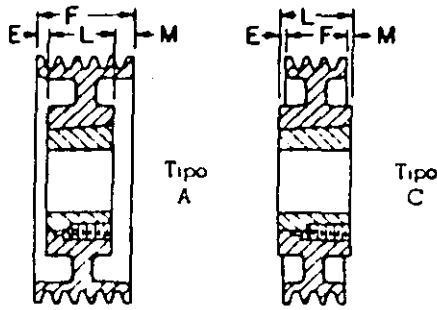
Las poleas vienen equipadas con bujes TAPER-LOCK® y están hechas de hierro gris. Para dimensiones vea la página siguiente y para especificaciones vea la página 7.

Pesos y Medidas Standard

Buje No.	Diámetro de Paso				Diámetro Exterior		Peso (kg)					Buje No.
	Con Bandas "A"		Con Bandas "B"				1 Ranura	2 Ranuras	3 Ranuras	4 Ranuras	5 Ranuras	
	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.						
1215	7.62	3.0	8.64	3.4	9.53	3.75	.86	1.2	1.7	2.1	1215
	8.13	3.2	9.14	3.6	10.03	3.95	1.0	1.5	1.9	2.4	
	8.64	3.4	9.65	3.8	10.54	4.15	1.1	1.7	2.1	2.6	
	9.14	3.6	10.16	4.0	11.05	4.35	1.2	1.9	2.4	3.0	
1615	9.65	3.8	10.67	4.2	11.56	4.55	1.4	1.9	2.4	3.1	1615
	10.16	4.0	11.18	4.4	12.07	4.75	1.5	2.4	2.7	3.4	
	10.67	4.2	11.68	4.6	12.57	4.95	1.7	2.4	3.1	3.6	
	11.18	4.4	12.19	4.8	13.08	5.15	1.8	2.7	3.4	4.0	
	11.68	4.6	12.70	5.0	13.59	5.35	2.0	2.9	3.6	4.3	5.0	
	12.19	4.8	13.21	5.2	14.10	5.55	2.0	3.2	3.6	4.5	5.4	
	12.70	5.0	13.72	5.4	14.61	5.75	2.2	3.1	4.3	5.0	5.4	
	13.21	5.2	14.22	5.6	15.11	5.95	2.3	3.6	4.5	5.4	5.9	
	13.72	5.4	14.73	5.8	15.62	6.15	2.4	3.6	5.0	5.9	
	14.22	5.6	15.24	6.0	16.13	6.35	2.7	4.0	5.4	6.4	6.8	
14.73	5.8	15.75	6.2	16.64	6.55	2.4	3.6	5.9	5.9	6.8		
15.24	6.0	16.26	6.4	17.15	6.75	2.7	3.8	6.4	6.8	7.7		
15.75	6.2	16.76	6.6	17.65	6.95	2.4	4.5	6.4	7.3		
16.26	6.4	17.27	6.8	18.16	7.15	2.4	5.4	6.8	7.7	8.6		
2517	17.78	7.0	18.80	7.4	19.60	7.75	4.5	6.8	7.7	9.1	2517
	20.83	8.2	21.84	8.6	22.73	8.95	6.4	7.3	8.6	9.8	10.9	
	22.86	9.0	23.88	9.4	24.77	9.75	6.4	8.2	9.5	10.9	12.7	
	26.92	10.6	27.94	11.0	28.83	11.35	6.8	8.2	10.0	12.2	14.1	
	30.48	12.0	31.50	12.4	32.39	12.75	8.2	9.5	11.3	15.0	16.8	
	38.10	15.0	39.12	15.4	40.01	15.75	10.4	12.2	15.0	20.0	21.8	
	45.72	18.0	46.74	18.4	47.63	18.75	13.6	16.3	19.1	21.8	27.2	
3030	50.80	20.0	51.69	20.35	25.9	29.9	32.2	34.9	3030
	63.50	25.0	64.39	25.35	33.1	37.2	39.9	40.4	
	76.20	30.0	77.09	30.35	37.6	41.7	47.6	52.2	
	96.52	38.0	97.41	38.35	59.0	63.5	68.0	79.4	

Poleas TAPER-LOCK®

de Ranura para Doble Servicio de Bandas "A" y "B" y Poleas TAPER-LOCK® "B"



Vea pesos y medidas estándar en la página anterior.

Para diámetros interiores y cuñeros vea la tabla al calce de la página.

Poleas TAPER-LOCK® de Doble Servicio y para Secc. "B" (Completas con Bujes) Dimensiones

No. de Ranuras	Diámetro de Paso				Diámetro Exterior		Tipo	Buje No.	F cm.	L cm.	E cm.	M cm.
	Con Bandas "A"		Con Bandas "B"		cm.	pulg.						
	cm.	pulg.	cm.	pulg.								
1	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 17.27	4.6 a 6.8	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	C	1215	2.22	3.81	0	1.59
	9.65 a 16.26	3.8 a 6.4	18.80 a 23.88	7.4 a 9.4	11.56 a 18.16	4.55 a 7.15	C	1615	2.22	3.81	0	1.59
	17.78 a 22.86	7.0 a 9.0	27.91 a 46.74	11.0 a 18.4	19.69 a 24.72	7.75 a 9.75	C	2517	2.54	4.45	0	1.91
	26.92 a 45.72	10.6 a 18.0			28.83 a 47.63	1.35 a 18.75	C	3030	2.54	4.45	.64	1.27
2	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 17.27	4.6 a 6.8	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	4.45	3.81	.16	.48
	9.65 a 16.26	3.8 a 6.4	18.80 a 23.88	7.4 a 9.4	11.56 a 18.16	4.55 a 7.15	A	1615	4.45	3.81	.16	.48
	17.78 a 22.86	7.0 a 9.0	27.91 a 46.74	11.0 a 18.4	19.69 a 24.72	7.75 a 18.75	A	2517	4.45	4.45	0	0
	26.92 a 45.72	10.6 a 18.0	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	51.69 a 97.41	20.35 a 38.35	C	3030	4.45	7.62	.63	2.54
3	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 14.73	4.6 a 5.8	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	6.35	3.81	.16	2.38
	9.65 a 13.72	3.8 a 5.4	15.24 a 17.27	6.0 a 6.8	11.56 a 15.62	4.55 a 6.15	A	1615	6.35	3.81	.16	2.38
	14.22 a 16.26	5.6 a 6.4	18.80 a 23.88	7.4 a 8.4	16.13 a 18.16	6.35 a 7.15	A	2517	6.35	4.45	.16	1.74
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	3030	6.35	4.45	0	1.90
4	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 13.21	4.6 a 5.2	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	8.26	3.81	.16	4.29
	9.65 a 12.19	3.8 a 4.8	13.72 a 17.27	5.4 a 6.8	11.56 a 14.10	4.55 a 5.55	A	1615	8.26	3.81	.16	4.29
	12.70 a 16.26	5.0 a 6.4	18.80 a 23.88	7.4 a 8.4	14.61 a 18.16	5.75 a 7.15	A	2517	8.26	4.45	.16	3.65
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	3030	8.26	4.45	.95	2.86
5	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 13.21	4.6 a 5.2	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	10.16	3.81	2.22	4.13
	9.65 a 12.19	3.8 a 4.8	13.72 a 17.27	5.4 a 6.8	11.56 a 14.10	4.55 a 5.55	A	1615	10.16	3.81	2.22	4.13
	12.70 a 16.26	5.0 a 6.4	18.80 a 23.88	7.4 a 8.4	14.61 a 18.16	5.75 a 7.15	A	2517	10.16	4.45	2.06	3.65
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	3030	10.16	4.45	1.90	3.81

Bujes TAPER-LOCK® (Cuando se ordenan por separado)

Buje No.	Diámetro Interior		Peso kg.	Cuñero del Buje		Cuñero del Eje	
	mm.	pulg.		mm.	pulg.	mm.	pulg.
1215	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	.36	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	.32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	.27	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2
1615	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	.54	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16
	16.9 a 22.2	5/8 a 7/8	.50	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	.45	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2
	33.3 a 34.9	1 1/8 a 1 3/8	.36	7.9 x 4.0	5/16 x 3/8	7.9 x 4.0	5/16 x 3/8
	36.5 a 38.1	1 1/4 a 1 1/2	.32	9.5 x 4.8	3/8 x 3/4	9.5 x 4.8	3/8 x 3/4
2517	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	1.6	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	1.5	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	1.5	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2
	33.3 a 34.9	1 1/8 a 1 3/8	1.5	7.9 x 4.0	5/16 x 3/8	7.9 x 4.0	5/16 x 3/8
	36.5 a 44.5	1 1/4 a 1 3/4	1.4	9.5 x 4.8	3/8 x 3/4	9.5 x 4.8	3/8 x 3/4
3030	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	4.2	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16	3.2 x 1.6	1/8 x 3/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	4.0	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/8
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	3.9	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/2
	36.5 a 44.5	1 1/4 a 1 3/4	3.4	7.9 x 4.8	3/8 x 3/4	7.9 x 4.8	3/8 x 3/4
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	2.8	12.7 x 6.4	1/2 x 1/2	12.7 x 6.4	1/2 x 1/2

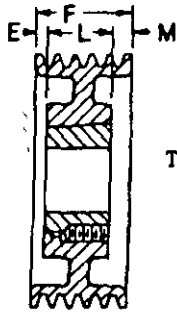
*Cuña suministrada para estos tamaños solamente.

Poleas TAPER-LOCK®

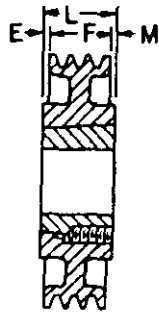
para Bandas "C"



22 x 14 mm
(7/8" x 11/16")



Tipo A



Tipo C

Las poleas vienen equipadas con bujes TAPER-LOCK® y son de hierro gris. Vea las especificaciones en la página siguiente.

Para diámetros interiores y cuñeros vea la tabla al calce de esta página.

Medidas y Pesos Standard

Buje No.	Diámetro de Paso		Peso kg.			Buje No.
	cm.	pulg.	3 Ranuras	4 Ranuras	6 Ranuras	
2517	20.32	8.0	9.5	10.9	19.5	3030
	21.59	8.5	10.4	11.3	22.2	
	22.86	9.0	10.9	11.8	24.5	
	24.13	9.5	11.3	13.2	25.9	
	26.67	10.5	12.7	14.5	25.4	
3030	33.02	13.0	22.2	25.4	31.3	3535
	40.64	16.0	29.0	32.2	45.4	
	50.80	20.0	35.8	40.8	59.0	
	60.96	24.0	40.8	47.6	68.0	
3535	76.20	30.0	61.2	70.3	88.5	4040
	91.44	36.0	79.4	90.7	111	
	111.76	44.0	86.2	113	150	

Dimensiones

No. de Ranuras	Diámetro de Paso*		Tipo	Buje No.	F cm.	L cm.	E cm.	M cm.
	cm.	pulg.						
3	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	2517	8.57	4.45	.63	3.49
	22.86 a 27.94	9.0 a 11.0	A	2517	8.57	4.45	.63	3.49
	30.48 a 60.96	12.0 a 24.0	A	3030	8.57	7.62	0	.95
	76.20 a 111.76	30.0 a 44.0	C	3535	8.57	8.89	0	.32
4	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	2517	11.11	4.45	1.27	5.39
	22.86 a 27.94	9.0 a 11.0	A	2517	11.11	4.45	1.27	5.39
	30.48 a 60.96	12.0 a 24.0	A	3030	11.11	7.62	0	3.49
	76.20 a 91.44	30.0 a 36.0	A	3535	11.11	8.89	0	2.22
	111.76	44.0	A	4040	11.11	10.16	0	.95
6	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	3030	16.19	7.62	2.54	6.03
	22.86 a 33.02	9.0 a 13.0	A	3030	16.19	7.62	2.54	6.03
	35.56 a 60.96	14.0 a 24.0	A	3535	16.19	8.89	1.27	6.03
	76.20 a 111.76	30.0 a 44.0	A	4040	16.19	10.16	2.54	3.49

*Diámetro Exterior = Diámetro de Paso + 1.02 mm (0.4").

Bujes TAPER-LOCK® (Cuando se ordenan por separado)

Buje No.	Diámetro Interior		Peso kg.	Cuñero del Buje		Cuñero del Eje	
	mm.	pulg.		mm.	pulg.	mm.	pulg.
2517	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	1.6	3.2 x 1.6	1/8 x 1/16	3.2 x 1.6	1/8 x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	1.5	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	1.5	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 3/8
	33.3 a 34.9	1 3/16 a 1 3/8	1.5	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32
	36.5 a 44.5	1 3/8 a 1 3/4	1.4	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	1.1	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4
58.7 a 63.5	2 3/8 a 2 1/2	.86	15.9 x 4.8*	3/4 x 3/16*	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16	
3030	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	4.2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 34.9	1 3/16 a 1 3/8	4.0	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32
	36.5 a 44.5	1 3/8 a 1 3/4	3.9	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	5.4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4
	58.7 a 69.9	2 3/8 a 2 3/4	2.8	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16
	71.4 a 76.2	2 13/16 a 3	2.3	19.1 x 6.4*	3/4 x 1/4*	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
3535	30.2 a 31.8	1 1/8 a 1 1/4	6.4	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 34.9	1 3/16 a 1 3/8	6.4	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32	7.9 x 4.0	3/16 x 5/32
	36.5 a 44.5	1 3/8 a 1 3/4	5.9	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	5.4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4
	58.7 a 69.9	2 3/8 a 2 3/4	5.0	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16
	71.4 a 82.6	2 3/8 a 3 1/4	4.1	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
	84.1 a 88.9	3 1/8 a 3 1/2	3.6	22.2 x 6.4*	3/4 x 1/4*	22.2 x 11.1	3/4 x 3/16
4040	36.5 a 44.5	1 3/8 a 1 3/4	10.0	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	9.5	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4	12.7 x 6.4	1/2 x 3/4
	58.7 a 69.9	2 3/8 a 2 3/4	8.6	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16	15.9 x 7.9	3/4 x 3/16
	71.4 a 82.6	2 13/16 a 3 1/4	7.7	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
	84.1 a 92.1	3 1/8 a 3 3/4	6.8	22.2 x 11.1	3/4 x 3/8	22.2 x 11.1	3/4 x 3/16
	93.7 a 95.3	3 1/8 a 3 3/4	6.4	22.2 x 6.4*	3/4 x 1/4*	22.2 x 11.1	3/4 x 3/16
96.8 a 101.6	3 1/8 a 4	5.9	25.4 x 6.4*	1 x 1/4*	25.4 x 12.7	1 x 1/2	

*Cuña suministrada para estos tamaños solamente.

Poleas TAPER-LOCK®

Especificaciones

En las páginas anteriores se dan las dimensiones generales y los pesos de las poleas TAPER-LOCK®

Estas medidas incluyen las poleas TAPER-LOCK® de ranura para doble servicio para bandas A y B, así como las poleas TAPER-LOCK® para bandas B y C únicamente. Las poleas son de construcción sólida, fundidas con hierro gris. Los diámetros interiores máximos de los bujes TAPER-LOCK® intercambiables utilizados en estas poleas son adecuados para todas las aplicaciones normales.

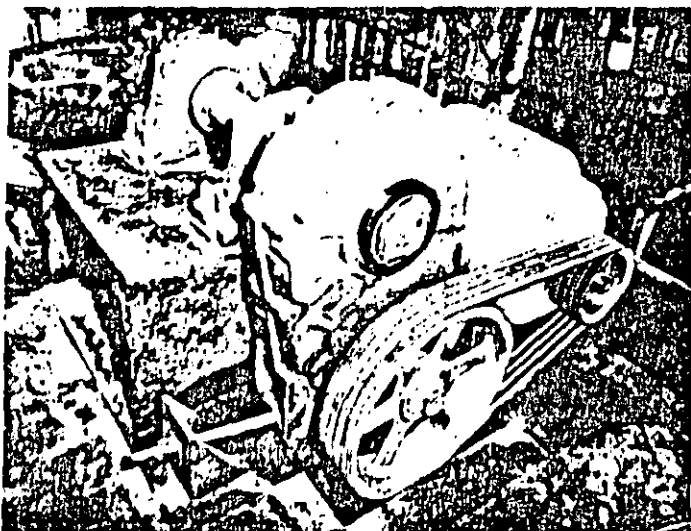
Estas poleas son de marcha exacta y sus ranuras hechas con precisión; de elaboración standard y manufactura precisa.

Características de Construcción.—Al principio de este catálogo se muestran las características de construcción de las poleas con bujes TAPER-LOCK® y se dan descripciones de su construcción y uso.

Diámetros Interiores.—Los diámetros de los bujes intercambiables TAPER-LOCK® se ajustan a todas las variaciones comunes de tolerancias que se encuentran en los ejes comerciales. Debido a las características inherentes del buje TAPER-LOCK® las poleas se deslizan fácilmente sobre el eje, quedando sin embargo, bien ajustadas después de su ensamblaje.

Cuñeros.—Todos los bujes TAPER-LOCK® vienen con cuñeros rectos. Las dimensiones de los cuñeros utilizados en estos bujes se encuentran en las tablas para bujes TAPER-LOCK® en las páginas anteriores.

Balaceo.—Todas las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático. Las poleas TAPER-LOCK® normales operan sin riesgos a velocidades de la banda hasta de 1,524 metros por minuto (5 000 pies por minuto). Cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.



Instalación de Poleas TAPER-LOCK® transmitiendo potencia de un motor.

Efecto de Volante.—El efecto de volante de una polea (WR^2) es aproximadamente igual al peso en kilogramos de la corona de la polea, multiplicado por el radio medio en metros de la corona, al cuadrado. De esta manera:

$$\text{Efecto de volante} = WR^2$$

W es la mitad del peso neto de la polea

R es la mitad del diámetro medio de la corona; el diámetro medio es:

Diámetro de paso menos 0.79 cm. para poleas con ranura de doble servicio sección "A"
(diámetros de paso de: 7.62 a 45.72 cm.)

Diámetro de paso menos 2.06 cm. para poleas con ranura de doble servicio sección "B"
(diámetros de paso de: 11.68 a 46.74 cm.)

Diámetro de paso menos 2.22 cm. para poleas "B"
(diámetros de paso de: 50.80 a 96.52 cm.)

Diámetro de paso menos 3.18 cm. para poleas "C"
(diámetros de paso de: 20.32 a 111.76 cm.)

Ejemplo

Determine el efecto de volante de una polea TAPER LOCK® con diámetro de paso de 111.75 cm. (44.0") x 6 ranuras "C" que pesa 150 kilogramos. DODGE.

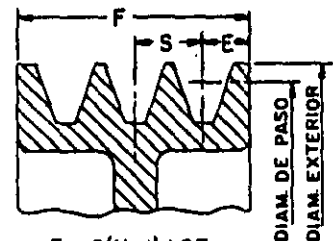
Solución:

$$W \text{ (peso de la corona)} = \frac{150}{2} = 75 \text{ kg}$$

$$R \text{ (radio medio de la corona)} = \frac{111.75 - 3.18}{2} = 54.29 \text{ cm}$$

$$WR^2 \text{ (efecto de volante)} = 75 \times 0.5429^2 = 22.1 \text{ kilogramos}^2$$

Nota—Este método aproximado ignora el efecto WR^2 de brazos y cubos. Para un resultado más exacto, puede lograrse una aproximación del WR^2 de brazos y cubos y agregársela al WR^2 de la corona.



$$F = S(N-1) + 2E$$

$$N = \text{NO. DE RANURAS}$$

Separación de Ranuras y Diámetros

Sección de Ranura	E		S		Diámetro Exterior menos Diámetro de Paso	
	cm.	pulg.	cm.	pulg.	cm.	pulg.
A*	1.27	1/2	1.91	3/4	1.91	.75
B*	1.27	1/2	1.91	3/4	.89	.35
B*	1.27	1/2	1.91	3/4	.89	.35
C	1.75	7/16	2.54	1	1.02	.40

* Para las poleas de Doble Servicio.

* Para las poleas sección B (50.80 a 96.52 cm. diámetros de paso).

Selección de Transmisiones. DODGE con Bandas "V" Sección A, B y C

Utilizando las Tablas de Selección, páginas 10 a 23

PARA VELOCIDADES NORMALES DEL MOTOR—Siga simplemente los pasos que se indican abajo, pero en transmisiones para aumento de velocidad o cuando la velocidad de la polea pequeña no es la de un motor estándar, vea la Página 24.

Paso 1. HP del Diseño—Multiplique la potencia normal de funcionamiento requerida o la indicada en la placa del motor, por el factor de servicio correspondiente de la Tabla, obteniéndose así el HP del Diseño que se empleará como base para seleccionar la transmisión.

Paso 2. Selección de Banda—En la tabla 1, primera columna, trace una línea hacia la derecha, desde los rpm del eje más rápido. Trace otra línea hacia arriba, desde el HP del Diseño hallado en el paso 1. En el punto de intersección de las líneas observe el tipo de la banda seleccionada. Si la intersección cae cerca de una línea divisoria entre dos secciones, es recomendable investigar la posibilidad de ambas.

Paso 3. Encuentre la velocidad impulsada en las tablas de selección de transmisiones—Al principio de las tres columnas de la izquierda se muestran tres velocidades estándar de motores a plena carga. En la columna apropiada, siga hacia abajo hasta encontrar la velocidad propulsora aproximada.

Paso 4. Diámetro de Paso de las Poleas—Desde la velocidad propulsora seleccionada siga la línea hacia la derecha a las dos columnas tituladas "Diám. de Paso de Poleas" y tome nota de los diámetros requeridos. Si el impulsor es un motor eléctrico use los HP del motor (no los del diseño) y los rpm de la Tabla 3 para cerciorarse de que la polea propulsora esté conforme al estándar, para el diámetro mínimo de la polea. En caso negativo, seleccione otra transmisión con polea propulsora de diámetro mayor, o consulte a la DODGE®

Paso 5. Seleccione una distancia entre centros de los mostradas en la misma línea—Si no existe una dimensión que determine la distancia entre centros use $(D + 3d)/2$ ó D , (la que fuere mayor), como distancia entre centros preferida. (D y d son los diámetros de la polea grande y pequeña respectivamente. Observe el número de la banda, arriba de la columna, de la cual se selecciona la distancia entre centros. Desde la distancia entre centros trace una línea hacia abajo hasta la primera cifra que está entre dos rayas. Esta cifra (Súmele 0.10 a la misma, si la distancia entre centros elegida está marcada) es el factor de corrección arco-longitud combinado. Este factor corrige el arco de contacto en la polea pequeña y la longitud de la banda.

Paso 6. HP por Banda—Vuelva sobre la misma línea hacia las columnas tituladas "HP por Banda para Velocidades de Motor de" y en la columna correspondiente hallará el HP por banda que deberá multiplicarse por el factor de corrección arco-longitud combinado encontrado en el Paso 5.

Paso 7. Número de Bandas requeridas—Divida los HP del Diseño hallado en el Paso 1 entre el valor encontrado en el paso 6. Si el resultado contiene una fracción, emplee el número entero inmediato superior como cantidad de bandas a usar.

Información General: Página 24.

EJEMPLO DE SELECCION

Seleccione una transmisión para un compresor de 3 cilindros de servicio continuo que va a trabajar a 275 rpm y que será propulsado por un motor de jaula de ardilla, con par de torsión normal, de 30 HP, 1160 rpm. Los centros estarán a unos 92 cms. (36").

Paso 1—El factor de servicio señalado en la tabla 2 es 1.4. El factor 1.4 multiplicado por 30 HP, da un HP de Diseño de 42.

Paso 2—En la Tabla 1, primera columna, trazando una línea hacia la derecha desde 1160 rpm y subiendo otra desde 42 HP que es la del Diseño, se encontrará en la intersección la sección recomendada para la banda que es la "C".

Paso 3—En la Página 23, la velocidad propulsada más próxima para un motor de 1160 rpm es 274 rpm.

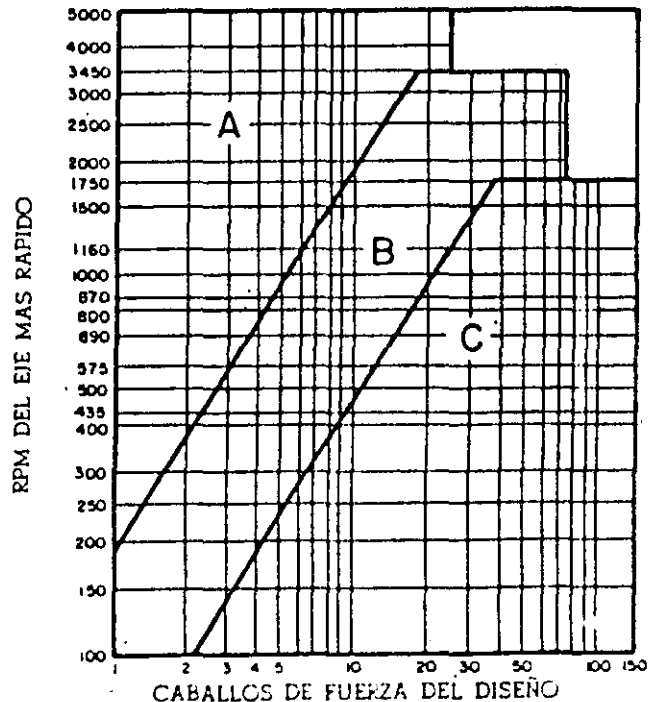
Paso 4—En la línea de la velocidad propulsada de 274 rpm se encuentran los diámetros de paso de las poleas, 21.50 cm. (8.5") y 91.44 cm (36"). Observe que la polea del motor se encuentra dentro del estándar para el diámetro mínimo de estas poleas. Vea Tabla 3.

Paso 5—En la misma línea se selecciona 91.19 cm (35.9") como distancia entre centros. Observe que el número de la banda es C144. Observe también que el factor de corrección arco-longitud combinado es .89.

Paso 6—Volviendo sobre la misma línea observe que el HP por banda es de 9.76. Este valor multiplicado por el factor .89 del Paso 5 da 8.69 HP corregido por banda.

Paso 7—Dividiendo los 42 HP del Diseño previamente determinados entre 8.69, el resultado indica que se requieren cinco bandas.

Tabla 1—Sección de Banda



Selección de Transmisiones DODGE® para Bandas A, B y C

Tabla 2—Factores de Servicio

Máquina Impulsada	Impulsor					
<p>Los tipos enumerados abajo son solamente ejemplos representativos. Escoga el grupo abajo indicado cuyos características de carga se aproximen más a las de la máquina que se esté considerando.</p> <p>Si se emplean poleas intermedias, agregue al factor de servicio lo siguiente:</p> <p>Polea Intermedia en el lado sin tensión (lado interior de las bandas) Nada</p> <p>Polea intermedia en el lado sin tensión (lado exterior de las bandas) 0.1</p> <p>Polea intermedia en el lado con tensión (lado interior de las bandas) 0.1</p> <p>Polea intermedia en el lado con tensión (lado exterior de las bandas) 0.2</p> <p>Aguitadores de líquidos Ventiladores y extractores Compresores y Bombas centrífugas Ventiladores hasta de 10 HP Bandas transportadoras de Servicio liviano</p> <p>Bandas transportadoras para Arena, Granos, etc. Mezcladoras de masa Ventiladores sobre 10 HP Generadores Ejes de Transmisión Máquinas de lavar Herramientas mecánicas Balanzas-Prensas-Cizallas Maquinaria de Imprenta Barras giratorias de Desplazamiento positivo Tamices revolventes y de vibración</p> <p>Máquinas ladrilleras Pilas elevadoras Excitadores Compresores de Pistón Transportadores (Cubos de Arrastre y de Tornillo) Molinos a Martillos Batidoras para Fábricas de Papel Bombas a Pistón Sopladoras de Desplazamiento Positivo Pulverizadoras Maquinaria para Aserraderos e Industrias Madereras Maquinaria Textil</p> <p>Trituradores (Rodillo-Mordaza-Giratoria) Molinos (Tubo-Varilla-Rotular) Grúas Calandrias de Hule Troqueladoras-Molinos</p> <p>Equipo de Extinción* Condiciones en Riesgos de Incendio*</p>	Motores AC: Par Motor Normal, Jaula de ardilla, Sincronizados, Fase Dividida.			Motores AC: Alto Par Motor, Gran deslizamiento, Repulsión-Inducción, Monofásicos, Embobinado en Serie, Anillos Deslizantes.		
	Motores DC: Embobinado en derivación			Motores DC: Embobinado en Serie, Embobinado Compuesto.		
Motores de Explosión* Combustión Interna de Cilindros Múltiples			Motores de Explosión* Combustión Interna de un solo Cilindro.			
Embragues Ejes de Transmisión						
Servicio Intermitente		Servicio Normal	Servicio Continuo	Servicio Intermitente		Servicio Continuo
3 a 5 horas Diarias o por Temporada		8 a 10 Horas Diarias	16 a 24 Horas Diarias	3 a 5 Horas Diarias o por Temporada		8 a 10 Horas Diarias
		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2
		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3
		1.2	1.3	1.4	1.4	1.5
		1.3	1.4	1.5	1.5	1.6
		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

* Aplique el factor de servicio indicado para la clasificación del motor de servicio continuo. Reste 0.2 (con un factor de servicio mínimo de 1.0) cuando se aplica a la clasificación máxima del motor.

* Donde prevalecen los riesgos de incendios y se aplican reglamentos de prevención contra el fuego, se recomienda que se diseñen las transmisiones empleando un factor de servicio de 2.0 sobre la clasificación HP del motor.

Tabla 3—Diámetros de Paso Mínimos Recomendados en Poleas para Motores Eléctricos

RPM de Motor	HP de Motor																			
	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	5	7 1/2	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150
575	6.35	7.62	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43	13.34	15.24	17.15	20.96	22.86	25.40	25.40	27.94	30.48	35.56	45.72	50.80	55.88
695	6.35	6.35	6.35	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43	13.34	15.24	17.15	20.96	22.86	25.40	25.40	27.94	33.02	38.10	45.72	50.80
870	6.35	6.35	6.35	6.35	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43	13.34	15.24	17.15	17.15	20.96	22.86	25.40	25.40	33.02	38.10	45.72
1160		6.35	6.35	6.35	6.35	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43	13.34	15.24	17.15	17.15	20.96	22.86	25.40	33.02	33.02	33.02
1750			5.72	6.35	6.35	6.35	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43	11.43	13.34	15.24	17.15	19.05	22.86	25.40	27.94	...
3450				5.72	6.35	6.35	6.35	7.62	7.62	9.53	11.43	11.43

Nota: Estos diámetros son por lo general conservadores. Motores y cojinetes específicos pueden permitir el uso de poleas más

pequeñas. Consulte al fabricante del motor si se desea instalar una polea más pequeña.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

Velocidades Transmisoras con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas* Propulsora				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado																
3450	1750	1160		cm.	in.	cm.	in.	3450	1750	1160	A26	A31	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	
3450	1750	1160	1.00	7.62	3.0	7.62	3.0	1.57	1.11	.84	22.61	28.96	34.04	37.85	42.93	48.01	54.35	59.44	65.79	75.95	84.84	91.19	97.54	103.89	111.51	122.84	
3450	1750	1160	1.00	8.13	3.2	8.13	3.2	1.91	1.32	.99	21.84	28.19	33.27	37.08	42.16	47.24	53.59	58.67	65.02	75.18	84.07	90.42	96.77	103.12	110.74	122.17	
3450	1750	1160	1.00	8.64	3.4	8.64	3.4	2.25	1.53	1.13	21.08	27.43	32.51	36.32	41.40	46.48	52.83	57.91	64.26	74.42	83.31	89.66	96.01	102.36	109.98	121.41	
3450	1750	1160	1.00	9.14	3.6	9.14	3.6	2.57	1.73	1.28	20.32	26.67	31.75	35.56	40.64	45.72	52.07	57.15	63.50	73.66	82.55	88.90	95.25	101.60	109.22	120.65	
3450	1750	1160	1.00	9.65	3.8	9.65	3.8	2.88	1.93	1.42	19.56	25.91	30.99	34.80	39.88	44.96	51.31	56.39	62.74	72.90	81.79	88.14	94.49	100.84	108.46	119.89	
									* Factores →			.81	.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.05	1.08	1.10

Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combi-

nado, del renglón marcado * (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.
 † Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

Table with columns for Velocidades Transmisoras (3450, 1750, 1150), Relación, Diám. de Paso de Poleas (Prepulsora, Propulsada), HP por Banda (3450, 1750, 1160), and Distancia entre Centros (cm) and Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado (A35 to A112).

Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas. Las poleas que muestra esta tabla son de tab. std. de 1 a 5 ranuras.

Velocidades Transmisiones con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleasa				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm.) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado. Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas															
3450	1750	1150		Propulsora		Prepulsada		3450	1750	1160	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A66	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A117	A120
cm.	polg.	cm.		polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.	cm.	polg.
2452	1259	823	1.39	11.68	4.6	16.26	6.4	4.47	2.95	2.13	24.13	27.94	33.07	38.10	44.45	49.53	55.88	60.04	74.93	81.28	111.35	93.96	101.60	113.03	121.92	137.08
2464	1250	829	1.40	7.62	3.0	16.67	4.2	2.02	1.34	.99	31.75	35.56	40.64	45.72	52.07	57.15	63.50	73.66	82.55	86.90	95.25	101.60	109.27	120.65	129.54	139.70
2464	1250	829	1.40	10.16	4.0	14.22	5.6	3.64	2.36	1.71	26.52	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	95.25	101.60	109.27	120.65	129.54	139.70
2464	1250	829	1.40	12.70	5.0	17.78	7.0	4.54	3.10	2.26	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	78.25	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87
2467	1241	823	1.41	6.64	3.4	12.15	4.8	2.70	1.76	1.28	29.72	33.53	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	99.04	99.57	107.19	118.62	127.51	137.67
Factores →										.85	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2467	1241	823	1.41	11.18	4.4	15.75	6.2	4.21	2.76	1.95	24.85	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	86.39	94.74	101.09	112.47	121.36	131.52
2467	1241	823	1.41	14.73	5.8	20.83	8.2	4.21	4.16	2.95	26.92	31.00	36.08	41.16	47.51	52.59	58.94	69.10	77.99	84.34	95.52	101.87	113.25	122.14	132.30	
2467	1241	823	1.41	16.26	6.4	22.86	9.0	3.33	4.55	3.35	29.21	33.30	38.38	43.46	49.81	54.89	61.24	71.40	79.29	85.64	97.02	103.37	114.75	123.64	133.80	
2467	1241	823	1.41	18.79	7.8	25.40	10.8	3.33	4.55	3.35	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	77.49	83.84	95.22	101.57	112.95	121.84	132.00	
2467	1241	823	1.41	10.67	4.2	15.24	6.0	3.93	2.16	1.57	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	95.07	99.57	107.19	118.62	127.51	137.67
Factores →										.85	.86	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2396	1215	806	1.44	8.13	3.2	11.68	4.6	2.36	1.55	1.14	30.48	34.29	39.37	44.45	50.80	55.88	62.23	72.39	81.28	87.63	93.98	100.33	107.99	115.55	123.88	132.84
2396	1215	806	1.44	9.14	3.6	13.21	5.2	3.02	1.96	1.43	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	99.60	107.25	115.55	124.44	134.60
2380	1207	800	1.45	10.16	4.0	14.73	5.8	3.64	2.36	1.71	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	83.57	89.92	97.57	105.22	114.11	124.27	
2380	1207	800	1.45	11.18	4.4	16.26	6.4	4.21	2.76	1.99	24.38	28.19	33.27	38.35	44.69	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	95.79	103.44	112.33	122.49	
2380	1207	800	1.45	15.75	6.2	22.86	9.0	4.21	4.42	3.22	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	99.60	107.25	115.55	124.44	
2363	1199	795	1.46	12.19	4.8	17.78	7.0	4.73	3.14	2.27	27.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	79.50	85.85	93.50	101.15	109.80	118.45	
Factores →										.85	.86	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2347	1190	789	1.47	7.62	3.0	11.18	4.4	2.02	1.34	.99	31.24	35.05	40.13	45.21	51.56	56.64	62.99	73.15	82.04	88.39	94.74	101.09	107.44	113.79	120.14	
2347	1190	789	1.47	8.64	3.4	12.70	5.0	2.70	1.76	1.28	29.21	33.02	38.10	43.18	49.53	54.61	60.96	71.12	80.01	86.36	92.71	99.06	105.41	111.76	118.11	
2347	1190	789	1.47	9.65	3.8	14.22	5.6	3.33	2.16	1.57	27.18	30.99	36.07	41.15	47.50	52.58	58.93	69.09	77.98	84.33	90.68	97.03	103.38	109.73	116.08	
Factores →										.85	.86	.88	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2331	1182	784	1.48	10.67	4.2	15.75	6.2	3.93	2.56	1.85	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.81	110.37	117.93	
2330	1167	773	1.50	8.13	3.2	12.19	4.8	2.36	1.55	1.14	30.23	34.04	39.12	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	100.08	107.64	115.20	122.76	
2330	1167	773	1.50	9.14	3.6	13.72	5.4	3.02	1.96	1.43	27.94	31.75	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.60	113.16	120.72	
2330	1167	773	1.50	10.16	4.0	15.24	6.0	3.64	2.36	1.71	26.16	29.97	35.05	40.13	46.48	51.56	57.91	68.07	76.96	83.31	89.66	96.01	103.57	111.13	118.69	
Factores →										.85	.86	.88	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
1167	773	1.50	15.24	6.0	22.86	9.0	4.73	3.14	2.27	27.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	79.50	85.85	93.50	101.15	109.80	118.45	127.10	
1159	768	1.51	17.78	7.0	26.92	10.6	4.73	3.14	2.27	27.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	79.50	85.85	93.50	101.15	109.80	118.45	127.10	
2270	1151	763	1.52	10.67	4.2	16.26	6.4	4.00	2.59	1.87	24.85	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	101.09	107.44	113.79	
2270	1151	763	1.52	11.68	4.6	17.78	7.0	4.54	2.98	2.15	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	80.01	86.36	92.71	99.06	105.41	111.76	
2270	1151	763	1.52	13.72	5.4	20.83	8.2	5.48	3.83	2.71	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	80.01	86.36	92.71	99.06	105.41	111.76	
2255	1144	758	1.53	7.62	3.0	11.68	4.6	2.09	1.37	1.01	30.99	34.80	39.88	44.96	51.31	56.39	62.74	72.90	81.79	88.14	94.49	100.84	108.40	115.96	123.52	
Factores →										.85	.85	.88	.90	.92	.94	.96	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2255	1144	758	1.53	8.64	3.4	13.21	5.2	2.77	1.79	1.30	28.96	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.42	114.03	121.64	
2255	1144	758	1.53	9.65	3.8	14.73	5.8	3.40	2.19	1.59	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	103.12	109.47	115.82	
2225	1129	748	1.55	10.16	4.0	15.75	6.2	3.71	2.39	1.73	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	101.85	108.20	114.55	
2225	1129	748	1.55	14.73	5.8	22.86	9.0	4.19	2.97	2.15	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	101.85	108.20	114.55	
Factores →										.85	.86	.88	.90	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	
2212	1122	744	1.56	8.13	3.2	12.70	5.0	2.43	1.58	1.16	29.21	33.33	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	93.22	99.57	105.92	112.27	118.62	
2212	1122	744	1.56	9.14	3.6	14.22	5.6	3.09	1.99	1.45	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	103.89	110.24	116.59	
2184	1108	734	1.58	9.65	3.8	15.24	6.0	3.40	2.19	1.59	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	83.57	89.92	96.27	102.62	108.97	115.32	
2184	1108	734	1.58	13.21	5.2	20.83	8.2	5.28	3.56	2.57	27.94	31.75	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	104.39	110.74	117.09	
Factores →										.85																

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

Velocidad de Transmisiones con RPM de Motor de			Poleas	Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado																
				Propulsora		Propulsada		3450	1750	1160	Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																
3450	1750	1160	cm	in	cm	in	cm	in	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128		
2091	1061	703	1.65	6.54	3.4	14.22	5.6	2.77	1.79	1.30	27.94	31.75	36.83	41.91	48.26	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	125.99	138.14	146.30

* Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.
 † Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Velocidades Transmíticas con RPM de Motor de			Relacion	Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado														
3450	1750	1160		Propulsora		Propulsada		3450	1750	1160	Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas														
cm.	puig.	cm.	puig.						A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A66	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128
1691	E58	565	2.04	13.21	5.2	25.5	10.6	5.34	3.59	2.60	
1663	854	566	2.05	10.16	4.0	26.83	10.6	3.77	2.42	1.76	
1663	E54	566	2.05	11.18	4.4	22.86	9.0	4.34	2.82	2.04	
1675	E5C	563	2.06	8.64	3.4	17.78	7.0	2.83	1.82	1.33	
														* Factores ->											
1667	845	560	2.07	7.62	3.0	15.75	6.2	2.15	1.40	1.04	
1627	845	560	2.07	14.73	5.8	30.48	12.0	...	4.27	3.00	
1620	825	547	2.12	12.70	5.0	26.92	10.6	5.10	3.39	2.46	
1620	822	545	2.13	7.62	3.0	16.26	6.4	2.15	1.40	1.04	
														* Factores ->											
1612	818	542	2.14	10.67	4.2	22.86	9.0	4.06	2.62	1.96	
1597	818	542	2.14	14.22	5.6	30.48	12.0	...	4.13	2.87	
1597	818	542	2.14	17.78	7.0	38.10	15.0	...	5.15	3.77	
1575	810	537	2.16	9.65	3.8	20.83	8.2	3.46	2.22	1.62	
1575	799	530	2.19	8.13	3.2	17.78	7.0	2.49	1.61	1.19	
														* Factores ->											
1561	792	525	2.21	12.19	4.8	26.92	10.6	4.86	3.20	2.32	
1554	788	522	2.22	13.72	5.4	30.48	12.0	5.54	3.86	2.74	
1533	778	516	2.25	10.16	4.0	22.86	9.0	3.77	2.42	1.76	
1513	768	509	2.28	9.14	3.6	20.83	8.2	3.15	2.02	1.48	
1500	761	504	2.30	11.68	4.6	26.92	10.6	4.60	3.01	2.18	
1494	758	502	2.31	13.21	5.2	30.48	12.0	5.34	3.59	2.60	
														* Factores ->											
1461	751	498	2.33	7.62	3.0	17.78	7.0	2.15	1.40	1.04	
1456	748	496	2.34	16.26	6.4	38.10	15.0	...	4.65	3.40	
1438	738	489	2.37	9.65	3.8	22.86	9.0	3.45	2.22	1.62	
1432	729	483	2.40	12.70	5.0	30.48	12.0	5.10	3.39	2.46	
1432	726	481	2.41	8.64	3.4	20.83	8.2	2.63	1.82	1.33	
1432	726	481	2.41	11.18	4.4	26.92	10.6	4.34	2.82	2.04	
1432	723	479	2.42	15.75	6.2	38.10	15.0	...	4.48	3.27	
														* Factores ->											
1380	700	464	2.50	9.14	3.6	22.86	9.0	3.15	2.02	1.48	
1380	700	464	2.50	12.19	4.8	30.48	12.0	4.86	3.20	2.32	
1355	700	464	2.50	15.24	6.0	38.10	15.0	...	4.30	3.13	
1348	694	466	2.52	10.67	4.2	26.92	10.6	4.06	2.62	1.90	
1348	684	453	2.56	8.13	3.2	20.83	8.2	2.49	1.61	1.19	
														* Factores ->											
1322	681	451	2.57	17.78	7.0	45.72	18.0	...	5.15	3.77	
1322	676	448	2.59	14.73	5.8	38.10	15.0	...	4.22	3.00	
1302	670	444	2.61	11.68	4.6	30.48	12.0	4.54	2.98	2.15	
1302	660	438	2.65	8.64	3.4	22.86	9.0	2.83	1.82	1.33	
1302	660	438	2.65	10.16	4.0	26.92	10.6	3.77	2.42	1.76	
1302	653	433	2.68	14.22	5.6	38.10	15.0	...	4.13	2.87	
														* Factores ->											
1264	641	425	2.73	7.62	3.0	26.83	8.2	2.15	1.40	1.04	
1264	641	425	2.73	11.18	4.4	30.48	12.0	4.34	2.82	2.04	
1242	629	417	2.78	13.72	5.4	38.10	15.0	5.54	3.86	2.74	
1237	627	416	2.79	9.65	3.8	26.92	10.6	3.46	2.22	1.62	
1228	623	413	2.81	8.13	3.2	22.86	9.0	2.49	1.61	1.19	
1228	623	413	2.81	16.26	6.4	45.72	18.0	...	4.65	3.40	
1206	612	406	2.86	10.67	4.2	30.48	12.0	4.06	2.62	1.90	
														* Factores ->											

* Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 5. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado * (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros; sámele 0.10 a la misma, si la distancia entre centros elegida está marcada). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.
‡ Sumo 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.
§ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. sid. de 1 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

Velocidades Transmitedas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado															
3450	1750	1160		Propulsora		Propulsada		3450	1750	1160	Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas															
cm.	pulg.	cm.		pulg.	cm.	pulg.	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128				
1193	608	403	2.88	13.21	5.2	38.10	15.0	5.34	3.59	2.60					35.31	45.97	55.10	61.72	68.33	74.68	82.30	93.98	102.87	113.63	123.44	
	603	406	2.90	15.75	6.2	45.72	18.0		4.48	3.27						36.83	46.23	52.83	59.44	66.04	73.91	85.34	94.49	104.66	115.06	
1173	595	395	2.94	9.14	3.6	26.92	10.6	3.15	2.02	1.48		25.15	30.48	37.08	42.16	48.77	58.93	68.07	74.42	80.77	87.12	94.74	106.43	115.32	125.48	
1150	583	387	3.00	7.62	3.0	22.86	9.0	2.15	1.40	1.04	24.89	30.23	35.31	41.91	46.99	53.34	63.75	72.64	78.99	85.34	91.69	99.31	110.74	119.63	130.05	
1150	583	387	3.00	10.16	4.0	30.48	12.0	3.77	2.42	1.6					44.70	55.12	64.26	70.61	76.96	83.57	91.19	102.62	111.51	121.67	131.83	
1150	583	387	3.00	12.70	5.0	38.10	15.0	5.10	3.39	2.46					35.81	46.48	55.63	61.98	68.58	74.93	82.80	94.23	103.38	113.54	123.70	
	583	387	3.00	15.24	6.0	45.72	18.0	■ Factores →			.80	.82	.83	.87	.90	.91	.94	.97	1.00	1.01	1.02	1.04	1.07	1.08	1.10	1.11
1106	565	374	3.10	14.73	5.8	45.72	18.0	4.30	3.13	3.00						36.83	46.48	53.34	59.94	66.29	74.17	85.85	94.74	105.16	115.32	
1102	559	371	3.13	8.64	3.4	26.92	10.6	4.22	3.00			25.40	30.73	37.34	42.67	49.02	59.44	68.33	74.68	81.28	87.63	95.25	106.68	115.57	125.73	
1092	554	367	3.16	12.19	4.8	38.10	15.0	4.86	3.20	2.32					36.07	46.74	55.88	62.48	68.83	75.44	83.06	94.74	103.63	113.79	123.95	
	545	361	3.21	14.22	5.6	45.72	18.0	3.46	2.22	1.62					45.21	55.63	64.52	70.87	77.47	83.82	91.44	102.87	111.76	122.17	132.33	
								4.13	2.87							37.59	47.24	53.85	60.45	67.06	74.93	86.61	95.50	105.62	116.08	
								■ Factores →			.80	.82	.86	.89	.90	.90	.85	.95	.98	.99	1.01	1.03	1.06	1.07	1.09	1.11
1058	537	356	3.26	11.68	4.6	38.10	15.0	4.54	2.98	2.15					36.32	46.99	56.39	62.74	69.34	75.69	83.31	95.00	103.89	114.36	124.46	
1042	529	356	3.31	8.13	3.2	26.92	10.6	2.49	1.61	1.19		25.65	31.24	37.85	42.93	49.53	59.69	68.83	75.18	81.53	87.88	95.50	107.19	116.08	126.24	
1036	526	348	3.33	9.14	3.6	30.48	12.0	3.15	2.02	1.48			26.92	33.53	38.86	45.47	55.88	65.02	71.37	77.72	84.07	91.95	103.38	112.27	122.43	
1035	526	348	3.33	13.72	5.4	45.72	18.0	5.54	3.86	2.74						38.10	47.50	54.36	60.96	67.31	75.18	86.87	95.01	105.17		
1017	513	340	3.41	11.18	4.4	38.10	15.0	4.34	2.82	2.04					36.58	47.50	56.64	63.25	69.60	76.20	83.82	95.25	104.39	114.55		
997	506	335	3.46	13.21	5.2	45.72	18.0	5.34	3.59	2.60						38.35	48.01	54.61	61.21	67.82	75.69	87.12	96.27	106.68		
977	496	329	3.53	7.62	3.0	26.92	10.6	2.15	1.40	1.04		26.16	31.50	38.10	43.43	49.78	60.20	69.09	75.44	82.04	88.39	96.01	107.44	116.33	126.49	
								■ Factores →			.80	.82	.86	.89	.90	.90	.85	.95	.98	1.00	1.01	1.03	1.06	1.07	1.10	1.11
977	496	329	3.53	8.64	3.4	30.48	12.0	2.83	1.82	1.33							27.18	34.04	39.37	45.72	56.13	65.28	71.63	78.23		
966	490	325	3.57	10.67	4.2	38.10	15.0	4.06	2.62	1.90					37.08	47.75	56.90	63.50	70.10	76.45	84.07	95.76	104.65	115.06		
958	486	322	3.60	12.70	5.0	45.72	18.0	5.10	3.39	2.46						38.61	48.26	54.86	61.47	68.07	75.95	87.63	96.52	106.93		
920	467	309	3.75	8.13	3.2	30.48	12.0	2.49	1.61	1.19		27.43	34.29	39.62	46.23	56.64	65.53	72.14	78.49	84.84	92.71	104.14	113.03	123.19		
920	467	309	3.75	10.16	4.0	38.10	15.0	3.77	2.42	1.76					37.34	48.01	57.40	63.75	70.36	76.71	84.58	96.01	105.16	115.32		
								■ Factores →			.80	.85	.88	.89	.89	.91	.95	.97	.99	1.00	1.03	1.05	1.07	1.09	1.10	1.10
920	467	309	3.75	12.19	4.8	45.72	18.0	4.86	3.20	2.32						38.86	48.51	55.37	61.98	68.58	76.20	87.88	97.03	107.19		
882	448	297	3.91	11.68	4.6	45.72	18.0	4.54	2.98	2.15						39.12	48.77	55.63	62.23	68.83	76.71	88.39	97.28	107.70		
873	443	294	3.95	9.65	3.8	38.10	15.0	3.46	2.22	1.62					37.59	48.51	57.66	64.26	70.61	77.21	84.84	96.52	105.41	115.82		
F43	438	290	4.00	7.62	3.0	30.48	12.0	2.15	1.40	1.04		27.94	34.54	39.88	46.48	56.90	66.04	72.39	78.99	85.34	92.96	104.39	113.54	123.70		
F45	428	284	4.09	11.18	4.4	45.72	18.0	4.34	2.82	2.04						39.62	49.28	55.88	62.48	69.09	76.96	88.65	97.79	107.95		
F57	420	278	4.17	9.14	3.6	38.10	15.0	3.15	2.02	1.48					30.99	48.77	57.91	64.52	71.12	77.47	85.34	96.77	105.66	116.08		
								■ Factores →			.80	.84	.85	.87	.87	.91	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.05	1.06	1.09	1.10	1.10
864	408	270	4.29	10.67	4.2	45.72	18.0	4.06	2.62	1.90						39.88	49.53	56.13	62.99	69.34	77.22	88.90	98.04	108.46		
782	397	263	4.41	8.64	3.4	38.10	15.0	2.83	1.82					31.24	38.35	49.02	58.42	64.77	71.37	77.98	85.60	97.28	106.17	116.33		
767	389	258	4.50	10.16	4.0	45.72	18.0	3.77	2.42							40.13	49.78	56.64	63.25	69.85	77.72	89.41	98.30	108.71		
736	373	247	4.69	8.13	3.2	38.10	15.0	2.49	1.61	1.19					31.75	38.61	49.53	58.67	65.28	71.63	78.23	85.85	97.54	106.43		
728	369	245	4.74	9.65	3.8	45.72	18.0	3.46	2.22	1.62						40.64	48.26	56.90	63.50	70.10	77.98	89.66	98.51	108.71		
								■ Factores →			.80	.86	.87	.92	.95	.97	.99	.99	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.10	1.09	1.09
899	350	232	5.00	7.62	3.0	38.10	15.0	2.15	1.40	1.04						32.00	38.86	49.78	58.93	65.53	72.14	78.49	85.36	98.04		
890	350	232	5.00	9.14	3.6	45.72	18.0	3.15	2.02	1.48							40.89	50.55	57.40	64.01	70.61	78.49	86.36	98.04		
852	331	219	5.29	8.64	3.4	45.72	18.0	2.83	1.82	1.33							41.15	50.80	57.66	64.26	70.87	78.74	86.61	98.04		
613	311	206	5.63	8.13	3.2	45.72	18.0	2.49	1.61	1.19							41.40	51.05	57.91	64.52	71.12	78.99	86.86	98.04		
575	292	193	6.09	7.62	3.0	45.72	18.0	2.15	1.40	1.04							41.91	51.56	58.17	65.02	71.63	79.50	87.37	99.24		
								■ Factores →			.80	.86	.87	.91	.94	.97	.99	1.01	1.04	1.05	1.08	1.10	1.10	1.09	1.09	

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado del reemplazo marcado (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros; súmele 0.10 a la misma, si la distancia entre centros elegida está marcada). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

✦ Sum 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.

◆ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas ϕ				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																			
1750	1160	870		Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	B35	B38	B42	B46	B51	B55	B60	B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120				
				cm.	pulg.	cm.	pulg.																							
1750	1160	870	1.00	12.70	5.0	12.70	5.0	3.39	2.61	2.12	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	85.34	90.42	96.77	105.66	115.82	124.71	134.87				
1750	1160	870	1.00	13.21	5.2	13.21	5.2	3.72	2.85	2.31	25.91	29.72	34.80	39.88	46.23	51.31	57.66	67.82	76.71	84.33	89.41	95.76	104.65	114.81	123.70	133.86				
1750	1160	870	1.00	13.72	5.4	13.72	5.4	4.05	3.09	2.49	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	122.94	133.10				
1750	1160	870	1.00	14.22	5.6	14.22	5.6	4.37	3.32	2.68	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33				
1750	1160	870	1.00	14.73	5.8	14.73	5.8	4.69	3.56	2.87	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1750	1160	870	1.00	15.24	6.0	15.24	6.0	5.01	3.80	3.05	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	81.28	86.36	92.71	101.60	111.76	120.65	130.81				
1750	1160	870	1.00	15.75	6.2	15.75	6.2	5.32	4.03	3.24	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	80.52	85.60	91.95	100.84	111.00	119.89	130.05				
1750	1160	870	1.00	16.26	6.4	16.26	6.4	5.62	4.26	3.42	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	79.76	84.84	91.19	100.08	110.24	119.13	129.29				
1750	1160	870	1.00	16.76	6.6	16.76	6.6	5.92	4.49	3.60	20.58	24.39	29.47	34.55	40.90	46.08	52.43	62.59	71.48	79.10	84.18	90.53	99.42	109.58	118.47	128.63				
1750	1160	870	1.00	17.27	6.8	17.27	6.8	6.22	4.72	3.79	19.82	23.63	28.71	33.79	39.14	44.32	50.67	60.83	69.72	77.34	82.42	88.77	97.66	107.82	116.71	126.87				
1750	1160	870	1.00	18.80	7.4	18.80	7.4	7.08	5.39	4.33	18.06	21.87	26.95	32.03	37.38	42.56	48.91	59.07	67.96	75.58	80.66	87.01	95.90	106.06	114.95	125.11				
1750	1160	870	1.00	21.84	8.6	21.84	8.6	8.67	6.69	5.38	15.10	18.91	24.03	29.15	34.50	40.68	47.03	57.19	66.08	73.70	78.78	85.13	94.02	104.18	113.07	123.23				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1750	1160	870	1.00	23.88	9.4	23.88	9.4	9.62	7.51	6.06	12.14	15.95	21.07	26.19	31.54	37.72	44.07	54.23	63.12	70.74	75.82	82.17	91.06	101.22	110.11	120.27				
1699	1126	845	1.03	14.73	5.8	15.24	6.0	4.78	3.62	2.91	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06				
1699	1126	845	1.03	15.24	6.0	15.75	6.2	5.10	3.86	3.09	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	80.77	85.85	92.20	101.09	111.25	120.14	130.30				
1699	1126	845	1.03	15.75	6.2	16.26	6.4	5.41	4.09	3.28	21.59	25.40	30.48	35.56	41.91	46.99	53.34	63.50	72.39	80.01	85.09	91.44	100.33	110.49	119.38	129.54				
1699	1126	845	1.03	16.26	6.4	16.76	6.6	5.71	4.32	3.46	20.83	24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.74	71.63	79.25	84.33	90.68	99.57	109.73	118.62	128.78				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1699	1126	845	1.03	16.76	6.6	17.27	6.8	6.01	4.55	3.64	21.08	24.89	29.97	34.04	40.39	45.47	51.82	61.98	70.87	78.49	83.57	89.92	98.81	108.97	117.86	128.02				
1683	1115	837	1.04	12.70	5.0	13.21	5.2	3.48	2.67	2.16	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	84.84	89.92	96.27	105.16	115.32	124.21	134.37				
1683	1115	837	1.04	13.21	5.2	13.72	5.4	3.81	2.91	2.35	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	84.07	89.15	95.50	104.39	114.55	123.44	133.60				
1683	1115	837	1.04	13.72	5.4	14.22	5.6	4.14	3.15	2.53	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	83.31	88.39	94.74	103.63	113.79	122.68	132.84				
1683	1115	837	1.04	14.22	5.6	14.73	5.8	4.46	3.38	2.72	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	82.55	87.63	93.98	102.87	113.03	121.92	132.08				
1651	1094	821	1.06	15.75	6.2	16.26	6.4	5.49	4.14	3.33	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	79.76	84.84	91.19	100.08	110.24	119.13	129.29				
1651	1094	821	1.06	16.26	6.4	17.27	6.8	5.79	4.37	3.51	20.58	24.39	29.47	34.55	40.90	46.08	52.43	62.59	71.48	79.10	84.18	90.53	99.42	109.58	118.47	128.63				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1636	1084	813	1.07	13.72	5.4	14.73	5.8	4.22	3.20	2.58	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33				
1636	1084	813	1.07	14.22	5.6	15.24	6.0	4.54	3.43	2.77	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57				
1636	1084	813	1.07	14.73	5.8	15.75	6.2	4.86	3.67	2.96	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	81.28	86.36	92.71	101.60	111.76	120.65	130.81				
1636	1084	813	1.07	15.24	6.0	16.26	6.4	5.18	3.91	3.14	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	80.52	85.60	91.95	100.84	111.00	119.89	130.05				
1620	1074	806	1.08	12.70	5.0	13.72	5.4	3.56	2.72	2.21	25.91	29.72	34.80	39.88	46.23	51.31	57.66	67.82	76.71	84.33	89.41	95.76	104.65	114.81	123.70	133.86				
1620	1074	806	1.08	13.21	5.2	14.22	5.6	3.89	2.96	2.40	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	122.94	133.10				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1606	1064	798	1.09	17.27	6.8	18.80	7.4	6.48	4.89	3.92	19.82	23.63	28.71	33.79	39.14	44.32	50.67	60.83	69.72	77.34	82.42	88.77	97.66	107.82	116.71	126.87				
1606	1064	798	1.09	21.84	8.6	23.88	9.4	8.93	6.86	5.51	17.27	21.08	26.19	31.33	36.47	42.67	48.87	59.07	67.96	75.58	80.66	87.01	95.90	106.06	114.95	125.11				
1591	1055	791	1.10	14.73	5.8	16.26	6.4	4.95	3.73	3.00	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	80.77	85.85	92.20	101.09	111.25	120.14	130.30				
1591	1055	791	1.10	15.24	6.0	16.76	6.6	5.27	3.97	3.18	21.59	25.40	30.48	35.56	41.91	46.99	53.34	63.50	72.39	80.01	85.09	91.44	100.33	110.49	119.38	129.54				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1591	1055	791	1.10	15.75	6.2	17.27	6.8	5.58	4.20	3.37	20.83	24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.74	71.63	79.25	84.33	90.68	99.57	109.73	118.62	128.78				
1577	1045	784	1.11	13.72	5.4	15.24	6.0	4.31	3.26	2.62	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	82.55	87.63	93.98	102.87	113.03	121.92	132.08				
1577	1045	784	1.11	14.22	5.6	15.75	6.2	4.63	3.49	2.81	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06				
1563	1036	777	1.12	12.70	5.0	14.22	5.6	3.65	2.78	2.25	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	84.07	89.15	95.50	104.39	114.55	123.44	133.60				
										Factores→					.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado □ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP

del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmisiones con RPM de Motor de			Relación	Diám de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																					
1750	1160	870		Pre-tensada		Propulsada		1750	1160	870	B35	B38	B42	B46	B51	B55	B60	B66	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173		
1563	1036	777	1.12	13.21	5.2	14.73	5.8	3.98	3.02	2.44	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.54	66.80	75.69	83.31	88.39	94.74	103.63	113.79	122.68	132.33	142.49	162.81	180.59	199.64		
1563	1036	777	1.12	16.76	6.6	18.80	7.4	4.18	4.64	3.73																						
1549	1027	770	1.13	15.74	6.0	17.27	6.1	5.35	4.03	3.27																						
1535	1018	763	1.14	14.22	5.6	16.26	6.1	4.71	3.55	2.85																						
1535	1018	763	1.14	14.73	5.8	16.76	6.6	5.03	3.79	3.04																						
* Factores →											.81	.82	.84	.86	.88	.89	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1522	1009	757	1.15	13.21	5.2	15.24	6.0	4.06	3.08	2.47																						
1522	1009	757	1.15	13.72	5.4	15.75	6.2	4.39	3.32	2.66																						
1509	1000	750	1.16	12.70	5.0	14.73	5.8	3.73	2.84	2.29	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	121.94	133.10	142.75	162.05	175.83	198.88		
1509	1000	750	1.16	16.26	6.4	18.80	7.4	5.96	4.49	3.59																						
1509	1000	750	1.16	18.80	7.4	21.84	8.6	7.42	5.62	4.50																						
* Factores →											.80	.82	.84	.86	.88	.89	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1496	991	744	1.17	14.73	5.8	17.27	6.8	5.03	3.79	3.04																						
1496	991	744	1.17	23.88	9.4	27.94	11.0	9.96	7.74	6.23																						
1483	983	737	1.18	14.22	5.6	16.76	6.6	4.71	3.55	2.85																						
1471	975	731	1.19	13.21	5.2	15.75	6.2	4.35	3.13	2.52	23.89	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	82.30	87.38	93.73	102.62	112.78	121.67	131.83	141.73	162.05	179.83	198.88		
* Factores →											.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1471	975	731	1.19	13.72	5.4	16.26	6.4	4.43	3.37	2.70																						
1471	975	731	1.19	15.75	6.2	18.80	7.4	5.75	4.31	3.45																						
1458	967	725	1.20	12.70	5.0	15.24	6.0	3.82	2.89	2.33																						
1446	959	719	1.21	14.22	5.6	17.27	6.8	4.80	3.60	2.89																						
* Factores →											.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15			
1434	951	713	1.22	13.72	5.4	16.76	6.6	4.48	3.37	2.70																						
1423	943	707	1.23	13.21	5.2	16.26	6.4	4.15	3.13	2.52	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57	141.73	162.05	179.83	198.88		
1423	943	707	1.23	15.24	6.0	18.80	7.4	5.44	4.08	3.26																						
1411	935	702	1.24	12.70	5.0	15.75	6.2	3.82	2.89	2.33	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33	142.49	162.81	180.59	199.64		
* Factores →											.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1389	921	690	1.26	13.72	5.4	17.27	6.8	4.56	3.43	2.75																						
1389	921	690	1.26	17.27	6.8	21.84	8.6	6.73	5.06	4.05																						
1378	913	685	1.27	13.21	5.2	16.76	6.6	4.23	3.19	2.57	27.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06	141.22	161.80	179.83	198.88		
1378	913	685	1.27	18.80	7.4	23.88	9.4	7.59	5.73	4.59																						
* Factores →											.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1367	906	680	1.28	12.70	5.0	16.26	6.4	3.90	2.95	2.38	23.88	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	82.30	87.38	93.73	102.62	112.78	121.67	131.83	141.73	162.81	180.59	199.64		
1367	906	680	1.28	14.73	5.8	18.80	7.4	5.20	3.90	3.13																						
1367	906	680	1.28	21.84	8.6	27.94	11.0	9.18	7.03	5.64																						
1346	892	669	1.30	16.76	6.6	21.84	8.6	6.43	4.83	3.86																						
1336	885	664	1.31	13.21	5.2	17.27	6.8	4.23	3.19	2.57	27.51	26.47	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	81.28	86.36	92.71	101.60	105.16	114.05	124.46	134.62	154.94	172.72	191.77		
1326	879	659	1.32	12.70	5.0	16.76	6.6	3.90	2.95	2.38	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57	141.73	161.54	179.83	198.88		
1326	879	659	1.32	14.22	5.6	18.80	7.4	4.88	3.66	2.94																						
* Factores →											.80	.82	.84	.86	.87	.89	.91	.94	.96	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15		
1326	879	659	1.32	23.88	9.4	31.50	12.4	10.1	7.85	6.32																						
1306	866	649	1.34	16.26	6.4	21.84	8.6	6.13	4.60	3.68																						
1287	853	640	1.36	12.70	5.0	17.27	6.8	3.99	3.01	2.42	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06	141.22	161.54	179.83	198.88		
1277	847	635	1.37	13.72	5.4	18.80	7.4	4.65	3.49	2.79																						
1268	841	630	1.38	17.27	6.8	23.88	9.4	6.82	5.12	4.09																						
* Factores →											.80	.81	.83	.85	.87	.89	.90	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.15		

* Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 5. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado. * Use el factor ubicado debajo de la

distancia entre centros.) Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.
 * Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado
Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del
caso al instalar bandas para compensación de las mismas.

Velocidades Transmisoras con RPM de Motor de			Rendimiento	Diám. de Paso de Poleas Propulsora / Propulsada				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado																							
				cm	pol.	cm	pol.	1750	1160	870	B42	B46	B51	B55	B59	B63	B67	B71	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B130	B140	B150	B160	B170	B180	B195	B210
1259	835	626	1.56	15.35	6.2	21.84	8.6	5.92	4.43	3.54	35.91	36.99	37.34	42.42	48.77	58.92	68.07	75.65	80.77	87.12	95.01	106.17	115.26	125.22	135.36	155.70	173.48	192.53	201.42	220.47	239.52	270.59		
1232	817	615	1.49	15.21	5.2	18.80	7.4	4.32	3.25	2.61	41.91	46.55	53.34	63.59	72.48	80.33	85.09	91.44	100.33	110.49	119.58	129.54	139.70	160.32	177.80	196.85	205.73	224.28	243.33	280.31				
1232	817	615	1.42	16.76	6.6	23.88	9.4	6.52	4.89	3.96	35.05	39.33	45.48	56.64	65.53	73.15	78.23	84.58	95.47	103.53	112.52	122.68	132.84	153.16	170.94	189.69	218.68	247.93	284.87					
1224	811	608	1.45	15.24	6.6	21.84	8.6	5.61	4.29	3.35	37.85	42.93	49.28	59.44	68.33	75.95	81.03	87.38	97.27	106.43	115.52	125.48	135.64	155.96	173.74	192.79	201.68	220.73	239.78	276.10				
1215	805	604	1.44	21.84	6.6	31.50	12.4	9.27	7.09	5.69	56.00	62.72	71.48	80.24	88.00	95.76	103.52	111.28	119.04	126.80	134.56	142.32	150.08	167.84	185.60	203.36	221.12	238.88	276.64					
1190	789	592	1.47	16.76	6.4	23.88	9.4	6.22	4.65	3.72	35.31	40.39	46.74	56.90	65.79	73.41	78.49	84.84	94.73	103.89	112.98	122.94	133.00	153.32	171.10	189.50	217.90	246.30	283.70					
										* Factores →																								
										82	85	87	89	90	93	96	97	98	99	101	103	104	106	107	109	110	112	114	115	117	118	121		
1182	784	588	1.48	12.70	5.0	18.80	7.4	3.99	3.01	2.42	42.16	47.24	53.59	63.75	72.64	80.26	85.34	91.69	101.58	111.74	119.89	130.85	140.21	160.53	178.31	197.36	216.41	235.46	272.67					
1152	784	588	1.48	14.73	5.8	21.84	8.6	5.29	3.96	3.17	38.10	43.18	49.78	59.94	68.83	76.45	81.53	87.88	97.77	107.93	117.98	128.03	148.34	166.12	185.17	194.06	213.11	232.16	269.37					
1174	779	584	1.49	18.80	7.4	27.94	11.0	7.68	5.79	4.65	35.31	41.66	51.82	60.71	68.33	73.41	79.76	88.65	98.54	108.43	118.32	128.21	148.34	166.12	185.17	194.06	213.11	232.16	269.37					
1151	763	572	1.52	15.75	6.2	23.88	9.4	6.01	4.48	3.58	35.81	40.85	47.24	57.40	66.29	73.91	78.99	85.34	94.23	104.39	113.28	123.14	133.00	152.92	171.70	190.75	219.69	248.63	287.57					
1136	753	565	1.54	14.22	5.6	21.84	8.6	5.06	3.77	3.04	38.61	43.69	50.04	60.20	69.09	76.71	81.79	88.14	97.03	107.19	116.08	126.24	136.40	156.32	174.50	193.55	222.44	251.33	290.22					
1115	739	554	1.57	15.24	6.0	23.88	9.4	5.70	4.25	3.39	36.07	41.15	47.50	57.66	66.55	74.17	79.25	85.60	94.49	104.65	113.54	123.69	133.85	153.77	171.45	190.50	219.55	248.60	287.65					
										* Factores →																								
										87	89	90	93	95	97	98	99	101	103	104	106	107	109	110	112	114	115	117	118	121				
1101	730	547	1.59	13.72	5.4	21.84	8.6	4.74	3.54	2.83	38.66	43.54	50.55	60.71	69.60	77.22	82.30	88.65	97.54	107.70	116.59	126.75	136.91	157.23	175.01	194.06	222.90	251.84	290.78					
1180	716	537	1.62	14.73	5.8	23.88	9.4	5.38	4.01	3.21	36.37	41.62	48.01	58.17	67.06	74.68	79.76	86.11	95.00	105.16	114.05	124.21	134.37	154.69	172.47	191.52	220.41	249.36	288.31					
1080	716	537	1.62	17.27	6.8	27.94	11.0	6.91	5.17	4.13	31.24	36.52	42.87	52.83	61.72	69.34	74.42	81.03	89.92	100.08	109.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.34	195.33	214.38	233.43	269.75				
1067	707	530	1.64	23.88	9.4	39.12	15.4	10.3	7.96	6.40	10.50	14.22	17.94	21.66	25.38	29.10	32.82	36.54	40.26	43.98	47.70	51.42	55.14	58.86	62.58	66.30	70.02	73.74	77.46	81.18				
1061	703	527	1.65	13.21	5.2	21.84	8.6	4.41	3.36	2.65	39.37	44.45	50.80	60.96	69.85	77.47	82.55	88.90	97.79	107.95	116.84	127.00	137.16	157.48	175.26	194.31	202.95	222.00	241.05	277.88				
1048	695	521	1.67	16.76	6.6	27.94	11.0	6.61	4.94	3.94	31.24	36.58	42.93	53.34	62.23	69.85	74.93	81.28	90.17	100.33	109.22	119.38	129.54	149.86	167.64	186.69	195.58	214.88	233.93	270.30				
										* Factores →																								
										86	87	90	92	95	96	97	98	100	102	104	106	107	110	112	114	115	117	118	121					
1040	650	518	1.68	14.22	5.6	23.88	9.4	5.06	3.77	3.02	38.63	43.91	50.76	60.92	67.56	75.18	80.26	86.61	95.50	105.66	114.55	124.71	134.87	155.19	172.97	192.02	220.91	249.80	288.69					
1040	650	518	1.68	18.80	7.4	31.50	12.4	7.77	5.84	4.67	32.60	38.61	46.77	57.66	65.28	70.36	76.96	85.85	96.01	104.90	115.06	125.22	145.54	163.32	182.37	191.26	210.31	229.36	268.41					
1017	674	506	1.72	12.70	5.0	21.84	8.6	4.08	3.06	2.46	44.70	51.05	61.47	70.36	77.98	83.06	89.41	98.30	108.46	117.35	127.51	137.67	157.99	175.77	194.82	203.20	222.25	241.30	278.49					
1017	674	506	1.72	16.26	6.4	27.94	11.0	6.31	4.71	3.76	37.08	43.43	53.59	62.48	70.10	75.44	81.79	90.68	100.84	109.73	119.89	130.05	150.37	168.15	187.20	196.69	215.14	234.19	271.38					
1006	667	500	1.74	13.72	5.4	23.88	9.4	4.74	3.54	2.83	42.42	48.77	58.93	67.82	75.44	80.52	86.87	95.76	105.92	114.81	124.97	135.13	155.45	173.23	192.53	201.42	220.47	239.52	276.59					
										* Factores →																								
										86	87	89	93	95	96	97	98	100	103	104	106	107	110	112	114	115	117	118	121					
989	655	492	1.77	15.75	6.2	27.94	11.0	6.01	4.48	3.58	37.34	43.69	54.10	62.99	70.61	75.69	82.04	90.93	101.09	109.98	120.14	130.30	150.88	168.66	187.71	196.60	215.65	234.70	273.75					
978	648	486	1.79	21.84	8.6	39.12	15.4	9.36	7.14	5.72	39.88	46.02	56.44	61.72	68.07	77.22	87.38	96.27	106.43	116.59	137.16	154.94	173.99	182.88	201.93	220.98	239.53	278.58						
967	641	481	1.81	13.21	5.2	23.88	9.4	4.41	3.30	2.65	42.67	49.02	59.18	68.33	75.95	81.03	87.38	96.27	106.43	115.32	125.48	135.64	155.96	173.74	192.79	201.68	220.73	240.78	276.01					
962	637	478	1.82	17.27	6.8	31.50	12.4	6.91	5.17	4.13	33.27	39.62	49.78	58.93	66.55	71.63	77.98	86.87	97.03	105.92	116.08	126.24	146.81	164.59	183.64	192.53	211.58	230.63	266.70					
956	634	475	1.83	15.24	6.0	27.94	11.0	5.70	4.25	3.39	37.59	44.20	54.36	63.25	70.87	76.20	82.55	91.44	101.60	110.49	120.65	130.81	151.13	168.91	187.96	196.85	215.90	234.95	271.27					
931	617	463	1.85	12.70	5.0	23.88	9.4	4.08	3.06	2.46	43.18	49.53	59.69	68.58	76.20	81.28	87.63	96.52	106.68	115.57	125.73	135.89	156.46	174.24	193.29	202.42	220.47	239.52	276.35					
										* Factores →																								
										85	86	92	94	96	97	98	100	103	104	105	106	110	112	114	115	117	118	121						
931	617	463	1.88	16.76	6.6	31.50	12.4	6.61	4.94	3.94	33.27	39.88	50.29	59.18	66.80	71.88	78.23	87.38	97.54	106.43	116.59	126.75	147.07	164.85	183.90	192.79	211.84	230.89	267.21					
921	611	458	1.90	14.73	5.8	27.94	11.0	5.38	4.01	3.21	38.10	44.45	54.86	63.75	71.37	76.45	82.80	91.69	101.85	110.74	120.90	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.53					
902	598	448	1.94	16.26	6.4	31.50	12.4	6.31	4.71	3.76	43.35	50.55	59.44	67.31	72.39	78.74	87.63	97.79	106.68	116.84	127.00	137.16	157.48	175.26	194.31	203.20	222.25	241.30	278.49					
893	592	444	1.96	14.22	5.6	27.94	11.0	5.06	3.77	3.02	38.35	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	92.20	102.36	111.25	121.41	131.57	151.89	169.67	188.72	197.61	216.66	235.71	272.03					
893	592	444	1.96	23.88	9.4	46.74	18.4	10.3	7.96	6.40	40.39	48.26	53.59	60.23	69.09	79.50	88.39	98.55	108.71	129.29	147.07	166.12	175.01	194.06	213.11	232.16	251.21	290.22						
875	580	435	2.00	15.75	6.2	31.50	12.4	6.09	4.54	3.62	34.29	40.64	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	88.14	98.30	107.19	117.35	127.51	147.83	165.61	184.66	193.55	212.60	231.65	267.97					
858	569																																	

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmisiones con RPM de Motor de			Polea-ción	Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado. Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																						
1750	1160	870		Propulsora		Propulsado		1750	1160	870	B55	B60	B62	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173	B180	B195	B210	B240	B270	B300		
cm	polig	cm		polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	cm	polig	
795	527	395	2.20	17.70	5.0	27.94	11.0	4.16	3.12	2.50	39.52	45.97	56.13	65.78	72.90	77.98	84.33	93.22	103.38	112.27	122.43	132.84	153.16	170.94	189.99	198.88	217.93	236.99	273.05	311.66	350.01		
792	525	394	2.21	14.27	5.6	31.50	12.4	5.14	3.83	3.06	31.31	41.66	52.07	60.96	68.83	73.91	80.26	89.15	99.31	108.20	118.62	128.78	149.10	166.88	185.93	194.82	212.87	232.97	269.24	307.34	345.44		
774	513	385	2.26	17.27	6.6	25.12	15.4	6.99	5.23	4.17			42.93	52.07	59.94	65.02	71.63	80.52	90.68	99.57	109.98	120.14	142.46	158.24	177.29	186.44	205.49	224.54	260.60	298.70	336.80		
761	504	378	2.30	13.72	5.4	31.50	12.4	4.82	3.60	2.87			52.32	61.47	69.09	74.17	80.52	89.41	99.82	108.71	118.87	129.63	149.35	167.13	186.18	195.07	214.12	233.43	269.49	307.59	345.69		
751	498	373	2.33	16.76	6.6	25.12	15.4	6.69	5.00	3.98			43.43	52.58	60.20	65.37	71.88	80.77	91.19	100.08	110.24	120.40	140.97	158.75	177.80	186.69	205.74	224.79	261.11	299.21	337.31		
751	498	373	2.33	21.84	8.6	50.80	20.0	9.44	7.20	5.76					45.72	51.05	57.66	66.80	77.22	86.36	96.52	106.93	127.25	145.29	164.34	173.23	192.28	211.33	247.65	285.00	322.40		
								* Factores →			.84	.85	.90	.92	.93	.95	.96	.98	1.01	1.02	1.04	1.05	1.09	1.11	1.13	1.14	1.16	1.17	1.20	1.23	1.26		
735	487	366	2.38	13.21	5.2	31.50	12.4	4.49	3.36	2.69	35.81	42.42	52.83	61.72	69.34	74.68	81.03	89.92	100.08	108.97	119.13	129.54	149.86	167.64	186.69	195.56	214.63	233.69	270.00	308.37	347.47		
726	481	361	2.41	16.26	6.4	39.12	15.4	6.39	4.77	3.80			33.02	43.69	52.83	60.71	65.79	72.14	81.28	91.44	100.33	110.49	120.96	141.22	159.00	178.05	186.94	206.25	225.30	261.37	299.72	337.82	
706	468	351	2.48	12.70	5.0	31.50	12.4	4.16	3.12	2.50	36.32	42.67	53.09	62.23	69.85	74.93	81.28	90.17	100.58	109.47	119.63	129.79	150.11	167.89	186.94	195.09	215.14	234.19	270.26	308.36	346.46		
706	468	351	2.48	15.75	6.2	39.12	15.4	6.09	4.54	3.62			33.27	43.94	53.09	60.96	66.14	72.64	81.53	91.69	100.84	111.00	121.16	141.48	159.51	178.56	187.45	206.50	225.55	261.87	299.77	338.07	
703	466	349	2.49	18.80	7.4	46.74	18.4	7.85	5.90	4.71					43.94	51.82	57.15	63.50	72.64	83.06	91.95	102.36	112.52	133.10	150.88	169.93	178.82	197.87	217.17	253.49	291.59	329.69	
								* Factores →			.85	.85	.90	.91	.93	.95	.97	.99	1.02	1.03	1.05	1.06	1.10	1.12	1.13	1.14	1.16	1.17	1.20	1.23	1.26		
681	451	339	2.57	15.24	6.0	39.12	15.4	5.78	4.31	3.43			33.78	44.45	53.59	61.72	66.80	73.20	82.04	92.20	101.05	111.25	121.67	141.99	159.77	178.82	187.96	207.01	226.06	262.38	300.48	338.58	
658	436	327	2.65	14.73	5.8	39.12	15.4	5.26	4.07	3.25			34.04	44.70	53.85	61.72	66.80	73.41	82.30	92.46	101.60	111.76	121.92	142.49	160.27	179.32	188.21	207.26	226.31	262.64	300.74	338.84	
658	436	327	2.65	23.88	9.4	63.50	25.0	10.4	8.02	6.44									53.34	64.01	73.15	83.82	94.23	114.81	132.84	152.15	161.04	180.34	199.39	235.71	274.07	312.17	
648	430	322	2.70	18.80	7.4	50.80	20.0	7.85	5.90	4.71					47.75	53.34	59.94	66.09	72.64	81.53	91.69	100.84	111.00	121.16	141.48	159.51	178.56	187.45	206.50	225.55	261.87	299.77	338.07
646	428	321	2.71	17.27	6.8	46.74	18.4	6.99	5.23	4.17					44.96	52.83	58.17	64.77	73.66	84.07	93.22	103.38	113.54	134.11	151.89	171.20	180.09	199.14	218.19	254.51	292.61	330.71	
								* Factores →			.84	.89	.90	.91	.93	.94	.96	.98	1.00	1.03	1.04	1.08	1.10	1.12	1.13	1.15	1.17	1.20	1.23	1.26			
636	422	316	2.75	14.27	5.6	39.12	15.4	5.14	3.83	3.06			44.96	54.36	61.98	67.31	73.66	82.80	92.96	101.85	112.01	122.43	142.75	160.53	179.58	188.72	207.77	226.82	263.14	301.24	339.34		
627	416	312	2.79	16.76	6.6	46.74	18.4	6.69	5.00	3.98					45.21	53.09	58.42	65.02	74.17	84.58	93.47	103.89	114.05	134.62	152.40	171.45	180.34	199.64	218.69	255.01	293.11	331.22	
614	407	305	2.85	13.72	5.4	39.12	15.4	4.82	3.60	2.87			45.47	54.61	62.48	67.56	74.17	83.06	93.22	102.36	112.52	122.68	143.26	161.04	180.09	188.98	208.03	227.08	263.40	301.50	339.60		
608	403	302	2.88	16.26	6.4	46.74	18.4	6.39	4.77	3.80					45.47	54.61	62.48	67.56	74.17	83.06	93.22	102.36	112.52	122.68	143.26	161.04	180.09	188.98	208.03	227.08	263.40	301.50	339.60
601	399	299	2.91	21.84	8.6	63.50	25.0	9.44	7.20	5.76					40.39	48.77	54.10	60.96	70.10	80.52	89.41	99.82	110.24	130.56	148.59	167.64	176.53	195.83	214.88	251.20	289.31	327.41	
595	395	296	2.94	17.27	6.8	50.80	20.0	6.99	5.23	4.17			40.39	48.77	54.10	60.96	70.10	80.52	89.41	99.82	110.24	130.56	148.59	167.64	176.53	195.83	214.88	251.20	289.31	327.41			
								* Factores →			.87	.88	.90	.93	.94	.97	.98	.99	1.02	1.04	1.07	1.10	1.12	1.13	1.15	1.17	1.20	1.22	1.25				
589	391	293	2.97	15.75	6.2	46.74	18.4	6.09	4.54	3.62					45.72	54.86	62.74	67.82	74.42	83.31	93.73	102.62	112.78	123.19	143.51	161.29	180.34	189.48	208.53	227.58	263.65	301.50	339.60
578	383	287	3.03	16.76	6.6	50.80	20.0	6.69	5.00	3.98					45.72	54.86	62.74	67.82	74.42	83.31	93.73	102.62	112.78	123.19	143.51	161.29	180.34	189.48	208.53	227.58	263.65	301.50	339.60
570	378	283	3.07	15.24	6.0	46.74	18.4	5.78	4.31	3.43					36.58	46.23	54.10	59.44	66.04	75.18	85.60	94.49	104.90	115.06	135.64	153.42	172.72	181.61	200.66	219.71	256.03	294.13	332.23
568	377	282	3.08	12.70	5.0	39.12	15.4	4.16	3.12	2.50			45.97	55.37	62.99	68.33	74.68	83.82	93.98	103.12	113.28	123.44	143.76	161.80	180.85	189.74	208.79	227.84	264.16	302.01	340.36		
								* Factores →			.84	.86	.88	.92	.93	.96	.98	.90	1.01	1.03	1.07	1.09	1.12	1.13	1.15	1.16	1.20	1.22	1.25				
559	371	278	3.13	16.76	6.4	50.80	20.0	6.39	4.77	3.80					41.40	49.53	54.86	61.47	70.61	81.28	90.17	100.58	110.74	131.32	149.35	168.40	177.55	196.60	215.65	251.97	290.07	328.17	
552	366	274	3.17	14.73	5.8	46.74	18.4	5.46	4.07	3.25			36.83	46.48	54.61	59.94	66.29	75.44	85.85	95.00	105.16	115.57	135.89	153.92	172.97	181.86	200.91	220.27	256.54	294.64	332.74		
547	359	269	3.23	15.75	6.2	50.80	20.0	6.09	4.54	3.62					41.66	49.78	55.12	61.98	71.12	81.53	90.68	100.84	111.25	131.83	149.61	168.91	177.80	196.85	215.90	252.22	290.58	328.68	
537	353	264	3.29	14.27	5.6	46.74	18.4	5.14	3.83	3.06			37.08	46.74	54.86	60.20	66.80	75.95	86.36	95.25	105.66	115.82	136.40	154.18	173.48	182.37	201.42	220.47	256.79	294.89	332.95		
								* Factores →			.84	.86	.88	.92	.93	.96	.98	.90	1.01	1.03	1.07	1.09	1.12	1.13	1.15	1.16	1.20	1.22	1.25				
526	349	261	3.33	15.24	6.0	50.80	20.0	5.78	4.31	3.43					41.91	50.29	55.63	62.23	71.37	81.79	90.93	101.35	111.51	132.08	150.11	169.16	178.31	197.36	216.41	252.73	291.83	329.18	
518	343	257	3.38	18.80	7.4	63.50	25.0	6.71	5.15	4.14					46.48	56.39	61.72	68.32	77.46	87.88	97.02	107.44	117.86	138.43	156.46	174.74	183.63	202.68	221.73				

Velocidades Transmisoras con RPM de Motor de			Eam de Faso de Poleas				HP por Banca para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																			
175C	1160	870	Rela- ción	Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	B6E	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173	B180	B195	B210	B240	B270	B300
				cm	poliç	cm	poliç																						
434	326	246	3.54	13.21	5.2	46.74	18.4	4.45	3.35	2.65	37.85	47.50	55.63	60.96	67.56	76.71	86.87	96.01	106.43	116.59	137.16	154.99	174.24	183.13	202.18	221.23	257.56	295.66	334.01
450	325	244	3.57	14.22	5.6	56.80	20.0	5.14	3.85	3.06	42.42	50.80	56.13	62.99	72.14	82.55	91.69	102.11	112.27	132.84	150.86	169.93	178.82	198.12	217.17	253.49	292.10	330.20	
476	315	236	3.68	12.70	5	46.74	18.4	4.16	3.12	2.50	47.75	55.88	61.21	67.82	76.96	87.38	96.27	106.68	117.41	137.41	155.45	174.50	183.39	202.44	221.44	258.06	296.16	334.26	
476	315	236	3.68	13.72	5.4	63.50	25.0	6.99	5.23	4.17	42.67	50.80	56.39	63.25	72.39	82.80	91.95	102.36	112.78	132.35	150.37	169.42	178.31	197.36	220.22	240.54	278.85	316.95	
473	314	235	3.70	13.72	5.4	50.80	20.0	4.82	3.60	2.87	42.67	50.80	56.39	63.25	72.39	82.80	91.95	102.36	112.78	132.35	150.37	169.42	178.31	197.36	220.22	240.54	278.85	316.95	
								Factores			.81	.85	.88	.89	.82	.93	.97	.99	1.01	1.03	1.05	1.09	1.11	1.13	1.15	1.16	1.19	1.24	1.26
462	306	230	3.79	16.76	6.6	63.50	25.0	6.69	5.00	3.98	47.75	57.66	68.58	77.98	88.65	97.99	107.68	119.69	132.35	152.23	172.11	192.00	202.18	222.17	242.16	280.48	318.80	357.12	
455	301	226	3.85	13.21	5.2	50.80	20.0	4.49	3.36	2.69	47.75	57.66	68.58	77.98	88.65	97.99	107.68	119.69	132.35	152.23	172.11	192.00	202.18	222.17	242.16	280.48	318.80	357.12	
448	297	223	3.91	16.26	6.4	63.50	25.0	6.39	4.77	3.80	43.18	51.56	56.90	63.50	72.90	83.31	92.46	102.62	113.03	133.60	154.17	174.74	184.62	204.59	224.56	262.88	299.50	336.12	
438	290	218	4.00	12.70	5.0	50.80	20.0	4.16	3.12	2.50	43.43	51.82	57.15	64.01	73.15	83.57	92.71	103.12	113.28	133.60	153.92	174.24	184.12	204.09	223.96	262.28	298.90	335.52	
434	288	216	4.03	15.75	6.2	63.50	25.0	6.09	4.54	3.62	43.43	51.82	57.15	64.01	73.15	83.57	92.71	103.12	113.28	133.60	153.92	174.24	184.12	204.09	223.96	262.28	298.90	335.52	
433	287	215	4.04	23.88	9.4	96.52	38.0	10.4	8.02	6.44	48.51	58.42	69.34	78.74	89.15	99.82	110.68	122.17	133.60	155.09	176.58	198.07	219.56	241.05	280.48	319.91	359.34		
								Factores			.85	.87	.89	.82	.86	.97	.98	1.01	1.03	.96	.99	1.07	1.03	1.06	1.10	1.16	1.19	1.23	1.25
432	286	215	4.05	18.80	7.4	76.20	30.0	7.85	5.90	4.71	48.77	58.67	69.59	78.99	89.66	100.08	110.58	121.41	132.84	154.27	175.70	197.13	218.56	240.00	280.48	319.91	359.34		
420	278	209	4.17	15.24	6.0	63.50	25.0	5.78	4.31	3.43	48.77	58.67	69.59	78.99	89.66	100.08	110.58	121.41	132.84	154.27	175.70	197.13	218.56	240.00	280.48	319.91	359.34		
406	269	202	4.31	14.73	5.8	63.50	25.0	5.46	4.07	3.25	53.34	63.50	74.68	85.34	96.66	108.08	120.90	134.94	149.45	164.46	180.03	196.17	212.91	230.25	248.19	288.18	326.12	364.06	
397	263	197	4.41	17.27	6.8	76.20	30.0	6.99	5.23	4.17	58.67	69.59	78.99	89.66	100.08	110.58	121.41	132.84	154.27	175.70	197.13	218.56	240.00	261.43	283.87	306.31	328.75	351.19	
396	262	197	4.42	21.84	8.6	96.52	38.0	9.44	7.28	5.76	58.67	69.59	78.99	89.66	100.08	110.58	121.41	132.84	154.27	175.70	197.13	218.56	240.00	261.43	283.87	306.31	328.75	351.19	
								Factores			.82	.86	.84	.88	.95	.97	.94	.97	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09	1.10	1.11
392	260	195	4.46	14.22	5.6	63.50	25.0	5.14	3.83	3.06	49.78	59.44	70.36	79.76	90.82	100.84	110.88	121.67	132.70	154.00	175.21	196.42	217.63	238.84	260.05	281.26	302.47	323.68	
385	255	191	4.55	16.76	6.6	76.20	30.0	6.69	5.00	3.98	49.78	59.44	70.36	79.76	90.82	100.84	110.88	121.67	132.70	154.00	175.21	196.42	217.63	238.84	260.05	281.26	302.47	323.68	
378	251	188	4.63	13.72	5.4	63.50	25.0	4.82	3.60	2.87	54.61	64.77	75.55	86.87	97.99	108.66	119.09	129.92	140.21	159.51	178.82	198.12	217.42	236.72	256.02	275.32	294.62	313.92	
373	247	186	4.69	16.26	6.4	76.20	30.0	6.39	4.77	3.80	54.61	64.77	75.55	86.87	97.99	108.66	119.09	129.92	140.21	159.51	178.82	198.12	217.42	236.72	256.02	275.32	294.62	313.92	
364	241	181	4.81	13.21	5.2	63.50	25.0	4.49	3.36	2.69	54.61	64.77	75.55	86.87	97.99	108.66	119.09	129.92	140.21	159.51	178.82	198.12	217.42	236.72	256.02	275.32	294.62	313.92	
362	240	180	4.84	15.75	6.2	76.20	30.0	6.09	4.54	3.62	54.61	64.77	75.55	86.87	97.99	108.66	119.09	129.92	140.21	159.51	178.82	198.12	217.42	236.72	256.02	275.32	294.62	313.92	
350	232	174	5.00	12.70	5.0	63.50	25.0	4.16	3.12	2.50	50.04	59.94	70.87	80.26	90.53	101.60	112.43	123.46	134.49	145.52	156.55	167.58	178.61	189.64	200.67	211.70	222.73	233.76	
								Factores			.82	.88	.82	.86	.98	1.00	1.04	1.07	1.10	1.11	1.13	1.15	1.18	1.22	1.24	1.28	1.32	1.36	1.40
350	232	174	5.00	15.24	6.0	76.20	30.0	5.78	4.31	3.43	55.37	65.79	76.96	87.88	98.88	109.27	120.27	131.27	142.27	153.27	164.27	175.27	186.27	197.27	208.27	219.27	230.27	241.27	
340	226	169	5.14	18.80	7.4	96.52	38.0	7.85	5.90	4.71	55.37	65.79	76.96	87.88	98.88	109.27	120.27	131.27	142.27	153.27	164.27	175.27	186.27	197.27	208.27	219.27	230.27	241.27	
338	224	168	5.17	14.73	5.8	76.20	30.0	5.46	4.07	3.25	55.37	65.79	76.96	87.88	98.88	109.27	120.27	131.27	142.27	153.27	164.27	175.27	186.27	197.27	208.27	219.27	230.27	241.27	
326	216	162	5.36	14.22	5.6	76.20	30.0	5.14	3.83	3.06	55.37	65.79	76.96	87.88	98.88	109.27	120.27	131.27	142.27	153.27	164.27	175.27	186.27	197.27	208.27	219.27	230.27	241.27	
315	209	156	5.56	13.72	5.4	76.20	30.0	4.82	3.60	2.87	55.37	65.79	76.96	87.88	98.88	109.27	120.27	131.27	142.27	153.27	164.27	175.27	186.27	197.27	208.27	219.27	230.27	241.27	
								Factores			.83	.87	.94	.97	.93	.97	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.21	1.21	1.21	1.21	1.21	1.21	1.21	1.21
313	208	156	5.59	17.27	6.8	96.52	38.0	6.99	5.23	4.17	56.64	67.06	78.23	89.15	100.49	111.49	122.49	133.49	144.49	155.49	166.49	177.49	188.49	199.49	210.49	221.49	232.49	243.49	
304	201	151	5.76	16.76	6.6	96.52	38.0	6.69	5.00	3.98	56.64	67.06	78.23	89.15	100.49	111.49	122.49	133.49	144.49	155.49	166.49	177.49	188.49	199.49	210.49	221.49	232.49	243.49	
303	201	151	5.77	13.21	5.2	76.20	30.0	4.49	3.36	2.69	56.64	67.06	78.23	89.15	100.49	111.49	122.49	133.49	144.49	155.49	166.49	177.49	188.49	199.49	210.49	221.49	232.49	243.49	
295	195	146	5.94	16.26	6.4	96.52	38.0	6.39	4.77	3.80	56.64	67.06	78.23	89.15	100.49	111.49	122.49	133.49	144.49	155.49	166.49	177.49	188.49	199.49	210.49	221.49	232.49	243.49	
292	193	145	6.00	12.70	5.0	76.20	30.0	4.16	3.12	2.50	56.64	67.06	78.23	89.15</															

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "C"

Velocidades Transmisiones con DPM de P... de ...		Relación	Diam. de Paso de Poleas		HP por Banda para Velocidades de Motor de		Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																													
			Propulsora cm pulg	Reducida cm pulg			1750	1160	870	C51	C60	C5R	C75	C81	C85	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C172	C180	C195	C210	C240	C270	C300	C330	C360				
1750	1160	870	1.00	20 32	8.0	20 32	8.0	8.84	7.34	6.09	36.58	48.01	58.17	67.06	74.68	79.76	86.11	93.73	105.16	114.05	124.21	134.37	154.69	172.47	191.52	200.41	219.46	238.51	274.07	312.17	350.27	388.37	426.47			
1750	1160	870	1.00	21 59	8.5	21 59	8.5	10.1	8.33	6.90	34.54	45.97	55.12	65.02	72.64	77.72	84.07	91.69	103.12	112.01	122.17	132.33	152.65	170.43	189.48	198.37	217.42	236.47	272.03	310.13	348.23	386.33	424.43			
1750	1160	870	1.00	22 86	9.0	22 86	9.0	11.2	9.31	7.70	32.51	43.94	53.09	62.99	70.61	75.69	82.04	89.66	101.09	109.98	120.14	130.30	150.62	168.40	187.45	196.34	215.39	234.44	270.00	308.10	346.20	384.30	422.40			
1750	1160	870	1.00	24 13	9.5	24 13	9.5	12.3	10.3	8.49	30.73	42.16	51.21	68.83	73.91	80.26	87.88	99.31	108.20	118.36	128.52	148.84	166.62	185.67	194.56	213.61	232.66	268.22	306.32	344.42	382.52	420.62				
1750	1160	870	1.00	26 67	10.5	26 67	10.5	14.3	12.1	10.1	28.10	38.10	47.15	64.77	69.85	76.20	83.82	95.25	104.14	114.30	124.46	144.78	162.56	181.61	190.50	209.55	238.60	267.65	303.21	341.31	379.41	417.51				
1750	1160	870	1.00	33 02	13.0	33 02	13.0	16.3	13.7	11.7	22.10	29.10	36.10	54.61	59.69	66.04	73.66	85.09	93.98	104.14	114.30	134.62	152.40	171.45	180.34	199.39	218.44	254.00	292.10	330.20	368.30	406.40				
1750	1160	870	1.00	40 64	16.0	40 64	16.0	20.5	17.7	15.7	14.50	18.50	22.50	38.50	43.50	50.00	57.50	65.00	73.00	81.50	91.00	101.50	113.00	125.50	139.00	153.50	169.00	185.50	213.00	241.50	280.00	318.50	357.00			
* Factores ->											80	82	85	87	89	90	91	92	94	95	97	98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21			
1651	1094	871	1.06	20 32	8.0	21 59	8.5	9.32	7.60	6.33	35.56	46.99	57.15	66.04	73.66	78.74	85.09	92.71	104.14	113.03	123.19	133.35	153.67	171.45	190.50	199.39	218.44	237.49	273.05	311.15	349.25	387.35	425.45			
1651	1094	871	1.06	21 59	8.5	22 86	9.0	10.6	8.66	7.14	33.53	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	90.68	102.11	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.02	309.12	347.22	385.32	423.42			
1651	1094	871	1.06	22 86	9.0	24 13	9.5	11.7	9.63	7.94	31.50	42.93	53.09	61.98	69.60	74.68	80.01	87.63	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39			
1577	1045	784	1.11	24 13	9.5	26 67	10.5	13.0	10.8	8.85	39.68	50.04	58.93	66.55	71.63	77.98	85.60	97.03	105.92	116.08	126.24	146.56	164.34	183.39	192.28	211.33	230.38	265.94	304.04	342.14	380.24	418.34				
1563	1076	777	1.12	21 59	8.5	24 13	9.5	10.8	8.81	7.26	31.24	42.67	52.83	61.72	69.34	74.42	80.77	88.39	99.82	108.71	118.86	129.03	149.35	167.13	186.18	195.07	214.12	233.17	268.73	306.83	344.93	382.03	421.13			
1549	1077	770	1.13	20 32	8.0	22 86	9.0	9.79	7.97	6.56	34.54	45.97	56.13	65.02	72.64	77.72	84.07	91.69	103.12	112.01	122.17	132.33	152.65	170.43	189.48	198.37	217.42	236.47	272.03	310.13	348.23	386.33	424.43			
* Factores ->											79	82	85	87	89	90	91	92	94	95	97	98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21			
1496	991	744	1.17	22 86	9.0	26 67	10.5	12.2	9.94	8.17	40.89	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	86.61	98.04	106.93	117.09	127.25	147.57	165.35	184.40	193.29	212.34	231.39	266.95	305.05	343.15	381.25	419.35				
1471	975	731	1.19	20 32	8.0	24 13	9.5	10.0	8.13	6.68	33.53	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	90.68	102.11	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.02	309.12	347.22	385.32	423.42			
1413	943	707	1.23	33 02	13.0	40 64	16.0	17.1	14.3	14.3	41.91	52.07	60.96	68.58	74.93	80.01	87.63	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39				
1413	943	707	1.24	21 59	8.5	26 67	10.5	11.3	9.13	7.49	30.73	42.16	51.21	68.83	73.91	80.26	87.88	99.31	108.20	118.36	128.52	148.84	166.62	185.67	194.56	213.61	232.66	268.22	306.32	344.42	382.52	420.62				
1413	943	707	1.24	26 67	10.5	33 02	13.0	15.5	12.9	10.6	37.33	48.76	57.65	65.27	72.89	77.97	84.32	91.94	103.37	113.53	123.69	144.01	162.79	181.84	190.73	209.78	228.83	264.39	302.49	340.59	378.69	416.79				
* Factores ->											80	81	85	88	89	90	91	93	94	96	97	99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21			
1336	925	684	1.25	40 64	16.0	50 80	20.0	21.5	18.4	18.4	42.93	53.09	61.98	69.60	74.68	81.03	88.65	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39				
1277	847	635	1.37	24 13	9.5	33 02	13.0	14.0	11.4	9.32	35.81	45.97	53.85	61.47	66.55	72.90	80.52	91.95	100.84	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.02	309.12	347.22	385.32	423.42			
1215	824	604	1.44	22 86	9.0	33 02	13.0	12.9	10.4	8.53	35.56	45.72	54.61	62.23	67.31	73.66	81.28	92.71	101.60	111.76	121.92	142.24	160.02	178.97	187.86	206.91	225.96	261.52	299.62	337.72	375.82	413.92				
* Factores ->											80	81	84	86	88	89	90	91	93	94	96	97	99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21		
1151	773	580	1.50	40 64	16.0	60 96	24.0	21.6	18.5	18.5	45.72	55.88	63.50	71.12	76.20	82.55	90.17	101.60	110.49	120.65	130.81	151.13	169.91	188.69	197.58	216.47	235.36	270.92	308.99	347.06	385.13	423.20				
1144	758	569	1.53	21 59	8.5	33 02	13.0	12.0	9.60	7.85	36.32	46.48	54.10	61.72	66.80	73.15	80.77	92.20	101.09	111.25	121.41	141.73	159.51	178.56	187.45	206.50	225.55	261.11	299.21	337.31	375.41	413.51				
1144	753	565	1.54	33 02	13.0	50 80	20.0	17.6	14.7	14.7	42.93	53.09	61.98	69.60	74.68	81.03	88.65	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39				
* Factores ->											79	82	84	86	88	89	90	92	93	95	97	99	1.00	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.13	1.15	1.18	1.21				
1075	712	514	1.63	20 32	8.0	33 02	13.0	10.7	8.60	7.04	37.34	47.50	56.40	64.02	69.10	75.45	83.07	94.50	103.39	113.55	123.71	144.03	162.81	181.76	190.71	209.66	228.61	264.17	302.23	340.29	378.35	416.41				
1047	697	494	1.69	24 13	9.5	40 64	16.0	14.2	11.6	9.44	42.26	52.42	61.31	68.93	74.01	80.36	88.98	99.14	109.30	119.46	130.62	151.40	170.18	188.96	197.75	216.54	235.33	270.89	308.95	347.01	385.07	423.13				
997	652	494	1.79	22 86	9.0	40 64	16.0	13.1	10.6	8.65	40.89	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	86.61	98.04	106.93	117.09	127.25	147.57	165.35	184.40	193.29	212.34	231.39	266.95	305.05	343.15	381.25	419.35				
931	612	463	1.95	33 02	13.0	60 96	24.0	17.6	14.7	14.7	45.72	55.88	63.50	71.12	76.20	82.55	90.17	101.60	110.49	120.65	130.81	151.13	169.91	188.69	197.58	216.47	235.36	270.92	308							

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas														
				Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C173	C180	C195	C210	C240	C270	C300
1750	1160	870	2.53	24.13	9.5	60.96	24.0	14.5	11.7	9.56															

Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros; súmele 0.10 a la

misma, si la distancia entre centros elegida está marcada). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.
 † Sumo 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.
 † Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 3, 4 y 6 ranuras.

Tensión de las Transmisiones DODGE® con Bandas V

Antes de ajustar la tensión de las bandas cerciñese que la holgura en cada una de ellas esté del mismo lado de la propulsión. Ajuste entonces la tensión hasta que las bandas queden ajustadas en las poleas. Haga girar la transmisión y cuando esté funcionando con carga y velocidad total, ajuste la tensión hasta que sólo quede un arco leve en el lado de holgura. Se puede entonces verificar la tensión siguiendo los pasos que se dan a continuación.

Paso 1. Mida la distancia entre puntos tangentes "K", tal como lo ilustra el dibujo de la derecha.

Paso 2. Aplique la fuerza (perpendicular en la mitad de la distancia "K") requerida para flexionar una banda a 0.156 mm por centímetro de la distancia "K" -Vea el dibujo. Por ejemplo, la deflexión en una distancia de 254 cm (100")

sería de 254 x .156 = sea 39.7 mm. Puede aplicarse la fuerza con una simple balanza de resorte.

Paso 3. Compare la fuerza requerida en el Paso 2 con los valores establecidos en la Tabla de la derecha. La fuerza requerida debe estar dentro de los valores mínimos y máximos establecidos. La tensión de las bandas nuevas deberá ser, inicialmente ajustada para que la fuerza de deflexión sea 1/3 mayor que la fuerza máxima recomendada, debido a que la tensión decae rápidamente durante el período de asentamiento de la banda V.

Paso 4. Vuelva a verificar la tensión de las bandas nuevas repetidamente dentro de las primeras 50 horas de operación y ajústelas si fuera necesario. Después, examine periódicamente la tensión de las bandas.

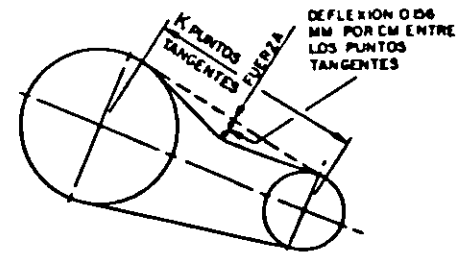


Tabla 4
Fuerza de Deflexión Recomendada

Sección de Banda	Fuerza Mínima (kg.)	Fuerza Máxima (kg.)
A	0.91	1.2
B	1.8	2.5
C	4.0	5.4

Selección de Transmisiones DODGE® con Bandas "V" Sección A, B y C

Utilizando las Tablas de Selección Contenidas en las Páginas Anteriores

PARA VELOCIDADES DE MOTOR NO STANDARD O TRANSMISIONES PARA AUMENTO DE VELOCIDAD

Cuando la velocidad de la polea chica no es la de un motor estándar, siga simplemente los pasos que se dan a continuación.

Paso 1. HP del Diseño—Multiplique la potencia normal de operación, la requerida o la especificada en la placa del motor por el factor de servicio apropiado de la Tabla 2, Página 9. Se obtendrá el HP del diseño que se usará como base para seleccionar la transmisión.

Paso 2. Sección de la Banda—En la Tabla 1, Primera columna, Página 8, trace una línea hacia la derecha desde el valor que muestre los rpm de su eje más rápido. Trace otra línea hacia arriba desde el HP del diseño encontrado en el paso 1. En el área de intersección de las rayas trazadas, observe el tipo de sección de la banda. Si la intersección ocurriera cerca de una línea divisoria entre dos tipos de sección es bueno investigar las posibilidades de ambas secciones de bandas. Si el impulsor en una transmisión de aumento de velocidad es un motor eléctrico de velocidad estándar, consulte la Tabla 3, Página 9 y use los HP del motor (no los HP del diseño) y los rpm. El diámetro de la polea seleccionada para el motor no deberá ser menor que el que indica la Tabla 3. Si el propulsor es un motor eléctrico de velocidad no estándar, el diámetro de la polea seleccionada no deberá ser menor que el que recomienda el fabricante del motor.

Paso 3. Calcule la Relación de Velocidad dividiendo los rpm de la polea más rápida entre los rpm de la polea más lenta. Consulte la tabla de transmisiones en las páginas anteriores para la selección

de las secciones de las bandas. Busque en la columna de relaciones el valor más próximo a la relación calculada.

Paso 4. Diámetro de Paso de las Poleas—En la línea que indica la relación observe los diámetros requeridos que aparecen en dos columnas tituladas "Diámetro de paso de Poleas".

Paso 5. Seleccione una Distancia entre Centros de las que figuran en la misma línea. Si no existe una dimensión que determine las distancias entre centros, use $(D + 3d) / 2$, ó D , (la que sea mayor) como la distancia entre centros preferida. (D y d son los diámetros de la polea grande y pequeña, respectivamente). Tome nota del número de la banda que se indica al principio de la columna, la cual determina la distancia entre centros. Desde la distancia entre centros, baje a la primera cifra que está entre dos líneas. Esta cifra (suma a la misma 0.10 si la distancia entre centros elegida está marcada) es el factor de corrección del arcolongitudinal combinado. Este corrige tanto el arco de contacto sobre la polea pequeña, como la longitud de la banda.

Paso 6. HP por Banda—Consulte la Tabla de clasificaciones para los HP por sección de banda—Vea las páginas siguientes. Examine la primera columna hasta llegar a los rpm del eje más rápido. Siga esta línea hacia la derecha hasta llegar a la columna que señala el diámetro de la polea pequeña y tome nota de los HP clasificados. En la misma línea siga hasta la columna encabezada por la relación de velocidad. Sumo los HP adicionales que figuran allí a los HP clasificados, el resultado deberá multiplicarse por el factor de corrección arco-longitud combinado.

Paso 7. Número de Bandas Requeridas—Divida el HP del diseño hallado en el Paso 1 entre el valor obtenido en el Paso 6. Si el resultado contiene una fracción, use el número entero inmediato superior como el total de bandas requeridas.

Información General—Transmisiones DODGE® con Bandas "V"

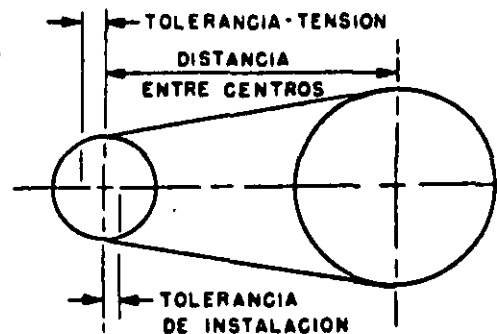
Uso—Las transmisiones pueden operar en cualquier dirección, con la holgura en la parte de arriba o abajo. Pueden emplearse también en aplicaciones con inversión de marcha. La línea que une los centros puede ser horizontal, inclinada o vertical.

Tolerancias en Distancias entre Centros para la Instalación de Bandas y para la Tensión—Las tolerancias de instalación que se dan para reducir la distancia normal entre centros en la siguiente tabla permiten la instalación fácil de las bandas sin emplear la fuerza y sin dañar las bandas.

Tabla 5—Tolerancias de las Distancias entre Centros para la Instalación y Tensión de las Bandas

Tamaño de Bandas	Tolerancia Mínima de Instalación						Tolerancia Mínima de Tensión	
	A		B		C		cm	pulg.
	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.		
26 a 37	1.91	¾	2.54	1			2.54	1
38 a 59	1.91	¾	2.54	1	3.81	1½	3.81	1½
60 a 89	1.91	¾	3.18	1¼	3.81	1½	5.08	2
90 a 119	2.54	1	3.18	1¼	3.81	1½	6.35	2½
120 a 157	2.54	1	3.18	1¼	3.81	1½	7.62	3
158 a 194			3.18	1¼	5.08	2	8.89	3½
195 a 239			3.81	1½	5.08	2	10.16	4
240 a 269			3.81	1½	5.08	2	11.43	4½
270 a 329			3.81	1½	5.08	2	12.70	5
330 a 419					5.08	2	15.24	6

Mediante la tolerancia de tensión, se permite aumentar la distancia normal entre centros para poder mantener la tensión de la banda, previendo un posible estiramiento y asentando las bandas en las ranuras. Por lo general se emplea una base móvil. Si no pueden moverse ninguna de las poleas, puede utilizarse una polea tensora.



Efecto de Volante—Vea la Página 7.

Instalación—Debe emplearse en la transmisión un juego de bandas idénticas. Remueva cualquier partícula de aceite o grasa de las poleas. Examine las ranuras de las poleas para ver si hay rebabas y de haberlas, alise las ranuras y limpie toda señal de herrumbre. Ajuste la tensión de modo que puedan instalarse las bandas sin forzarlas. Verifique la alineación de las poleas y vea que los ejes estén paralelos y que la transmisión esté en libertad de funcionar.

Ajuste de Tensión de las Bandas—Página 23.

Clasificaciones de Potencia para Bandas de Sección "A"

La Clasificación HP Total Equivale a los "HP Clasificados" en las Columnas Izquierdas más los "HP Adicionales" de las Columnas de la Derecha

RPM del Eje más Rápido	HP Clasificados por Banda para Diámetros de las Poleas Pequeñas de (Diámetros de Paso en cm. y pulgadas)																	HP Adicionales por Banda para Relación de Velocidad de											
	7.62 (3.0")	8.13 (3.2")	8.64 (3.4")	9.14 (3.6")	9.65 (3.8")	10.16 (4.0")	10.67 (4.2")	11.18 (4.4")	11.68 (4.6")	12.19 (4.8")	12.70 (5.0")	13.21 (5.2")	13.72 (5.4")	14.22 (5.6")	14.73 (5.8")	15.24 (6.0")	15.75 (6.2")	16.26 (6.4")	17.78 (7.0")	1.00 a 1.01	1.02 a 1.04	1.05 a 1.08	1.09 a 1.12	1.13 a 1.18	1.19 a 1.24	1.25 a 1.34	1.35 a 1.51	1.52 a 1.99	2.00 y Mayo.
1160	.84	.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	2.40	2.54	2.67	2.80	2.93	3.07	3.20	3.57	.00	.02	.04	.07	.09	.11	.13	.15	.17	.20
1750	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	3.30	3.57	3.84	3.93	4.01	4.19	4.36	4.86	.00	.03	.07	.10	.13	.16	.20	.23	.26	.29
3450	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	4.76	4.96							.00	.06	.13	.19	.26	.32	.39	.45	.52	.58
200	.22	.25	.28	.31	.34	.37	.40	.43	.46	.48	.51	.54	.57	.60	.63	.66	.69	.71	.80	.00	.00	.01	.01	.01	.02	.02	.03	.03	.03
400	.38	.43	.49	.55	.60	.66	.71	.77	.82	.88	.93	.98	1.04	1.09	1.15	1.20	1.25	1.30	1.46	.00	.01	.01	.02	.03	.04	.04	.05	.06	.07
600	.52	.60	.68	.76	.84	.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	1.39	1.47	1.54	1.62	1.70	1.78	1.85	2.07	.00	.01	.02	.03	.04	.06	.07	.08	.09	.10
800	.64	.75	.85	.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	1.77	1.87	1.97	2.07	2.16	2.26	2.36	2.64	.00	.01	.03	.04	.06	.07	.09	.10	.12	.13
1000	.75	.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	2.13	2.25	2.37	2.49	2.60	2.72	2.84	3.18	.00	.02	.04	.06	.07	.09	.11	.13	.15	.17
1200	.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	2.46	2.60	2.74	2.84	3.02	3.15	3.28	3.68	.00	.02	.04	.07	.09	.11	.13	.16	.18	.20
1400	.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	2.78	2.94	3.09	3.25	3.40	3.55	3.70	4.15	.00	.03	.05	.08	.10	.13	.16	.18	.21	.24
1600	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	3.08	3.25	3.42	3.59	3.76	3.93	4.09	4.57	.00	.03	.06	.09	.12	.15	.18	.21	.24	.27
1800	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	3.34	3.54	3.73	3.91	4.09	4.27	4.45	4.96	.00	.03	.07	.10	.13	.17	.20	.24	.27	.30
2000	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	3.62	3.82	4.01	4.21	4.40	4.59	4.77	5.30	.00	.04	.07	.11	.15	.19	.22	.26	.30	.34
2200	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	3.85	4.06	4.27	4.47	4.67	4.86	5.05	5.59	.00	.04	.08	.12	.16	.21	.25	.29	.33	.37
2400	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	4.06	4.28	4.50	4.71	4.91	5.10	5.29	5.83	.00	.04	.09	.13	.18	.22	.27	.31	.36	.40
2600	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	4.25	4.47	4.69	4.90	5.11	5.30	5.49	6.02	.00	.05	.10	.15	.19	.24	.29	.34	.39	.44
2800	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	4.25	4.55	4.85	5.06	5.27	5.46	5.65	6.18	.00	.05	.10	.16	.21	.26	.31	.37	.42	.47
3000	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31	4.55	4.77	4.99	5.20	5.40	5.58	5.76	6.29	.00	.06	.11	.17	.22	.28	.34	.39	.45	.50
3200	1.53	1.86	2.18	2.49	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42	4.66	4.88	5.09	5.29				6.32	.00	.06	.12	.18	.24	.30	.36	.42	.48	.54
3400	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50	4.73	4.94	5.14					6.35	.00	.06	.13	.19	.25	.32	.38	.44	.51	.57
3600	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56	4.78							6.38	.00	.07	.13	.20	.27	.34	.40	.47	.54	.61
3800	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58								6.41	.00	.07	.14	.21	.28	.36	.43	.50	.57	.64
4000	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13										6.44	.00	.07	.15	.22	.29	.37	.45	.52	.60	.67
4200	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87											6.47	.00	.08	.16	.24	.31	.39	.47	.55	.63	.71
4400	1.60	1.98	2.35	2.69	3.01	3.31	3.59												6.50	.00	.08	.16	.25	.33	.41	.49	.58	.66	.74
4600	1.58	1.97	2.33	2.68	3.00	3.29													6.53	.00	.09	.17	.26	.34	.43	.52	.60	.69	.77
4800	1.56	1.95	2.31	2.65	2.96														6.56	.00	.09	.18	.27	.36	.45	.54	.63	.72	.81
5000	1.53	1.91	2.27	2.61	2.91														6.59	.00	.09	.19	.28	.37	.47	.56	.65	.75	.84
5200	1.48	1.87	2.23	2.55															6.62	.00	.10	.20	.29	.39	.49	.58	.68	.78	.88
5400	1.43	1.81	2.16																6.65	.00	.10	.20	.30	.40	.50	.61	.71	.81	.91
5600	1.37	1.75	2.09																6.68	.00	.10	.21	.31	.42	.52	.63	.73	.84	.94
5800	1.30	1.67																	6.71	.00	.11	.22	.33	.43	.54	.65	.76	.87	.98
6000	1.21																		6.74	.00	.11	.22	.34	.45	.56	.67	.79	.90	1.01
6200	1.12																		6.77	.00	.12	.23	.35	.46	.58	.70	.81	.93	1.04

Deben emplearse con las clasificaciones los factores especificados en las instrucciones de la página 9. Las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático pero cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.

Transmisiones: Por R.P.M.—Combinaciones de diámetro, cuando no se conoce la potencia, pueden ser prácticas si se conocen todas las condiciones—Consulte a la DODGE®

©Mesa Reg.

DODGE® Motos y Accesorios

Clasificaciones de Potencia para Bandas de Sección "B"

La Clasificación HP Total Equivale a los "HP Clasificados" en las Columnas Izquierdas más los "HP Adicionales" de las Columnas de la Derecha

RPM del Eje de Fuelle	HP Clasificados por Banda para Diámetros de los Poleas Pequeñas de (Diámetros de Paso en cm. y pulgadas)																		HP Adicionales por Banda para Relación de Velocidad de									
	11.69 (4.6")	12.19 (4.8")	12.70 (5.0")	13.21 (5.2")	13.72 (5.4")	14.22 (5.6")	14.73 (5.8")	15.24 (6.0")	15.75 (6.2")	16.26 (6.4")	16.76 (6.6")	17.27 (6.8")	17.78 (7.0")	18.80 (7.4")	19.30 (7.6")	20.32 (8.0")	21.84 (8.6")	23.88 (9.4")	1.00 o 1.01	1.02 o 1.04	1.05 o 1.08	1.09 o 1.12	1.13 o 1.18	1.19 o 1.24	1.25 o 1.34	1.35 o 1.51	1.52 o 1.99	2.00 y Mayor
800	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.33	4.50	4.86	5.38	6.06	.00	.04	.09	.13	.17	.21	.26	.30	.34	.38
1100	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.39	5.61	6.05	6.69	7.51	.00	.06	.11	.17	.23	.28	.34	.40	.45	.51
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	6.22	6.51	7.08	7.36	7.90	8.67	9.62	.00	.09	.17	.26	.34	.43	.51	.60	.69	.77
200	.57	.62	.67	.72	.77	.82	.87	.92	.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.27	1.32	1.41	1.56	1.75	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
400	.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.28	2.37	2.56	2.83	3.19	.00	.02	.04	.06	.08	.10	.12	.14	.16	.18
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.20	3.33	3.59	3.98	4.48	.00	.03	.06	.09	.12	.15	.18	.21	.24	.26
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	4.05	4.21	4.54	5.03	5.67	.00	.04	.08	.12	.16	.20	.24	.27	.31	.35
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.82	5.02	5.41	5.99	6.75	.00	.05	.10	.15	.20	.25	.29	.34	.39	.44
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.53	5.75	6.20	6.92	7.70	.00	.06	.12	.18	.24	.29	.35	.41	.47	.53
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	6.16	6.41	6.90	7.62	8.52	.00	.07	.14	.21	.27	.34	.41	.48	.55	.62
1600	2.59	2.91	3.22	3.53	3.84	4.14	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.72	6.98	7.51	8.26	9.21	.00	.08	.16	.24	.31	.39	.47	.55	.63	.71
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	7.19	7.47	8.01	8.79	9.74	.00	.09	.18	.26	.35	.44	.53	.62	.71	.79
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.57	7.86	8.41	9.18	10.1	.00	.10	.20	.29	.39	.49	.59	.69	.78	.88
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6.31	6.64	6.96	7.27	7.87	8.15	8.69	9.44	10.4	.00	.11	.22	.32	.43	.54	.65	.75	.86	.97
2400	3.11	3.52	3.93	4.32	4.71	5.09	5.46	5.82	6.17	6.51	6.84	7.16	7.47	8.05	8.33	8.88	9.63	10.5	.00	.12	.24	.35	.47	.59	.71	.82	.94	1.06
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	8.17	8.45	8.99	9.74	10.6	.00	.13	.26	.38	.51	.64	.76	.89	1.02	1.15
2800	3.19	3.63	4.06	4.48	4.88	5.27	5.65	6.01	6.35	6.68	7.00	7.30	7.59	8.18	8.46	8.99	9.74	10.7	.00	.14	.27	.41	.55	.69	.82	.96	1.10	1.24
3000	3.18	3.62	4.06	4.48	4.89	5.28	5.65	6.00	6.33	6.65	6.96	7.26	7.55	8.14	8.42	8.95	9.70	10.8	.00	.15	.29	.44	.59	.74	.88	1.03	1.18	1.32
3200	3.13	3.57	4.00	4.44	4.84	5.22	5.58	5.92	6.25	6.56	6.86	7.15	7.44	8.03	8.31	8.84	9.59	10.7	.00	.16	.31	.47	.63	.78	.94	1.10	1.25	1.41
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.11	5.46	5.79	6.11	6.41	6.70	6.99	7.28	7.87	8.15	8.68	9.43	10.6	.00	.17	.33	.50	.67	.83	1.00	1.17	1.33	1.50
3600	2.92	3.39	3.81	4.21	4.59	4.95	5.29	5.61	5.92	6.21	6.50	6.79	7.08	7.67	7.95	8.48	9.23	10.5	.00	.18	.35	.53	.71	.88	1.06	1.24	1.41	1.59
3800	2.77	3.21	3.62	4.01	4.39	4.75	5.08	5.39	5.69	5.98	6.27	6.56	6.85	7.44	7.72	8.25	9.00	10.4	.00	.19	.37	.56	.75	.93	1.12	1.30	1.49	1.68
4000	2.57	3.00	3.40	3.78	4.15	4.51	4.84	5.14	5.43	5.72	6.01	6.30	6.59	7.18	7.46	7.99	8.74	10.3	.00	.20	.39	.59	.78	.98	1.18	1.37	1.57	1.76

Deben emplearse con las clasificaciones los factores especificados en las instrucciones de la página 9. Las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático, pero cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.

Transmisiones: Por R.P.M.—Combinaciones de diámetro, cuando no se conoce la potencia, pueden ser prácticas si se conocen todas las condiciones—Consulte a la DODGE®

Clasificaciones de Potencia para Bandas de Sección "C"

La Clasificación HP Total Equivale a los "HP Clasificados" en las Columnas Izquierdas más los "HP Adicionales" de las Columnas de la Derecha

RPM del Eje más Rápido	HP Clasificados por Banda para Diámetros de las Poleas Pequeñas de (Diámetros de Paso en cm. y pulgadas)																HP Adicionales por Banda para Relación de Velocidad de									
	17.78 (7.0")	19.05 (7.5")	20.32 (8.0")	21.59 (8.5")	22.86 (9.0")	24.13 (9.5")	25.40 (10.0")	26.67 (10.5")	27.94 (11.0")	29.21 (11.5")	30.48 (12.0")	31.75 (12.5")	33.02 (13.0")	35.56 (14.0")	40.64 (16.0")	1.00 a	1.02 a	1.05 a	1.09 a	1.13 a	1.19 a	1.25 a	1.35 a	1.52 a	2.00 y Mayor	
	1.01	1.04	1.08	1.12	1.16	1.24	1.34	1.51	1.62	1.77	1.92	2.07	2.22	2.37	2.52	3.00	3.12	3.24	3.36	3.48	3.60	3.72	3.84	3.96	4.08	
870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.0	10.8	11.5	12.3	13.0	13.7	15.1	17.7	.00	.12	.24	.36	.47	.59	.71	.83	.95	1.07	
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.3	11.2	12.1	13.0	13.9	14.7	15.5	16.3	17.8	20.5	.00	.16	.32	.47	.63	.79	.91	1.11	1.26	1.42	
1750	6.23	7.56	8.84	10.1	11.2	12.3	13.3	14.300	.24	.48	.72	.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15	
100	.86	.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	2.16	2.28	2.51	2.96	.00	.01	.03	.04	.05	.07	.08	.10	.11	.12	
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	3.93	4.15	4.58	5.43	.00	.03	.05	.08	.11	.14	.16	.19	.22	.25	
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	5.56	5.87	6.48	7.69	.00	.04	.08	.12	.16	.20	.25	.29	.33	.37	
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	7.08	7.47	8.26	9.80	.00	.05	.11	.16	.22	.27	.33	.38	.44	.49	
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	8.50	8.98	9.92	11.8	.00	.07	.14	.20	.27	.34	.41	.48	.55	.61	
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	9.83	10.4	11.5	13.6	.00	.08	.16	.25	.33	.41	.49	.57	.65	.74	
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.5	11.1	11.7	12.9	15.3	.00	.10	.19	.29	.38	.48	.57	.67	.76	.86	
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.2	10.9	11.5	12.2	12.9	14.2	17.7	.00	.11	.22	.33	.44	.55	.65	.76	.87	.98	
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.3	11.0	11.8	12.6	13.3	14.0	15.4	18.1	.00	.12	.25	.37	.49	.61	.74	.86	.98	1.10	
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.2	11.0	11.9	12.7	13.5	14.2	15.0	16.5	19.2	.00	.14	.27	.41	.55	.68	.82	.95	1.09	1.23	
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	9.01	9.94	10.9	11.7	12.6	13.5	14.3	15.1	15.9	17.4	20.1	.00	.15	.30	.45	.60	.75	.90	1.03	1.20	1.35	
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.5	11.4	12.4	13.3	14.1	15.0	15.8	16.6	18.100	.16	.33	.49	.65	.82	.98	1.14	1.31	1.47	
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.0	12.0	12.9	13.8	14.7	15.6	16.4	17.2	18.700	.18	.35	.53	.71	.89	1.06	1.24	1.42	1.59	
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.3	11.4	12.4	13.4	14.3	15.2	16.1	16.9	17.700	.19	.38	.57	.76	.95	1.14	1.34	1.53	1.72	
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.7	11.7	12.8	13.8	14.7	15.6	16.4	17.200	.20	.41	.61	.82	1.02	1.23	1.43	1.64	1.84	
1600	6.09	7.37	8.60	9.79	10.9	12.0	13.1	14.0	15.0	15.900	.22	.44	.65	.87	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96	
1700	6.20	7.51	8.77	9.98	11.1	12.2	13.3	14.2	15.200	.23	.46	.69	.93	1.16	1.39	1.62	1.85	2.07	
1800	6.26	7.61	8.89	10.1	11.3	12.4	13.4	14.300	.25	.49	.74	.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21	
1900	6.30	7.67	8.97	10.2	11.4	12.4	13.400	.26	.52	.78	1.04	1.30	1.55	1.81	2.07	2.33	
2000	6.30	7.69	8.99	10.2	11.4	12.400	.27	.55	.82	1.09	1.36	1.64	1.91	2.18	2.45	
2100	6.26	7.66	8.97	10.2	11.300	.29	.57	.86	1.15	1.43	1.72	2.00	2.29	2.58	
2200	6.19	7.59	8.88	10.100	.30	.60	.90	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40	2.70	
2300	6.07	7.47	8.7400	.31	.63	.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	2.82	
2400	5.92	7.3000	.33	.66	.98	1.31	1.64	1.96	2.29	2.62	2.94	
2500	5.72	7.0800	.34	.68	1.02	1.36	1.70	2.04	2.39	2.73	3.07	
2600	5.4800	.35	.71	1.06	1.42	1.77	2.13	2.48	2.84	3.19	
2700	5.2000	.37	.74	1.10	1.47	1.84	2.21	2.58	2.94	3.31	

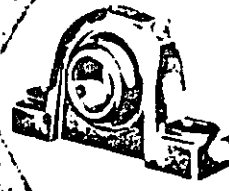
Deben emplearse con las clasificaciones los factores especificados en las instrucciones de la página 9. Las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático pero cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.

Transmisiones: Por R.P.M.—Combinaciones de diámetro, cuando no se conoce la potencia, pueden ser prácticas si se conocen todas las condiciones—Consulte a la DODGE Co.

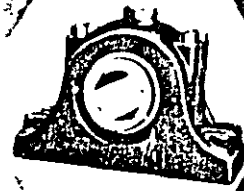
DODGE

de México S.A. de C.V.

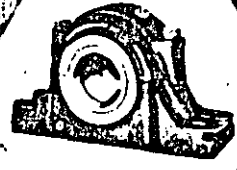
FABRICANTES DE EQUIPO PARA TRANSMISION DE FUERZA MECANICA



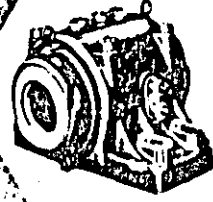
CHUMACERAS CON COJINETES DE BOLAS



CHUMACERAS CON COJINETE TIMKEN® D' RODILLOS CONICOS



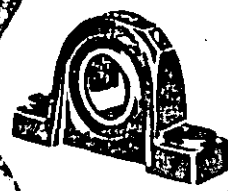
CHUMACERAS CON COJINETES DE RODILLOS ESFERICOS



CHUMACERAS CON ENFRIAMIENTO POR CIRCULACION DE AGUA O ACEITE



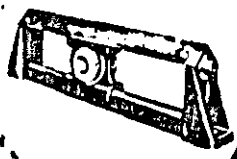
CHUMACERAS CON BUJE DE METAL ANTIFRICCION



CHUMACERAS DE BUJE SOLIDO CON LUBRIFICACION PROPIA



CHUMACERAS DE BRIDA CON COJINETES DE BOLA O RODILLOS CONICOS



CHUMACERAS TENSORAS



REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA CON BUJE CONICO BARRENADOS A LA MEDIDA



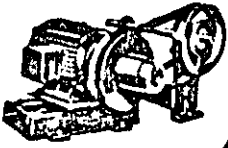
REDUCTORES CON MOTOR HIDRAULICO



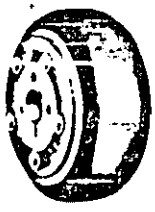
REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA PARA TRANSPORTADORES DE GUSANO



REDUCTORES DE CORONA Y TORNILLO SINFIN



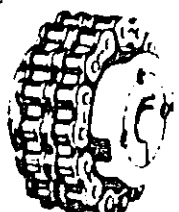
POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE



COPLER FLEXIBLES PARA-FLEX® CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



COPLER DE ENGRANES CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



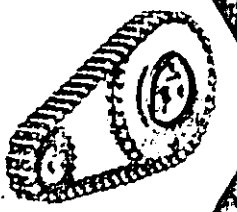
COPLER DE CADENA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



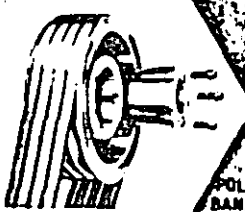
COPLER DE DISCO FLEXIBLE CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



REGULADOR PROTECTOR DE ARRANQUE PARA MOTORES CON CARGA DE FLUIDO SECO FLEXIDYNE®



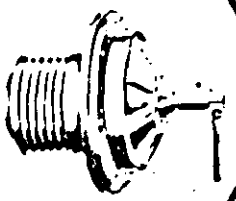
CADENA DE RODILLOS PARA TRANSMISION Y CATARINAS CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



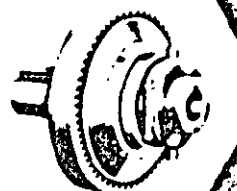
POLEAS PARA BANDA "V" CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



POLEAS PARA BANDA DENTADA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



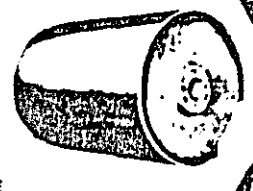
EMBRAGUES DE PISTON DE AIRE



EMBRAGUES MECANICOS



EMBRAGUES DE DISCOS DE FRICCION Y CATARIRA



MODELOS PARA BANDA TRANSPORTADOR CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

RODAMIENTOS (II)

EXPOSITOR:

ING. ALEJANDRO BIHEL B. MENDOZA

ABRIL, 1985

Fiabilidad de los rodamientos



G Bergling, SKF Gotemburgo

El poder estimar de algún modo la fiabilidad de un producto ha adquirido cada vez mayor importancia. En el campo de la electrónica hace ya tiempo que ha sido aplicada esta clase de ciencia, pero para elementos mecánicos ha sido necesario, por varios motivos, basarse en pruebas con una limitada validez de los resultados. No obstante para los rodamientos ha sido posible encontrar una relación entre teoría y práctica. Ya a finales de los años 40 estableció SKF los fundamentos teóricos. En el presente artículo se estudia la fiabilidad de los rodamientos desde un punto de vista del moderno análisis de fiabilidad y los conceptos que se emplean en el mismo.

En el campo de la electrónica, la técnica de la fiabilidad ha llegado a ser una ciencia de aplicación general lo cual ha sido factible por un elevado grado de normalización y grandes series de componentes baratos. Los elementos mecánicos en cambio no están normalizados en la misma extensión que los electrónicos y son además, en cuanto a su funcionamiento, dependientes de varios factores, por lo que hay que recurrir a pruebas cuyos resultados son a menudo de limitada validez. Hay no obstante una excepción — los rodamientos — en los que ha sido posible hallar una relación entre la teoría y la práctica en lo que respecta a la duración de diversos tipos bajo diferentes condiciones de funcionamiento, pudiéndose determinar la dispersión estadística de la duración. La fiabilidad de los rodamientos puede así determinarse teóricamente, incluso tratándose de un diseño nuevo, sin tener que recurrir a ensayos prolongados. El fundamento de esta teoría fue expuesto por SKF a finales de los años 40 sirviéndose de los resultados de millares de ensayos de laboratorio [1]. Esta teoría no ha perdido hoy en día su vigencia, pero ha sido modificada a fin de tomar en consideración los distintos materiales y la diversidad de las condiciones de lubricación en el contacto entre elementos rodantes y caminos de rodadura [2].

A pesar de que el método de SKF para calcular la duración de los rodamientos ha sido adoptado como norma ISO y es aplicado diariamente por proyectistas de todo el mundo, en la literatura sobre la técnica moderna de fiabilidad se hace escasa referencia a los rodamientos. Es por ello interesante establecer la conexión de los rodamientos con esta técnica de creciente importancia. La fiabilidad o seguridad de marcha de un producto suele desglosarse en la literatura en varias propiedades parciales, véase la fig. 1. La fiabilidad funcional viene condicionada por un lado por el diseño, y por otro lado por el mantenimiento que se lleve a cabo. Por facilidad de mantenimiento de un producto se entiende la accesibilidad para su conservación, mientras que la fiabilidad de mantenimiento hace referencia a las posibilidades de poder en el momento apropiado disponer de repuestos, herramientas y personal.

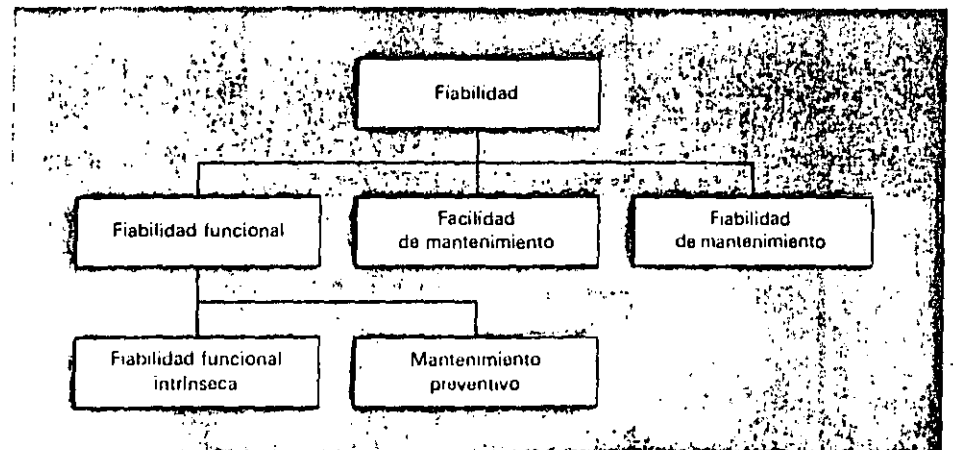


Fig. 1 Desglose del concepto de fiabilidad

Fiabilidad funcional

Fiabilidad funcional intrínseca

Duración

Al girar un rodamiento bajo carga se origina, tras cierto tiempo, fatiga en algún punto del material. La fatiga se inicia generalmente con una formación de pequeñas grietas internas, la cual conduce con el tiempo a un descascarillado que tarde o temprano obliga a cambiar el rodamiento, véase la fig. 2. Al aparecer el primer signo de descascarillado, el rodamiento ha alcanzado el final de su duración. Es importante observar que esta definición implica que la duración real del rodamiento normalmente es considerablemente más larga que su duración teórica. El rodamiento puede por descontado quedar inservible por otras causas distintas de fatiga, por ej. a consecuencia de la corrosión, desgaste, avería de la jaula etc. Tales averías no son raras pero pueden evitarse tomando las medidas apropiadas. La fatiga en cambio es inevitable.

Dispersión de la duración

Ensayos realizados con un gran número de rodamientos aparentemente iguales, sometidos a la misma carga y a las mismas condiciones de ensayo, han evidenciado que las duraciones individuales por fatiga resultan distintas. Aplicando la teoría de probabilidad estadística se ha hallado que una buena aproximación de esta dispersión puede obtenerse mediante las distribuciones denominadas de Weibull, cuya forma general tiene la siguiente expresión matemática:

$$F = 1 - e^{-0.105 \left(\frac{L - L_0}{L_{10} - L_0} \right)^\beta} \quad (1)$$

siendo

- L = duración (tiempo de servicio)
- F = probabilidad de que un rodamiento individual no alcance una determinada duración L
- L_{10} = duración nominal, definida como la duración que puede esperarse sea alcanzada o superada por el 90% de los rodamientos. Su cálculo se realiza según el catálogo general de SKF. Para cálculos particularmente exactos se sustituye L_{10} por L_{10a} , que tiene especialmente en cuenta el material del rodamiento y las condiciones de lubricación [2].
- L_0 = duración mínima superada por todos los rodamientos
- e = base de los logaritmos naturales (= 2,72)
- β = exponente de dispersión ($\approx 1,11$ para todos los tipos, tamaños y cargas)

Originalmente no pudo establecerse ningún valor mínimo L_0 , debido al limitado número de rodamientos que se probaron en cada ensayo de duración. Este valor se supuso por ello igual a 0, lo que significa que un punto débil puede producir descascarillado inmediatamente después de la puesta en marcha, lo cual es teóricamente posible. En la actualidad se dispone de los resultados de investigaciones más amplias, que hacen suponer la existencia de una duración mínima [3]. Una explicación puede ser que durante el primer periodo de funcionamiento se produzca también, simultáneamente con la fatiga, una mejora de las propiedades del material por laminación plástica en frío. Además pasa un tiempo hasta que una grieta microscópica de fatiga debajo de la superficie se exteriorice. Los estudios muestran que se puede poner $L_0 = 0,05 L_{10}$.

En la fig. 3 se representa el resultado de una serie de ensayos referidos a 500 rodamientos y dos distribuciones Weibull con parámetros distintos. Como se ve, los

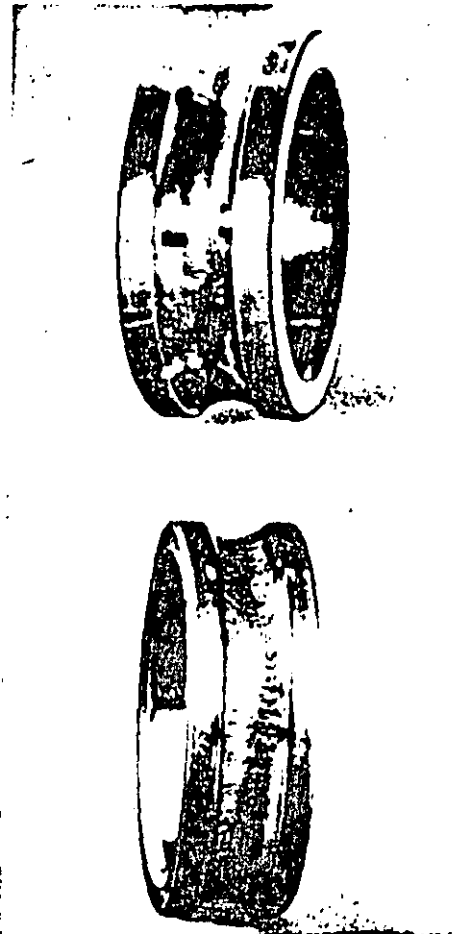
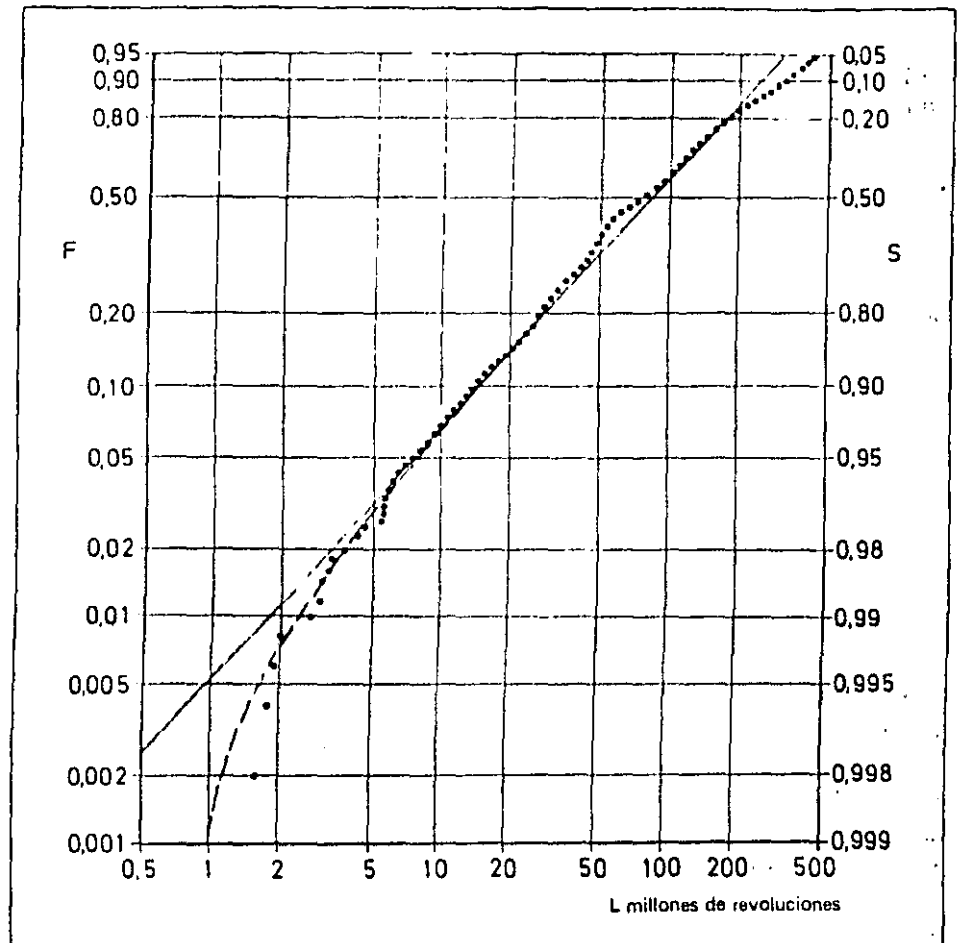


Fig. 2 Aros interiores de rodamientos rígidos de bolas con descascarillado incipiente y avanzado, respectivamente.

Fig 3 Distribución de la duración para una serie de ensayos con 500 rodamientos rígidos de bolas lubricados con grasa que han trabajado a 1700 r/min. Para las condiciones actuales de carga se calculó la duración nominal L_{10} en 10 millones de revoluciones. Las curvas dibujadas son distribuciones Weibull con $\beta = 1.11$ y $L_0 = 0$ (trazo continuo) y $L_0 = 0.05 L_{10}$ (de trazos), respectivamente.



$L_0 = 0$) cuando $F < 0,05$. Se obtiene una concordancia considerablemente mejor poniendo $L_0 = 0,05 L_{10}$ (curva de trazos). En el diagrama se reproduce también la fiabilidad S en función de la duración, expresando S la probabilidad de que un rodamiento en particular alcance o sobrepase una determinada duración L . Entre S y F existe la relación $S = 1 - F$.

Sustituyendo el valor de $L_0 = 0,05 L_{10}$ en la ecuación (1) se obtiene al tomar logaritmos:

$$\frac{L}{L_{10}} = 0,95 \left(\frac{\ln S}{\ln 0,9} \right)^{0,9} + 0,05 \quad (2)$$

Mediante esta ecuación se puede calcular la duración de un rodamiento para cualquier probabilidad, lo cual puede venir al caso cuando se exija una extrema fiabilidad de un sistema de rodamientos, por ej. para cohetes espaciales. Si para cada rodamiento de una máquina se calcula su probabilidad parcial S_1, S_2, S_3, \dots , de que sea alcanzada la duración L , se puede mediante la ley multiplicativa de probabilidades $S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \dots$ calcular la probabilidad de que la totalidad de rodamientos sobrepase la duración L .

Densidad de fallos

De las máquinas modernas se exige gran seguridad, puesto que las paradas resultan caras. En lo que respecta a los rodamientos se tiene esto en cuenta dimensionándolos para una larga duración nominal, por ej. 200 000 horas. ¿Qué significa esto desde el punto de vista de seguridad y con qué densidad de fallos hay que contar? En otras palabras ¿cómo se distribuyen los fallos de los rodamientos en función del tiempo si la máquina está provista de muchos rodamientos?

Para poder explicar mejor el concepto de densidad de fallos debe primeramente definirse la función de frecuencia $f(L)$:

$$f(L) = \frac{dF}{dL} \tag{3}$$

es decir la derivada de la función de distribución F respecto al tiempo de funcionamiento L . Si un número de rodamientos idénticos se montan al mismo tiempo y trabajan bajo las mismas condiciones de funcionamiento, la función de frecuencia nos da la proporción de rodamientos, respecto al número inicial, que fallarán por fatiga por unidad de tiempo al cabo de cierto tiempo.

La densidad de fallos $z(L)$ puede pues definirse como sigue:

$$z(L) = \frac{f(L)}{1 - F} \tag{4}$$

o sea como la función de frecuencia dividida por la proporción de rodamientos supervivientes. La densidad de fallos indica por tanto cuantos rodamientos, en relación con los supervivientes, han fallado por fatiga al cabo del tiempo L . También puede expresarse la densidad de fallos como la probabilidad de que un rodamiento que haya funcionado durante el tiempo L se averie durante el instante inmediato.

Efectuando sustituciones, la ecuación (4) puede escribirse:

$$z(L) = \frac{0,105}{L_{10} - L_0} \beta \left(\frac{L - L_0}{L_{10} - L_0} \right)^{\beta-1} \tag{5}$$

Para $L < L_0$ resulta $z(L) = 0$. Un valor de la densidad de fallos lo suficientemente exacto para cálculos aproximativos se obtiene sustituyendo el exponente de dispersión $\beta = 1$. La ecuación (5) se reduce a

$$z(L) = \frac{0,105}{L_{10} - L_0} \tag{6}$$

es decir que la densidad de fallos es constante.

La fig. 4 representa gráficamente el desarrollo de las funciones de distribución, de frecuencia, y de densidad de fallos para una distribución Weibull con $\beta = 1$ y $L_0 = 0$ (es decir, una distribución del denominado tipo exponencial con la cual los rodamientos presentan gran concordancia) y por otra parte para la distribución normal de todos conocida. Se observa que la densidad de fallos en la distribución Weibull es constante, mientras que en la distribución normal aumenta rápidamente en función del tiempo.

Si de una máquina forman parte un número de rodamientos N , calculados para una cierta duración nominal L_{10} , la densidad de fallos determinada por la ecuación (5) permite obtener una idea del número de rodamientos averiados por unidad de tiempo multiplicando $z(L)$ por N . Se incluyen aquí también los rodamientos sustituidos (en sentido estricto se hace a este respecto la suposición algo errónea de que todos los rodamientos en un cierto momento tienen la misma densidad de fallos, a pesar de que los rodamientos sustituidos siempre tienen una densidad de fallos algo menor; dando por resultado un valor demasiado alto de la cantidad de fallos).

Si los rodamientos integrantes de la máquina están calculados para duraciones nominales distintas, su densidad de fallos resultará distinta de acuerdo con la ecuación

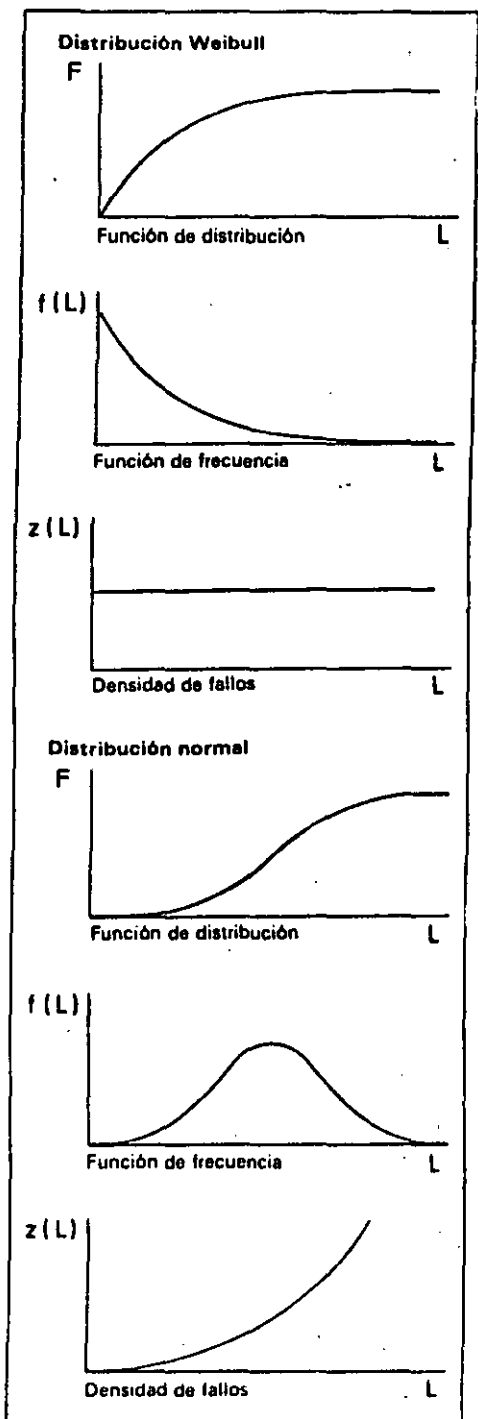
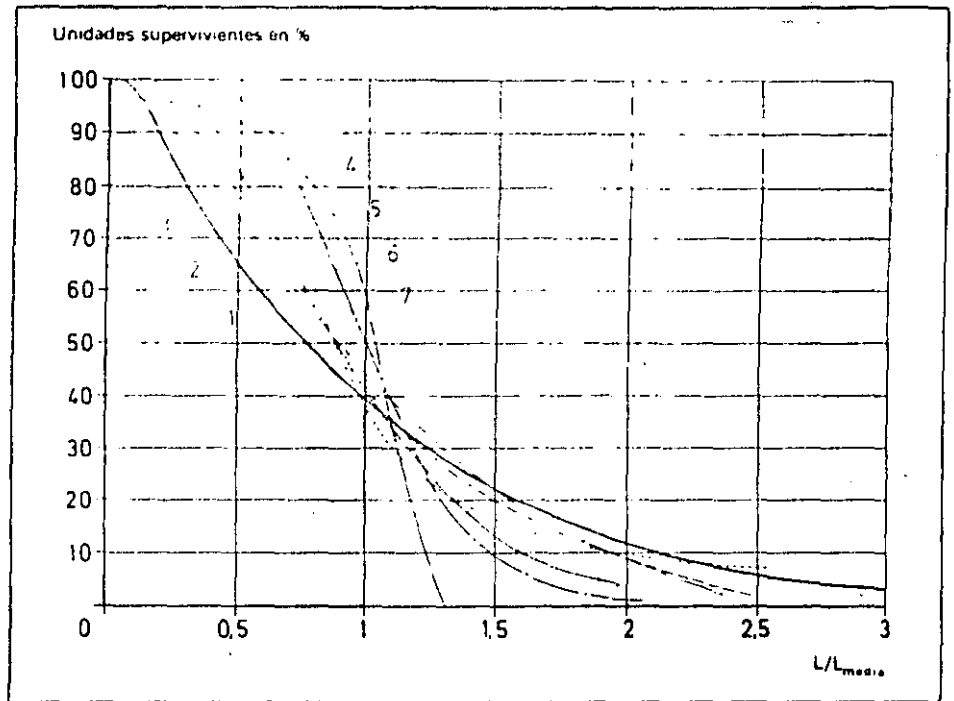


Fig. 4 Funciones de distribución, de frecuencia, y de densidad de fallos, para una distribución Weibull con $\beta = 1$ y $L_0 = 0$ comparada con una distribución normal

Fig 6 Distribución de duración para diversos productos industriales y el hombre

- 1 Rodamientos
- 2 Bombillas
- 3 Engranajes cónicos
- 4 Bulones
- 5 Engranajes hipoidales
- 6 Correas de ventilador de automóvil
- 7 Hombres en países industrializados



ción (5). Si N_1 rodamientos tienen la densidad de fallos $z_1(L)$, N_2 rodamientos $z_2(L)$ etc. en un determinado momento, el total de rodamientos que fallan será

$$Z(L) = z_1(L) N_1 + z_2(L) N_2 + z_3(L) N_3 + \dots \quad (7)$$

En este caso $Z(L)$ indica el número probable de rodamientos averiados por unidad de tiempo para toda la máquina.

Tiempo medio entre fallos

La exigencia de fiabilidad funcional de un conjunto (un rodamiento en particular o máquina con varios rodamientos) puede también expresarse por el tiempo medio entre fallos, MTBF (Mean Time Between Failures). Este es igual al total de horas de funcionamiento de todas las unidades integrantes dividido por el número de fallos durante un cierto intervalo de tiempo. Por regla general el MTBF se establece por ensayos en el laboratorio o durante marcha en la práctica.

Para los rodamientos es fácil calcular el MTBF teóricamente — se obtiene como valor recíproco de la densidad de fallos producidos por unidad de tiempo, o sea $1/z(L)$ ó $1/Z(L)$. Puesto que la densidad de fallos varía en función del tiempo si β no es igual a 1, también el MTBF resulta distinto en momentos distintos, cuando $z(L)$ para un rodamiento particular se determina con precisión mediante la ecuación (5). Para cálculos aproximados la ecuación (6) proporciona suficiente precisión. Si $Z(L)$ se calcula según la ecuación (7) se obtiene el tiempo medio entre las sustituciones de rodamientos cualesquiera, a diferencia de $1/z(L)$ que se refiere al tiempo medio entre fallos de un rodamiento en particular.

Dispersión de duración de distintos productos

Una distribución Weibull del tipo mencionado tiene una gran dispersión comparado por ej. con una distribución normal, en la cual la mayoría de fallos se agrupan alrededor de la duración media. Una gran dispersión es una propiedad cualitativa que caracteriza todos los productos industriales de material homogéneo, puro y resistente al envejecimiento, por ej. componentes electrónicos, bombillas y rodamientos.

La causa de la dispersión de la duración de los rodamientos no es la variación en la exactitud de fabricación, tal como quizás podría suponerse, sino debe buscarse en el propio material. Ningún material es totalmente homogéneo, ni el acero de roda-

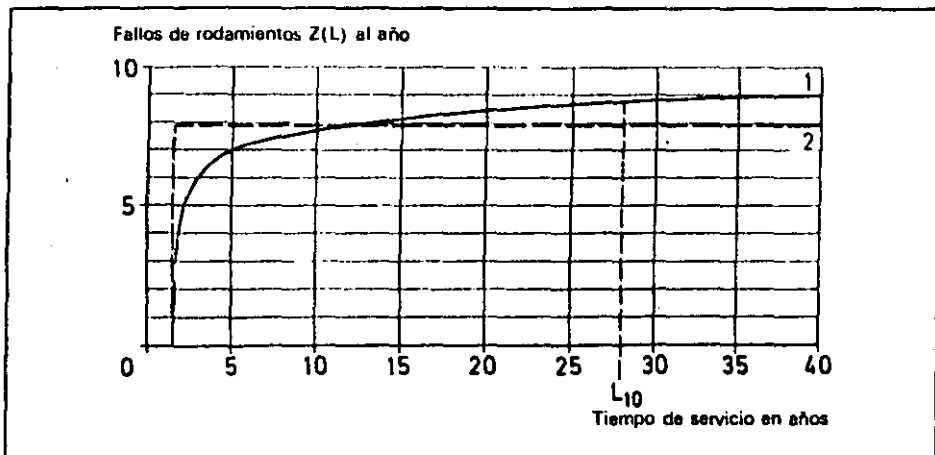


Fig. 6 Fallos de rodamientos en una máquina con 2000 rodamientos con una duración nominal $L_{10} = 200\,000$ horas. Jornada de 24 horas, o sea aprox 7000 horas al año. La curva 1 está basada en una distribución Weibull con $\beta = 1.11$ y $L_0 = 0.05 L_{10}$ y la curva 2 en una distribución Weibull con $\beta = 1$ y $L_0 = 0.05 L_{10}$.

mientos; todos tienen ciertos puntos débiles. Si un punto débil va a corresponder a la parte del camino de rodadura de un rodamiento en la que es grande el esfuerzo bajo el paso de elementos rodantes, la duración será pequeña. Si el punto débil queda en un lugar menos expuesto, la duración será mayor, y si no existe ningún punto débil donde se ejercen esfuerzos, la duración resultará excepcionalmente larga. Un material malo tiene un gran número de puntos débiles, siendo por ello muy probable que alguno de éstos quede en la zona sometida a cargas. La dispersión será entonces pequeña, pero al propio tiempo será también pequeña la duración media.

La fig. 5 representa la curva de distribución de la duración para algunos productos industriales y para el hombre. Se desprende de ella que los productos de alta calidad tienen una gran dispersión. Resulta interesante que la curva 1, que se refiere a un producto del material más homogéneo, acero de rodamientos, presenta la mayor dispersión, mientras que la curva 6, que se refiere a un producto del material menos homogéneo presenta la dispersión mínima. Además puede observarse que la curva 5, correspondiente a engranajes hipoidales, tiende a adoptar forma de S, o sea la distribución normal. En dichos engranajes se presenta un gran deslizamiento en las superficies de contacto, mientras que los engranajes cónicos (curva 3) se caracterizan por realizarse el contacto predominantemente por rodadura y tienen por ello aproximadamente la misma distribución de duración que los rodamientos. La curva 7, que se refiere a la mortalidad del hombre, recuerda la curva de correa de ventilador, 6 — la mayor parte de fallos se agrupan alrededor de la duración media. Típico en ambos casos es el envejecimiento y el desgaste.

Mantenimiento preventivo

A título de ejemplo puede ser conveniente comparar algunos de los muchos componentes en una máquina moderna de papel, en la cual el número exclusivamente de rodamientos puede ascender a 2000. Cualquier interrupción del funcionamiento es cara y por ello se exige gran fiabilidad de todos los componentes. Un problema especial lo constituirían las secciones de la tela y fieltros de la máquina de papel si el mantenimiento no se programase minuciosamente. Estando sometidos a desgaste, modificación de estructura, envejecimiento etc., se puede esperar que tengan una dispersión de la duración según la distribución normal con una duración media relativamente corta. Puesto que en tal caso la densidad de fallos aumenta con el tiempo, se sobrepasan pronto los límites de seguridad. Anteriormente se hacían funcionar generalmente las máquinas de papel hasta que se producía una avería, generalmente originada por rotura de la tela o de los fieltros. Actualmente se programa el cambio de estos componentes con buen margen de seguridad en relación con la duración media a fin de evitar paradas.

¿Pero, y todos los rodamientos? ¿No es necesario cambiarlos? Estudiemos primeramente la densidad de fallos bajo la suposición de que la totalidad están calculados

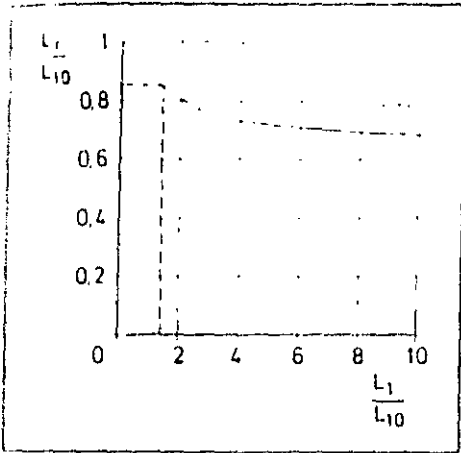


Fig 7 Duración remanente probable para rodamientos no averiados que han estado en funcionamiento

- L_{10} - duración nominal
- L_1 - duración alcanzada en un determinado momento
- L - duración remanente en un determinado momento
- β - exponente de dispersión

para la duración nominal $L_{10} = 200\ 000$ horas de servicio. Se supone que la máquina trabaje 7000 horas al año, o sea $L_{10} = 28$ años. La duración mínima se establece en $L_0 = 0,05 L_{10} = 1,4$ años.

Estos valores junto con el exponente de dispersión $\beta = 1,11$ proporcionan mediante la ecuación (5) el número de rodamientos que fallan por fatiga al año:

$$z(L) \quad N = \frac{0,105}{28 - 1,4} 1,11 \left(\frac{L - 1,4}{28 - 1,4} \right)^{0,11} \cdot 2000 = 8,75 \left(\frac{L - 1,4}{26,6} \right)^{0,11}$$

La curva de trazo continuo en la fig. 6 representa el número de fallos de rodamientos calculado de esta forma. A pesar de que en la máquina entra un número tan elevado de rodamientos como 2000, el número de fallos es bajo, al cabo de 28 años únicamente 8,75 rodamientos por año, y a partir de entonces aumenta sólo insignificamente. Un valor suficientemente exacto para cálculos aproximados se obtiene sustituyendo $\beta = 1$. Según la ecuación (6) la densidad de fallos resulta entonces constante y el número de rodamientos que fallan por fatiga 7,9 al año (curva de trazos).

Una premisa es naturalmente que los rodamientos estén bien lubricados y obturados de modo que no penetre suciedad. De esta forma los rodamientos no sufren desgaste ni corrosión, siendo así unos elementos de máquina sumamente fiables. Se puede en términos generales decir que si se desmonta e inspecciona un rodamiento y no se encuentran indicios de avería por fatiga, dicho rodamiento está desde el punto de vista de fatiga prácticamente en igual estado que un rodamiento totalmente nuevo. El diagrama de la fig. 7 ilustra cuánta duración teóricamente le queda a un rodamiento no averiado que ha estado en funcionamiento. Se aprecia que si $L_{10} = 28$ años, los rodamientos al cabo de 40 años de funcionamiento se puede esperar funcionen todavía durante un período equivalente aprox. al 83% de la duración nominal. Hay por tanto motivo para confiar en los rodamientos viejos.

Según las premisas que han regido hasta ahora, los rodamientos se han considerado fatigados tan pronto se ha descubierto un descascarillado, lo cual puede hacerse por ej. mediante sondas sensibles a las vibraciones. Si se continúa haciéndolo funcionar tras haber detectado el primer indicio de descascarillado, la zona descascarillada aumentará de tamaño. Cuánto tiempo se puede con tranquilidad dejar trabajar un rodamiento después de haber alcanzado por definición su duración, es difícil de indicar en términos generales. En condiciones de laboratorio se ha logrado que los rodamientos siguieran funcionando entre 0,2 y 7 veces por encima de la duración nominal. Haciendo la suposición que los rodamientos, una vez alcanzada la duración nominal L_{10} , en un 90% probablemente funcionarán satisfactoriamente aún durante un tiempo equivalente a $0,05 L_{10}$ (atención, nunca L_{10} , según [2], ya que una avería empeora siempre las condiciones de lubricación), por lo que es seguro que la capacidad remanente de servicio del rodamiento no ha sido sobreestimada. En nuestro ejemplo anterior, en el que $L_{10} = 28$ años, esto significa que el rodamiento con seguridad puede trabajar todavía $0,05 \cdot 28 = 1,4$ años más, después de haberse detectado el descascarillado. Si se descubre una avería de rodamiento en el curso de una inspección reglamentaria puede por ello planearse sin riesgo la sustitución del rodamiento para una ocasión propicia de revisión, de modo que no haya que interrumpir la producción.

El descascarillado de las superficies de rodadura da lugar gradualmente a un mayor ruido en el rodamiento. La inspección puede por ello efectuarse en forma de auscultación, por ej. con una varita de madera (fig. 8), método que es el más empleado puesto que es simple y económico. Los inconvenientes de la varita de madera son sin embargo que requiere experiencia y no permite un registro objetivo del nivel de ruido. Por esto SKF comercializa un detector registrador de averías de rodamientos, MEPA, que es más seguro que los corrientes medidores electrónicos de vibraciones,

Fig 8 Auscultación del ruido de rodamiento mediante una varita de madera

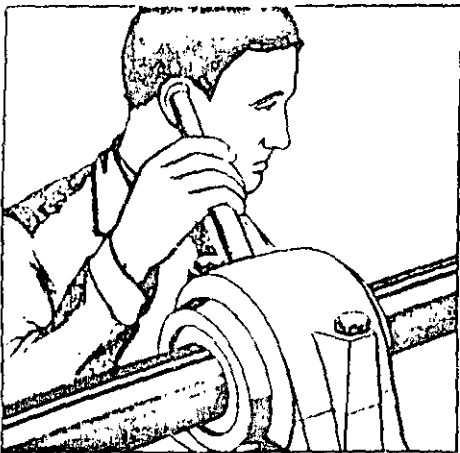
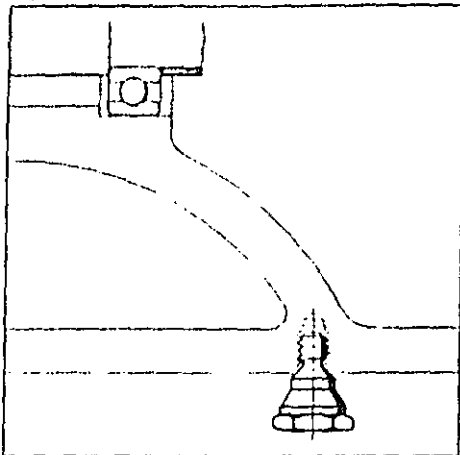


Fig. 9 Situación de boquilla sensora.



dado que sólo registra oscilaciones de muy alta frecuencia, por encima de 40 kHz. Tales impulsos de choque tienen una difusión muy pequeña y colocando las boquillas sensoras cerca de la zona de carga del rodamiento, fig. 9, no hay que temer la influencia de fuentes de interferencia exteriores al rodamiento. Los valores de los impulsos de choque se registran cuando la máquina se pone en marcha por primera vez, y luego se comprueba continuamente el estado de los rodamientos. Así es fácil determinar si un rodamiento se ha averiado y vigilar la extensión del daño. El medidor de impulsos de choque MEPA ha tenido gran éxito, especialmente en la industria de procesos continuos. Por ej. en Suecia prácticamente todas las máquinas nuevas de papel se equipan con boquillas sensoras en todos los puntos en que van aplicados rodamientos.

Elección de la fiabilidad funcional

Para facilitar al proyectista la elección de los rodamientos se indican en los catálogos SKF valores recomendados de la duración nominal necesaria en diversas aplicaciones, basados en la experiencia de muchos años. Siguiendo estas instrucciones se está seguro de acertar. Sin embargo, si se quiere hacer una apreciación más amplia de la fiabilidad funcional y de los requerimientos de entretenimiento, el cálculo de la densidad de fallos proporciona una mejor base. En la fig. 10 se reproduce la densidad de fallos en función del tiempo de funcionamiento para distintas duraciones nominales. El cálculo se ha ejecutado mediante la ecuación (5) con $\beta = 1,11$ y $L_0 = 0,05 L_{10}$. La densidad de fallos se calcula a menudo no sólo para componentes aislados sino para todo un sistema. Su fiabilidad determina en tal caso lo que hay que exigir de los componentes. En lo que respecta a los rodamientos puede entonces, con ayuda del diagrama, elegirse la duración nominal requerida según la densidad de fallos deseada.

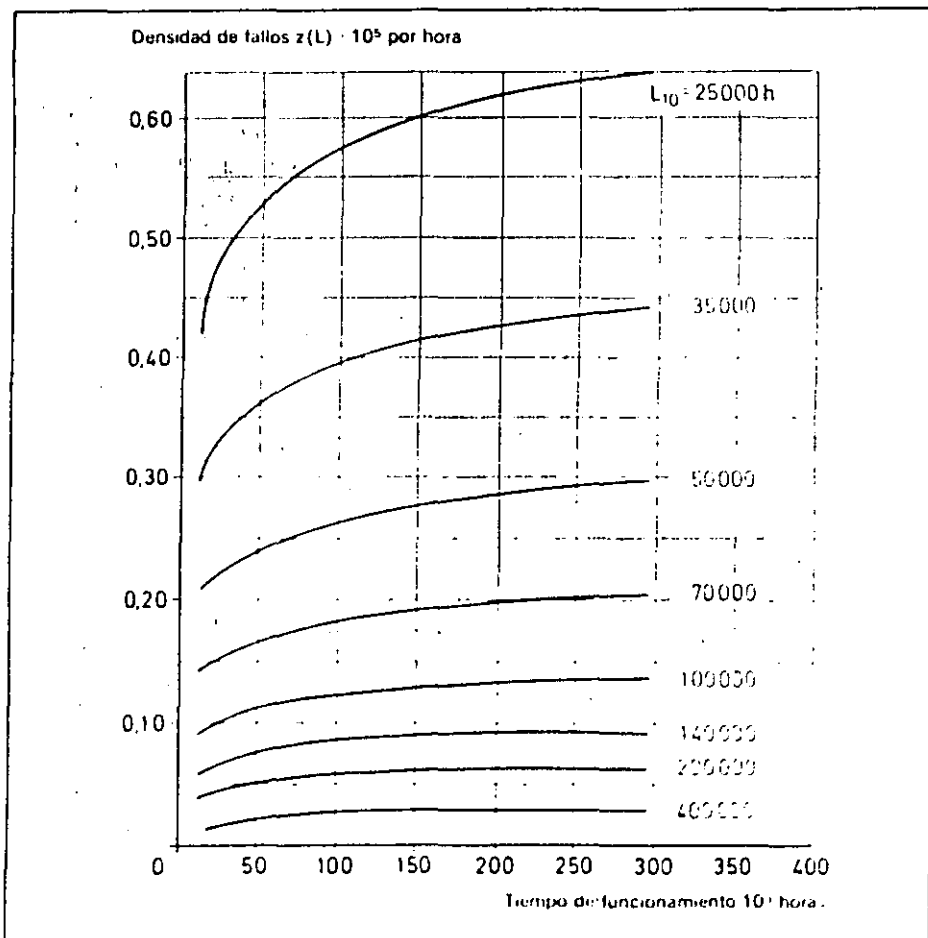


Fig. 10 Densidad de fallos como función del tiempo de funcionamiento para diversas duraciones nominales.

Unas comparaciones con nuestros riesgos personales pueden ser de interés para una apreciación de la fiabilidad – aunque tal vez asusten. El riesgo de sufrir un accidente de tráfico en Suecia es hoy en día aprox. 0,3% por año. En el caso de $L_{10} = 200\ 000$ horas, el riesgo de avería para rodamientos según la fig. 10 es de aprox. $0,057 \cdot 10^{-5}$ por hora, lo cual corresponde a un 0,4% por año trabajando las 24 horas, o 0,0014% por día. Comparando esta última cifra con el riesgo de sufrir daño al que se está expuesto en el deporte cada vez más popular de descenso en esquís – 0,7% por día – es indudable que los rodamientos dan sensación de seguridad.

Ejemplos de cálculo

De una máquina forman parte 50 rodamientos con $L_{10} = 100\ 000$ horas y 25 rodamientos con $L_{10} = 70\ 000$ horas.

a. ¿Cuál será el número de rodamientos fatigados por hora al cabo de 50 000 horas de funcionamiento?

De la fig. 10 resulta para $L_{10} = 100\ 000$ horas una densidad de fallos $z_1(L) = 0,113 \cdot 10^{-5}$ por hora, y para $L_{10} = 70\ 000$ horas $z_2(L) = 0,168 \cdot 10^{-5}$ por hora. Según la ecuación (7) se obtiene:

$$Z(L) = 0,113 \cdot 10^{-5} \cdot 50 + 0,168 \cdot 10^{-5} \cdot 25 = 0,985 \cdot 10^{-4} \text{ rodamientos fatigados por hora}$$

b. ¿Cuál será el tiempo medio entre averías para un rodamiento particular y para la máquina al cabo de 50 000 horas de funcionamiento?

$$L_{10} = 100\ 000 \text{ horas: MTBF} = \frac{1}{z_1(L)} = \frac{1}{0,113 \cdot 10^{-5}} = 885\ 000 \text{ horas}$$

$$L_{10} = 70\ 000 \text{ horas: MTBF} = \frac{1}{z_2(L)} = \frac{1}{0,168 \cdot 10^{-5}} = 595\ 000 \text{ horas}$$

$$\text{ Toda la máquina: MTBF} = \frac{1}{Z(L)} = \frac{1}{0,985 \cdot 10^{-4}} = 10\ 000 \text{ horas}$$

c. ¿Con qué probabilidad se alcanzarán 10 000 horas de funcionamiento desde la puesta en marcha sin avería en los rodamientos?

Siendo $S = 1 - F$, la ecuación (1) quedaría:

$$S = e^{-0,105 \left(\frac{L - L_0}{L_{10} - L_0} \right)^\beta}$$

Con esta fórmula se puede calcular S_1, S_2 etc. para cada rodamiento, y la posibilidad de supervivencia de la máquina será $S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \dots$. Siendo $\beta = 1,11$ y $L_0 = 0,05 L_{10}$ se obtendrá:

$$S_1 = e^{-0,105 \left(\frac{10\ 000 - 0,05 \cdot 100\ 000}{100\ 000 - 0,05 \cdot 100\ 000} \right)^{1,11}} = e^{-0,00399}$$

$$S_2 = e^{-0,105 \left(\frac{10\ 000 - 0,05 \cdot 70\ 000}{70\ 000 - 0,05 \cdot 70\ 000} \right)^{1,11}} = e^{-0,00795}$$

$$S = S_1^{50} \cdot S_2^{25} = e^{-(50 \cdot 0,00399 + 25 \cdot 0,00795)} = 0,67$$

d ¿Con qué probabilidad se alcanzarán 1000 horas de funcionamiento sin averías al cabo de 50 000 horas de funcionamiento, si todos los rodamientos dañados se sustituyen por nuevos, los cuales se supone tengan la misma densidad de fallos que los rodamientos no dañados hasta ahora?

Cada rodamiento con densidad de fallos $\lambda_1 (L)$ tiene la posibilidad de supervivencia $\Delta S_1 = 1 - \lambda_1 (L) \cdot \Delta t$ durante el intervalo de tiempo Δt , y lo mismo rige para rodamientos con densidad de fallos $\lambda_2 (L)$. La posibilidad de supervivencia de la máquina resultará de acuerdo con la ley de probabilidad multiplicativa:

$$\Delta S = \Delta S_1^{50} \cdot \Delta S_2^{25},$$

$$\Delta S = (1 - 0,113 \cdot 10^{-5} \cdot 1000)^{50} \cdot (1 - 0,168 \cdot 10^{-5} \cdot 1000)^{25} = 0,91$$

Facilidad de mantenimiento

Una de las misiones más importantes del proyectista de una aplicación de rodamientos es tener muy en cuenta que los rodamientos puedan montarse, desmontarse e inspeccionarse de un modo simple y por tanto con rapidez. Si el diseño está bien meditado y se utilizan medios auxiliares apropiados, no ha de constituir ningún problema al sustituir con rapidez y seguridad cualquier rodamiento, independientemente de su tamaño. Tal como se ha señalado antes, los rodamientos tienen la propiedad de avisar con antelación de su inminente fallo. Por tanto no cogen a uno de sorpresa sino que se puede con tiempo planear la sustitución. A diferencia de los cojinetes lisos es sumamente infrecuente que los daños en rodamientos den lugar al agarrotamiento de los mismos.

En catálogos y folletos se encuentran instrucciones detalladas sobre los métodos y herramientas para el montaje y desmontaje. Podemos sin embargo mencionar aquí que el conocido método SKF de aceite a presión ha simplificado en alto grado el trabajo de montaje y desmontaje. Junto con la tuerca hidráulica de SKF, tipo HMV, ha hecho factible efectuar el trabajo en forma simple y sin esfuerzo corporal — la fuerza la proporciona el sistema hidráulico. También se elimina el riesgo de dañar los rodamientos en el montaje.

Fiabilidad de mantenimiento

Una gran ventaja de los rodamientos es que sus dimensiones principales están normalizadas internacionalmente, lo cual implica que diversas marcas son intercambiables y que en todos los sitios se encuentran rodamientos de recambio. Gracias a que SKF tiene fábricas o compañías de venta en la mayoría de los países, se ofrece también la garantía de que los rodamientos SKF sean especialmente fáciles de adquirir como repuestos. Existe también un amplio surtido de herramientas para simplificar el trabajo de montaje y desmontaje. SKF puede además ofrecer un servicio técnico mundial y asistencia en el montaje.

Reg. 423 2

Referencias bibliográficas

- 1 Lundberg G y Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings. Acta Polytechnica, Estocolmo, No. 7, 1947, y No. 96, 1952
- 2 Andreason S y Snare B: La duración nominal ajustada de los rodamientos. La Revista de rodamientos 184, 1975
- 3 Snare B Nuevas experiencias respecto a la seguridad de los rodamientos. La Revista de rodamientos 162, 1970.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTO DE MAQUINAS

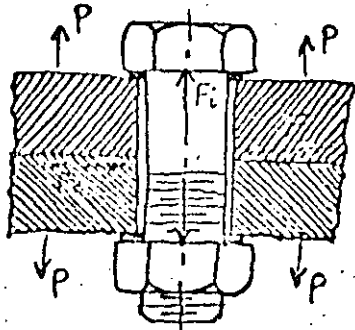
SOLUCION A LOS PROBLEMAS

ING. MARCELO LÓPEZ PARRA

ABRIL, 1985

PRECARGA DE PERNOS:

Si se desea que una conexión pueda desensamblarse sin destruirla y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión y de cortante:



UNIÓN DE PERNO

El efecto de la pre carga F_i es hacer trabajar las piezas en compresión

- Mayor resistencia a la carga de tensión externa
- Mayor fricción para resistir la carga cortante

Para obtener el efecto de la carga de tensión externa sobre la compresión de las piezas y la tensión del perno resultante se desprejara el efecto de la carga cortante (no afecta la tensión final del perno).

La deformación total de una barra en tensión o compresión simples es:

$$\delta = \frac{Fl}{AE}$$

δ = deformación total

F = fuerza

A = área transversal

E = módulo de elasticidad

Por lo que la cte. de rigidez vale: $K = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l}$

A - área transversal basada en el diámetro mayor o nominal.

l - agarre, espesor total de las piezas que han de sujetarse.

Considerando la junta de perno con carga a tensión:

P = carga externa total sobre la unión de perno

F_i = pre carga del perno debida al apriete

P_b = porción de P tomada por el perno

P_m = porción de P tomada por los elementos unidos

F_b = carga resultante sobre el perno

F_m = carga resultante sobre los elementos

El aumento en la deformación del perno es: $\Delta \delta_b = \frac{P_b}{k_b} \cdot 2$
 La reducción en la deformación total de las piezas es: $\Delta \delta_m = \frac{P_m}{k_m}$

Iguando las deformaciones: $\frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m}$

puesto que $P = P_b + P_m$: $P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m}$

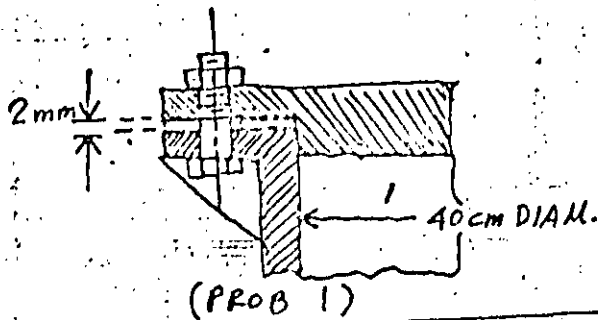
La carga resultante sobre el perno es: $F_b = P_b + F_i$

$$F_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} + F_i \quad \dots (1)$$

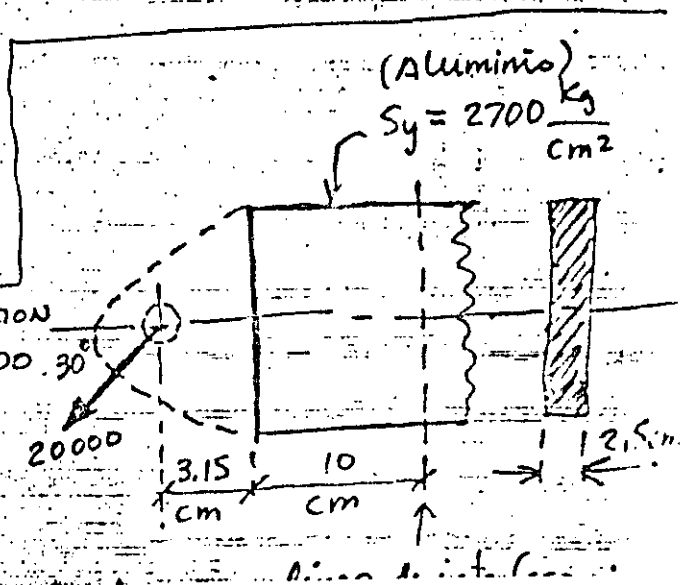
La compresión resultante de los elementos de la junta será:

$$F_m = \frac{k_m P}{k_b + k_m} - F_i \quad \dots (2)$$

PROB.1) Diseñar los elementos de sujeción para la tapa de un reactor cilíndrico de 40cm de diámetro que operará con una presión alternativa entre 0 y 2 MPa. Se piensa emplear una empaquetadura de asiento fabricada de cobre, con un espesor de 2mm. Espesor de la tapa = 19mm. Espesor de la brida = 19mm; Confiabilidad = 99.99%



PROB.2) PROYECTAR EL SISTEMA DE SUJECION PARA EL EXTREMO DEL ELEMENTO INDICADO QUE HA DE TRANSMITIR LA CARGA DE 20000 Kg HACIA EL MISMO

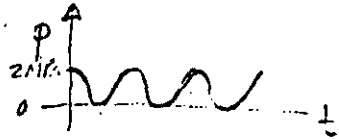


SOLUCION PROBLEMA NUM. ①

3

1) Cálculo de la carga dueña:

$$P = pA \quad ; \quad p = 2 \text{ MPa}$$



$$A = \pi \frac{400^2}{4} = 125663.71 \text{ mm}^2 \text{ (área de la tapa)}$$

$$P = 2 \times 125663.71 = \underline{251327.42 \text{ N}}$$

2) Considerando que para asegurar un sellado completo la presión sobre la empaquetadura debe ser mayor a la presión máxima generada en el reactor:

$$\text{Tomando } P_{E \text{ min}} = 4p = 4(2) = 8 \text{ MPa}$$

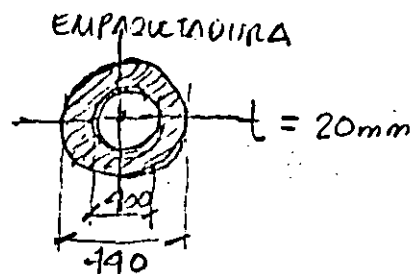
Suponiendo un ancho de la empaquetadura = 20 mm (de acuerdo a las dimensiones del reactor)

Por tanto la precarga del perno debida al apriete:

$$F_i = P_{E \text{ min}} A_E$$

$$A_E = \frac{\pi}{4} (440^2 - 400^2)$$

$$A_E = 26389.37 \text{ mm}^2$$



$$F_i = 8 \times 26389.37 = \underline{211115.03 \text{ N}}$$

3) Cálculo de la constante elástica de la empaquetadura:

$$K_m = \frac{A_E E}{l} \quad ; \quad l = \text{espesor de la empaquetadura}$$

El módulo de elasticidad para el cobre : $E_{Cu} = 119000 \text{ MPa}$ (4)
(recorrido) de algún Manual

$$\therefore K_m = \frac{26389,37 \times 119000}{2} = 1,57 \times 10^9 \text{ N/mm}^2$$

4) La deformación en la empaquetadura debido a la precarga es:

$$\frac{F_i}{K_m} = \frac{21115,03}{1,57 \times 10^9} = 1,34 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

Sabemos que las deformaciones en la empaquetadura y perno son iguales:

$$\frac{P_b}{K_b} = 1,34 \times 10^{-4} \quad \dots \textcircled{1}$$

5) Cálculo de la carga resultante sobre el perno:

$$F_b = P_b + F_i \quad \dots \textcircled{1-A}$$

$$\text{en donde } P_b = \frac{K_b}{K_b + K_m} P \quad \dots \textcircled{2}$$

en ec. $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$ desconocemos P_b y K_b

igualando ec. $\textcircled{1} = \text{ec. } \textcircled{2}$

$$\frac{P}{K_b + K_m} = 1,34 \times 10^{-4}$$

$$\text{de donde } K_b = \frac{P}{1,34 \times 10^{-4}} - K_m$$

$$k_b = \frac{251327.42}{1.34 \times 10^{-4}} = 1.57 \times 10^9$$

⑤

$$k_b = 3.05 \times 10^8 \frac{N}{mm}$$

Sust. valores en ec. (2) :

$$P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P$$

$$P_b = \frac{3.05 \times 10^8}{3.05 \times 10^8 + 1.57 \times 10^9} \times 251327.42$$

$$P_b = 40882.594 \text{ N}$$

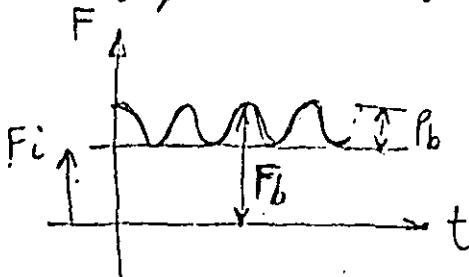
Sust. valores en la ec. (1-Δ) :

$$F_b = P_b + F_i$$

$$F_b = 40882.594 + 211115.03$$

$$\underline{F_b = 251997.62 \text{ N}} \quad \text{(carga resultante sobre el perno)}$$

6) Cálculo de los esfuerzos:



$$\sigma_a = \frac{P_b}{2A_t} \quad ; \quad \sigma_m = \left(F_i + \frac{P_b}{2} \right) \frac{1}{A_t}$$

6

7) Utilizando criterio de falla de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{UT}} = \frac{1}{N} \quad (3); \quad N = \text{factor de seguridad convencional} = 2$$

7-1) Cálculo de S_e :

(en ausencia de eje inf. $S_e =$ para resaca a presión)

$$S_e = K_a K_b K_c K_e S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{UT}$$

de la tabla 6-5:

Tomando un diámetro entre $1/4''$ y $3/4''$

$$S_{UT} = 120 \times 6.89 = 826.8 \text{ MPa}$$

$$\therefore S_e' = 0.5 \times 826.8 = 413.4 \text{ MPa}$$

$$K_a = \text{factor de superficie} = 0.5 \quad \text{fig 5-17}$$

$$K_b = \text{factor de tamaño} = 0.85 ; 0.3 < d < 2'' \quad \text{fig 233}$$

$$K_c = \text{factor de confiabilidad} ; R = 99.99\% \quad \text{Tabla 5-2}$$

$$K_e = \frac{1}{k_f} = \text{factor de modificación por concentración del esfuerzo} = \frac{1}{3} = 0.333 \quad \text{(Tabla 6-7) GRADO 5}$$

7

$$\therefore S_e = 0,5 \times 0,85 \times 0,702 \times 0,333 \times 413,4$$

$$S_e = 41,07 \text{ MPa}$$

7-2) Sust. valores en ec. (3)

$$\frac{P_b}{2A_t S_e} + \left(F_i + \frac{P_b}{2}\right) \frac{1}{A_t S_{uT}} = \frac{1}{N}$$

Despejando A_t :

$$A_t = \frac{P_b N}{2 S_e} + \left(F_i + \frac{P_b}{2}\right) \frac{N}{S_{uT}}$$

$$A_t = \frac{40882,59 (2)}{(2) 41,07} + \frac{2}{826,8} \left(21115,03 + \frac{40882,59}{2}\right)$$

$$A_t = 1555,56 \text{ mm}^2$$

de table 6-2

Si escogemos un diám. de $\frac{1}{2}'' \Rightarrow A_t = 0,1419 \text{ in}^2$
 $\frac{1}{2}'' = 12,7 \text{ mm}$ $= 91,55 \text{ mm}^2$

$$n^\circ \text{ de pernos} = \frac{1555,56}{91,55} = 17 \text{ tornillos}$$

⑧ Par de Apriete : $T = 0,2 \text{ fid} = (0,2) \frac{F_i}{17} (12,7) = 3(543) \text{ N}\cdot\text{mm}$
 $T = 321,53 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$

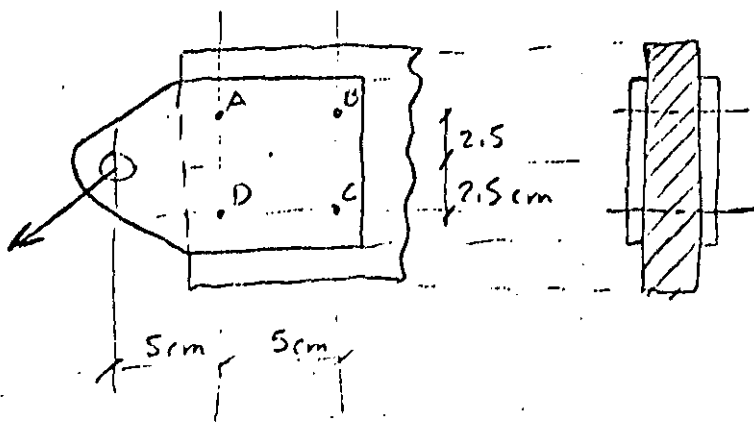
element: aluminio 2014-T6

8

SOLUCION PROBLEMA # 2 : (ENUNCIADO EN PG. # 2)

1º) Se empleará una conexión hembra de acero AISI 2330 con $S_y = 8000 \text{ kg/cm}^2$.

Y SE ELIGE UNA SEPARACION AMPLIA ENTRE LOS PERNOS PARA MANTENER UNA CARGA EXCENTRICA PEQUEÑA (ESTO ES, MOMENTO)

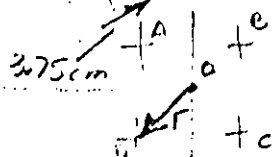


2º) Cálculo de las cargas sobre los pernos
La carga directa se reparte igualmente entre los pernos :

$$F_1 = \frac{V}{N} = \frac{20000}{4} = 5,000 \text{ kg}$$

3º) Cálculo de la carga debida al momento :

3-1) Determinación de los radios :
(se puede hacer gráficamente)



$$r_A = r_B = r_C = r_D = 3.535 \text{ cm}$$

$$r = 3.75$$

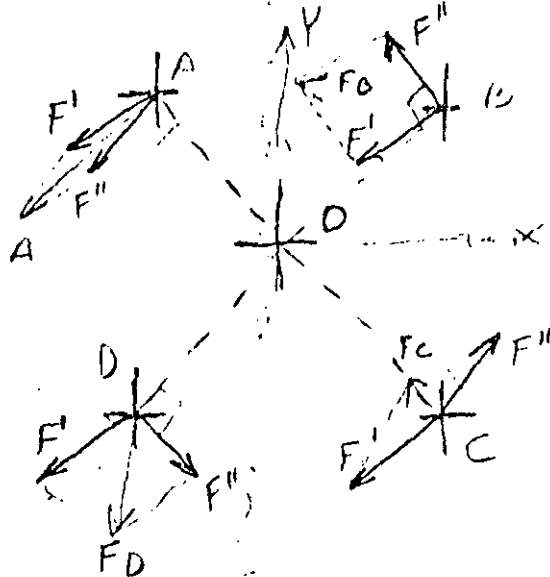
3-2) Cálculo del Momento y obtención de la carga: (9)

$$M = (20000)(3.75) = 75000 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

$$F''_A = \frac{M r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} = \frac{(75000)(3.535)}{4(3.535)^2} = 5300 \text{ kg}$$

$$F''_A = F''_B = F''_C = F''_D \quad (\text{radios iguales})$$

3-3) Obtención de la carga resultante sobre cada uno de los pernos: (gráf. o analíticamente)



$$F_A = 10250 \text{ kg}$$

$$F_B = 8250$$

$$F_C = 1500$$

$$F_D = 6250$$

4º) Tamaño de los pernos:

4-1) Suponemos que la carga de corte está soportada por el rozamiento entre las chapas:

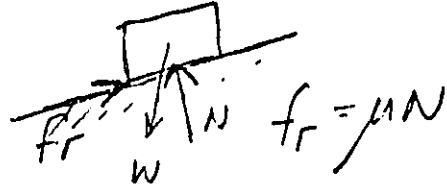
Coef. de rozamiento: -

(caras limpias, sin lubricar, superf. de terminación en bruto: $\Rightarrow \mu = 0.35$)

Ensayos de laboratorio $\Rightarrow \mu = 0.20$

\therefore escogemos $\mu = 0.25$ (porque los elementos (10) están lam. en frío en vez de caliente)

Si llamamos F a la f^o de fricción entre los elementos



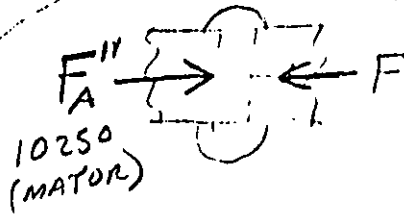
$$F = 2\mu F_i$$

$$\therefore F_i = \frac{F}{2\mu}$$

pero \Rightarrow

$$F = F_A''$$

CARGA QUE TIENDE A CIZALLAR EL PERNO



$$F_i = \frac{10250}{2(0.25)} = 20500 \text{ kg}$$

En PARA PERNOS en condiciones estáticas se recomienda una precarga igual al 90% de la carga de prueba (Tabla 6.5)

$$F_i = 0.9 S_p \left(\frac{\pi d^2}{4} \right); \quad S_p \rightarrow \text{resistencia de prueba}$$

carga de prueba

Despejando $d = \sqrt{\frac{4 F_i}{0.9 S_p \pi}}$

$$d = \sqrt{\frac{4(20500)}{0.19(8440)\pi}}$$

$$d = 1.853 \text{ cm}$$

Table 6.5 (11)
 Tomando perno grado 8
 Resist de prueba:
 $S_p = 120 \times 70.31 = 8440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Escogemos en un 1er tanteo un perno de diám. $\frac{3}{4}$ " (1.905 cm)

4-2) Suponiendo que el perno soporta toda la carga de cizalladura (corte) (NO LAS PLACAS):

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{10250}{2\pi(1.905)^2/4} = 1840 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

¿Qué significa?
 ¿Podemos asegurar que no fallará?
 → Necesito una teo. de falla que me relacione los esfuerzos inducidos con la resist del material.

Teo $\left\{ \begin{array}{l} \text{ENM} \\ \text{ECM} \\ \text{TE.D} \end{array} \right.$

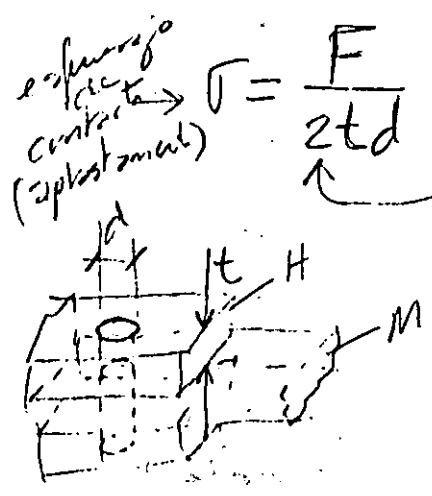
$$\tau_{\max} \leq 0.577 S_y \quad S_p = 8440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$0.577 S_p = 0.577(8440) = 4869.88 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$1840 < 4869$$

$$n = \frac{4869}{1840} = 2.65$$

5) espesor de la conexión: (element hembra)



$$\sigma = \frac{F}{2td}$$

(cada lado soporta la mitad de la carga)

$$\sigma = \frac{10250}{2(t)(1.905)} = \frac{2690}{t} \text{ Kg/cm}^2$$

pero: $\sigma = \frac{S_y}{n}$ (T.E.N.M)

Tomamos $n = 1.3$ (F.S) $1 < n < 2$

$$\frac{8000}{1.3} = \frac{2690}{t}$$

de donde $t = 0.437 \text{ cm}$

$\Rightarrow t = 0.5 \text{ cm}$ (rec. laminado frío)

6) Resist. de contacto del elemento (macho)

$$\sigma = \frac{F}{td}$$

↑ espesor elem. macho

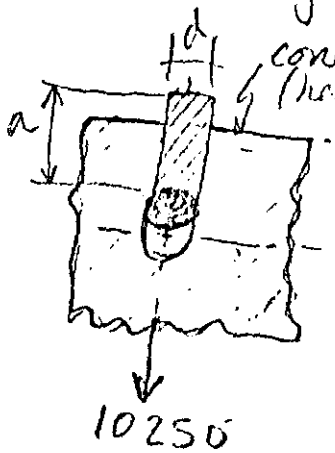
$$\sigma = \frac{10250}{(2.5)(1.905)} = 2150 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2700}{2150} = 1.25$$

¿ S_y no fuera suficiente?

7 Desgarramiento:

13

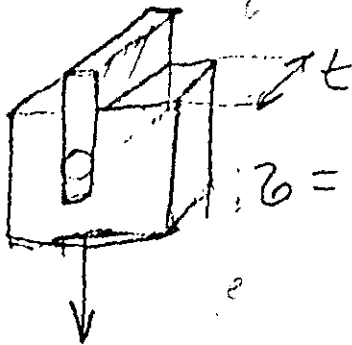


Suponemos. -

- 1) No hay desgarro si los pernos (alejados)
- 2) La carga total del perno actúa ↓ al borde más próximo

$$\text{Área de desgarro} = 2at$$

↑ espesor elemento hembra



$$\sigma = \frac{F}{2at} = \frac{10250/2}{2a(0.5)}$$

Teo; Fallará cuando $\sigma_{max} \geq S_{sy}$

↑ material

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 (8000) = \underline{4616 \text{ kg/cm}^2}$$

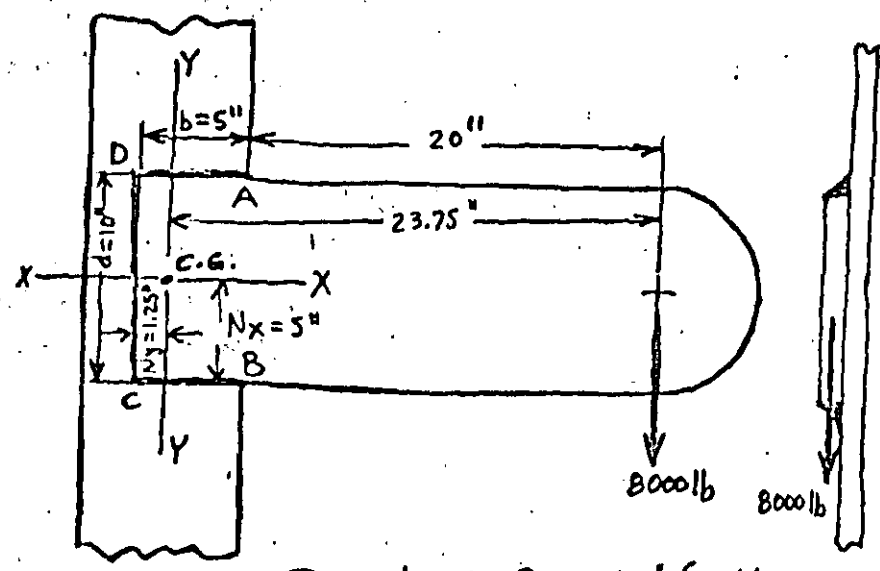
$$\frac{4616}{1.4} \geq \frac{10250/2}{2a(0.5)}$$

$$\therefore a = 1.555 \text{ cm}$$

\therefore dist entre la línea central de los pernos y el borde = $(\frac{1.905}{2}) + 1.555 = \underline{2.507 \text{ cm}}$

(MAYOR) →

(Ej) Determinar la dimensión de la soldadura de filete que se necesita aplicar a la ménsula:

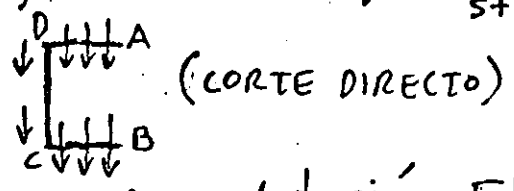


SOLUCION: ① Centro de Gravedad (Tabla 25-7(a)) :

$$\begin{cases} N_x = 5'' \\ N_y = \frac{b^2}{2b+d} = \frac{5^2}{2(5)+10} = 1.25'' \end{cases}$$

② Se reemplaza la fuerza original de 8000 lbs por una fza. de 8000 lb actuando en el centro de gravedad y un par igual a $8000(23.75) = 190000 \text{ lb}\cdot\text{in}$ (Torsión)

③ La fza. vertical de 8000 lb esta uniformemente distribuida, (suposición), sobre la soldadura y produce una carga de $\frac{8000}{5+10+5} = 400 \text{ lb}$ por pulg. de soldadura.



④ Se determina el efecto del par de torsión. El momento polar de inercia de la soldadura será (Tabla 25-7(a)) :

$$J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d} = \frac{(10+10)^3}{12} - \frac{5^2(5+10)^2}{2(5)+10}$$

$$\therefore J_w = 385.4 \text{ pulg}^3$$

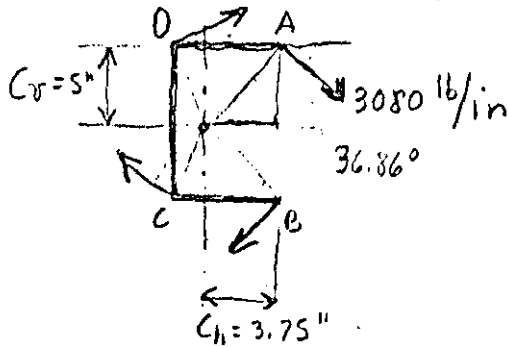
⑤ De la tabla 25-7 (b) :

para Torsión ; $f = \frac{TC}{J_w} = \frac{(190000) \sqrt{5^2 + 3.75^2}}{385.4}$

∴ La máxima carga por torsión en los plos.

(15)

A y B es $f = 3080 \text{ lb/in}$

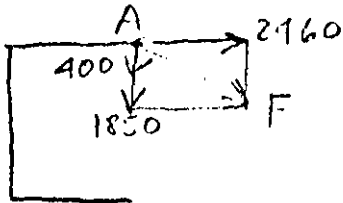


C : distancia del c.g. al pto que se está analizando

Componente vertical: $f_v = \frac{3,75}{\sqrt{5^2 + 3,75^2}} (3080) = 1850 \frac{\text{lb}}{\text{pulz}}$

Componente horizontal: $f_h = \frac{5}{\sqrt{5^2 + 3,75^2}} (3080) = 2160 \frac{\text{lb}}{\text{pulz}}$

6)



$$F = \sqrt{(2160)^2 + (400 + 1850)^2} = 3330 \frac{\text{lb}}{\text{pulz}}$$

7) $w = \frac{f_{re-l}}{f_{permisible}} = \frac{3330}{9600}$

↑ carga paralela
(hay comb. de carga transv. y paralela)

$w = 0,347'' \Rightarrow \underline{\underline{3/8'' \text{ soldadura de}}}$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA

EXPOSITOR:

ING. MARCELO LÓPEZ PARRA

ABRIL, 1985

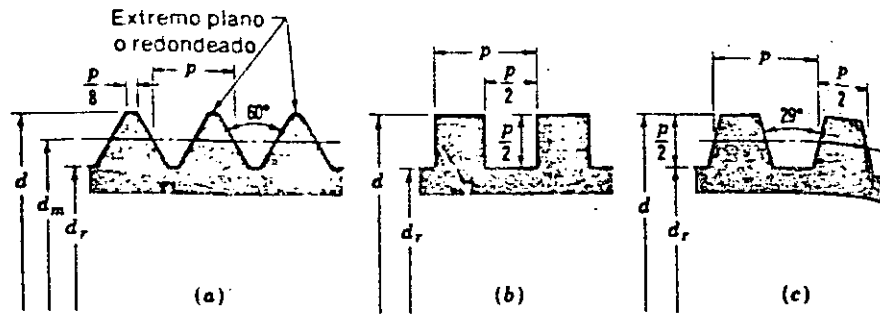


Fig. 6-2 a) Rosca American National o Unificada; b) rosca cuadrada; c) rosca Acme.

Tabla 6-2 CARACTERISTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal, d , plg	Serie basta—UNC			Serie fina—UNF		
		Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , plg^2	Área al diámetro menor A_s , plg^2	Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión A_t , plg^2	Área al diámetro menor A_s , plg^2
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{16}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{1}{8}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{16}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{1}{4}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{5}{16}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{3}{8}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{7}{16}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{1}{2}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{9}{16}$	0.8750	9	0.452	0.419	14	0.509	0.480
$\frac{5}{8}$	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{8}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{4}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

sencilla. En un tornillo de *rosca doble* el avance es igual a dos veces el paso; en un tornillo de *rosca triple* el avance es igual a tres veces el paso, etc.

Todas las roscas que se mencionen serán del tipo de *formación a la derecha*, a menos que se indique otra cosa.

La figura 6-2 presenta la configuración geométrica de las tres roscas estándares, en sistema inglés, más generalmente utilizadas. En la figura 6-2a se muestra la rosca estándar *American National (Unificada)* que se usa comúnmente en Estados Unidos y en Gran Bretaña para todos los productos roscados estandarizados. El ángulo de la rosca es de 60° y las crestas de los hilos pueden ser planas o redondeadas.

La *International Standardization Organization (ISO)* ha tratado de lograr la estandarización mundial de los sistemas de roscas de tornillo. Las roscas métricas de la ISO tienen el mismo ángulo de 60° que el sistema unificado y también pueden producirse con crestas planas o redondeadas.

Las tablas 6-1 y 6-2 serán útiles para la especificación y diseño de piezas roscadas. Debe notarse que el tamaño de rosca se especifica por el paso p , en las medidas métricas, y por el número de hilos por pulgada, N , en las medidas del sistema unificado. En la tabla 6-2, los tamaños de tornillo menores que $\frac{1}{16}$ plg de diámetro tienen designación numérica de calibre. La segunda columna de dicha tabla 6-2 indica que un tornillo del No. 8 tiene un diámetro nominal de 0.1640 plg.

Tabla 6-1 CARACTERISTICAS DE ROSCAS METRICAS DE PASO REGULAR*

Diámetro mayor nominal, d , mm	Paso p , mm	Hilos por plg N (aprox.)	Área de esfuerzo de tensión, A_t , mm^2	Área al diámetro menor, A_s , mm^2
3	0.5	51	5.06	4.51
4	0.7	36	8.83	7.81
5	0.8	32	14.26	12.77
6	1	26	20.23	18.03
8	1.25	20	36.79	33.07
10	1.5	17	58.27	52.64
12	1.75	14	84.66	76.74
16	2	13	157.27	144.90
20	2.5	10	245.75	226.40
24	3	8	353.87	326.02
30	3.5	7	562.60	521.57
36	4	6	819.50	762.84

* El diámetro menor, usado para evaluar A_s , se obtuvo de la ecuación $d_s = d - 1.280655 p$. El diámetro de paso empleado se determinó mediante la fórmula $d_p = d - 0.640327 p$. El promedio de los diámetros de paso y menor se usó para calcular el área del esfuerzo de tensión. Los valores (aproximados) de hilos por pulgada se incluyen sólo como referencia, y no deben emplearse en los cálculos.

rondanas o arandelas templadas. Esto es especialmente necesario cuando las partes sujetadas por pernos son relativamente suaves y la cabeza del perno o la tuerca no proporcionan suficiente área de contacto o empuje.

6-9 CARGAS DE FATIGA

Las uniones de perno con carga de tensión, sometidas a la acción de fatiga, se pueden analizar directamente por los métodos presentados en el capítulo 5. La tabla 6-7 indica valores medios de factores de reducción de resistencia a la fatiga, correspondientes al entalle (o filete) bajo la cabeza del perno y, también al principio de la rosca, en la espiga del perno. Debe notarse que esos valores ya están corregidos por sensibilidad a las ranuras. Los diseñadores deben tener en cuenta que pueden presentarse casos en los que sería aconsejable investigar más ampliamente dichos factores, puesto que sólo son valores medios. De hecho, Peterson* señala que la distribución de las fallas típicas de pernos es, aproximadamente, 15% bajo la cabeza, 20% en el extremo de la rosca y 65% en el hilo en la cara de la tuerca.

Al utilizar la tabla 6-7, generalmente es seguro suponer que los sujetadores tienen roscas laminadas, a menos que se disponga de información específica. También, al calcular límites de resistencia a la fatiga, debe considerarse un acabado a máquina, si no se ha indicado otra cosa.

Las uniones o juntas con carga de tensión, sometidas a fatiga, han de diseñarse muy cuidadosamente. Muy rara vez puede usarse una precarga igual al 90% de la carga de prueba que se va a utilizar. De hecho, una alta precarga de perno, por lo general, ocasionará directamente una falla por fatiga. Esto significa que el ingeniero de diseño tiene como especial responsabilidad, la de cerciorarse de que sus recomendaciones se cumplan durante el ensamble.

La mayor parte de las veces, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones de perno, es tal que la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y un valor máximo P . Esta sería la situación en un tanque o cilindro de presión, por ejemplo, en el que la presión existe o no existe. Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternante en tal caso, se empleará

Tabla 6-7 FACTORES DE REDUCCION DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA K , PARA ELEMENTOS ROSCADOS.

Grado SAE	Grado métrico	Rosca laminada	Rosca cortada	Enlace o entalle
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
3 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

importantes o que no transmiten carga; el contenido de carbono de estos materiales es sólo de 10 a 20 puntos y, por tanto, son demasiado dúctiles para uniones con carga.

La tabla 6-6 muestra cómo se identifican los grados de pernos.

En las publicaciones relativas a sujetadores, frecuentemente se usan los términos "carga de prueba" y "resistencia de prueba". La *carga de prueba* de un perno es la carga máxima de tensión que un perno puede resistir, sin que sufra deformación permanente. La *resistencia de prueba* es el esfuerzo correspondiente a la carga de prueba, con base en el área de esfuerzo de tensión (tablas 6-1 y 6-2). Por tanto, la resistencia de prueba es aproximadamente equivalente a la resistencia de fluencia.

Las recomendaciones que se dan aquí para la precarga se aplican sólo a uniones sin empaquetadura, en las que se utilizan materiales de pernos de alta calidad, como SAE 3 o mejores. Tales materiales para pernos tendrán un diagrama esfuerzo-deformación en el que no habrá un punto de fluencia claramente definido y una curva que ascenderá suavemente hasta la ruptura. En estas condiciones, si las cargas son estáticas, la precarga mínima debe ser 90% de la carga de prueba.

Tabla 6-5 ESPECIFICACIONES DE PERNOS, TORNILLOS "CAP" Y ESPARRAGOS MULTIPLIQUE LA RESISTENCIA EN kip/plg² POR 70.31 PARA OBTENER SU VALOR EN kgf/cm² Y POR 6.89 PARA OBTENERLO EN MPa.

Grado SAE*	Grado†	Grado‡	Díámetro, nominal plg	Resistencia de prueba§ a la tensión¶, kip/plg ²	Resistencia máxima a la tensión¶, kip/plg ²	Dureza máxima Bhn	Material
1	A307	4.6	¼ a 1½	33	55	207	Acero de bajo carbono
2		5.6	¼ a ½ Más de ½ a ¾ Más de ¾ a 1½	55 52 28	69 64 55	241 241 207	Acero de bajo carbono
3		6.8	¼ a ½ Más de ½ a ¾	85 80	110 100	269 269	Acero de mediano carbono
5	A449	8.8	¼ a ¾ Más de ¾ a 1 Más de 1 a 1½	85 78 74	120 115 105	302 302 285	Acero de mediano carbono, con tratamiento térmico
7			¼ a 1½	105	133	321	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.
8	A354	10.9	¼ a 1½	120	150	352	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.

* Society of Automotive Engineers.

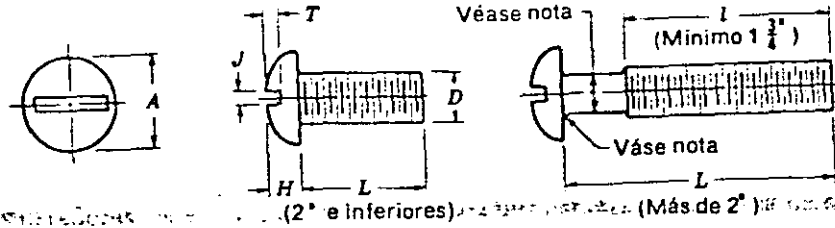
† American Society of Testing Materials.

‡ Cat. No. 2007, p. 177, Metric and Multistandard Components Corp., Elmsford, N. Y.

§ Valores mínimos.

* R. L. Peterson, "Stress Concentration Factors", pág. 253, John Wiley & Sons, N. Y., 1964.

Tabla A-2 DIMENSIONES DE TORNILLOS DE MAQUINA DE CABEZA REDONDA (ASA B18.6-1947)



Tamaño nominal	D		A		H		J		T	
	Diámetro máximo del tornillo	Diámetro de la cabeza	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín
0	0.060	0.113	0.099	0.053	0.043	0.023	0.016	0.039	0.029	
1	0.073	0.138	0.122	0.061	0.051	0.026	0.019	0.044	0.033	
2	0.086	0.162	0.146	0.069	0.059	0.031	0.023	0.048	0.037	
3	0.099	0.187	0.169	0.078	0.067	0.035	0.027	0.053	0.040	
4	0.112	0.211	0.193	0.086	0.075	0.039	0.031	0.058	0.044	
5	0.125	0.236	0.217	0.095	0.083	0.043	0.035	0.063	0.047	
6	0.138	0.260	0.240	0.103	0.091	0.048	0.039	0.068	0.051	
8	0.164	0.309	0.287	0.120	0.107	0.054	0.045	0.077	0.058	
10	0.190	0.359	0.334	0.137	0.123	0.060	0.050	0.087	0.065	
12	0.216	0.408	0.382	0.153	0.139	0.067	0.056	0.096	0.072	
1/8	0.250	0.472	0.443	0.175	0.160	0.075	0.064	0.109	0.082	
3/16	0.3125	0.590	0.557	0.216	0.198	0.084	0.072	0.132	0.099	
1/4	0.375	0.708	0.670	0.256	0.237	0.094	0.081	0.155	0.117	
5/16	0.4375	0.750	0.707	0.328	0.307	0.094	0.081	0.196	0.148	
3/8	0.500	0.813	0.766	0.355	0.332	0.106	0.091	0.211	0.159	
7/16	0.5625	0.938	0.887	0.410	0.385	0.118	0.102	0.242	0.183	
1/2	0.625	1.000	0.944	0.438	0.411	0.133	0.116	0.258	0.195	
9/16	0.750	1.250	1.18	0.547	0.516	0.149	0.131	0.320	0.242	

Notas:

Todas las dimensiones están en pulgadas.
 Las dimensiones de la cabeza en tamaños de 1/8 plg y mayores concuerdan con las de los tornillos de maquinaria (o "cap") de cabeza redonda, excepto que los valores mínimos se han reducido para dar tolerancias en proporción al resto de la tabla.
 El diámetro de la parte no roscada de los tornillos de máquina no será menor que el diámetro de paso mínimo, ni mayor que el diámetro mayor máximo de la rosca.
 El radio de entalle en la base de la cabeza no debe exceder a la mitad del paso de la rosca del tornillo.

Reproducida con autorización de Vallory H. Laughner y Augustus D. Hagan, *Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1956

donde x_i y y_i son las coordenadas respectivas de los centros de los pernos. En muchos casos, las coordenadas centroidales se pueden determinar por simetría.

6-12 CORTANTE EN PERNOS Y REMACHES DEBIDO A CARGAS EXCENTRICAS

En la figura 6-19 se tiene un ejemplo de carga excéntrica de sujetadores; el cual representa una parte de la armazón de una máquina, en la que hay una viga A, sometida a la acción de una carga flexionante. En este caso la viga se fija a miembros verticales en sus extremos, por medio de pernos. En el esquema de la figura 6-19b puede apreciarse que se trata de una viga estáticamente indeterminada, con ambos extremos empotrados y con reacciones de momento M y de fuerza cortante V en sus extremos.

Por conveniencia, los centros de los pernos de la unión en un extremo de la viga se representan a mayor escala en la figura 6-19c. El punto O es el centroide del grupo y en este ejemplo se supondrá que todos los pernos son del mismo diámetro. La carga total tomada por cada perno se calculará en tres pasos. En el primero, la fuerza cortante V se dividirá en partes iguales entre los pernos, de modo que a cada uno corresponda $F = V/n$, donde n es el número de pernos en el grupo, y la fuerza F se denomina *carga directa* o *cortante primario*.

Se observa que para que haya una distribución equitativa de la carga directa a los pernos, un elemento debe ser absolutamente rígido. A veces, la disposición de los pernos o la forma y el tamaño de los elementos justifica el empleo de otra hipótesis acerca de la división de la carga. Las cargas directas F se muestran como vectores en el diagrama de cargas (fig. 6-19c).

La *carga de momento*, o *cortante secundario*, es la carga adicional que hay sobre cada perno, debida al momento M . Si r_A, r_B, r_C, \dots , son las distancias radiales, desde el centroide hasta el centro de cada perno, entonces el momento y las cargas de momento se relacionan como sigue:

$$M = F_A r_A + F_B r_B + F_C r_C + \dots \quad (a)$$

donde F' es la carga de momento. La fuerza que recibe cada perno depende de su distancia al centroide; es decir, el perno más alejado del centro de gravedad recibe la carga mayor, en tanto que el perno más próximo al centro absorbe la menor. Por consiguiente, se puede escribir,

$$\frac{F'_A}{r_A} = \frac{F'_B}{r_B} = \frac{F'_C}{r_C} \quad (b)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (a) y (b) se obtiene:

$$F'_n = \frac{Mr_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad (6-25)$$

Notas:

Todas las dimensiones están en pulgadas.

Los números en negrillas corresponden a productos unificados dimensionalmente con las normas de Gran Bretaña y Canadá.

El ahuse de la cabeza (o sea el ángulo entre un lado y el eje) no debe exceder de 2°, siendo el ancho entre caras especificada la mayor dimensión.

La parte superior de la cabeza debe ser plana y biselada. El diámetro de su círculo será igual al ancho máximo entre caras con una tolerancia de menos 15%.

La superficie de asiento será plana y con refrentado de arandela o con esquinas biseladas. El diámetro de esta superficie será 95% del ancho máximo entre caras con una tolerancia de más o menos 5%.

La superficie de asiento debe ser perpendicular al eje del cuerpo del tornillo, con una tolerancia de 2° en tamaños hasta de 1 plg inclusive, y con una tolerancia de 1° para tamaños mayores. La superficie será concéntrica con respecto al eje del cuerpo del tornillo, con una tolerancia de 3% del ancho máximo entre caras.

La longitud mínima de rosca debe ser igual a dos veces el diámetro más 1/4 plg para longitudes hasta de 6 plg inclusive; y dos veces el diámetro más 1/2 plg para longitudes mayores. La tolerancia será de más 1/16 plg o 2 1/2 hilos, la cantidad que sea mayor. En el caso de productos que sean demasiado cortos para considerar longitudes mínimas de rosca, la distancia desde la superficie de asiento de la cabeza al primer hilo completo de la rosca no excederá a la longitud correspondiente a 2 1/2 hilos, determinada con un medidor de hilos de anillo, para tamaños hasta de 1 plg inclusive, y a 3 1/2 hilos para tamaños mayores de 1 plg.

Las rosas serán basta, fina, de la serie de 8 hilos, de clase 2A para tornillos "cap" simples (sin revestimiento). Tratándose de tornillos "cap" revestidos, los diámetros pueden aumentarse en el margen de la clase 2A. El espesor o calidad del revestimiento se medirá o probará en el lado de la cabeza.

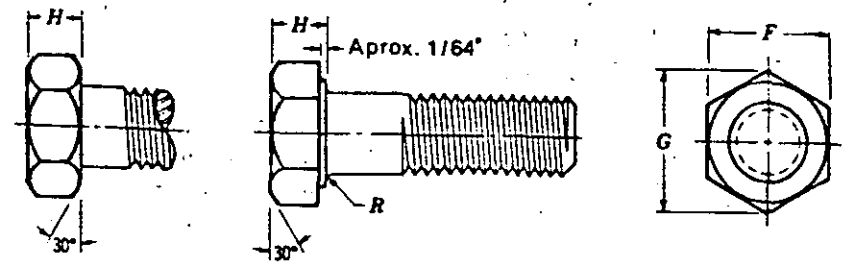
La punta será plana y biselada, y su longitud hasta el primer hilo completo no excederá de la longitud correspondiente a 1 1/2 hilos.

La tolerancia de la longitud para tamaños hasta de 1/2 plg inclusive, será de menos 1/16 plg para longitudes hasta de 1 plg inclusive; de menos 1/8 plg para longitudes de más de 1 plg hasta 2 plg inclusive; y de menos 3/16 plg para longitudes mayores que 2 plg y hasta 6 plg, inclusive. La tolerancia se duplicará en el caso de tamaños mayores que 1/2 plg y de longitudes superiores a 6 plg.

La irregularidad total (excentricidad y angularidad) de la rosca en relación con el cuerpo para tamaños hasta de 1/2 plg, inclusive, no excederá de 0.010 plg por cada pulgada de longitud, medida en un calibrador de casquillo: la desviación de la espiga con respecto a una placa de superficie sobre la que se lamina, no excederá de 0.0312 plg. Un calibrador que se sugiere se indica en el Apéndice. Tratándose de tamaños superiores a 1/2 plg, la irregularidad total quedará sujeta a negociación.

A menos que se especifique otra cosa, las propiedades físicas de los tornillos "cap" de acero corresponderán a los grados SAE 2 a 5. Estos tornillos pueden hacerse también de aleación de acero, latón, bronce, acero resistente a la corrosión, aleación de aluminio o del material que se especifique.

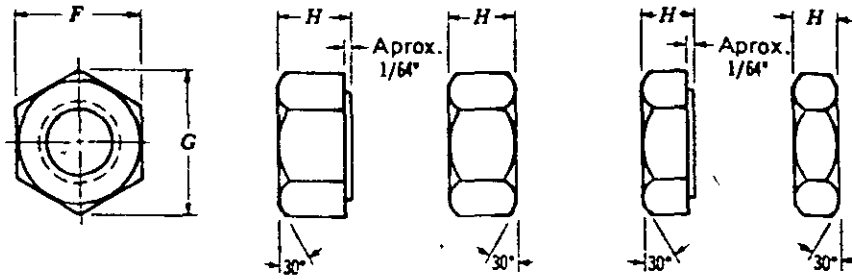
Tabla A-27 DIMENSIONES DE TORNILLOS DE MAQUINARIA (O "CAP") CON CABEZA HEXAGONAL*



Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Diámetro mínimo del cuerpo (el máximo es igual al nominal)	Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Altura H		Radio de entalle R			
		Máx (básico)	Min	Máx	Min	Nom	Máx	Min	Máx	Min	
1/8	0.2500	0.2450	0.4375	0.425	0.505	0.488	1/16	0.163	0.150	0.023	0.009
3/16	0.3125	0.3065	0.5000	0.489	0.577	0.557	1/8	0.211	0.195	0.023	0.009
1/4	0.3750	0.3690	0.5625	0.551	0.650	0.628	3/16	0.243	0.226	0.023	0.009
5/16	0.4375	0.4305	0.6250	0.612	0.722	0.698	1/4	0.291	0.272	0.023	0.009
3/8	0.5000	0.4930	0.7500	0.736	0.866	0.840	5/16	0.323	0.302	0.023	0.009
7/16	0.5625	0.5545	0.8125	0.798	0.938	0.910	3/8	0.371	0.348	0.041	0.021
1/2	0.6250	0.6170	0.9375	0.922	1.083	1.051	7/16	0.403	0.378	0.041	0.021
9/16	0.7500	0.7410	1.1250	1.100	1.299	1.254	1/2	0.483	0.455	0.041	0.021
5/8	0.8750	0.8660	1.3125	1.285	1.516	1.465	9/16	0.563	0.531	0.062	0.047
3/4	1.0000	0.9900	1.5000	1.469	1.732	1.675	5/8	0.627	0.591	0.062	0.047
7/8	1.1250	1.1140	1.6875	1.631	1.949	1.859	3/4	0.718	0.658	0.125	0.110
1	1.2500	1.2390	1.8750	1.812	2.165	2.066	7/8	0.813	0.749	0.125	0.110
1 1/8	1.3750	1.3630	2.0625	1.994	2.382	2.273	1	0.878	0.810	0.125	0.110
1 1/4	1.5000	1.4880	2.2500	2.175	2.598	2.480	1 1/8	0.974	0.902	0.125	0.110

Handwritten notes: 3/8 → 1.299, 1/16 = 0.0625

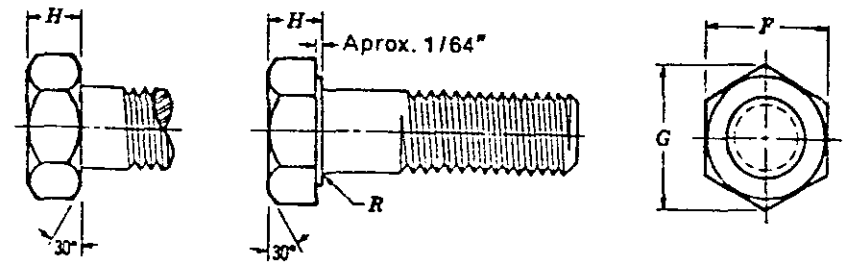
Tabla A-29 DIMENSIONES DE TUERCAS Y CONTRATUERCAS HEXAGONALES ACABADAS (ASA B18.2-1952)*



Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Grosor, tuercas H			Grosor, contratuercas H				
	Máx	(básico) Mínt	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín		
1/8	0.2500	7/16	0.4375	0.428	0.505	0.488	3/16	0.226	0.212	1/16	0.163	0.150
1/4	0.3125	1/2	0.5000	0.489	0.577	0.557	1/4	0.273	0.258	1/8	0.195	0.180
3/8	0.3750	5/8	0.5625	0.551	0.650	0.628	3/8	0.337	0.320	3/16	0.227	0.210
1/2	0.4375	7/8	0.6875	0.675	0.794	0.768	1/2	0.385	0.365	1/4	0.260	0.240
5/8	0.5000	1 1/8	0.7500	0.736	0.866	0.840	5/8	0.448	0.427	3/8	0.323	0.302
3/4	0.5625	1 1/4	0.8750	0.861	1.010	0.982	3/4	0.496	0.473	1/2	0.365	0.323
7/8	0.6250	1 3/8	0.9375	0.922	1.083	1.051	7/8	0.559	0.535	5/8	0.387	0.363
1	0.7500	1 1/2	1.1250	1.088	1.299	1.240	1	0.665	0.617	3/4	0.446	0.398
1 1/8	0.8750	1 5/8	1.3125	1.269	1.516	1.447	1 1/8	0.776	0.724	7/8	0.510	0.458
1 1/4	1.0000	1 3/4	1.5000	1.450	1.732	1.653	1 1/4	0.887	0.831	1	0.575	0.519
1 1/2	1.1250	1 7/8	1.6875	1.631	1.949	1.859	1 1/2	0.999	0.939	1 1/8	0.639	0.579
1 3/4	1.2500	2	1.8750	1.812	2.165	2.066	1 3/4	1.094	1.030	1 1/4	0.751	0.687
2	1.3750	2 1/4	2.0625	1.994	2.382	2.273	2	1.206	1.138	1 3/4	0.815	0.747
2 1/4	1.5000	2 1/2	2.2500	2.175	2.598	2.480	2 1/4	1.317	1.245	2	0.880	0.808
2 1/2	1.6250	2 3/4	2.4375	2.356	2.815	2.686	2 1/2	1.429	1.353	2 1/4	0.944	0.868
2 3/4	1.7500	3	2.6250	2.538	3.031	2.893	2 3/4	1.540	1.460	2 1/2	1.009	0.929
3	1.8750	3 1/4	2.8125	2.719	3.248	3.100	3	1.651	1.567	2 3/4	1.073	0.989
3 1/4	2.0000	3 1/2	3.0000	2.900	3.464	3.306	3 1/4	1.763	1.675	3	1.138	1.050
3 1/2	2.2500	3 3/4	3.3750	3.262	3.897	3.719	3 1/2	1.970	1.874	3 1/4	1.251	1.155
3 3/4	2.5000	4	3.7500	3.625	4.330	4.133	3 3/4	2.193	2.089	3 1/2	1.505	1.401
4	2.7500	4 1/4	4.1250	3.988	4.763	4.546	4	2.415	2.303	3 3/4	1.634	1.522
4 1/4	3.0000	4 1/2	4.5000	4.350	5.196	4.959	4 1/4	2.638	2.518	4	1.643	1.643

* Reproducida, con autorización, de Vallory H. Laughner y Augustus D. Hargan, *Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1956.

Tabla A-28 DIMENSIONES DE PERNOS DE CABEZA HEXAGONAL ACABADOS (ASA B18.2-1952)*



Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Diámetro mínimo del cuerpo (máximo es igual al nominal)	Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Altura H			Radio de entalle R			
		Máx (básico) Mínt	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín	Máx	Mín			
1/8	0.2500	0.2450	7/16	0.4375	0.428	0.505	0.488	3/16	0.163	0.150	0.023	0.009
1/4	0.3125	0.3065	1/2	0.5000	0.489	0.5777	0.557	1/4	0.211	0.195	0.023	0.009
3/8	0.3750	0.3690	5/8	0.5625	0.551	0.650	0.628	3/8	0.243	0.226	0.023	0.009
1/2	0.4375	0.4305	7/8	0.6250	0.612	0.722	0.698	1/2	0.291	0.272	0.023	0.009
5/8	0.5000	0.4930	1 1/8	0.7500	0.736	0.866	0.840	5/8	0.323	0.302	0.023	0.009
3/4	0.5625	0.5545	1 1/4	0.8125	0.798	0.938	0.910	3/4	0.371	0.348	0.041	0.021
7/8	0.6250	0.6170	1 3/8	0.9375	0.922	1.083	1.051	7/8	0.403	0.378	0.041	0.021
1	0.7500	0.7410	1 1/2	1.1250	1.100	1.299	1.254	1	0.483	0.455	0.041	0.021
1 1/8	0.8750	0.8660	1 5/8	1.3125	1.285	1.516	1.465	1 1/8	0.563	0.531	0.062	0.047
1 1/4	1.0000	0.9900	1 3/4	1.5000	1.469	1.732	1.675	1 1/4	0.627	0.591	0.062	0.047
1 1/2	1.1250	1.1140	1 7/8	1.6875	1.631	1.949	1.859	1 1/2	0.718	0.658	0.125	0.110
1 3/4	1.2500	1.2390	2	1.8750	1.812	2.165	2.066	1 3/4	0.813	0.749	0.125	0.110
2	1.3750	1.3630	2 1/4	2.0625	1.994	2.382	2.273	2	0.878	0.810	0.125	0.110
2 1/4	1.5000	1.4880	2 1/2	2.2500	2.175	2.598	2.480	2 1/4	0.974	0.902	0.125	0.110
2 1/2	1.6250	1.6130	2 3/4	2.4375	2.356	2.815	2.686	2 1/2	1.038	0.962	0.125	0.110
2 3/4	1.7500	1.7380	3	2.6250	2.538	3.031	2.893	2 3/4	1.134	1.054	0.125	0.110
3	1.8750	1.8630	3 1/4	2.8125	2.719	3.248	3.100	3	1.198	1.114	0.125	0.110
3 1/4	2.0000	1.9880	3 1/2	3.0000	2.900	3.464	3.306	3 1/4	1.263	1.175	0.125	0.110
3 1/2	2.2500	2.2380	3 3/4	3.3750	3.262	3.897	3.719	3 1/2	1.423	1.327	0.188	0.173
3 3/4	2.5000	2.4880	4	3.7500	3.625	4.330	4.133	3 3/4	1.583	1.479	0.188	0.173
4	2.7500	2.7380	4 1/4	4.1250	3.988	4.763	4.546	4	1.744	1.632	0.188	0.173
4 1/4	3.0000	2.9880	4 1/2	4.5000	4.350	5.196	4.959	4 1/4	1.935	1.815	0.188	0.173

* Reproducida, con autorización de Vallory H. Laughner y Augustus D. Hargan, *Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1956.

† En tamaños de 1/4 a 1 pig es posible utilizar una tolerancia de menos de 0.050 D cuando el producto está hecho en caliente.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

TRANSMISIONES MECANICAS DE POTENCIA

ALEJANDRO RAMÍREZ REIVICH

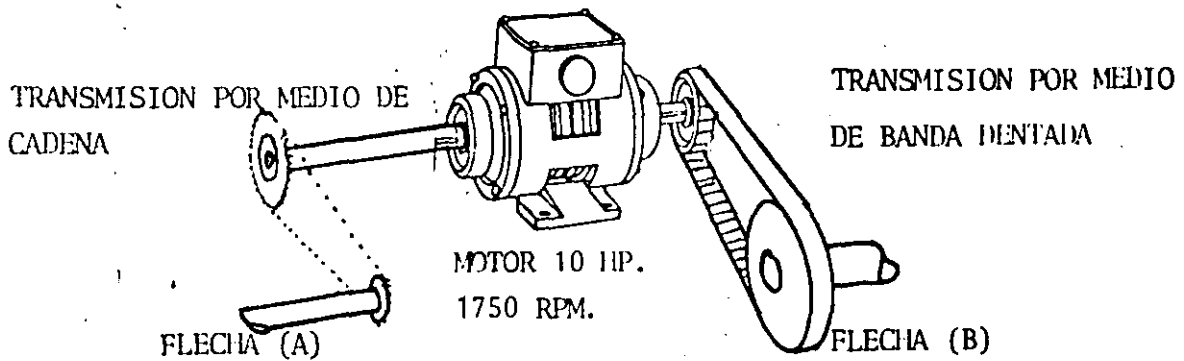
ABRIL, 1985

CUESTIONARIO SOBRE LOS SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA.

1.- Que tipos de trasmisiones de potencia conoce

- a) _____
- b) _____
- c) _____
- d) _____
- e) _____

2.- Indique si son falsos o verdaderos los siguientes comentarios.



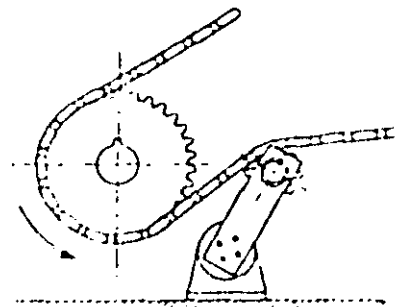
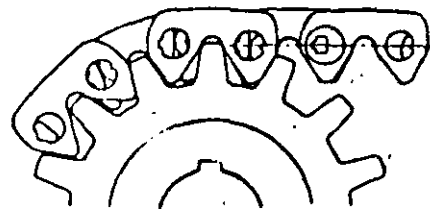
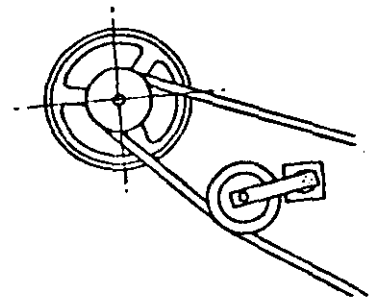
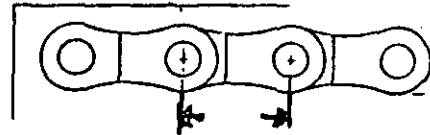
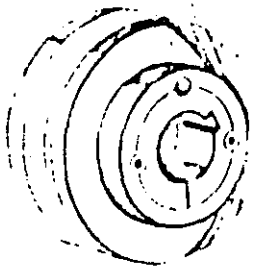
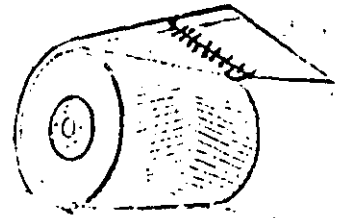
- | | falso | verdadero |
|--|-------|-----------|
| a) Existe mayor capacidad en la entrega de potencia la flecha (A). | () | () |
| b) En la flecha (A) existe mayor par torsionante que en la flecha (B). | () | () |
| c) En la transmision de la flecha (B) existe mayor eficiencia que en la flecha (A). | () | () |
| d) El efecto de la velocidad angular causa mayores problemas en la trasmision por poleas y banda. | () | () |
| e) Los dos tipos de transmisiones comunican una velocidad uniforme y constante en las flechas (A y B). | | |

3.- Correlacione las distintas preguntas con su correcta respuesta.

- | | | |
|---|-----|-----------------------------|
| a: Trasmision que requiere minima tension inicial. | () | I) BANDA PLANA |
| b: Genera durante la transmisión de velocidad pulsaciones, que varian de una maxima a minima velocidad. | () | II) ENGRANAJES |
| c: Tienen mayor uso en transmitir potencia a grandes distancias entre centros. | () | III) LUBRICACION |
| d: Mantiene la tension del elemento de transmisión proporcional a la carga de trabajo. | () | IV) BANDAS DENTADAS |
| e: Es el causante de grandes perdidas por calor y ruptura de las bandas | () | V) FRICCION |
| | | VI) BASE CON RESORTE TENSOR |
| | | VII) ESFUERZO EN LOS APOYOS |
| | | VIII) TENSION POR FLEXION |
| | | IX) CADENA |
| | | X) BASE OSCILANTE |

4.- Por medio de lineas una la pregunta y la localizacion de la respuesta,

- Aumenta en angulo de contacto.
- Se le llama paso.
- Banda v ranurada.
- permite su cambio sin alterar la maquina donde se monta.
- Produce grandes esfuerzos sobre los apoyos.
- Suavidad, uniformidad y silenciosa durante su operacion.
- Se le llama perfil semiesferico.
- Se utilizan en mandos de serpentín.
- Son magnificos como elementos de transporte.
- Forman parte de variadores de velocidad.
- No operan en altas velocidades.



INTRODUCCION

En una máquina existe la necesidad de transmitir potencia y movimiento a través de flechas, las cuales son elementos simples que proporcionan grandes ventajas durante su diseño, construcción y operación. Pero no tienen la capacidad de modificar por sí solos la relación de velocidad, la dirección y sentido del movimiento, el par, ni el aislamiento de cargas de choque.

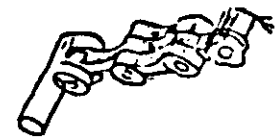
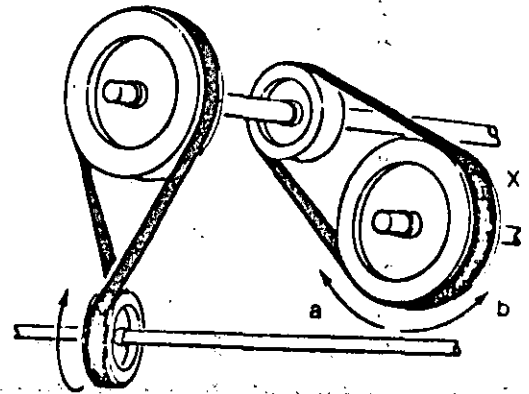
Por lo que a las flechas se les requiere instalar distintos elementos de transmisión.

Principalmente se utilizan tres distintos elementos para transmitir potencia y movimiento entre flechas que son:

Bandas, cadenas y engranajes.

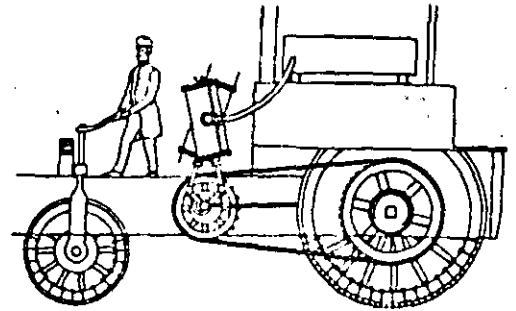
EVOLUCION

Desde la antigüedad ha existido la necesidad de transmisiones para realizar distintas labores como moler distintos tipos de granos, forjar metales y extraer grandes cargas de mineral de las minas. La fuente de movimiento era el viento o la corriente de agua de un río, que hacían girar una flecha en posición horizontal; pero se requería para los distintos fines modificar dicho movimiento a una flecha de posición vertical o distribuirla a distintas flechas horizontales en paralelo. Se crearon distintos elementos como engranes y poleas de madera, bandas hechas con fibras de vegetales y cadenas robustas de metal.



Cadenas Inventadas por Leonardo Da Vinci.

Al existir la necesidad de transmitir una mayor potencia, durante la revolución industrial, se usaron bandas planas hechas con cuero. Al conocer mejores materiales se crearon pequeñas cadenas de metal y recubrimientos de hule en las bandas, formandolas llamadas bandas V. en la actualidad se han creado bandas dentadas que superan con gran ventaja los métodos tradicionales de transmisión.



Uso de Cadena en la Primera Patente de un Vehículo (1876)

USOS DE LAS TRANSMISIONES

Los distintos usos de las transmisiones se clasifican de la siguiente manera :

Transmisión de potencia

Transmisión de movimiento

En sincronización

En velocidad uniforme

En velocidad variable

En mecanismos caprichosos

Usos especiales

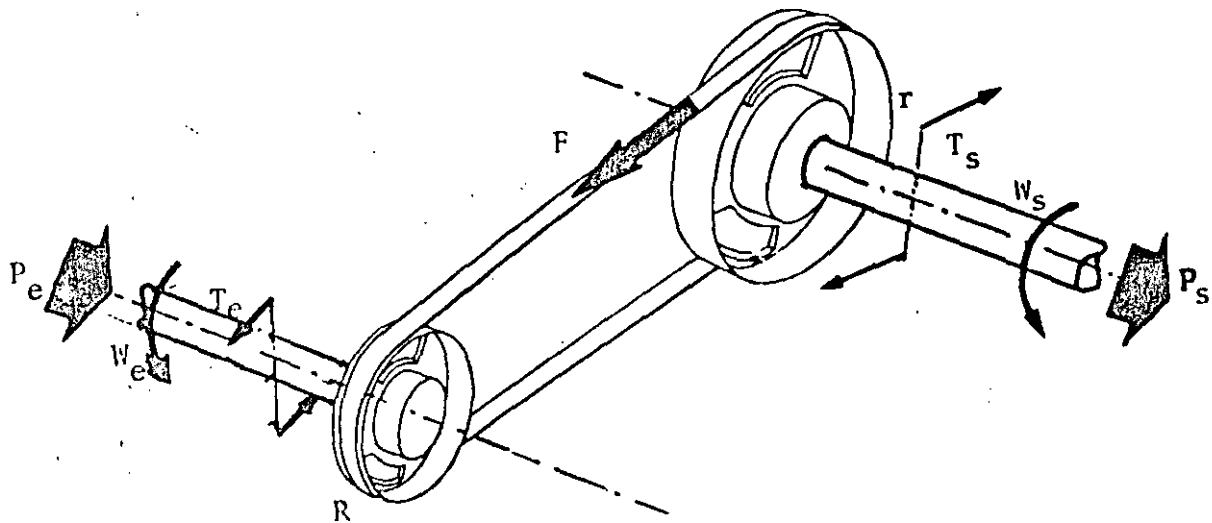
TRANSMISION DE POTENCIA

La potencia con la que opera una transmisión se relaciona como el producto del par por la velocidad angular.

$$\text{POTENCIA} = (\text{PAR}) \cdot (\text{VELOCIDAD ANGULAR})$$

$$P = T \cdot W$$

Representando esquemáticamente los factores que intervienen en la operación de transmisión



P_e = Potencia de entrada

P_s = Potencia de salida

η = eficiencia de la transmisión

T_e = Par de entrada

T_s = Par de salida

R = Radio de la rueda de entrada

r = Radio de la rueda de salida

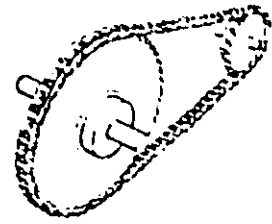
F = Fuerza de tracción

W_e = Velocidad angular en la entrada

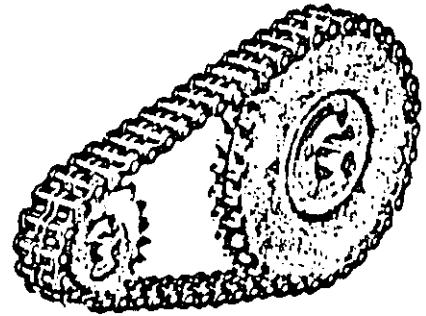
W_s = Velocidad angular en la salida

6

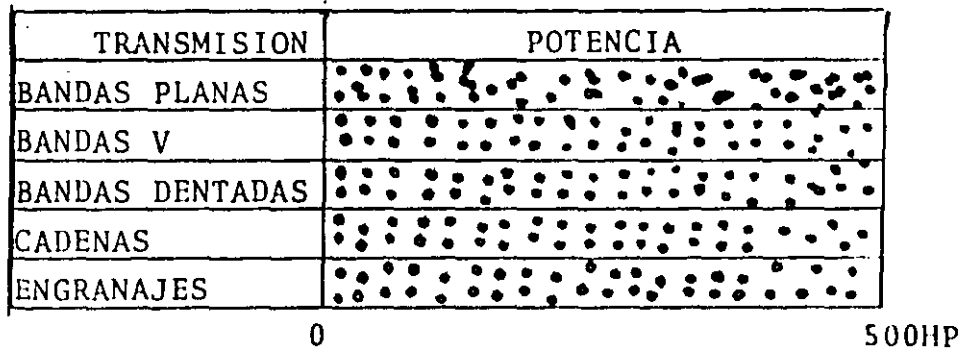
La transmisión de potencia se realiza en función del par y la velocidad angular. Lo que respecta a la Magnitud del par no existe teóricamente ninguna limitante ya que el único efecto que causa el par es el de aumentar o disminuir la fuerza de tracción, ocasionando en las bandas y cadenas una mayor tensión en el elemento de transmisión.



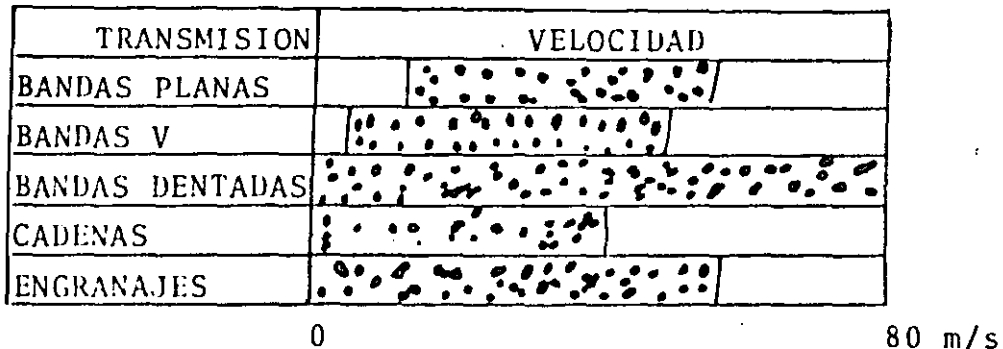
Menor potencia de transmisión.



Mayor potencia de transmisión.



La velocidad angular con la que se realiza la transmisión produce efectos dinámicos como la fuerza centrífuga que disminuye el eficiencia de transmitir potencia.








Transmisión de Movimiento

(2)

Otro uso muy importante de las transmisiones es el de comunicar entre dos o más flechas distintas características de movimiento.

Transmisión de movimiento en Sincronización

En algunos casos importante la posición relativa que se mantiene entre distintas flechas por lo que el uso de cierto tipo de transmisiones cumplirá con esta condición.

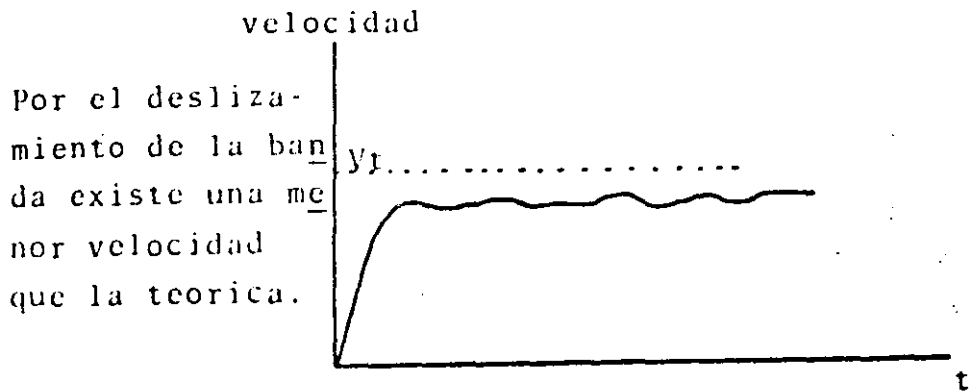
TRANSMISION	SINCRONIZACION
BANDAS PLANAS	
BANDAS V	
BANDAS DENTADAS	
CADENAS	
ENGRANAJES	

Trabajo ligero y bajas velocidades

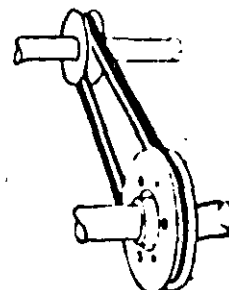
Trabajo pesado y altas velocidades

Transmisión de Velocidad Uniforme

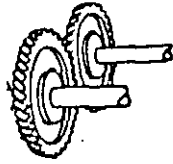
Cada tipo de transmisión por sus características de construcción y operación pueden crear pulsaciones ó fluctuaciones de velocidad.



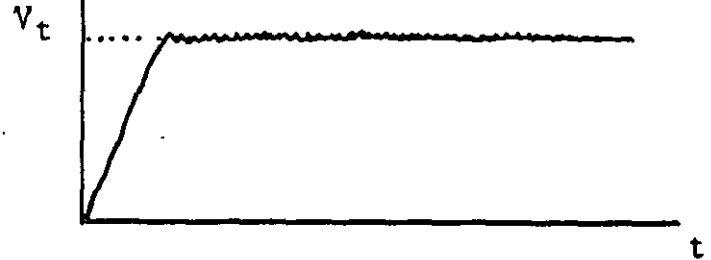
Por el deslizamiento de la banda existe una menor velocidad que la teorica.



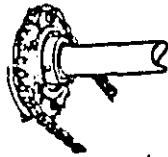
En los engranajes existen pequeñas fluctuaciones del orden 0.1 por ciento.



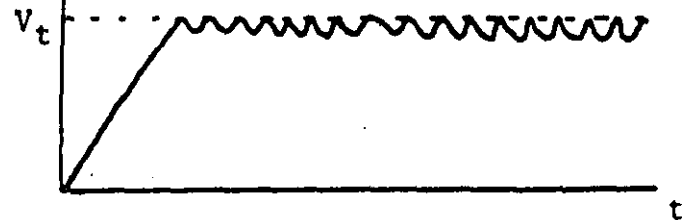
velocidad



En las cadenas las fluctuaciones de velocidad son en forma de pulsos de orden 10-1 %.



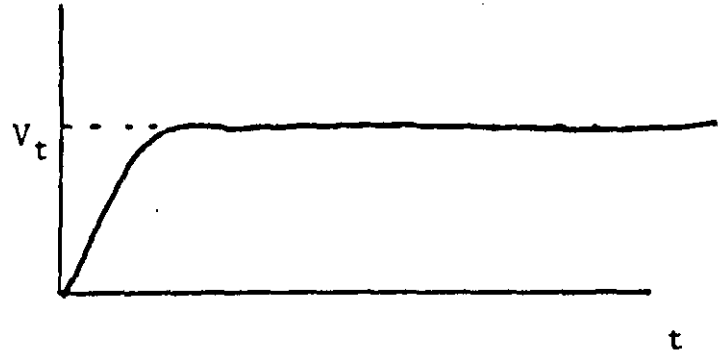
velocidad



En las bandas sincro nas existe una transmisión suave y uniforme sin fluctuaciones.



velocidad



Transmisión de velocidad variable

Las bandas y cadenas se pueden utilizar como elementos que modifiquen la velocidad de transmisión con grandes ventajas, como: no tener que parar el funcionamiento de la máquina, menor número de elementos, menor costo eliminar la necesidad de cambiar piezas.

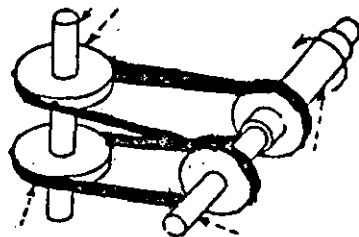
Transmisión en mecanismos caprichosos

Las distintas transmisiones tienen la capacidad de poder ser usadas en distintos tipos de mecanismos,

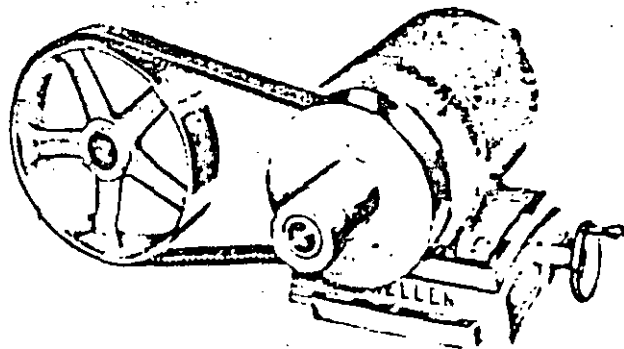
por ejemplo:

(2)

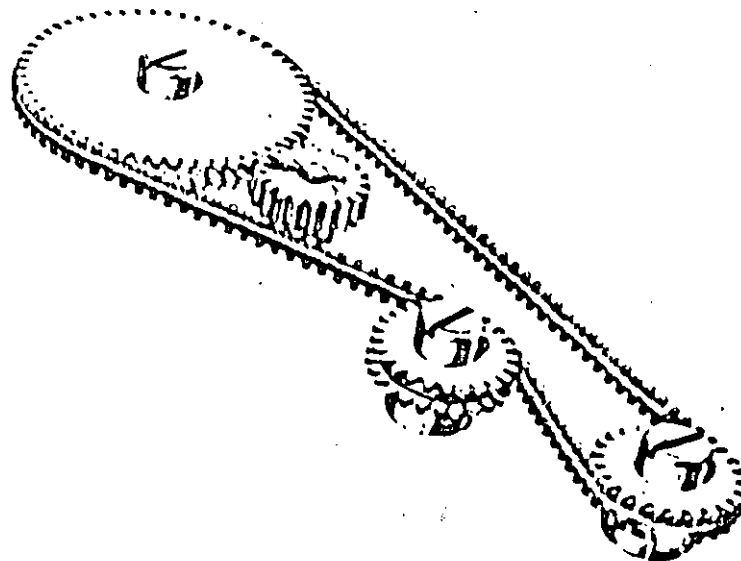
En flechas cruzadas



Embragues o cambios de velocidad



Mandos en serpentin



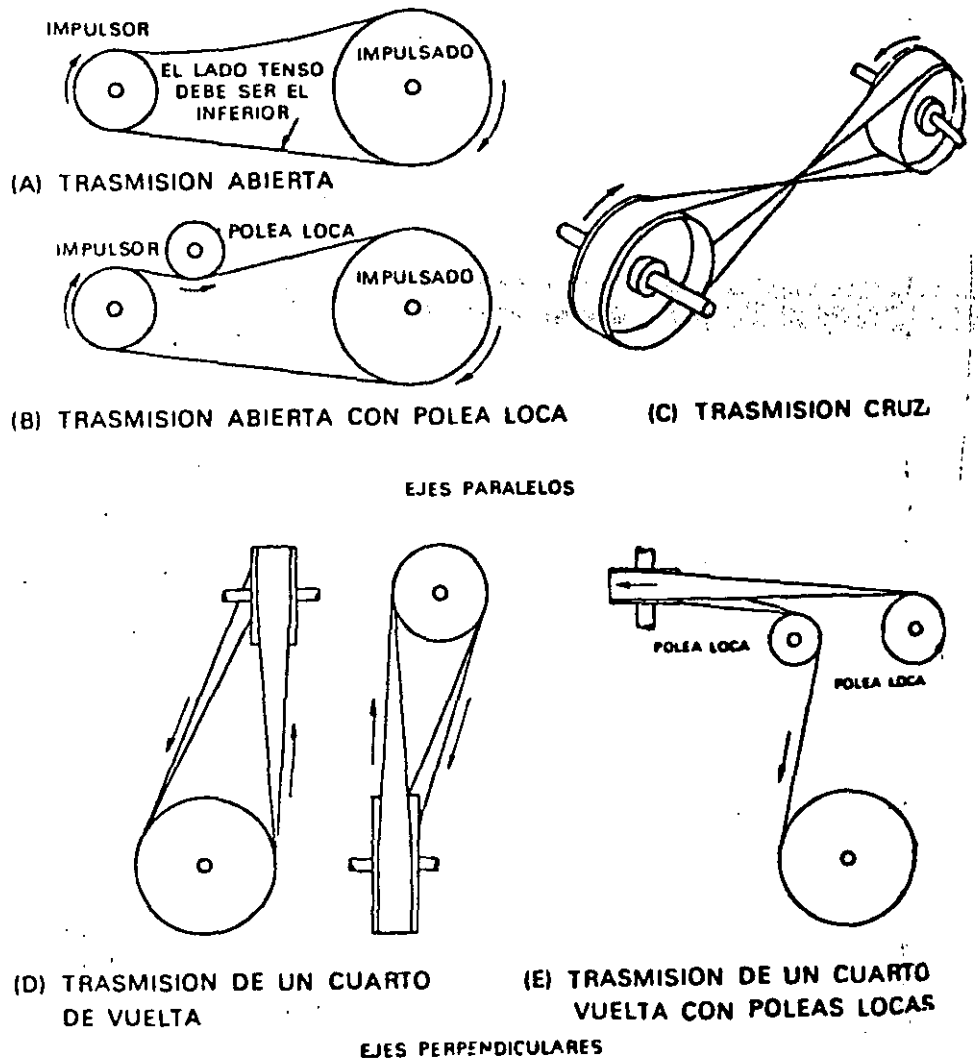
COMPARACION ENTRE LOS DISTINTOS SISTEMAS DE TRASMISION.

FACTORES DE DISEÑO	BANDA PLANA	BANDA V	BANDA DENTADA	CADENA	ENGRANAJES
costo inicial	bajo	medio	medio	medio	alto
dispositivos para tensar	si	si	no	si	no
costo de los cojinetes	alto	alto	bajo	bajo	medio
sistema de lubricacion	no	no	no	si	si
cárcaza para proteger la transmision	no	no	no	si	si
costo mantenimiento y recambio	bajo	medio	bajo	alto	alto
requerimientos especiales en los cojinetes	si	si	no	si	si
aislamiento de cargas de choque	excelente	excelente	excelente	mala	nulo
durabilidad	medio	medio	alto	alto	alto
Velocidad de trabajo	medio	medio	alta	bajo	medio
Nivel de ruido	medio	medio	bajo	alto	alto
Distancia entre centros	grande	medio	medio	medio	bajo
Perdidas	alto	alto	bajo	medio	bajo
Deslizamiento	alto	alto	nulo	nulo	nulo
Tensión inicial	alto	medio	bajo	bajo	nulo
Precisión del montaje	bajo	bajo	medio	bajo	alto

(11)

APLICACIONES DE LAS BANDAS PLANAS

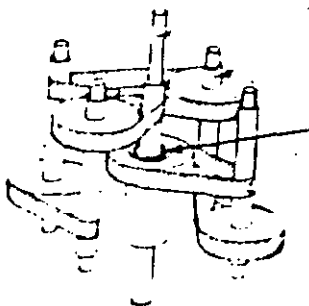
Las bandas planas ofrecen gran versatilidad al poder ser instaladas en distintas posiciones de ejes



BANDAS PLANAS TIPO LISTON

Son ampliamente utilizadas en:

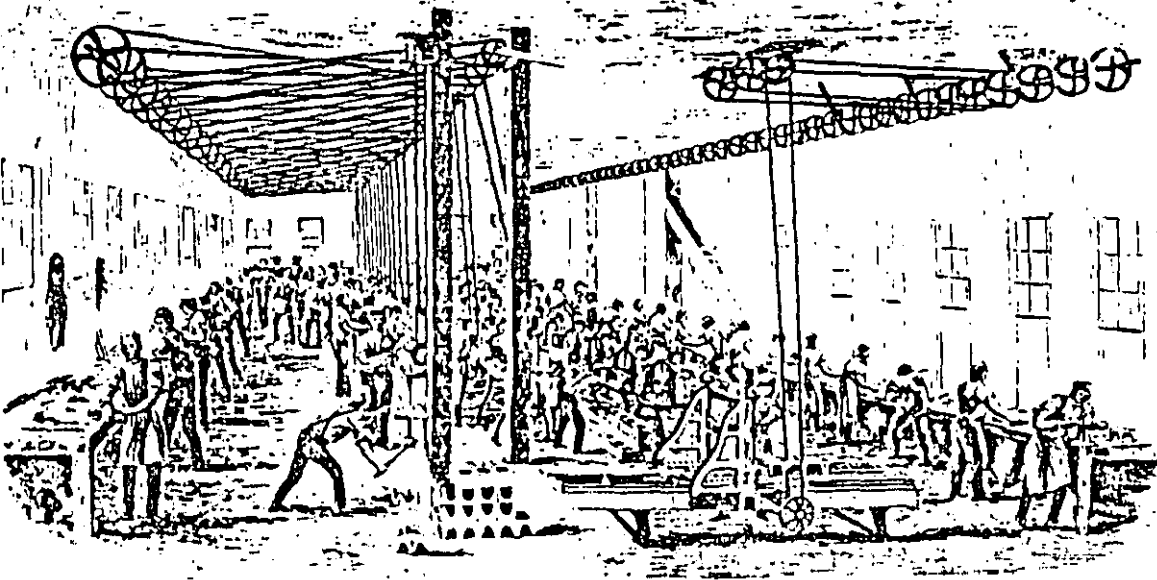
- proyectores y camaras fotograficas
- Instrumental medico
- Grabadoras y toca cintas
- Maquinas de escribir
- Instrumentos de laboratorio
- Maquinas fotocopiadoras
- Equipo periferico de computadoras
- Equipos para la industria papelera



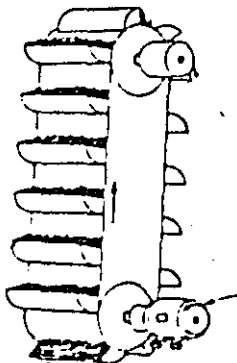
(12)

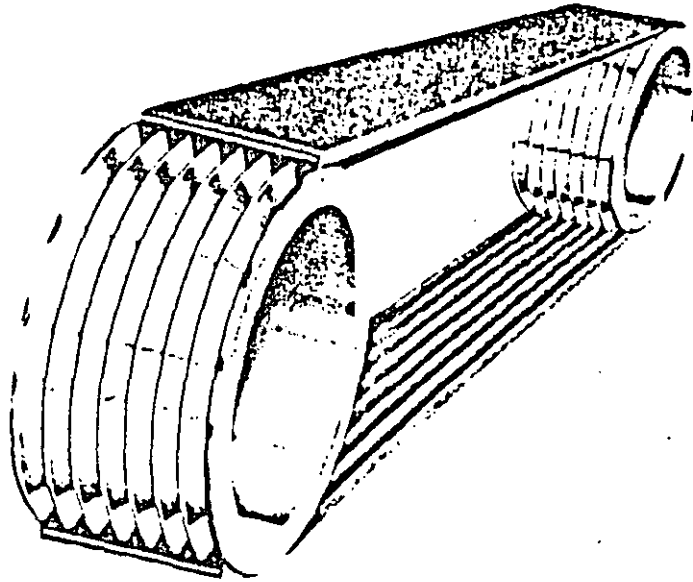
BANDAS PLANA SIMPLES

La principal aplicación de este tipo de bandas esta en mandos que operan a altas velocidades y bajas cargas, como muestra la siguiente ilustración de una fabrica de maquinas de coser (1854).



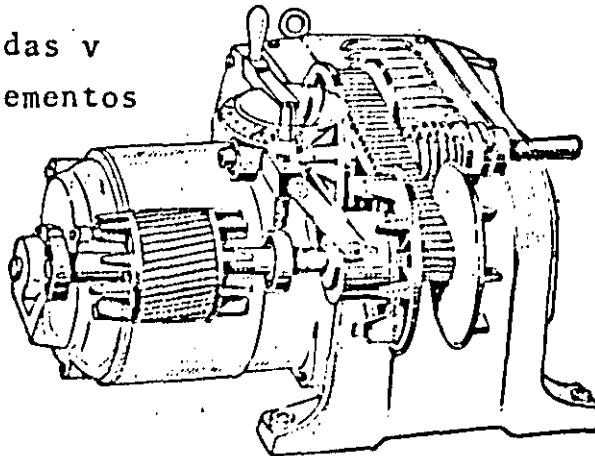
Otro campo muy importante es el de usar bandas planas como medios de transporte en el manejo de distintos productos.





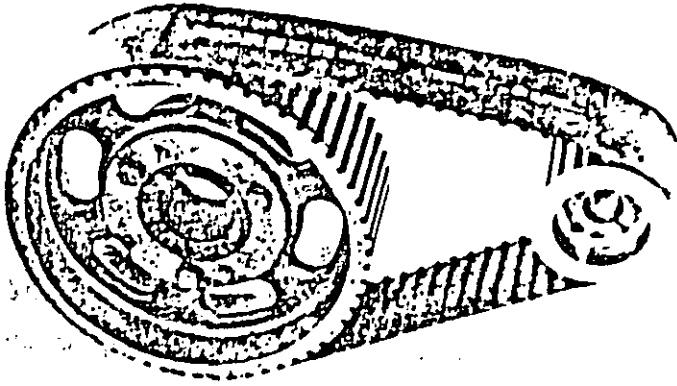
Aplicacion mas comun en
la transmision de potencia
entre dos flechas paralelas

Aplicacion de bandas v
ranuradas como elementos
para variar la
velocidad.



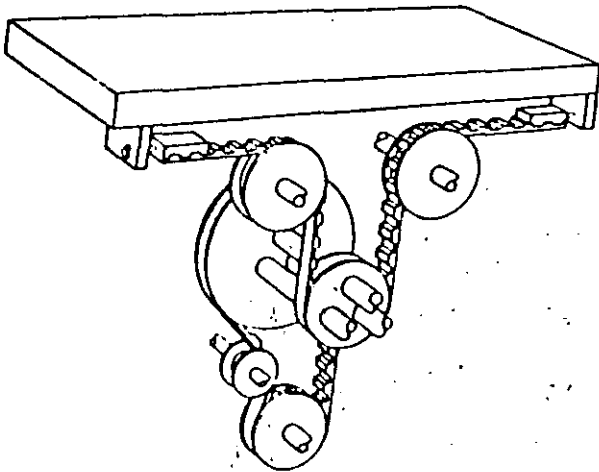
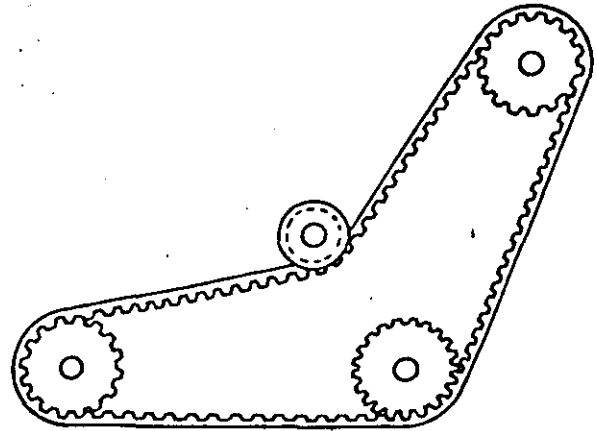
APLICACION DE LAS BANDAS SINCRONAS O DENTADAS.

(14)



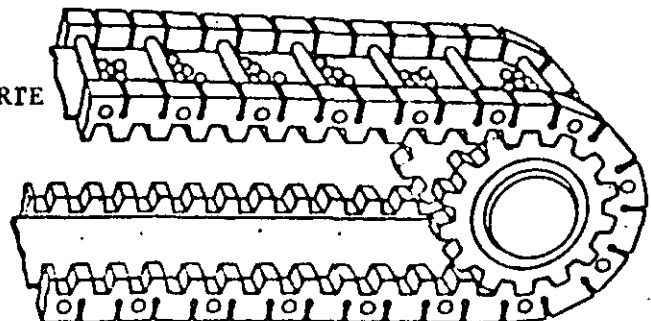
TRASMISIONES CON ALTA EFICIENCIA
SUAVIDAD, UNIFORMIDAD Y OPERACION
SILENCIOSA. ALTA CAPACIDAD DE
TRASMITIR POTENCIA.

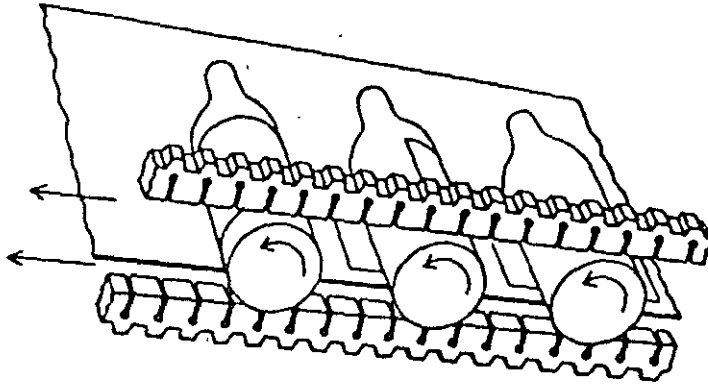
MANDO DE SERPENTIN
exelentes resultados al
mantener posiciones relativas
entre las tres distintos ruedas dentadas



MOVIMIENTO A UNA MESA DE
RECTIFICADO

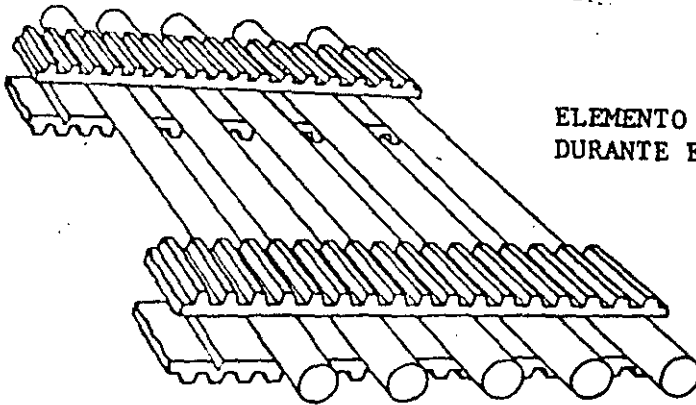
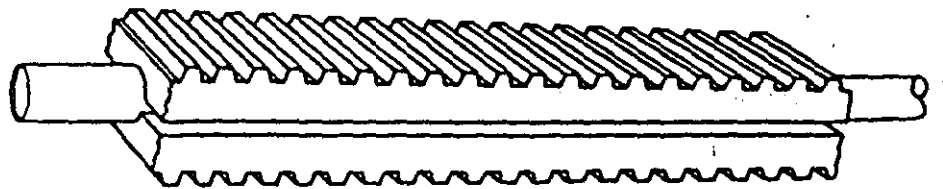
COMO MEDIO DE TRASPORTE





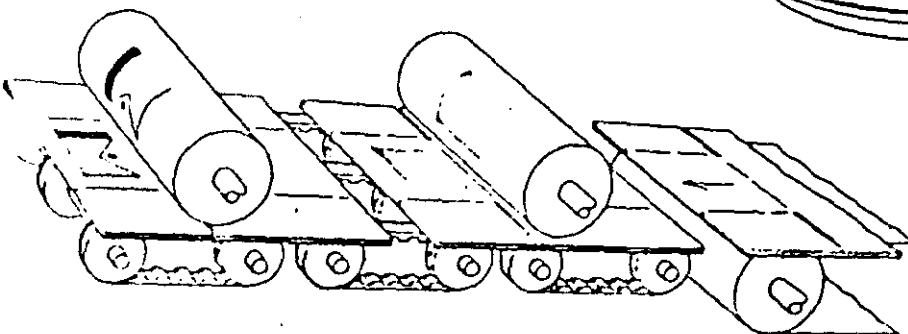
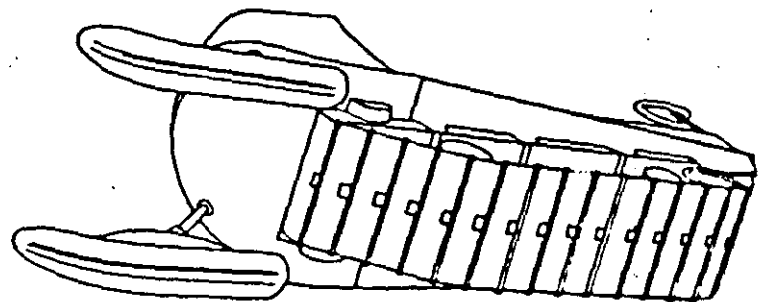
COMO SUJETADOR DE BOTELIAS
EN UNA MAQUINA ETIQUETADORA.

ELEMENTO DE TRASPORTE
DURANTE EL PROCESO DE
FORMADO DE UN TUBO DE
PLASTICO



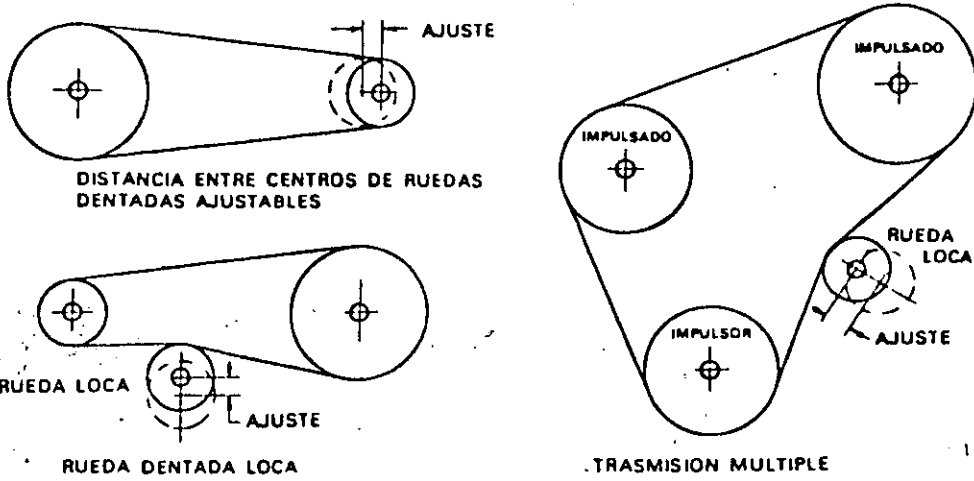
ELEMENTO DE SEPARACION DE TUBOS DE COBRE
DURANTE EL PROCESO DE TRASPORTE.

ELEMENTO DE TRACCION EN UN
TRINEO MOTORIZADO.

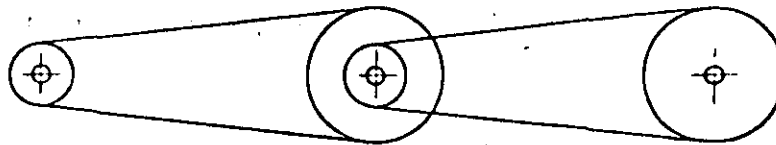


SUJETADORES DE PA EL EN EL
PROCESO DE IMPRESION.

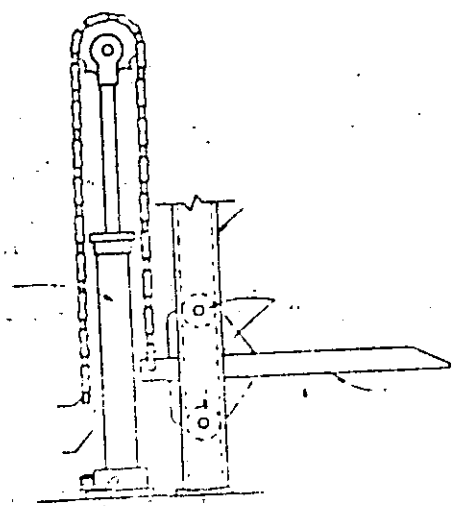
Distintos montajes sobre los ejes paralelos



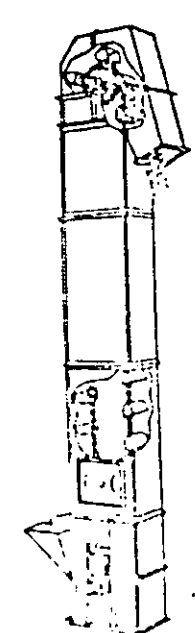
(A) METODOS DE AJUSTAR LA CADENA



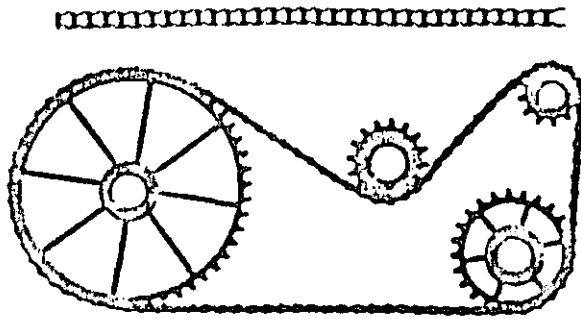
EJE DE TRASMISION INTERMEDIO ADICIONAL. UNO O VARIOS DEPENDIENDO DE LA DISTANCIA.
(B) TRASMISION DE CADENA A GRAN DISTANCIA ENTRE CENTROS



Como tensor durante la elevacion de una plataforma

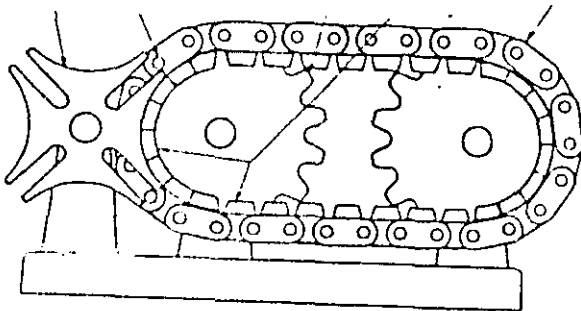
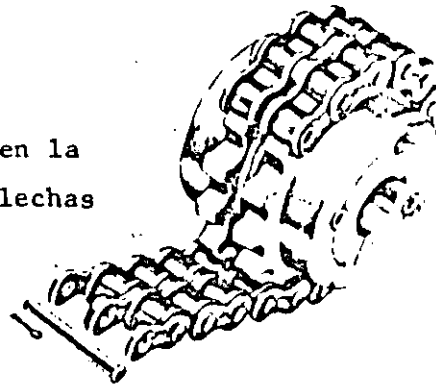


como elemento trasportador y sujetador paletas



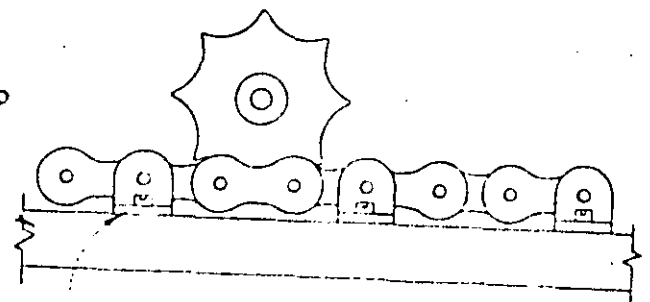
Elemento transmisor en un montaje de serpentín.

copie flexible en la union de dos flechas

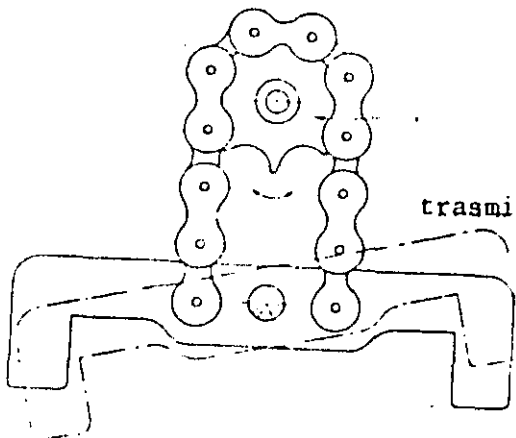


Mecanismo intermitente accionado por medio de una rueda de ginebra

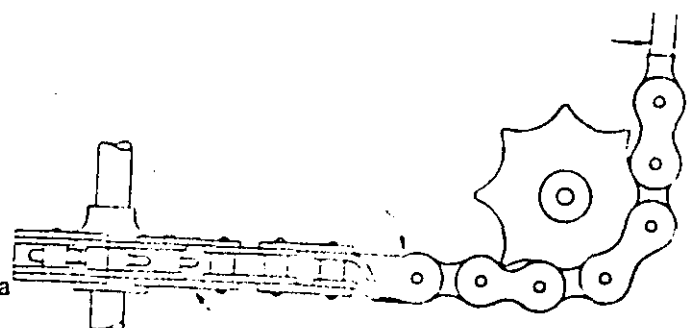
cadena rueda dentada como sustituto de un engranaje piñon-cremallera

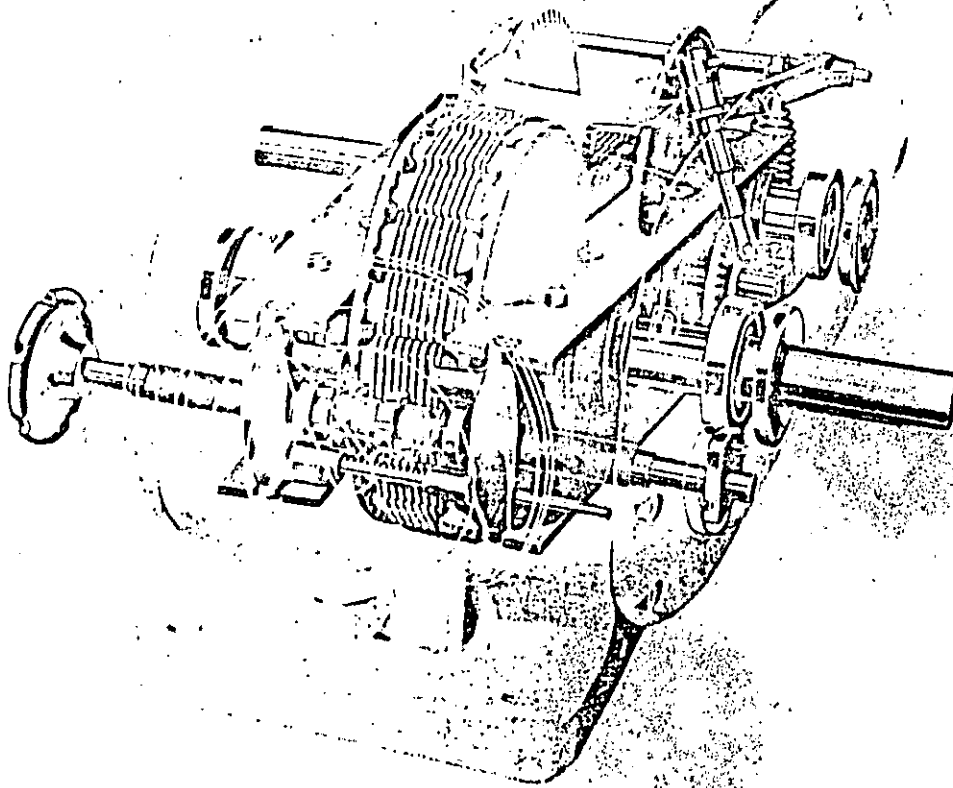


transmisor durante un movimiento oscilante



tensor de un cable en un sistema de control espacial.





Cadena modificada con escobillas para facilitar la variacion de velocidad.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISEÑO DE EJES Y ARBOLES DE TRANSMISION

EXPOSITOR:

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

DISEÑO DE EJES DE TRANSMISION

a) BAJO CARGAS ESTÁTICAS

$$\tau = \frac{T r}{J} \quad \text{Esfuerzo cortante}$$

$$\sigma_x = \frac{M c}{I} \quad \text{Esfuerzo Normal} \quad \sigma_y = \frac{P}{A}$$

A través de el círculo de Mohr o de las ecuaciones analíticas correspondientes hallamos el valor de los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 o el del esfuerzo cortante máximo τ_{\max} .

Ahora usamos una de las teorías de falla para relacionar el estado de esfuerzos con la resistencia del material.

Analíticamente el valor del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Si desglosamos σ_x y τ_{xy} para flechas de sección circular obtenemos:

$$c = \frac{D}{2} \quad , \quad J = \frac{\pi D^4}{32} \quad , \quad I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad \sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

1

(2)

De acuerdo a la teoría del esfuerzo cortante máximo, la falla ocurrirá solo cuando

$$\tau_{\max} > \frac{S_y}{2} \quad \text{Como no deseamos diseñar}$$

al límite de falla, se aplica un factor de seguridad n quedando el criterio:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2n}$$

Aplicandolo a la ecuación 1 obtenemos:

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{de donde}$$

Despejamos el diámetro D :

$$D = \left[\frac{(32n)}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Usando la teoría de la energía de distorsión:

$$D = \left[\frac{(32n)}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

FLEXION ALTERNANTE Y TORSION CONTINUA

③

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi D^3} \text{ (Flexión)} \quad \tau_m = \frac{16T}{\pi D^3} \text{ (TORSION)}$$

CRITERIO DE SINES:

$$\text{Si: } \tau_m < 1.5 S_{sy}$$

Entonces el diseño se realiza exclusivamente sobre la base de los esfuerzos alternantes:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{\eta} \quad \text{quedando.}$$

$$D = \frac{(32 M \eta)^{1/3}}{\pi S_e}$$

S_e - Límite de resistencia a la fatiga corregido.

Cuando se emplea este criterio se debe checar el resultado, analizando el valor del factor de seguridad mediante los métodos vistos en la sección anterior:

$$\eta = \frac{D^3 \pi S_y}{32 (M^2 + T^2)^{1/2}}$$

ENFOQUE DE SODERBERG.

(Angulo y valor de los esfuerzos máximos)

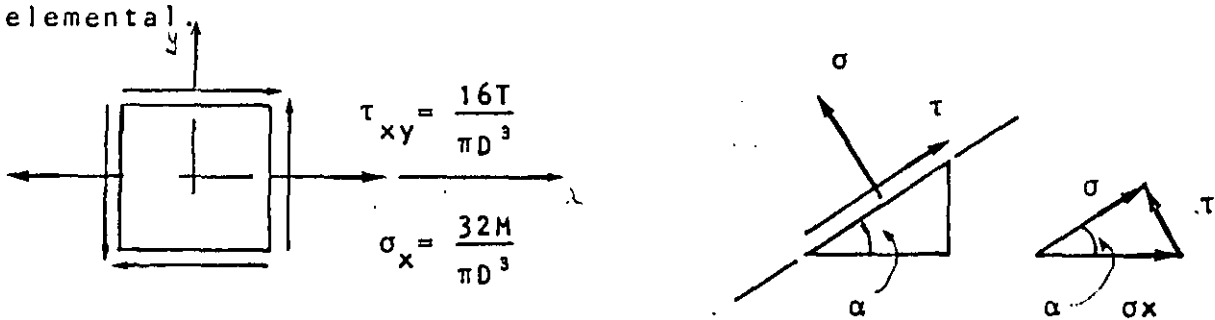
1) Se aplica siguiendo el criterio de falla del esfuerzo cortante máximo

$$S_{se} = 0.5 S_e$$

S_{se} = Límite de resistencia a la fatiga por cortante.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga corregido.

Se analiza la distribución del estado de esfuerzos en una partícula elemental



Se buscará el ángulo que presenta el esfuerzo cortante máximo.
Se dividen los esfuerzos en alternantes y medios quedando:

$$\tau_{am} = \tau_{xy} \cos 2\alpha$$

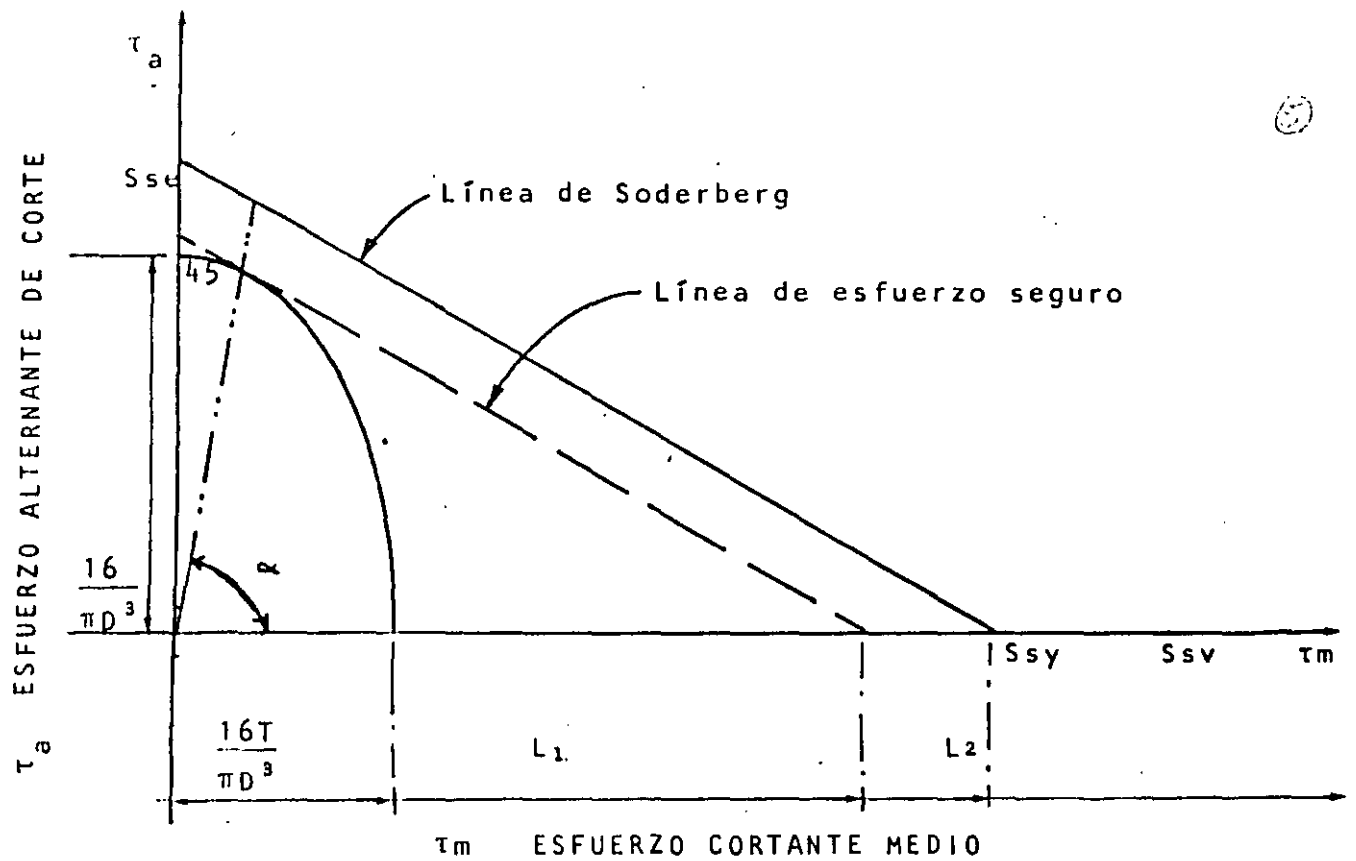
(MEDIOS)

$$\tau_{aa} = \tau_{xy} \sin 2\alpha$$

(ALTERNANTE)

Se graficará sobre un plano τ_m, τ_a con puntos (τ_m, τ_a)

quedando definida de esta forma una elipse con las ecuaciones



Esta elipse se traza con métodos de geometría analítica
 ($\alpha = 0$, $\alpha = 45^\circ$, etc)

Gráficamente podremos encontrar el valor del factor de seguridad.

$$\eta = \frac{L_2}{L_1}$$

Pero analíticamente :

$$\eta = \frac{\pi D^3}{16 \sqrt{(T/S_{sy})^3 + (M/S_{se})^2}}$$

De donde D es despejada:

$$D = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Cuando varían tanto T como M

$$D = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

la ecuación anterior se conoce como fórmula del reglamento Westing house.

De esta misma fórmula y para casos de analisis se despeja el factor de seguridad

$$\eta = \frac{1}{\left[\left(\frac{2\tau_a}{S_c} + \frac{2\tau_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a}{S_c} + \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

PROBLEMA GENERAL DE ESFUERZO BIAIXIAL

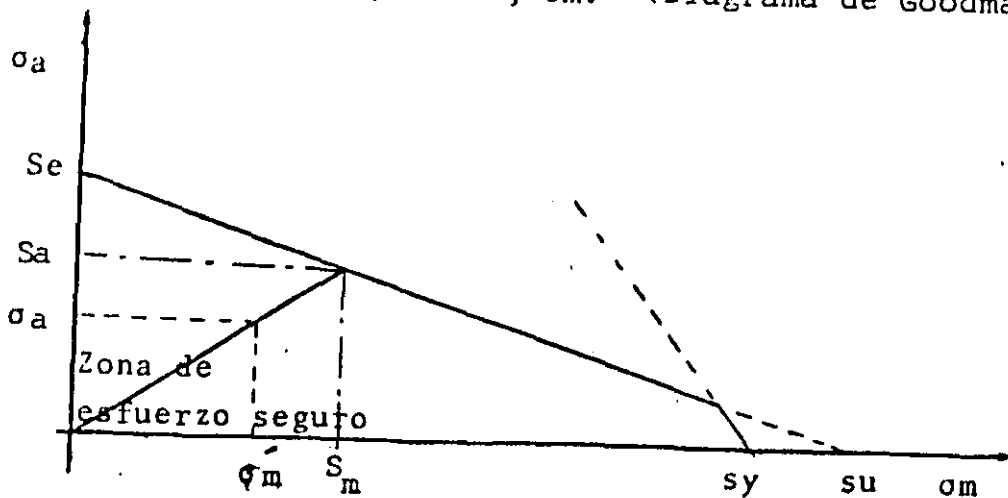
a) Solución mediante el uso de los esfuerzos de Von Mises y el diagrama de Goodman modificado.

(Es un método conservador)

$$\sigma'_a = \sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a} \sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2 \quad \delta \quad \sigma'_a = \sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + \sigma_{ya}^2 + 3\tau_x^2 y_a$$

$$\sigma'_m = \sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m} \sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2 \quad \delta \quad \sigma'_m = \sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xy}^2 m$$

Graficamos sobre ejes σ_a , σ_m . (Diagrama de Goodman Modif.)



Existen otros enfoques, como el de SINES y el de KECECIOGLU que tratan de aproximar aun más la realidad del comportamiento de los materiales sujetos a esfuerzos alternantes. Debido a la complejidad que tienen en su desarrollo, solo los usaremos como medios de comparación con nuestro diseño realizado por medios más sencillos.

SINES:
$$S_a = S_e - \left(\frac{S_e}{S_a} - 1 \right) (\sigma_{1m} + \sigma_{2m})$$

Donde S_a = Esfuerzo de Diseño

S_e = Límite de Resistencia a la fatiga

S_a = a Esfuerzo Límite alternante

σ_{1m}, σ_{2m} = Esfuerzos principales por los medios

KECECIOGLU:
$$\left(\frac{S_a}{S_e} \right)^a + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

a = 2.75 para aceros

De esta ecuación se obtiene una relación entre

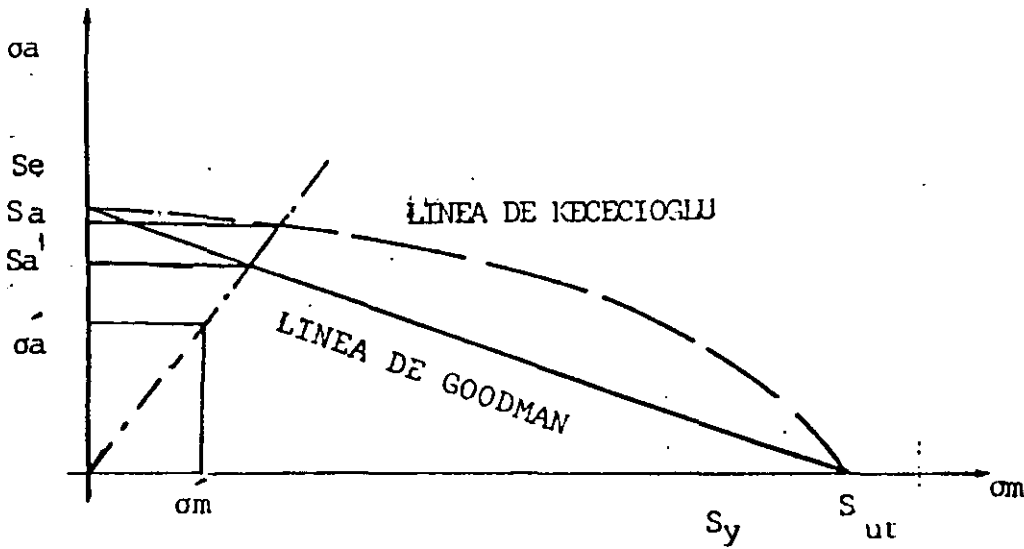
S_a y S_m = Esfuerzos límite alternante y medio, que se grafican en la forma mostrada sobre ejes σ_a, σ_m .

$$S_a = S_e \left[1 - \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/a}$$

En esta ecuación se sustituyen valores de S_m obteniéndose los correspondientes de S_a y haciendose de esta forma la curva típica de KECECIOGLU

$S_m = 0$	20	40	60	S_{ut}
$S_a = S_e$	-----			0

(Teoría de Kecocioglo)
(Estado General de esfuerzos)



en este caso: $\eta = \frac{S_a}{\sigma'_a}$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

TRANSMISIONES POR BANDA Y CADENA

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

1. The first part of the document is a list of names and addresses. The names are listed in the first column, and the addresses are listed in the second column. The names are: [Illegible names]. The addresses are: [Illegible addresses].

I N D I C E

- I - TRANSMISIONES POR BANDA
 - 1.1 Generalidades
 - 1.2 Transmisiones por bandas planas
 - 1.3 Bandas planas de uso industrial
 - 1.3.1 Bandas planas simples
 - 1.3.2 Bandas planas ranuradas o de costillas
 - 1.3.3 Bandas tipo listón
 - 1.3.4 Bandas sincronas o dentadas
 - 1.3.5 Poleas para bandas planas
 - 1.4 Bandas V, Generalidades
 - 1.5 Código de identificación dimensional y terminología de las bandas V
 - 1.6 Bandas V de uso industrial
 - 1.6.1 Bandas clásicas
 - 1.6.2 Bandas clásicas reforzadas (super)
 - 1.6.3 Bandas ranuradas
 - 1.6.4 Bandas clásicas abiertas
 - 1.6.5 Bandas V de eslabones
 - 1.6.6 Bandas doble V
 - 1.6.7 Bandas de sección angosta
 - 1.6.8 Bandas V ensambladas o múltiples
 - 1.6.9 Bandas V de trabajo ligero
 - 1.6.10 Bandas V de ángulo obtuso
 - 1.6.11 Bandas V para transmisiones variables
 - 1.7 Poleas para bandas V
 - 1.8 Diseño de una transmisión por banda V
 - 1.8.1 Análisis de fuerzas
 - 1.8.2 Selección de las bandas V
- II - TRANSMISIONES POR CADENA
 - 2.1 Generalidades
 - 2.2 Cadenas de uso industrial
 - 2.2.1 Cadena de bolas
 - 2.2.2 Cadena de articulables
 - 2.2.3 Cadenas de acero remachadas y soldadas
 - 2.2.4 Cadena de eslabones sencillos
 - 2.2.5 Cadena de rodillos
 - 2.2.6 Cadena de rodillos de paso doble
 - 2.2.7 Cadena de dientes invertidos o silenciosa

- III - TRANSMISIONES POR ENGRANAJES
 - 3.1 Tipos de engranajes y sus características
 - 3.2 Transmisiones por engranajes
 - 3.4 Transmisiones variables por engranajes

I - TRANSMISIONES POR BANDA.

1.1 GENERALIDADES

Las transmisiones por banda, son el medio más económico de transmitir potencia de una flecha a otra. Las bandas, además de su bajo costo, operan suave y silenciosamente y pueden absorber cargas de choque apreciables. No son tan durables o fuertes como las transmisiones por cadena o engranajes, las cuales se prefieren en casos de servicio pesado. Sin embargo, recientes avances en la producción de materiales de refuerzo y cubiertas, han permitido el empleo de bandas donde anteriormente solo los engranajes hubiesen sido admisibles.

La banda típica para transmitir potencia es la banda "V" o trapezoidal. En ella se combinan una gran fuerza tractiva, altas velocidades de operación y larga vida útil. Las bandas tipo listón, son productos muy especializados y no se consideran como elementos para transmitir potencia. Las bandas planas, fueron, históricamente, el primer tipo de bandas empleadas, pero debido a que requieren estar fuertemente tensionadas para poder transmitir potencias considerables, ocasionan el desgaste prematuro de los cojinetes de soporte. En muchos casos han sido suplantadas por las bandas "V". Las bandas sincronas, también llamadas bandas dentadas, son el único tipo que ofrece una transmisión sin deslizamiento.

Las bandas modernas, son virtualmente todas del tipo unitario o de construcción cerrada. Por ésta causa, las máquinas que emplean bandas deberán contar con alguna provisión, ya sea flechas móviles o poleas removibles o sec

CARACTERISTICAS

COMPARACION CON CADENAS
Y ENGRANAJES

DESCRIPCION Y CUALIDADES DE LAS BANDAS TIPICAS

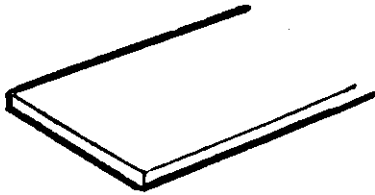
BANDAS UTINARIAS
O CERRADAS

cionadas para permitir el cambio de banda. Los tipos antiguos de bandas, algunas en uso todavía, eran del tipo abierto, con algún dispositivo para cerrarlas, de modo que esto permitía su cambio sin alterar la máquina sobre la que se montaban. Este tipo de banda, presenta la desventaja de no poder transmitir tanta potencia como el tipo unitario o cerrado.

BANDAS ABIERTAS

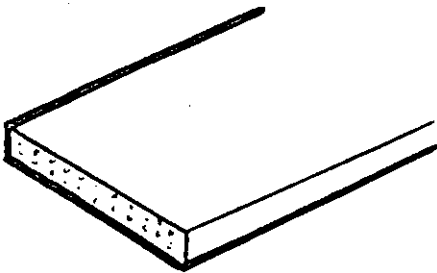
La figura 1 muestra en forma esquemática la construcción de los tipos más comunes de bandas y presenta resumidas sus principales cualidades.

BANDA TIPO LISTON



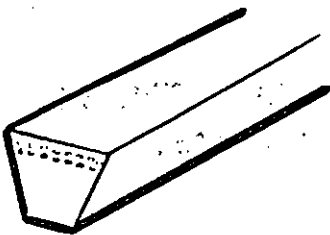
Usada para cargas ligeras y altas velocidades en máquinas de oficinas, aparatos reproductores de discos, cintas y cassettes e instrumentos de laboratorio. Su sección delgada, minimiza la generación de calor y permite el uso de poleas muy pequeñas.

BANDA PLANA



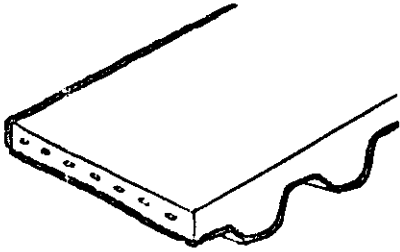
La más flexible de las bandas usadas para transmitir potencia. Pueden usarse como poleas pequeñas y en arreglos de serpentin. Su eficiencia de transmisión aumenta con su velocidad de operación.

BANDAS "V"



Muy resistentes al patinaje capaces de transmitir altas potencias. No tan flexibles como las bandas planas.

BANDAS SINCRONAS.



Transmisión positiva, sin deslizamiento. Pueden usarse para sincronizar con precisión y para propósitos de poner a tiempo - mecanismos giratorios, capaces de transmitir en una amplia gama de velocidades y potencias disponibles en espesores grueso y delgado.

Figura 1.1 CONSTRUCCION Y CARACTERISTICAS DE LAS BANDAS TIPICAS PARA TRANSMITIR POTENCIA

1.2 TRANSMISIONES POR BANDAS PLANAS.

Las bandas planas, en su versión, de cuero, sirvieron como base para el desarrollo de la tecnología actual en esta forma de transmisión de potencia, y su empleo se remonta a los días de la revolución industrial. Dichas bandas son capaces de transmitir grandes potencias-hasta 375 - KW (500 HP) - cuando se emplean bandas anchas y poleas grandes. Tales transmisiones son muy estorbosas y en general las bandas planas han sido desplazadas como medios de transmisión de potencia por las bandas "V" sin embargo siguen empleándose donde el tamaño de la transmisión no es un problema, ya que cuestan menos y son más durables que las bandas V. No obstante su principal aplicación está en mandos que operan a altas velocidades y bajas cargas.

GENERALIDADES

APLICACIONES

Para una capacidad de transmisión dada, siempre será más compacta una banda "V" que una plana. Pero la banda plana, en virtud de su delgada -- sección transversal, puede flexionarse más, trabaja más fría y con mayor duración especialmente alrededor de poleas pequeñas.

COMPARACION CON LAS BANDAS "V"

Mientras que las bandas "V" aprovechan la acción de acuñamiento entre la banda y la polea, para obtener su fuerza tractiva, las bandas planas dependen de la tensión que se les dé entre las poleas. Así pues las bandas planas "ruedan" más fácilmente pero tienden a resbalar más, especialmente en los rangos medios de velocidad, adicionalmente la gran tensión que requieren desgasta con rapidez los apoyos de las flechas sobre las que se montan.

1.3 BANDAS PLANAS DE USO INDUSTRIAL.

1.3.1 BANDAS PLANAS SIMPLES.

Ofrecen un medio simple y de bajo costo para transmitir potencia superior a las bandas "V" para usarse sobre poleas de diámetro pequeño, o para operar a velocidades altas.

Pueden hacer funcionar mandos de serpentín con ambos lados de la banda. No ofrecen el agarre de las bandas "V", y por lo tanto no pueden transmitir tan altos pares y tienden a resbalar más que aquellas, sobre todo a baja velocidad

Las bandas planas se fabrican principalmente en dos tipos: Las "reforzadas" y las "no reforzadas" excepción hecha de las bandas de cuero, el tipo reforzado es el único capaz de transmitir una cantidad considerable de potencia. (Fig. 1.2)

El tipo de banda "no reforzada" está compuesta simplemente de una tira de hule que se instala tensa entre dos poleas.

PRINCIPIOS DE OPERACION BANDAS "V", BANDAS PLANAS

CARACTERISTICAS

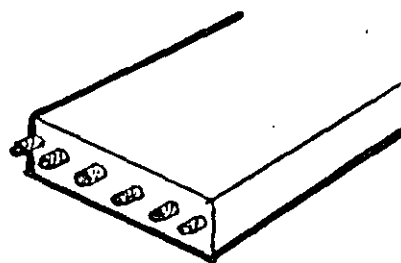


Fig. 1.2 BANDA PLANA.

BANDAS PLANAS REFORZADAS Y NO REFORZADAS

BANDAS PLANAS NO REFORZADAS

Por lo anterior, se deduce que su aplicación principal está en flechas con distancias entre centros fijas. Estas bandas sólo se emplean para transmitir bajas potencias a bajas velocidades.

Las bandas reforzadas, en contraste, están concebidas para usos más rudos, y pueden transmitir hasta 375 KW (500 H.P.) y operar a velocidades hasta de 50 m/s 10 000 (pies/min).

Existen bandas planas unitarias o cerradas y abiertas o en tiras, que se cortan a la medida. Las bandas unitarias ofrecen la ventaja de no presentar un punto débil y operan más uniformemente.

El tipo más resistente de las bandas planas reforzadas consiste de un tejido recubierto con material ahulado. Más información acerca de los materiales empleados para construir las bandas planas será en la sección.

1.3.2 BANDAS PLANAS RANURADAS O DE COSTILLAS.

Básicamente iguales a las bandas planas reforzadas, incorporan en su parte inferior, una superficie ranurada o con costillas. Las ranuras incrementan la fuerza de agarre, por lo que este tipo de bandas requiere menos tensión que las bandas planas, pero más que las bandas "V" (fig. 1.3)

Las bandas planas ranuradas son más eficientes que las planas y en ocasiones aun más que las bandas V.

Las bandas planas ranuradas requieren po--

BANDAS PLANAS
REFORZADAS

BANDAS PLANAS
UNITARIAS Y
ABIERTAS



Fig. 1.3 BANDA PLANA
RANURADA O DE COSTI-
LLAS.

Las versiones comerciales pueden transmitir hasta 400 KW (540 HP) y operar a velocidades de hasta 80 (m/s) (1600 (pies/min)). Se emplean frecuentemente para sustituir cadenas y engranajes, con la consecuente reducción de ruido y eliminando la necesidad de baño y sistemas de lubricación. Especialmente recomendadas en mandos que requieran altas eficiencias y velocidad de sincronización uniforme.

Las bandas dentadas están reforzadas con cuerdas de acero o fibra de vidrio y los dientes están moldeados en neopreno y recubiertos con una capa de tejido de nylon.

Existen dos tipos de perfiles disponibles en el mercado, el trapezoidal y el semiesférico. El trapezoidal fué el primero que se empleó, pero el tipo semiesférico presenta mayor capacidad de transmisión de potencia y su uso se ha extendido por esta razón. (Fig. 1.6)

El paso de una banda indica el espaciamento que existe entre dos dientes consecutivos y está clasificado como se muestra en la tabla 1.1 y Fig. 1.7.

La máxima relación de transmisión recomendable que puede alcanzarse con bandas dentadas es 8.5:1

CAPACIDAD DE TRANSMISION Y APLICACIONES MAS VENTAJOSAS

MATERIALES CON QUE SE CONSTRUYEN



PERFIL TRAPEZOIDAL



PERFIL SEMIESFERICO

FIG. 1.6 PERFILES DE LAS BANDAS SINCRONAS.

TABLA 1.1. CLASIFICACION DE LAS BANDAS SINCRONAS

PERFIL TRAPEZOIDAL.

PASO (Plg)	CLASIFICACION	TIPO DE SERVICIO	ANCHOS DISPONIBLES
1/5	XL	EXTRA LIGERO	0.25 y 0.50 (Plg)
3/8	L	LIGERO	0.50, 0.75 y 1.00 (Plg)
1/2	4	PESADO	0.75, 1, 1.50, 2 y 3 (Plg)
7/8	XH	EXTRA PESADO	2, 3 y 4 (Plg)
1 1/4	XXH	DOBLE EXTRA PESADO	2, 3, 4, y 5 (Plg)

PERFIL SEMIESFERICO.

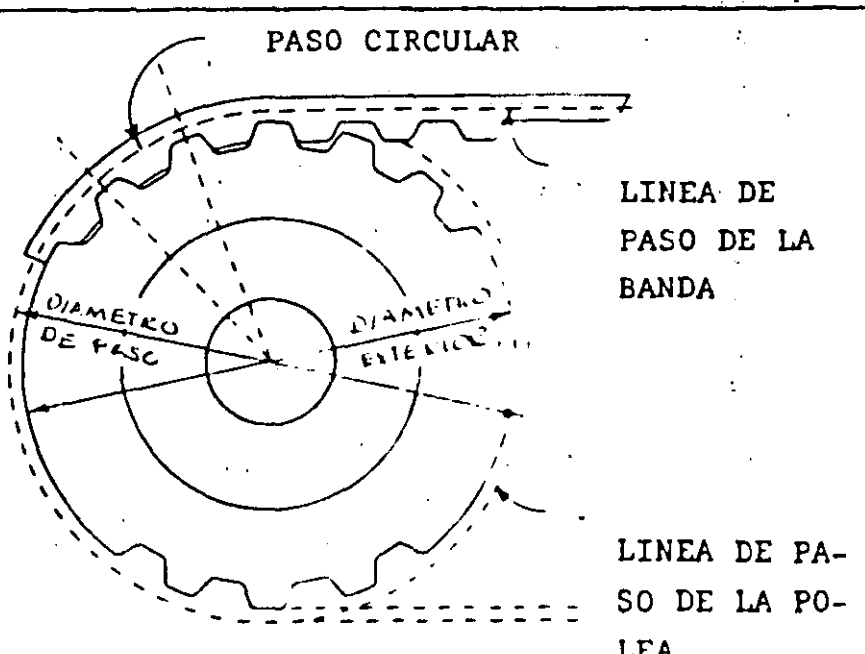
PASO (mm)	CLASIFICACION	TIPO DE SERVICIO	ANCHOS DISPONIBLES
8.0 (mm)	8 M	LIGERO Y PESADO	20, 30, 50 y 85 (mm)
14.0 (mm)	14 M	PESADO Y EXTRAPESADO	40, 55, 85, 115 y 170 (mm)

Las bandas dentadas pueden aplicarse en muchos campos, siendo algunos de ellos: Máquinas Herramientas, maquinaria para impresión, maquinaria textil, compresores, aparatos domésticos y equipo para oficina, tales como copadoras, sumadoras, máquinas de escribir etc.

APLICACIONES TIPICAS

Fig. 1.7
DIMENSIONES PRINCIPALES EN UNA TRANSMISION POR BANDAS DENTADAS.

Fig. 1.7
DIMENSIONES PRINCIPALES EN UNA TRANSMISION POR BANDAS DENTADAS.



1.3.5 POLEAS PARA BANDAS PLANAS.

Las poleas para bandas planas deben disponer de algún medio para asegurar la operación de la transmisión sin que la banda se salga de ellas. Esto puede lograrse, - abolibando la parte central de la polea_ o poniendo flancos en la polea plana.

Las poleas abombadas son las más empleadas. El aumento de diámetro debe limitarse para no inducir esfuerzos demasiados grandes en la parte central de la banda , el máximo abombado recomendable es de -- 3.2 (mm) (1/8 (Plg)). (ver figura 1.8)

El abombado debe ser menor para poleas en que se monten bandas construidas con refuerzo de cuerdas ahuladas, ya que éstas no permiten alargamientos considerables. Para poleas con esta aplicación y de hasta 250 mm de diámetro 1 mm de abombamiento resulta suficiente.

Las poleas con flancos, se usan en transmisiones en las que resulta difícil mantener la banda montada, tal como en los mandos cruzados o semicruzados

El flanco (figura 1.9) será menor cuando se empleen bandas de cables o cuerdas ahuladas, sobre todo cuando estas sean de -- acero o fibra de vidrio.

Para bandas de hasta 150 (mm) (6(Plg)) de ancho, las poleas deberán ser al menos - 25 (mm), (1 (Plg)) más anchas. Con bandas de anchos superiores a los 150 (mm)(6(Pulg)),

POLEAS BISELADAS Y ABOMBADAS

ABOMBAMIENTO

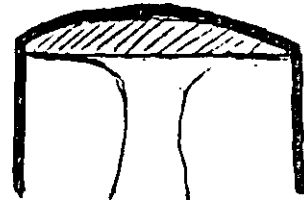


FIG. 1.8 SECCION DE UNA POLEA ABOMBADA

FLANCO

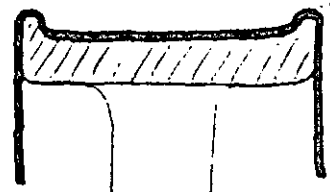


FIG. 1.9 SECCION DE UNA POLEA CON FLANCOS

ANCHO DE LAS POLEAS

se deben dejar las poleas 50 (mm) (2(Plg)) más anchas. Esto no debe tomarse como una regla inflexible, pues con transmisiones perfectamente alineadas, las poleas pueden ser del mismo ancho de la banda.

ANCHO DE LAS POLEAS

Las poleas para las bandas ranuradas deben ser las adecuadas al tipo de banda particular que se emplee. Las poleas para bandas dentadas no pueden abombarse, así que en una transmisión por bandas dentadas, al menos una de las poleas debe tener biseles para mantener apropiadamente alineada la banda.

Las poleas se fabrican de acero, de fundición de hierro, de madera, de anillos de madera unidos a cubos de fundición y de papel comprimido.

MATERIALES EMPLEADOS PARA CONSTRUIR LAS POLEAS

Es importante balancear las poleas a la velocidad de operación esperada. Los esfuerzos en la llanta exterior deben mantenerse en un nivel aceptable, para lo cual se limita su velocidad perimetral. La tabla 5.2 enlista las velocidades perimetrales máximas para los materiales más comunes. La tabla 5.5 ofrece los valores de los coeficientes de fricción que se obtienen de las combinaciones de materiales en la banda y la polea.

Tabla 1.2 VELOCIDADES PERIMETRALES LIMITE PARA POLEAS PLANAS

MATERIAL	V _{máx} (m/s)	V _{máx} (pies/min)
FUNDICION DE HIERRO	18-23	3500-4500
ACERO	20-28	4000-5500
MADERA	25-80	5000-6000
MADERA Y FUNDICION	40-50	8000-10000
PAPEL O FIBRAS COM PRIMIDAS.	40-50	8000-10000

TABLA 1.3 COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA TRANSMISIONES POR BANDA PLANA.		
MATERIAL DE LA POLEA.	MATERIAL DE LA BANDA	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
FUNDICION O ACERO	CUERO	0.40
FUNDICION O ACERO	LONA O CUERDAS AHULADAS.	0.25
PAPEL O MADERA	CUERO	0.50
PAPEL O MADERA	LONA O CUERDAS AHULADAS	0.40
CUALQUIER MATERIAL EN AMBIENTE HUMEDO O GRASOSO	CUALQUIER MATERIAL	0.10-0.20

1.4 BANDAS "V" - GENERALIDADES -

El tamaño de las bandas "V" se establece en base a las normas ANSI (American National - STANDARDS INSTITUTE), RMA (Rueber Manufactu-- rexs Association) y las MPTA (Mechanical Po-- wer Transmission Association).

También se construyen para cubrir al-- gunas especificaciones especiales, como las impuestas por la industria automotriz a tra-- vés de las normas SAE (Society De Automoti-- ve Engineers), lo mismo que las marcadas -- por las grandes compañías manufactureras y que se enlistan con los estandares OEM (Ori-- ginal Equipment Manufacturer).

Las bandas "V" generalmente operan a veloci-- dades entre 7.5 y 35 (m/s) (1500 y 6500 -- (pies/min). La velocidad correspondiente a la capacidad máxima de transmisión, depende de la banda particular de que se trate.

La fuerza centrífuga se convierte en una --

NORMALIZACION DE LAS DIMENSIONES DE UNA BANDA "V"

FACTOR VELOCIDAD

consideración de importancia en altas velocidades. Nuevamente, la velocidad límite de -- operación depende de la banda. Por ejemplo , los vehículos para nieve y otros vehículos - recreativos cuentan con bandas diseñadas para operar a más de 75 (m/s) (15000(Pies/min)).

OPERACION
EN ALTAS
VELOCIDADES

A velocidades por debajo de 2(m/s) (1000 - (Pies/min). El costo inicial de una transmisión por bandas "V" puede exceder el de las cadenas o engranajes, debido a que a bajas - velocidades las bandas "V" pierden gran parte de su efectividad. Sin embargo, el poco mantenimiento que requieren y su larga vida cuando se operan a estas velocidades hacen - que valga la pena estudiar la posibilidad de emplearlas en estas condiciones. Muchas -- transmisiones por banda operan exitosamente a velocidades tan bajas como 0.5 (m/s) (100 (Pies/min)).

OPERACION
EN BAJAS
VELOCIDADES

La eficiencia de una transmisión por banda - "V" está normalmente por encima del 95%, pero puede variar típicamente entre 90% y 98%. Teóricamente la relación de transmisión no - debería tener ninguna influencia sobre la -- eficiencia de la transmisión, sin embargo, - la eficiencia tiende a bajar con el aumento de la relación de transmisión. No obstante, esto puede atribuirse a varios factores, tales como la dificultad para tensar adecuadamente la banda y otros, más que a la influencia directa de la relación de transmisión.

EFICIENCIA
DE UNA TRANSMISION
POR BANDA "V"

Aún bajo condiciones ideales de operación, - las bandas "V" presentan algún resbalamiento, y por esta razón no deben ser utilizadas en aplicaciones que requieran sincronización.

LAS BANDAS "V"
SIEMPRE PRESENTAN
RESBALAMIENTO

La tensión inicial de la banda, es de gran importancia para que la transmisión opere con altas eficiencias y larga vida de servicio. Una tensión insuficiente provocará un resbalamiento excesivo e ineficiencia. Demasiada tensión ocasionará un desgaste prematuro. Lo anterior no quiere decir que las bandas requieran atención continua; una transmisión apropiadamente instalada, operará sin problemas hasta por varios meses.

TENSION EN LA BANDA
Y SU EFECTO SOBRE
LA OPERACION DE LA
TRANSMISION

Las bandas "V" están diseñadas para operar a temperatura ambiente. A temperaturas por encima de 80° y por debajo de 20°C la vida de la transmisión disminuye notablemente. Sin embargo, se construyen bandas especialmente diseñadas para trabajar sin problemas a temperaturas extremas, tales como - 50°C.

TEMPERATURA
DE OPERACION

1.5 CODIGO DE IDENTIFICACION DIMENSIONAL Y TERMINOLOGIA DE LAS BANDAS "V".

El tamaño de las bandas "V" se especifica mediante un código de identificación dimensional que consiste de varios símbolos representando la sección transversal de la banda seguida de su longitud, para las bandas V clásicas y las de trabajo ligero el largo se da directamente en pulgadas, mientras que en las de sección angosta se da en décimos de pulgada. Algunos ejemplos se dan en seguida.

SIGNIFICADO
DEL CODIGO:
SECCION +
LONGITUD TOTAL

TIPO	CODIGO	SECCION	LONGITUD
CLASICO	B 90	B	90 (Plg)
SECCION ANGOSTA	5V1400	5V	140 (Plg)
TRABAJO LIGERO	2L080	2L	20 (Plg)

TABLA 1.4 EJEMPLOS DE IDENTIFICACION DIMENSIONAL

La figura (1.10) ilustra una sección transversal típica en una banda V, y en ella se presenta la terminología de las mismas.

La capacidad de transmisión de una banda V está dada por las cuerdas de refuerzo, que normalmente están hechas de nylon, rayon, de otros polímeros de acero o de fibra de vidrio, estas cuerdas generalmente se encuentran enbebidas en hule suave que forma la sección de amortiguamiento. El resto de la banda es de hule duro y la sección entera está envuelta en una cuerbierta de algún tejido resistente a la abrasión.

Al flexionarse la banda sobre la polea, el plano dentro de la banda es aquel que no cambia en longitud. A la línea que este plano forma en su intersección con un plano transversal al eje de rotación de la polea, se le llama línea de paso y determina el diámetro de paso o diámetro "efectivo" de transmisión que a su vez determina la relación de transmisión y el par a transmitir (fig. 1.10)

La figura (1.11) muestra comparativamente las distintas secciones de bandas y disponibles, así como la forma en que se les designa en el código de identificación

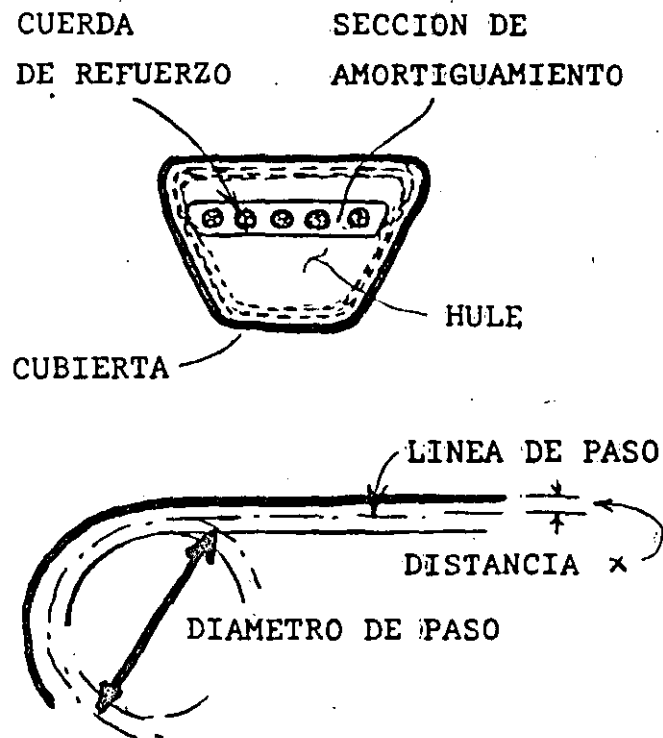
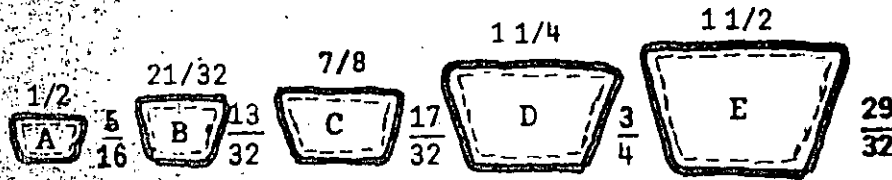


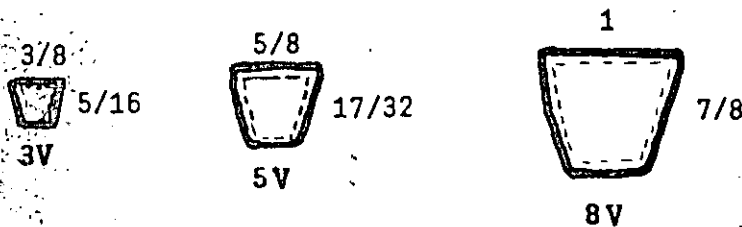
FIG. 1.10 TERMINOLOGIA EMPLEADA EN LAS TRANSMISIONES POR BANDAS "V".

SECCIONES TRANSVERSALES ESTANDAR.

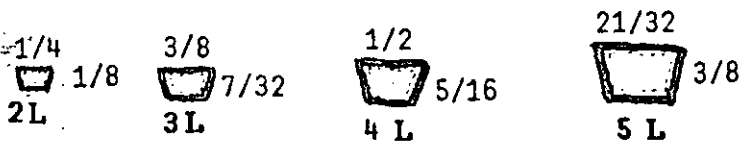
BANDAS CLASICAS. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE SECCION ANGOSTA. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE TRABAJO LIGERO



Acotaciones en plg.

1.11 SECCIONES TIPICAS DE LAS BANDAS V.

Las bandas se fabrican para trabajo pesado y ligero. Las bandas para trabajo pesado se construyen en secciones clásica y angosta. Las de trabajo ligero transmiten solamente potencias fraccionarias. Existe otro tipo de bandas, construidas exprofeso para transmisiones variables (ver la figura 1.21), cuyas secciones se designan con las letras P, Q, R, T y W, y cuyos anchos van de $\frac{7}{8}$ (Plg) a $2 \frac{3}{4}$ (Plg).

Las bandas para equipo agrícola tienen las mismas secciones que las clásicas y se distinguen de éstas anteponiendo una letra H a la designación de la sección. Difieren de las clásicas principalmente en principios constructivos.

Las bandas automotrices se clasifican en seis categorías de acuerdo a -- las normas SAE, cuyos anchos en la parte superior son 0.380, 0.500, 11/16, 3/4, 7/8 y 1 pulgada. Las dos secciones más pequeñas son las más empleadas y tienen alta capacidad de transmisión.

1.6 BANDAS "V" DE USO INDUSTRIAL

1.6.1 BANDAS CLASICAS

Normalmente usadas donde los requisitos de potencia demandan más de una banda, y por eso son llamadas bandas múltiples frecuentemente se construyen con una o más capas de cuerdas de refuerzo (Figura 1.8) que se encuentran embebidas en una sección de hule suave. Las bandas con una sola capa de cuerdas son idóneas para transmisiones de alta velocidad, distancia entre centros -- cortas y poleas pequeñas.

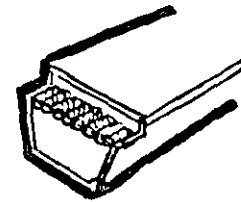


FIG. 1.12 BANDA V CLASICA

1.6.2 BANDAS CLASICAS REFORZADAS, (SUPER)

De construcción similar a las clásicas, pero (fig. 1.13) hechas de materiales más resistentes, por lo que tienen aproximadamente un 30% más de capacidad de transmisión, algunas de éstas se construyen con muescas en la parte interior de la banda para ofrecer adicionalmente las ventajas de las bandas y corrugadas.

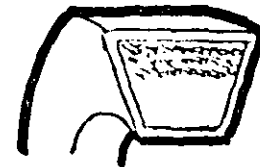


FIG. 1.13 BANDA V CLASICA REFORZADA (SUPER).

1.6.3 BANDAS "V" RANURADAS

Más flexibles que las bandas estandar, pueden usarse con poleas más pequeñas. Generalmente hechas sin cubierta (construcción de bordes descubiertos). Pueden llegar a ser ruidosas si operan en altas velocidades. (Fig. 1.14)



FIG. 1.14 BANDA V RANURADAS

1.6.4 BANDAS CLASICAS ABIERTAS.

Esta variación de las bandas clásicas ofrece la ventaja de poderse cortar a la medida requerida y unirse mediante conexiones especiales. Tienen una construcción interna que permite la fijación de las conexiones. No contiene cuerdas de refuerzo tan resistentes, por lo que su capacidad de transmisión está limitada. Su velocidad máxima de operación es de 20 (m/s (400(pies/min))). (Fig. 1.15)



FIG. 1.15 EMPALME DE UNA BANDA CLASICA ABIERTA.

1.6.5 BANDAS "V" DE ESLABONES.

Empleadas para los mismos propósitos que las bandas abiertas; pueden ajustarse al tamaño requerido sin necesidad de desensamblar la máquina. Presentan sobre las bandas abiertas la ventaja de una operación sin vibración, ya que su construcción de eslabones inhibe esta posibilidad ya que la densidad es uniforme. Las bandas de eslabones de alta capacidad de transmisión se designan por la letra T. Existen secciones TE y TD. Este tipo de banda tiende a alargarse hasta que los eslabones alcanzan su posición de equilibrio. (Fig. 1.16)



FIG. 1.16 BANDA V DE ESLABONES

1.6.6 BANDAS DOBLE V.

Usadas en mandos de serpentín que involucran inversión de movimiento, o donde la potencia deba transmitirse por ambos lados de la banda. Esencialmente se trata de dos bandas clásicas pegadas "espalda" con "espalda". Se designan mediante la doble letra correspondiente a la sección. (AA, BB, etc) (Fig. 1.17)

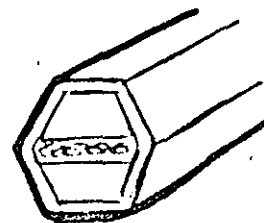


FIG. 1.17 BANDA DOBLE

V.

1.6.7 BANDAS DE SECCION ANGOSTA .

Tienen en general la misma construcción que las bandas clásicas, pero su sección angosta le permite un mayor acuanamiento sobre la polea por lo que puede transmitir mayor carga que aquéllas. Pueden transmitir mayor potencia que las estancas para una velocidad dada. Pueden reducir el tamaño de una transmisión hasta un 50%, para una potencia dada. Pueden operar a velocidades de hasta 32.5 (m/s) (6500 (Pies/min)) sin requerir el balanceo dinámico de las poleas. Tres secciones estandarizadas cubren el mismo rango de potencias que las cinco secciones clásicas. (Fig. 1.18)

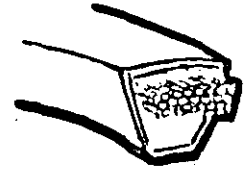


FIG. 1.18 BANDA DE SECCION ANGOSTA.

1.6.8 BANDAS "V" ENSAMBLADAS O MULTIPLES

Consisten de dos o más bandas convencionales fabricadas juntas. Reducen la vibración lateral y los problemas de estabilidad en transmisiones que incluyen múltiples bandas. (Fig. 1.19)



FIG. 1.19 BANDAS V ENSAMBLADAS O MULTIPLES

1.6.9 BANDAS V DE TRABAJO LIGERO.

Están clasificadas en secciones 2L, 3L, 4L, 5L. Son similares en apariencia a las bandas clásicas. Tienen una sola capa de cuerdas de refuerzo embebidas en hule suave y cubiertas con una capa sencilla de tejido. Pueden flexionarse sobre poleas pequeñas sin sobrecalentamientos o sufrir grandes esfuerzos de flexión. Apropriadadas para transmitir potencias fraccionarias, en aplicaciones requiriendo una sola banda.

1.6.10 BANDAS "V" DE ANGULO OBTUSO.

Minimiza las pérdidas por fricción y resiste mejor que las bandas clásicas el efecto del paso del tiempo. Como cuenta con un ángulo obtuso en la V, el acuñaamiento sobre la polea es menor, pero incrementa el efecto de las cuerdas de refuerzo. La pérdida de fricción ocasionadas por el reducido efecto de acuñaamiento, es compensado por las propiedades del poliuretano con que se construyen. Sus aplicaciones van desde potencias fraccionarias en máquinas para oficina, hasta usos automotrices e industriales ligeros. Operan sobre poleas tan pequeñas como 17/(mm) (0.67 (Plg)) de diámetro a velocidades que superan los 50 (m/s) (10 000(pies/min)). Están clasificadas en cuatro secciones cuyas dimensiones se dan en sistema métrico y que son 3M, 5M, 7M y 11M. (Fig. 1.20)



FIG.1.20 BANDA V DE ANGULO OBTUSO

1.6.11 BANDAS V PARA TRANSMISIONES VARIABLES.

Son bandas construidas específicamente para mandos de velocidad variable, en las que la banda corre lo mismo en el fondo que en el borde exterior de una polea ajustable, dependiendo de la apertura que se dé a dicha polea. Tienen una sección delgada pero de gran rigidez transversal y capacidad de operar sobre poleas de diámetros reducidos. No debe confundirse este tipo de mando con el de pasos variables en el que la transmisión debe detenerse completamente para cambiar la relación de velocidad. Este último tipo de transmisión emplea bandas convencionales (1.21)

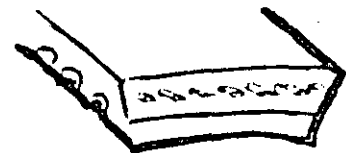


FIG. 1.21 BANDA PARA TRANSMISIONES DE VELOCIDAD VARIABLE

1.7 POLEAS RANURADAS PARA BANDAS "V".

La mayor parte de las poleas ranuradas para bandas V se hacen de hierro fundido y generalmente están limitadas a operar a velocidades por debajo de los 32.5 (m/s) (6500(Pies/min)) para bandas de sección angosta y 30(m/s) (6000(Pies / min)) para bandas clásicas, para servicio ligero, suelen construirse con placa de acero o aluminio estampada, plástico o fundición de aluminio o zinc. Las poleas de aluminio, placa o plástico deben usarse siguiendo las indicaciones del fabricante.

Las poleas se construyen con ranuras profundas o regulares. Las ranuras profundas se emplean cuando la banda debe entrar en la polea fuera del plano teórico de operación. (Transmisiones cruzadas y otras)

Algunas poleas se fabrican con cubo removible para facilitar su instalación y remoción. Las poleas se balancean estáticamente en la fábrica, pero aquellas que se usen a altas velocidades deben balancearse dinámicamente.

1.8 DISEÑO DE UNA TRANSMISION POR BANDA "V".

1.8.1 ANALISIS DE FUERZAS

Las bandas "V" proporcionan una transmisión más compacta y eficiente que las bandas planas, no obstante que el costo inicial de éstas últimas es menor

La figura 1.22 muestra una banda "V" asentada sobre la ranura de una poleas, ilustrando su principio básico de operación. En este caso un efecto de acuñamiento se desarrolla al irse introduciendo la banda en la ranura. La parte su-

CONSTRUCCION

RANURAS REGULARES
Y PROFUNDAS Y SU
APLICACION

BALANCEO DE LAS
POLEAS

CONSTRUCCION

PRINCIPIO DE
OPERACION

Todos los medios de transmisión de potencia, pueden diseñarse para ofrecer una capacidad y vida específicas, pero bajo circunstancias similares, las cadenas no pueden igualar la capacidad y vida de los engranajes. Comparadas con las bandas, las cadenas ofrecen ciertas ventajas en duración y capacidad de transmisión, especialmente en ambientes adversos. Las cadenas permiten transmisiones positivas como una ventaja adicional.

Las cadenas pueden obtenerse en dos clases de precisión, que se definen con las clasificaciones de "precisas" y "no precisas". No existe una clara frontera entre estas dos clases, pero puede decirse de modo general, que las cadenas "no precisas", son aquellas que permiten un gran juego entre la rueda dentada y sus eslabones, y que no están diseñadas para operar con suavidad ni exactitud. En esta clase se encuentran las cadenas de los tipos: desarticulable, remachadas y soldadas de acero. Estas cadenas se emplean principalmente en aplicaciones que involucren bajas velocidades y potencia por debajo de los 40(KW) (50 (HP)).

Las cadenas de precisión están diseñadas para operar suave y seguramente en altas velocidades y con potencias hasta de 750(KW), (1000(HP)). La más común de estas cadenas y la más empleada industrialmente, es la cadena de rodillos.

La estandarización de las dimensiones de las cadenas y sus capacidades de transmisión, está basada en las normas ANSI (AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE) y el criterio para determinar la capacidad de transmisión se esta-

COMPARACION CON
BANDAS Y ENGRANAJES

CADENAS "PRECISAS"
Y "NO PRECISAS"

CADENAS "NO PRECISAS"

CADENAS "PRECISAS"

NORMALIZACION

blece considerando que una cadena llegará primero a un estado de desgaste tal, que se brincarán las ruedas dentadas, antes de fallar por fractura.

2.2 CADENAS DE USO INDUSTRIAL.

2.2.1 CADENA DE BÓLAS.

Es una cadena de baja capacidad de transmisión, usada generalmente para accionar a distancia sistemas de control, tales como los sintonizadores de televisión y los controles de aire acondicionado. Se emplean para transmitir potencias fraccionarias en máquinas calculadoras, de oficina y equipo de laboratorio. Se encuentran disponibles en diámetros de las esferas de 3/32, 1/8, 3/16 1/4 de pulgada y están calculadas para cargas de 15, 25 40 y 75 libras. Fig. 2.1

Existe una variante llamada cadena de bolas, que consiste en esferas de plástico moderadas formando un cordón flexible. Este tipo puede operar a mayor velocidad que el metálico, pero no puede transmitir tanta fuerza como éste (Fig. 5.26)

2.2.2 CADENA DESARTICULABLE

Es el tipo más ligero, simple y económico de todas las cadenas. Capáz de transmitir potencias hasta de 20(KW) (25(HP)) a velocidades hasta de 2(m/s) (350 Pies/min), pero sin la suavidad de operación de las cadenas precisión no requiere lubricación y por lo

TRANSMITEN BAJAS POTENCIAS

TAMANOS Y CARGAS TRANSMISIBLES

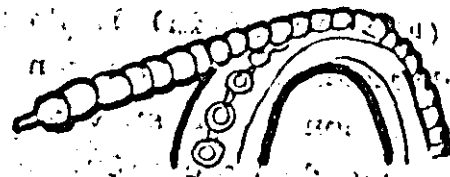


FIG. 2.1 REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UNA CADENA DE BÓLAS.

CARACTERISTICAS

momento en el caso de las cadenas desarticulables, remachadas o soldadas. Las cortadas con soplete tienen aplicación operando con cadenas "no precisas" a bajas velocidades. A bajas velocidades, incluso las cadenas de rodillos pueden funcionar con ruedas dentadas fundidas, aunque esto acorta su vida.

Las ruedas dentadas de plástico, no tienen la capacidad de carga de las metálicas, sin embargo como solo requieren mínima lubricación, tienen una amplia aceptación en la industria alimenticia y similares, en la que la higiene y la limpieza son esenciales. Las ruedas dentadas construidas con metales sinterizados son cada vez más populares utilizadas con cadenas de rodillos y transmisión de grandes potencias.

Algunos fabricantes ofrecen ruedas dentadas para propósitos específicos, tales como las que incorporan un perno-fusible, embragues para protección contra sobrecargas, así como otros dispositivos para aislar los choques y las sobrecargas.

La selección de una rueda dentada motriz grande, incrementa la velocidad de la cadena y permite transmitir mayor potencia dentro de los límites del par de arranque y espacio disponible.

Las relaciones de transmisión no deben exceder de 10:1 para cadenas de rodillos y de 6:1 para los otros tipos de cadenas. El ángulo de contacto en la rueda pequeña no debe ser menor de 120°. En caso de no poderse cumplir con estos requisitos, deberán emplearse dos pasos de reducción.

APLICACION DE LOS
DISTINTOS TIPOS DE
RUEDAS DENTADAS

RUEDAS FUNDIDAS Y
CORTADAS CON SOPLETE

RUEDAS DE PLASTICO
Y SINTERIZADAS

RUEDAS DENTADAS
ESPECIALES

INFLUENCIA DEL
TAMAÑO DE LA
RUEDA MOTRIZ

RELACIONES DE
TRANSMISION
ADMISIBLES

Para cadenas de rodillos operando a bajas velocidades, la rueda dentada menor deberá tener de 12 a 17 dientes como mínimo. En altas velocidades, el número mínimo de dientes deberá ser 25 dientes. Las ruedas dentadas para cadenas silenciosas pueden tener un mínimo de dientes de 17 pero 14 ó 21 dientes son mínimos más recomendables.

NUMERO MINIMO DE
DIENTES EN LAS
RUEDAS DENTADAS

Los otros tipos de cadenas, que no son operadas a velocidades tan altas como las de rodillos o las silenciosas, pueden usar ruedas dentadas -- hasta de 6 dientes si las velocidades son bajas.

Idealmente, las transmisiones deben diseñarse -- para operar en un plano vertical, de modo que -- la fuerza de gravedad no tienda a desviar a la cadena del centro de las ruedas. La dirección de la transmisión debe ser tal, que mantenga -- "tenso" el ramal superior de la cadena.

POSICION DE UNA
TRANSMISION

La distancia entre los centros de las ruedas -- dentadas debe ser tal, que exceda la obtenida -- de sumar los radios externos de las ruedas a -- fin de evitar interferencias. Una buena regla -- es tener una distancia entre centros igual al -- diámetro de la rueda grande más la mitad del -- diámetro de la rueda pequeña.

DISTANCIA ENTRE
CENTROS DE LAS
RUEDAS DENTADAS

$$C = D_o + \frac{d_o}{2}$$

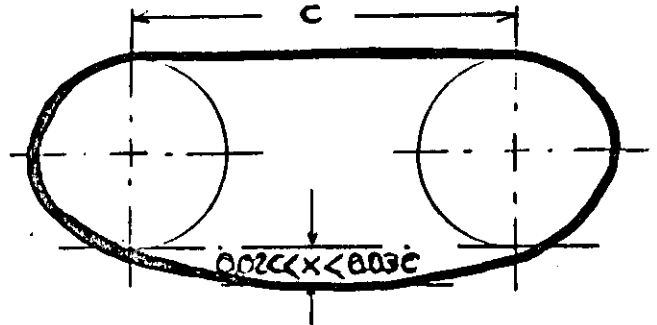
Una recomendación adicional es asegurarse de -- que el ángulo de contacto de la cadena con la -- rueda pequeña sea al menos 120°

Es muy importante permitir que el lado flojo de la cadena "cuelgue" lo suficiente, a fin de limitar la tensión catenaria que se ocasiona por el peso de la cadena. Toda transmisión debe poderse ajustar. Para obtener una vida lo más --

TENSION INICIAL
EN LAS CADENAS

larga posible en la transmisión, la distancia que la cadena cuelgue (la flecha) debe ser de un 2% a un 3% de la distancia entre centros, distancia X en la figura 5.33.

FIG. 2.8 TEMPLADO DE LAS CADENAS DE RODILLO



Las cadenas se fabrican en pasos estandarizados, la tabla 5.19, ilustra los pasos y sus medidas. En el número de la cadena, el dígito de la derecha si es 5 indica que la cadena no tiene rodillos en cada perno, es decir que los pernos son sólidos, si es 1 indica cadena ligera y si es 0 se trata de una cadena de uso normal con rodillos sobre cada perno. El número a la izquierda es el número de octavos (1/8") de pulgada que hay entre cada centro de los eslabones. Así pues una cadena número 50, es una cadena de rodillos en la que la distancia entre el centro de los eslabones, es decir el paso es de 5/8".

SIGNIFICADO DE EL NUMERO DE IDENTIFICACION EN UNA CADENA DE RODILLOS

TABLA 2.1 PASOS ESTANDAR PARA CADENAS DE RODILLOS.

NUMERO DE LA CADENA	25	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200	240
PASO (PLG)	1/4	3/8	1/2	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	3
PASO (mm)	6.35	9.52	12.7	12.7	15.88	19.05	25.4	32.2	38.1	44.45	50.8	57.15	63.50	76.2

Las cadenas de rodillos se fabrican también formando ramales de dos y tres hileras, haciendo posible una transmisión compacta y efi

CADENAS DE ANCHO MULTIPLE

ciente. En los cálculos subsecuentes la potencia transmisible por una cadena sencilla, debe multiplicarse por 1.7 para considerar una doble y por 2.5 en le caso de emplear una triple. (Ver figura 5.30)

La relación de velocidades más alta recomendable es 6.1, pudiendo, llegar a 10.1 . Si la relación necesita ser más alta se deberán usar dos o más etapas de reducción, como se muestra en la figura 5.33.

REDUCCION
MAXIMA

Ej. Determinar las dimensiones de una transmisión por cadena de rodillos para mover los cepillos de una máquina barredora. La velocidad del eje motris es de 1900 RPM, La reducción requerida de 3 A 1, ($r=3$) y la distancia entre centros 60 cm.

Se emplea la ecuación 5.36 para hallar en forma tentativa el paso a emplear

FACTORES DE SERVICIO PARA CADENAS SENCILLAS					
La capacidad de cadenas múltiples es igual a la de las cadenas sencillas multiplicada por el factor de anchos múltiples.				FACTORES DE ANCHOS MÚLTIPLES	
TIPO DE CARGA IMPULSADA	TIPO DE POTENCIA DE ENTRADA			Número de anchos	Factor de anchos múltiples
	Máquina de combustión interna con transmisión hidráulic.	Motor eléctrico o turbinas	Máquina de combustión interna con transmisión mecánica		
Suave	1.0	1.0	1.2	2	1.7
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4	3	2.5
Impacto alto	1.4	1.5	1.7	4	3.1

TABLA 2.2 FACTORES DE SERVICIO Y DE ANCHOS MÚLTIPLES.

NUMERO DE ANCHOS.

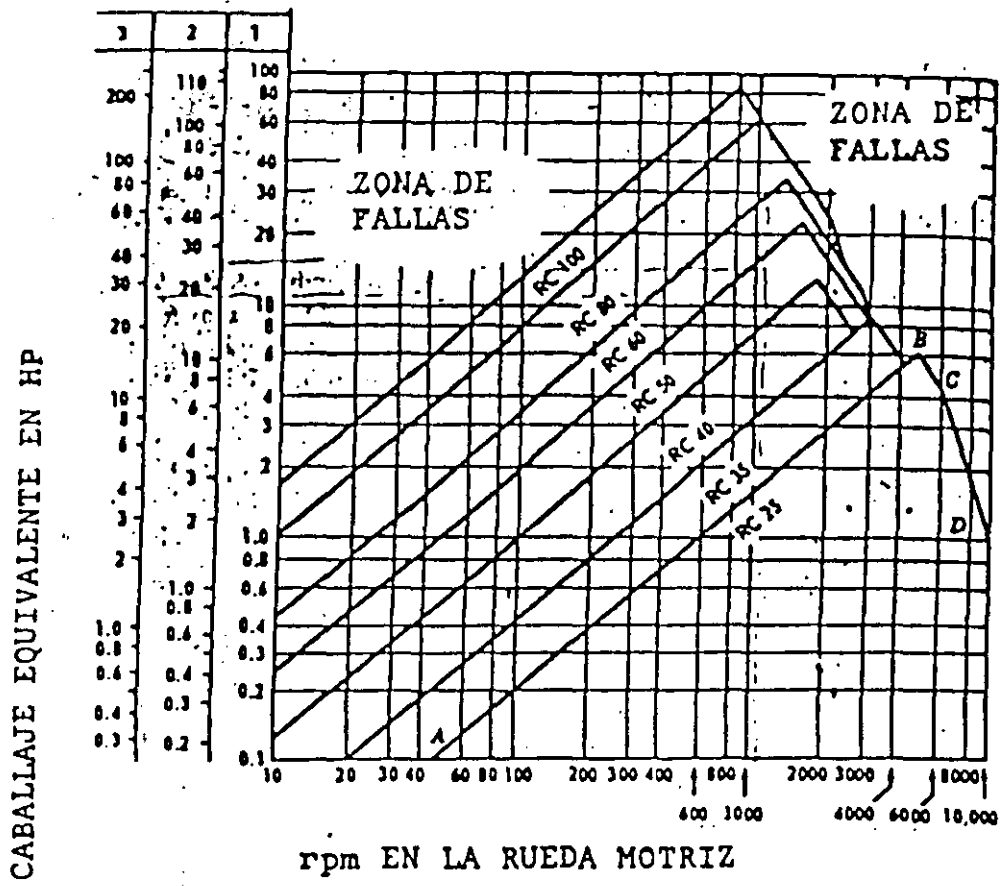


FIGURA 2.3

Capacidades de transmisión de potencia de cadenas de rodillos. Si el punto de operación cae por fuera del segmento BC, se tendrán fallas probables con los rodillos, y si se excede el segmento B D. La falla vendrá en los pernos. La vida esperada correspondiente a esta tabla es de 30000 hrs.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISENO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISENO DE EMBRAGUES Y FRENOS

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA EMBRAGUES

UN EMBRAGUE BIEN DISEÑADO, DEBERA SER CAPAZ DE ABSORBER Y DISIPAR EL CALOR GENERADO DURANTE SU FUNCIONAMIENTO, Y TENER UNA BUEN RESERVA DE CAPACIDAD DE TRANSMISION DE PAR (EXCEPTO EN LOS EMBRAGUES LIMITADORES DE PAR), Y UNA LARGA DURACION. PARA LAS ALTAS VELOCIDADES ENCONTRADAS EN AEREAUTICA Y APLICACIONES AUTOMOTRICES, LOS MIEMBROS CONDUCTORES DEBEN TENER BAJO MOMENTO DE INERCIA Y LAS PARTES DEBEN ESTAR CUIDADOSAMENTE BALANCEADAS, EL EMBRAGUE DEBE EMBRAGAR CON SUAVIDAD, CON UNA FUERZA DE OPERACION BAJA, TENER UN DESEMBRAGUE COMPLETO Y SER FACIL DE REPARAR.

EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN DEPENDE DE LOS MATERIALES EN CONTACTO Y PUEDE VARIAR CON LA PRESION, LA TEMPERATURA, LA SUCIEDAD Y HUMEDAD DE LAS SUPERFICIES. LOS VALORES PARA EL DISEÑO PUEDEN TOMARSE DE LA TABLA I EN AUSENCIA DE INFORMACION ESPECIALIZADA. CUANDO LAS SUPERFICIES DESLIZAN, EL COEFICIENTE MENOR. AL ARRANCAR, LA INERCIA DE LAS PARTES MOVIDAS PUEDE SER EXCESIVA Y OCACIONAR UN DESLIZAMIENTO NO PREVISTO QUE CAUSE FALLAS. POR ESTA RAZON, MUCHOS DISEÑADORES, EMPLEAN UN FACTOR DE SOBRECARGA DEL 75 AL 100 POR CIENTO DE LA CARGA NOMINAL. EN OCASIONES ESTO ES CONTRAPRODUENTE, PUES EL DESLIZAMIENTO PERMITE UN ARRANQUE SUAVE Y GRADUAL. DESDE LUEGO QUE LOS EMBRAGUES CALCULADOS SIN FACTOR DE SOBRECARGA DEBEN SER CAPACES DE TRANSMITIR EL PAR DESEADO, DESPUES DE CESAR EL DESLIZAMIENTO. SI LA CARGA A TRANSMITIR NO ES UNIFORME, COMO LO SERIA EN EL CASO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA PARA AGUA O EN UN GENERADOR ELECTRICO, LOS FACTORES DE SERVICIO QUE SE ILUSTRAN EN LA TABLA 6.1 DEBEN EMPLEARSE.

TABLA 6.1 FACTORES DE SERVICIO PARA EMBRAGUES.

TIPO DE SERVICIO	FACTOR DE SERVICIO
FUENTE MOTRIZ:	(NO INCLUYE EL FACTOR DE ARRANQUE)
MOTOR ELECTRICO, VELOCIDAD UNIFORME	1.0
MOTOR ELECTRICO, VELOCIDAD VARIABLE	1.5
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA, MONOCILINDRICO	1.5
DE MULTIPLES CILINDROS	1.0
MOTOR DIESEL, DE ALTA VELOCIDAD	1.5
DE BAJA VELOCIDAD, ALTA POTENCIA	2.0
CARGA A MOVER:	
GENERADOR ELECTRICO, CARGA UNIFORME	1.0
CARGA VARIABLE	1.5
VENTILADOR O SOPLADOR	1.0
COMPRESOR RECIPROCANTE (DEPENDIENDO DEL NUMERO DE CILINDROS)	2.0 - 2.5
BOMBAS CENTRIFUGA	1.0
DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. SIMPLE	2.0
DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. MULTIPLE	1.5
MAQUINARIA PARA MADERA	1.75
ELEVADORES, GRUAS, TRANSPORTADORES	2.0
MOLINOS DE MARTILLOS, DE BOLAS, QUEBRADORAS,	2.0
MOLINOS PARA ROMPER PIEDRA	3.0
AUTOMOVILES	1.2 - 1.5
TRACTORES Y MAQUINARIA AGRICOLA	2. - 2.5

SERVICIOS EN SECO Y EN BAÑO DE REFRIGERANTE

LA MAYOR PARTE DE LOS MATERIALES EMPLEADOS EN LAS SUPERFICIES DE ROZAMIENTO, PUEDEN EMPLEARSE CON EXITO TANTO SECAS COMO MOJADAS POR UN REFRIGERANTE. LOS MATERIALES, CUANDO SE USAN SECOS, TIENEN UN COEFICIENTE DE FRICCIÓN MAS ALTO. LOS EMBRAGUES Y FRENOS REFRIGERADOS POR

INMERSION O BAÑO, GENERALMENTE SE DESGASTAN MENOS, Y LA PRESION DE TRABAJO PERMISIBLE ES SUSTANCIALMENTE SUPERIOR A LA CORRESPONDIENTE AL TRABAJO EN SECO, SUBSANANDO CON ESTO LA REDUCCION EN LA CAPACIDAD DE TRANSMISION OCASIONADA POR EL MENOR COEFICIENTE DE FRICCION.

LA CONSTRUCCION DE LOS ACOPLAMIENTOS EN SECO ES MAS SIMPLE Y COMPACTA EN CONSTRUCCION Y ESTA MENOS AFECTADA POR LOS CAMBIOS DE TEMPERATURA QUE LA QUE INCLUYE BAÑO.

EN FORMA GENERAL SE PUEDE AFIRMAR QUE LA OPERACION EN BAÑO, SE RECOMIENDA SOLO EN LOS CASOS EN LOS QUE LA CARGA ES SEVERA Y LOS CICLOS DE TRABAJO FRECUENTES, DONDE, POR LO TANTO EL CALOR A DISIPAR SE CONVIERTE EN EL PRINCIPAL PROBLEMA.

EMPLEO DEL BAÑO DE RE FRIGERANTE
--

SELECCION DEL TIPO DE EMBRAGUE O FRENO

LAS TABLAS 6.2 y 6.3 MUESTRAN LOS TIPOS MAS COMUNES DE EMBRAGUES Y FRENOS, SUS APLICACIONES Y CARACTERISTICAS. ESTOS DATOS ORIENTARAN, EN AUSENCIA DE INFORMACION ESPECIALIZADA, LA SELECCION DE LA CONFIGURACION MAS IDONEA PARA UN TRABAJO DADO.

TABLA 6.2 CARACTERISTICAS DE LOS EMBRAGUES MAS COMUNES

DE FRICCION:

CONICO - - - -	CARGAS VARIABLES, DE 0 A 150 KW (0-200 H.P.); CADA VEZ MENOS EMPLEADO, SOBRETUDO EN EL RANGO ALTO DE CARGAS.
DE DISCO	CARGAS VARIABLES; DE 0 A 375 KW (0-500 H.P.); EXTENSAMENTE EMPLEADO, HA SUSTITUIDO AL CONICO EN LA MAYORIA DE LAS APLICACIONES.
DE BANDA O CINTA	CARGAS DE CHOQUE; DE 0 A 75 KW (0-100 H.P.) MUY EMPLEADO EN ELEVADORES DE MATERIAL Y MAQUINARIA AUXILIAR PARA CONSTRUCCION.

CENTRIFUGO	CARGA CONSTANTE; DE 0 A 38 KW (0-50 H.P.); POPULAR EN SU VERSION CON POLVOS O BALINES QUE SE APRIETAN SOBRE UN ROTOR AL GIRAR.
INFLABLE	CARGA VARIABLE; 0-3750 KW (0-5000 H.P.); ACCIONADO POR AIRE COMPRIMIDO. SUPERFICIE DE CONTACTO A LO LARGO DE LOS 360°.
ELECTRO MAGNETICO (FRICCION)	CARGA VARIABLE; 0-7460 KW (0-10000 H.P.). ALTAS - VELOCIDADES. MUY USADO EN LOS CASOS DONDE SE REQUIERE MANDO A DISTANCIA.
DE INTERFERENCIA.	OPERACION POSITIVA. BAJAS VELOCIDADES DE ACOPLAMIENTO (10-100 RPM). CHOQUE INHERENTE EN SU FUNCIONAMIENTO.
HIDRAULICOS	CARGAS CON GRANDES VARIACIONES; 0-7460 KW (0-10000 HP); PUEDE CONTROLARSE EL RESBALAMIENTO A UNA CANTIDAD - PREFIJADA.
ELECTRO MAGNETICO DE POLVOS Y LIQUIDOS	CARGAS CON GRANDES VARIACIONES; 0-7460 KW (0-10000 HP) SIMILARES CARACTERISTICAS QUE LOS HIDRAULICOS

TABLA 6.3 CARACTERISTICAS DE LOS FRENOS MAS COMUNES

DE TAMBOR ZAPATAS EXTERIORES	ZAPATAS DE MADERA O FUNDICION GRIS SOBRE UN TAMBOR DE FUNDICION GRIS O ACERO. SE ACOSTUMBRA COLOCAR DOS - ZAPATAS ENCONTRADAS DIAMETRALMENTE PARA EVITAR FLEXION EN EL ARBOL DE TRANSMISION. USADO CUANDO LA ECONOMIA ES LA CONSIDERACION MAS IMPORTANTE.
DE BANDA	SEGMENTOS DE ASBESTO TEJIDO, O MADERA SOBRE UNA BANDA O CINCHO DE ACERO, EL ASBESTO PUEDE REFORZARSE CON ALAMBRE DE COBRE EXTRETEJIDO Y CON IMPREGNACION DE ASFALTO. USADO CUANDO LA ECONOMIA ES UNA CONSIDERACION DE PESO.
DE CONO	SUPERFICIE DE FRICCION SOBRE CONO METALICO; MUY POPULAR EN GRUAS; COEFICIENTES DE FRICCION DE 0.08 A 0.10 ANGULO DE CONICIDAD CERCADO A 12.5°. UTIL EN APLICACIONES DE FRENADO INTERMITENTE

DE DISCO	PUEDEN TENER MULTIPLES SUPERFICIES DE CONTACTO. MUY EFECTIVOS PARA GRANDES CARGAS Y APLICACIONES CONTINUAS. FRECUENTEMENTE USADOS EN BAÑO DE REFRIGERANTE.
DE TAMBOR CON ZAPATAS INTERNAS (TIPO AUTOMOTRIZ)	POPULARES EN APLICACIONES SOBRE VEHICULOS. AUTO ENER-GIZANTES. CAPACES DE EJERCER GRANDES PARES DE FRENADO.
ELECTRICOS DE CORRIENTES DE EDDY	MUY EMPLEADOS CON VOLANTES DE INERCIA QUE REQUIEREN DE FRENAJES RAPIDOS Y DONDE LA INERCIA Y LA MAGNITUD DE LA CARGA, EXCLUYEN LA POSIBILIDAD DE USAR FRENOS DE FRICCION, DEBIDO AL EXCESIVO CALENTAMIENTO QUE GENERARIA.
MANDO ELECTRICO, ZAPATAS DE FRICCION	MUY EMPLEADOS EN MANDOS AUTOMATICOS. EN ELLOS, LA FUERZA ELECTRICA LOS DESACTIVA, UN RESORTE MECANICO PROVEE LA FUERZA DE APLICACION.
MANDO ELECTRICO, DISCO DE FRICCION	EXCELENTE EN TRABAJOS QUE REQUIEREN OPERACIONES CON FRECUENCIAS DE VARIAS OPERACIONES POR MINUTO PUEDEN SER DE MULTIPLES DISCOS.

EJEMPLO:

SE PRESENTA EL PROBLEMA DE SELECCIONAR EL TIPO DE EMBRAGUE A EMPLEAR PARA INTERCONECTAR UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA QUE ENTREGA 40 KW DE POTENCIA, CON UNA BOMBA RECIPROCANTE QUE GIRA A 900 (RPM). ¿QUE TIPO DE EMBRAGUE SE DEBERA USAR? ¿QUE CAPACIDAD DE TRANSMISION DEBERA TENER?

1) SELECCION DEL TIPO DE EMBRAGUE

LA TABLA 6.2 ENLISTA LOS PRINCIPALES TIPOS DE EMBRAGUES CON SUS CARACTERISTICAS Y APLICACIONES TIPOS. DE ESTA TABLE, LAS SELECCIONES POSIBLES SON:

- a) SI LA ECONOMIA FUESE EL FACTOR PREDOMINANTE, LA ELECCION SERIA EMBRAGUE DE INTERFERENCIA O CONICO DE FRICCION
- b) SI SE REQUIRIERA CONTAR CON UNA OPERACION ALTAMENTE CONFIABLE, SERIA PREFERIBLE ELEGIR UN EMBRAGUE DE DISCO.

EN ESTE CASO SE TOMARA LA OPCION (b) DEBIDO A QUE NO SE INDICA QUE EL FACTOR ECONOMICO FUESE EL PREDOMINANTE, Y POR OTRA PARTE SON COMPONENTES MAS COMERCIALES LOS EMBRAGUES DE DISCO.

- 2) CALCULO DE LA CAPACIDAD DE TRANSMISION DEL EMBRAGUE
 COMO EL EMBRAGUE DEBE MOVER LA BOMBA DESDE EL REPOSO, EL PAR DE ARRANQUE PUEDE LLEGAR A SER DE DOS A CUATRO VECES EL PAR NOMINAL DE OPERACION. ADICIONALMENTE, - TRATANDOSE DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, ESTOS - DEBEN OPERARSE A UNA VELOCIDAD ELEVADA PARA PODER PROPORCIONAR EL PAR DE ARRANQUE, OCASIONANDO UNA SOBRECARGA EN EL EMBRAGUE. SUPONGASE EN ESTE CASO UN FACTOR DE ARRANQUE F.A. = 3.5 PARA LA COMBINACION MOTOR--BOMBA. ASI EL PAR DE ARRANQUE SERA:

$$T = \frac{F.A. \times Pot}{n'} = \frac{3.5 \times 40000 \times 60}{900 \times 2 \uparrow} = 1485.5 \text{ N-m}$$

- 3) DETERMINACION DEL PAR TOTAL REQUERIDO

ADICIONALMENTE A LA CONSIDERACION DEL PAR EN EL MOMENTO DEL ARRANQUE, SE DEBE CONSIDERAR LA CONDICION DE OPERACION IMPUESTA POR LA FUENTE MOTRIZ Y LA CARGA A MOVER. CONSULTANDO EN LA TABLA 6.4 SE ENCUENTRA UN FACTOR DE SERVICIO F.S.=2 PARA BOMBAS RECIPROCANES DE SIMPLE EFECTO, POR LO QUE PAR TOTAL REQUERIDO SERA:

$$T_{tot} = F.S \times T$$

$$T_{tot} = 2 \times 1485.5 = 2971 \text{ N-m}$$

EJEMPLO

SELECCION DE UN FRENO PARA UNA CARGA CONOCIDA.

SE REQUIERE SELECCIONAR UN FRENO PARA DETENER AUTOMATICAMENTE UN MOTOR DE 40 KW. EL MOTOR DEBE SER DETENIDO POR COMPLETO CUANDO MAS EN 40 s DESPUES DE APAGADO. LA CARGA INERCIAL, INCLUYENDO EL ELEMENTO GIRATORIO DEL FRENO, ES DE APROXIMADAMENTE DE 9 kg-m². LA FLECHA A FRENAR GIRA A 1800 rpm.

SOLUCION Y PROCEDIMIENTO DE CALCULO

a) SELECCION DEL TIPO DE FRENO

LA TABLA 6.5 MUESTRA QUE EL FRENO DE MANDO ELECTRICO CON ZAPATAS DE FRICCION ES PROBABLEMENTE LA MEJOR SELECCION PARA EL MANDO AUTOMATICO QUE SE REQUIERE. LA UNICA OTRA OPCION, EL FRENO ELECTRICO DE CORRIENTES - DE EDDY ES USADO COMUNMENTE PARA CARGAS - MAS GRANDES.

b) CALCULO DEL PAR A FRENAR

USANDO LA RELACION $T = w r^2 n' / t$ DONDE

w = MASA ROTATORIA kg.

r = RADIO DE GIRO-M

n' = VELOCIDAD ANGULAR

s', t = TIEMPO REQUERIDO

PARA DETENER EL FRENO

$$T = \frac{9 \times 188.5}{40} = 42.4 \text{ N-m}$$

c) APLICACION DEL FACTOR DE SERVICIO

ES COMUN APLICAR UN FACTOR DE SERVICIO PARA ASEGURAR LA CAPACIDAD DEL FRENO PARA TRABAJAR BAJO LAS CONDICIONES ESPECIFICAS DE OPERACION. EN ESTE CASO SE TOMA 1.5 PUES NO SE PRESENTA NINGUN REQUERIMIENTO ESPECIAL. ESTE FACTOR PUEDE ESTAR ENTRE 1 y 4.

$$T = 1.5 T_0 = 1.5 \times 42.4 = 84.8 \text{ N-m}$$

MATERIALES DE FRICCIÓN PARA EMBRAGUES*

Superficies de contacto		Coeficiente de fricción:		Temperatura máxima °F	Presión máxima lb/plg ²	Costo relativo	Comentarios
Desgastable	Opuesta a [†]	En mojado	En seco				
Bronce fundido	Hierro fundido o acero	0.05	---	300	80-120	Bajo	Expuesto a agarrotamiento
Hierro fundido	Hierro fundido	0.05	0.15-0.2	600	150-250	Muy bajo	Bueno a bajas velocidades
	Aceros	0.06	---	500	120-200	Muy bajo	Aceptable a bajas velocidades
Aceros duros	Aceros duros	0.05	---	500	100	Moderado	Sujeto a raspadura
	Aceros duros cromados	0.03	---	500	200	Alto	Combinación durable
Bronce fosforado							
estriado duro	Aceros duros cromados	0.03	---	500	150	Alto	Buenas cualidades de desgaste
Metal pulverizado [‡]	Hierro fundido o acero	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	150	Alto	Buenas cualidades de desgaste
	Aceros duros cromados	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	300	Muy alto	Alta absorción de energía
Madera	Hierro fundido o acero	0.16	0.2-0.35	300	60-90	Infinito	Inadecuado para alta velocidad
Cuero	Hierro fundido o acero	0.12-0.15	0.3-0.5	300	10-40	Muy bajo	Expuesto a abrillantamiento
Corcho	Hierro fundido o acero	0.15-0.25	0.3-0.5	300	8-14	Muy bajo	Se prefiere el corcho de inserción
Cañuto	Hierro fundido o acero	0.18	0.22	280	5-10	Bajo	Conexión resiliente
Fibra vulcanizada o papel	Hierro fundido o acero	---	0.3-0.5	200	10-40	Muy bajo	Bajas velocidades, servicio ligero
Asbesto tejido [§]	Hierro fundido o acero	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	50-100	Bajo	Servicio con deslizamiento prolongado, se indican los valores nominales
	Hierro fundido o acero	0.1-0.2	---	500	100-200	Bajo	Estos valores son para conexiones breves no frecuentes
	Aceros duros cromados	0.1	---	---	1200	Moderado	Se empleó en el motor Napier Sabre
Asbesto moldeado [¶]	Hierro fundido o acero	0.08-0.12	0.2-0.5	500	50-150	Muy bajo	Amplio campo de aplicaciones
Asbesto impregnado	Hierro fundido o acero	0.12	0.32	500-750	150	Moderado	Para aplicaciones exigentes
Gráfico	Aceros	0.05-0.1	0.25	700-1000	300	Alto	Para requisitos críticos
Plástico fenólico moldeado, base de tela maderada	Hierro fundido o acero	0.1-0.15	0.25	300	100	Bajo	Para servicio ligero especial

* A. F. Gagne, Jr., "Clutches", *Machine Design*, vol. 24, No. 8, pág. 136, agosto de 1952. Reproducido con permiso de *Machine Design*.

† Donde se especifique acero, este material debe tener un contenido de carbono de aproximadamente 0.70%. Las superficies deben estar bien rectificadas y lisas.

‡ Deben usarse valores conservadores, para tener en cuenta el posible abrillantamiento de las superficies de contacto de un embrague en el servicio, así como las condiciones adversas de operación.

§ En el caso de un material específico de este grupo, el coeficiente suele mantenerse dentro de más o menos 5%.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

TIPOS DE EMBRAGUES Y FRENOS Y SU CLASIFICACION

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

1. DESCRIPCION Y GENERALIDADES

LOS EMBRAGUES Y FRENOS, TIENEN PRINCIPIOS DE OPERACION MUY SIMILARES Y PODRIA AFIRMARSE QUE UN FRENO ES UN EMBRAGUE CON UNO DE SUS MIEMBROS OBLIGADO A PERMANECER ESTACIONARIO. EL OBJETIVO EN AMBOS, ES UNIR DOS FLECHAS GIRANDO INDEPENDIENTEMENTE A VELOCIDADES DISTINTAS, HASTA LOGRAR UN ACOPLAMIENTO TOTAL O PARCIAL.

EL ACOPLAMIENTO ENTRE LAS FLECHAS PUEDE LOGRARSE CON UN ENGANCHE MECANICO DIRECTO CON FRICCION MECANICA, POR ACCION ELECTROMAGNETICA O POR FUERZA HIDRAULICA. EN PARTICULAR EN LO REFERENTE AL CASO DE LA ACCION ELECTROMAGNETICA ESTA SUELE USARSE PARA ACTIVAR EMBRAGUES Y FRENOS DE FRICCION MECANICA, CON LO CUAL SE TENDRIA UN FRENO DE FRICCION ACTUADO POR FUERZAS ELECTROMAGNETICAS. OTROS CASOS NOTABLES SON LOS FRENOS "HIDRAULICOS" O "DE AIRE" QUE DEBERIAN LLAMARSE FRENOS DE FRICCION CON MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO, PUES LOS COMPONENTES ELECTROMAGNETICOS, HIDRAULICOS O NEUMATICOS, SOLO SE EMPLEAN PARA ACCIONAR AL FRENO DE FRICCION.

LOS EMBRAGUES MECANICOS SON LOS MAS SIMPLES Y SE USAN NORMALMENTE DONDE UN OPERADOR PUEDE ACTIVARLOS MANUALMENTE. LOS VEHICULOS, TIPICAMENTE USAN EMBRAGUES MECANICOS.

FUNCIONAMIENTO Y OBJETIVO DE OPERACION EN FRENOS Y EMBRAGUES.

MEDIOS PARA LOGRAR EL ACOPLAMIENTO

ACOPLAMIENTOS MECANICOS

LOS EMBRAGUES ELECTRICOS, GENERALMENTE SE USAN -
CUANDO SE REQUIERE ACCION REMOTA, (COMO UNA MA--
QUINA AUTOMATICA), O DONDE SON NECESARIAS CONDI--
CIONES DE DESLIZAMIENTO CONTROLADAS

ACOPLAMIENTOS ELECTRICOS

LOS EMBRAGUES HIDRAULICOS SE USAN EN LU--
GAR DE LOS MECANICOS, CUANDO SE NECESITA
UNA SUAVIDAD INUSITADA EN EL ACOPLAMIENT--
TO, O CUANDO SE DESEA QUE EL EMBRAGUE -
(O FRENO) TOMA AUTOMATICAMENTE UNA CARGA
CON UNA CRECIENTE. TAMBIEN SON USADOS -
CUANDO LA FRECUENCIA DE OPERACION ES TAN
ALTA QUE ACABARIA CON UNO DE FRICCION EN
POCO TIEMPO.

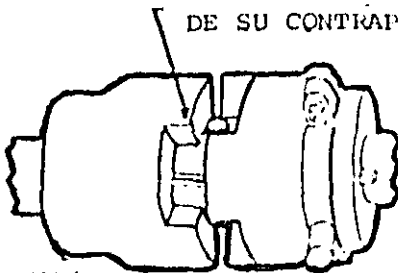
ACOPLAMIENTOS HIDRAULICOS

.2 EMBRAGUES MECANICOS

.2.1 EMBRAGUES DE QUIJADAS

- EMBRAGUES DE QUIJADA CUADRADA

LOS DIENTES CUADRADOS
ENCAJAN ENTRE LOS HUECOS
DE SU CONTRAPARTE



ES EL TIPO MAS BASICO Y SIMPLE DE EMBRAGUE
CADA MIEMBRO ESTA PROVISTO DE DIENTES CUA--
DRADOS QUE ENCAJAN EN LOS HUECOS DE SU CON--
TRAPARTE. PROPORCIONAN UN ACOPLAMIENTO -
INSTANTANEO Y POSITIVO. SOLO PUEDEN USAR-

DESCRIPCION

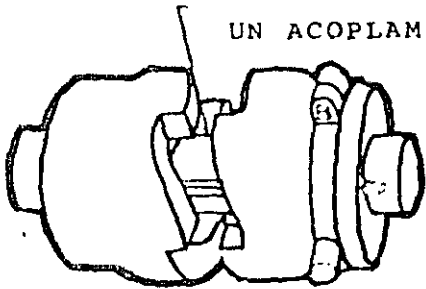
OPERACION

SE SEGURAMENTE CUANDO LAS FLECHAS A CONECTAR ESTAN DETENIDAS O MOVIENDOSE A VELOCIDADES IGUALES, YA QUE NO PERMITEN DESLIZAMIENTO Y SU OPERACION PODRIA SER EXTREMADAMENTE VIOLENTA. ES MUY USADO EN CONDICIONES DE ACOPLAMIENTO QUE REQUIEREN EFECTUARSE INSTANTANEAMENTE A PARTIR DEL REPOSO. LA DIFERENCIA DE VELOCIDADES ACEPTABLE, ENTRE LAS FLECHAS A CONECTAR ES DE 10 rpm. SUS TAMAÑOS VARIAN ENTRE 10 Y 150 mm DE DIAMETRO Y SUS CAPACIDADES VAN DE POTENCIAS FRACCIONARIAS HASTA 220 kw.

TAMAÑOS

- EMBRAGUE DE QUIJAS ESPIRALES

LOS DIENTES ESPIRALES PERMITEN UN ACOPLAMIENTO MAS SUAVE



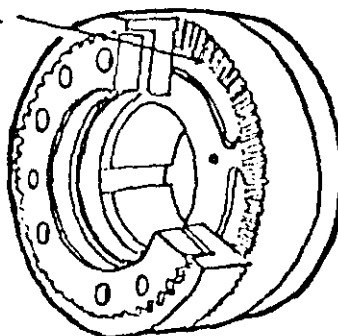
CONCEBIDO PARA ELEMENAR ALGUNOS DE LOS ASPECTOS OBJETABLES DEL ACOPLAMIENTO DE QUIJADAS CUADRADAS. LOS DIENTES DE ESTE TIPO DE EMBRAGUE SON ESPIRALES, PARA PERMITIR UN ACOPLAMIENTO MAS SUAVE EN OPERACION. PUEDE USARSE CON DIFERENCIAS DE VELOCIDAD HASTA DE 150 rpm. ESTA DISPONIBLE EN LOS MISMOS TAMAÑOS Y CAPACIDADES QUE EL DE QUIJADAS CUADRADAS. SOLO PUEDE OPERARSE EN UNA DIRECCION Y TIENDE A DESEMBRAGARSE, SIGUIENDO EL PRINCIPIO DE LOS EMBRAGUES DE RUEDA LIBRE.

DESCRIPCION OPERACION Y APLICACIONES

- EMBRAGUE DENTADO

Y
EL ACOPLAMIENTO SE REALIZA
MEDIANTE DIENTES RADIA-

LES.



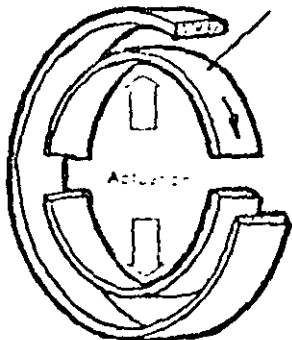
PRODUCTO DE UN MAYOR REFINAMIENTO DEL PRIN-
CIPIO DE ACOPLAMIENTO POR INTERFERENCIA. EN
ESTE CASO, CADA PARTE CONSTA DE UN GRAN NU-
MERO DE DIENTES COLOCADOS RADIALMENTE, Y
CUYO PERFIL SEMEJA EL DE LOS DIENTES DE
ENGRANES. LA VELOCIDAD DE ACOPLAMIENTO LLE-
GA HASTA 300 rpm. DISPONIBLE EN CAPACIDADES
DE HASTA 225 kw. A 100 rpm.

.2.2 EMBRAGUES DE FRICCIÓN

EL ACOPLAMIENTO ENTRE EMBRAGUES DE FRICCIÓN
NO ES POSITIVO, EN EL SENTIDO DE QUE ESTAN
DISEÑADOS PARA PERMITIR EL DESLIZAMIENTO DE
LAS PARTES A CONECTAR PARA ASEGURAR UN ACO-
PLAMIENTO SUAVE Y GRADUAL. ESTO PERMITE SU
EMPLEO PARA CONECTAR EQUIPO INICIALMENTE
ESTACIONARIO, CON FUENTES MOTRICES QUE GIRAN
A ALTAS VELOCIDADES. ASIMISMO, SIRVEN COMO
AMORTIGUADORES DE CARGAS DE CHOQUE, PUES EN
SU PRESENCIA PERMITEN DESLIZAMIENTOS MOMEN-
TANEOS. UNA VEZ EFECTUADO EL ACOPLAMIENTO,
DAN LUGAR A UNA TRANSMISIÓN ESENCIALMENTE
POSITIVA, YA QUE NO TIENEN DESLIZAMIENTO
PERCEPTIBLE.

- EMBRAGUE DE ANILLO O TAMBOR

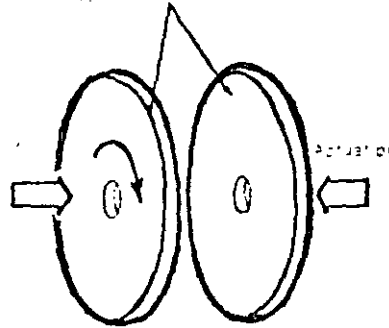
LAS ZAPATAS SE SEPARAN
PARA OPRIMIRSE CONTRA
EL TAMBOR DEL EMBRAGUE



-LOS EMBRAGUES DE DISCO O TAMBOR OPERAN ESENCIALMENTE IGUAL QUE LOS FRENOS DE UN AUTOMOVEL. EN EL TIPO DE ZAPATAS EXPANDIBLES, ESTAS SE FIJAN A UNO DE LOS ARBOLES DE TRANSMISION, PARA ACOPLAR CON EL ANILLO O TAMBOR CONECTADO AL OTRO. EN EL TIPO DE ZAPATAS CONTRACTILES, ESTAS SE MONTAN EN EL EXTERIOR DEL TAMBOR Y SE COMPRIMEN CONTRA EL. LAS ZAPATAS SE ACCIONAN POR MEDIOS MECANICOS, HIDRAULICOS O NEUMATICOS, LA VERSION DE ZAPATAS CONTRACTILES TIENE UNA RESPUESTA MAS RAPIDA, QUE LA OTRA, YA QUE LA FUERZA CENTRIFUGA RETRAE LAS ZAPATAS RAPIDAMENTE, POR LO QUE SE LE PREFIERE EN CASOS QUE REQUIEREN OPERACIONES FRECUENTE. LOS EMBRAGUES DE ESTE TIPO SON MAS FACILES DE REPARAR Y MANTENER QUE LOS AXIALES.

- EMBRAGUES AXIALES (DE DISCO Y CONICOS)

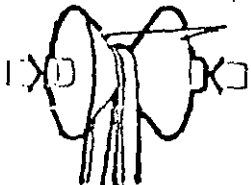
EL DISCO CONDUCTOR
ES OPRIMIDO CONTRA
EL CONDUCTIDO.



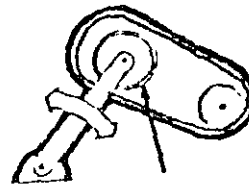
LOS EMBRAGUES AXIALES SON MAS COMPLEJOS Y COSTOSOS QUE LOS DE TAMBOR, PERO OFRECEN MAYOR SUPERFICIE DE FRICCIÓN Y MAYOR CAPACIDAD DE TRANSMISION PARA UN TAMAÑO DADO. LAS SUPERFICIES DE FRICCIÓN PUEDEN SER PLANAS (DISCOS) O CONICAS. LOS EMBRAGUES ESTANDAR TIENEN CAPACIDADES DE HASTA 22.5 kw. (30 HP.) A 100 rpm. LOS EMPLEADOS EN AUTOMOVILES Y EN LA MAYORIA DE LOS VEHICULOS, SON DISEÑOS ESPECIALES. EL EMPLEO DE DISCOS MULTIPLES, AUMENTA LA CAPACIDAD DE TRANSMISION, ALTERNANDO DISCOS CONDUCTORES Y CONDUCTIDOS, LO CUAL INCREMENTA LA SUPERFICIE DE FRICCIÓN.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS
CAPACIDAD DE TRANSMISION
EMBRAGUES DE DISCOS
MULTIPLES

- EMBRAGUES DE BANDA



LOS CONOS SE MUEVEN AXIALMENTE



POLEA MONTADA SOBRE EL
BRAZO BASCULANTE

CONSTITUYEN EL TIPO MAS SIMPLE DE LOS EMBRAGUES DE FRICCION. UN JUEGO DE SUPERFICIES CONICAS, SON MOVIDAS AXIALMENTE PARA ACOPLAR O DESACOPLAR LA TRANSMISION POR BANDA. ACEPTABLE SOLO PARA CARGAS LIGERAS. UNA VARIANTE MAS SENCILLA AUN, EMPLEA UNA POLEA CONVENCIONAL MONTADA SOBRE UN BRAZO BASCULANTE PARA ACOPLAR Y DESACOPLAR LA BANDA.

ACCIONAMIENTO AXIAL

ACCIONAMIENTO BASCULANTE

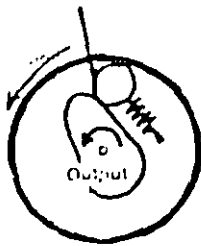
.2.3 EMBRAGUES DE RUEDA LIBRE O SOBRE CARRERA

LOS EMBRAGUES DE RUEDA LIBRE O DE SOBRE CARRERA PERMITEN LA TRANSMISION DE MOVIMIENTO EXCLUSIVAMENTE EN UNA SOLA DIRECCION. SE CONSTRUYEN ENTRES VERSIONES, AUN CUANDO TODOS USAN EL PRINCIPIO DE ACUÑAMIENTO MECANICO PARA OPERAR

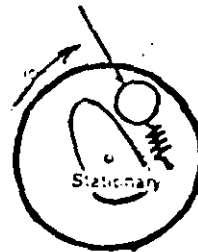
- TIPO RODILLO

EL RODILLO SE LIBERA AL INVERTIRSE

EL RODILLO DE ACUÑA CONTRA LA PISTA EL SENTIDO DE ROTACION



CONDUCIENDO



ACTUANDO COMO EMBRAGUE

EL RESORTE SOSTIENE EL (O LOS) RODILLO(S) EN CONTACTO CON LA PISTA CIRCULAR Y LA LEVA, HACIENDO QUE CON EL SENTIDO DE GIRO APROPIADO, SE ACUÑE EL (O LOS) RODILLO(S) ENTRE LA PISTA, LA LEVA. LA ROTACION EN SENTIDO INVERSO LIBERA EL(LOS) RODILLO(S)

- TIPO ESPUELA

MOVIMIENTO DE ENTRADA



LAS LEVAS SE ACUÑAN
CONTRA LAS PISTAS

CONDUCIENDO

MOVIMIENTO DE ENTRADA



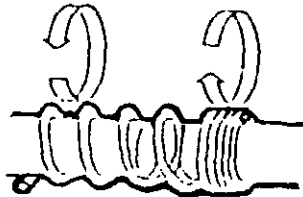
LAS LEVAS SE LIBERAN
DE LAS PISTAS

ACTUANDO COMO EMBRAGUE

LAS LEVAS SE MONTAN ENTRE DOS PISTA CIRCULARES, HACIENDO QUE LA ROTACION DE LA PISTA CONDUCTORA, CUANDO SE REALIZA EN LA DIRECCION ADECUADA, ACUÑE LAS LEVAS ENTRE LAS PISTAS. LA ROTACION INVERSA LAS LIBERA

- TIPO RESORTE

EL RESORTE SE APRIETA
SOBRE LA FLECHA DE
SALIDA



EL RESORTE LIBERA LA FLECHA
DE SALIDA

SALIDA

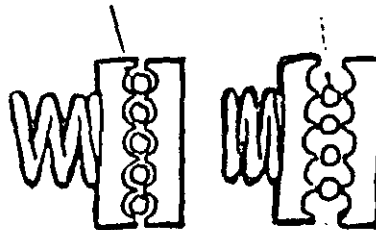
ENTRADA

LAS FLECHAS SE CONECTAN MEDIANTE UN RESORTE
HELICOIDAL. LA ROTACION EN UNA DIRECCION,
TIENDE A APRETAR EL RESORTE Y TRASMITE LA
POTENCIA. LA ROTACION EN SENTIDO INVERSO,
LIBERA O AFLOJA EL RESORTE.

2.4. EMBRAGUES LIMITADORES DE PAR.

LAS BALAS ACTUAN
TRABANDO AMBOS PLATOS

LAS BALAS BRINCAN,
LIBERANDO EL EMBRAGUE



CONDUCIENDO

SOBRECARGA

LOS EMBRAGUES LIMITADORES DE PAR, O DE SOBRECARGA, AUTOMATICAMENTE SE DESACOPLAN AL LLEGAR EL PAR A UN VALOR PREDETERMINADO. LA MAYORIA SE REACOPLAN CUANDO BAJA EL PAR A VALORES ACEPTABLES. SE EMPLEAN COMO MEDIOS DE

PROTECCION O PARA DESLIZAR EVITANDO QUE LA FUENTE MOTRIZ TOMÉ INERCIA DE ARRANQUE DE MACIADO ALTAS. USAN UNA GRAN VARIEDAD DE PRINCIPIOS PARA ACOPLAR Y DESACOPLAR. EL TIPO MOSTADO ES RECOMENDADO SOLO PARA SERVICIO LIGERO.

2.5. EMBRAGUES CENTRIFUGOS

EL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DE UN EMBRAGUE DE TAMBOR PUEDE SER DISEÑADO DE MODO QUE LA ZAPATA SE EXPANDA BAJO LA ACCION DE LA FUERZA CENTRIFUGA. LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO ES POR LO TANTO PROPORCIONAL A LA VELOCIDAD DE OPERACION. A BAJAS VELOCIDADES EL EMBRAGUE SE DESACOPLA. ESTOS EMBRAGUES SE USAN PARA EVITAR EL ACCIONAMIENTO MANUAL EN MOTORES DE GASOLINA, PARA DESACOPLAR MOTORES ELECTRICOS QUE DEMANDAN CORRIENTES DE ARRANQUE DEMASIADO ELEVADAS. SE USAN TAMBIEN PARA SEPARAR EL ELEMENTO ARRASTRADO EN MANDOS DOBLES, TAMBIEN PROVEEN PROTECCION PUES DESLIZAN CUANDO LAS SOBRECARGAS AMINORAN LA VELOCIDAD.

3 FRENOS MECANICOS

UN FRENO ABSORBE ENERGIA. LA ENERGIA ES TRANSFORMADA EN CALOR, ASI QUE LAS CUALIDADES PRIMORDIALES DE UN FRENO SERAN: 1- GENERAR UNA FUERZA CAPAZ DE DETENER EL MOVIMIENTO DE UNA FLECHA. 2- ABSORER Y DISIPAR SIN SUFRIR DETERIOROS, LA TREMENDA CANTIDAD DE CALOR Y ENERGIA GENERADA DURANTE EL PROCESO

LOS FRENOS MECANICOS ACTUAN GENERANDO FUERZAS DE FRICCION ENTRE DOS SUPERFICIES. LA POTENCIA DE FRENADO O CAPACIDAD DE FRENADO DEPEN--

DEN DEL AREA DE LAS SUPERFICIES ASI COMO DE LA FUERZA DE ACTIVACION APLICADA. LA FRICCIÓN Y EL DESGASTE EFRENTADOS POR LAS SUPERFICIES DE FRENADO SON SEVEROS, Y LA DURABILIDAD DE UN FRENO (O SU VIDA ENTRE PERIODOS DE MANTENIMIENTO) DEPENDE PRINCIPALMENTE DEL TIPO DE MATERIAL USADO COMO RECUBRIMIENTO EN LA ZAPATA, EL CUAL CONSTITUYE LA PARTE "DESGASTABLE" O RENOVABLE DEL FRENO, EL TAMBOR O DISCO METALICO, ESTA DISEÑADO PARA SUFRIR UN DESGASTE MINIMO Y ASI PERMANECER COMO UN ELEMENTO DURADERO EN EL FRENO.

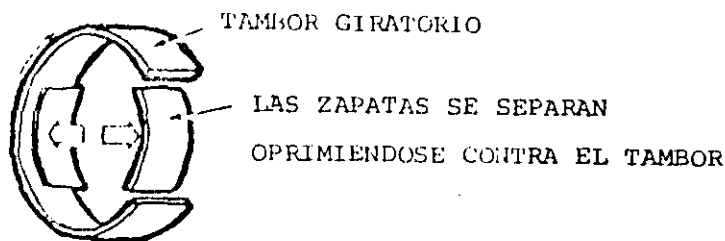
- FRENO DE BANDA



EL MAS SIMPLE DE LOS FRENOS MECANICOS. EMPLEA UNA CINTA DELGADA DE ACERO, NORMALMENTE RECUBIERTA CON ALGUN MATERIAL DE FRICCIÓN. DICHA CINTA ES APRETADA CONTRA UN TAMBOR ROTATORIO POR MEDIOS MECANICOS, HIDRAULICOS O NEUMATICOS LA CAPACIDAD DE FRENADO DE UN FRENO DE BANDA - NO ES MUY ALTA, Y SU APLICACION MAS COMUN ES -

LA DE LA FIJACION DE FLECHAS QUE YA ESTAN -
 DETENIDAS. SI EL JALON DE ACTIVACION TIENE
 LA DIRECCION DEL SENTIDO DE ROTACION DEL TAM-
 BOR, EL FRENO TENDRA EFECTO DE AUTO ENERGIZA-
 CION, ESTO ES, USARA EL MOVIMIENTO DEL TAM-
 BOR COMO AYUDA A LA FUERZA DE ACTIVACION.

- FRENO DE TAMBOR



EL MAS COMUN DE LOS FRENOS Y, HASTA UN PASA-
 DO CERCANO, EL TIPO PREDOMINANTE EN LOS AU-
 TOMOVILES. LAS ZAPATAS SE OPRIMEN CONTRA EL
 TAMBOR ROTATORIO EN UN MOVIMIENTO DE EXPAN-
 SION. UNA VARIANTE DE ESTOS FRENOS, EMPLEA
 ZAPATAS EXTERIORES QUE SE OPRIMEN SOBRE EL
 TAMBOR, LA MAYORIA DE LOS FRENOS DE TAMBOR

INDUSTRIALES SON DEL TIPO ANCLADO, EN LOS QUE LAS ZAPATAS TIENEN UN EXTREMO PIVOTEADO. LOS FRENOS DE ZAPATAS FLOTANTES NO TIENEN SUS ZAPATAS PIVOTEADAS

LOS FRENOS ANCLADOS PUEDEN SER DE ALGUNOS DE LOS TIPOS SIGUIENTES: 1- DE DOBLE ZAPATA GUIA, EN EL QUE LA ZAPATAS ACTUAN EN LA DIRECCION EN QUE LA ROTACION DEL TAMBOR - AYUDA A LA ACCION DE FRENADO. 2- DE DOBLE ZAPATA SEGUIDORA, DONDE LA DIRECCION DE - ACTUACION DE LAS ZAPATAS NO SE PRESTA PARA QUE EL TAMBOR AYUDE AL FRENADO. 3- DE ZAPATA GUIA Y ZAPATA SEGUIDORA, QUE ES UN FRENO INSENSIBLE AL SENTIDO DE ROTACION DEL - TAMBOR. LOS TIPOS 1 y 2 SI SON SENSIBLES AL SENTIDO DE ROTACION.

LA ASISTENCIA QUE EL MOVIMIENTO DEL TAMBOR PRESTA AL EFECTO DE FRENADO SE CONOCE COMO AUTO ENERGIZACION, Y CONTRIBUYE A LA ACTIVACION DEL FRENO CON FUERZAS MAS PEQUEÑAS PERO PUEDE TENDER A OPERAR INESTABLEMENTE BLOQUEADO EN FRENO CON SOLO UNA PEQUEÑA FUERZA DE ACTIVACION.

ZAPATAS FLOTANTES

FRENOS ANCLADOS:

LAS ZAPATAS ACTUAN PIVOTEADAS



DOBLE ZAPATA
LA DIRECCION DE ROTACION
PROVOCA AUTOENERGIZACION



DOBLE ZAPATA GUIADA
LA DIRECCION DE ROTACION
NO PROVOCA LA AUTOENERGIZACION



LAS ZAPATAS ACTUAN
SIN ESTAR PIVOTEADAS

EN EL TIPO DE ZAPATAS FLOTANTES, UNA DE ELLAS TIENE EL EFECTO DE AUTO ENERGIZACION MAS MARCADO, Y AUN CUANDO LA FUERZA DE ACTIVACION ES LA MISMA EN AMBAS ZAPATAS, LA ZAPATA GUIA TOMA LA MAYOR PARTE DE LA CARGA.

- FRENOS DE DISCO

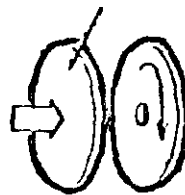
LOS SEGMENTOS OPRIMEN EL DISCO



DISCO O ROTOR

FRENO TIPO PINZAS

EL PLATO DE FRENADO ES OPRIMIDO CONTRA EL PLATO GIRATORIO



FRENO TIPO PLATOS

CONSIDERAMOS COMO EL FRENO DE MEJOR RENDIMIENTO Y MAS RESISTENTE AL EFECTO DE "CHORREADO". LA VERSION MAS COMUN ES LA DE "PINZAS", AMPLIAMENTE USADO EN AVIACION, AUTOS RECIENTES Y APLICACIONES INDUSTRIALES. LOS FRENOS DE DISCO TIPO PINZAS O COMPAS, SON MENOS SUSCEPTIBLES A "CHORREARSE", DEBIDO A QUE EL CALOR PUEDE SER FACILMENTE DISIPADO, YA QUE LA EXPANSION TERMICA NO DISMINUYE LA PRESION DE FRENADO, COMO OCURRE EN LOS FRENOS DE TAMBOR.

LOS FRENOS DE DISCOS, SON PRACTICAMENTE INSENSIBLES A LA CONTAMINACION POR POLVO O AGUA.

LOS FRENOS DE DISCO NO OFRECEN CARACTERISTICAS DE AUTO ENERGIZACION, LO CUAL PUEDE SER UNA VENTAJA, YA QUE SU RESPUESTA ES MAS PREDECIBLE, GENERALMENTE REQUIEREN FUERZAS DE ACTIVACION MUY GRANDES, Y POR LO TANTO SE EMPLEAN EN COMBINACION CON ALGUN MECANISMO DE INCREMENTO DE FUERA. (FRENOS DE POTENCIA). DEBIDO A LO REDUCIDO DE LOS SEGMENTOS DE FRENADO EN LAS PINZAS O COMPASES, LA PRESION SOBRE ELLAS ES ELEVADA, REQUIRIENDOSE MATERIALES DE MUY ALTA RESISTENCIA AL DESGASTE.

CARACTERISTICAS DE
LOS FRENOS DE DISCO

LOS FRENOS DE PLATO COMPLETO, SON SIMILARES EN OPERACION A LOS EMBRAGUES DE DISCO. EN LOS FRENOS, SIN EMBARGO, ES MAS COMUN EMPLEAR MULTIPLES DISCOS Y BAÑOS, DE REFRIGERACION, ESTA CONFIGURACION PERMITE GRANDES CAPACIDADES DE FRENADO EN ESPACIOS REDUCIDOS. LA CAPACIDAD DE DISIPACION DE CALOR DEPENDE GRANDEMENTE DEL SISTEMA DE REFRIGERACION, PUES TIENDE A ACUMULARSE SOBRE EL CONJUNTO DE DISCOS, QUE TIENDEN A SOBRECALENTARSE.

FRENOS DE PLATO
COMPLETO

MATERIALES PARA CONSTRUIR LOS FORROS.

LA MAYORIA DE LOS FRENOS USAN ALGUN TIPO DE FORROS. EL MATERIAL MAS EMPLEADO PARA CONSTRUIR LOS ES COMUNMENTE ASBESTO TEJIDO O MOLDEADO. EL ASBESTO MOLDEADO ES MAS RESISTENTE AL "CHORREADO" Y TIENE MEJORES CONDICIONES DE DESGASTE QUE EL TEJIO, EN APLICACIONES DE SERVICIO

LIGERO SE SUELEN USAR ZAPATAS RECUBIERTAS CON LONAS DE ALGODON.

PARA SERVICIO PESADO, SE EMPLEA METAL SINTERIZADO, EL CUAL RESPONDE MEJOR QUE EL ASBESTO A GRANDES CARGAS. PARA SERVICIOS EXTREMADAMENTE SEVEROS, EL MATERIAL RECOMENDADO ES EL CERMENT.

LOS FORROS SON UNIDOS A LAS ZAPATAS DE LOS FRE
NOS MEDIANTE REMACHES O PEGAMENTO. EL REMACHADO
ES UN PROCEDIMIENTO DE UNION MAS SENCILLO, PERO
LA PROFUNDIDAD UTIL DEL FORRO SE VE LIMITADA -
POR EL ESPESOR DEL REMACHE Y DEL MATERIAL ABAR-
CADO POR EL. ADEMAS LAS CABEZAS DE LOS REMACHES
PUEDEN DAÑAR LOS DISCOS Y TAMBORES SI NO SE RE-
CAMBIAN LOS FORROS CON FRECUENCIA.

UNION DE LOS
FORROS CON LAS
ZAPATAS



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

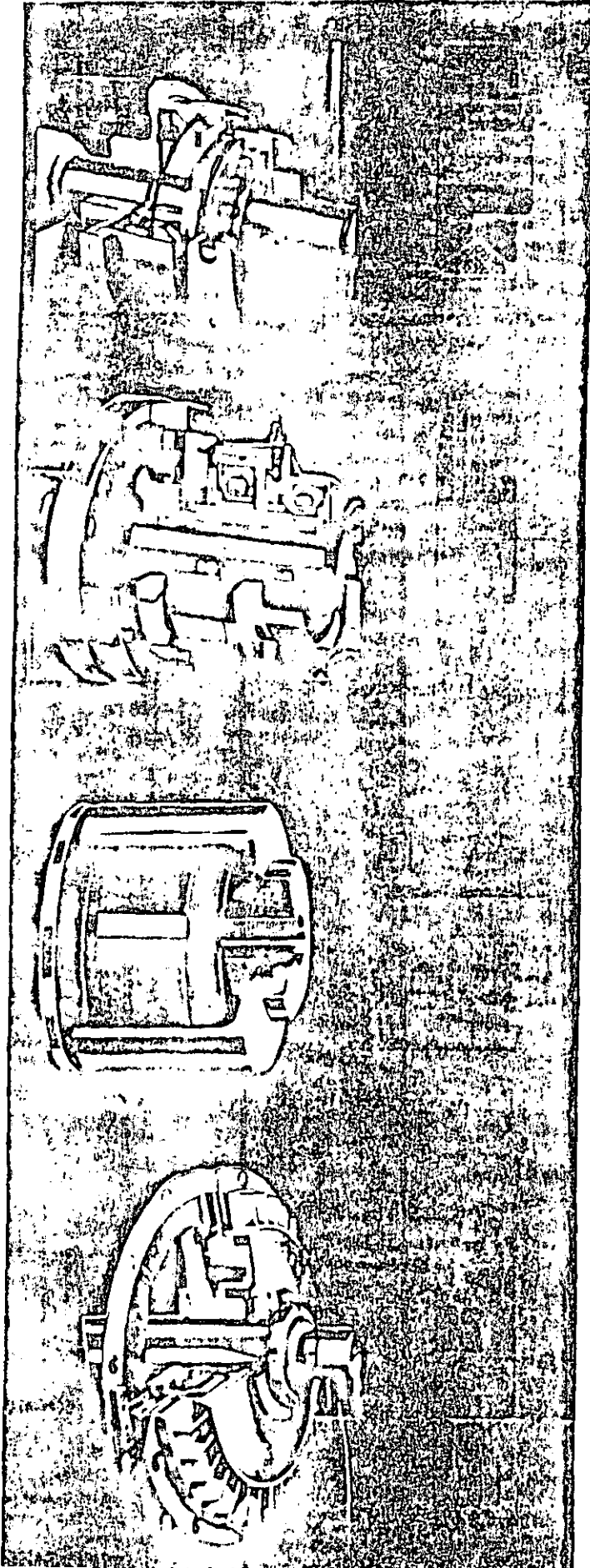
TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

EJEMPLO DE SELECCION DE UN EMBRAGUE INDUSTRIAL

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

INTRODUCTION



HEAD AND FORGE MACHINERY proudly presents the fruits of over sixty years of successful experience - **DESCH POWER TRANSMISSION EQUIPMENT** - the dry friction clutches, couplings, brakes and clutch and brake combinations.

1. **CONAX** - Engageable clutches
Safety slip couplings
2. **PLANOX** - Engageable clutches
Special assemblies
Safety slip couplings
Dis-engageable couplings
3. **CENTREX** - Self engageable
centrifugal clutches
4. **LUTEX** - Clutch and brake
combinations
Clutch and brake separates
Auxiliary disc brake

5. OPERATING UNITS

There are many catalogued variations and sizes of the above designs available.

Special designs for specific applications, not mentioned in this catalogue could be considered and evaluated by our engineering staff.

Complete control systems, using combinations of electric, pneumatic, hydraulic and mechanical elements, could also be

CONDITIONS

To determine the model and size, the following basic operational conditions have to be known.

1. Type of drive mechanism (electromotor, internal combustion motor, etc.)
2. Power output of the drive mechanism (kW or hp)
3. Speed of the clutch (r.p.m.)
4. Type of working mechanism
5. Maximum moment of load during clutch operation (Nm)
6. Mass moment of inertia "M" behind the clutch in relation to the clutch shaft (kgm²)
7. Number "z" of clutch engagements per hour
8. Time of clutch engagement (secs)
9. Drive arrangement (see fig. 6, page 7)
10. Ambient temperature (°C)
11. Desired engaging method, operating unit and control system. Available pressures of operating media (air, oil)

A clutch should be selected for the maximum load, usually consisting of transferable torque (mechanical load) and generated friction heat (thermal load). The given torque can be transmitted under uniform load. Under fluctuating conditions, corresponding safety factors "S" (see page 6) must be taken into account. Under high degrees of load variations, the crank force diagram should be used. If it is impractical, then safety factors "S" serve as a guide.

MECHANICAL LOAD

While engaging clutch, the two load conditions can be distinguished.

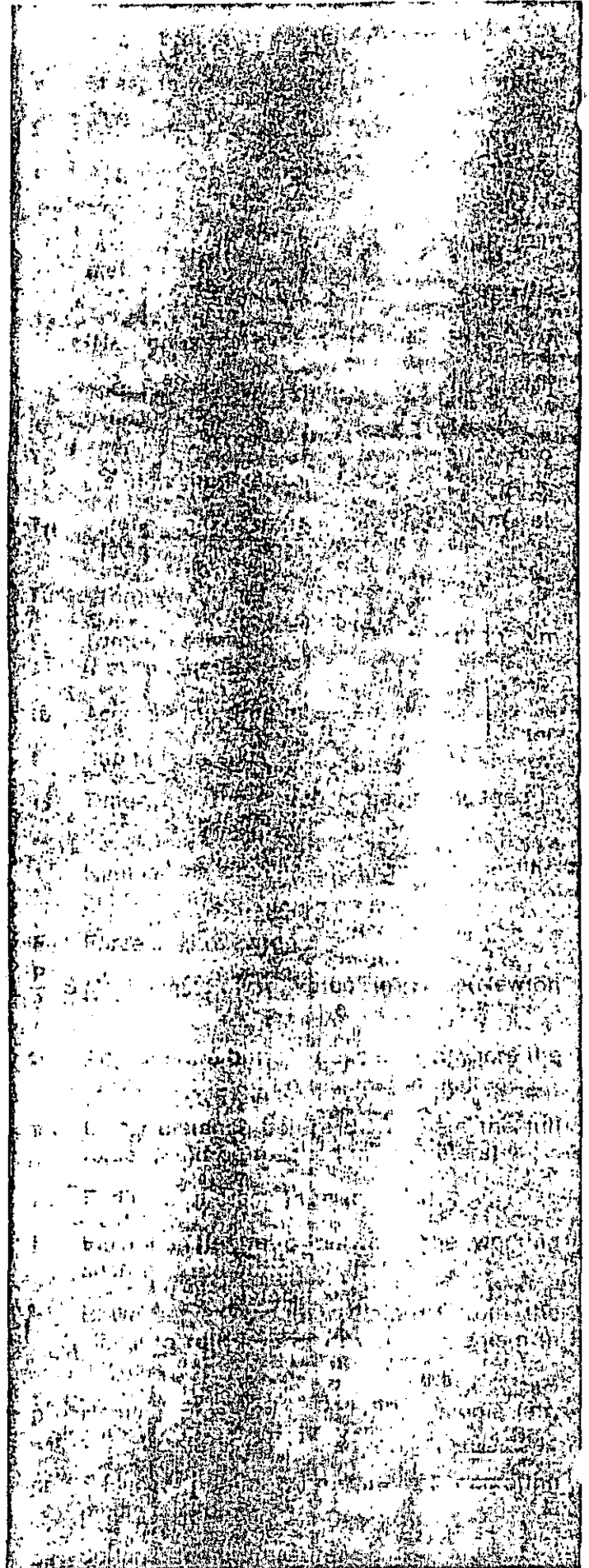
1. The clutch has to accelerate an insignificant mass.

Nominal torque T_N = clutch torque T_S .

$$T_N = T_S = \frac{P}{n} \times 9550 \times S = \text{(Nm)} \quad [1]$$

2. The clutch has to accelerate large masses.

$$T_S = T_N + T_B = \frac{P}{n} \times 9550 + \frac{M \times n}{9.55 \times t_s} = \text{(Nm)} \quad [2]$$



SIZE DETERMINATION

3

SAFETY FACTORS

Motive power

Internal combustion engines*)

1-3 cylinders with coefficient of fluctuation
of 1-80 up to 1-100

Internal combustion engines*)

4-6 cylinders with coefficient of fluctuation
of 1-100 up to 1-200

Water turbines

Electric motors and steam turbines

A) MACHINES

with uniform operation and low acceleration masses

Transmission gear, lines of shafts, generators, fans $P : n \leq 0.05$.

B)

with uniform operation and small acceleration masses

Elevators, exhausters and fans $P : n 0,037 \dots 0,073$ Turbo-compressors and turbo-blowers, tool machines with rotary movement, light textile machines, sheet metal bending machines, transport and conveyor belts (solid), stirring units (liquid)

C)

with fluctuating operation and medium size acceleration masses

Rotary blowers, rotary piston blowers, wood working machines, annular spinning machines, generators, winch drives, conveyor belts, (piece goods), winches, stirring units (semi liquid goods), conveyor drums, lifts, grinding machines, dressers, rotary furnaces, fans, $P : n 0.073$, cooling drums, printing and dyeing machines, oscillating sieves, mixers

D)

with irregular operation, medium size acceleration masses and surges

Beaters, compressor pumps, kneaders, carving machines, looms, self-actors, centrifugal mills, cement mixers, centrifuges, barrelling machines, washing machines, mills, roller frames, planing machines for metals, drop hammers, drying drums and furnaces, pit fans, piston pumps and compressors with coefficient of fluctuation of 1-100 up to 1-200, crane units and winches, passenger lifts, overhead tracks, plate belts, cement mills, ball and tube mills, marine shafts, threshing machines, propeller pumps, tanning drum drives, light roller beds

E)

with irregular operation, large acceleration masses and strong surges

Presses, guillotines, stamping presses, lead rolling works, wood sanders, couches, wet presses, drying cylinders, pressing cylinders, calenders and roller units in the paper industry, forging presses, piston pumps with light flywheel, excavator drives, calenders, hammers, pug mills, wire drawers, ridding machines, rotary drilling plant, hammer mills, sugar cane mashers, rubber mills

F)

with irregular operation, very high acceleration masses and particularly strong surges

Welding generators, rock crushers, heavy roller tracks, piston compressors and piston pumps without flywheel, horizontal and multiple blade frame saws, brick presses, rolling mills for metals

*1. When using Planox clutches as separator clutches with diesel engines, with the approval of the engine manufacturers, clutches of type PMA, PPA, PPKA and PMK should be fitted to the engines according to size. The determination of sizes of Planox clutches to the internal combustion engines will be made by us on enquiry. The connecting dimensions of the diesel engines housing flanges and of the flywheels must be in accordance with the SAE standard J = 617, J = 620 and J = 621. These connecting dimensions have been taken into account on the Planox clutches types PMA, PPA, PPKA and PMK.

THERMAL LOAD

During an acceleration process approximately 50 per cent of the used power is transferred into the heat. Where the driven mechanism calls for a power output already during the acceleration process, the friction energy increases in the proportion of the clutch torque (T_s) to the loading torque (TL). The friction clutch then must be able to handle the heat generated by engaging, while transmitting required torque. Amounts of friction energy under various conditions can be calculated from following formulas:

- A) Friction energy per engagement for start up without the load.

$$AR = \frac{M \times n^2}{182.5} = (J) \quad (3)$$

- B) Friction energy per engagement for start up with the load.

$$AR = \frac{M \times n^2}{182.5} \times \frac{T_s}{T_s - TL} = (J) \quad (4)$$

The installation arrangement and other conditions are also important factors for selecting the clutch. See figures 6, 7, 8

Fig. 6 Factor E1

Fig. 6 features installation arrangement. Factor "K", is clutch application. "B" is brake application. Arrows indicate power input and output (via boss to peripheral ring and vice versa).

Fig. 7 Factor E2

If the clutch is operated as a brake - "B" application of Fig. 6 factor E2 from diagram Fig. 7 has to be obtained. X axis displays percent of engagement time. Y axis (vertical) displays E2 factor.

Fig. 8 Factor E3

The given values relate to an ambient temperature 20 degrees C (68 degrees F.). For other temperatures, the factor E3 (fig. 8) has to be considered. (See page 4 for relation of degrees C. to F.).

- C) Friction energy per engagement for start up without the load, considering installation conditions and the ambient temperature.

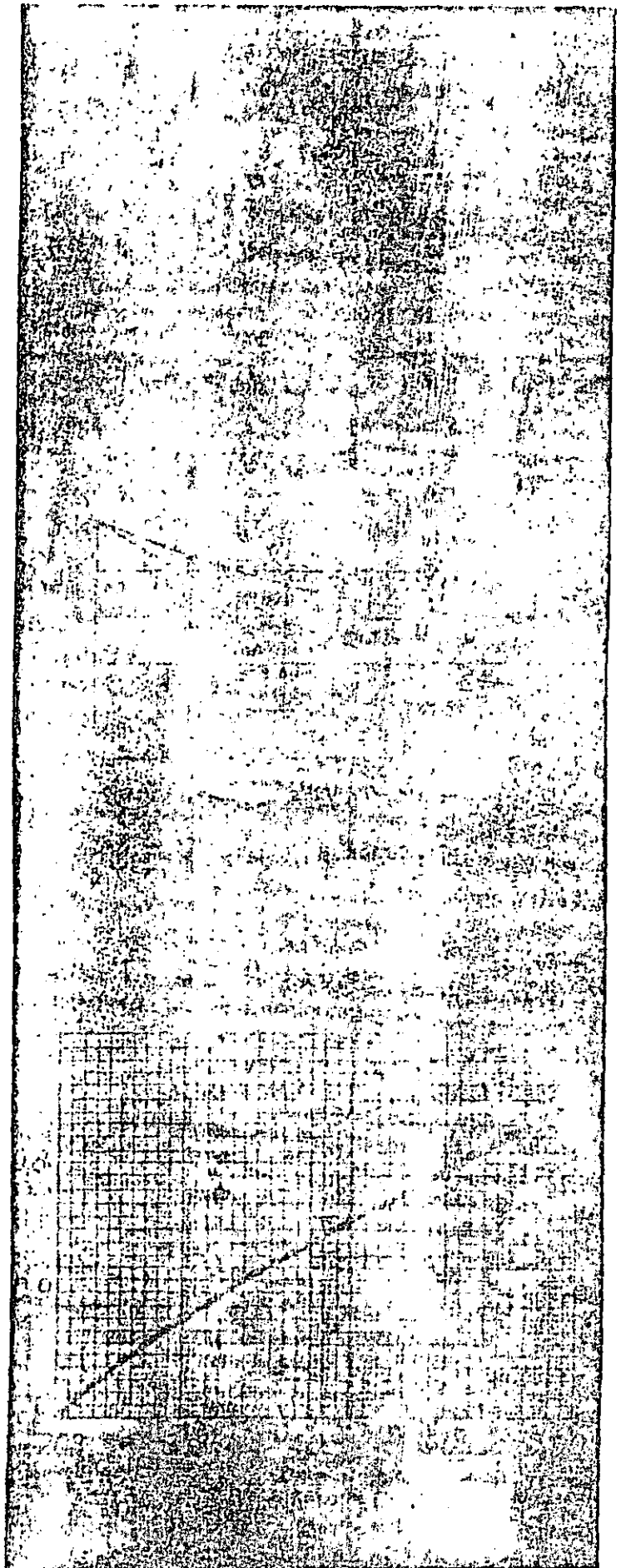
$$AR = \frac{M \times n^2 \times E_2}{182.5 \times E_1 \times E_3} = (J) \quad (5)$$

- D) Friction energy per engagement for start up with the load, considering installation conditions and the ambient temperature.

$$AR = \frac{M \times n^2 \times T_s \times E_2}{182.5 \times (T_s - TL) \times E_1 \times E_3} = (J) \quad (6)$$

- E) Friction energy for slip coupling if slipping speed and torque remain constant.

$$AR = T_s \times n \times t \times 0.105 = (J) \quad (7)$$



SIZE DETERMINATION

THERMAL LOAD

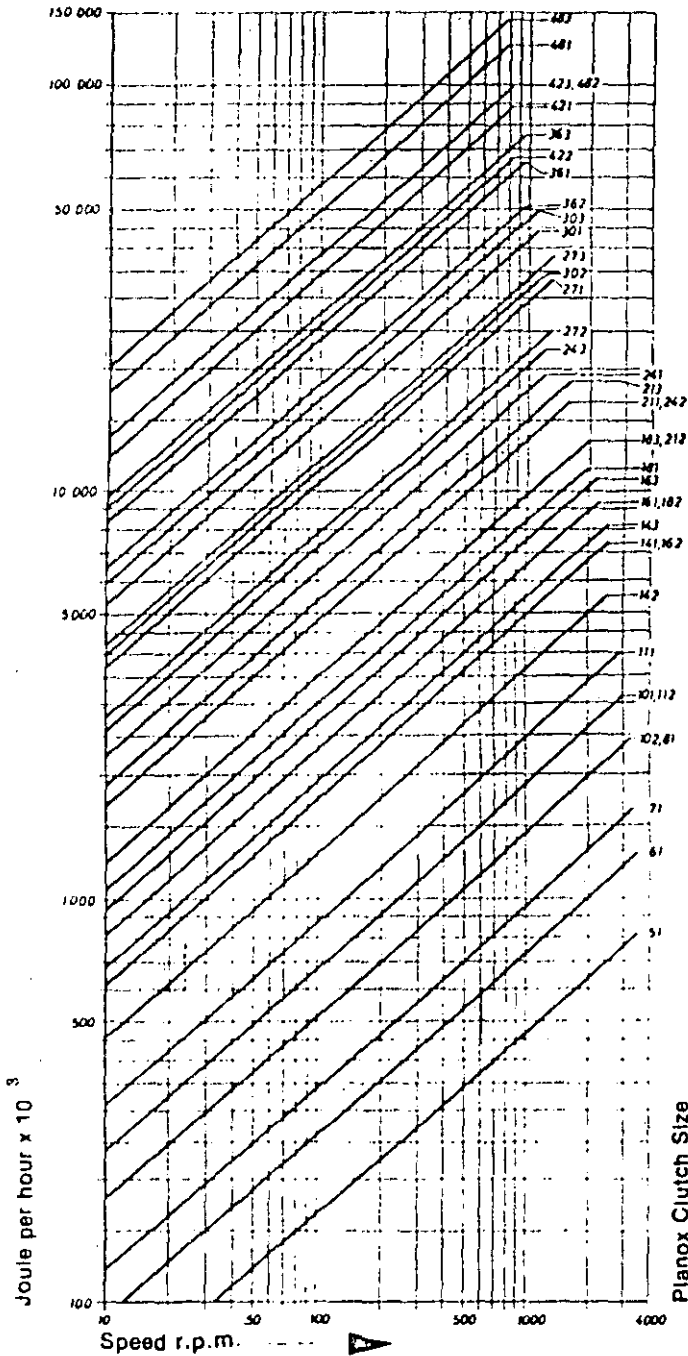
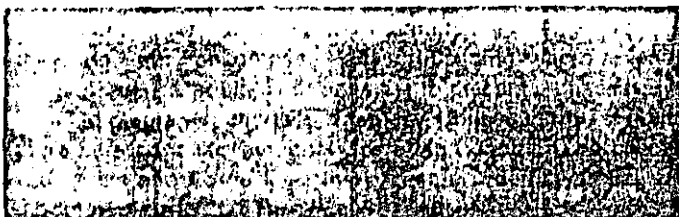


Fig. 9 - Maximum Friction Energy for KAA Installation at 100 per cent engagement time and 20 degrees C. (68 degrees F.) ambient temperature (relates to Planox clutches.) 1)



PLANOX-CLUTCH SIZE	JOULE PER ENGAGEMENT x 10 ³	JOULE PER SECOND x 10 ³
51	78	11
61	110	16
71	135	19
81	195	28
101	225	31
102	165	62
111	310	40
112	225	80
141	610	71
142	445	142
143	665	213
161	860	92
162	625	184
163	935	276
181	1105	111
182	805	222
183	1200	333
211	1725	162
212	1260	324
213	1880	486
241	2340	208
242	1710	416
243	2550	624
271	3720	320
272	2715	640
273	4055	960
301	5425	445
302	3960	990
303	5915	1335
361	8590	670
362	6270	1300
363	9365	1950
421	12495	880
422	9120	1760
423	13620	2640
481	18415	1215
482	13440	2430
483	20100	3645

Fig. 10 - Maximum Friction Energy per engagement or per second (relates to Planox clutch.) 1)

F) Friction energy per hour.

$$AR \text{ per hr} = AR \times z = (J) \quad [8]$$

G) Friction energy per second.

$$AR \text{ per sec} = \frac{AR}{ts} = (J) \quad [9]$$

H) Engagement time for start up without load.

$$ts = \frac{M \times n}{9.55 \times Ts} = (\text{secs}) \quad [10]$$

I) Engagement time for start up with load.

$$ts = \frac{M \times n}{9.55 \times (Ts - TL)} = (\text{secs}) \quad [11]$$

1) Datas for sizes 601 - 603 upon request.

Crankload

If a clutch or clutch and brake combination is to be used with mechanism where the torque requirement relates to the position of mechanism's working element, such as mechanical metal forming presses, check the torque according to the following formulas:

$$TL = F \cdot r \cdot \sin \alpha = (Nm) \quad (12)$$

$$\cos \alpha = \frac{r - V}{r} \quad (13)$$

If a clutch or combination is not directly installed on the crank shaft, but rather on the shaft connected with the crank via the gears, the following formula applies:

$$TL = \frac{F \cdot r \cdot \sin \alpha}{i} = (Nm) \quad (14)$$

$$i = \frac{\text{clutch or comb}}{\text{crank shaft}} = \quad (15)$$

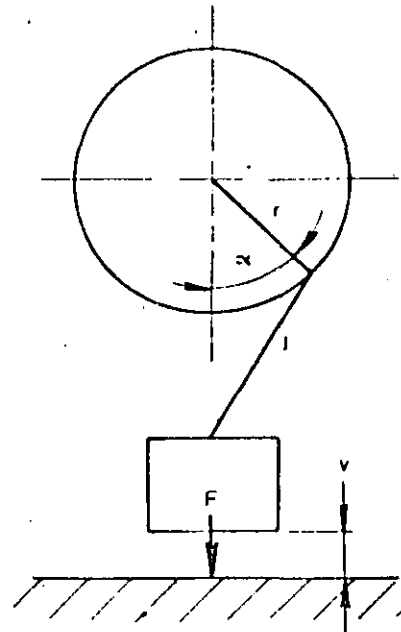


Fig. 11- Crankload

Brake Angle

If the point, where the driven mechanism comes to stop after applying the brake, needs to be determined, use the following formula:

$$\gamma = 3 \times n \text{ shaft} \times [2 \times (t_e + t_v + t_1) + t_2 + t_3] = (\text{degrees}) \quad (16)$$

$$t_1 = \frac{M \times n \text{ clutch}}{T_n \times 37.5} = (\text{secs}) \quad (17)$$

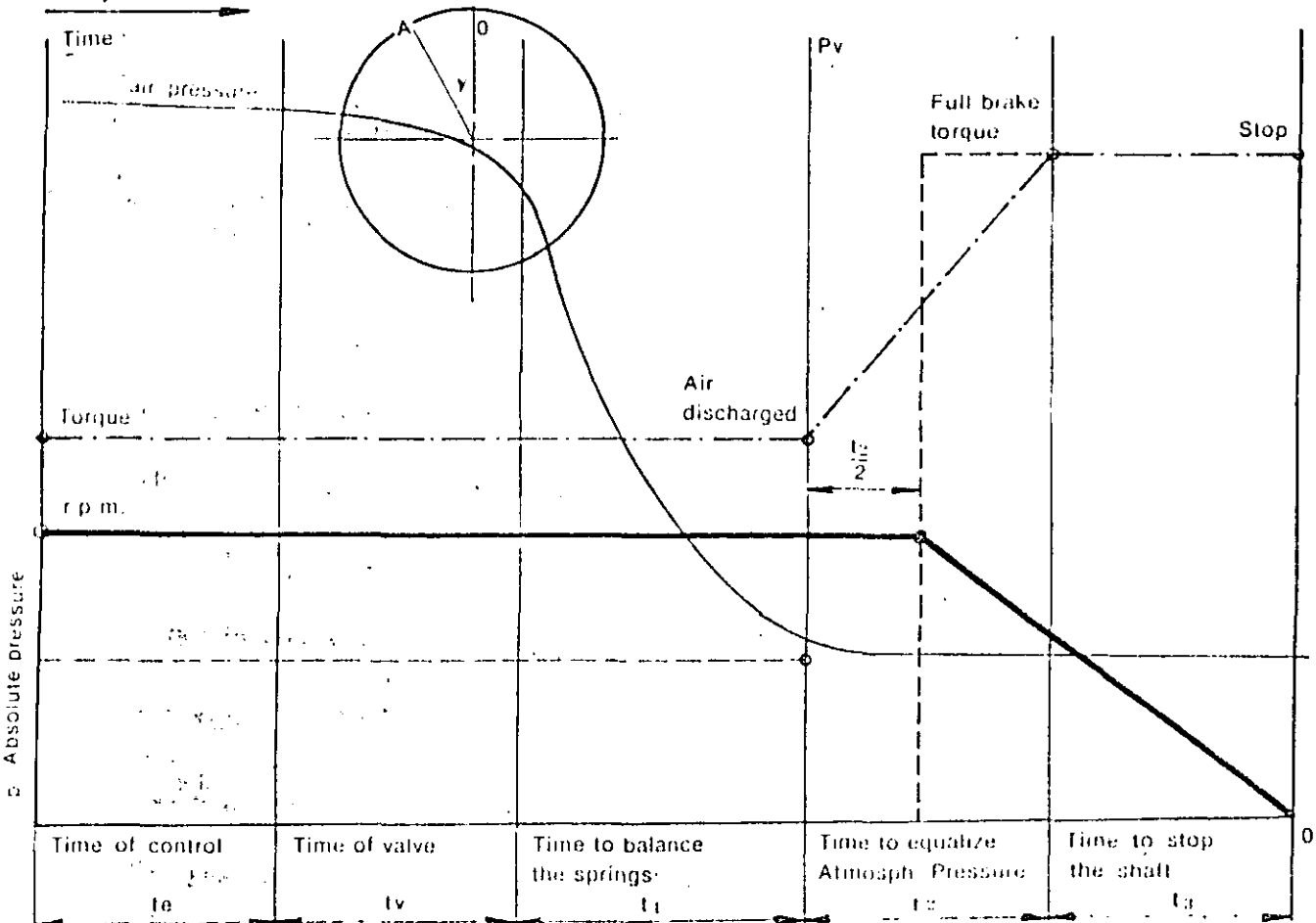
Same procedure applies if the acceleration angle must be determined.

Reduced Torque

The stated torque of air controlled clutches, directly relates to prescribed air pressure. If the available air pressure is lower, the reduced torque to be calculated from the following formula:

$$T_{ured} = T_u \times \frac{(P_r - p_s)}{P - p_s} = (Nm) \quad (18)$$

Fig. 12. Time, Torque and RPM progress from the point of signal to the point of stop.



SIZE DETERMINATION

EXAMPLES OF CALCULATIONS

1. Selection by mechanical load, start-up with load moment.

1. type of power source - electric motor
2. power P - 50 kW
3. speed n - 1450 rpm
4. type of driven machine - brick press
5. greatest load moment during clutch operation - to be calculated (formula 2, page 5).
6. moment of inertia M related to the clutch shaft 35 kgm²
7. number of clutch operations per hour - single shift operations.
8. shift time t_s equals 3 sec. (time for clutch operation)

Solution:

as per formula 2, page 5, the required clutch moment is:

$$T_s = \frac{P}{n} \times 9550 + \frac{M \times n}{9.55 \times t_s} = \frac{50 \times 9550}{1450} + \frac{35 \times 1450}{9.55 \times 3} =$$

$$= 2100 \text{ Nm}$$

Selected clutch:

Planox clutch PMW or PPW 143 equals 3000 Nm at 500 kPa operational air pressure.

2. Selection by resulting friction energy, with high operational frequency; start-up with load.

1. type of power source - electric motor
2. power - 100 kW
3. speed - 1000 rpm
4. type of driven machine - pipe forming press (tube forming press).
5. greatest load moment - 350 Nm
6. moment of inertia M related to the clutch shaft - 3.13 kgm²
7. number of clutch operations per hour z - 250
8. shift time (time for clutch operation)
9. drive arrangement as per fig. 6 - KAI
10. ambient temperature max. = 45 °C.

Solution:

as per formula 1, page 6:

$$T_s = \frac{P}{n} \times 9550 \times S = \frac{100 \times 9550 \times 2}{1000} = 1910 \text{ Nm}$$

preliminary selection: as per table on page 8:

Planox clutch PPF 142

as per formula 8, page 8:

$$A_R \text{ per hr.} = \frac{M \times n^2}{182.5} \times \frac{T_s}{T_s - T_N} \times \frac{1}{E_1 \times E_3} \times z =$$

$$= \frac{3.13 \times 1000^2}{182.5} \times \frac{2000}{2000 - 350} \times \frac{1}{0.9 \times 0.825} \times 250 =$$

$$= 6,999,565 \text{ Joule per hr.}$$

Preliminary selection per diagram fig. 9, page 8

Planox clutch size 181 - 8500 x 10³ Nm per h.

Notes and Additions

1941-1942

1943-1944

1945-1946

1947-1948

1949-1950

Diseñar una transmisión por engranes rectos, para transmitir 30 H.P. con una relación de velocidades de 3,25:1, moviendo un molino de bolas por medio de un motor eléctrico, $N=1800$ rpm.

Para lograr la relación de transmisión requerida, pueden usarse las siguientes números de dientes:

$$N_p = 12 \quad N_g = 39, \quad N_p = 16 \quad N_g = 52, \quad N_p = 20 \quad N_g = 65$$

En ausencia de datos o restricciones específicas, se preferirá el menor número de dientes posible.

¿UNA CANTIDAD DE AUMENTO EN LA a O 16 Y 52 DIENTES, QUE MODIFICAN LA FORMA DEBEN EFECTUARSE EN ELLOS PARA EVITAR UNA OPERACIÓN LIBRE DE INTERFERENCIA Y SOCACCIÓN?

Como puede observarse en la figura 1, es necesario alejar el círculo de paso estándar una cantidad e , de la línea de paso de la cremallera que representa el cortador o fresa madre, para evitar la socavación.

De la misma figura, se puede deducir que dicha cantidad e , está dada por la expresión

$$e = a + r_b \cos \phi - r_2 \quad (1)$$

como el radio de base puede expresarse en función del radio de paso mediante la igualdad

$$r_b = r_2 \cos \phi \quad (2)$$

al sustituir en 1, queda

$$e = a + r_2 (\cos^2 \phi - 1) = a - r_2 \text{sen}^2 \phi \quad (3)$$

Bastará pues con aumentar al radio de paso estándar del piñón la cantidad e dada por la ecuación (3) para lograr una operación libre de interferencia y socavación.

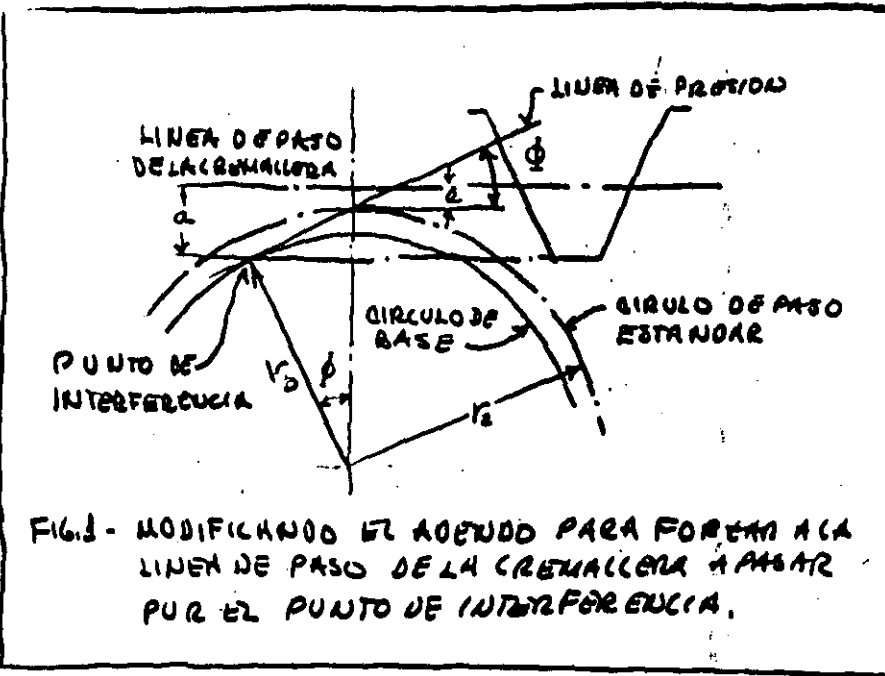


FIG. 1 - MODIFICANDO EL ACODO PARA FORZAR A LA LINEA DE PASO DE LA CREMALLERA A PASAR POR EL PUNTO DE INTERFERENCIA.

SELECCIÓN DE CIERRES DE LOS DIENTES.

EN LA GENERALIDAD DE LOS CASOS, SE CUENTA CON LOS SIGUIENTES DATOS: Potencia a Transmitir, velocidad angular de entrada, relación de transmisión, material a emplear y número mínimo de dientes.

Con esos datos, puede procederse sistemáticamente siguiendo los siguientes pasos:

ESTIMACION INICIAL DEL TAMAÑO DE LOS DIENTES.

- 1) Seleccionese un Paso Diametral Tentativamente. $P =$
- 2) Con el número mínimo de dientes busquese el factor de forma correspondiente $Y =$
- 3) Con el paso P y el número de Dientes N_p , calcúlese el diámetro de paso D_p . $D_p = N/P$ $D_p =$
- 4) Con el diámetro de Paso y el para transmitir, calcúlese la carga tangencial a transmitir. $W_t = 2T/D_p =$
- 5) Con el diámetro de paso y la velocidad angular, calcúlese la velocidad en la línea de paso $V = \pi D_p N / 12 =$
- 6) Con la velocidad, calcúlese el factor de Barth. $k_v = 600 / (600 + V)$ $k_v =$
- 7) Con un factor de seguridad entre 3 y 5, calcúlese el esfuerzo de diseño considerado como $S_0 = S_y / f_s =$
- 8) Con los datos obtenidos calcúlese el ancho de cara F que se requiere en el engrane

$$F = \frac{W_t P}{S_0 Y k_v}$$

Este ancho de cara debe estar comprendido entre los valores:

$$3 P < F < 5 P \quad \text{ó} \quad \frac{3\pi}{P} < F < \frac{5\pi}{P}$$

de no ser así, se elige otro paso diametral y se repite la secuencia,

(ESTE PROCEDIMIENTO ES FACILMENTE PROGRAMABLE)

Siguiendo el procedimiento descrito se obtienen los siguientes resultados

P	D _p	W _t	V	K _v	3 _{p_c}	5 _{p_c}	F
3	4	525	1284	0,241	3,14	5,23	0,755
4	3	700	1413	0,297	2,85	3,92	1,09
6	2	1050	942	0,389	1,57	2,61	1,87
8	1,5	1400	706	0,459	1,17	1,96	2,82

Como puede apreciarse, solo con P=6 es posible inicializar el cálculo de los engranes.

ANALISIS POR CARGA DINAMICA

Es necesario ahora, encontrar dos factores; el del incremento de la carga transmitida debido a efectos dinámicos y el de concentración de esfuerzos.

- Factor de carga dinámica de AGMA,

$$K_v = 50 / (50 + \sqrt{V}) \quad - \text{ENGRANES DE PRECISION COMERCIAL}$$

$$K_v = \sqrt{78 / (78 + \sqrt{V})} \quad - \text{ENGRANES DE PRECISION.}$$

Empleando el primero de ellos se obtiene

$$K_v = 50 / (50 + \sqrt{942}) = 0,619$$

- Factor de concentración de esfuerzos - Factor Geométrico AGMA (J)

$$J = 0,215 \quad (\text{Tabla 11-25})$$

El esfuerzo debido a carga dinámica es:

$$\sigma = \frac{W_t \times P}{F \times K_v \times J} = \frac{1050 \times 6}{1,25 \times 0,619 \times 0,215} = 25314 \text{ lb/plg}^2$$

Este es el esfuerzo de fatiga y contra el límite de resistencia a la Fatiga debe ser contrastado

LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ENGRANE. S_e

Sabemos que

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Obtenemos:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 153000 = 76500 \text{ lb/plg}^2$$

$$k_a = 0.62 \quad (\text{figura 11-26})$$

$$k_b = 1 \quad (P > 5)$$

$$k_c = 0.753 \quad (\text{confiabilidad estandar } R = 0.999) \quad 99.9\%$$

$$k_d = 1 \quad (\text{Temperatura ambiente})$$

$$k_e = 1 \quad (\text{La concurrencia de esfuerzos la tomamos en J})$$

$$k_f = 1.4 \quad (\text{Se tiene transmisión en un solo sentido})$$

$$S_e = 0.62 \times 0.753 \times 1.4 \times 76500 = 50000 \text{ lb/plg}^2$$

FACTOR DE SEGURIDAD DE AGMA.

$$n_G = K_o K_m n$$

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma} \quad , \quad K_o = \text{Factor de Sobrecarga} \quad , \quad K_m = \text{Distribución de carga}$$

n = Factor de Seguridad. (debe ser $n > 2$)

$$K_o = 1.150 \quad , \quad K_m = 1.6$$

$$n_G = \frac{50000}{25314} = 1.975$$

$$n = 1.975 / (1.6 \times 1.150) = 0.823 \quad (\text{C. 11.5})$$

Como el factor de seguridad es demasiado bajo, se recalcula el ancho de cara, ya que se tiene la opción de aumentarlo hasta 2.61 plg.

- Procedimiento de recálculo.

1) Se fuerza el factor de seguridad al valor deseado ($n=2$)

$$n = 2 = n_G / 1.6 \times 1.5. \text{ Se despeja } n_G.$$

$$n_G = n \times 1.6 \times 1.5 = 2 \times 1.6 \times 1.5 = 4.8$$

2) Se calcula el valor del esfuerzo de fatiga permisible

$$\sigma_{per} = \frac{S_e}{n_G} = \frac{50000}{4.8} = 10416.16 / \text{plg}^2$$

3) Se obtiene el ancho de cara con el que se tendría dicho nivel de esfuerzo

$$F = \frac{W \pm P}{\sigma_{per} K_v J} = \frac{1050 \times 6}{10416 \times 0.619 \times 0.215} = 4.54 \text{ plg.}$$

Como se ha rebasado el valor límite del ancho de cara, es necesario recurrir a un Paso Diametral mayor, en este caso $P = 4$ para el cual, se calcula el ancho de cara necesario,

$$F = \frac{W \pm P}{\sigma_{per} K_v J} = \frac{700 \times 4}{10416 \times 0.57 \times 0.215} = 2.14 \text{ plg}$$

$$K_v = 50 / [50 + \sqrt{413}] = 0.57$$

Como está muy cercano al valor límite del ancho, se toma tal como está, o se lleva a un valor más estándar, digamos $F = 2.25 \text{ plg.}$

Ahora se procede a calcular σ_H

$$\sigma_H = 2300 \sqrt{\frac{667}{0.56 \times 2.25 \times 3.144 \times 0.122}} = 85068 \text{ lb/plg}^2$$

RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA SUPERFICIE

La resistencia a la fatiga de la superficie está en función a su dureza y se describe como

$$S_{fe} = [0.4 \text{ HBN} - 10] \text{ KIP/plg}^2$$

Este valor ha de ser modificado por factores de:

- C_L - Vida
- C_H - Relación de dureza
- C_T - Temperatura
- C_R - Confiabilidad

Quedando

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fe}$$

En este caso, el interés está en el cálculo de la dureza superficial requerida en el engrane para garantizar una duración adecuada, por lo que se sustituye S_H por σ_H y se despeja HBN como variable independiente,

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} (0.4 \text{ HBN} - 10) \quad \therefore$$

$$\text{HBN} = \left[\frac{C_T C_R}{C_L C_H} \sigma_H + 10 \right] \frac{1}{0.4}$$

Para las condiciones de diseño de este problema

- $C_T = 1$ — Temperatura de trabajo inferior a 120°C
- $C_H = 1$ — Engrane de dureza similar
- $C_L = 1$ — Mas de 10^6 ciclos de vida (vida ilimitada)
- $C_R = 1.0$ — CONFIABILIDAD DE 99.9%

Como el factor de seguridad es demasiado bajo, se recalcula el ancho de cara, ya que se tiene la opción de aumentarlo hasta 2.61 ply.

- Procedimiento de recálculo.

1) Se fuerza el factor de seguridad al valor deseado ($n=2$)

$$n = 2 = n_G / 1.6 \times 1.5. \text{ Se despeja } n_G.$$

$$n_G = n \times 1.6 \times 1.5 = 2 \times 1.6 \times 1.5 = 4.8$$

2) Se calcula el valor del esfuerzo de fatiga permisible

$$\sigma_{per} = \frac{S_e}{n_G} = \frac{50000}{4.8} = 10416.16 / \text{ply}^2$$

3) Se obtiene el ancho de cara con el que se tendría dicho nivel de esfuerzo

$$F = \frac{W \times P}{\sigma_{per} K_v J} = \frac{1050 \times 6}{10416 \times 0.619 \times 0.215} = 4.54 \text{ ply}.$$

Como se ha rebasado el valor límite del ancho de cara, es necesario recurrir a un Paso Diametral mayor, en este caso $P = 4$ para el cual, se calcula el ancho de cara necesario.

$$F = \frac{W \times P}{\sigma_{per} K_v J} = \frac{700 \times 4}{10416 \times 0.57 \times 0.215} = 2.19 \text{ ply}$$

$$K_v = 50 / [50 + \sqrt{1413}] = 0.57$$

Como está muy cercano al valor límite del ancho, se toma tal como está, o se lleva a un valor más estándar, digamos $F = 2.25 \text{ ply}$.

Ahora se procede a calcular σ_H

$$\sigma_H = 2300 \sqrt{\frac{667}{0,56 \times 2,25 \times 3,144 \times 0,122}} = 85068 \text{ lb/plg}^2$$

Atención:

RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA SUPERFICIE

La resistencia a la fatiga de la superficie está en función a su dureza y se describe como

$$S_{fe} = [0,4 \text{ HBN} - 10] \text{ KIP/plg}^2$$

Atención:

Este valor ha de ser modificado por factores de:

C_L - Vida

C_H - Relación de dureza

C_T - Temperatura

C_R - Confiabilidad

Quedando

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fe}$$

En este caso, el interés está en el cálculo de la dureza superficial requerida en el engrane para garantizar una duración adecuada, por lo que se sustituye S_H por σ_H y se despeja HBN como variable independiente.

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} (0,4 \text{ HBN} - 10) \quad \therefore$$

$$\text{HBN} = \left[\frac{C_T C_R}{C_L C_H} \sigma_H + 10 \right] \frac{1}{0,4}$$

Para las condiciones de diseño de este problema

$C_T = 1$ — Temperatura de trabajo inferior a 120°C

$C_H = 1$ — Engrane de dureza similar

$C_L = 1$ — Mas de 10^6 ciclos de vida (vida ilimitada)

$C_R = 1,2$ — CONFIABILIDAD DE 99,9%

DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE,

7

La durabilidad de la superficie se analiza suponiendo a los dientes de engranes trabajando como dos cilindros en contacto. Bajo este modelo, y analizando por medio de los esfuerzos de contacto de Hertz, se llega a la ecuación

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F D_p I}}$$

donde $I = \frac{\cos^2 \phi \sin^2 \phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1}$

$$I = \frac{\cos^2 20^\circ \sin^2 20^\circ}{2} \frac{3,25}{4,25} = 0,122$$

C_p = Coeficiente elástico.

Para el caso de piñón y engrane hechos de acero

$$C_p = 2300$$

C_v = Factor de velocidad = K_v

F = Ancho de cara

D_p = Diámetro de paso del piñón.

Nota - Para este análisis, es conveniente introducir el aumento al adendo que se hará, por lo que se recurre a la ecuación 3,

$$e = a - r_2 \sin^2 \phi$$

$$a = \frac{1}{p} = 0,25 \text{ plg}, \quad r_2 = D_p/2 = 1,500 \text{ plg}$$

$$e = 0,250 - 1,500 \sin^2 20^\circ = 0,250 - 0,175 = 0,0745 \text{ plg}$$

$$D_p' = D_p + 2e = 3 + 2 \times 0,0745 = 3,149 \text{ plg.}$$

Con el nuevo diámetro de paso se calcula W_t y K_v

$$W_t = 2T/D_p' = 2 \times 1050 / 3,149 = 667 \text{ lb-plg}$$

$$K_v = 50 / (50 + \sqrt{V}), \quad V = \pi D_p' N / 12 = 1483, \quad K_v = 0,56$$

Sustituyendo valores se encuentra la dureza requerida por el material del engrane en la superficie de los dientes.

$$HBN = \left[1.25 \times 85 + 10 \right] \frac{1}{0.14} = 290 \text{ HBN}$$

Como el material empleado tiene una dureza de 302 HBN, no será necesario ningún tratamiento superficial especial en este caso.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

ENGRANES HELICOIDALES, CONICOS Y DE TORNILLO
SIN FIN.

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
ABRIL, 1985

Engranés helicoidales, cónicos y de tornillo sin fin

En el análisis de las fuerzas en los engranajes cilíndricos rectos se supone que las fuerzas actúan en un solo plano. En este capítulo se estudiarán otros engranajes cilíndricos en los que las fuerzas no son coplanares. La razón de esto es que, en el caso de los engranajes helicoidales, los dientes ya no son paralelos al eje de rotación. Y en el caso de los engranajes cónicos, los ejes de rotación no son paralelos entre sí. También existen otras razones, como se verá después.

El análisis presentado en este Capítulo se apoyará básicamente en los principios fundamentales expuestos en el Capítulo 11, especialmente en las tablas, diagramas y gráficas. Para cada tipo de engranaje se empleará el mismo plan general de presentación: consideraciones cinemáticas, análisis de fuerzas, resistencias a la flexión y resistencia en la superficie, en este orden siempre.

12-1 ENGRANES HELICOIDALES PARALELOS —CONSIDERACIONES CINEMÁTICAS

En la figura 12-1 se ilustran los engranajes helicoidales utilizados para transmitir movimiento entre ejes paralelos. El ángulo de hélice es el mismo en cada engrane, pero uno debe tener una hélice a la derecha y el otro una hélice a la izquierda. La forma del diente es un helicoides de evolvente y se ilustra en la Figura 12-2. Si se enrolla una tira de papel cortada en forma de paralelogramo oblicuo o bien se la aplica alrededor de un cilindro, entonces el borde inclinado de la tira se convierte en una hélice. Al desenrollar la tira, cada punto del borde mencionado genera una evolvente. La superficie obtenida cuando todo punto del borde tiene este efecto se denomina *helicoides de evolvente*.



Fig. 12-1 Un par de engranes helicoidales. (Cortesía de Fellows Gear Shaper Company.)

El contacto inicial de los dientes de engranajes cilíndricos es una línea que se extiende a lo largo de toda la cara del diente. El contacto inicial de los dientes de engranajes helicoidales es un punto, el cual se convierte en una línea cuando los dientes hacen más contacto. En los engranajes cilíndricos, la línea de contacto es paralela al eje de rotación; en los engranajes helicoidales, la línea es una diagonal a través de la cara del diente. Es esta conexión gradual entre los dientes y la transmisión suave de la carga de un diente a otro, lo que da a los engranajes helicoidales la capacidad de transmitir cargas pesadas a altas velocidades. Debido a la naturaleza del contacto entre engranajes helicoidales, la relación de contacto es de importancia menor y el área de contacto, que es proporcional al ancho de cara del engrane, es la verdaderamente significativa.

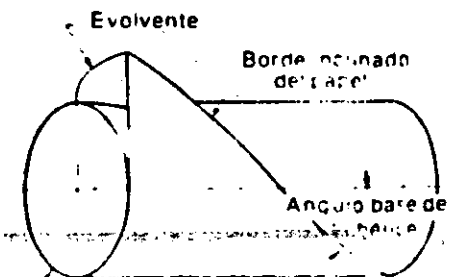


Fig. 12-2 Helicoides de evolvente. Cita: no base

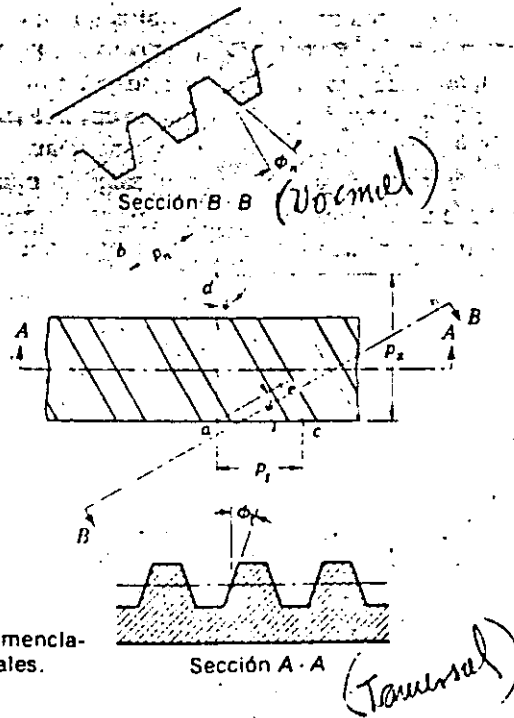


Fig. 12-3 Ilustración de la nomenclatura de los engranes helicoidales.

Los engranes helicoidales someten a los cojinetes de su eje a la acción de cargas radiales y axiales. Cuando estas últimas llegan a ser elevadas o son objetables por otras razones, tal vez convenga emplear engranes helicoidales dobles. Un engrane bihelicoidal o helicoidal doble llamado también de "esquina de pescado" equivale a dos engranes helicoidales de sesgo contrario montados lado a lado sobre el mismo eje. Dan origen a reacciones de empuje opuestas y, por lo tanto, se anula la carga axial.

Cuando se montan dos o más engranes helicoidales simples en el mismo eje, su sesgo (o inclinación de los dientes) debe seleccionarse de modo que produzca la carga mínima de empuje.

La figura 12-3 es una fracción de la vista superior de una cremallera helicoidal. Las líneas *ab* y *cd* son los ejes geométricos de dos dientes helicoidales adyacentes, tomados en el plano de paso. El ángulo ψ es el ángulo de la hélice. La distancia *ac* es el paso circular transversal, p_t , en el plano de rotación (denominado generalmente *paso circular*, a secas). La distancia *ae* es el paso circular normal p_n (en el plano normal a los dientes) y se relaciona con el paso circular transversal como sigue:

$$p_n = p_t \cos \psi \quad (12-1)$$

La distancia *ad* recibe el nombre de *paso axial*, p_x , y se relaciona por la expresión

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \quad (12-2)$$

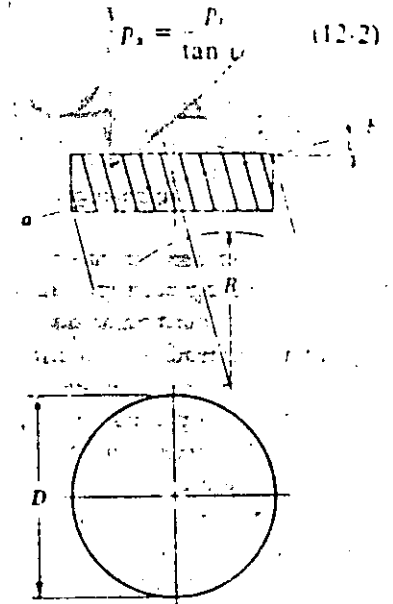


Fig. 12-4 Corte de un cilindro por un plano oblicuo.

Puesto que $p_n p_n = \pi$, el paso diametral normal es

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad (12-3)$$

El ángulo de presión ϕ_n en el plano normal es diferente del ángulo de presión ϕ_t en el plano transversal de rotación, debido a la angularidad de los dientes. Estos ángulos se relacionan mediante la ecuación

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \quad (12-4)$$

La figura 12-4 ilustra un cilindro cortado por un plano oblicuo *ab*, a un ángulo ψ con respecto a una sección recta. El plano oblicuo corta un arco que tiene un radio de curvatura *R*. Para la condición $\psi = 0$, el radio de curvatura es $R = D/2$. Si se imagina que el ángulo aumenta lentamente desde cero hasta 90° , se verá que *R* comienza en un valor de $D/2$ y aumenta hasta que, cuando $\psi = 90^\circ$, $R = \infty$. El radio *R* es el radio de paso aparente de un diente de engrane helicoidal, observado en la dirección de las generatrices del diente. Un engrane del mismo paso y con el radio *R* tendrá mayor número de dientes, debido al mayor valor del radio. En el diseño de engranes helicoidales, a tal número se denomina número virtual de dientes.

analítica puede demostrarse que el número virtual de dientes está relacionado con el número real según la ecuación

$$N' = \frac{N}{\cos^3 \psi} \quad (12-5)$$

donde N' es el número virtual de dientes y N es el número real de los mismos. Es necesario saber el número virtual de dientes para aplicar la ecuación de Lewis y también, a veces, al cortar los dientes de forma helicoidal. Este radio de curvatura aparentemente mayor significa que pueden emplearse menos dientes en los engranes helicoidales, debido a que habrá menos rebaje.

12-2 ENGRANES HELICOIDALES— DIMENSIONES DE LOS DIENTES

Excepto en el caso de engranes de paso fino (con un paso diametral de 20 o más), no hay estándares para las dimensiones de los dientes de engranes helicoidales. Una razón de esto es que cuesta menos cambiar ligeramente el diseño que comprar herramientas especiales. Como los engranes helicoidales rara vez se utilizan en forma intercambiable y puesto que muchos diseños funcionan bien entre sí, habrá realmente poca ventaja en hacerlos intercambiables.

Como guía general, las dimensiones de los dientes se basan en un ángulo de presión normal de 20° . Entonces puede utilizarse la mayor parte de las proporciones tabuladas en la tabla 11-1. Las dimensiones de los dientes deben calcularse utilizando el paso diametral normal. Estas proporciones son adecuadas para ángulos de hélice de 0 a 30° , y todos los ángulos de hélice pueden cortarse con la misma herramienta. Desde luego, el paso diametral normal de ésta y del engrane deben ser iguales.

Un conjunto optativo de dimensiones puede basarse en un ángulo de presión transversal de 20° y en el uso del paso diametral transversal. Para éstos, los ángulos de hélice se limitan generalmente a 15, 23, 30 o 45° . Ángulos mayores que 45° no son recomendables. El paso diametral normal debe utilizarse hasta para calcular las dimensiones de los dientes. Generalmente, las proporciones indicadas en la tabla 11-1 serán satisfactorias.

Muchos autores recomiendan que el ancho de cara de los engranes helicoidales sea, al menos, dos veces el paso axial ($F = 2p_x$) para obtener el efecto propio de los engranes helicoidales. Las excepciones a esta regla son los engranes para automóvil, que tienen un ancho de cara considerablemente menor, y los engranes empleados en reductores de velocidad marinos que con frecuencia tienen un ancho de cara mucho mayor.

12-3 ENGRANES HELICOIDALES— ANÁLISIS DE FUERZAS

La figura 12-5 es una vista tridimensional de las fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas está en el plano de paso y en el centro de la cara del engrane. Por la configuración geométrica de la figura, las tres componentes de la fuerza total (normal) en el diente, W , son:

$$\begin{aligned} W_r &= W \sin \phi_n \\ W_t &= W \cos \phi_n \cos \psi \\ W_a &= W \cos \phi_n \sin \psi \end{aligned} \quad (12-6)$$

- donde W = fuerza total
 W_r = componente radial
 W_t = componente tangencial, denominada también *carga transmitida*
 W_a = componente axial, llamada también *carga de empuje*

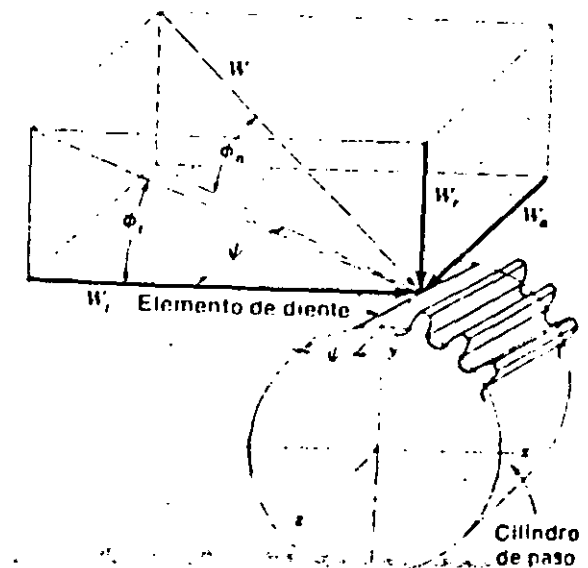


Fig. 12-5 Fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal con sesgo a la derecha

Generalmente W_t es conocida y las otras fuerzas son las que hay que determinar. En este caso no es difícil encontrar que:

$$\begin{aligned} W_r &= W_t \tan \phi_n \\ W_a &= W_t \tan \psi \\ W &= \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} \end{aligned} \quad (12-7)$$

EJEMPLO 12-1 En la figura 12-6 se muestra un motor eléctrico de 1 hp que gira a 1800 rpm en el sentido del reloj visto desde la parte positiva del eje x . Sobre el eje del motor está montado un piñón helicoidal de 16 dientes que tiene un ángulo de presión normal de 20° , un ángulo de hélice de 30° y un paso diametral normal de 12 dte/plg. El sesgo de la hélice se indica en la figura. Dibujar un croquis tridimensional del eje del motor y el piñón; después, indicar las fuerzas que actúan sobre este último y las reacciones de apoyo en los cojinetes A y B . El empuje o carga axial se resistirá en A .

SOLUCION. De la ecuación (12-4) se halla

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 22.8^\circ$$

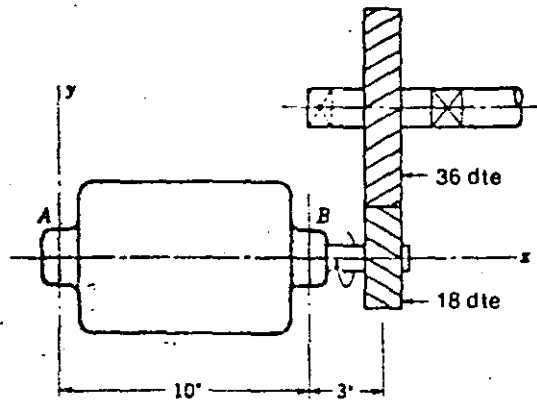


Fig. 12-6

Asimismo, $P_t = P_n \cos \psi = 12 \cos 30^\circ = 10.4$ dte/plg. Por consiguiente, el diámetro de paso del piñón es $d_p = 18/10.4 = 1.73$ plg. La velocidad en la línea de paso es

$$V = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi (1.73)(1800)}{12} = 815 \text{ pie/min}$$

La carga transmitida vale

$$W_t = \frac{33000 P}{V} = \frac{(33000)(1)}{815} = 40.5 \text{ lb}$$

De la ecuación (12-7) se tiene

$$W_r = W_t \tan \phi_t = (40.5)(0.422) = 17.1 \text{ lb}$$

$$W_a = W_t \tan \psi = (40.5)(0.577) = 23.4 \text{ lb}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} = \frac{40.5}{(0.940)(0.866)} = 49.8 \text{ lb}$$

Como se indica, estas tres fuerzas, W_r en la dirección $-y$, W_a en la dirección $-x$ y W_t en la dirección $+z$ actúan en el punto C (fig. 12-7). Se suponen las reacciones de apoyo en A y B como se ilustra. Entonces $F_a^x = W_a = 23.4$ lb. Tomando momentos respecto del eje z ,

$$-(17.1)(13) + (23.4)\left(\frac{1.73}{2}\right) + 10F_b^y = 0$$

o bien, $F_b^y = 20$ lb. Por suma de fuerzas en la dirección y se obtiene $F_a^y = 2.9$ lb. Tomando momentos con respecto al eje y ,

$$10F_b^z - (40.5)(13) = 0$$

o bien, $F_b^z = 52.6$ lb. Sumando las fuerzas en la dirección z y resolviendo queda, $F_a^z = 12.1$ lb. Asimismo, el momento de torsión será $T = W_t d_p / 2 = (40.5)(1.73 / 2) = 35$ lb · plg.

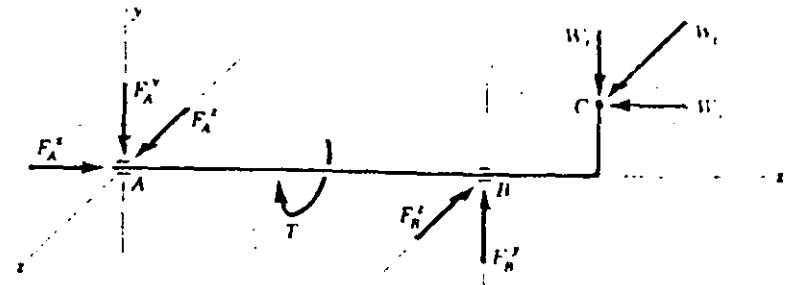


Fig. 12-7

EJEMPLO 12-2 Resuelva el ejemplo 12-1 utilizando vectores.

SOLUCION. La fuerza en C es

$$W = -23.4i - 17.1j + 40.5k$$

Los vectores de posición a B y C desde el origen A son

$$R_B = 10i \quad R_C = 13i + 0.865j$$

Al tomar momentos respecto de A se tiene,

$$R_B \times F_B + T + R_C \times W = 0$$

Utilizando las direcciones supuestas en la figura 12-7 y al sustituir los valores se obtiene

$$10i \times (F_B^x j - F_B^y k) - T + (13i + 0.865j) \times (-23.4i - 17.1j + 40.5k) = 0$$

Cuando se forman los productos de cruz se tiene,

$$(10F_B^y k + 10F_B^x j) - T + (35i - 52.6j - 200k) = 0$$

de donde $T = 35 \text{ lb} \cdot \text{plg}$, $F_B^x = 20 \text{ lb}$ y $F_B^y = 52.6 \text{ lb}$.

En seguida, $F_A = -F_B - W$, y por tanto, $F_A = 23.4i - 2.9j + 12.1k \text{ lb}$.

////

12-4 ENGRANES HELICOIDALES —ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA

Se repetirán aquí las expresiones para los esfuerzos por flexión y de superficie en engranes cilíndricos rectos, pues se aplican también a los engranes helicoidales:

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_v F J} \quad (12-8)$$

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p l}} \quad (12-9)$$

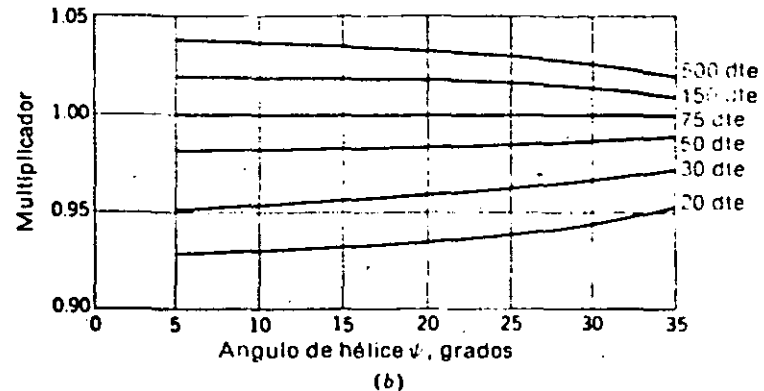
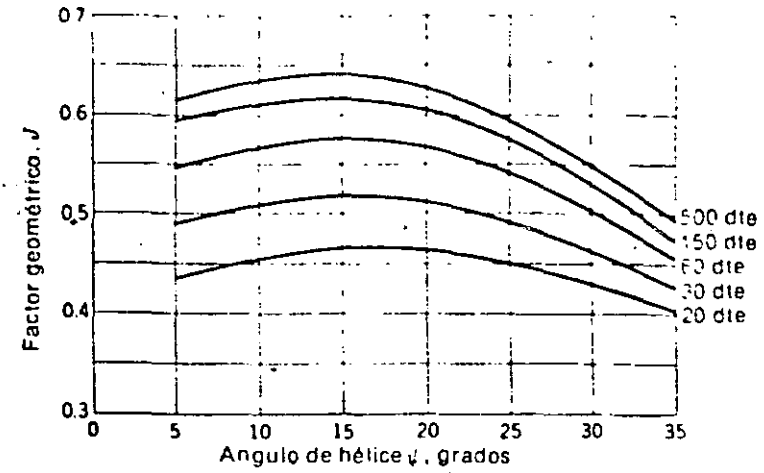


Fig. 12-8 Factores geométricos para engranes helicoidales y bihelicoidales con un ángulo de presión normal de 20°. a) Factores geométricos para engranes conectados a uno de 75 dientes. b) Multiplicadores del factor J a emplear cuando se utilicen números de dientes distintos de 75 en el engrane conectado. (AGMA Information Sheet 225 01.)

- donde σ = esfuerzo por flexión, lb/plg^2
 σ_H = esfuerzo de compresión de la superficie, lb/plg^2
 W_t = carga transmitida, lb
 P_t = paso diametral transversal, dte. plg
 $K_v = C_v$ = factor dinámico o de velocidad
 d_p = diámetro de paso del piñón, plg
 J = factor geométrico (flexión)
 l = factor geométrico (durabilidad de la superficie)

Para engranes helicoidales el factor de velocidad generalmente se toma como

$$K_v = C_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad (12-10)$$

donde V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto (pie/mín).

En los factores geométricos para engranes helicoidales debe tenerse en cuenta el hecho de que el contacto ocurre a lo largo de una línea diagonal, a través de la cara del diente, y que generalmente se trata el paso transversal en vez del paso normal. La carga más desventajosa ocurre cuando la línea de contacto corta la punta del diente, pero el extremo no cargado refuerza al mismo.

Los factores J para $\phi_n = 20^\circ$ se muestran en la figura 12-8. La AGMA publica también factores J para $\phi_n = 15^\circ$ y $\phi_n = 22^\circ$.

Los factores geométricos I para engranes helicoidales y bihelicoidales se calculan de la ecuación*

$$I = \frac{\text{sen } \phi_t \cos \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (12-11)$$

para engranes externos. (Se utiliza el signo menos en el denominador del segundo término cuando se trata de engranes internos.) En esta ecuación ϕ_t es el ángulo de presión transversal y m_N es la razón o relación de compartición de carga y se halla con la fórmula

$$m_N = \frac{P_N}{0.957} \quad (12-12)$$

Aquí P_N es el paso base normal; se relaciona con el paso circular normal P_n por la ecuación

$$P_N = P_n \cos \phi_n \quad (12-13)$$

La cantidad Z es la longitud de la línea de acción en el plano transversal; se la obtiene en forma más conveniente a partir de una representación de los dos engranes, pero también es posible hallarla por la ecuación †

$$Z = \sqrt{(r_P + a)^2 - r_{bP}^2} + \sqrt{(r_G + a)^2 - r_{bG}^2} - (r_P + r_G) \text{sen } \phi_t \quad (12-14)$$

donde r_P y r_G son los radios de paso; r_{bP} y r_{bG} los radios de las circunferencias de base, respectivamente, del piñón y la rueda. Deben tomarse ciertas

* Consulte AGMA Information Sheet 213.02, febrero de 1960.

† Un desarrollo puede verse en Joseph E. Shigley, *Kinematic Analysis of Mechanisms*, 2a. ed., pág. 200, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1960.

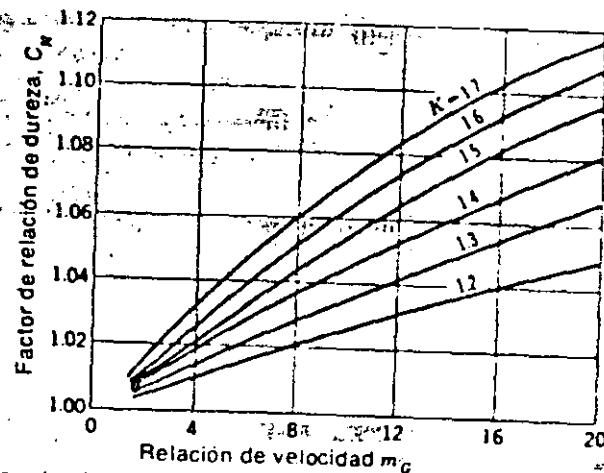


Fig. 12-9 Factor de relación de dureza C_H para engranes helicoidales. El factor K es el cociente de la dureza Brinell del piñón y la dureza Brinell de la rueda. Use $C_H = 1.00$ cuando $K < 1.2$. (AGMA Information Sheet 215.01.)

precauciones al utilizar la ecuación (12-14). Los perfiles de los dientes no son conjugados por debajo de la circunferencia de base y, en consecuencia, si $\sqrt{(r_P + a)^2 - r_{bP}^2}$, o bien, $\sqrt{(r_G + a)^2 - r_{bG}^2}$ es mayor que $(r_P + r_G) \text{sen } \phi_t$, ese término se sustituye por $(r_P + r_G) \text{sen } \phi_t$. Además, el radio exterior efectivo es algunas veces menor que $r + a$, debido a la eliminación de rebabas o al redondeo de las puntas de los dientes. Cuando esto sucede debe usarse siempre el radio exterior efectivo en vez de $r + a$.

Los factores de corrección y modificación de los engranes helicoidales son iguales a los correspondientes a los engranes cilíndricos rectos, excepto por los factores de distribución de carga K_m y C_m (tabla 12-1), y el factor de relación de dureza C_H (fig. 12-9). Con estos cambios, la ecuación (11-28) da el límite de resistencia a la fatiga en flexión, la ecuación (11-32) el factor de seguridad y las ecuaciones (11-42) y (11-43) el límite de fatiga en la superficie.

Tabla 12-1 FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA C_m Y K_m PARA ENGRANES HELICOIDALES*

Características de montaje	Ancho de cara, plg			
	0.2	0	9	16 o más
Exacto, con pequeña holgura en cojinetes.				
flexión mínima del eje, engranes de precisión	1.2	1.3	1.4	1.7
Menos rígido, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara	1.5	1.6	1.7	2.0
Exactitud y montaje tales que existe un contacto menor que el largo de cara completa				mas de 2

* Darle W. Dudley (dir. ed.), *Gear Handbook*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

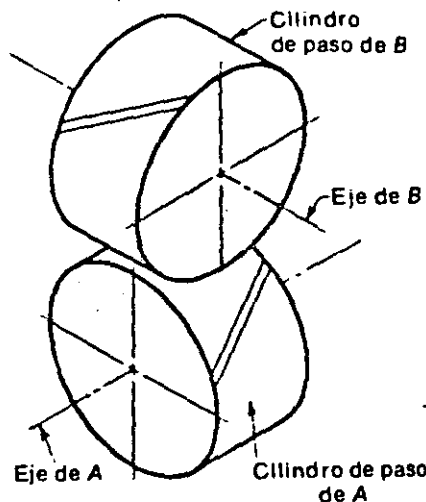


Fig. 12-10 Ilustración de los cilindros de paso de un par de engranes helicoidales cruzados o a 90°.

12-5 ENGRANES HELICOIDALES CRUZADOS

Los engranes helicoidales cruzados, o espirales, son aquéllos en que las líneas de centros de los ejes no son paralelas ni se cortan. Son, en esencia, engranes o ruedas de tornillo sin fin no envolventes, debido a que las piezas de formación o cuerpos de los engranes son de forma cilíndrica. Esta clase de ruedas dentadas se ilustra en la figura 12-10.

Los dientes de engranes helicoidales cruzados tienen "contacto de punto" entre sí, que se convierte a "contacto de línea" a medida que se desgastan las ruedas. Por este motivo, sólo soportan cargas muy pequeñas. Los engranes helicoidales cruzados son para aplicaciones en instrumentos y, definitivamente, no se recomiendan para transmisión de potencia.

No se encuentran diferencias entre un engrane helicoidal cruzado y uno simplemente helicoidal hasta que se montan para que embonen entre sí, pues se fabrican en la misma forma. Generalmente, los pares de engranes helicoidales cruzados conectados tienen el mismo sesgo, es decir, una rueda impulsora con sesgo a la derecha va con una impulsada de sesgo a la derecha también. La relación entre empuje, sesgo y rotación en engranes helicoidales cruzados se ilustra en la figura 12-11.

Cuando se especifican tamaños de dientes, el paso normal debe utilizarse siempre. La razón de esto es que, cuando se utilizan ángulos de hélice diferentes para las ruedas impulsora e impulsada, los pasos transversales no son iguales. La relación entre los ángulos de ejes y de hélice es como sigue

$$\Sigma = \psi_1 \pm \psi_2 \quad (12-15)$$

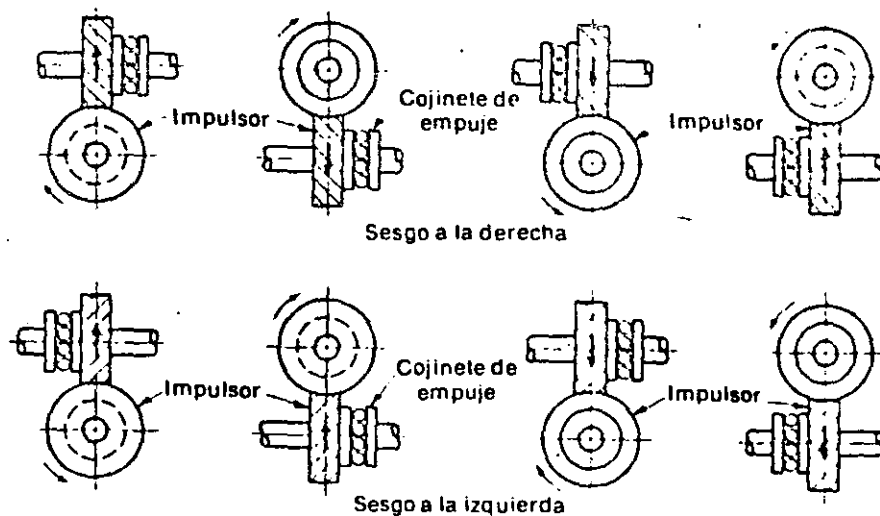


Fig. 12-11 Relaciones de carga axial, sentido de rotación y sesgo en engranes helicoidales cruzados. (Cortesía de Boston Gear Works, Inc.)

donde Σ es el ángulo de ejes. El signo más se utiliza cuando ambos ángulos de hélice tienen mismo sesgo y el signo menos cuando son de sesgo opuesto. Los engranes helicoidales cruzados de sesgo contrario se utilizan cuando el ángulo de ejes es pequeño.

El diámetro de paso se obtiene de la ecuación

$$d = \frac{N}{P_n \cos \psi} \quad (12-16)$$

donde N = número de dientes

P_n = paso diametral normal

ψ = ángulo de hélice

Puesto que los diámetros de paso no están relacionados directamente con los números de dientes, no pueden utilizarse para obtener la relación de velocidades angulares. Esta razón debe obtenerse a partir de la de los números de dientes.

En el diseño de engranes helicoidales cruzados la velocidad mínima de resbalamiento se obtiene cuando los ángulos de hélice son iguales. Sin embargo, cuando tales ángulos no son iguales debe usarse como impulsora a la rueda con el ángulo de hélice mayor, si ambos engranes son del mismo sesgo

No existe ningún estándar para las proporciones de los dientes de engranes helicoidales cruzados. Muchas proporciones dan por resultado un buen funcionamiento de los dientes. Puesto que éstos tienen contacto de punto, debe hacerse un esfuerzo para obtener una relación de contacto de 2 o más. Por tal motivo, para cortar dientes helicoidales cruzados, generalmente se usan un ángulo de presión pequeño y un diente de gran altura.

12-6 MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN —CONSIDERACIONES CINEMATICAS

La figura 12-12 muestra un tornillo sin fin (o gusano) y su engrane (o rueda). Debe notarse que los ejes no se cortan y que el ángulo entre los mismos es de 90° , éste es el ángulo usual entre ejes, aunque pueden utilizarse otros. El tornillo sin fin, a veces llamado simplemente "sinfin", se distingue por la figura que tiene, quizá cinco o seis dientes (o hilos de rosca). Un gusano de un diente se asemejaría mucho a un hilo de rosca de tornillo Acme.

Los mecanismos de tornillo sin fin pueden ser simple o doblemente envolventes. Los del primer tipo son aquellos en los que la rueda envuelve o encierra parcialmente al tornillo, como se muestra en la figura 12-12. Los mecanismo en los que cada elemento envuelve parcialmente al otro son, desde luego, los doblemente envolventes. La diferencia más importante que hay entre los dos es que existe *contacto de superficie* entre los dientes de los elementos doblemente envolventes y sólo *contacto de línea* entre los de elementos simplemente envolventes.

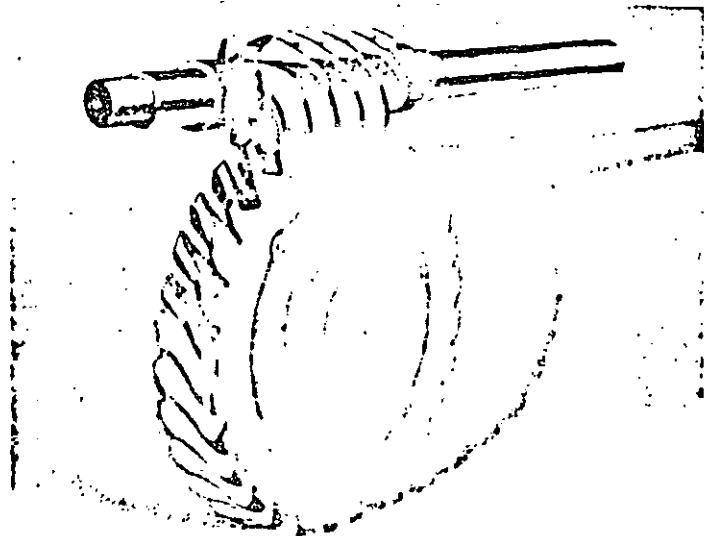


Fig. 12-12 Mecanismo de tornillo sin fin de tipo simplemente envolvente.
(Cortado por Horstburgh and Scott Company, Cleveland.)

En la figura 12-13 se ilustran los nombres que se dan a las partes de los mecanismos de tornillo sin fin. Los elementos del mecanismo tienen el mismo sesgo de hélice que los engranes helicoidales cruzados, pero los ángulos de hélice suelen ser completamente diferentes. Generalmente, el ángulo de hélice del tornillo es bastante grande y el de la rueda muy pequeño. Debido a esto, es usual especificar el ángulo de avance λ para el gusano y el ángulo de hélice ψ_w para el engrane; los dos ángulos son iguales cuando se tiene un ángulo entre ejes de 90° . El ángulo de avance del tornillo es el complemento de su ángulo de hélice, como se indica en la figura 12-13.

Al especificar el paso en mecanismos de tornillo sin fin se acostumbra enunciar el *paso axial*, p_x , del tornillo y el *paso circular transversal*, p_t , (a veces llamado simplemente paso circular) del engrane conectado. Estos pasos son iguales cuando el ángulo entre ejes es de 90° . El diámetro de paso del engrane es el diámetro medido sobre un plano que contiene al eje del gusano, como se muestra en la figura 12-13; es el mismo que para los engranes cilíndricos y vale

$$d_g = \frac{N_g p_t}{\pi} \quad (12-17)$$

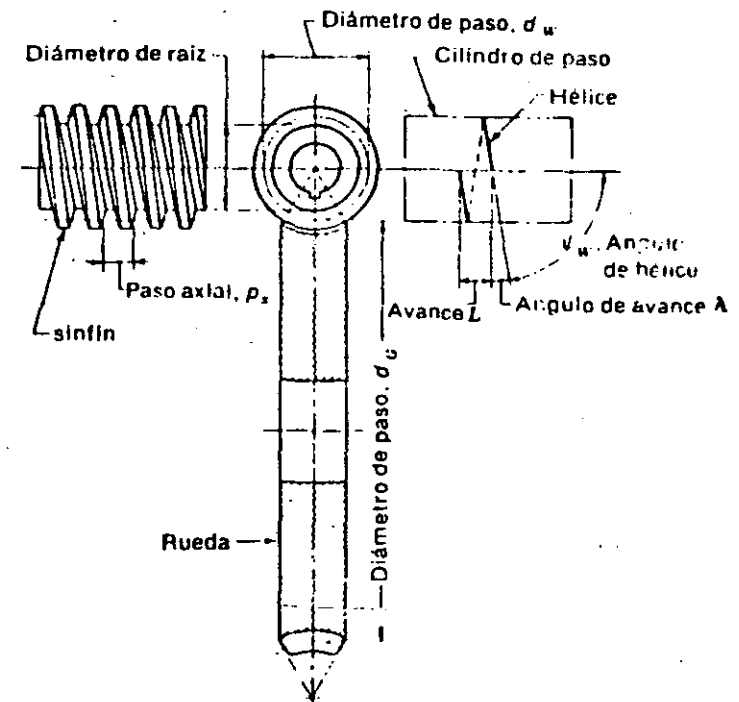


Fig. 12-13 Nomenclatura de un mecanismo de tornillo de tipo simplemente envolvente.

Puesto que no hay relación con el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier diámetro de paso; sin embargo, este diámetro debe ser igual al diámetro de paso del cortador utilizado para formar los dientes del engrane del gusano. Por lo general hay que seleccionar el diámetro de paso del sinfín, de modo que quede dentro del intervalo

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad (12-18)$$

donde C es la distancia entre centros. Estas proporciones dan como resultado la capacidad óptima de potencia del mecanismo.

Tabla 12-2 ANGULOS DE PRESION Y ALTURAS DE DIENTE RECOMENDADOS PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN.

Angulo de avance λ , grados	Angulo de presión ϕ_n , grados	Adendo a	Dedendo b_c
0-15	14½	0.3683 p_x	0.3683 p_x
15-30	20	0.3683 p_x	0.3683 p_x
30-35	25	0.2865 p_x	0.3314 p_x
35-40	25	0.2546 p_x	0.2947 p_x
40-45	30	0.2228 p_x	0.2578 p_x

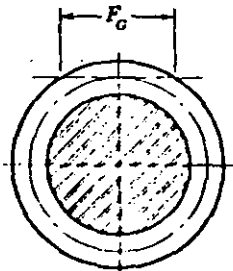


Fig. 12-14

El avance L y el ángulo de avance λ del sinfín tienen las siguientes relaciones:

$$L = p_x N_w \quad (12-19)$$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad (12-20)$$

Las formas de dientes para los mecanismos de gusano no han sido ampliamente estandarizadas, quizá porque se emplean cada vez menos y no ha sido muy necesario. Los ángulos de presión empleados dependen de los

ángulos de avance, y deben ser lo suficientemente grandes para evitar el rebaje por corte de los dientes del engrane en el lado en que termina el contacto. Una altura de dientes satisfactoria, que guarde la proporción correcta con el ángulo de avance, puede obtenerse dando a la altura un valor en proporción al del paso circular axial. La tabla 12-2 resume lo que se consideraría buena práctica para valores de ángulos de presión y de altura de dientes.

El ancho de cara F_G de la rueda del sinfín debe ser igual a la longitud de una tangente a la circunferencia de paso del sinfín entre sus puntos de intersección con la circunferencia de adendo, como se indica en la figura 12-14.

12-7 MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN —ANÁLISIS DE FUERZAS

Si se desprecia la fricción, entonces la única fuerza ejercida por el engrane sería W (fig. 12-15), que tiene tres componentes ortogonales: W^r , W^t y W^a . Por la configuración geométrica de la figura se aprecia que

$$\begin{aligned} W^r &= W \cos \phi_n \sin \lambda \\ W^t &= W \sin \phi_n \\ W^a &= W \cos \phi_n \cos \lambda \end{aligned} \quad (12-21)$$

Ahora se utilizarán los subíndices W y G para indicar las fuerzas que actúan contra el gusano (en inglés, *worm*) y el engrane (*gear*), respectivamente. Se observa que W^r es la fuerza radial, o de separación, para el gusano y la rueda. La fuerza tangencial que actúa sobre el tornillo sin fin W^t y sobre el engrane es W^t , suponiendo que el ángulo entre ejes es de 90° . La fuerza axial sobre el sinfín es W^a y sobre la rueda W^a . Puesto que las fuerzas en el engrane son opuestas a las que actúan en el tornillo, estas relaciones se resumen como sigue:

$$\begin{aligned} W_{w_r} &= -W_{G_r} = W^r \\ W_{w_t} &= -W_{G_t} = W^t \\ W_{w_a} &= -W_{G_a} = W^a \end{aligned} \quad (12-22)$$

Al utilizar las ecuaciones (12-21) y (12-22) es útil observar que el eje de la rueda es paralelo a la dirección x , que el eje del sinfín es paralelo a la dirección z , y que se ha empleado un sistema derecho de coordenadas.

En el estudio de los dientes de engranes cilíndricos rectos se vio que el movimiento de un diente relativo al del diente empujante es un rodamiento, principalmente; de hecho, cuando el contacto ocurre en el punto de paso, el movimiento es una rodadura simple. En contraste, el movimiento relativo entre los dientes de gusano y rueda es un deslizamiento puro y, así, es de es-

perar que la fricción tenga una función importante en el funcionamiento de un mecanismo de sinfín. Introduciendo el coeficiente de fricción μ se obtiene otro conjunto de relaciones similar al de las ecuaciones (12-21). En la figura 12-15 se ve que la fuerza W , normal al perfil del diente del sinfín, produce una fuerza de fricción $W_f = \mu W$, que tiene una componente $\mu W \cos \lambda$, en la dirección negativa de x , y otra componente $\mu W \sin \lambda$, en la dirección positiva de z . Por tanto, la ecuación (12-21) se convierte en

$$\begin{aligned} W^x &= W(\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda) \\ W^y &= W \sin \phi_n \\ W^z &= W(\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda) \end{aligned} \quad (12-23)$$

Desde luego, la ecuación (12-22) sigue siendo válida.

Si se sustituye W^z en la tercera de las ecuaciones (12-22) y se multiplican ambos miembros por μ , se halla que la fuerza de fricción ó rozamiento es

$$W_f = \mu W = \frac{\mu W_{Gt}}{\mu \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad (12-24)$$

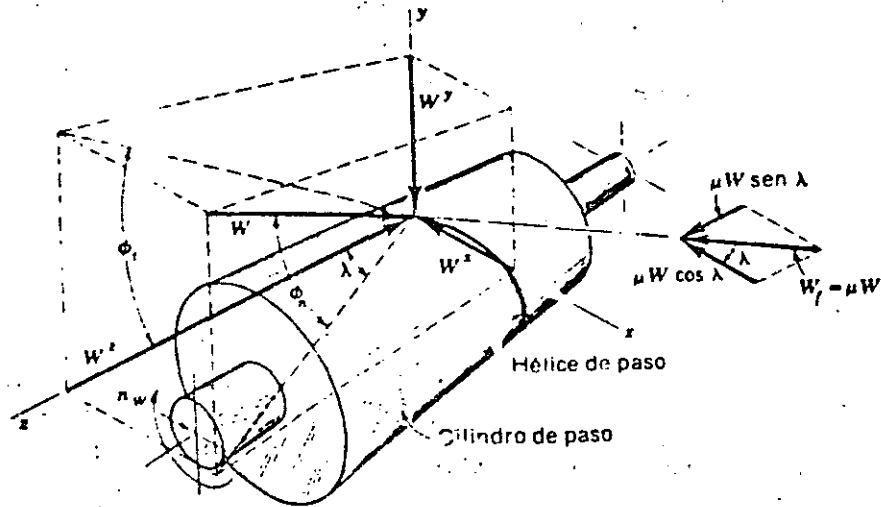


Fig. 12-15 Croquis del cilindro de paso de un sinfín en el que se indican fuerzas que ejerce la rueda sobre él.

Hay otra relación útil que puede obtenerse resolviendo simultáneamente la primera y la tercera ecuaciones de (12-22), para tener una relación entre las dos fuerzas tangenciales. El resultado es

$$W_{Wt} = W_{Gt} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda}{\mu \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \quad (12-25)$$

La eficiencia η se puede definir por la ecuación

$$\eta = \frac{W_{Wt} \text{ (sin fricción)}}{W_{Wt} \text{ (con fricción)}} \quad (a)$$

Se sustituye la ecuación (12-25), con $\mu = 0$, en el numerador de la ecuación (a) y la misma ecuación, sin cambio alguno, en el denominador de ésta. Después de reordenar resulta que la eficiencia es

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \mu \cot \lambda} \quad (12-26)$$

Si se selecciona un valor típico del coeficiente de fricción, por ejemplo, $\mu = 0.05$, y los ángulos de presión de la tabla 12-2, se usará la ecuación (12-26) para obtener información útil de diseño. Al resolver esta ecuación, despejando los ángulos de hélice de 1° a 30° , se llega a los interesantes resultados que se muestran en la tabla 12-3.

Tabla 12-3 EFICIENCIA DE MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN PARA $\mu = 0.05$.

Angulo de hélice ψ , grados	Eficiencia η , %
1.0	25.2
2.5	46.8
5.0	62.6
7.5	71.2
10.0	76.8
15.0	82.7
20.0	86.0
25.0	88.0
30.0	89.2

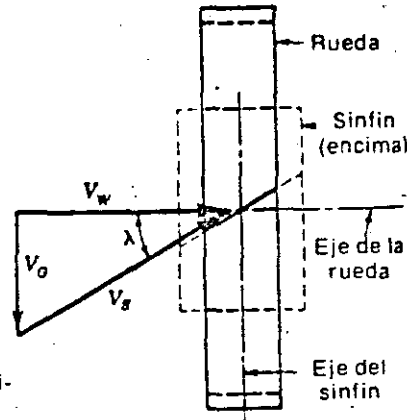


Fig. 12-16 Componentes de velocidad en un mecanismo de sinfín.

Muchos experimentos han demostrado que el coeficiente de fricción depende de la velocidad relativa o de deslizamiento. En la figura 12-16, \$V_G\$ es la velocidad en la línea de paso de la rueda y \$V_W\$ la velocidad en la línea de paso del sinfín. En consecuencia, vectorialmente se tiene \$V_W = V_G + V_S\$; y, por tanto,

$$V_S = \frac{V_W}{\cos \lambda} \quad (12-27)$$

Los valores publicados del coeficiente de fricción varían hasta un 20%, debido sin duda a las diferencias en el acabado de superficie, materiales y lubricación. Los valores en el diagrama de la figura 12-17 son representativos e indican la tendencia general.

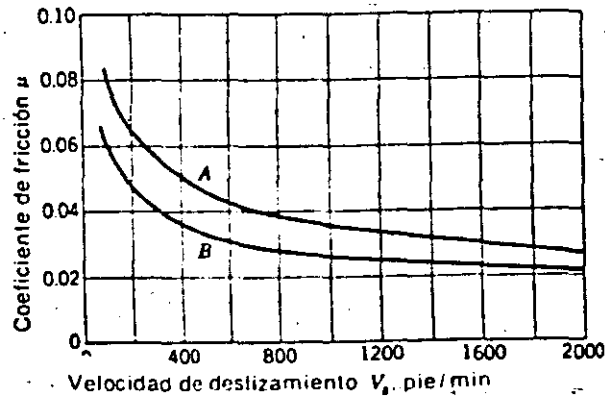


Fig. 12-17 Valores representativos del coeficiente de fricción para mecanismos de sinfín, basados en la existencia de una buena lubricación. La curva B es para materiales de alta calidad, por ejemplo, un sinfín con temple de superficie conectado a una rueda de bronce forjado. La curva A se emplea cuando es de esperar mayor fricción, como en el caso de sinfín y rueda de hierro colado.

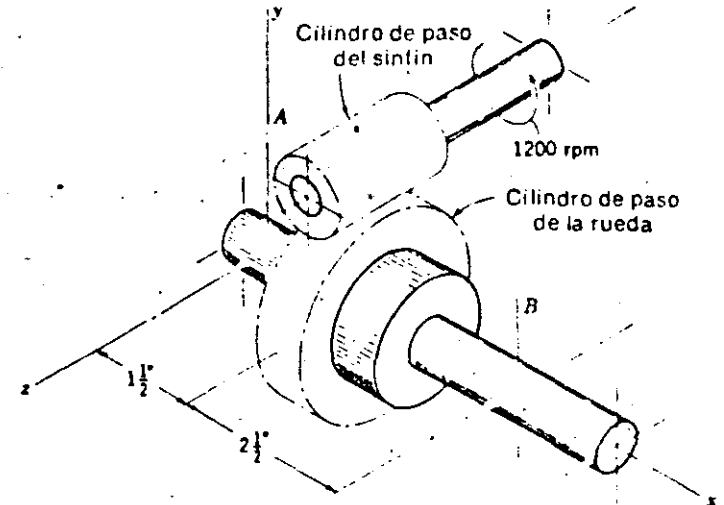


Fig. 12-18

EJEMPLO 12-3 Un tornillo sin fin de sesgo a la derecha y 2 dientes (o entradas) transmite 1 hp, a 1200 rpm, a una rueda con 30 dientes. Esta tiene un diámetro de paso transversal de 6 dientes por pulgada y un ancho de cara de 1 plg. El sinfín tiene un diámetro de paso de 2 plg y un anchura de cara de \$2\frac{1}{2}\$ plg. El ángulo de presión normal es de \$14\frac{1}{2}^\circ\$. Los materiales y la calidad de trabajo son tales que debe utilizarse la curva B de la figura 12-17 para obtener el coeficiente de fricción.

- Hallar el paso axial, la distancia entre centros, el avance y el ángulo de avance.
- La figura 12-18 es un croquis del mecanismo, orientado con respecto al sistema de coordenadas descrito en la sección 12-7; a la rueda del sinfín la soportan los cojinetes A y B. Calcular las fuerzas que ejercen los cojinetes sobre el eje de la rueda y el momento rotacional de salida.

SOLUCION. a) El paso axial es igual al paso circular transversal de la rueda, que es

$$P_t = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{6} = 0.5236 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

El diámetro de paso de la rueda es \$d_G = N_G/P = 30/6 = 5\$ plg. Por consiguiente, la distancia entre centros es

$$C = \frac{d_w + d_G}{2} = \frac{2 + 5}{2} = 3.5 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

De la ecuación (12-19), el avance es

$$L = p_x N_w = (0.5236)(2) = 1.0472 \text{ plg} \quad \text{Resp.}$$

Utilizando, asimismo, la ecuación (12-20), se tiene

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d_w} = \tan^{-1} \frac{1.0472}{\pi(2)} = 9.47^\circ \quad \text{Resp.}$$

b) Si se usa la regla de la mano derecha para la rotación del tornillo se verá que el pulgar apunta en la dirección positiva de z . Ahora se utiliza la analogía del perno y la tuerca (el sinfín es de rosca a la derecha, como la de un tornillo o perno común), y se hace girar el perno con la mano derecha en el sentido del reloj, impidiendo al mismo tiempo la rotación de la tuerca con la mano izquierda. La tuerca se moverá axialmente a lo largo del perno hacia la mano derecha. Por consiguiente, la superficie de la rueda (fig. 12-18) que está en contacto con el tornillo se moverá en la dirección negativa de z . Por tanto, la rotación de la rueda será en el sentido del reloj alrededor del eje x , apuntando el pulgar de la mano derecha en la dirección negativa de x .

La velocidad del gusano en la línea de paso es

$$V_w = \frac{\pi d_w n_w}{12} = \frac{\pi(2)(1200)}{12} = 628 \text{ pie/min}$$

La velocidad de la rueda es $n_G = \left(\frac{2}{30}\right)(1200) = 80 \text{ rpm}$. De manera que la velocidad en la línea de paso vale

$$V_G = \frac{\pi d_G n_G}{12} = \frac{\pi(5)(80)}{12} = 105 \text{ pie/min}$$

Si luego se aplica la ecuación (12-27), se hallará que la velocidad de deslizamiento, V_s , es

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} = \frac{628}{\cos 9.47^\circ} = 638 \text{ pie/min}$$

Empleando la figura 12-17 se halla que $\mu = 0.03$. También se requerirá el ángulo de presión normal ϕ_n . Puesto que el ángulo de hélice de la rueda es igual al ángulo de avance del sinfín, podrá utilizarse la ecuación (12-4). Por consiguiente,

$$\phi_n = \tan^{-1} (\tan \phi_r \cos \psi) = \tan^{-1} (\tan 14.5^\circ \cos 9.47^\circ) = 14.3^\circ$$

Para determinar las fuerzas se partirá de la fórmula de la potencia

$$W_{wt} = \frac{33000 P}{V_w} = \frac{(33000)(1)}{628} = 52.5 \text{ lb}$$

Esta fuerza actúa en la dirección negativa de x , igual que en la figura 12-15. Utilizando la primera parte de la ecuación (12-23) se halla que

$$W = \frac{W^{xy}}{\cos \phi_n \sin \lambda + \mu \cos \lambda} \\ = \frac{52.5}{\cos 14.3^\circ \sin 9.47^\circ + 0.03 \cos 9.47^\circ} = 278 \text{ lb}$$

Asimismo, de la ecuación (12-23),

$$W^y = W \sin \phi_n = 278 \sin 14.3^\circ = 68.6 \text{ lb}$$

$$W^x = W(\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \sin \lambda)$$

$$= 278(\cos 14.3^\circ \cos 9.47^\circ - 0.03 \sin 9.47^\circ) = 264 \text{ lb}$$

Ahora se determinarán las componentes que actúan sobre la rueda, como sigue:

$$W_{Ga} = -W^x = 52.5 \text{ lb}$$

$$W_{Gr} = -W^y = 68.6 \text{ lb} \quad W_{Gt} = -W^z = -264 \text{ lb}$$

En esta parte hay que recurrir a una representación tridimensional para simplificar el trabajo. Un croquis isométrico —como el de la figura 12-19— es fácil de realizar y ayudará a evitar errores. Debe notarse que el eje y es vertical y que los ejes x y z forman ángulos de 30° con la horizontal. La apariencia de profundidad se acentúa por el trazo de líneas paralelas a cada uno de los ejes coordenados en cada punto de interés.

Se considerará que B es el cojinete de empuje para que el eje de la rueda esté en compresión. Por tanto, la suma de fuerzas en la dirección x da

$$F_B^x = -52.5 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Tomando momentos con respecto al eje z ,

$$-(52.5)(2.5) - (68.6)(1.5) + 4F_B^y = 0 \quad F_B^y = \dots \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

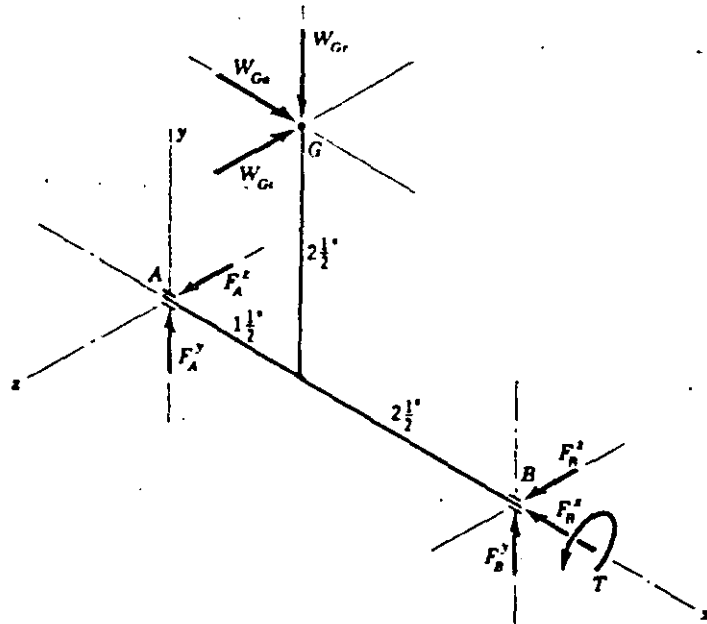


Fig. 12-19

Tomando momentos con respecto al eje y.

$$(264)(1.5) - 4F_B^x = 0 \quad F_B^x = 99 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Estas tres componentes se introducen ahora en el croquis, como se indica en B de la figura 12-19. Sumando fuerzas en la dirección y.

$$-68.6 + 58.6 + F_A^y = 0 \quad F_A^y = 10 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

En forma semejante, sumando fuerzas en la dirección z.

$$-264 + 99 + F_A^z = 0 \quad F_A^z = 165 \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Estas dos componentes se trasladan ahora al punto A del croquis. Todavía hay que escribir una ecuación más. Sumando momentos respecto a x.

$$-(264)(2.5) + T = 0 \quad T = 660 \text{ lb} \cdot \text{plg} \quad \text{Resp.}$$

Debido a la pérdida por fricción, este momento rotacional de salida es menor que el producto de la relación de transmisión y el momento de rotación de entrada. ////

EJEMPLO 12-4 Resuelva la parte (b) del ejemplo 12.3 utilizando torques.

SOLUCION. Considerando la figura 12-19, se escribe

$$W_G = 52.5i - 68.6j - 264k$$

Luego se definen los vectores de posición

$$R_G = 1.5i + 2.5j \quad R_B = 4i$$

Si se escribe la ecuación de momentos respecto de A se tiene

$$R_G \times W_G + T + R_B \times F_B = 0 \quad (1)$$

Sustituyendo los valores conocidos.

$$(1.5i + 2.5j) \times (52.5i - 68.6j - 264k) + Ti + (4i) \times (F_B^x i + F_B^y j + F_B^z k) = 0$$

Cuando se forman los productos de cruz queda

$$(-660i + 396j - 234k) + Ti + (-4F_B^y j + 4F_B^z k) = 0 \quad (2)$$

$$T = 660i \text{ lb} \cdot \text{plg} \quad \text{Resp.}$$

Por tanto,

$$F_B^y = 58.6 \text{ lb} \quad F_B^z = 99 \text{ lb}$$

Tomando luego la suma de fuerzas se obtiene

$$F_A + F_B + W_G = 0 \quad (3)$$

y sustituyendo los valores conocidos

$$(F_A^x j + F_A^z k) + (F_B^x i + 58.6j + 99k) + (52.5i - 68.6j - 264k) = 0 \quad (4)$$

de donde

$$F_B^x = -52.5 \text{ lb}$$

y por tanto,

$$F_B = -52.5i + 58.6j + 99k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Asimismo, de la ecuación (4)

$$F_A^z = 10j + 165k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

La ecuación de la AGMA para la potencia nominal de entrada (en hp) de un mecanismo de tornillo sin fin es:

$$P = \frac{W_G d_G n_w}{126,000 m_G} + \frac{V_S W_f}{33,000} \quad (12-30)$$

El primer término del segundo miembro es la potencia de salida y el segundo es la pérdida de potencia. La carga transmitida permisible W_G se calcula con la ecuación:

$$W_G = K_s d_G^3 F_e K_m K_v \quad (12-31)$$

La notación en las ecuaciones (12-30) y (12-31) es como sigue:

- W_G = carga a transmitir, lb
- d_G = diámetro de paso de la rueda, plg
- n_w = velocidad del tornillo, rpm
- m_G = relación de transmisión = N_G/N_w
- V_S = velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del tornillo, pie/min
- W_f = fuerza de fricción, lb
- K_s = factor de corrección por tamaño y materiales
- F_e = ancho de cara efectiva; esta dimensión es el ancho de cara de la rueda o dos tercios del diámetro de paso del sinfín; se usa el menor de estos dos valores
- K_m = factor de corrección de la relación de velocidades
- K_v = factor de velocidad

Tabla 12-5 FACTOR DE MATERIALES K_s PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN CILINDRICOS*

Ancho de cara de la rueda, F_e , plg	Bronce colado en arena	Bronce de colado frío estatico	Bronce de colado centrífugo
Hasta 3	700	800	1000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	600	750

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-38, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Para engranes de bronce de cobre-estaño y cobre-estaño-níquel que trabajan con sinfines de acero con temple de superficie a la dureza Rockwell S80 como mínimo

12-8 CAPACIDADES DE POTENCIA DE UN MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN

Cuando se utilizan estos dispositivos intermitentemente o a velocidades bajas de la rueda, la resistencia a la flexión de los dientes del engrane puede llegar a ser el factor de diseño principal. Puesto que los dientes del sinfín son intrínsecamente más resistentes que los de su rueda, por lo general no se los calcula, aunque pueden utilizarse los métodos del capítulo 6 para calcular los esfuerzos en los dientes de un tornillo. Los dientes de las ruedas de sinfín son gruesos y cortos en los dos bordes de la cara y delgados en el plano central; esto hace difícil determinar el esfuerzo por flexión. Buckingham* adapta la ecuación de Lewis como sigue:

$$\sigma = \frac{W_G}{p_n F_G y} \quad (12-28)$$

$$p_n = p_x \cos \lambda \quad (12-29)$$

- donde σ = esfuerzo por flexión, lb/plg²
- W_G = carga transmitida, lb
- p_n = paso circular normal, plg
- p_x = paso circular axial, plg
- F_G = ancho de cara de la rueda, plg
- y = factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular
- λ = ángulo de avance

Puesto que la ecuación sólo es una aproximación poco precisa, no se considera la concentración de esfuerzos. También por esta razón, los factores de forma no están relacionados con el número de dientes, sino solamente con el ángulo de presión normal. Los valores de y se tienen en la tabla 12-4.

Tabla 12-4 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA MECANISMOS DE TORNILLO SIN FIN.

Ángulo de presión normal ϕ_n , grados	Factor de forma y
14½	0.100
20	0.125
25	0.150
30	0.175

* Earle Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, pág. 495, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1949.

Tabla 12-6 FACTOR DE CORRECCION DE LA RELACION DE VELOCIDADES K_v *

Razón m_G	K_v	Razón m_G	K_v	Razón m_G	K_v
3.0	0.500	8.0	0.724	30.0	0.825
3.5	0.554	9.0	0.744	40.0	0.815
4.0	0.593	10.0	0.760	50.0	0.785
4.5	0.620	12.0	0.783	60.0	0.745
5.0	0.645	14.0	0.799	70.0	0.687
6.0	0.679	16.0	0.809	80.0	0.622
7.0	0.706	20.0	0.820	100.0	0.490

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-38, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Los valores del factor de materiales para gusanos de acero templado que embonan con ruedas de bronce se indican en la tabla 12-5. Debe observarse el efecto del factor de corrección por tamaño mientras aumenta el ancho de cara.

Los valores del factor de corrección de la relación de velocidades K_m y el factor de velocidad K_v se encuentran en las tablas 12-6 y 12-7, respectivamente.

Tabla 12-7 FACTOR DE VELOCIDAD K_v *

Velocidad V_s , pie/min	K_v	Velocidad V_s , pie/min	K_v	Velocidad V_s , pie/min	K_v
1	0.649	300	0.472	1400	0.216
15	0.647	350	0.446	1600	0.200
10	0.644	400	0.421	1800	0.187
20	0.638	450	0.398	2000	0.175
30	0.631	500	0.378	2200	0.165
40	0.625	550	0.358	2400	0.156
60	0.613	600	0.340	2600	0.148
80	0.600	700	0.310	2800	0.140
100	0.588	800	0.289	3000	0.134
150	0.558	900	0.269	4000	0.106
200	0.528	1000	0.258	5000	0.089
250	0.500	1200	0.235	6000	0.079

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-39, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

12-9 ENGRANES CONICOS RECTOS —CONSIDERACIONES CINEMATICAS

Cuando han de utilizarse engranes para transmitir movimiento entre ejes no paralelos, es necesario recurrir a los engranes cónicos. Un engranaje de este tipo es el que se muestra en la figura 12-20. Aunque los engranes cónicos

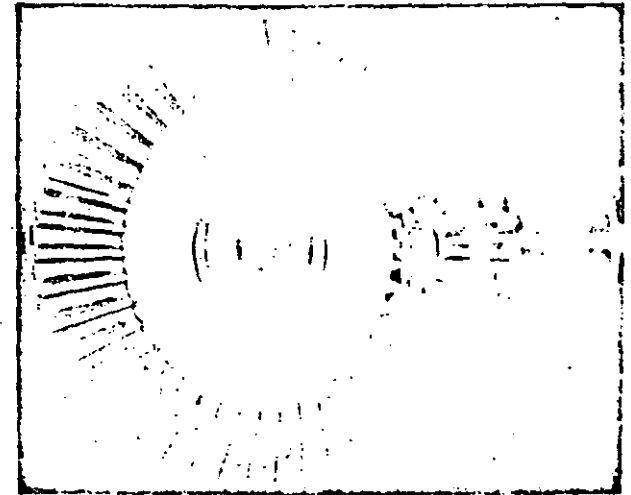


Fig. 12-20 Piñón y rueda cónicos de dientes rectos (Cortesía de Gleason Works, Rochester, N. Y.)

generalmente se hacen para un ángulo entre ejes de 90°, pueden producirse para casi cualquier otro ángulo citado. Los dientes pueden ser fundidos, fresados o generados. Sin embargo, sólo los dientes de este último tipo pueden clasificarse como exactos.

La terminología de los engranes cónicos se ilustra en la figura 12-21. El paso se mide por el extremo mayor de los dientes, y tanto el paso circular como el diámetro de paso, se calculan en la misma forma que para los engranes cilíndricos. Debe observarse que la holgura es uniforme. Los ángulos de paso se definen por los conos de paso que se unen por sus vértices, como se indica en la figura. Están relacionados con los números de dientes en la forma siguiente:

$$\tan \gamma = \frac{N_r}{N_G} \quad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \quad (12-32)$$

donde los subíndices P y G designan al piñón y a la rueda, respectivamente; γ y Γ son, también respectivamente, los ángulos de paso del piñón y de la rueda.

La figura 12-21 muestra que la forma de los dientes, cuando se proyecta sobre el cono posterior, es igual que en el caso de un engrane cilíndrico con un radio igual al largo del cono posterior r_p . A esto se le denomina *aproximación de Tredgold*. El número de dientes en este engrane imaginario es

$$N' = \frac{2\pi r_p}{p} \quad (12-33)$$

completa. Esto aumenta la razón de contacto, evita el rebaje e incrementa la resistencia del piñón. En la tabla 12-8 se encuentran las proporciones de dientes estándares consideradas en el extremo mayor de los mismos.

12-10 ENGRANES CONICOS
—ANÁLISIS DE FUERZAS.

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes en el caso de aplicaciones de engranes cónicos, la práctica usual es utilizar la carga tangencial (o a transmitir) que habría si todas las fuerzas estuviesen concentradas en el punto medio del diente. En tanto que la fuerza resultante real se produce en algún sitio entre el punto medio y el extremo mayor del diente, se comete sólo un pequeño error al adoptar esta hipótesis. Para la carga transmitida lo anterior da

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad (12.34)$$

donde T es el par de torsión y r_{med} es el radio de paso del engrane considerado en el punto medio del diente.

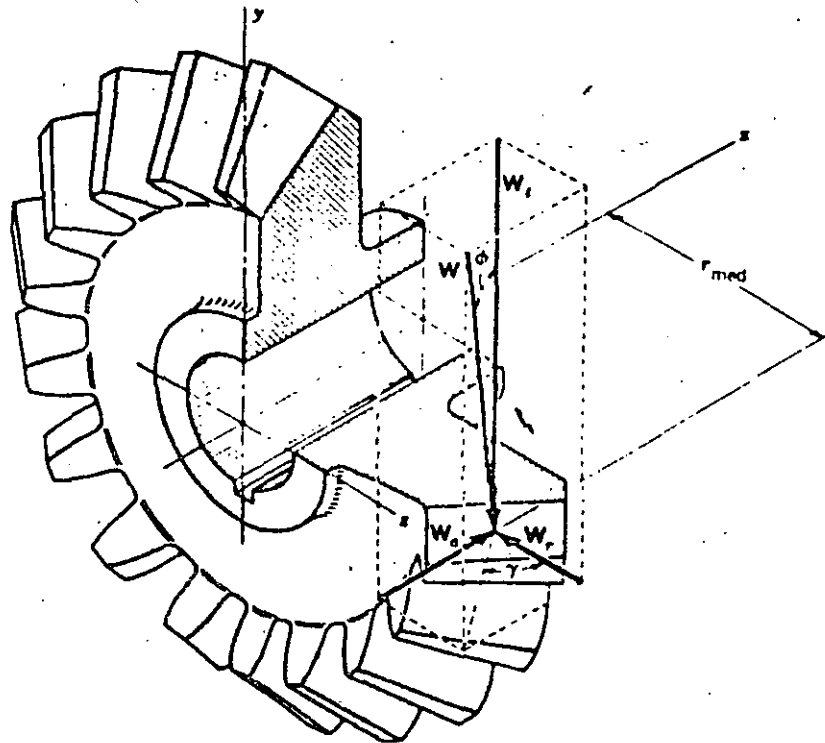


Fig. 12-22 Fuerzas entre dientes de engranes cónicos

Tabla 12-8 PROPORCIONES PARA DIENTES DE ENGRANES CONICOS RECTOS DE 20°.

Concepto	Fórmula										
Altura de trabajo	$h_t = 2.0/P$										
Holgura	$c = (0.188/P) + 0.002 \text{ plg}$										
Adendo de la rueda	$a_G = \frac{0.54}{P} + \frac{0.460}{P(m_{90})^2}$										
Relación de velocidad	$m_G = N_G/N_p$										
Relación equivalente de 90°	$m_{90} = m_G$ cuando $\Sigma = 90^\circ$ $m_{90} = \sqrt{\frac{m_G \cos \gamma}{\cos \Gamma}}$ cuando $\Sigma \neq 90^\circ$										
Ancho de cara	$F = \frac{A_s}{3}$ o $F = \frac{10}{P}$, el que sea menor										
Número mínimo de dientes	<table border="1"> <tr> <td>Piñón</td> <td>16</td> <td>15</td> <td>14</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Rueda</td> <td>16</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> </table>	Piñón	16	15	14	13	Rueda	16	17	20	30
Piñón	16	15	14	13							
Rueda	16	17	20	30							

donde N' es el número virtual de dientes y p es el paso circular medido en el extremo mayor de los dientes.

Los engranes cónicos de dientes rectos estándares se cortan utilizando un ángulo de presión de 20°, adendos y dedendos desiguales y dientes de altura

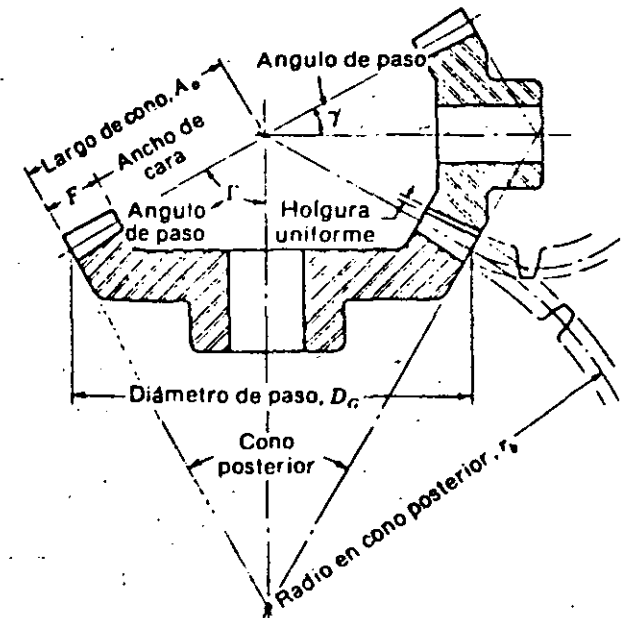


Fig. 12-21 Terminología de los engranes cónicos.

SOLUCION. Los ángulos de paso son

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{1}{3} \right) = 18.4^\circ \quad \Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{3}{8} \right) = 71.6^\circ$$

La velocidad en la línea de paso correspondiente al radio de paso medio es

$$V = \frac{2\pi r_p n}{12} = \frac{2\pi(1.293)(600)}{12} = 406 \text{ pie/min}$$

Por consiguiente, la carga transmitida es

$$W_t = \frac{33\,000 P}{V} = \frac{(33\,000)(5)}{406} = 406 \text{ lb}$$

y actúa en la dirección positiva de z , como se indica en la figura 12-24. Se tiene luego que

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \Gamma = 406 \tan 20^\circ \cos 71.6^\circ = 46.6 \text{ lb}$$

$$W_o = W_t \tan \phi \sin \Gamma = 406 \tan 20^\circ \sin 71.6^\circ = 140 \text{ lb}$$

donde W_r está en la dirección $-x$ y W_o en la dirección $-y$, como se ilustra en el croquis isométrico de la figura 12-24.

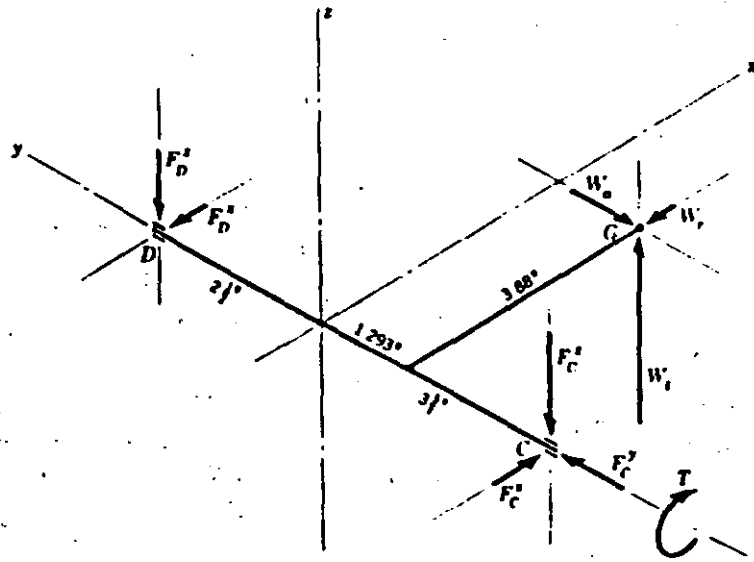


Fig. 12-24

Las fuerzas que actúan en el centro del diente se indican en la figura 12.22. La fuerza resultante W tiene tres componentes, una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r y una fuerza axial W_o . Por Trigonometría, se obtiene de la figura

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad (12-35)$$

$$W_o = W_t \tan \phi \sin \gamma \quad (12-36)$$

Las tres fuerzas $-W_r$, W_o y W_t son perpendiculares entre sí y pueden utilizarse para determinar las cargas en los apoyos, utilizando los métodos de la Estática.

EJEMPLO 12-5 El piñón cónico de la figura 12-23 gira a 600 rpm en el sentido indicado y transmite 5 hp a la rueda. Las distancias de montaje, la localización de todos los cojinetes y los radios de paso medios del piñón y de la rueda se muestran en la figura. Para simplificar, los dientes se sustituyeron con los conos de paso. Los cojinetes A y B deben absorber las cargas de empuje. Determinar las fuerzas de apoyo que actúan sobre el eje de la rueda del engranaje.

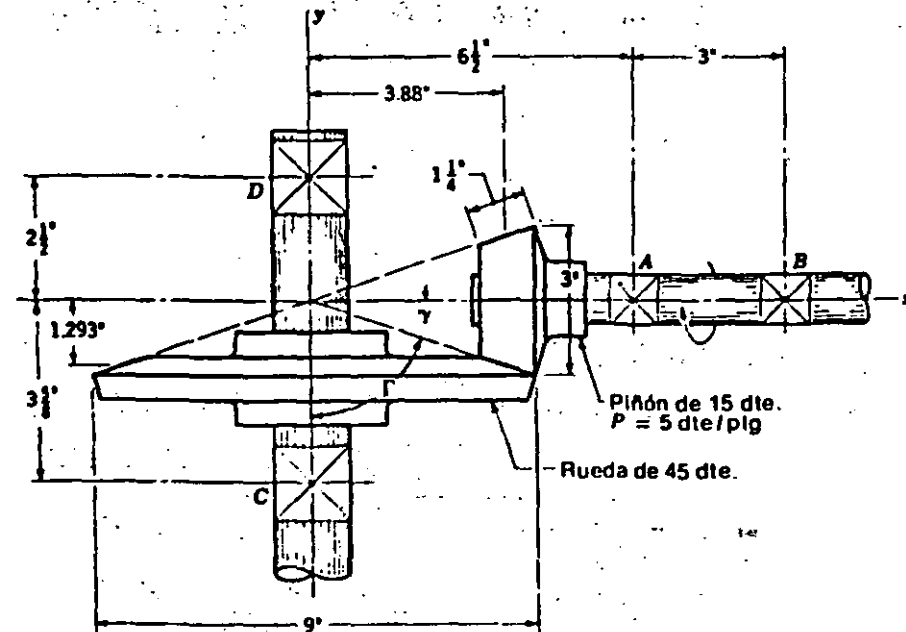


Fig. 12-23

560 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

Como preparación para efectuar una suma de momentos con respecto al cojinete D , se define el factor de posición de D a G como

$$R_G = 3.88i - (2.5 + 1.293)j = 3.88i - 3.793j$$

También se requerirá un vector desde D hasta C

$$R_C = -(2.5 + 3.625)j = -6.125j$$

Luego, sumando momentos respecto a D , se tiene

$$R_G \times W + R_C \times F_C + T = 0 \quad (1)$$

Sustituyendo las componentes en la ecuación (1) se tiene

$$(3.88i - 3.793j) \times (-46.6i - 140j + 406k) + (6.125j) \times (F_C^x i + F_C^y j + F_C^z k) + Tj = 0 \quad (2)$$

Después de formar los dos productos de cruz, la ecuación queda

$$(-1504i - 1580j - 721k) + (-6.125F_C^x i + 6.125F_C^z k) + Tj = 0$$

de donde

$$T = 1580j \text{ lb} \cdot \text{plg} \quad F_C^x = 118 \text{ lb} \quad F_C^z = -246 \text{ lb} \quad (3)$$

Sumando ahora las fuerzas e igualando a cero:

$$F_D + F_C + W = 0 \quad (4)$$

Sustituyendo las componentes, la ecuación (4) da

$$(F_D^x i + F_D^z k) + (118i + F_C^y j - 246k) + (-46.6i - 140j + 406k) = 0 \quad (5)$$

Primero se ve que $F_C^y = 140 \text{ lb}$, y así,

$$F_C = 118i + 140j - 246k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Luego, de la ecuación (5),

$$F_D = -71i - 160k \text{ lb} \quad \text{Resp.}$$

Todo lo anterior se indica en la figura 12-24, en las direcciones apropiadas. El análisis para el eje del piñón es muy similar. //

12-11 ENGRANES CONICOS
—ESFUERZO Y RESISTENCIA A LA FLEXION

En un montaje típico de engranes cónicos, como el de la figura 12-23, uno de los engranes con frecuencia se monta por fuera de los cojinetes. Esto significa que las deflexiones del eje pueden ser más pronunciadas y tener un efecto mayor sobre el contacto de los dientes. Hay otra dificultad que se presenta al calcular el esfuerzo en los dientes de engranes cónicos; es el hecho de que los dientes están ahusados. Por tanto, para lograr un contacto de línea perfecto, pasando por el centro del cono, los dientes deben flexionarse más en el extremo mayor que en el menor. Para lograr esta condición se requiere que la carga sea proporcionalmente superior en el extremo mayor. Debido a esta carga variable a través de la cara del diente, es deseable tener un ancho de cara razonablemente corto.

La ecuación para el esfuerzo por flexión en engranes cilíndricos se utiliza también en el caso de los cónicos y se repetirá aquí por conveniencia:

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_m F J} \quad (12-37)$$

donde las relaciones están basadas en el extremo mayor de los dientes.

Precaución: La carga transmitida W_t debe calcularse utilizando el radio de paso en el extremo mayor de los dientes en la ecuación (12-37). Debe notarse que esta carga a transmitir no es la misma que se usó en el análisis de fuerzas (sección 12-10), aunque el símbolo es el mismo.

El factor geométrico J es diferente para los engranes cónicos debido a que se utilizó el sistema de adendos largo y corto, y a que los dientes son ahusados. Utilice la figura 12-25.

Los factores de modificaciones y de corrección para los engranes cónicos son los mismos que para los engranes cilíndricos, excepto por el factor de distribución de la carga K_m (tabla 12-9).*

Tabla 12-9 FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA APROXIMADOS K_m Y C_p PARA ENGRANES CONICOS*

Aplicación	Ambos engranes entre cojinetes	Un engrane fuera de cojinetes	Ambos engranes fuera de cojinetes
En la industria, uso general	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
En automóviles	1.00-1.10	1.10-1.25	
En aeroplanos	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

* AGMA Information Sheet 225.01, 1967, tabla 4.

* La AGMA utiliza un factor de tamaño diferente para engranes cónicos que para otros. Sin embargo, compensa lo anterior recomendando un conjunto distinto de esfuerzos admisibles. Consulte la AGMA Information Sheet 225.01, 1967.

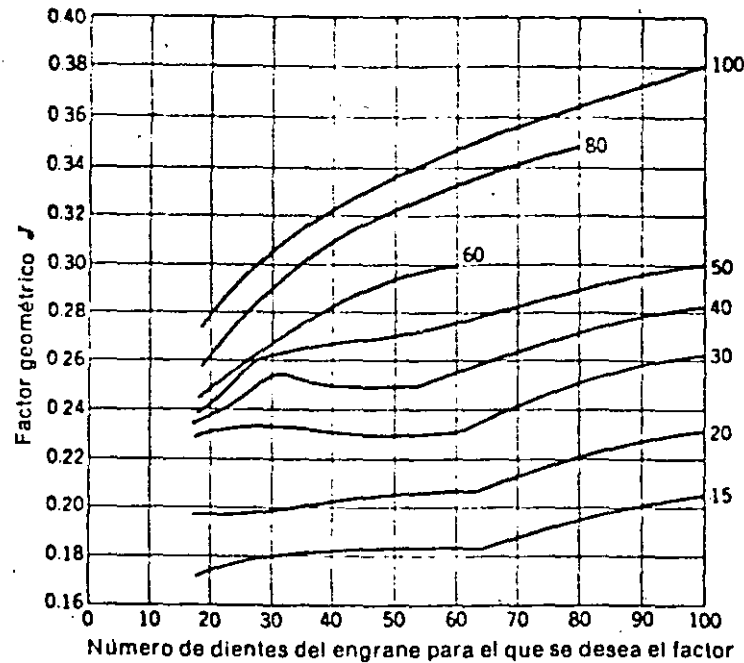


Fig. 12-25 Factores geométricos J para engranes cónicos rectos; corresponden a un ángulo entre ejes de 90° , un ángulo de presión de 20° y una holgura $c = 0.240/P$ plg. (AGMA Information Sheet 225.01.)

**12-12 ENGRANES CONICOS—
DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE**

El esfuerzo de contacto hertziano para los engranes cónicos está dado por la ecuación

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}} \quad (12-38)$$

donde, de nuevo, todos los valores corresponden al extremo mayor de los dientes.

Como el contacto entre dientes de engranes cónicos tiende a estar localizado, el coeficiente elástico C_p debe basarse en un análisis hertziano de esferas de contacto, en vez de cilindros. Esto produce valores ligeramente distintos. Por lo tanto, habrá que utilizar la tabla 12-10.

La figura 12-26 es un diagrama del factor geométrico I para engranes cónicos. Todos los demás factores pueden obtenerse por los métodos del capítulo 11.

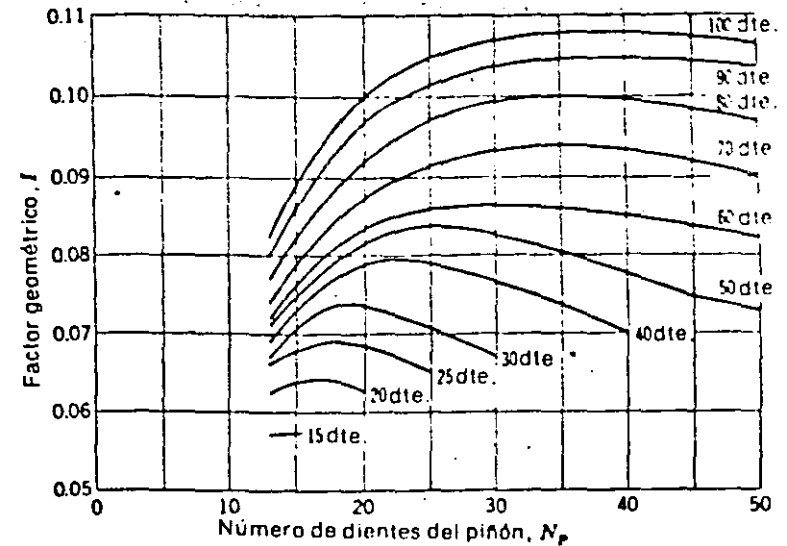


Fig. 12-26 Factores geométricos I para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de 20° y ejes a 90° . (AGMA Information Sheet 212.02.)

12-13 ENGRANES CONICOS ESPIRALES

Los engranes cónicos de dientes rectos son fáciles de diseñar y sencillos de fabricar; dan muy buenos resultados en el servicio si se montan exacta y positivamente. Sin embargo, como en el caso de los engranes cilíndricos rectos, se vuelven ruidosos con valores altos de la velocidad en la línea de paso. En estos casos con frecuencia es buena práctica de diseño recurrir a los engranes cónicos de dientes en espiral, que son los homólogos cónicos de los engranes helicoidales. La figura 12-27 muestra un par embonante de engranes cónicos espi-

Tabla 12-10 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO C_p PARA ENGRANES CONICOS Y DE OTRO TIPO CON CONTACTO LOCALIZADO. EL VALOR DEL MODULO DE ELASTICIDAD INDICADO EN CADA CASO ESTA EN 10^3 kip/plg².

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, $E = 30$	2800	2150	2400	2350
Hierro fundido, $E = 19$	2450	2250	2200	2150
Bronce de aluminio, $E = 17.5$	2400	2200	2150	2100
Bronce de estaño, $E = 16$	2350	2150	2100	2050

* AGMA Sheet 212.02.

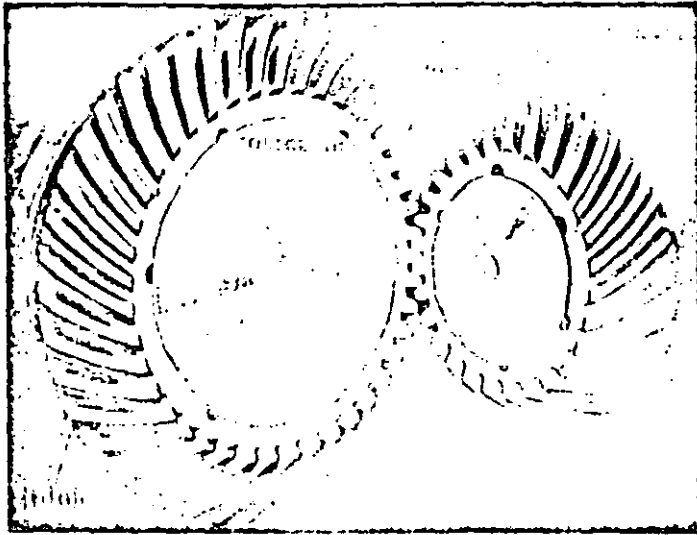


Fig. 12-27 Engranés cónicos espirales. (Cortesía de Gleason Works, Rochester, N. Y.)

rales, donde se puede ver que las superficies de paso y la naturaleza del contacto son iguales que para los engranes cónicos rectos, excepto por las diferencias originadas por los dientes en espiral.

El sesgo de la espiral se halla utilizando la regla de la mano derecha, estando el pulgar dirigido a lo largo del eje de rotación. En la figura 12-27, un piñón de sesgo a la izquierda (o de mano izquierda) está conectado con una rueda de sesgo a la derecha.

Tabla 12-11 ADENDOS DE RUEDA PARA ENGRANES CONICOS ESPIRALES DE PASO DIAMETRAL 1:

Razones			Razones			Razones		
Desde	Hasta	Adendo	Desde	Hasta	Adendo	Desde	Hasta	Adendo
1.00	1.00	0.850	1.23	1.26	0.710	1.82	1.90	0.570
1.00	1.02	0.840	1.26	1.28	0.700	1.90	1.99	0.560
1.02	1.03	0.830	1.28	1.31	0.690	1.99	2.10	0.550
1.03	1.05	0.820	1.31	1.34	0.680	2.10	2.23	0.540
1.05	1.06	0.810	1.34	1.37	0.670	2.23	2.38	0.530
1.06	1.08	0.800	1.37	1.41	0.660	2.38	2.58	0.520
1.08	1.09	0.790	1.41	1.44	0.650	2.58	2.82	0.510
1.09	1.11	0.780	1.44	1.48	0.640	2.82	3.17	0.500
1.11	1.13	0.770	1.48	1.52	0.630	3.17	3.67	0.490
1.13	1.15	0.760	1.52	1.57	0.620	3.67	4.56	0.480
1.15	1.17	0.750	1.57	1.63	0.610	4.56	7.00	0.470
1.17	1.19	0.740	1.63	1.68	0.600	7.00	∞	0.460
1.19	1.21	0.730	1.68	1.75	0.590			
1.21	1.23	0.720	1.75	1.82	0.580			

© Gleason Works, Rochester, N. Y.

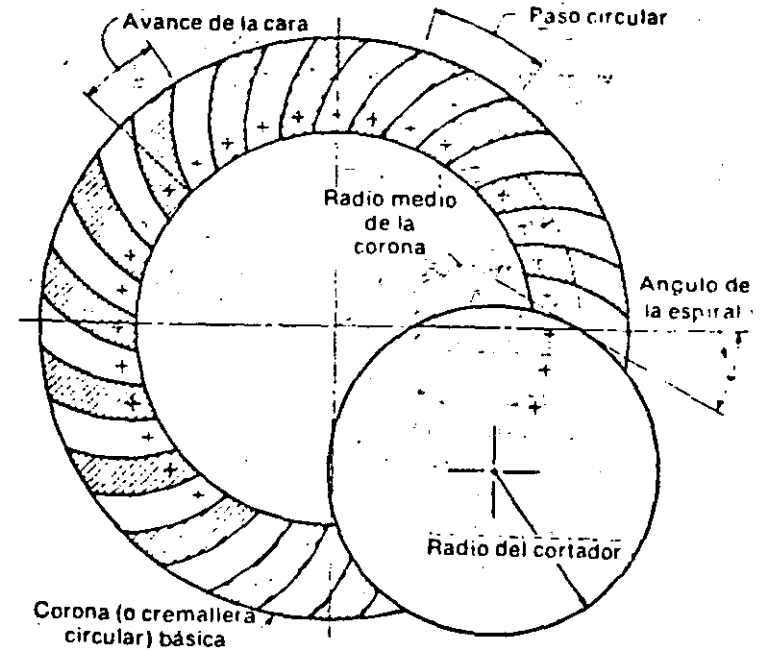


Fig. 12-28 Formado de los dientes de engrane espiral sobre la cremallera circular básica.

Los dientes de los engranes cónicos espirales se conjugan con una cremallera de corona básica ($2\Gamma = 180^\circ$), la cual se genera (como se indica en la figura 12-28) utilizando un cortador circular. El ángulo de espiral ψ se mide en el radio medio del engrane. Como en el caso de los engranes helicoidales, los engranes cónicos espirales tienen una acción mucho más suave entre los dientes que los engranes cónicos rectos y, por lo tanto, son útiles en aplicaciones de alta velocidad. Sin embargo, deben usarse cojinetes antifricción para resistir las cargas de empuje, debido a que estas cargas axiales son mayores que en el caso de los engranes cónicos rectos. La *relación de contacto de cara* es el avance de cara dividido entre el paso circular (fig. 12-28), y debe ser, menos, de 1.25 para obtener una verdadera acción de dientes en espiral.

Los ángulos de presión utilizados en los engranes cónicos espirales generalmente son de $14\frac{1}{2}^\circ$ a 20° , en tanto que el ángulo de espiral es generalmente de 35° . El sesgo de la espiral debe seleccionarse a modo de hacer que los engranes se separen uno de otro y no para forzarlos entre sí, lo cual podría causar trabamiento. Por ejemplo, el piñón de sesgo a la izquierda de la figura 12-27 se forzará contra los dientes de la rueda, si gira en la dirección de los dedos de la mano derecha, cuando el pulgar está apuntando de izquierda a derecha. En cualquier caso, los cojinetes de los apoyos deben diseñarse siempre de manera que no exista soltura o juego en dirección axial.

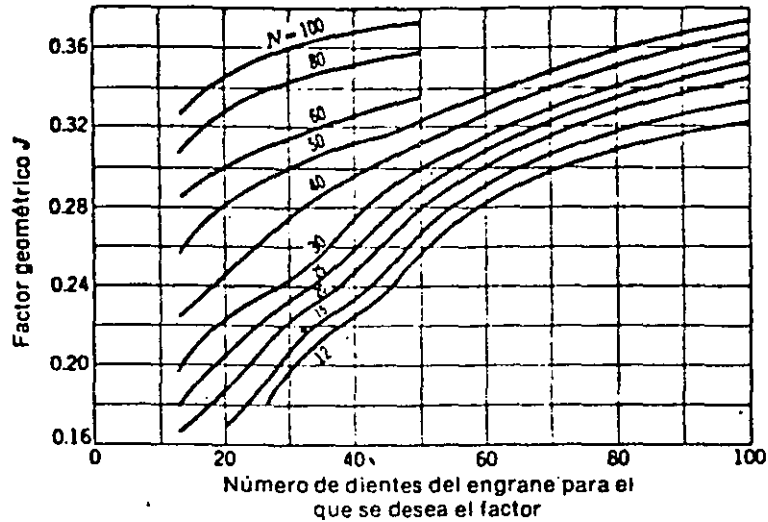


Fig. 12-29 Factores geométricos J para engranes cónicos espirales con ángulo de presión de 20° y ángulo de espiral de 35° . (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 13-36, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

Las proporciones de los dientes para engranes cónicos espirales con un ángulo de presión de 20° , un ángulo de espiral de 35° y una altura para dientes cortos se dan en la tabla 12-11. En este caso, la altura de trabajo de los dientes es de $1.700/P$ y la holgura de $0.188/P$.

La fuerza total W , normal al diente del piñón y que se supone concentrada a la distancia del radio medio del cono de paso, puede dividirse en tres componentes perpendiculares; tales son: la componente tangencial o carga transmitida W_t , la componente axial o de empuje W_a , y la componente radial o de separación, W_r . Desde luego, la fuerza W_t puede calcularse con la ecuación

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad (12-39)$$

donde T es el momento torsional de entrada y r_{med} es el radio medio del cono de paso del piñón. Las fuerzas W_a y W_r dependen del sesgo de la espiral y del sentido de rotación. Por lo tanto, hay cuatro casos posibles a considerar. Para una espiral a la derecha con rotación en el sentido del reloj y para una espiral a la izquierda con rotación en sentido contrario al del reloj, las ecuaciones son

$$\begin{aligned} W_a &= \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \text{ sen } \gamma - \text{sen } \psi \text{ cos } \gamma) \\ W_r &= \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \text{ cos } \gamma + \text{sen } \psi \text{ sen } \gamma) \end{aligned} \quad (12-40)$$

Los otros dos casos son los de espiral a la izquierda con rotación en sentido del reloj y de espiral a la derecha con rotación en sentido contrario al del reloj. Para estos dos casos las ecuaciones son

$$\begin{aligned} W_a &= \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \text{ sen } \gamma + \text{sen } \psi \text{ cos } \gamma) \\ W_r &= \frac{W_t}{\cos \psi} (\tan \phi_n \text{ cos } \gamma - \text{sen } \psi \text{ sen } \gamma) \end{aligned} \quad (12-41)$$

- donde ψ = ángulo de la espiral
- γ = ángulo de paso del piñón
- ϕ_n = ángulo de presión normal

y la rotación se observa desde el extremo de entrada del eje del piñón. Las ecuaciones (12-40) y (12-41) dan las fuerzas ejercidas por la rueda sobre el piñón. Un signo positivo para W_a o W_r indica que su sentido es hacia afuera del centro del cono.

Las fuerzas ejercidas por el piñón sobre la rueda son iguales y opuestas. Desde luego, la opuesta de una carga axial del piñón es una carga radial de la rueda, y la opuesta de una carga radial del piñón es una carga axial de la rueda.

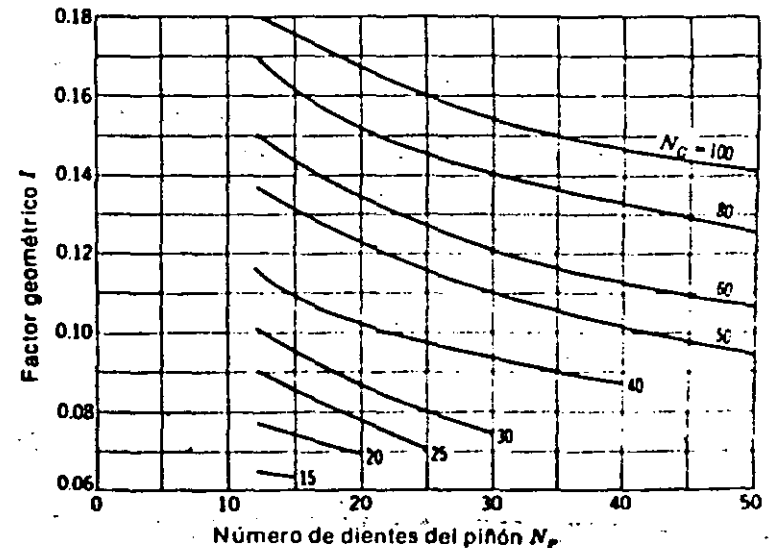


Fig. 12-30 Factores geométricos para engranes cónicos espirales con ángulo de presión de 20° y ángulo de espiral 35° . (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 13-37, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

Excepto por los factores geométricos I y J , se aplican las mismas ecuaciones de esfuerzo y resistencia para los casos de flexión y desgaste que para los engranes cónicos rectos. Las figuras 12-29 y 12-30 se utilizan para determinar los factores J e I , respectivamente.

El engrane cónico Zerol es un engrane patentado de dientes curvos, pero con ángulo de espiral igual a cero. Por tanto, puede generarse utilizando las mismas herramientas que para un engrane cónico espiral regular. Los dientes curvos proporcionan una acción algo mejor entre dientes, que aquella que podría obtenerse con engranes cónicos de dientes rectos. Para el diseño quizá convenga más proceder como si se tratara de engranes cónicos rectos y, luego, utilizar simplemente un engrane cónico Zerol.

Con frecuencia es deseable —como en el caso de los diferenciales de automóvil— tener engranes semejantes a los cónicos, pero cuyos ejes estén desplazados. Tales engranes se denominan abreviadamente, *hipoidales* debido a que su superficie de paso es un hiperboloide de revolución. La acción entre dientes en tales engranes es una combinación de rodadura y deslizamiento a lo largo de una recta; tiene mucho en común con la que ocurre en las ruedas de sinfín. La figura 12-31 muestra un par de engranes hipoidales conectados.

La figura 12-32 ayudará en la clasificación de los engranes cónicos de tipo espiral. Se ve que un engrane hipoidal tiene un desplazamiento de eje relativamente pequeño. En caso de desplazamientos mayores, el piñón comienza a parecerse a un sinfín ahusado o cónico, y el conjunto se denomina entonces *engranaje espiroidal*.

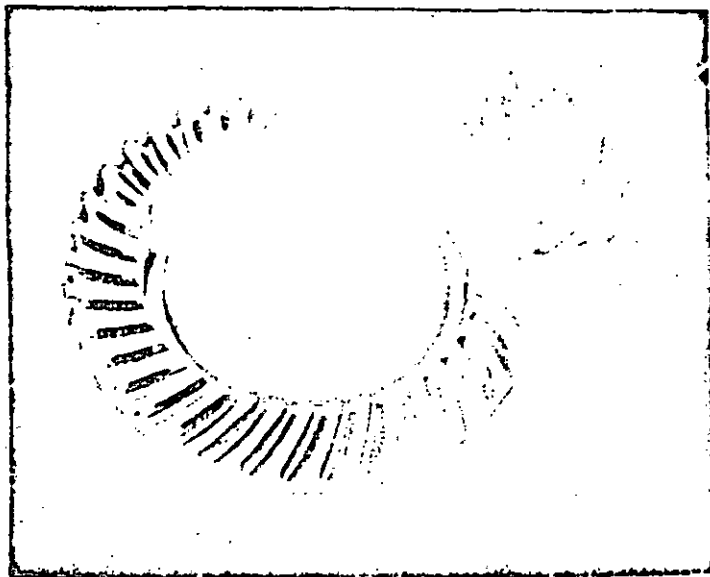


Fig. 12-31 Engranes hipoidales. (Gleason Works, Rochester, N. Y.)

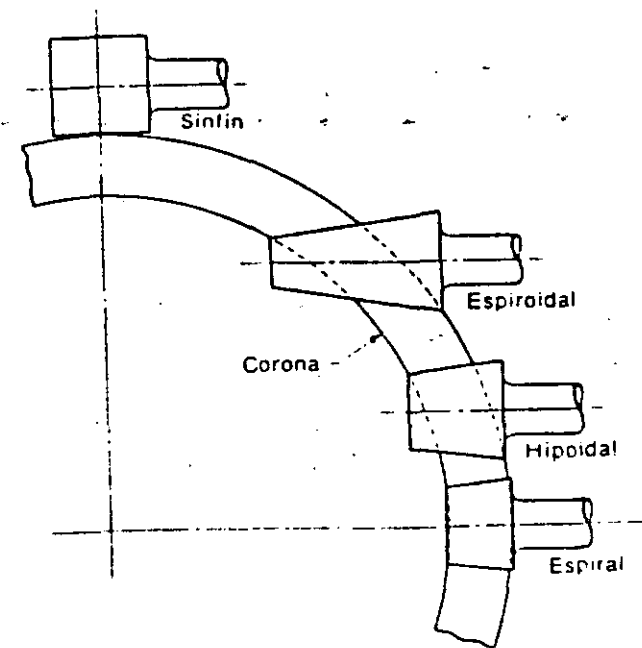


Fig. 12-32 Comparación de engranajes cónicos con ejes en intersección y desplazados. (Reproducido con permiso de *Gear Handbook*, págs. 2-14, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.)

EJEMPLO 12-6 Se considera que el piñón del ejemplo 12-5 (fig. 12-23) se forma con una espiral de 35° a la izquierda. Utilizando los restantes datos del ejemplo, determinar las fuerzas ejercidas sobre el eje de la rueda por los cojinetes en C y D .

SOLUCIÓN. Con $W_t = 406$ lb se halla, por la ecuación (12-41), que

$$W_a = \frac{406}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \sin 18.4^\circ + \sin 35^\circ \cos 18.4^\circ) = 326 \text{ lb}$$

$$W_r = \frac{406}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \cos 18.4^\circ - \sin 35^\circ \sin 18.4^\circ) = 81 \text{ lb}$$

Estas son las fuerzas ejercidas por la rueda sobre el piñón. En relación con la figura 12-23, W_t está en la dirección $-z$, W_a en la dirección $+x$ y W_r en la dirección $+y$. Las componentes correspondientes a las fuerzas sobre la rueda son las mismas que en la figura 12-24. Por consiguiente, para la rueda se tiene

$$W = -326i - 81j + 406k \text{ lb}$$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

DISEÑO DE ENGRANES POR RESISTENCIA Y DESGASTE
SUPERFICIAL

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
ABRIL, 1985

y una carga W_t distribuida uniformemente en toda la distancia F . El módulo de sección es $I/c = Ft^2/6$ y, por tanto, el esfuerzo por flexión es

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W_t l}{Ft^2} \quad (a)$$

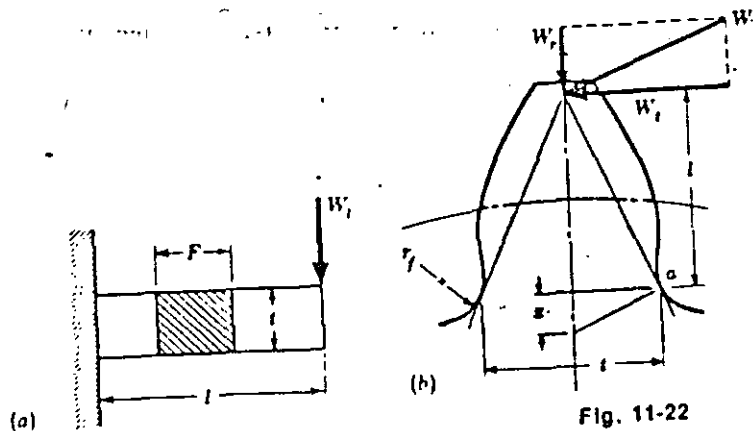


Fig. 11-22

Refiriéndose ahora a la figura 11-22b, se supone que el esfuerzo máximo que se tiene en un diente ocurre en el punto a . Por triángulos semejantes puede escribirse

$$\frac{l/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \text{o} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad (b)$$

Reordenando la ecuación (a),

$$\sigma = \frac{6W_t l}{Ft^2} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/6l} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/4l} \frac{1}{\frac{3}{2}} \quad (c)$$

Si se sustituye el valor de x de la ecuación (b) en la (c), y se multiplican el numerador y el denominador por el paso circular p , se tiene

$$\sigma = \frac{W_t p}{F(\frac{t}{2})xp} \quad (d)$$

Haciendo $y = 2x/3p$, resulta

$$\sigma = \frac{W_t}{Fpy} \quad (11-17)$$

Esto termina el desarrollo de la ecuación original de Lewis. Al factor y se le llama *factor de forma de Lewis* y puede obtenerse mediante una representación gráfica del diente de engrane, o bien, por computación digital.

Al aplicar esta ecuación la mayoría de los ingenieros de diseño prefieren

sobre el 3 también es igual a W_t . Por tanto,

$$F'_{43} = 0.546 \text{ kN} \quad F'_{23} = 0.199 \text{ kN} \quad F_{43} = 0.581 \text{ kN}$$

y las direcciones son como se indica en la figura 11-21b.

Las reacciones del árbol en las direcciones x y z son

$$F'_{b3} = -(F'_{23} + F'_{43}) = -(-0.546 + 0.199) = 0.347 \text{ kN}$$

$$F''_{b3} = -(F'_{23} + F'_{43}) = -(0.199 - 0.546) = 0.347 \text{ kN}$$

La reacción resultante es

$$F_{b3} = \sqrt{(0.347)^2 + (0.347)^2} = 0.491 \text{ kN}$$

Estas fuerzas se indican en la figura.

////

11-11 ESFUERZOS EN LOS DIENTES

Las consideraciones que siguen deben tenerse como importantes factores limitadores del diseño, al especificar la capacidad de una transmisión de engranes:

- 1 El calor generado durante la operación
- 2 La falla de los dientes por ruptura
- 3 La falla por fatiga en la superficie de los dientes
- 4 El desgaste abrasivo en la superficie de éstos
- 5 El ruido resultante de velocidades altas o de cargas fuertes

En este libro se estudiará la resistencia de los dientes de engrane con base en tres clases de falla posibles. Estas son la falla estática debida a esfuerzos por flexión, la falla por fatiga debida también a esfuerzo por flexión y la falla por fatiga en la superficie, derivada de esfuerzos de contacto o hertzianos.

El objetivo particular de esta sección es obtener una relación para el esfuerzo por flexión que se produce en el diente. Wilfred Lewis fue el primero que presentó una fórmula para calcular este esfuerzo en dientes de engranes, en la que interviene la forma de los dientes. Esta fórmula fue publicada en 1892 y sigue siendo fundamental para la mayor parte del diseño de engranes en la actualidad.

Para deducir la ecuación de Lewis observe la figura 11-22a que presenta un voladizo con dimensiones de su sección transversal F y t , con longitud l

emplear el paso diametral para determinar los esfuerzos. Para hacer esto se sustituye $P = \pi p$ y $Y = \pi y$ en la ecuación (11-17). Lo anterior da

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y} \quad (11-18)$$

En la tabla 11-3 se dan los valores del factor de forma Y .

La ecuación (11-18) puede utilizarse para obtener una estimación rápida del tamaño del engrane, introduciendo la resistencia del material, dividida entre un factor de seguridad adecuado, en vez del esfuerzo por flexión σ .

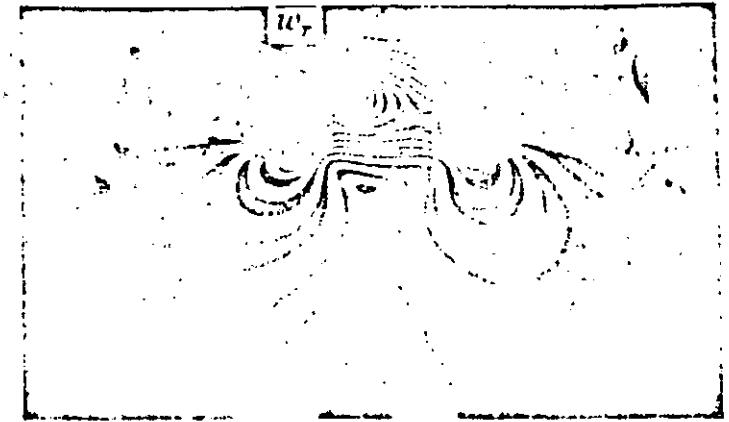


Fig. 11-23 Distribución del esfuerzo en un diente de engrane determinada por procedimientos fotoelásticos.

Tabla 11-3 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA DIVERSOS SISTEMAS DE DIENTES

Número de dientes	14 1/2, compuestos y de evolvente (obsoleto)	20°, altura completa	Piñones pequeños 20°, altura completa		Engranajes interiores 20°, altura completa	
			altura completa	20°, dientes cortos	Piñón	Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322	
6	—	—	0.301	—	0.322	
7	—	—	0.282	—	0.322	
8	—	—	0.264	—	0.324	
9	—	—	0.264	—	0.324	
10	—	—	0.264	—	0.324	
11	—	—	0.264	—	0.326	
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348	
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383	
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393	
28	0.314	0.353	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Creml	0.390	0.485	—	0.552		

Empero, no debe emplearse para diseño final porque, como se demostrará en secciones posteriores, se necesitan elaboraciones considerables para lograr que la ecuación conduzca a engranes confiables de alto rendimiento.

Suposiciones

- 1 La ecuación de Lewis se resuelve usando la componente tangencial de la carga. Si se considerara la componente radial, ésta produciría un esfuerzo de compresión uniforme, al cual debería sumársele el esfuerzo por flexión. Por tanto, el efecto de la componente radial es aumentar la compresión y disminuir la tensión. Esto se aprecia claramente en la fotografía de la figura 11-23, en la cual se ve que es mayor el esfuerzo en el lado de compresión.
- 2 Se supone que el máximo esfuerzo ocurre cuando la carga está aplicada en la punta del diente. Si se cortan los engranes con suficiente precisión, la condición de carga en la punta no es la peor, porque habrá otro par de dientes en contacto cuando se presente tal condición. El examen de los dientes barridos o desprendidos demuestra que las cargas más fuertes ocurren cerca de la parte media del diente. Por lo tanto, el esfuerzo máximo se produce probablemente cuando un solo par de dientes soporta la carga completa y en un punto en el que otro par de dientes está a punto de entrar en contacto. Si son importantes el tamaño y el peso, debe suponerse esta condición.
- 3 Se supone que la carga tangencial W_t está uniformemente distribuida por toda la cara del engrane. Sin embargo, los engranes y sus ejes de soporte se fabrican con materiales elásticos, los cuales se deforman por efecto de las cargas. En consecuencia, es de esperar que ocurran deflexiones en los dientes de los engranes, deformación normal en el

cuerpo de engrane y deformaciones por flexión en el eje de soporte. El efecto de tales deformaciones es ocasionar una distribución no uniforme de la carga. Cuando es grande la relación del ancho de cara al paso circular (F/p), por ejemplo mayor que 6, probablemente deban considerarse estas deformaciones.

- 4 Se desprecian los efectos de la concentración del esfuerzo. En la época de Lewis no se usaban factores de concentración de esfuerzos, pero las investigaciones recientes indican que es aconsejable utilizarlos.

11-12 ESTIMACION DEL TAMAÑO DE LOS ENGRANES

Para analizar un juego de engranes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer el tamaño de los engranes y los materiales de que están fabricados. En esta sección interesará principalmente obtener una estimación preliminar del tamaño de los engranes que se requieren para soportar una carga dada. Posteriormente esos resultados servirán como punto de partida para un análisis más elaborado. En forma alternativa, puede aplicarse el método para obtener una estimación rápida de la resistencia a la flexión de un engrane.

Se modificará primero la ecuación de Lewis [ecuación (11-18)] incorporando un factor de velocidad K_v en el denominador. Esto da la siguiente expresión para el esfuerzo por flexión en el diente:

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F Y} \quad (11-19)$$

El objeto del factor de velocidad es tener en cuenta el hecho de que la fuerza instantánea que actúa entre dientes en contacto es un poco mayor que la carga transmitida W_t , debido a imperfecciones de los perfiles de los dientes y a los efectos dinámicos provenientes de la elasticidad de los dientes y del eje durante el trabajo. Muchos diseñadores usan la ecuación de Barth para K_v al estimar el tamaño de los engranes. Esta ecuación es

$$K_v = \frac{600}{600 + V} \quad (11-20)$$

en la cual V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Al resolver la ecuación (11-19) se determina el factor de forma Y para el piñón si ambos engranes son del mismo material. Si la rueda es de material menos resistente que el piñón, tiene que resolverse dos veces la ecuación, una para el piñón y otra para la rueda.

Para estimar el tamaño de engrane debe usarse un factor de seguridad

comprendido entre 3 y 5; además, en el caso de engranes ordinarios, debe basarse en la resistencia de fluencia del material. Cuando hay efectos de choque o de vibración deben usarse factores de seguridad mayores.

Por lo general, el ancho de cara, F , debe ser igual a 3 a 5 veces el paso circular.

A menos que los requisitos cinemáticos indiquen otra cosa, debe usarse siempre el menor número de dientes indicado en la tabla 11-1. Esto conducirá al engranaje o juego de engranes más pequeño y evitará la interferencia o el rebaje de los dientes.

EJEMPLO 11-4 Se desea un engranaje de reducción de dos elementos, con relación 4:1, para un motor de 1 120 rpm y 100 hp. Los engranes deben ser de 20°, altura completa y hechos de acero UNS G10400, tratado térmicamente y estirado a 1 000°F. Se trata de hacer una estimación preliminar del tamaño de los engranes que se requieren, suponiendo que el momento de rotación inicial no sea mayor que el de plena carga a la velocidad nominal.

SOLUCION: En la tabla 11-1 se encuentra el número mínimo de dientes del piñón que evita el rebaje de los dientes, o sea, 18. En consecuencia, se elegirá una rueda de 72 dientes para conectar a un piñón de 18 dientes y lograr una reducción de 4:1.

La ecuación (11-19) no puede resolverse directamente para obtener el tamaño del engrane, porque tanto W_t como K_v dependen del paso P . Así, es necesario ensayar diversos valores de P hasta obtener un resultado satisfactorio. Para la primera serie de determinaciones se usará $P = 4$ dte/plg. Entonces el diámetro del piñón será $d_2 = N_2/P = 18/4 = 4.5$ plg. La velocidad en la línea de paso es

$$V = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi(4.5)(1120)}{12} = 1320 \text{ pie} \cdot \text{min}$$

Luego, por la ecuación (11-15), se tiene que la carga transmitida es

$$W_t = \frac{33(10)^3 \text{ hp}}{V} = \frac{33(10)^3(100)}{1320} = 2500 \text{ lb}$$

A continuación, se encuentra $Y = 0.309$ en la tabla 11-3. Y luego, valiéndose de la ecuación (11-20), se halla que el factor de velocidad vale

$$K_v = \frac{600}{600 + V} = \frac{600}{600 + 1320} = 0.312$$

En la tabla A-17 se encuentra $S_u = 84 \text{ kip/plg}^2$. Escogiendo un factor de seguridad de 4, el esfuerzo de diseño que deberá usarse es

$$\sigma = \frac{S_u}{n} = \frac{84}{4} = 21 \text{ kip/plg}^2$$

donde n es el factor de seguridad. Ahora se empleará la ecuación (11-19) con $\sigma = 21(10)^3 \text{ lb/plg}^2$, $W_t = 2500 \text{ lb}$, $P = 4 \text{ dte/plg}$, $K_r = 0.312$ y $Y = 0.309$, obteniendo

$$21(10)^3 = \frac{2500(4)}{0.312(0.309)F}$$

Despejando el ancho de cara, F , se tiene

$$F = \frac{2500(4)}{21(10)^3(0.312)(0.309)} = 4.94 \text{ plg}$$

Para ver si se ha logrado un buen diseño, primero se determina el paso circular p . Este es $p = \pi/P = \pi/4 = 0.785 \text{ plg}$. Entonces $3p = 2.36 \text{ plg}$ y $5p = 3.92 \text{ plg}$. Como el ancho de cara calculado no está comprendido entre $3p$ y $5p$, no se considera muy satisfactorio este valor.

Para una segunda serie de determinaciones se ensaya $P = 3 \text{ dte/plg}$. Siguiendo el mismo procedimiento, resulta:

$$\begin{aligned} d_2 &= 6 \text{ plg} \\ V &= 1760 \text{ pie/min} \\ W_t &= 1875 \text{ lb} \\ K_r &= 0.254 \end{aligned}$$

Nuevamente se sustituyen estos valores en la ecuación (11-19). El resultado es $F = 2.28 \text{ plg}$. Pero en este caso, $3p = 3.15 \text{ plg}$ y, en consecuencia, un engrane de paso diámetro 3 tampoco es satisfactorio.

Hay dos maneras de resolver este problema. Emplear un engrane de paso 3 hecho de un material más débil, o bien, un engrane de paso 4 construido de un material más resistente. Como el engrane de paso 4 es menor, esta solución es preferible. Aunque puede costar más el material de mayor resistencia, un engrane pequeño es menos costoso de maquinar. Además, los engranes pequeños requerirán alojamientos menores y esto permitirá lograr un ahorro aún mayor.

Seleccionando un acero UNS G10500, tratado térmicamente y estirado a 900°F , se encuentra en la tabla A-17 que $S_y = 130 \text{ kip/plg}^2$. Con base en esta resistencia, el esfuerzo de diseño es

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{130}{4} = 32.5 \text{ kip/plg}^2$$

Utilizando este esfuerzo de diseño con las demás determinaciones para el engrane de paso 4, la ecuación de Lewis da $F = 3.19 \text{ plg}$ para el ancho de cara, y este valor está dentro de los límites especificados de $3p$ y $5p$.

Nótese que el acero UNS G10400 podría tratarse también térmicamente para obtener aproximadamente la misma resistencia. ///

11-13 ESFUERZO DE FATIGA EN LOS DIENTES

Puede hacerse una segunda modificación a la ecuación de Lewis cambiando el factor de forma Y por el factor geométrico J . Entonces, la ecuación será

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_r F J} \quad (11-21)$$

Ahora se desea investigar los factores K_r y J con mayor detalle, de manera que la ecuación (11-21) dé resultados mucho más exactos que los que es posible obtener mediante las relaciones de la sección anterior.

Carga dinámica

El factor de velocidad K_v , llamado también *factor dinámico* (AGMA)*, tiene por objeto tomar en cuenta lo siguiente:

- 1 El efecto del espaciamento entre dientes y de los errores de su perfil
- 2 El efecto de la velocidad en la línea de paso y la velocidad angular (rpm)
- 3 La inercia y la rigidez de todos los elementos rotatorios
- 4 La carga transmitida por pulgada de ancho de cara
- 5 La rigidez del diente

Para los engranes cilíndricos cuyos dientes se terminan mediante herramienta del tipo sinfín o cepilladora, la AGMA recomienda la fórmula

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} \quad (11-22)$$

En cambio debe usarse la ecuación (11-20) para dientes inexactos, como los engranes de dientes cortados con fresadora.

Si los engranes tienen dientes con un acabado de cepillado o rectificado de alta precisión, y cuando están sujetos a carga dinámica apreciable, el factor dinámico de la AGMA es

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad (11-23)$$

* Hoja de información AGMA acerca de la resistencia de dientes de engranes cilíndricos helicoidales, bihelicoidales ("herringbone") y cónicos. AGMA 225.01, American Gear Manufacturers Association, Washington, D.C.

En ambas ecuaciones, V es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Cuando en los engranes se acaban sus dientes por cepillado o rectificado de alta precisión y no hay carga dinámica apreciable, la AGMA recomienda el factor dinámico $K_d = 1$. En consecuencia, si en el diseño intervienen engranes de alta exactitud, el diseñador deberá decidir entonces si hay o no una carga dinámica apreciable. Para hacerlo, deben examinarse las máquinas motriz e impulsada. Si los engranes están entre un motor y un ventilador, es dudoso que pudiera desarrollarse una carga dinámica apreciable. En cambio, sería de esperar una carga dinámica considerable si los engranes estuvieran, por ejemplo, entre un motor de gasolina de un cilindro y la hoja de una sierra de cadena.

Concentración de esfuerzos

Una investigación fotoelástica realizada por Dolan y Broghamer hace más de 30 años es todavía la fuente de información primaria sobre la concentración de esfuerzos.* Para los dientes de engranes helicoidales de evolvente de 20° y para los de engranes cilíndricos de dientes rectos con las mismas características, estos investigadores establecieron la siguiente fórmula para el factor geométrico de concentración de esfuerzo,

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r_f}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.45} \quad (11-24)$$

y para los dientes de evolvente de 25° ,

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r_f}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.50} \quad (11-25)$$

donde el significado de las cantidades t , r_f y l es el ilustrado en la figura 11-22b. Sus valores pueden obtenerse mediante una delineación del contorno del diente o por computación digital.

En la mayor parte de los casos de diseño de engranes, $K_f \approx K_t$, debido al alto grado de sensibilidad a las ranuras, q , de los materiales de los engranes. Como se hizo notar en el capítulo 5, si hubiera duda respecto a que deba usarse K_t o K_f en el análisis, siempre se puede quedar en el lado de la seguridad usando K_t .

En nuestras investigaciones acerca del efecto de la relación de contacto, hemos descubierto que ya se han obtenido valores de K_f para dientes de 20° y

altura completa. Independientemente de lo tediosa que pueda ser la tarea, es necesario resolver la ecuación (11-24) o la (11-25) cuando tienen que investigarse otras formas de dientes. Sin embargo, hay un método menos preciso de obtener un valor estimado para K_f . Se comienza por suponer que el espesor del diente en su base es la mitad del paso circular, es decir,

$$t \approx \frac{p}{2} \quad (a)$$

Entonces, en la tabla 11-1 debe notarse que el radio estándar del filete o entalle del diente es

$$r_f = \frac{0.300}{P} = \frac{0.300}{\pi/p} = 0.0956p \quad (b)$$

de manera que, por las ecuaciones (a) y (b),

$$\frac{r_f}{t} = \frac{0.0956p}{0.5p} = 0.191$$

Ahora se recurre a la tabla A-25-6 y se encuentra que $K_t \approx 1.53$, en correspondencia con $r/t = 0.191$ y $D/d = 3$. También, usando $q = 0.95$ de la figura 5-19, se tendrá

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.95(1.53 - 1) = 1.50$$

que representa un valor seguro de K_f , a usar cuando no se dispone de valores tabulados y no puede utilizarse la ecuación (11-24) ni la (11-25).

Factor geométrico

La forma del diente, el punto de aplicación de la carga crítica, la concentración del esfuerzo y el método por el que es compartida la carga por pares de dientes en contacto son factores que se toman en cuenta mediante un factor geométrico.

La figura 11-24 muestra un par de circunferencias de paso que hacen contacto en P . El piñón impulsor gira en el sentido del reloj y mueve a la rueda en sentido contrario, alrededor de O_2 . El contacto comenzará en el punto A , donde el flanco del piñón toca la punta del diente de la rueda. Si la relación de contacto es mayor que la unidad, entonces ya habrá otro par de dientes en contacto en un punto como D . A medida que prosigue la rotación, el par que está en contacto en D se moverá a B , punto en el que se separarán, mientras que el par de que estaba en A se moverá a C . Así pues, de C a D sólo habrá un par de dientes en contacto.

* T.J. Dolan y E.J. Broghamer, "A Photoelastic Study of the Stresses in Gear Tooth Fillets", Univ. Ill. Eng. Expt. Sta. Bull. 335, marzo de 1942.

Al punto *C* se le conoce como el *punto más bajo de contacto de un solo diente* sobre el piñón. Al punto *D* se le llama *punto más alto de contacto de un solo diente*.

Si los dientes se hubieran formado con la más alta precisión y con un acabado de superficie de alta calidad, entonces sería muy probable que los dos pares de dientes embonantes compartieran la carga durante el periodo en que ambos pares están en contacto. Lo anterior significa que se ejercerá la carga crítica sobre un diente del piñón en *D*, el punto más alto de contacto de un solo diente.

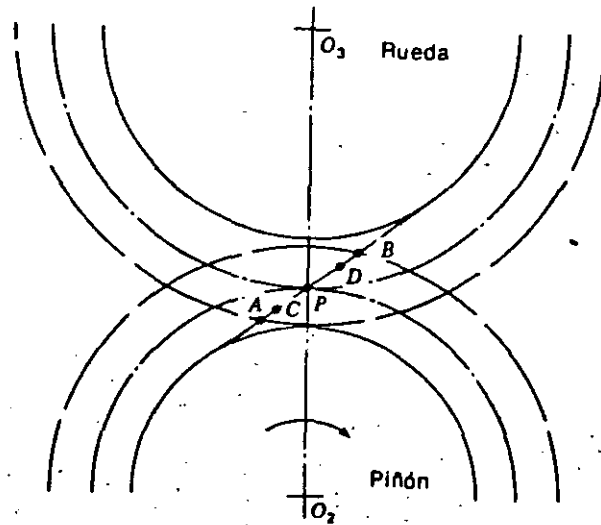


Fig. 11-24

Si los dientes no fueran de la más alta precisión, entonces no es probable que los dientes compartan la carga, lo cual significa que la máxima se ejercerá en la punta del diente del piñón, en *B*.

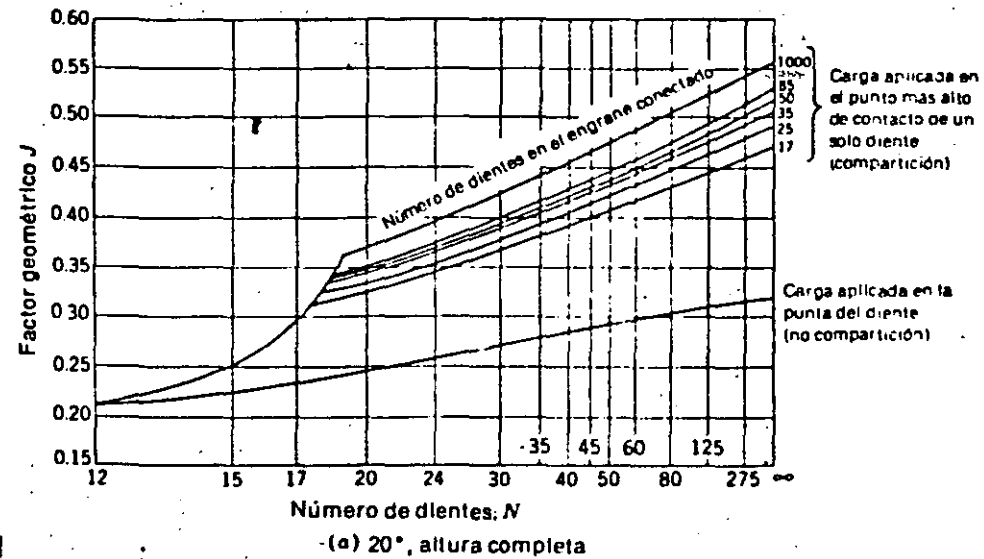
La AGMA ha definido un método para determinar si los dientes comparten la carga o no. Este método se basa en la precisión con la que se corten los dientes, así como en la deformación probable del diente durante la rotación.* Sin embargo, el método requiere que se conozcan en detalle todos los errores de maquinado o acabado y que se tenga un criterio basado en una experiencia considerable. Por consiguiente, en este libro se supondrá generalmente que la carga actúa en la punta, a menos que se sepa con certeza que los engranes están fabricados con la más alta precisión.

Como la concentración del esfuerzo depende de la configuración geométrica del diente, el *factor geométrico J* de la AGMA se define como

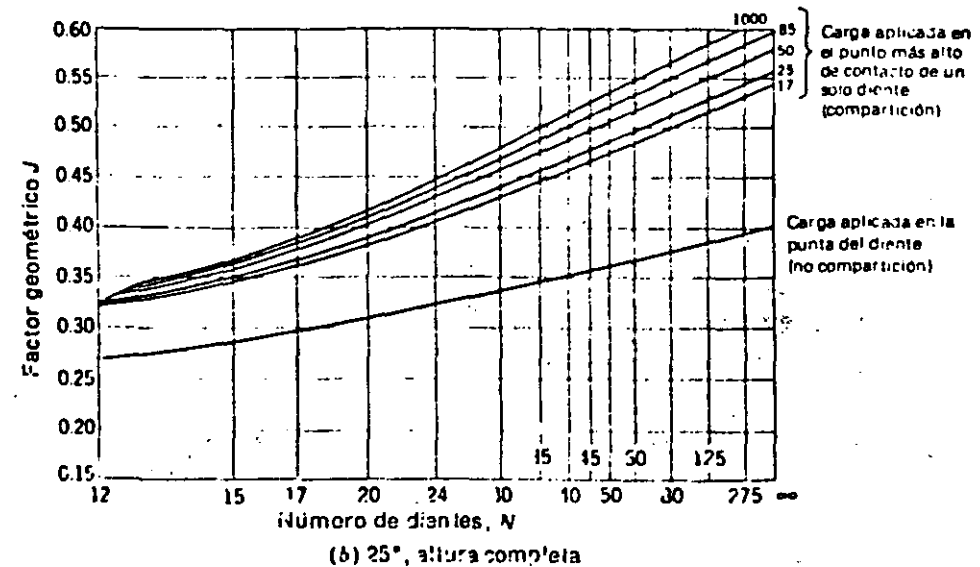
$$J = \frac{Y}{K_f} \quad (11-26)$$

* AGMA Sheet 225.01.

expresión en la que *Y* es similar al factor de forma de Lewis, pero incluye, también las componentes de flexión y de compresión de la carga. La información proporcionada por la AGMA contiene un procedimiento para determinar este factor; dicho procedimiento se empleó para determinar los datos



(a) 20°, altura completa



(b) 25°, altura completa

Fig. 11-25 Factores geométricos (*J*) para engranes cilíndricos con base en $r_f = 0.35/P$. La abscisa es el número de dientes del engrane particular cuyo factor de configuración geométrica se desea. (AGMA Information Sheet 225.01)

de los diagramas de la figura 11-25, que serán satisfactorios para la mayor parte de las formas de diente.*

Para las formas de dientes poco comunes puede usarse el valor estimado $K_f = 1.5$, junto con un factor Y de la tabla 11-3, cuando no se disponga de tiempo para calcular valores exactos. El factor geométrico aproximado es entonces

$$J = \frac{Y}{K_f} = \frac{Y}{1.5} = 0.667Y \quad (11-27)$$

EJEMPLO 11-5 En el ejemplo 11-4 se diseñó un engranaje de reducción. Con base en un motor de 100 hp y una velocidad de trabajo de 1120 rpm, se obtuvo una reducción de 4:1, seleccionando un piñón de 18 dientes conectado a una rueda de 72. Se seleccionó un paso diametral de 4 dte/plg como óptimo probable y, con base en este tamaño, se encontró una velocidad en la línea de paso de 1320 pie/min y una carga transmitida $W_t = 2500$ lb. Si se escoge un ancho de cara $F = 3\frac{1}{4}$ plg, ¿cuál será el esfuerzo de fatiga aplicando los métodos de la sección 11-13?

SOLUCION. La ecuación (11-22) da como factor de velocidad

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} = \frac{50}{50 + \sqrt{1320}} = 0.579$$

En seguida, usando la curva para carga en la punta que aparece en la figura 11-25a, se encuentra $J = 0.23$. Sustituyendo estos valores y los obtenidos por la ecuación (11-21) se obtiene para el esfuerzo de fatiga

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} = \frac{2500(4)}{(0.579)(3.25)(0.23)} = 23.1(10)^3 \text{ lb/plg}^2 \quad \text{Resp.} \\ \text{////}$$

11-14 RESISTENCIA A LA FLEXION

Una vez obtenido el esfuerzo por medio de la ecuación de Lewis modificada, será interesante compararlo con la resistencia del diente para determinar si existe un factor de seguridad adecuado.

Cuando se desea la resistencia estática del diente, se usa S_y si el material tiene resistencia de fluencia; de lo contrario, se usa S_{ur} .

Se han ideado ciertas simplificaciones para calcular los límites de resistencia a la fatiga de los aceros para engranes, por lo que —por conveniencia— se repetirá aquí la ecuación (5-30):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (11-28)$$

* También puede usarse una computadora o calculadora de escritorio programable para obtener J . Consulte K.R. Gitchel, "Computed Strength and Durability Geometry Factors for External Spur and Helical Gears with Tooling Check", *ASME Paper No. 72-PTG-18*, 1972.

en la cual S'_e = límite de fatiga del diente de engrane, lb/plg², o bien, kgf/cm²

S'_e = límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria, lb/plg² o bien, kgf/cm²

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de confiabilidad

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de modificación por concentración del esfuerzo

k_f = factor de efectos diversos

Acabado de la superficie

El factor de superficie k_a debe corresponder siempre a un acabado a máquina, aun cuando el flanco del diente sea esmerilado o cepillado. La razón de lo anterior es que generalmente no se rectifica el fondo del espacio entre dientes, probablemente por los efectos de debilitamiento. Por conveniencia, en la figura 11-26 se presenta una gráfica de los factores de superficie correspondientes tomados de la figura 5-17.

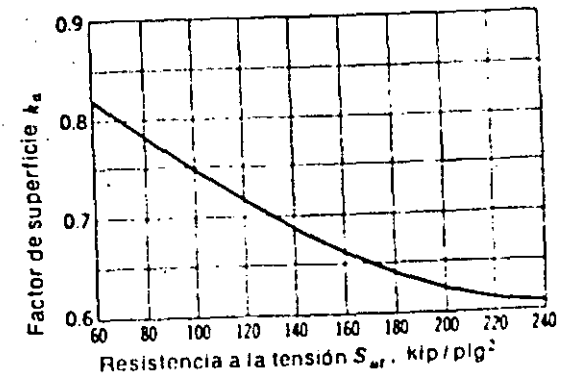


Fig. 11-26 Factores de acabado en superficie k_a para dientes de engranes cortados, acepillados y esmerilados

Tamaño

Se recordará que el factor de tamaño k_b depende de si el elemento considerado es mayor o menor que la probeta estándar de viga rotatoria ($d = 0.30$ plg). Para los dientes de engranes esta transición ocurre a un paso diametral de 5 dte/plg. Por tanto, se usa

$$k_b = \begin{cases} 1.00 & P > 5 \text{ dte/plg} \\ 0.85 & P \leq 5 \end{cases} \quad (11-29)$$

Confiabilidad

Los factores de confiabilidad se aplican exactamente como en el capítulo 5 y, por ello, se reproduce aquí —por conveniencia— una parte de la tabla 5-2 como la tabla 11-4.

Temperatura

A menudo, en el diseño de engranes un factor importante es la temperatura del lubricante o del engrane. En tanto no se disponga de más información, se sugiere emplear la relación empírica

$$k_d = \begin{cases} 1.00 & T \leq 160^\circ\text{F} \\ \frac{620}{460 + T} & T > 160^\circ\text{F} \end{cases} \quad (11-30)$$

Tabla 11-4 FACTORES DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad R	0.50	0.90	0.99	0.999	0.9999	0.99999
Factor k_r	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

en la cual T es la temperatura máxima del lubricante ($^\circ\text{F}$). Se recomienda esta relación tanto para engranes cilíndricos rectos como para engranes helicoidales.

Concentración de esfuerzos

En la mayor parte de los estudios anteriores se usó el factor de concentración del esfuerzo como factor reductor de la resistencia, adoptando para k_s un valor menor que la unidad. Como se ha usado K_f como factor incrementador del esfuerzo en la ecuación de Lewis modificada, $k_s = 1.00$ para los engranes.

Efectos diversos

Los engranes que giran siempre en el mismo sentido y que no son engranes libres o locos, están sujetos a una fuerza que actúa siempre sobre el mismo lado del diente. De manera que la carga de fatiga se repite pero no se invierte; por lo tanto, se dice que el diente está sujeto a flexión en un solo sentido. Si se hace un juego de diagramas de Goodman modificados para los aceros de dureza Brinell, comprendida entre 140 y 450, se halla que el límite de fatiga efectivo — en un solo sentido— varía únicamente entre 40 y 50% más que el

límite de fatiga S_e . Por lo anterior, es conveniente utilizar en el diseño de engranes el factor de efectos diversos k_f , para modificar el límite de fatiga en los casos de flexión unidireccional de los dientes de un engrane. Así pues,

$$k_f = \begin{cases} 1.00 & \text{flexión invertida alternativamente} \\ 1.40 & \text{flexión repetida en un solo sentido} \end{cases} \quad (11-31)$$

La flexión completamente invertida o bidireccional ocurre cuando los engranes son locos y se presenta en cualquier rueda dentada que puede girar en uno u otro sentido.

Hierro fundido

En el caso de engranes de hierro colado deben usarse los límites de resistencia a la fatiga de la tabla A-20. Estos valores están totalmente corregidos por acabado de superficie, pero no por tamaño, temperatura ni efectos diversos. Probablemente no deban usarse los hierros fundidos de bajos grados si se desea tener alta confiabilidad. En todo caso debe evaluarse, en un programa de pruebas de laboratorio, el factor de confiabilidad k_r para hierros colados, porque la variación de las propiedades mecánicas puede ser bastante grande.

11-15 FACTOR DE SEGURIDAD

La fórmula

$$n_G = K_s K_m n \quad (11-32)$$

puede emplearse para calcular el factor de seguridad n_G de los engranes. En esta fórmula, K_s es el factor de sobrecarga. Los valores recomendados por la AGMA aparecen en la tabla 11-5. El factor K_m es un factor de distribución de carga establecido por la AGMA, que toma en cuenta la posibilidad de que la fuerza que actúa sobre un diente pueda no estar distribuida uniformemente a todo el ancho de la cara. Se usa la tabla 11-6 para determinar K_m . En la ecuación (11-32), el factor n es el factor de seguridad ordinario como se definió en el capítulo 1. La AGMA utiliza $n \geq 2$ para las cargas de fatiga.

EJEMPLO 11-6 En los ejemplos 11-4 y 11-5 se seleccionó provisionalmente un piñón de 18 dientes, 20° altura completa, p. diametral 4 y ancho de cara de $3\frac{1}{4}$ plg., para un reductor de velocidad acoplado a un motor eléctrico. El esfuerzo de fatiga se determinó por medio de la ecuación (11-21) y resultó de 23.1 kip/plg^2 . El material seleccionada fue un acero AISI G10500, tratado térmicamente y estirado a 900°F . Con base en una confiabilidad del 90% calcular los factores de seguridad n_G y n .

SOLUCION. Consultando la tabla A-17 se encuentra que la resistencia a la tensión es $S_u = 155 \text{ kip/plg}^2$. Por tanto, $S'_u = 0.50S_u = 0.50(155) = 77.5 \text{ kip/plg}^2$. De la figura 11-26 se toma $k_s = 0.66$. La ecuación (11-29) da $k_b = 0.85$. Y de la tabla 11-4, $k_c = 0.897$. Entonces $k_d = k_e = 1$ y $k_f = 1.40$. Por lo tanto, el límite de fatiga de los dientes es

$$S_r = k_s k_b k_c k_d k_e k_f S'_u = 0.66(0.85)(0.897)(1)(1)(1.40)(77.5) = 54.6 \text{ kip/plg}^2$$

y, en consecuencia, el factor de seguridad vale

$$n_G = \frac{S_r}{\sigma} = \frac{54.6}{23.1} = 2.36 \quad \text{Resp.}$$

En seguida se encuentra que $K_o = 1.00$ en la tabla 11-5, suponiendo que no existe ninguna carga de choque. Considerando que se tienen condiciones normales de montaje, se selecciona en la tabla 11-6 un factor de distribución de carga $K_m = 1.7$. Reordenando la ecuación (11-32), resulta que el factor de seguridad n vale

$$n = \frac{n_G}{K_o K_m} = \frac{2.36}{1.00(1.7)} = 1.39 \quad \text{Resp.}$$

valor que es algo pequeño, como se hizo notar en la sección 11-15. ////

Tabla 11-5 FACTOR DE CORRECCION POR SOBRECARGA K_o :

Características del impulso de la máquina motriz	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-20. McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

Tabla 11-6 FACTOR DE DISTRIBUCION DE LA CARGA K_m PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS *

Características de montajes	Ancho de cara, plg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

* Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-21, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

11-16 DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE

En las secciones anteriores se estudiaron el esfuerzo y la resistencia de un diente de engrane sujeto a acción flexionante, y también la forma de prevenir la posibilidad de que se rompa el diente por sobrecargas estáticas o por efecto de fatiga. En esta sección se estudiará la falla en las superficies de los dientes de engranes, a la que generalmente se llama *desgaste*. Como se explicó en la sección 5-24, una *picadura* es una fatiga superficial debida a muchas repeticiones de esfuerzos de contacto intensos. Otras fallas de superficie son la *escarificación*, que es una falla por falta de lubricación, y la *abrasión* que se manifiesta en desgaste debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, los engranes deben diseñarse de manera que los esfuerzos dinámicos que actúan sobre la superficie queden dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera manifestación visible del desgaste aparece cerca de la línea de paso; esto es razonable porque la máxima carga dinámica ocurre cerca de esta área.

Para obtener una expresión para el esfuerzo de contacto en la superficie se empleará la teoría de Hertz. En la ecuación (2-89) se demostró que el esfuerzo de contacto entre dos cilindros puede calcularse por la fórmula

$$p_{\max} = -\frac{2F}{\pi bl} \quad (11-33)$$

en la cual p_{\max} = esfuerzo de compresión en la superficie, lb/plg^2 , o bien, kgf/cm^2

F = fuerza presionante de los cilindros, lb ; o bien, kgf

l = longitud de los cilindros, plg ; o bien, cm

y b se obtiene de la siguiente ecuación [ec. (2-88)]

$$b = \sqrt{\frac{2F \left[\frac{(1 - \mu_1^2)/E_1}{(1/d_1)} + \frac{(1 - \mu_2^2)/E_2}{(1/d_2)} \right]}{\pi l}} \quad (11-34)$$

en la cual μ_1 , μ_2 , E_1 y E_2 son las constantes elásticas, y d_1 y d_2 son los diámetros, respectivamente, de los dos cilindros.

Para adaptar estas relaciones a la notación usada en los engranes se sustituye a F con $W_t / \cos \phi$, a d con $2r$ y a l con el ancho de cara F . Con estos cambios puede sustituirse el valor de b dado por la ecuación (11-34) en la ecuación (11-33). Cambiando p_{\max} por σ_H , el *esfuerzo de compresión en la superficie (esfuerzo de Hertz)* resulta ser

$$\sigma_H^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{\left[\frac{(1 - \mu_1^2)/E_1}{(1/d_1)} + \frac{(1 - \mu_2^2)/E_2}{(1/d_2)} \right]} \quad (11-35)$$

expresión en la cual r_1 y r_2 son los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles del piñón y de la rueda, respectivamente, en el punto de

contacto. Tomando en cuenta la repartición de la carga en el valor de W_t que se use, puede resolverse la ecuación (11-35) para determinar el esfuerzo de Hertz para cualquiera de los puntos o para todos ellos, desde el principio hasta el final del contacto del diente. Por supuesto, sólo existe rodamiento puro en el punto de paso. En cualquier otro lugar, el movimiento es una combinación de rodadura y deslizamiento. En la ecuación (11-35) no se considera ninguna acción de deslizamiento en la evaluación del esfuerzo.

Como ejemplo de la aplicación de esta fórmula, suponga que se desea hallar el esfuerzo de contacto cuando se tienen dos dientes en contacto en el punto de paso. Los radios de curvatura r_1 y r_2 de los perfiles de los dientes, cuando se tocan en el punto de paso, son

$$r_1 = \frac{d_p \operatorname{sen} \phi}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \operatorname{sen} \phi}{2} \quad (a)$$

expresión en la cual ϕ es el ángulo de presión. Entonces

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\operatorname{sen} \phi} \left(\frac{1}{d_p} + \frac{1}{d_G} \right) \quad (b)$$

Definiendo la *relación de velocidad* m_G como

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (11-36)$$

la ecuación (b) puede escribirse en la forma

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\operatorname{sen} \phi} \frac{m_G + 1}{m_G} \quad (c)$$

después de reordenar y de aplicar la ecuación (11-35), la ecuación (11-35) se transforma en

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{W_t}{F d_p} \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)} \frac{1}{2} \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{m_G + 1}} \quad (11-37)$$

Expresión en la cual los subíndices P y G aplicados a μ y E se refieren al piñón y a la rueda, respectivamente.

Al segundo término del radical se le llama *coeficiente elástico* C_p . En consecuencia, la fórmula para C_p es

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)}} \quad (11-38)$$

Se han calculado valores de C_p para diversas combinaciones de materiales, y se presentan en la tabla 11-7.

El *factor de configuración geométrica* I para engranes cilíndricos es el denominador del tercer término del radical de la ecuación (11-37). Por tanto,

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (11-39)$$

expresión que es válida para los engranes cilíndricos exteriores. Para engranes interiores el factor es

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (11-40)$$

Ahora recuerde que se usó un factor de velocidad K_v en la ecuación del esfuerzo por flexión para tener en cuenta el hecho de que la fuerza entre los dientes es realmente mayor que la carga transmitida, a causa del efecto dinámico. También debe usarse tal factor en la ecuación del esfuerzo de compresión de superficie, exactamente por las mismas razones. Cuando se usa en dicha fórmula, el factor de velocidad se designa por C_v , pero tiene los mismos valores y, en consecuencia, $C_v = K_v$; se utilizan las mismas fórmulas.

Con las ecuaciones (11-38) a (11-40) y la adición del factor de velocidad, la ecuación (11-37) puede escribirse en la siguiente forma más conveniente

$$\sigma_H = C_v C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}} \quad (11-41)$$

Tabla 11-7 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO C_p PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS Y HELICOIDALES CON CONTACTO NO LOCALIZADO Y PARA $\mu = 0.30$ EN CADA CASO EL MODULO DE ELASTICIDAD ESTA EN 10^{11} lb/plg²

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, $E = 30$	2300	2000	1950	1900
Hierro fundido, $E = 19$	2000	1800	1800	1750
Bronce de aluminio, $E = 17.5$	1950	1800	1750	1700
Bronce de estaño, $E = 16$	1900	1750	1700	1650

• Darle W. Dudley (dir. ed.) *Gear Handbook*, págs. 13-22, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1962.

11-17 RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE

En el estudio de la resistencia de las superficies de contacto efectuado en la sección 5-24, se encontró que el límite de fatiga superficial de los aceros, expresado en kilolibras por pulgada cuadrada, se calcula por medio de la fórmula

$$S_{fe} = 0.4H_B - 10 \text{ kip/plg}^2 \quad (11-42)$$

en la cual H_B es el número de dureza Brinell de la menos dura de las dos superficies en contacto.

La AGMA recomienda que se modifique el límite de fatiga de superficie en forma bastante similar a la usada para el límite de fatiga por flexión. La ecuación es

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fe} \quad (11-43)$$

donde S_H = límite de fatiga superficial corregido, o resistencia hertziana

C_L = factor de duración o vida

C_H = factor de relación de dureza; se emplea 1.0 para engranes cilíndricos

C_T = factor de temperatura; se usa 1.0 para temperaturas menores que 120°C (250°F)

C_R = factor de confiabilidad

El factor de modificación de la vida, C_L , se emplea para incrementar la resistencia cuando se usa el engrane en períodos cortos; use la tabla 11-8. El factor de modificación de la confiabilidad, C_R , como lo presenta la AGMA, es bastante vago. Se cree que la AGMA considera que los valores de C_R son aproximadamente iguales a los de la tabla 11-8.

El factor de relación de dureza, C_H , lo incluyó probablemente la AGMA para tener en cuenta las diferencias de resistencia debidas a que uno de los engranes en contacto pudiera ser menos duro que el otro. Sin embargo, para los engranes cilíndricos $C_H = 1$.

La AGMA no hace recomendación alguna acerca de los valores a usar para el factor de temperatura C_T , cuando la temperatura sobrepasa los 120°C (250°F), excepto en cuanto que implica que probablemente deba usarse un valor $C_T > 1.0$.

Los factores de seguridad contra fallas en la superficie deben seleccionarse siguiendo los lineamientos descritos en la sección 11-15 y la ecuación (11-32). La AGMA utiliza los símbolos C_o y C_m para designar los factores de sobrecarga y de distribución de la carga, pero sus valores son iguales a los de K_o y K_m . Deben emplearse estos factores en el numerador de la ecuación (11-41) como factores de multiplicación de la carga.

Como se ha hecho notar muchas veces en este libro, nada puede sustituir satisfactoriamente a un programa completo de pruebas de laboratorio para verificar los resultados analíticos. Esto sucede de manera especial en el diseño de engranes para larga duración. Los métodos analíticos que se presentan aquí son útiles para obtener una respuesta general y para esbozar posibles soluciones cuando se topa con dificultades. No están ideados para dar resultados exactos.

Tabla 11-8 FACTORES DE MODIFICACION DE VIDA Y CONFIABILIDAD

Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de confiabilidad C_R
10^6	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^7	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^8	1.1	0.999 o mayor	1.25 o mayor
10^9 o más	1.0		

11-18 DISIPACION DEL CALOR

Generalmente, la pérdida de potencia en cada conexión de dientes de engranes cilíndricos es menor que el 1% de la potencia transmitida. La magnitud de esta pérdida depende de los materiales de los engranes, del sistema de dientes, de la lubricación, de la naturaleza de la superficie de los dientes y de la velocidad en la línea de paso. Además se tiene una pérdida de potencia en los cojinetes que puede ser hasta del 1 o 2%. Cuando el engranaje se instala en un alojamiento o carcasa, se sugiere agregar la pérdida en los engranes a la de los cojinetes y aplicar la ecuación (10-25).

A veces es necesario dirigir una corriente de aceite de enfriamiento (o refrigerante) contra los dientes para eliminar el calor generado. Una regla práctica aplicable en ocasiones es utilizar un valor de 1 litro/min de aceite refrigerante por cada 100 caballos (CV) transmitidos, o bien, 1 galón/min por cada 400 hp a transmitir.

11-19 MATERIALES PARA ENGRANES

Los engranes se fabrican generalmente de acero, hierro fundido, bronce o resinas fenólicas. Recientemente se han usado con éxito nylon, teflón, titanio y hierro sinterizado. La gran variedad de materiales que pueden usarse da al diseñador la oportunidad de obtener el material óptimo para cualquier necesidad en particular, ya sea que se trate de alta resistencia mecánica, larga duración al desgaste, operación silenciosa o alta confiabilidad.

En muchas aplicaciones, el acero es el único material satisfactorio porque combina las características de alta resistencia y bajo costo. Los engranes se fabrican tanto de acero simple al carbono como de aceros aleados, y no hay material que supere a éstos. En muchos casos, la elección de un material dependerá del éxito obtenido en la operación de tratamiento térmico con los diversos aceros. Cuando se requiere un engrane templado y revenido, se emplea un acero con 40 a 60 puntos de carbono. Si ha de ser templado superficialmente (en un agente carburizante) se emplea un acero con 20 puntos de carbono o menos. Siempre deben considerarse las propiedades del núcleo y las de la corteza o superficie endurecida.

El hierro fundido es un material muy útil para engranes por tener muy buena resistencia al desgaste. Es fácil de moldear y de maquinarse; además transmite potencia con menos ruido que el acero. Las resistencias a la tensión de los grados AGMA de hierro fundido son las mismas que los grados ASTM que figuran en el Apéndice.

Si la corrosión causa problemas, los engranes pueden fabricarse con bronce, los cuales son bastante útiles para reducir la fricción y el desgaste cuando la velocidad de deslizamiento es alta, como en las aplicaciones de tornillo sinfín. La AGMA presenta una lista de cinco bronce a base de estaño con pequeños porcentajes de níquel, plomo o zinc, que son adecuados como materiales para engranes. Sus durezas varían entre 70 y 85 Bhn.

Los engranes no metálicos se conectan con engranes de acero o de hierro fundido para obtener la máxima capacidad de carga. Para lograr buena resistencia al desgaste, el engrane metálico debe tener una dureza de por lo menos 300 Bhn. Un engrane no metálico soportaría casi tanta carga como un engrane de hierro fundido o de acero maleable, aun cuando la resistencia del material sea mucho menor por el bajo módulo de elasticidad. Este bajo módulo permite al engrane no metálico absorber los efectos de los errores en los dientes, de manera que no se origina carga dinámica. Un engrane no metálico tiene también la ventaja importante de trabajar bien con lubricación marginal.

Los laminados termoestables se usan mucho para engranes. Se fabrican de materiales en hojas compuestos de materias fibrosas o tejidas, con un cementante o aglutinante de resina; o bien, se moldean. Tanto el nylon como el teflón son materiales de engranes que han dado resultados excelentes.

11-20 DISEÑO DE CUERPOS DE ENGRANES

Los cuerpos de engranes se hacen por vaciado o moldeado, forja, maquinado a partir de material sólido, y por construcción soldada. En la figura 11-27 se ilustran algunos métodos típicos de fabricación. Cuando el piñón es pequeño frecuentemente se hace de una sola pieza con el eje, eliminando así la cuña o claveta dispositivo de fijación axial.

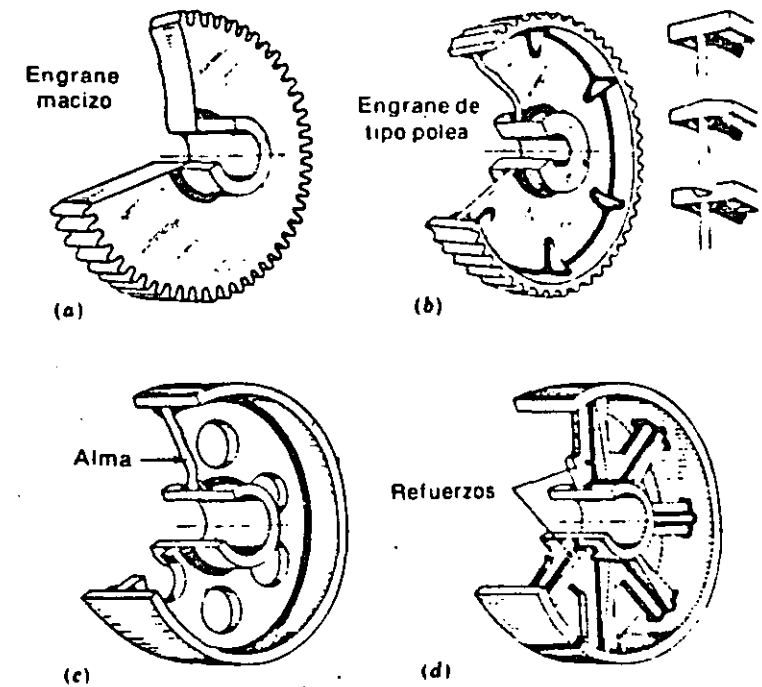


Fig. 11-27 Tipos de fabricación de engranes por soldadura: a) Cuerpo de engrane macizo con cubo soldado; b) Engrane con alma maciza y refuerzos soldados para rigidizar más el aro; c) Construcción satisfactoria para engranes de diámetro no muy grande y con ancho de cara pequeño; d) Cuerpo de engrane armado con brazos o rayos. (Cortesía de Lincoln Electric Company.)

Cuando se diseña un cuerpo de engrane, la rigidez es casi siempre una consideración de primera importancia. El cubo debe ser lo suficientemente grueso para mantener un ajuste apropiado con el eje y proporcionar suficiente metal para el asiento o cuñero. Este espesor también debe ser lo bastante grande para que pueda transmitirse momento de torsión, a través del cubo, al alma o a los brazos o rayos del engrane sin que haya serias concentraciones del esfuerzo. El cubo (o maza) debe tener la longitud suficiente para que el engrane gire en un solo plano, sin balancearse. Los brazos o el alma y el aro también deben tener rigidez, pero no demasiada, debido a su efecto sobre la carga dinámica.

No existen reglas generales para el diseño de cubos. Si se diseñan con suficiente rigidez, los esfuerzos por lo general serán pequeños, especialmente cuando se comparan con los esfuerzos en los dientes. La longitud de una maza debe ser, al menos, igual al ancho de cara, o mayor, si esto no diera una longitud apropiada para la claveta o cuña. Algunas veces se utilizan dos cuñas. Si la holgura entre el agujero del engrane y el eje fuese relativa y grande, el

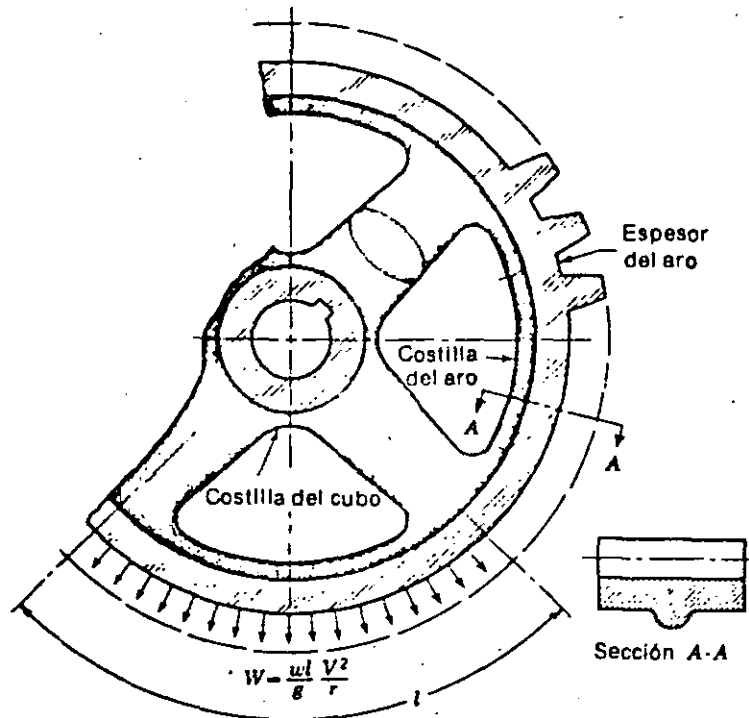


Fig. 11-28 Engrane de hierro fundido en el que se indica cómo se origina la flexión por fuerza centrífuga.

cubo debería tener una longitud, por lo menos, igual a dos veces el diámetro del agujero, pues una ligera inexactitud aquí se amplificaría en el aro. Muchos diseñadores prefieren hacer un dibujo a escala del engrane; las dimensiones del cubo pueden ajustarse entonces a ojo para obtener la rigidez necesaria.

La figura 11-28 es el dibujo de una parte de un engrane de hierro fundido. La costilla del cubo se utiliza para ligar los brazos y reducir la concentración de esfuerzos causada por el momento de torsión que se transmite del cubo a los rayos. Estos se indican de sección transversal elíptica, pero también pueden diseñarse con sección en H o en I, o de cualquier otra forma, dependiendo de la rigidez y la resistencia deseadas. La costilla del aro le da rigidez y resistencia adicionales.

Si un engrane gira a alta velocidad en la línea de paso, el peso del aro y los dientes puede ser suficiente para ocasionar esfuerzo por flexión de alta intensidad en la parte de aro comprendida entre dos brazos cualesquiera. Generalmente, cuando el engrane es de acero, estos esfuerzos no son muy importantes, pero cuando se utiliza hierro fundido conviene revisar este esfuerzo. Aunque el problema es complicado es posible obtener una aproximación con la hipótesis de que el aro es una viga con carga uniforme, fija en sus extremos a los brazos o rayos del engrane. La longitud de la viga sería la

longitud del arco, medida sobre la circunferencia del diámetro medio del aro, entre las líneas centrales de los rayos. Con estas hipótesis, la carga flexionante total W es

$$W = \frac{wlV^2}{g r} \quad (11-44)$$

donde w = peso por unidad de longitud del aro con los dientes, lb/plg; o bien, kgf/cm

l = longitud del arco entre rayos, plg; o bien, cm

V = velocidad en la línea de paso, pie/s; o bien, m/s

g = aceleración de la gravedad, pie/s², o bien, m/s²

El momento flexionante máximo ocurre en los brazos y es

$$M_{\max} = \frac{Wl}{12} \quad (11-45)$$

El valor del esfuerzo puede obtenerse entonces sustituyendo el momento máximo y el módulo de sección en la ecuación del esfuerzo por flexión, $\sigma = Mc/I$. En esta solución se desprecia la curvatura del aro; las fuerzas de tensión, compresión o flexión en éste, debidas a la transmisión de momento de torsión entre los rayos y el aro; y el efecto de concentración del esfuerzo en la unión de un rayo y el aro. Además, no se puede estar seguro de la justificación de la hipótesis de que los extremos están fijos o son empotrados.

El aro debe tener también rigidez en dirección paralela al eje del engrane (fig. 11-29a), a fin de mantener una carga uniforme a través de la cara de los dientes. Esto significa que los brazos o el alma deben ser lo bastante gruesos para que den un soporte adecuado.

La carga sobre los rayos de un engrane es compleja. El momento de torsión a transmitir producirá flexión, la fuerza centrífuga sobre el aro ocasionará una combinación de flexión y tensión, y la carga dinámica que actúa entre los dientes originará una fuerza flexionante de vibración. Se puede obtener una aproximación despreciando todas ellas, excepto la de flexión producida por el momento torsional transmitido. De manera que la fuerza flexionante F (en lb, o bien, en kgf) es (fig. 11-29b)

$$F = \frac{T}{rn} \quad (11-46)$$

donde T = momento de torsión transmitido, lb·plg; o bien, kgf·cm

r = longitud de los rayos, plg; o bien, cm

n = número de éstos

El esfuerzo puede determinarse entonces hallando el momento flexionante máximo para un voladizo y sustituyendo su valor, junto con el del módulo de

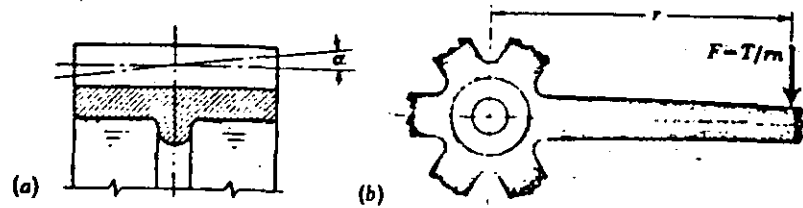


Fig. 11-29 a) Sección transversal de un aro de engrane; el aro debe tener suficiente rigidez para evitar la deformación angular α . b) Fuerza flexionante ejercida sobre un rayo.

sección, en la fórmula del esfuerzo por flexión $\sigma = Mc/I$. Debe utilizarse un alto factor de seguridad porque este método sólo da una aproximación regular y la concentración del esfuerzo siempre existe.

Los métodos analíticos estudiados anteriormente no se utilizan cada vez que ha de diseñarse un engrane. En muchos casos las cargas y las velocidades no son elevadas, y el engrane se puede diseñar en el tablero de dibujo utilizando proporciones adecuadas a la vista. Por otra parte, se presentan algunos casos en que las cargas son extremadamente elevadas o donde el peso del engrane es un factor muy importante; en estos casos puede ser conveniente realizar una investigación mucho más completa que la indicada aquí.

11-21 UNIONES DENTADAS DEL TIPO EVOLVENTE

Estos dispositivos, llamados también *empalmes ranurados*, se usan para acoplar dos ejes, o bien, para sustituir la acción de una chaveta al transmitir momento de rotación a un engrane, una polea, un volante; o a un elemento similar. El uso de las uniones dentadas es la mejor solución cuando se trata de transmitir grandes momentos de rotación. Aunque los dientes de las uniones se asemejan a los dientes de los engranes y se cortan con las mismas máquinas, su acción es diferente pues no hay efecto de rodamiento, todos los dientes ajustan bien entre sí y, además, la falta de movimiento relativo significa que no hay problema de desgaste en su diseño.

La USASI considera cinco estándares para uniones del tipo evolvente,* con formas de dientes numeradas de la 1 a la 5, que dependen del ángulo de presión empleado:

En la forma 1 (fig. 11-30) se tiene un ángulo de presión de 30° y una altura de dientes igual al 50% de la de los dientes de engranes de altura completa, y se pueden fabricar hasta con seis dientes.

En la forma 2 el ángulo de presión es de 45° , los dientes son cortos, con una altura de casi 50% de la de los dientes de engranes de evolvente estándares. Un ángulo de presión grande produce toques muy angostos en los dientes, pero se utilizó normalmente cuando el número de dientes es grande,

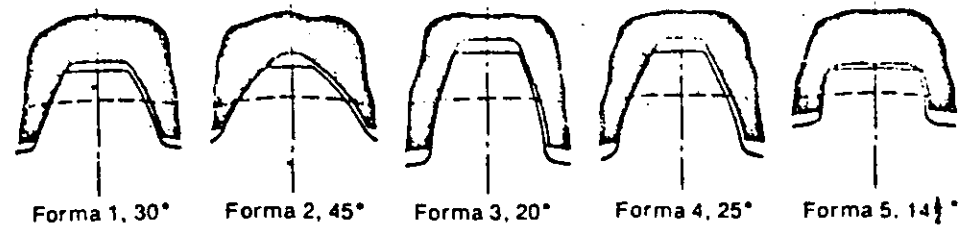


Fig. 11-30 Formas de dientes de empalmes ranurados de evolvente tipo estándar. (Cortesía de Product Engineering.)

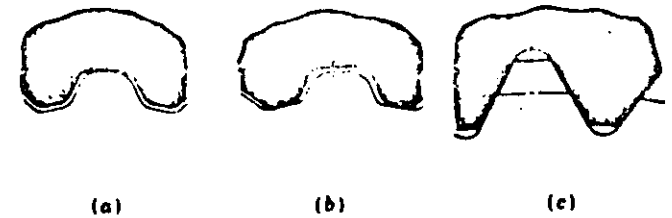


Fig. 11-31 Tres tipos de ajustes de uniones dentadas: a) Ajuste al diámetro mayor; b) ajuste al diámetro menor; c) ajuste sobre los lados. (Cortesía de Product Engineering.)

cuando el método de índice puede ser necesario o para obtener un eje más resistente.

En la forma 3 se tiene un ángulo de presión de 20° y una altura de dientes de 75%, aunque en la industria automotriz se utiliza un valor de 50%. Es fácil de maquinar y tiene mayor área de apoyo o contacto que las formas 1 y 2.

Los dientes de la forma 4 tienen un ángulo de presión de 25° y altura de 70%.

Los dientes de la forma 5, con un ángulo de presión de sólo $14\frac{1}{2}^\circ$ y una altura de 30%, tienen el tope o parte superior de mayor tamaño que todos los demás, como se aprecia en la figura 11-30. Un diente más corto proporciona espacio para un eje de mayor diámetro, lo cual es con frecuencia un factor importante.

Se ilustran tres tipos de ajuste en la figura 11-31; el de ajuste al diámetro mayor el más fácil de obtener y controlar, y da mejores características de centrado que el ajuste de apoyo lateral. Las dos partes de una unión dentada pueden ajustarse por contracción entre sí o tener un ajuste ligero, o aun flojo, lo que depende de las condiciones de diseño. Aun un montaje con ajuste flojo se centrará cuando se aplique momento de torsión.

El diagrama de la figura 11-32 lo elaboró Dudley* y con él se determina un valor aproximado del diámetro de paso. El ancho de cara a utilizar depende de si el empalme será fijo o flexible. En el caso de empalmes flexibles utili-

* Véase Dudley W. Dudley, "Involute Splines", *Prod. Eng.*, vol. 28, pág. 75, octubre de 1957.

* Obtenido

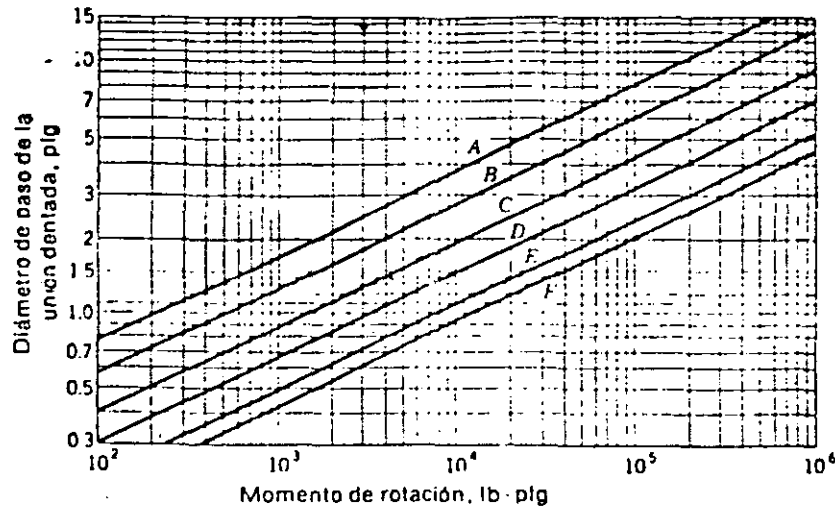


Fig. 11-32 Diagrama para determinar el diámetro de paso aproximado de una unión dentada para un momento de torsión dado, A es un empalme de tipo comercial, B un empalme de alta capacidad, y C una unión dentada que se usa en aviación; los tres empalmes son para acoplamiento flexible de dos ejes. Las uniones D, E y F son tres clases de empalmes fijos, siendo F el límite de diseño de estas uniones para un esfuerzo torsional en el eje de 4550 kgf/cm² (o bien, 65 kip/plg²). (Cortesía de Product Engineering.)

zados para el acoplamiento de dos ejes, el ancho de cara puede tener un valor comprendido entre un sexto y la mitad del diámetro de paso; el primero se emplea cuando hay desalineamiento considerable. En los empalmes fijos parece no haber ninguna ventaja al hacer el ancho de cara mayor que el diámetro de paso.

Ni el desgaste ni el esfuerzo por flexión son importantes en el diseño de los dientes de los empalmes ranurados. El tipo más frecuente de falla es el de torsión del eje, y se puede prevenir aplicando los métodos usuales de análisis de esfuerzo y resistencia. Si esta última es una consideración importante, debe revisarse el esfuerzo de corte correspondiente al diámetro de paso; pero debe observarse que todos los dientes deben fallar en ambas piezas de la unión antes de que el cizallamiento o cortadura de los dientes arruine la transmisión. Otros esfuerzos que a veces conviene revisar son el esfuerzo de compresión en los lados de los dientes y el esfuerzo de tensión circunferencial (o de reventado) en el aro o anillo exterior de un acoplamiento flexible.

PROBLEMAS

Secciones 11-1 a 11-8

11-1 Un piñón de 22 dientes tiene un paso diametral de 4 dte/plg, gira a 1200 rpm y mueve una rueda a 660 rpm. Halle el número de dientes de la rueda y la distancia teórica entre centros.

- 11-2 Un par de engranes tiene una relación de velocidad angular de 3.20. Hay 20 dientes en el impulsor y su paso circular es de 3 plg. Halle el número de dientes en el engrane impulsado, el paso diametral y la distancia teórica entre centros.
- 11-3 Un piñón de 24 dientes tiene un módulo de 2 mm y gira a una velocidad de 1800 rpm. La rueda o engrane impulsado ha de trabajar a 450 rpm. Halle el paso circular, el número de dientes de la rueda y la distancia teórica entre centros.
- 11-4 Un piñón de 24 dientes embona con una rueda de 36 dientes y tiene un paso diametral de 4 dte/plg y un ángulo de presión de 20°. Haga un dibujo de los engranes en que se muestre un diente de cada uno. Halle y tabule los siguientes resultados: adendo, dedendo, holgura, paso circular, grueso de diente y diámetros de base; los arcos de aproximación, retroceso y acción; el paso base y la relación de contacto.
- 11-5 Un piñón de 17 dientes conectado a una rueda de 50 dientes tiene un paso diametral de 2½ dte/plg y un ángulo de presión de 20°. Trace un croquis de los engranes en que se muestre un diente de cada uno. Determine los arcos de aproximación, retroceso y acción, y la relación de contacto.
- 11-6 Dibuje un piñón de 26 dientes, conectado a una cremallera con un paso diametral de 2 dte/plg y un ángulo de presión de 20°.
- Halle los arcos de aproximación, retroceso y acción, y la relación de contacto.
 - Dibuje una segunda cremallera conectada al mismo engrane pero desplazada ¼ plg, a partir del centro del piñón. Determine la nueva relación de contacto. ¿Habrá cambiado el ángulo de presión?
- 11-7 Un piñón de 15 dientes, con un ángulo de presión de 25° y un paso diametral de 3 dte/plg ha de mover una rueda de 18 dientes. Sin dibujar los dientes, haga un croquis a tamaño natural en que se distingan las circunferencias de paso, de base, de adendo y de dedendo y la línea de presión. Localice los dos puntos de interferencia e indique la magnitud de ésta, si existe. Sitúe los puntos inicial y final de contacto y márquelos. Calcule el paso base y halle la relación de contacto.
- 11-8 Se desea establecer un nuevo sistema de dientes de engranes en que haya dientes con adendo de 1/P, tal que en un piñón de 12 dientes no se necesite rebaje cuando sea generado. También se desea utilizar el ángulo de presión mínimo posible. Calcule el valor de este ángulo si el engrane a conectar es una cremallera.

Sección 11-9

11-9 En el sistema de la figura, el eje *a* está fijado al portador de engranes planetarios, el eje *b* está fijo al engrane solar 5 y el engrane solar 2 se fija a la armazón. Los engranes planetarios 3 y 4 tienen un eje común y están unidos entre sí. El eje *a* gira a 800 rpm en el sentido del reloj (s.r.); halle la velocidad y el sentido de rotación del eje *b*.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS

CARGAS DINAMICAS SOBRE ENGRANES

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA
ABRIL, 1985

4-3. Un acero alto en carbono y tratado térmicamente se ensayó a tracción. El diámetro original de la probeta fue 1,273 cm y el final 1,158 cm. Empleando una longitud calibrada de 5,08 cm se obtuvieron los siguientes datos:

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
2.612	0.0051	8.217	0.0305	11.577	0.203
3.677	0.0071	8.671	0.0406	11.986	0.254
4.758	0.0091	9.035	0.0508	12.349	0.305
5.557	0.0107	9.534	0.0711	12.576	0.356
7.219	0.0152	10.079	0.102		
7.627	0.0203	10.941	0.152		

Encuéntrese (a) el límite de fluencia, (b) el límite de rotura, (c) el porcentaje de alargamiento y (d) el porcentaje de reducción del área.

4-4. Compárese la rigidez de los aceros 1040, 1141, 4140 y 4340, cuando se templen y revienen a 540° C. Emplee la Tabla A-3. Para calcular la rigidez, multiplíquese la deformación en la rotura por la media del límite de rotura y el límite de fluencia.

4-5. Empleando las propiedades de los materiales dadas en el Apéndice, encuéntrese y tabulee el número índice de rigidez para los siguientes materiales:

1. Acero bajo en carbono (retalado)
2. Acero bajo en carbono (laminado en caliente)
3. Aluminio 2S-O (forjado)
4. Aluminio 2S-1116 (forjado)
5. Magnesio ASTM-D107-48T (extruido)
6. Acero bajo en carbono fundido (recocido)
7. Bronce comercial (duro)
8. Bronce comercial (blando)
9. Bronce fosforoso (duro)
10. Bronce de berilio (duro)

11-8. DISCUSION DE LAS CARGAS DE LOS DIENTES¹

Se deben considerar como factores importantes de limitación en proyectos, al especificar la capacidad de cualquier transmisión por engranajes, los siguientes puntos:

1. El calor generado durante el funcionamiento
2. El fallo de los dientes por rotura
3. El fallo por fatiga de las superficies de los dientes
4. El desgaste por abrasión de las superficies de los dientes
5. El ruido, como resultado de altas velocidades o cargas pesadas

Todos estos factores son funciones de las cargas de los dientes y, por esta razón, es muy importante la determinación exacta de estas cargas.

La *carga transmitida* es la componente útil de la fuerza que se transfiere de un engranaje a otro durante la acción. Es la carga tangencial H' ya definida en el párrafo 11-7.

La *carga dinámica* es la máxima fuerza instantánea que actúa entre los engranajes durante su funcionamiento. Los conocimientos sobre la naturaleza exacta de esta carga son aún incompletos, pero, combinando la teoría con los resultados de gran número de investigaciones, es posible predecir con buena exactitud el valor de la carga dinámica.

Como los métodos de proyecto actuales emplean, en parte, los resultados obtenidos hace cerca de un siglo por los investigadores, es interesante seguir el desarrollo de este estudio.

Uno de los primeros intentos para tener en cuenta el aumento en carga dinámica debido a la velocidad, utilizó cierto número de engranajes del mismo tamaño, material y resistencia. Fueron probados hasta su destrucción varios de estos engranajes bajo cargas estáticas. Los engranajes restantes se probaron hasta su destrucción con diversas velocidades de la recta primitiva. Entonces,

¹ Earle Buckingham, «Analytical Mechanics of Gears», Cap. 18, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1949.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISEÑO DE RESORTES MECANICOS

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1985

RESORTES MECANICOS

Función: Cumplen en las máquinas la labor de elementos flexibles.
Acumulan energía.

Clasificación:

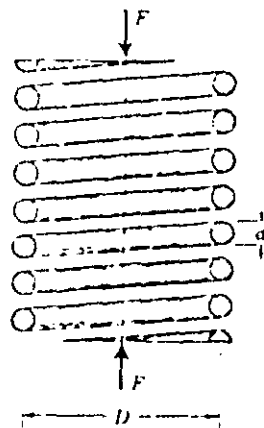
	- De tensión	} De Sección
Helicoidales	- De Compresión	
		- Redonda o
		- Cuadrada.

No Helicoidales

- Muelles o Ballestas
- Resortes de Cuerda
- Discoidales
- Belleville.

Dimensionamiento de Resortes HELICOIDALES

Nomenclatura de los Resortes Helicoidales.

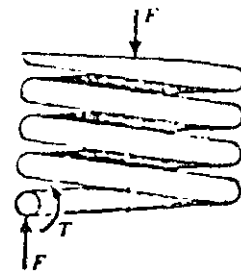


D= Diámetro Medio
d= Diámetro del Alambre
N= Número de Espiras
L= Longitud Libre del Resorte
De= D+d= Diámetro Exterior
Di= D-d= Diámetro Interior

Estado de Carga.

F = Fuerza de Carga

T = Parte de torsión sobre el alambre



Esfuerzos sobre el Alambre.

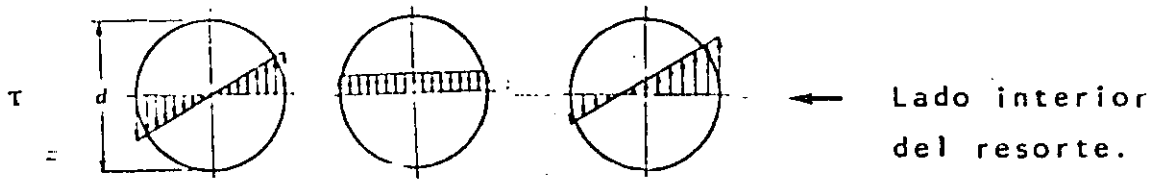
$\tau_{MAX} = \pm \frac{T r}{J} + \frac{F}{A}$ Los valores correspondientes a estas variables son:

$T = \frac{FD}{2}$

$r = \frac{d}{2}$ $\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}$ (Esfuerzo en las fibras interiores del alambre.)

$J = \frac{\pi d^4}{32}$

$A = \frac{\pi d^2}{4}$



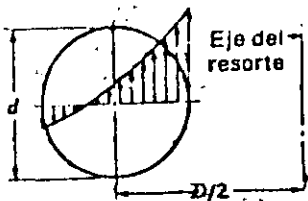
Por conveniencia para facilidad en el diseño se define la relación $\frac{D}{d}$ como índice del resorte así:

$c = \frac{D}{d}$ Sus valores típicos 4 < c < 12

La ecuación del esfuerzo queda:

$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.5}{c}\right) = \frac{8FC}{\pi d^2} K_S$ donde $K_S = \left(1 + \frac{0.5}{c}\right)$

Esta es la ecuación básica de diseño. En el caso de cargas estáticas, no se realiza corrección por el efecto de curvatura. En el caso de cargas dinámicas, el coeficiente de Wahl, para corregir por curvatura, se usa como coeficiente de corrección de Sé por concentración de esfuerzos.



$K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}$ Factor de Wahl.

Deflexión en Resortes Helicoidales.

(3)

La consideración básica en este análisis es que, la energía suministrada al resorte al comprimirlo o estirarlo una distancia δ , es igual a la que se requeriría para torcer el alambre del que está hecho el resorte, el mismo ángulo que se tuerce al deformarlo.

$$E_1 = \frac{F\delta}{2} \quad - \quad \text{Energía suministrada al resorte al deformarlo una longitud } \delta$$

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad - \quad \text{Angulo de torsión del alambre correspondiente a una deformación } \delta \text{ del resorte}$$

$$L = \frac{\pi DN}{\cos\alpha} \quad - \quad \text{Longitud del alambre en un resorte helicoidal.} \\ (\cos\alpha \approx 1 \quad \alpha < 5^\circ):$$

$$E_2 = \frac{T\theta}{2} \quad - \quad \text{Energía suministrada al alambre}$$

$$T = \frac{FD}{2} \quad - \quad \text{Par provocado por la fuerza } F \text{ al comprimir el resorte.}$$

Igualando E_1 y E_2 obtenemos. $E_1 = E_2$. . .

$$\delta = \frac{8FD^3 N}{Gd^4} = \frac{8FC^3 N}{Gd}$$

de aquí, la constante del resorte resulta:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd}{8C^3 N}$$

Empleo de los resultados en el dimensionamiento de resortes helicoidales.

Existe en el dimensionamiento del diámetro de alambre a usar el inconveniente de que el esfuerzo de tensión del material, varía con el diámetro de acuerdo con la relación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{de donde obtenemos:} \quad S_{ut \text{ prom}} = \frac{S_{ut \text{ MAX}} + S_{ut \text{ MIN}}}{2}$$

los valores de A y m se obtienen de la tabla 8-2 pp 358 y que se usa en resortes sujetos a carga estática.

Asimismo se definen:

$$S_y = 0.75 S_{UT}$$
$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

Con criterios de diseño a cargas estáticas, se tendrá

$$\tau_{MAX} = \frac{S_{sy}}{n}$$

Con criterios de falla para cargas de fatiga,

$$\tau_a = \frac{S_{se}}{M} \quad \tau_{MAX} = \tau_a + \tau_m = \frac{S_{sy}}{n} \quad (\text{Secc. 5-22})$$

En este caso de acuerdo con las investigaciones de F.P. Zimmerli:

$$S_{se} = 45 \text{ KPSI} = 310 \text{ MP}_a = 3164 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{se} = 67.5 \text{ KPSI} = 465 \text{ MP}_a = 4746 \text{ kg/cm}^2$$

Para el diagrama S-N (Vida Finita) definimos el punto Inicial S_{su} .

$$S_{su} = 0.6 S_{ut}$$

Los resultados obtenidos por Zimmerli se deben corregir por confiabilidad, temperatura y concentración de esfuerzos (curvatura de Wahl).

$$S_{se} = k_c k_d k_e S_{s\acute{e}}$$

FACTORES DE SEGURIDAD EN RESORTES;

$$n_1 = \frac{S_{se}}{\tau_a} \text{ - Carga de fatiga}$$

$$n_2 = \frac{S_y}{\tau_a + T_M} \text{ - Carga est\u00e1tica}$$

DIMENSIONAMIENTO DE RESORTES HELICOIDALES

(Método Aguirre)

- En el diseño de resortes uno de los problemas principales, lo constituye el hecho de que el esfuerzo de ruptura del material varía con el diámetro del mismo. Originalmente los datos se daban tabulados pero Shigley nos dá la ecuación siguiente.

$$S_{UT} = \frac{A}{d^m} \quad (a)$$

DUNDE, A y m son factores hallados en la tabla 8.2 pag 358. Partiendo de este resultado, se establece el siguiente método para dimensionar resortes:

- 1) Se encuentra el esfuerzo de ruptura promedio, tomando los que se obtienen sustituyendo en la ecuación (a) los diámetros máximo y mínimo del rango en que la ecuación es válida.

Los resultados son:

S_{prom.}

-ALAMBRE PARA CUERDA MUSICAL	-	2344	MPa
-ALAMBRE REVENIDO EN ACEITE	-	1661	MPa
-ALAMBRE ESTIRADO DURO	-	1480	MPa
-AL CROMO-VANADIO UNS 661500	-	1698	MPa
-AL CROMO-SILICIO UNS 692540	-	1703	MPa

- 2) Como ya se vió, $S_y = 0.75 S_u$ y $S_{sy} = .577 S_y$

Haciendo lo anterior se obtienen los valores S_{sy} para los $S_{prom.}$

- 3) El esfuerzo de diseño se obtiene al afectar del factor de seguridad al resultado obtenido en (2) es decir

$$S_{per} = \frac{S_{sy}}{n}$$

- 4) El diámetro del alambre del resorte se obtiene como sigue:

- a) Se selecciona un índice entre los valores que se recomiendan

$$4 < C < 16$$

- b) Se despeja de la ecuación del esfuerzo el diámetro del alambre quedando

$$d = \left(\frac{8FC}{\pi \tau} K_s \right)^{1/2} \quad (b)$$

- c) Se sustituye τ por S_{per} obtenido en (2)

- d) Para corroborar el resultado, se emplea el diámetro obtenido, aproximándolo al valor inmediato en la tabla A-24 pág 756 y se vuelve a usar la fórmula $S_{ut} = \frac{A}{d^m}$ comparandolo

contra el que se obtiene con

$$\tau = \frac{8FC}{\pi d^2} K_s \left(\frac{1}{.75} \right) \left(\frac{1}{.577} \right)$$

- e) De existir una gran discrepancia se repite el procedimiento usando el esfuerzo obtenido en D.

8

ACEROS PARA RESORTES DE ALTO CARBONO Y DE ALEACION*

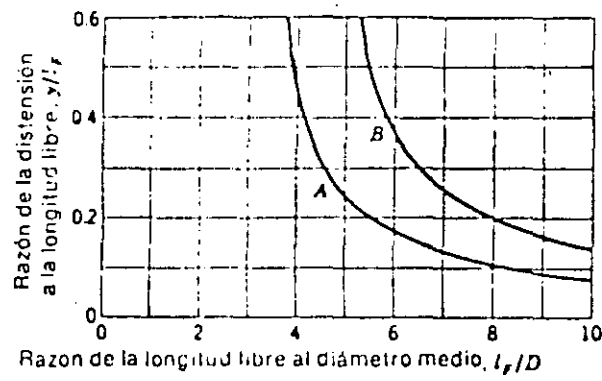
Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de instrumento musical, 0.80-0.95C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM A226-51	Es el material mejor, más tenaz y el más ampliamente usado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores esfuerzos, bajo cargas repetidas, que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM A229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 plg), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se use a más de 160°C (350°F), ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Es el acero de uso general de menor costo y debe utilizarse sólo donde la vida, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM A231-41	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados, inadmisibles en aceros al alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases recocido o prerrevenido y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg) de diámetro.
Al cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación, bastante nueva, es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg).

* Reproducida con permiso de Harold C.R. Carlson, "Selection and Application of Spring Materials", *Mech. Eng.*, vol. 78, págs. 331-334, 1956.

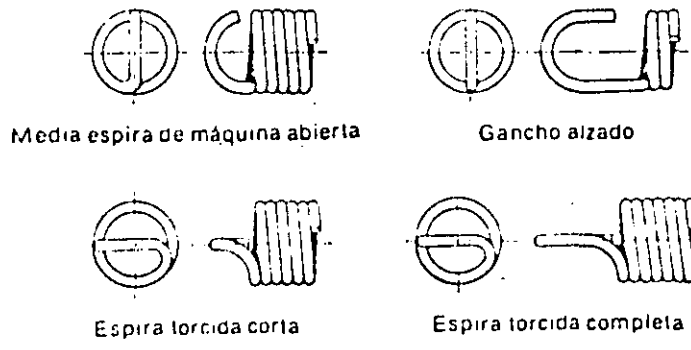
CONSTANTES A EMPLEAR EN LA ECUACION (8-10) PARA ESTIMAR LA RESISTENCIA A LA TENSION DE ALGUNOS ACEROS PARA RESORTES.

Material	Intervalo	Intervalo	Exponente, n	Constante, A	
	de calibres, plg	de calibres, mm		kip/plg ²	MPa
Alambre para cuerda musical*	0.004-0.250	0.10-6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite*	0.020-0.500	0.50-12	0.186	149	1880
Alambre estirado duro*	0.028-0.500	0.70-12	0.192	136	1750
Al cromo vanadio*	0.032-0.437	0.80-12	0.167	169	2000
Al cromo silicio*	0.063-0.375	1.6-10	0.112	202	2000

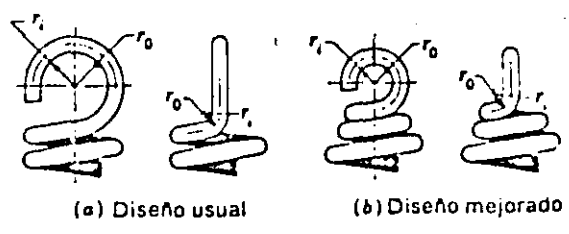
- * La superficie es lisa, no tiene defectos y con brillante acabado lustroso.
- * Tiene una ligera capa, proveniente del tratamiento térmico, que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.
- * La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.
- * Alambre revenido de calidad para aviones; se puede obtener también recocido.
- * Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.



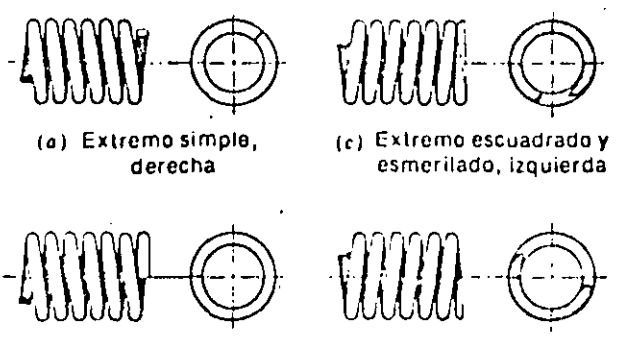
Curvas que indican cuándo puede producirse pandeo en resortes helicoidales de compresión. Ambas curvas son para resortes con extremos cerrados y aplanados. Para la curva A, un extremo del resorte se comprime contra una superficie plana y el otro contra una redondeada. Para la curva B ambos extremos del resorte se comprimen contra superficies planas y paralelas.



Tipos de extremos usados en resortes de tensión. (Cortesía de la Associated Spring Corporation.)



Extremos de resortes de tensión.



Extremos de resortes de compresión.

la resta del número total de vueltas, dará el número aproximado de espiras activas:

- Extremos sencillos: restar media espira
- Extremos sencillos y aplanados: restar una espira
- Extremos cerrados: restar una espira
- Extremos cerrados y aplanados: restar dos espiras



ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Do's and Don't's for Designers

Mechanism designers want reliably functioning parts that are dependably procurable at the lowest installed cost. They can best achieve their needs by consultation with vendors and understanding custom-metal-part manufacturing and pricing.

Here is a check list to use after a spring design is reasonably well established. Some of the factors are obvious, but important enough to warrant a review.

Don't's

Don't specify tolerances tighter than essential to mechanism functioning.

Don't specify every dimension as mandatory, mark non-critical ones as reference only.

Don't specify material that is too good (too expensive) for the service.

Don't specify material that is available only on special purchase unless there is no alternative. If in doubt, ask your vendor.

Don't specify load near free height, near solid, or at a deflection from the free position.

Do's

Do leave adequate space in the mechanism for the spring.

Do design all springs to proper stress. An unnecessarily low design will require more material and more space than necessary. Therefore, it will be more expensive.

Do specify the Acceptable Quality Level (AQL) for the dimensions on loads to be tested. Identify dimensions as Major, Minor or Reference.

Do leave some leeway in selecting

wire size. The springmaker may be able to use material on hand, speed delivery, and save special-purchase charges.

Do consider manufacturing economics. Helical-compression springs may not need ground ends if the wire size is under 0.020 in. The index is large, or if they work over a rod or in a hole. Use ends on extension or torsion springs that can be made without secondary operations. Consult your vendor's experienced design engineers.

Do consider the use of economical order quantities. Setups are costly.

Do consider the special packaging of parts to eliminate tangling or distortion, to facilitate handling, or to simplify your inventory control.

Do consider utilizing stock items when you need only a small quantity of parts. Your savings in design time, procurement costs, and delivery time may be appreciable.

Do realize that for small quantities of springs, the cost of raw material per pound is not important, material availability and minimum-quantity purchase restrictions are.

Do realize that for large-quantity purchase, the precise specification of raw material can be extremely important.

Do realize that the total cost of a custom metal part is not the purchase cost but the installed cost.

Do consider in your product reliability the relation between part cost, part reliability, and cost of replacement of a broken part.

For additional information write Associated Spring—Barnes Group Inc., Bristol, CT 06010.

492 19

Associated Spring  BARNES GROUP INC.

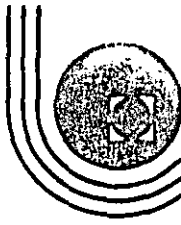
(17)

EQUIVALENTES DECIMALES EN PULGADAS DE LOS CALIBRES DE
ALAMBRE Y LAMINA METALICOS*

Nombre del sistema	Brown & Sharpe o americano	Birmingham o Stubbs (alambre de hierro)	United States Standard	Manufacturers Standard	Alambre de acero Washburn & Moen	Alambre de música	Stubbs para alambre de acero	Brocas salomónicas
Uso principal	Lámina, alambre y varilla no de hierro	Tubo, tira de hierro, alambre plano y acero para resortes	Lámina y plancha de hierro, 480 lb/ple ²	Lámina de hierro	Alambre de hierro, excepto el de música	Alambre para instrumentos musicales	Varillas de acero para brocas	Brocas salomónicas para brocas
7/0	—	—	0.500	—	0.4900	—	—	—
6/0	0.5800	—	0.468 75	—	0.461 5	0.004	—	—
5/0	0.516 5	—	0.437 5	—	0.430 5	0.005	—	—
4/0	0.460 0	0.454	0.406 25	—	0.393 8	0.006	—	—
3/0	0.409 6	0.425	0.375	—	0.362 5	0.007	—	—
2/0	0.364 8	0.380	0.343 75	—	0.331 0	0.008	—	—
0	0.324 9	0.340	0.312 5	—	0.306 5	0.009	—	—
1	0.289 3	0.300	0.281 25	—	0.283 0	0.010	0.227	0.228 0
2	0.257 6	0.284	0.265 625	—	0.262 5	0.011	0.219	0.221 0
3	0.229 4	0.259	0.25	0.239 1	0.243 7	0.012	0.212	0.213 0
4	0.204 3	0.238	0.234 375	0.224 2	0.225 3	0.013	0.207	0.209 0
5	0.181 9	0.220	0.218 75	0.209 2	0.207 0	0.014	0.204	0.205 5
6	0.162 0	0.203	0.203 125	0.194 3	0.192 0	0.016	0.201	0.204 0
7	0.144 3	0.180	0.187 5	0.179 3	0.177 0	0.018	0.199	0.201 0
8	0.128 5	0.165	0.171 875	0.164 4	0.162 0	0.020	0.197	0.199 0
9	0.114 4	0.148	0.156 25	0.149 5	0.148 3	0.022	0.194	0.196 0
10	0.101 9	0.134	0.140 625	0.134 5	0.135 0	0.024	0.191	0.193 5
11	0.090 74	0.120	0.125	0.119 6	0.120 5	0.026	0.188	0.191 0
12	0.080 81	0.109	0.109 357	0.104 6	0.105 5	0.029	0.185	0.189 0
13	0.071 96	0.095	0.093 75	0.089 7	0.091 5	0.031	0.182	0.185 0
14	0.064 08	0.083	0.078 125	0.074 7	0.080 0	0.033	0.180	0.182 0
15	0.057 07	0.072	0.070 312 5	0.067 3	0.072 0	0.035	0.178	0.180 0
16	0.050 82	0.065	0.062 5	0.059 8	0.062 5	0.037	0.175	0.177 0
17	0.045 26	0.058	0.056 25	0.053 8	0.054 0	0.039	0.172	0.173 0
18	0.040 30	0.049	0.05	0.047 8	0.047 5	0.041	0.168	0.169 5
19	0.035 89	0.042	0.043 75	0.041 8	0.041 0	0.043	0.164	0.166 0
20	0.031 96	0.035	0.037 5	0.035 9	0.034 8	0.045	0.161	0.161 0
21	0.028 46	0.032	0.034 375	0.032 9	0.031 7	0.047	0.157	0.159 0
22	0.025 35	0.028	0.031 25	0.029 9	0.028 6	0.049	0.155	0.157 0
23	0.022 57	0.025	0.028 125	0.026 9	0.025 8	0.051	0.153	0.154 0
24	0.020 10	0.022	0.025	0.023 9	0.023 0	0.055	0.151	0.152 0
25	0.017 90	0.020	0.021 875	0.020 9	0.020 4	0.059	0.148	0.149 5
26	0.015 94	0.018	0.018 75	0.017 9	0.018 1	0.063	0.146	0.147 0
27	0.014 20	0.016	0.017 187 5	0.016 4	0.017 3	0.067	0.143	0.144 0
28	0.012 64	0.014	0.015 625	0.014 9	0.016 2	0.071	0.139	0.140 5
29	0.011 26	0.013	0.014 062 5	0.013 5	0.015 0	0.075	0.134	0.136 0
30	0.010 03	0.012	0.012 5	0.012 0	0.014 0	0.080	0.127	0.128 5
31	0.008 928	0.010	0.010 937 5	0.010 5	0.013 2	0.085	0.120	0.120 0
32	0.007 950	0.009	0.010 156 25	0.009 7	0.012 8	0.090	0.115	0.116 0
33	0.007 080	0.008	0.009 375	0.009 0	0.011 8	0.095	0.112	0.113 0
34	0.006 305	0.007	0.008 593 75	0.008 2	0.010 4	—	0.110	0.111 0
35	0.005 615	0.005	0.007 812 5	0.007 5	0.009 5	—	0.108	0.110 0
36	0.005 000	0.004	0.007 031 25	0.006 7	0.009 0	—	0.106	0.106 5
37	0.004 453	—	0.006 640 625	0.006 4	0.008 5	—	0.103	0.104 0
38	0.003 965	—	0.006 25	0.006 0	0.008 0	—	0.101	0.101 5
39	0.003 531	—	—	—	0.007 5	—	0.099	0.099 5
40	0.003 145	—	—	—	0.007 0	—	0.097	0.098 0

* Reproducida por cortesía de Reynolds Metal Company. Se especifican la lámina, el alambre y la plancha enunciando el número de calibre, el nombre del sistema de calibres y el equivalente decimal, poniéndolos entre paréntesis.

† Rellena los pesos específicos medios de la lámina de acero.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

RODAMIENTOS (I)

EXPOSITOR:

ING. ALEJANDRO BIHEL B. MENDOZA

ABRIL, 1985

FACT: PREVENTIVE MAINTENANCE BEGINS WITH RECOGNIZING OPERATING PROBLEMS.

The following tabulation lists some of the more common types of bearing operating troubles, the probable causes, and suggested corrective

measures. If these suggestions do not correct the trouble, contact the FAG Engineering Department for assistance.

Trouble	Observed Characteristic	Probable Cause	Corrective Action
NOISE	High pitch, steady tone	Excessive axial load	Correct outer ring fit in housing and/or shoulder location to allow thermal expansion.
		Excessive radial load	Use correct fit of inner ring on shaft. For radial bearings, use bearing with greater internal clearance. For preloaded paired bearings, use lighter preload.
		Misalignment	Correct alignment.
	Low pitch, continuous or intermittent	Too much clearance in bearing	Use correct shaft fit. For radial bearings use bearing with less internal clearance. For preloaded paired bearings, use heavier preload.
		Bearing brinelled	Replace bearing, avoid brinelling.
		Raceways pitted due to dirt	Wash all parts, replace with new bearing, use clean lubricant, improve seals.
		Resonant vibration of machine structure	Stiffen or sound-deaden thin panels and large flat surfaces.
	Intermittent squeal or high pitch noise	Balls skidding	Provide thrust preload spring. Use thinner grease. For radial bearings, use bearing with less internal clearance. For preloaded paired bearings, check for correct preload.
		Shaft rubbing housing	Correct seals and machine parts.
	Intermittent rumbles, rattles, clicks, etc.	Too much clearance in bearing	Correct shaft fit. For radial bearings use adjusting spring or bearing with less internal clearance. For preloaded paired bearings, check for correct preload.
		Dirt in bearing	Wash all parts, replace with new bearing if necessary, use clean lubricant, improve seals.
		Loose machine parts	Tighten all fans, pulleys, closures, spacers, slingers etc.
TEMPERATURE	High after first start	Grease redistribution	Allow machine to cool. Restart.
	Continuously high during operation	Churning of lubricant	Use lower oil level; less grease, stiffer grease.
		No lubricant	Add lubricant.
		Excessive axial load	Check outer ring fit in housing; and/or shoulder location to allow thermal expansion
		Excessive radial load	Use correct fit of inner ring on shaft. For radial bearings, use bearing with greater internal clearance. For preloaded paired bearings, use lighter preload.
		Bearing misaligned	Correct machine parts and alignment procedures.
Excessive seal drag	Use different type of seal		

Trouble	Observed Characteristic	Probable Cause	Corrective Action
EXCESSIVE VIBRATION	During acceleration or deceleration periods	Critical speeds of machine components	Stiffen shaft or other machine components to avoid critical speeds.
		Unbalanced rotating parts	Dynamically balance rotating parts.
	During operation at fixed speeds	Shaft bent	Straighten and re-balance.
		Cams, gears, linkage	Adjust, improve or redesign.
		Misalignment	Correct machine parts.
		Bearing brinelled	Replace bearing, avoid brinelling.
RUNOUT	Shaft does not run true. Shaft binds when rotated by hand.	Shaft bent	Straighten shaft and re-balance.
		Bearing misaligned	Correct machine parts and alignment procedures.
		Bearing rings out of square	Check squareness of shaft and housing shoulders, spacers and flingers, etc.
		Dirt	Wash all parts, replace with new bearing if necessary, use clean lubricant, improve seals.
		Machine deflection	Stiffen machine members.
INNER RING WEARS LOOSE ON SHAFT	Wear of the shaft seat	Incorrect shaft fit	Use recommended shaft fit.
		Poor shaft finish	Smooth turn or grind shaft to size after metalspraying or chrome plating.
OUTER RING WEARS LOOSE IN HOUSING	Wear in housing bore	Housing fit too loose	Use recommended housing fit.
		Unbalanced forces	Dynamically balance rotating parts. Clamp outer ring faces. Use cylindrical roller bearing and press fit outer and inner rings.
		Poor finish	Bore or grind housing I.D. oversize, press in a bushing and finish bore or grind to size.
		Soft housing material	Use steel liners. Work-harden bore.

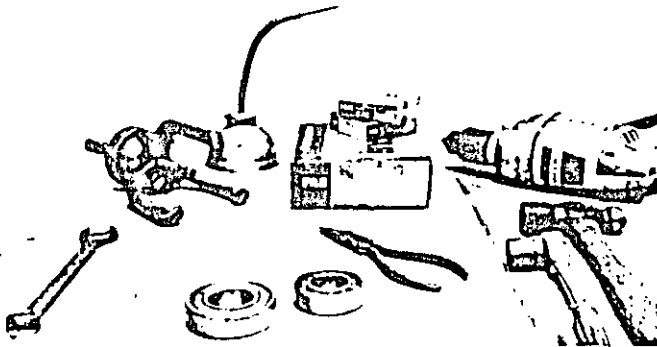
FACT: PROPER INSTALLATION AND MAINTENANCE PROLONG BEARING LIFE.

These notes on the care and handling of ball and roller bearings apply to initial installation of bearings in a product as well as to removal and reassembly for maintenance and inspection. Proper precautions during installation and maintenance can greatly prolong the life of a bearing, avoiding premature failure and costly replacement. Where bearings are installed improperly, the resulting damage may often involve parts of the machine other than the bearings themselves. Hence extra care is extremely important in the assembly operations.

Probably the most important single factor to keep in mind is **CLEANLINESS**. Dust, dirt or any form of abrasive material is an anti-friction bearing's great-

est enemy. All bearings are assembled under immaculate conditions, and are shipped from the factory completely free from any foreign matter that could score or damage the highly polished raceways and rolling elements. Except in the case of completely sealed bearings, dirty working conditions in the area where bearings are installed or maintained could easily lead to serious contamination and early failure. Where cleanliness conditions are difficult to control, the use of double-sealed or shielded bearings may be highly desirable. Keep bearings **clean** — dirt means damage!

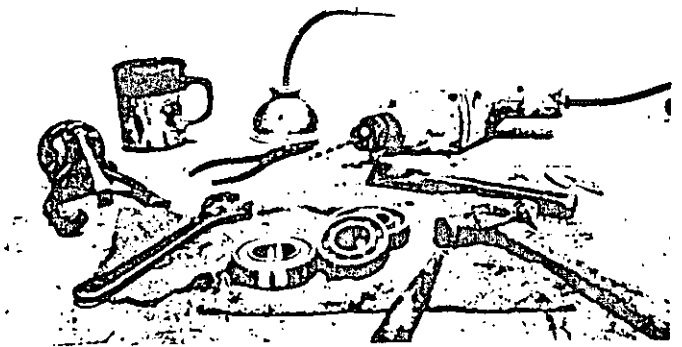
The following list of "do's" and "don'ts" should be observed at all times.



DO'S

- Work with clean tools, in clean surroundings.
- Keep bearings wrapped in oil-proof paper when not in use.
- Handle bearings with clean, dry hands.
- If bearings must be laid down, use clean paper.
- Use clean, lint-free rags if bearings are wiped.
- Clean inside of housings before installing or replacing bearings.
- Treat a used bearing as carefully as a new one.
- Use only clean solvents and flushing oils when washing used bearings, or when necessary to wash corrosion preventatives from new bearings.
- Protect disassembled bearings from dirt and moisture.
- Keep bearing lubricants clean when applying, and cover containers when not in use.

Before wrapping and packing, bearings are carefully cleaned by the manufacturer and, unless pre-lubricated, are thoroughly coated with a protective compound. New bearings are wrapped in grease-proof paper to keep them clean and are put in a carton or other container for further protection. Keep



DON'TS

- Don't remove grease from new pre-lubricated bearings or take them apart.
- Don't expose bearings to moisture or dirt at any time.
- Don't use wooden, lead or plastic mallets or work on rough or dirty bench tops.
- Don't use dirty, brittle or chipped tools.
- Don't spin **any** bearing with compressed air.
- Don't rotate uncleaned bearings.
- Don't use same container for cleaning and final rinsing of bearings.
- Don't use cotton waste or dirty cloths to wipe bearings.
- Don't scratch or nick bearing surfaces.
- Don't use incorrect kind or amount of lubricant.

bearings in original cartons or wrappings until ready for use. If a package is opened and the bearings not used immediately, protect by re-wrapping. When removing bearings from stock, always use **oldest bearings first**.

FACT: BEARINGS SHOULD BE REMOVED WITH CARE.

REPLACING BEARINGS

The extreme caution recommended in the removal and reinspection of bearings applies only when it is economically advantageous to consider reusing the bearings. In most instances it is economically wiser to replace with new bearings.

Removal of Bearings

When ball or roller bearings are removed from a piece of equipment for maintenance, inspection or cleaning, just as much care should be used as when installing new bearings. Unless known to be otherwise, it should be assumed that the bearings are still serviceable and can be reinstalled after cleaning. Make sure that if a bearing is found to be damaged on inspection, the damage didn't occur during its removal. In bearing removal, as in installation, use the right tools and use them correctly.

Wash off the bearing housing, taking care to keep loose dirt from getting into the housing.

Take a few moments to study the assembly and determine the best way to undertake bearing removal.

The best tools for removing a bearing are usually an arbor press or hydraulics. Most field work, however, is done with some form of bearing puller. Remember that the bearing ring which does the turning is usually put on with a tight fit. The stationary ring, like the outer ring in an electric motor bearing, is usually a slip fit. When a piece of equipment is taken apart, the bearings stay with the member to which they are tightly fitted. In the case of separable bearings which are made with removable inner ring or outer ring, both rings may often be a tight fit.

To remove a bearing, press or pull **only** on the ring which is **tight**. Press or pull straight and square to keep the ring from cocking. A cocked ring can score the shaft or housing and possibly damage the bearing. Never press or pull against bearing shields or cages. The illustrations at the right show the right and wrong methods of removing a bearing with an arbor press. The press ram is shown pushing down against the shaft on which the bearing inner ring is tightly fitted, while the tight ring is backed up by the support blocks under the rings. Note, as shown in the **wrong** method, that if the support blocks are spaced too far out, the pressure will be against the **outer ring** or shield and damage will result. Doing it the wrong way puts a heavy stress on the balls or rollers which can damage them and cause indentation of both races.

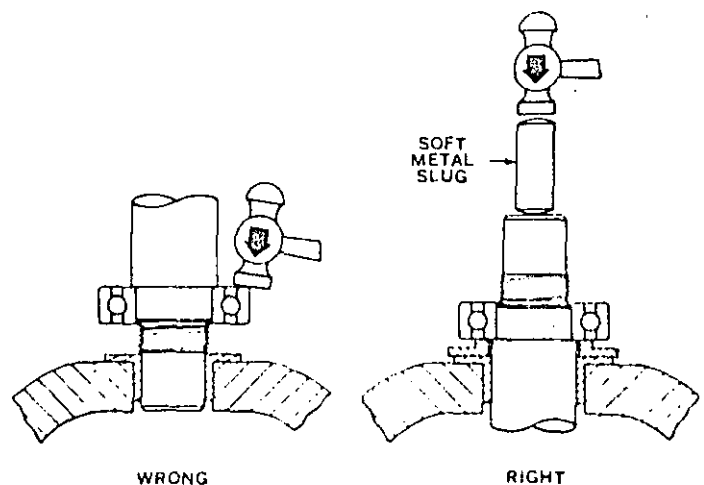
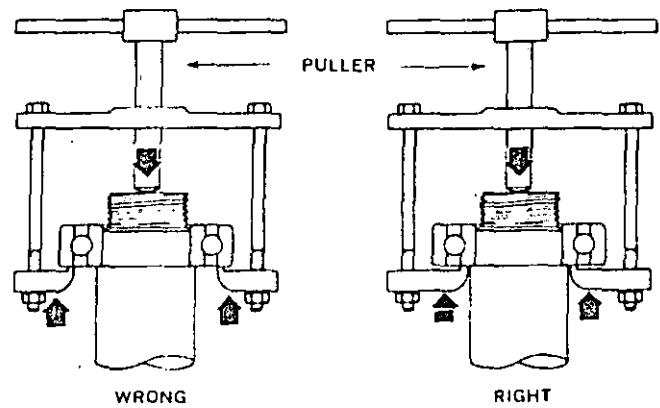
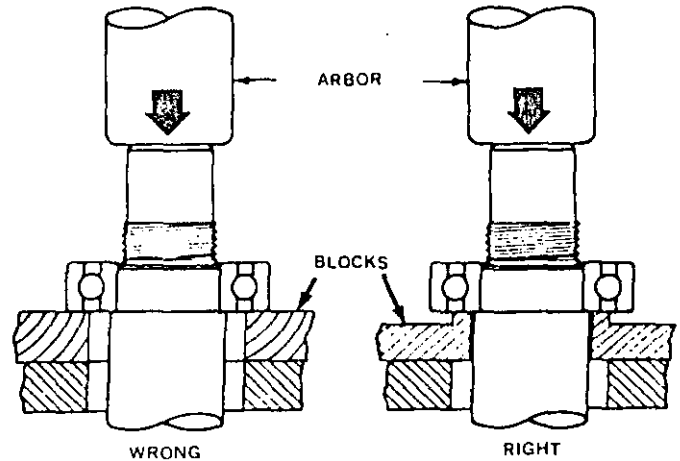
Keep the press table and blocks clean and square. Provide some means to keep the shaft from falling to the floor. If the shaft and bearing are very large and the shaft end cannot be squared up with the press ram, turn up two steel blocks to make a self-aligning fixture between the ram and the shaft. Protect the end of the shaft with a pad of lead, brass or other soft metal.

Use pullers properly. Set them so they will push or pull straight and square. Take care not to damage shaft threads, keyways, or shoulders in the process.

Using proper care, bearings can be removed quite safely with improvised methods where the right tools are not available.

As a use will do instead of an arbor press and a drift will take the place of a press ram. If the shaft is held in the vise, protect its surface with brass sheet or by hardwood blocks.

Sometimes a separable outer ring is installed against a shoulder of equal diameter so that there is no way to get a hold of it. Leave the bearing ring on if usable. If not, apply heat with a torch to expand the ring for removal. Induction heating equipment is preferable.



FACT: CLEANED BEARINGS MUST BE CAREFULLY INSPECTED AND PROTECTED.

CLEANING THE BEARINGS

Don't try to judge the condition of a bearing until after it has been cleaned.

Don't spin dirty bearings. Rotate them slowly while washing. If dirt is present in the races, spinning can cause serious scratching. Don't spin any bearings with an air hose. When using air, rotate one ring slowly by hand to expose all parts of the bearing.

Bearings with removable seals should be washed and inspected after removal of seals, in the same manner as bearings without seals. Bearings with permanent shields or seals on both sides should not be washed. Wipe them off to keep dirt from working inside.

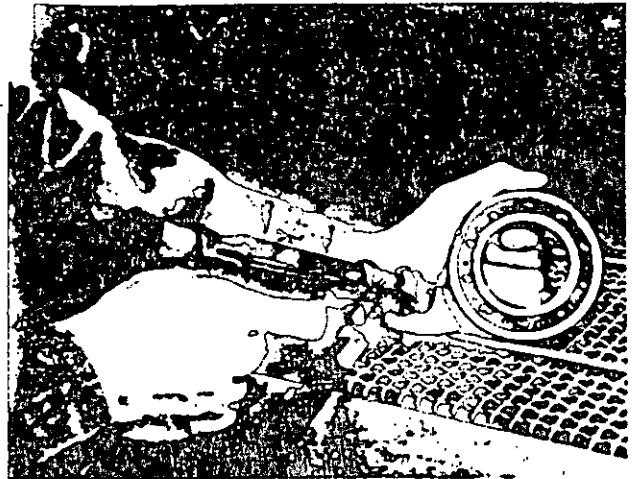
Smooth turning bearings can be coated with protective lubricant and then wrapped and stored or re-used in their original application.

If bearings with two shields or seals stick or feel too rough for further use, they should be replaced. In general, replacement of standard bearings is so economical that it does not pay to re-install a bearing if there is any doubt as to its condition.

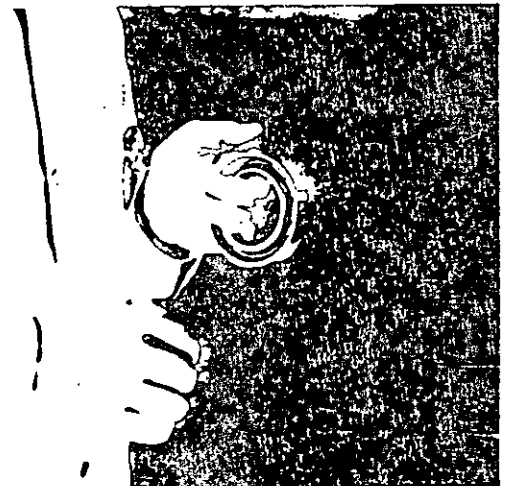
Preferably, a small tank and wire baskets should be used for soaking and washing bearings. However, if not available, a clean grease drum or bucket filled with solvent can be used. Let the bearings soak long enough to loosen the grease and dirt. This may take several hours or longer. Then slosh the bearing around near the top of the container, giving it a turn now and then until it is clean. Rinse in a clean container of clean solvent.

Bearing cleaning solutions such as kerosene or gasoline are often used, but petroleum solvents intended for bearing cleaning are preferred. A short, clean bristle brush from which the bristles will not come out or break off is a help in removing dirt, scale or chips.

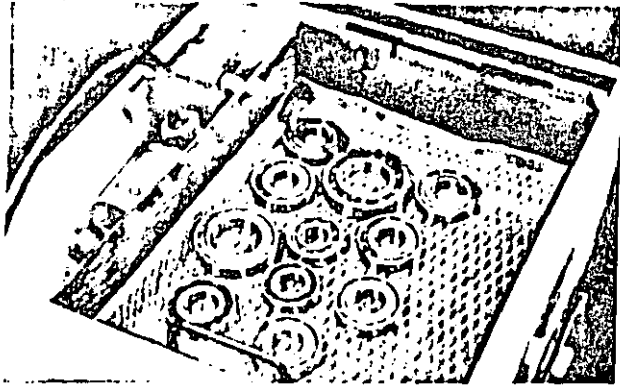
Inspected bearings which are good enough to use again, but can't be reassembled in the equipment on the same day, should be dipped in rust preventive and stored overnight in a tightly covered container. If inspected bearings are to be stored for more than a few days, dip them in a protective lubricant or thoroughly coat all surfaces with a light grease. Wrap the bearings in grease-proof paper and place in a clean box or carton. Where cartons are not obtainable, wrap them



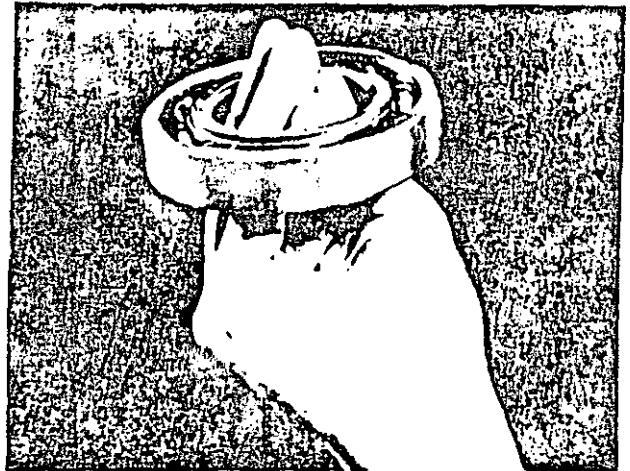
Oil spray cleaners are both fast and efficient, but should always be used with a filter in the air line to prevent blowing dirt or moisture into the bearing.



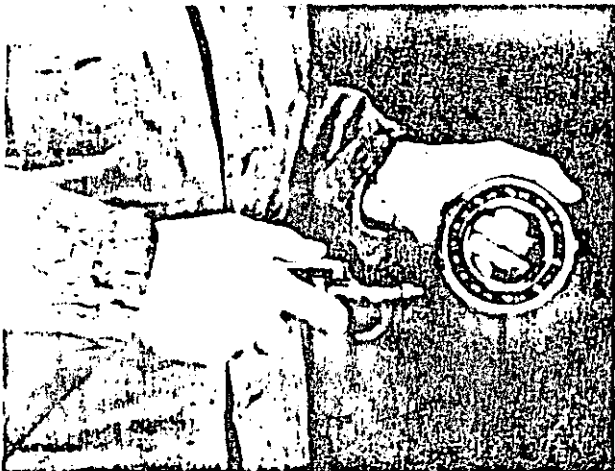
Never spin bearings before cleaning. Dirt can cause serious scratching of the polished raceway surfaces.



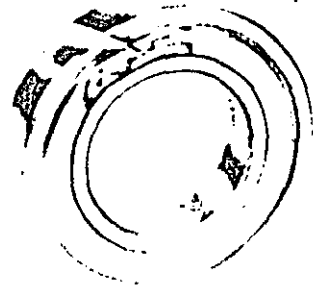
Preferred method of soaking bearings. Put in only one layer of bearings. Keep basket off bottom of tank.



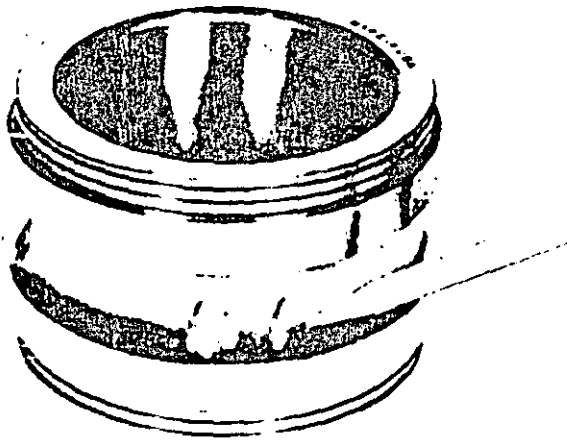
Hold cleaned bearings as shown when rotating the outer ring during inspection.



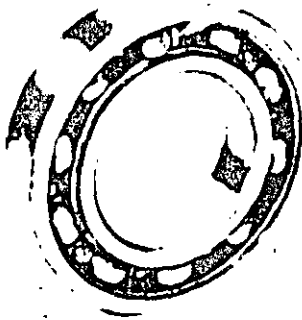
Using compressed air to remove dirt from bearings is permissible, but do not spin either ring by force of air and use only clean, dry air.



Bearing with a bent shield caused by a drift that slipped. Such a bearing should be replaced



Inner ring of a cartridge type ball bearing showing flaked or spalled area on raceway. Bearings with such indications on either ring should be scrapped and replaced.



Bearing with broken cage, caused by dirt or metal chips. A bearing in this condition should be replaced.

Bearing Inspection

After a bearing is washed clean it should be carefully inspected to determine its serviceability.

A little tarnish, stain or corrosion on the outside surfaces of the rings is not detrimental to the operation of the bearing and need not be removed.

Unless better equipment is available, cleaned bearings that are not separable are inspected by first holding the inner ring so its axis is vertical, and by turning the outer ring slowly. Then turn the bearing over and repeat turning the outer ring. If there is any roughness or sudden stopping of the bearing it should be recleaned immediately. Then, if the bearing still feels rough or has a catch, inspect it in greater detail for the cause of the catch or roughness.

If any of the following defects are found, or suspected, the bearing should be rejected and replaced with a new one.

1. Broken or cracked rings
2. Dented seats or shields.
3. Broken or cracked cages.
4. Broken or cracked balls or rollers
5. Bearings which have been overheated. These bearings are generally darkened to brownish blue or blue-black color.
6. Flaked areas on balls, rollers or raceways.
7. Bearings whose raceways are indented or "brinelled" by balls or rollers being impressed into the races.

Even if no defects are found or suspected, the age of the bearing should be taken into consideration before replacing it in the equipment. An old but seemingly perfect bearing may be nearing the end of its useful life due to fatigue. In such cases, it would be more economical to replace it with a new bearing.

FACT:INSTALLING NEW BEARINGS REQUIRES UTMOST CARE.

INSTALLING NEW BEARINGS

In most installations, either the inner or outer ring will be installed with an interference fit so that the bearing will have to be pressed or driven onto the shaft or into the housing. Particular care should always be taken to make sure that pressure is applied only to the ring with the interference fit.

Remember:

Pressure or impact should NEVER be transmitted through or imparted to the rolling elements. This will cause serious damage to the polished surfaces of the race ways, balls or rollers.

Shafts, keyways, splines, grooves and housings should be thoroughly cleaned.

Burr and slivers should be removed.

Bearing seats should be cleaned and oiled.

Bearings should be pressed on shafts or into housings **straight** and **square**.

Bearings should be pressed until they are securely seated against the shaft or housing shoulder.

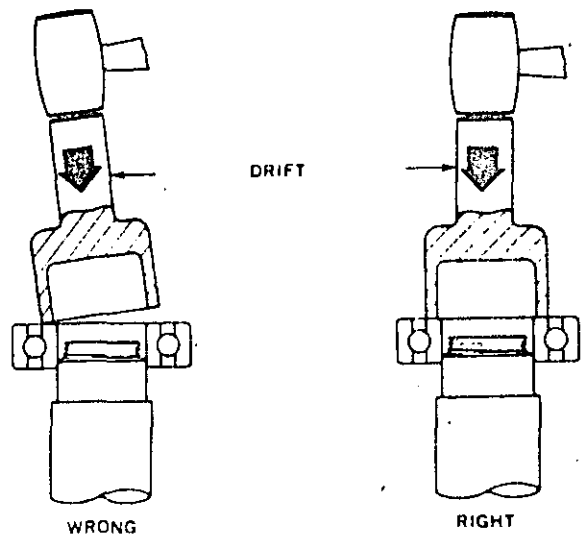
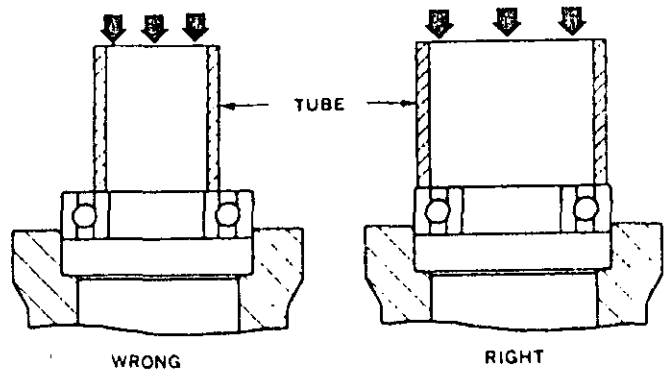
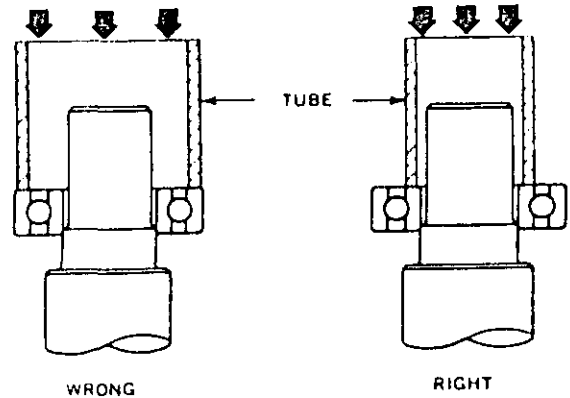
When the interference fit is on the inner ring, use an arbor press, if available, and press the bearing onto the shaft using a tube as shown in the sketch. Also, for smaller shafts, it might be practical to press the shaft into the bearing by supporting the inner ring on the tube.

Do not leave bearings exposed in partial assemblies. Cover the bearings until ready to complete the assembly, to prevent damage by moisture, dirt or other foreign matter. Any clean lint-free cloth or paper will do, as long as the bearings are well covered.

If the interference fit is in the housing, the same precautions should be observed in press fitting the outer ring.

Inner rings of large bearings are generally shrunk on shafts. This is a very simple operation consisting of heating the bearing or inner ring in clean oil or in a temperature controlled oven to a temperature of between 200 and 250 F. This expands the inner ring sufficiently so that it should slip over the shaft to the bearing seat. Don't overheat the bearing or it will lose its hardness. Equipment and methods as discussed above are still advisable for best results. When mounting a heated bearing or ring, hold it firmly against the shaft shoulder until it is secured around the shaft.

If the end of the shaft will be flush or near flush with the bearing face after installation, use a drift or bearing installer as shown at the right. Tap lightly at first to make sure the bearing or ring goes on square and does not scrape or hurt the bearing seat. Be sure the bearing is tapped to a firm seat against the shaft shoulder. When using a flob or drift, be sure to have tools clean so that chips cannot be knocked off and into the bearing.



FACT: PROPER MOUNTING IS CRITICAL.

GENERAL — SELECTION OF TYPE OF MOUNTING

A wide variety of bearing mounting designs is required to meet the varied applications and operating conditions present in modern machine technology; however, certain basic geometric principles are common to all mounting designs.

In order to position a rigid shaft in a rigid housing with free rotation of the shaft and minimum radial or axial movement of the shaft under operating loads, we must meet two geometric requirements;

- a) The shaft should be supported radially by bearings located at only two points along the shaft.
- b) The shaft should be located axially by only one of the bearings.
(We here consider a duplex pair of bearings to be equivalent to a single double-row bearing.)

The majority of bearing applications fall into two categories; first the "fixed and floating" mounting, and secondly, the "opposed" mounting. With the former, one bearing is fixed with respect to the shaft and housing while the opposite bearing is free to move axially, either on the shaft or in the housing, or within the bearing itself, such as with an "N" or "NU" type roller bearing. This mounting is shown in Fig. 1 using a deep groove ball bearing as the locating bearing and an "N" type roller bearing in the "floating" position.

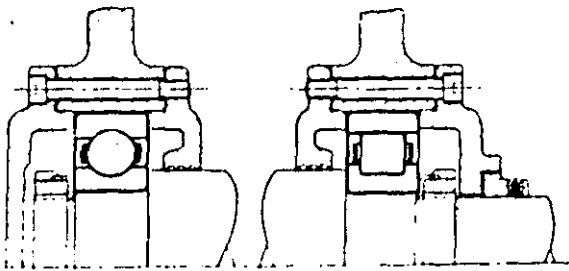


Fig. 1 - "Fixed and Floating"

In the case of the "opposed" mounting, the outer races of both bearings are allowed to shift axially between opposed housing shoulders as shown on Fig. 2. The total clearance between the shoulders and outer race faces, "a" in Fig. 2, is a predetermined amount based on thermal gradients, machining variables, etc.

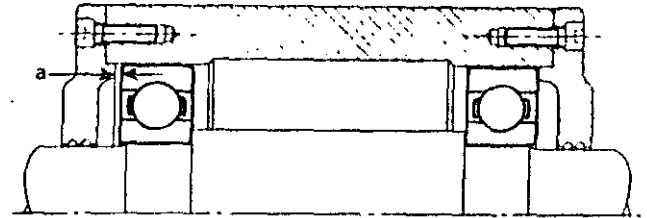


Fig. 2 - "Opposed"

ASSEMBLY CONSIDERATIONS

In designing the bearing mounting, careful attention should be given to problems of assembly and removal of the bearings from the machine. The most precise bearings will be quickly ruined if handled incorrectly. The most common error is brinelling the raceways by transmitting the mounting force through the rolling elements. See page 9 for the proper procedure which must be accommodated.

Separability to Simplify Mounting

Separable bearings offer the advantage of easier mounting than non-separable types. Applications of difficult access are, therefore, frequently fitted with separable bearings. If the shaft requires frequent mounting and dismantling the decision may be in favor of a separable bearing. The inner ring remains on the shaft and the outer ring in the housing.

Tapered Bore and Sleeve Mounting

Tapered bore bearings are used for easier mounting and for the adjustment of radial clearance. They can be mounted, by simple means, on tapered shafts, and can also be assembled on cylindrical shafts with adapter or withdrawal sleeve mountings. Frequently, standard commercial shafting is adequate for sleeve mounting.

SHAFT AND HOUSING DESIGN CONSIDERATIONS

Both shaft and housing should be sufficiently rigid to limit distortion under load so as not to exceed the misalignment capability of the bearing type.

Bearing seats require a fine machine finish — especially when the bearing ring must be free to slide. Seats and shoulders should be machined during the same set up to insure accurate, square shoulders. Bearings with snap rings in the outer ring facilitate use of through-bored housings, the most accurate procedure.

Because of different coefficient of thermal expansion, soft metal housings require special fits based on bearing operating temperatures. Also, steel sleeving may be necessary to prevent the tendency to "pound out."



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

OPTIMIZACION DE ELEMENTOS DE MAQUINAS POR COMPUTADORA

EXPOSITOR:

ING. JORGE IZQUIERDO PELLON

ABRIL, 1985

Diseño óptimo mediante computadora y su aplicación a la ingeniería mecánica

Enrique Chicurel Uziel

8.1 El problema de diseño

El problema de diseño tradicional se refiere a la concepción y determinación de las características físicas de un sistema en forma tal que satisfaga básicamente los requisitos de funcionamiento cumpliendo con ciertas restricciones.

El sistema a diseñar puede ser, entre otros, una estructura, un aparato, una máquina, un sistema de control, un circuito, o bien una combinación de dos o más de los mismos.

Las restricciones se pueden referir a las limitaciones en las características mecánicas o eléctricas de los materiales, a los tamaños y capacidades de los componentes que se encuentran comercialmente, al espacio disponible, al medio ambiente, a consideraciones de seguridad y a muchas otras.

8.2 Necesidad de optimizar en diseño

Por lo general, no basta con satisfacer los requisitos de funcionamiento sino que, además, hay que satisfacerlos de acuerdo con algún criterio que depende del objeto que se persigue y la aplicación del sistema, como por ejemplo, el diseño debe ser lo más económico posible, o bien lo más eficiente, o lo más compacto, o lo más seguro. Es decir que, esencialmente, el problema de diseño es un problema de optimización, proceso que requiere una gran cantidad de operaciones aritméticas.

Cabe señalar que un diseño se mejora durante la evolución del producto, es decir, mediante el desarrollo de nuevos prototipos en donde se utilizan las experiencias logradas en la producción y aplicación de los anteriores. Este es un proceso lento y costoso pero inevitable. Sin embargo, las técnicas matemáticas de optimización

y la computadora electrónica han hecho posible abreviar y abaratar dicho proceso.

Estas circunstancias, aunadas a la existencia de la fuerte competencia entre fabricantes de los países altamente industrializados ha traído como consecuencia un gran auge en el desarrollo de dichas técnicas.

Existen tres clases de optimización, a saber:

1. Optimización de magnitud
2. Optimización de forma
3. Optimización de configuración

Lo que comúnmente se entiende por optimización se refiere a la primera categoría. Sin embargo, todas son dignas de consideración.

8.3 Optimización de magnitud

Para concretar las ideas anteriores y lograr hacer optimizaciones prácticas a la mayor brevedad, echemos una ojeada a unos ejemplos de optimización de magnitud.

Ejemplo 1

Se desea diseñar una caja de cartón cilíndrica lo más económica en material posible para contener 1000 cm³ de cierto producto. Los anaqueles que se acostumbra utilizar para almacenar dichas cajas tienen una altura de 6 cm entre repisas.

Determinar las proporciones óptimas.

Solución

Formulación inicial:

$A = 2(\pi rh + \pi r^2)$	Criterio de optimización. (A, función a minimizar).
$V = \pi r^2 h$	Requisito de funcionalidad.
$h \leq h_{lim}$	Limitación.

Se especifican: V, h_{lim}

Variables: r, h

Variable restringida: h

Variable libre: r

Para obtener la formulación final, eliminamos la variable libre r

Formulación final:

$A = 2(\sqrt{\pi V h^3} + V h^{-1})$ Criterio de optimización.

$h \leq h_{lim}$ Limitación.

Se especifican: V y h_{lim}

Variable: h

Recurriendo al cálculo se obtiene:

$$\frac{dA}{dh} = \sqrt{\pi V} h_c^{-1/2} - 2V h_c^{-2} = 0$$

$$h_c = 1.085 V^{2/3} = 10.85 \text{ cm}$$

puesto que $h_{lim} = 6 \text{ cm}$

$$h_c > h_{lim}$$

por lo tanto h_c no es la altura óptima y según podemos ver en la gráfica de la figura 1

$$h_{opt} = h_{lim} = 6 \text{ cm}$$

y por lo tanto

$$r_{opt} = \sqrt{\frac{V}{\pi h_{opt}}} = \sqrt{\frac{1000}{\pi(6)}} = 7.25 \text{ cm}$$

$$A_{opt} = 2(\pi r_{opt} h_{opt} + \pi r_{opt}^2) = 2[\pi(7.25)(6) + \pi(7.25)^2] = 609 \text{ cm}^2$$

En la figura 1 apreciamos que cualquier punto en la región de diseño factible satisface el requisito de funcionalidad de la caja: contener 1000 cm³. Sin embargo, sólo cuando $h = 6 \text{ cm}$ se satisface el criterio de optimización: máxima economía.

Un diseño en donde no se utilizara ningún criterio de optimización podría resultar pésimo; considérese, por ejemplo, la parte izquierda de la región de diseño factible

El método que se ilustra es debido al profesor R. C. Johnson, del Instituto Politécnico de Worcester.⁽¹²⁾

Ejemplo 2

Una viga de acero simplemente apoyada de 100" de largo, de sección rectangular, con 3" de peralte y 1" de ancho, soporta una carga concentrada de 720 lb en el centro.

1. Calcular σ máximo, $\sigma =$ esfuerzo normal a una sección.
2. Calcular τ_t máximo, $\tau_t =$ esfuerzo cortante transversal.

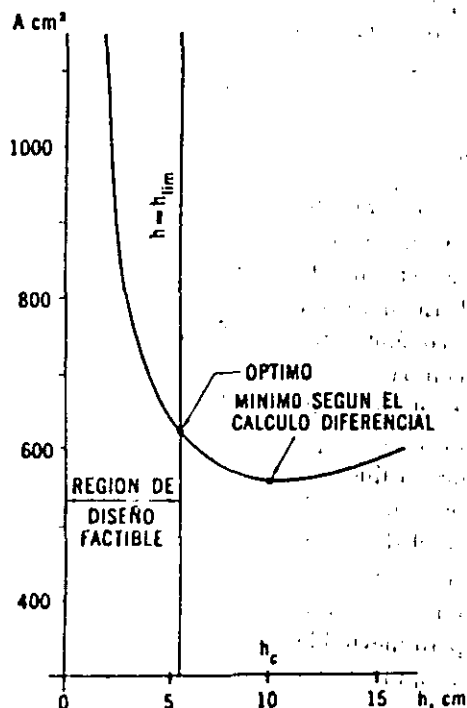


Figura 1. Optimización de caja de cartón cilíndrica.

3. Establecer una relación entre el esfuerzo cortante máximo τ en función de σ y τ_1 para cualquier punto.
4. Comparar los valores numéricos obtenidos en los incisos 1 y 2 y, a la luz de ello, simplificar la relación que se estableció en el inciso 3.
5. Considerar ahora que las dimensiones de la sección de la viga no han sido determinadas. Utilizando la relación del inciso 4 determinar las dimensiones de la sección, tal que:

El costo (peso) sea mínimo
 τ no exceda a 8000 lb/in²
 El peralte h no exceda a 3"
 La deflexión máxima no exceda 0.45"

Proceder de la siguiente manera:

- a) Obtener la formulación inicial completa.
 - b) A partir de la inicial obtener la formulación final completa.
 - c) Dibujar a escala la región de diseño factible.
 - d) Calcular los valores óptimos de: el área seccional (índice del costo), las dimensiones, y el esfuerzo τ .
6. Si se exige ahora que la deflexión no exceda a 0.2",
 - a) Dibujar la nueva región de diseño factible.
 - b) Recalcular los valores requeridos en el inciso 5d.

Solución

Nomenclatura

- A = área seccional de la viga.
- a = área seccional de la viga arriba (o abajo) del punto para el cual se calcula τ .
- b = anchó de la viga.
- c = distancia medida desde el eje neutro al punto más alejado del mismo.
- Δ = deflexión máxima de la viga.
- E = módulo de Young.
- h = peralte de la viga.
- I = momento de inercia del área seccional de la viga.
- L = longitud de la viga.
- M = momento flexionante.
- P = carga transversal sobre la viga.
- Q = primer momento del área "a" respecto al eje neutro.
- V = fuerza cortante.

\bar{y} = distancia centroidal del área "a" medida desde el eje neutro.
 ()_L = valor límite.

$$1. \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} c}{I} \quad c = \frac{h}{2} \quad I = \frac{bh^3}{12}$$

$$M_{\max} = \frac{PL}{4} = \frac{(720)(100)}{4} = 18000 \text{ lb/in}$$

$$\sigma_{\max} = 6 \frac{M_{\max}}{bh^2} = \frac{(6)(18000)}{(1)(3)^2} = 12000 \text{ lb/in}^2$$

$$2. \tau_{\max} = \frac{V_{\max} Q_{\max}}{Ib}$$

$$V_{\max} = \frac{P}{2}$$

$$Q_{\max} = a \bar{y} = \left(\frac{bh}{2}\right) \frac{h}{4} = \frac{bh^2}{8}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3P}{4bh} = \frac{3(720)}{4(1)(3)} = 180 \text{ lb/in}^2$$

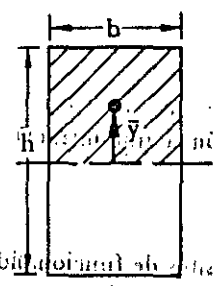


Figura 2. Ejemplo 2. Área "a" y su distancia centroidal.

3. Para cualquier punto y mediante el círculo de Mohr se obtiene

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau_1^2}$$

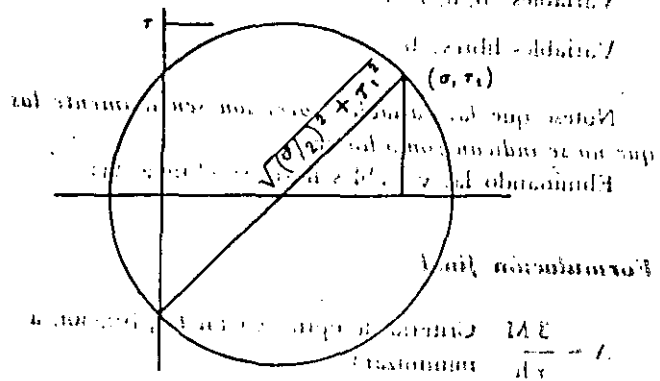


Figura 3. Ejemplo 2. Círculo de Mohr.

4 $\tau_1 < \sigma$ y además

cuando $y = c$ σ es máximo y $\tau_1 = 0$
 cuando $y = 0$ $\sigma = 0$ y τ_1 es máximo

$\therefore \tau_1$ se puede considerar nulo y

$$\tau = \frac{\sigma}{2}$$

5. Consideraciones preliminares:

$$\tau = \frac{\sigma}{2} = \frac{3M}{2bh^2}$$

$$\Delta = \frac{PL^2}{48EI} = \frac{ML^2}{Ebh^3}$$

Formulación inicial

$A = bh$ Criterio de optimización
 (A , función a minimizar)

$$\left. \begin{aligned} \tau &= 3 \frac{M}{bh^2} \\ \Delta &= \frac{ML^2}{Ebh^3} \end{aligned} \right\} \text{Requisitos de funcionalidad}$$

$$\left. \begin{aligned} \tau &\leq \tau_L \\ \Delta &\leq \Delta_L \\ h &\leq h_L \end{aligned} \right\} \text{Limitaciones}$$

Se especifican: $E, M, L, \tau_L, \Delta_L, h_L$.

Variables: b, h, τ, Δ

Variables libres: b

Nótese que las variables libres son sencillamente las que no se indican como limitadas.

Eliminando las variables libres se obtiene la:

Formulación final

$$A = \frac{3M}{\tau h} \text{ Criterio de optimización (A, función a minimizar)}$$

$$\Delta = \frac{L^2 \tau}{3Eh} \text{ Requisito de funcionalidad.}$$

$$\left. \begin{aligned} \tau &\leq \tau_L \\ \Delta &\leq \Delta_L \\ h &\leq h_L \end{aligned} \right\} \text{Limitaciones}$$

Se especifican: los parámetros E, M, L y los valores límites τ_L, Δ_L, h_L .

Variables independientes: τ, h

Variable dependiente: Δ

Observamos que, a diferencia del ejemplo 1, ahora tenemos dos variables independientes y que, por lo tanto, tendremos una región de diseño factible en dos dimensiones.

Determinemos pues las fronteras de dicha región.

Las fronteras referentes a las variables independientes quedan definidas inmediatamente por las limitaciones, de donde se obtienen sus ecuaciones:

$$\tau = \tau_L = 8000$$

$$h = h_L = 3$$

La frontera referente a la variable dependiente se obtiene sustituyendo la limitación correspondiente en la ecuación referente al requisito de funcionalidad

$$\tau = \frac{3E\Delta_L}{L^2} h = \frac{3(30 \times 10^9)(0.45)}{(100)^2} h$$

$$\tau = 4060 h$$

La región de diseño factible se muestra en la figura 4.

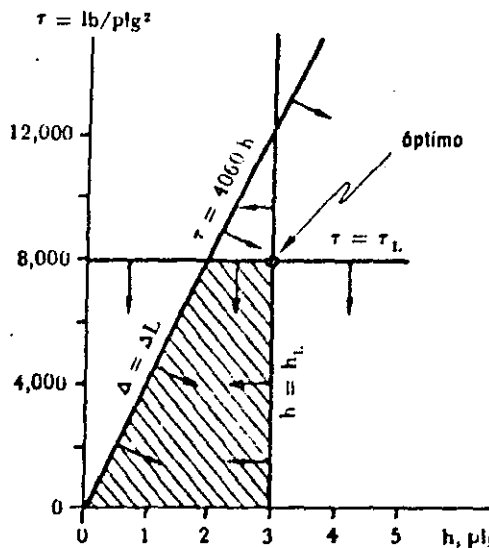


Figura 4. Ejemplo 2. Región de diseño factible para $\Delta_L = 0.45''$.

Puesto que la función objetivo es

$$A = \frac{3M}{\tau h} = \frac{54\,000}{\tau h}$$

A es mínimo cuando h y τ son ambas máximas dentro de la región de diseño factible o sea $h = 3''$, $\tau = 8000 \text{ lb/in}^2$.

$$\therefore A_{\text{óptimo}} = \frac{54\,000}{3(8\,000)} = 2.23 \text{ in}^2$$

y el valor correspondiente de b es:

$$b = \frac{A}{h} = \frac{2.23}{3} = 0.75''$$

6. Para $\Delta_L = 0.2''$

$$\tau = 1800 h$$

y la nueva región de diseño factible se muestra en la figura 5.

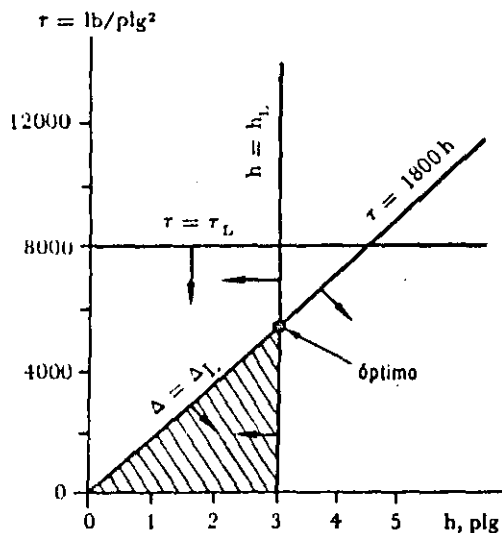


Figura 5. Ejemplo 2. Región de diseño factible para $\Delta_L = 0.2''$.

Una vez más el óptimo se obtiene de la relación:

$$A_{\text{ópt}} = \frac{54\,000}{\tau_{\text{MAX}} h_{\text{MAX}}}$$

como se aprecia en la figura 5

$$h_{\text{MAX}} = 3''$$

y τ_{MAX} se obtiene de la intersección de las fronteras:

$$\tau = 1800 h$$

$$h = h_L = 3''$$

es decir

$$\tau_{\text{MAX}} = 1800 h_L = 5400 \text{ lb/in}^2$$

$$\therefore A_{\text{ópt}} = \frac{54\,000}{(5400)(3)} = 3.33''$$

$$b_{\text{ópt}} = \frac{A}{h} = \frac{3.33}{3} = 1.11''$$

Resumiendo, los valores óptimos son:

Δ_L, in	A, in^2	h, in	b, in	Δ, in	$\tau, \text{lb/in}^2$
0.45''	2.23	3	0.75	0.296	8000
0.20''	3.33	3	1.11	0.2	5400

8.4 Consideraciones algebraicas

Si en los anteriores ejemplos se consideraron exclusivamente los requisitos de funcionalidad, se tiene un sistema con un número mayor de variables que de ecuaciones.

A continuación se resumen estas cantidades en relación a los dos primeros ejemplos.

Ejemplo	Formulación	Nº de variables	Nº de ecuaciones requisito de funcionalidad
1	Inicial	2	1
1	Final	1	0
2	Inicial	4	2
2	Final	3	1

Lo anterior quiere decir que existe un número infinito de soluciones de dicho sistema.

Si se considera ahora el conjunto de las ecuaciones referentes a los requisitos de funcionalidad y las desigualdades referentes a las limitaciones, se tiene que se han reducido los valores que pueden asumir las variables pero el número de soluciones sigue siendo infinito.

En diseño tradicional, no se define ningún criterio para seleccionar una sola de las soluciones posibles.

En cambio, en diseño óptimo sí se fija con toda precisión dicho criterio. El proceso de optimización consiste en la búsqueda de dicha solución.

Ejemplo 3

Se requiere diseñar un resorte helicoidal para un convertidor de par. Ya ha sido seleccionada la cons-

tante k del resorte, así como la fuerza máxima de compresión Q .

El resorte va montado en una flecha cuyo diámetro D_f ya se fijó por lo que el diámetro interior D_i queda limitado. Además por consideraciones de espacio existe un límite que no debe exceder el diámetro exterior D_e del resorte.

Ya se seleccionó el material, por lo cual ya quedaron determinados el esfuerzo permisible τ_p y el módulo de torsión G . Sin embargo, el alambre viene únicamente en M diferentes diámetros d_n .

Se desea hacer mínima la longitud cerrada del resorte L_c (cuando todas las espiras están en contacto) correspondiente a la carga máxima Q .

Las relaciones que se emplean en el diseño de resortes helicoidales son:

$$k = \frac{G d^4}{8ND_m^3}$$

$$\tau = \frac{8QD_m W}{\pi d^3}$$

$$W = \frac{4D_m - d}{4(D_m - d)} + 0.615 \frac{d}{D_m}$$

d = diámetro del alambre.

D_m = diámetro medio de la espira.

N = número de espiras.

W = factor de concentración de esfuerzo de Wahl.

Establecer la formulación inicial.

A partir de la formulación inicial obtener la final.

Optimizar, dados los siguientes valores:

$$k = 38 \text{ lb/in}$$

$$Q = 418 \text{ lb}$$

$$D_f = 2 \text{ in}$$

$$D_{e \text{ máx}} = 4 \text{ in}$$

$$\tau_p = 40,000 \text{ lb/in}^2$$

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$$

$$d = \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \dots, 1 \text{ in}$$

Solución:

Formulación inicial

$L_c = Nd$

Criterio de optimización
(L_c función a minimizar)

$$k = \frac{Gd^4}{8D_m^3 N}$$

$$\tau = \frac{8QD_m W}{\pi d^3}$$

$$W = \frac{4D_m - d}{4(D_m - d)} + 0.615 \frac{d}{D_m}$$

$$D_m = \frac{D_i + D_e}{2}$$

$$D_e = D_i + 2d$$

$$D_i \geq D_f$$

$$\tau \leq \tau_p$$

$$D_e \leq D_{e \text{ máx}}$$

$$d = d_1, d_2, \dots, d_M$$

Requisitos de funcionalidad

limitaciones

Se especifican: $k, Q, G, D_f, \tau_p, D_{e \text{ máx}}$

Variables: $N, d, \tau, D_m, W, D_i, D_e$

Variables libres: N, W, D_m .

Eliminando las variables libres se obtiene:

Formulación final

$$L_c = \frac{Gd^4}{8k(D_i + d)^3}$$

Criterio de optimización.
 L_c , función de minimizar.

$$\tau = \frac{4Q(D_i + d)}{\pi d^3} \left[\frac{4D_i + 3d}{2D_i} + 1.23 \frac{d}{D_i + d} \right]$$

$$D_e = D_i + 2d$$

$$D_i \geq D_f$$

$$\tau \leq \tau_p$$

$$D_e \leq D_{e \text{ máx}}$$

$$d = d_1, d_2, d_3, \dots, d_M$$

Requisitos de funcionalidad

Limitaciones

Se especifican los parámetros: k, Q, G , así como los valores límite: $D_f, \tau_p, D_{e \text{ máx}}, d_1, d_2, \dots, d_M$

Variables independientes: D_i, d

Variables dependientes: τ, D_e

Substituyendo valores numéricos obtenemos:

Formulación final

$$L_c = 3.84 \times 10^4 \frac{d^4}{(D_i + d)^3}$$

Criterio de optimización
(L_c , función a optimizar)

$$\tau = 531 \frac{(D_1 + d)}{d^3} \left[\frac{4D_1 + 3d}{2D_1} + \frac{1.23d}{D_1 + d} \right]$$

} Requisitos de funcionalidad

$$D_o = D_1 + 2d$$

$$D_1 \geq 2$$

$$\tau \leq 4 \times 10^4$$

$$D_o \leq 4$$

$$d = \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \dots, 1$$

} Limitaciones

Variables independientes: D_1, d

Variables dependientes: τ, D_o

Determinamos primero la región de diseño factible en el sistema de coordenadas D_1, d . Se obtiene una frontera de la limitación en D_1 y es la recta

$$D_1 = 2$$

Nótese que por referirse a una variable independiente esta frontera es constante.

Las otras fronteras se obtienen de substituir las limitaciones de las variables dependientes en las ecuaciones referentes a los requisitos de funcionalidad.

$$4 = D_1 + 2d$$

$$4 \times 10^4 = 531 \frac{(D_1 + d)}{d^3} \left(\frac{4D_1 + 3d}{2D_1} + \frac{1.23d}{D_1 + d} \right)$$

Como estas fronteras se refieren a las variables dependientes, no son constantes, y, en general, son curvas. Las fronteras se muestran en la figura 6. Analizando las limitaciones se concluye que la región de diseño factible es la que se muestra encerrada por las líneas sólidas.

Puesto que la función a optimizar ya no es tan sencilla, no se puede determinar el punto óptimo mediante una mera inspección de la ecuación referente al criterio de optimización.

Si no se tiene idea de optimización, lo primero que se ocurre es obtener los contornos de nivel de L_c . La ecuación se obtiene de la relación correspondiente al criterio de optimización

$$D_1 = \left(3.84 \times 10^4 \frac{d^3}{L_c} \right)^{1/2} - d$$

En la figura 6 se muestran cuatro contornos correspondientes a los valores de $L_c = 40, 70, 150, 400$ plg.

Si imaginamos a la región de diseño factible llena de contornos, llegamos a la conclusión que el óptimo

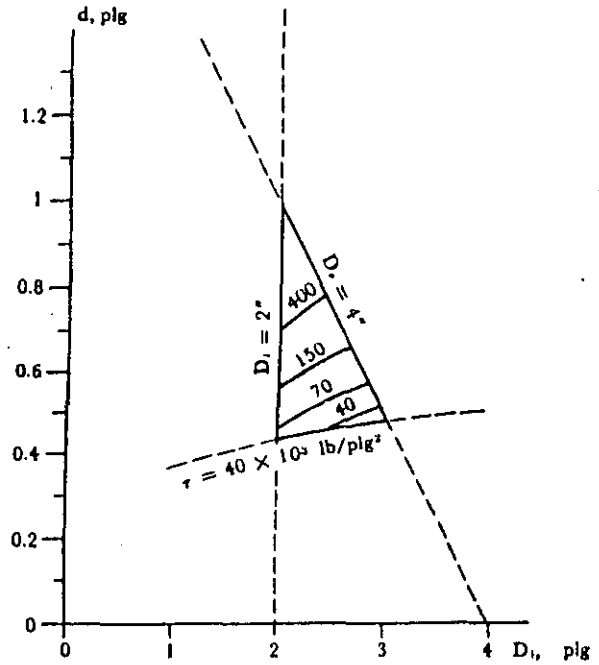


Figura 6. Ejemplo 3. Región de diseño factible y contornos de nivel de L_c .

se encuentra en el extremo derecho inferior de la región de diseño factible, es decir, $d \approx 0.48$ plg.

Pero consideremos ahora a d como realmente es: una variable discreta. Esto significa que la región de diseño factible consta realmente de los segmentos de recta que se muestran en la figura 7.

Como los valores de L_c suben más lentamente a lo largo de la frontera inferior que a lo largo de la frontera derecha y como

$$\frac{15''}{32} < d < \frac{1''}{2}$$

el óptimo debe quedar en el extremo derecho del segmento inferior, por lo que las proporciones óptimas son:

$$d = 15/32''$$

$$D_1 = 2.7''$$

$$D_o = 3.6''$$

$$L_c = 28''$$

calculadas a partir de la formulación final.

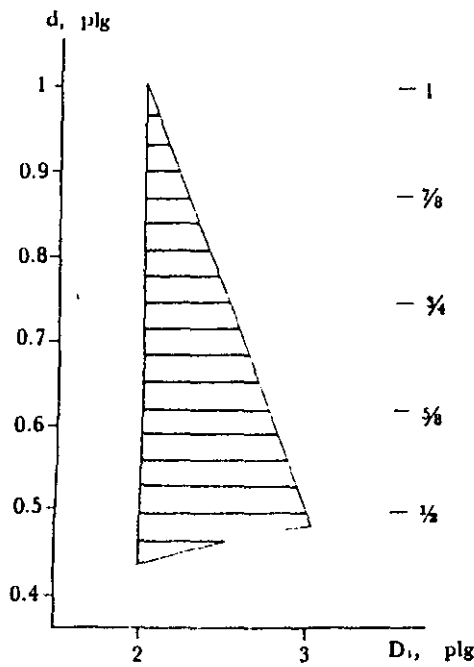


Figura 7. Ejemplo 3. Región de diseño factible tomando en cuenta los valores discretos de d .

8.5 Métodos de exploración local

La solución anterior, aunque muy ilustrativa, es sumamente ineficiente pues requiere de una gran cantidad de cómputos: por un lado, para determinar las fronteras (de hecho, la frontera inferior impuesta por la limitación en r se calculó por tanteos); y, por otro lado, para determinar suficientes curvas de nivel para obtener una idea del comportamiento de la función a optimizar. El método sería muy difícil y laborioso si tuviéramos que lidiar con tres variables independientes y prácticamente imposible si fueran más.

Todas estas dificultades resultan del hecho que se trató de examinar la topografía de la región completa.

Hay métodos mucho más eficientes. Para entender la idea fundamental recurramos a una analogía.

Baldomero y Agripina juegan. Baldomero se halla con los ojos vendados en un punto en el interior de un predio grande, cercado, en una región montañosa y árida. Agripina le pide que, sin quitarse la venda, encuentre el punto más bajo del predio.

Baldomero se sienta en el suelo y con sus manos palpa el terreno en derredor suyo y escoge la dirección a lo largo de la cual parece descender más el terreno. Camina un trecho como de dos metros y se vuelve a sentar para palpar su derredor una vez más, repitiendo el proceso varias veces hasta encontrar un punto tal que en todas direcciones sube el terreno o bien se topa con cerca. Eufórico, le grita a Agripina que ya encontró

el lugar señalado. Agripina le responde que no es cierto, pero lo conduce a otro punto inicial para darle una oportunidad más. Baldomero procede una segunda vez de idéntica manera hasta llegar a otro punto desde donde pregunta a Agripina si ése es el más bajo del predio. Agripina le responde afirmativamente y premia a Baldomero con un chocolate.

Evidentemente, en su primer intento, Baldomero llegó a un mínimo relativo. Está claro que, dadas suficientes oportunidades, Baldomero siempre podrá encontrar el mínimo absoluto, y esto, sin haber visto nunca el terreno.

Baldomero empleó un método que podríamos llamar de exploración local.

Una técnica muy útil de exploración local en optimización es el método de Box.¹

Hemos utilizado una terminología propia de diseño pero que difiere de la utilizada por los especialistas en optimización. Así es que, primero que nada, presentamos un pequeño glosario de términos equivalentes.

<i>Diseño</i>	<i>Optimización</i>
Función a optimizar	= Función objetivo
Requisitos de funcionalidad	= Restricciones de igualdad
Limitaciones	= Restricciones de desigualdad
Variables independientes	= Variables de decisión
Limitaciones a las variables independientes	= Restricciones explícitas
Limitaciones a las variables dependientes	= Restricciones implícitas

Examinemos ahora el método de Box para dos variables de decisión. Supongamos concretamente que la optimización se refiere a minimización.

Se escogen cuatro puntos que satisfagan todas las restricciones, es decir, que se encuentren dentro de la región factible. Se aísla el punto más alto (el de valor más alto de la función objetivo). Se encuentra el centroide de los tres puntos restantes y se "refleja" el punto aislado a través de dicho centroide.

El punto reflejado substituye ahora al punto inicialmente aislado. De los cuatro puntos que quedan se vuelve a aislar el más alto y se repite todo el proceso anterior. De esta manera el conjunto de puntos o "Simplex" se va desplazando hacia abajo, substituyendo un punto del conjunto con cada desplazamiento. Si un punto reflejado viola una restricción explícita, se regresa a la frontera; es decir, que, a la variable que excedió su limitación, se le reasigna su valor limitativo. Si un punto reflejado viola una restricción implícita, se regresa medio camino.

En general se tiene:

$f = f(\underline{x})$ función objetivo

$\underline{y} = \underline{y}(\underline{x})$ restricciones de igualdad

$\underline{x}_b \leq \underline{x} \leq \underline{x}_a$ restricciones de desigualdad explícitas

$\underline{y}_b \leq \underline{y} \leq \underline{y}_a$ restricciones de desigualdad implícitas

$\underline{x} = (x_1, x_2, \dots, x_1, \dots, x_n)$ Vector, punto cualquiera

$\underline{x}_k = (x_{1k}, x_{2k}, \dots, x_{1n}, \dots, x_{nk})$ Vector, punto específico

$\underline{y} = (y_1, y_2, \dots, y_1, \dots, y_m)$ Vector

$y_j = y_j(x_1, x_2, \dots, x_1, \dots, x_n)$

$x_i =$ variables de decisión independientes

$y_j =$ variables dependientes.

En el método de Box la reflexión se efectúa de la siguiente manera:

$$\underline{x}_{reflejado} = \underline{x}_c - R(\underline{x}_{alto} - \underline{x}_c)$$

$\underline{x}_c =$ vector de coordenadas del centroide

$R =$ coeficiente de reflexión

$$\underline{x}_c = \frac{1}{p-1} \sum_{k=1}^p \underline{x}_k$$

(k ≠ alto)

$p = 2n$

Para el caso descrito anteriormente $p = 4$.

Veamos cómo funciona el proceso aplicándolo al ejemplo 3 con $R = 1.3$.

Consideremos un Simplex inicial dado por los cuatro puntos que se especifican en la tabla siguiente así como los valores de L_c , τ , D_c correspondientes.

Punto	D_i	d	τ	D_c	L_c
1	2.2	0.59	18.9×10^3	3.38	126
2	2.55	0.59	21.6×10^3	3.73	88.1
3	2.2	0.65	15×10^3	3.5	192
4	2.55	0.65	16.5×10^3	3.85	136

Los puntos se escogieron para no violar la restricción en D_1 , y como se puede apreciar, las restricciones en τ y D_c tampoco fueron violadas. Ver figura 8.

El punto alto es el 3. Procedemos a calcular el centroide de los puntos restantes.

$$D_{1c} = (2.2 + 2.55 + 2.55)/3 = 2.43$$

$$d_c = (0.59 + 0.59 + 0.65)/3 = 0.61$$

Reflejamos para obtener el punto 5.

$$D_{15} = 2.43 - 1.3(2.2 - 2.43) = 2.73$$

$$d_5 = 0.61 - 1.3(0.65 - 0.61) = 0.558$$

Evidentemente no hemos violado la restricción en D_1 y de acuerdo con la tabla 1 tampoco hemos violado las restricciones en τ ni D_c . Como se puede apreciar en dicha tabla, el valor de L_c descendió.

Los puntos que quedan ahora son 1, 2, 4 y 5. De acuerdo con la tabla 1 el punto 4 es el más alto, reflejándolo obtenemos el punto 6, que, como se ve, tampoco viola ninguna restricción.

Quedan los puntos 1, 2, 5, 6. El punto más alto es el 1, reflejándolo se obtiene el punto 7 que según la tabla 1 sí viola la restricción en D_c .

Calculamos un nuevo punto reflejado, pero esta vez utilizamos $R = 0.65$. Ver figura 8.

$$D_{18} = 2.57 - 0.65(2.2 - 2.57) = 2.81$$

$$d_8 = 0.549 - 0.65(0.59 - 0.549) = 0.522$$

En la tabla constatamos ahora que el punto 8 ya no viola ninguna restricción.

En la figura 8 aparecen todos los puntos calculados en la tabla 1 así como los centroides correspondientes a cada iteración. Como se ve, el proceso "busca" al punto óptimo sin "conocer" el terreno guiándose, exclusivamente, por lo que encuentra a su paso. Desde luego, funciona con cualquier número de variables.

TABLA 1
OPTIMIZACION POR EL METODO DE BOX

Punto	D_i	d	τ	D_c	L_c
1	2.2	0.59	18.9×10^3	3.38	126
2	2.55	0.59	21.6	3.73	88.1
3	2.2	0.65	15	3.5	192
4	2.55	0.65	16.5	3.85	136
5	2.73	0.558	24.8	3.89	58.3
6	2.43	0.495	30.9	3.42	45.2
7	3.04	0.495	36.7	4.03	25.6
8	2.81	0.522	31.6	3.86	36

Se viola la restricción

8.6 Método sistematizado de diseño óptimo mediante computadora¹⁵

Existe un gran número de técnicas de optimización. Sin embargo, con el objeto de presentar un método sistematizado de diseño auxiliado por computadora,

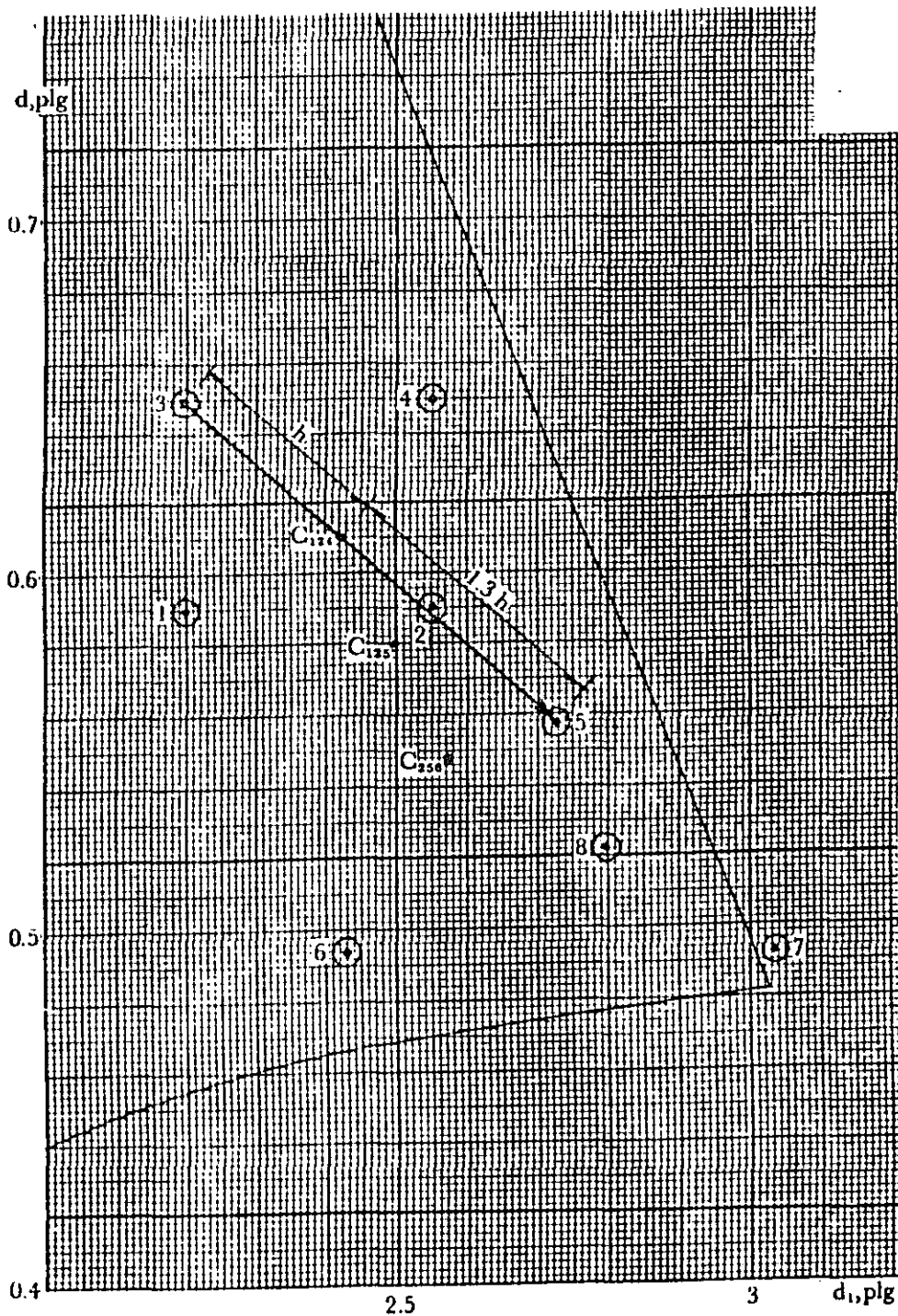


Figura 8. Ejemplo 3. Optimización por el método de Box.

nos limitaremos al uso del programa OPTIM del doctor L. B. Evans, del Instituto Tecnológico de Massachusetts, ver Apéndice 4.

OPTIM está basado en el método de Box, programado en FORTRAN, es sumamente flexible y de manejo muy sencillo.

Para introducir el método se examinará un ejemplo.

Ejemplo 4

Resolver el ejemplo 2 mediante OPTIM.

Solución:

Para comodidad del lector se repite aquí la formulación inicial



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

*TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS*

*C A D D
DISEÑO Y DIBUJO AUXILIADO POR COMPUTADORA*

*EXPOSITOR:
ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPINOSA*

ABRIL, 1985

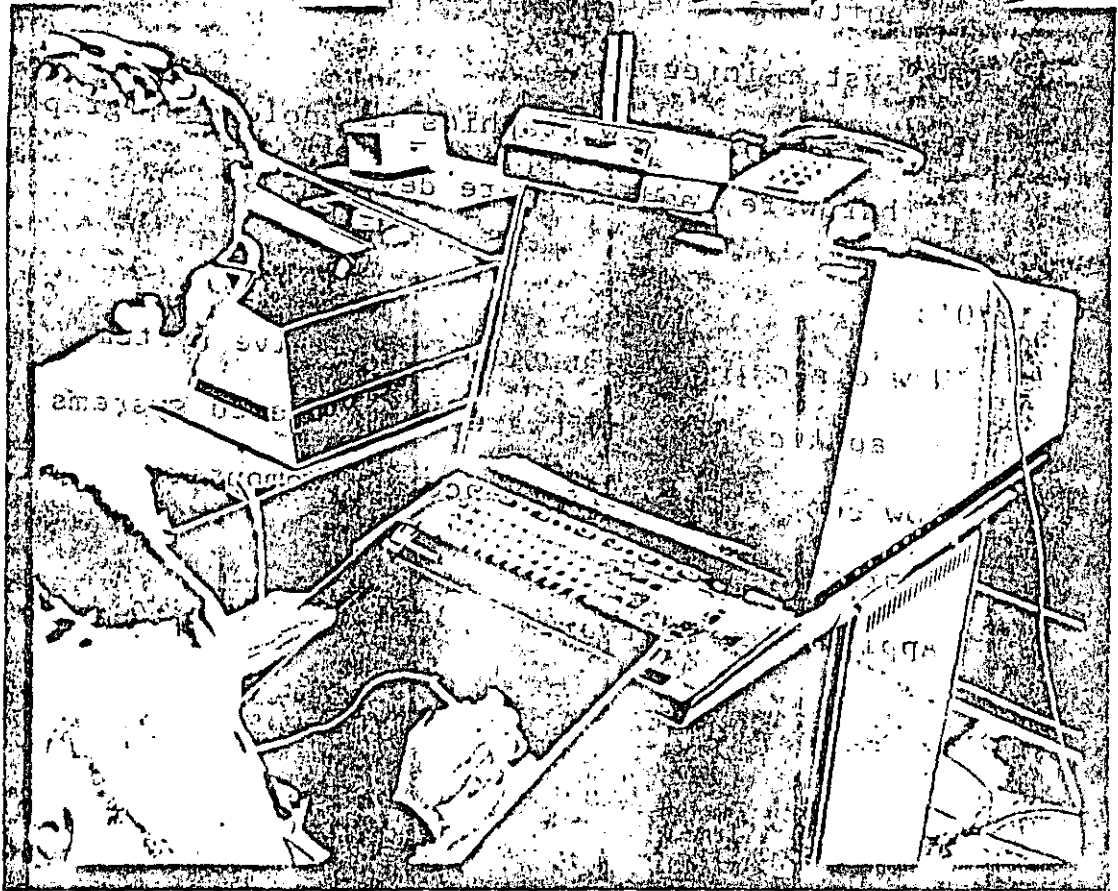
1990

Background

1990's

... developments in government support and projects.

CAD



Computer Aided Design and Drafting

Background

1960's

Early developments in government support R&D projects.

Next period involved custom in-house systems at large aerospace and automotive companies.

Systems based on dedicated large processors with batch operated programs involving long, costly software development and hardware/software system integration.

By decade end, new graphics technologies, graphics hardware, and software developing.

1970's

New directions - Turnkey interactive systems, applications software, time-shared systems.

Low cost, high performance minicomputers

Improved hardware

Application software

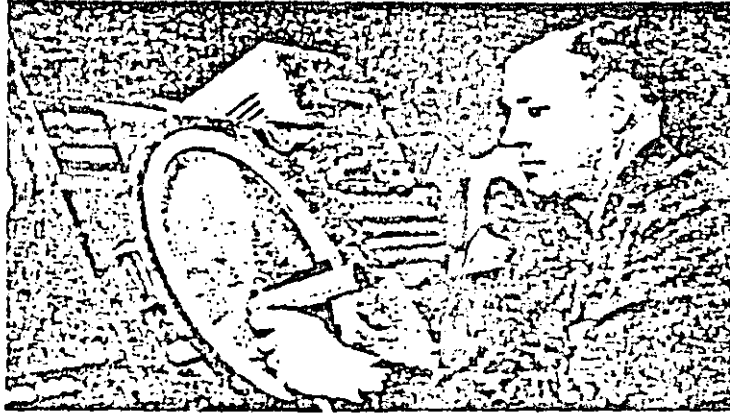


Figure 2. Experimental Sage operator consoles. This may be the first use of the light pen in computer graphics. (Photo courtesy of Mitre Corp.)

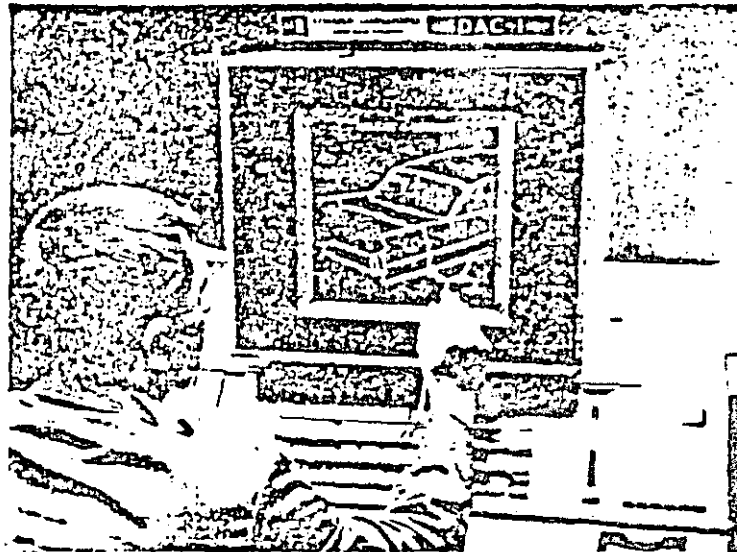


Figure 4. General Motors DAC/1—Design Augmented by Computer—Installation. (Photo courtesy of GM Research Laboratories)

Status

Technology maturing, still changing

Systems hardware well developed

Software still costly, development continuing

Systems in use - interactive 2D, 3D; batch, time-shared,
software

CAD/CAM is here - in mechanical design/drafting

approaching 1000 systems in use by several hundred
companies worldwide.

Input and Output Device Fundamentals

(6)

Input Devices

Keyboards

. Alphanumeric

Function

Teletype

Graphic tablets

Digitizers

CRT display cursor controls

Light pen

Stylus

Thumb wheels

Joystick

Output Devices

Graphic plotters

Drum

Flatbed

Electrostatic

Dry silver

Ink jet

Photoplotters

COM

Interactive Computer Graphics

②

Direct human participation on-line in real time

Requires a communication link human-display-processor

Computers

Data and graphics processors that can perform computation, arithmetic and logic operations, without human intervention, but with considerable programming.

Functional operation

I/O ports

Data buses

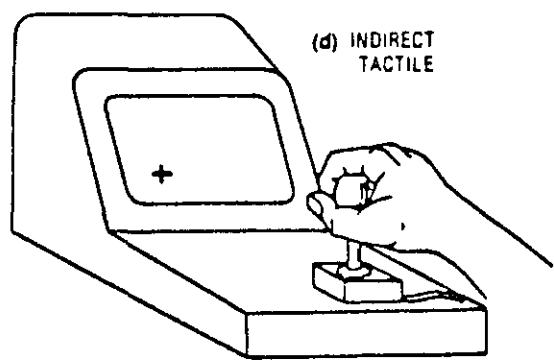
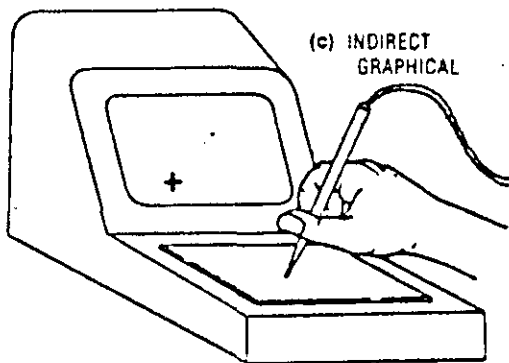
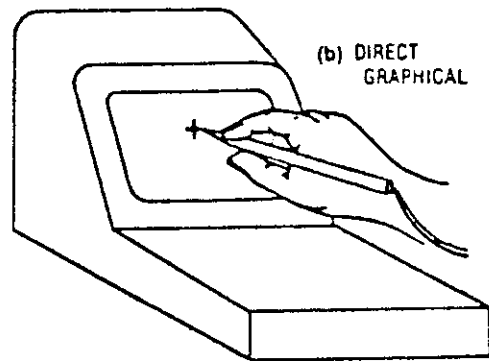
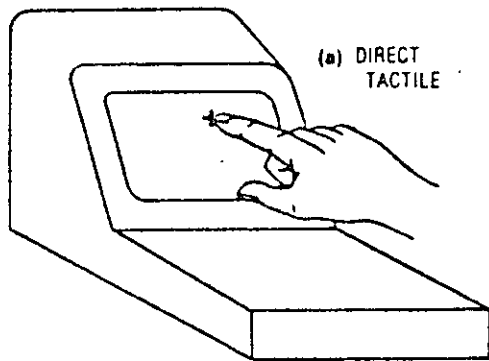
Arithmetic/Logic units

Register files

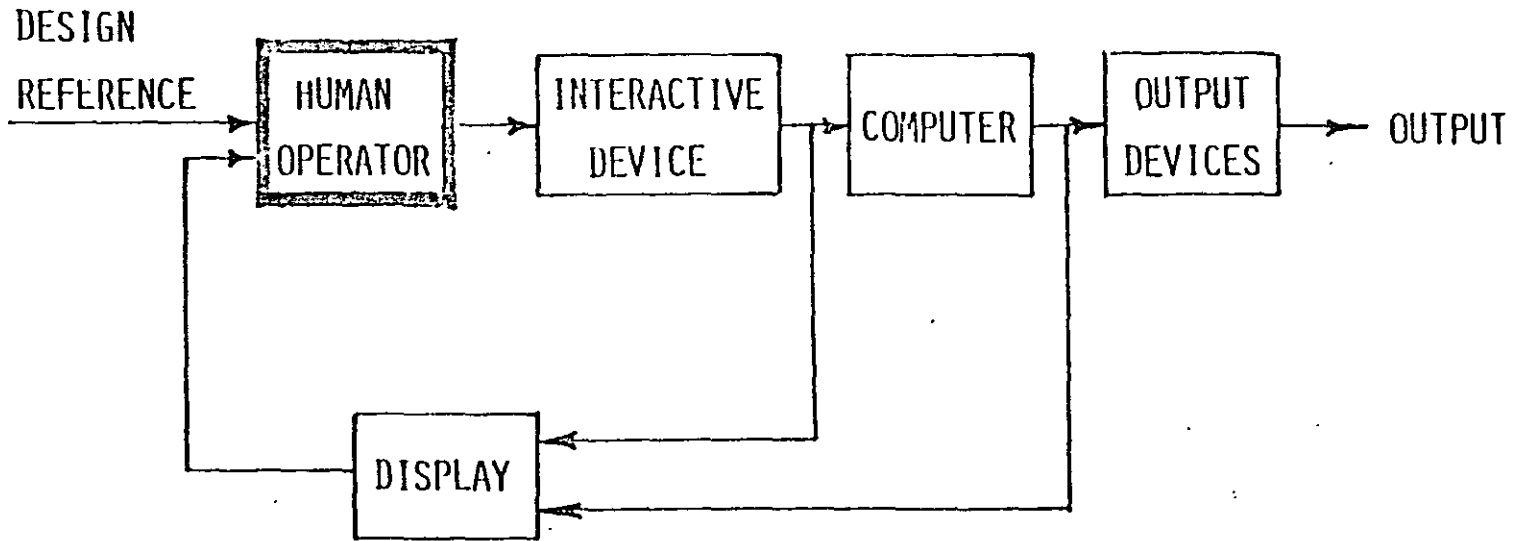
Clocks/timers

Memory (ies)

Controls



CURSOR CONTROLS



BLOCK DIAGRAM OF AN INTERACTIVE DESIGN GRAPHICS SYSTEM

CADD*

(10)

The design engineer is constantly faced with conflicting objectives in the creation of new product designs, as well as the improvement of current product designs. You know them well. Most troublesome are the conflicts between these:

- Reduce design cost
- Increase standardization within the organization
- Reduce design turnaround time
- Optimize product design through reiteration
- Translate from concept to fabricated product
- Design performance into the product

and the list goes on

This is not a new problem. But there is a new tool available that can dramatically lessen the conflicts.

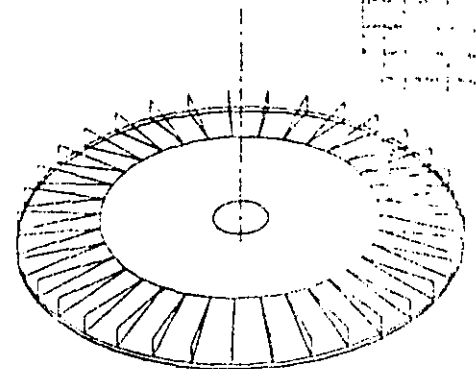
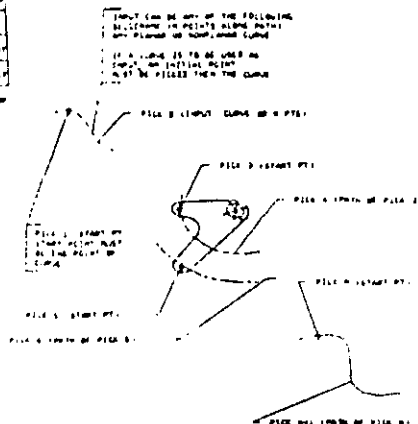
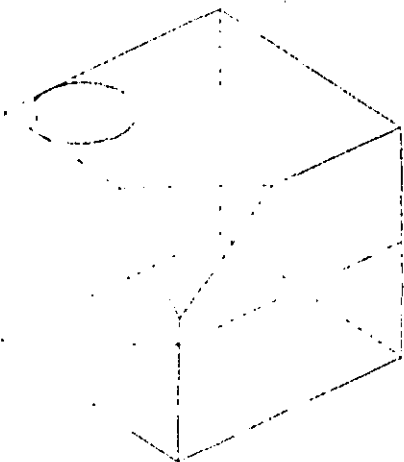
MCAUTO® offers you Computer Aided Design and Drafting — a totally new concept in computer processing services for the design engineer.

CADD enables you to interactively create a fully surfaced, three-dimensional geometric model in a real-time environment. This will significantly improve product design cost and schedule performance. With CADD you are creating, and have available for recall, a highly accessible base of geometrically accurate data which will provide the initial building block in your product development.

CADD is a marriage of applied mathematics, computer science and proven terminal console procedures with a three-dimensional graphics system. CADD will increase the productivity of design engineers, while also providing graphics interfaces to analysis and numerical control programs.

...its
creation
was
inevitable

* CADD is pronounced caddy



design and drafting time and cost

CADD

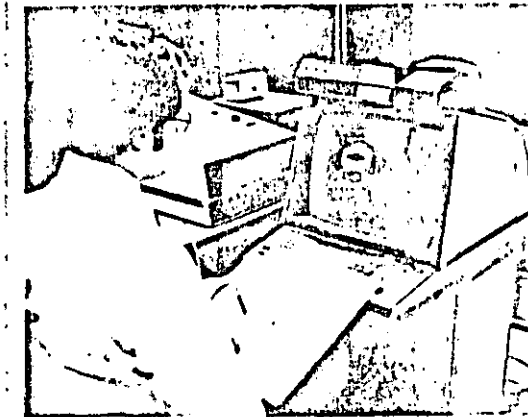
reduces

design and drafting time and cost

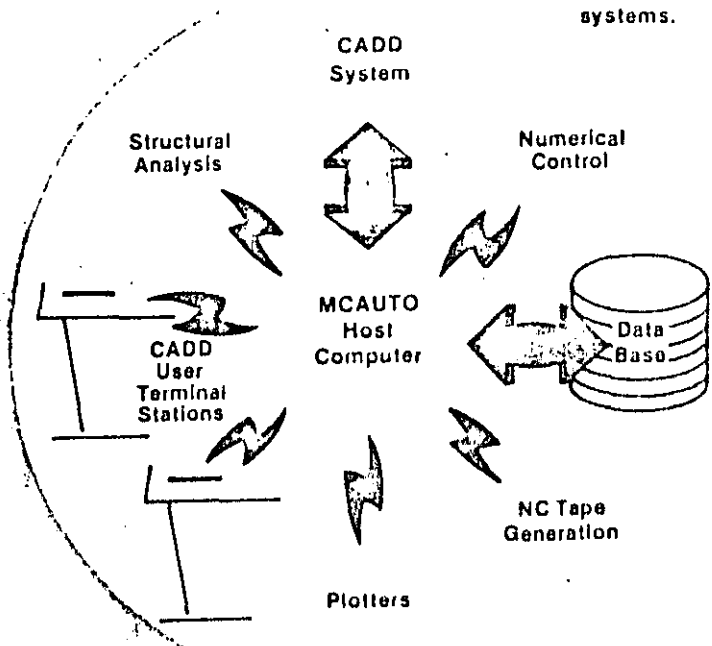
The design engineer accesses the CADD system from an interactive terminal located in his office. The terminal consists of a Tektronix 4014 graphic display with an alphanumeric keyboard, and an attached graphic tablet and stylus. The CADD terminal is linked to MCAUTO 370 Service computers via MCAUTOnet™, our nationwide data transmission network.

With operation in the TSO (Time-Sharing Option) mode, the design engineer seated at a terminal can create three-dimensional designs by any combination of the following:

- Key in alphanumeric Information (x, y, z coordinate points) from the keyboard.
- Use the stylus to create entities (points, line, etc.) or use the function light displays to invoke specific routines, e.g., construct arcs, circles, conics, cubics, planes, patches.
- Digitize 2-D data points into the CADD dataset by stylus detect on the graphic tablet.



Using CADD and the same data base and terminal hardware, you also have access to MCAUTO's profit protecting Structural Analysis and Numerical Control systems.



...and

features
that get
things done!

12

True 3-D Design Capability	Independent plane assignments allow you to view and construct in independent planes.	Part Drawing System	PDS creates a two-dimensional representation of either a fully surfaced or wire-framed part — generating, arranging and labeling section cuts as you require.
Parametric Cubic Geometry	This feature enables you to create true space curves and compound curvature surfaces.	Engineering Three-View Hard Copy	Information displayed on the terminal can be plotted at MCAUTO or your office on Mylar, vellum and bond; hard copies can be obtained immediately with a printer attached to your terminal.
Kinematics Analysis	You can analyze and display intermediate and terminal positions of bell cranks, rods and slides; critical positions and intermediate positions are displayed at increments you define.	Unlimited Storage Capability	An unlimited number of drawings can be created and stored in on-line, off-line or archival storage modes.
Flat Pattern Development	CADD develops triangulated flat patterns by automatically unrolling any ruled surfaces. Standard sheet metal flat pattern routines provide automatic flange and joggle development and automatic location of fastener patterns, bend tangent lines and form block lines.	Multiple Matrix Assignment	Three independent matrices can be assigned to each model. This enables the merging of detail parts into a fully assembled model delineated on a common coordinate system.
Geometric Properties	CADD automatically displays section area, volumetric and surface area properties upon command, providing moments of inertia, principal moments of inertia, radii of gyration, centroidal information, polar moments of inertia, surface area and perimeter.	Password Protection	Each individual user has available three levels of password protection for access to his files.
		Ongoing Application Enhancements	MCAUTO CADD is continually enhanced; these enhancements are available to you as part of our continuing processing service.
		User Training	From MCAUTO, you are provided a comprehensive client program complete with user documentation and hands-on training.

MCAUTO's professional staff of experienced consultants and programmers is available to assist you in solving your graphic design needs. We invite you to utilize this service. Add profits to your present operation with CADD processed at MCAUTO. Contact our office nearest you today on this first step toward automating your product design and drafting.

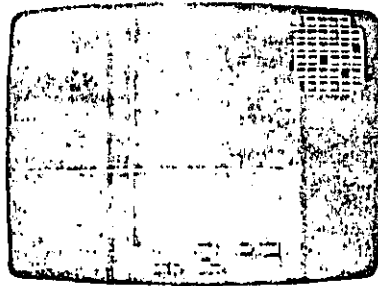
...ask for a CADD
demonstration.

human engineered console procedures

1.

Create Horizontal and Vertical Reference Lines —

In one operation, create the reference lines which provide initial base and center lines.



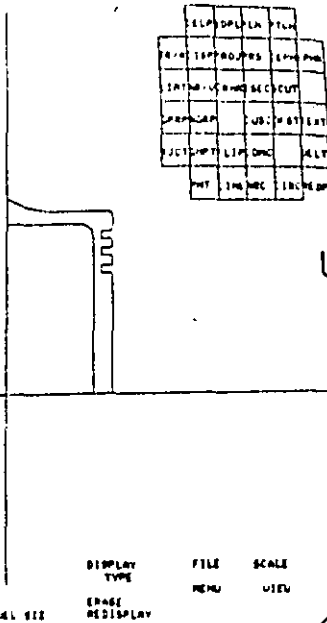
4.

Determine Volumetric, Surface Area and Section Area Properties —

Pick surface symbols and activate the area/volume function routine; CADD calculate volumetric and surface area properties that define a section of the model to obtain area proper

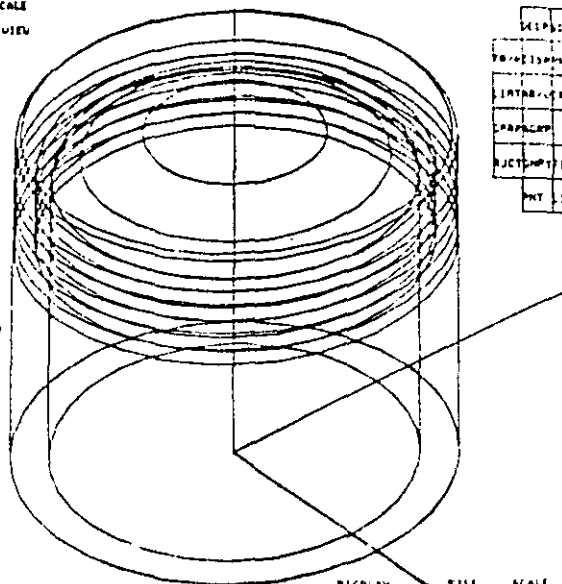
2.

Design Model Half Section —
Using standard function routines, create points, arcs and lines that define a half section of the model.



3.

Create Fully Surfaced Model — Using translate, rotate and generation of surfaces routines, create in one operation a fully surfaced, three-dimensional model.



6

Dimension Draw and Make Hard Copy
Activate the dimension mode and dimension the drawing; activate hard copy routine to initiate the off-

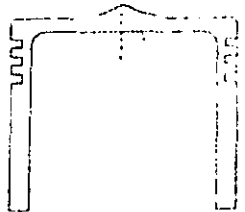
VOLUMETRIC PROPERTIES

CUPT	0.0000000000	US GAL	0.0000000000
INCH	0.0000000000	INCH	1.0000000000
MM	0.0000000000	MM	25.4000000000
FT	0.0000000000	FT	12.0000000000
CM	0.0000000000	CM	2.5400000000
DM	0.0000000000	DM	254.0000000000
MM	0.0000000000	MM	25.4000000000
CM	0.0000000000	CM	2.5400000000
DM	0.0000000000	DM	254.0000000000
MM	0.0000000000	MM	25.4000000000
CM	0.0000000000	CM	2.5400000000
DM	0.0000000000	DM	254.0000000000

SURFACE AREA PROPERTIES

AREA	0.0000000000	CM ²	0.0000000000
IN ²	0.0000000000	IN ²	0.0000000000
FT ²	0.0000000000	FT ²	0.0000000000
MM ²	0.0000000000	MM ²	0.0000000000
CM ²	0.0000000000	CM ²	0.0000000000
DM ²	0.0000000000	DM ²	0.0000000000

and displays the
Pick contiguous
through
ation



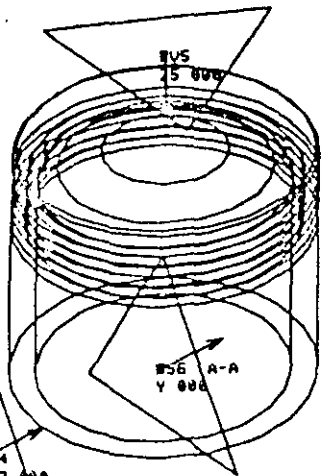
PRINT DATA

DATE	11/25/81	TIME	11:25:21
USER	0025876583	PRINTER	11/25/81
FILE	0.00000000	PLT FILE	0.00000000
SCALE	0.00000000	SCALE	0.00000000

5.

Assign View Planes and Create Part Drawing —

Assign view planes which correspond to the desired two-dimensional views and section cuts needed to create the



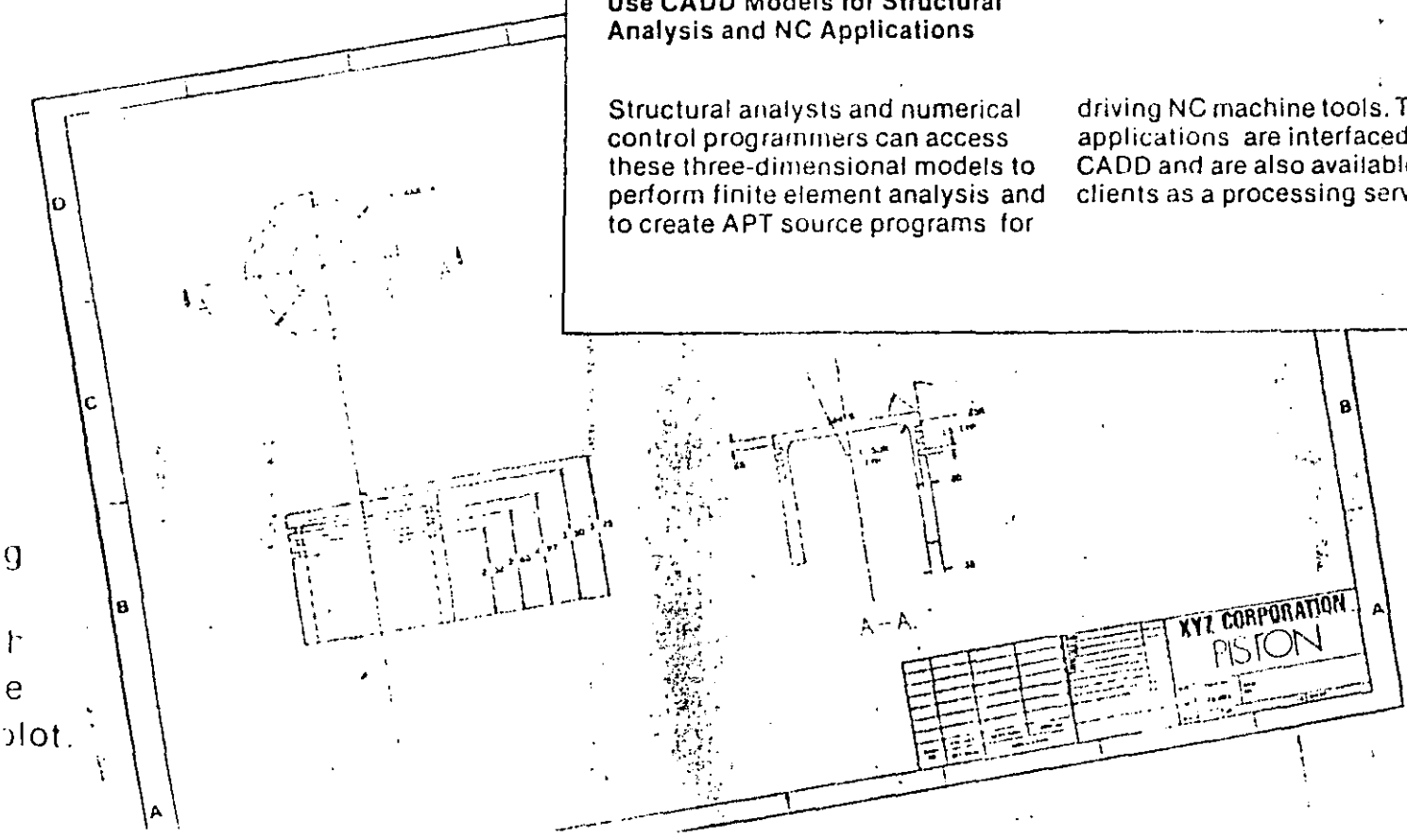
HELP	PLAN	FILE
FR. DISPL	PLAN	SECTION
SURF	PLAN	SECTION
SECTION	SECTION	SECTION
SECTION	SECTION	SECTION
SECTION	SECTION	SECTION
SECTION	SECTION	SECTION

engineering drawing. Activate the part drawing function based on those section planes; CADD automatically generates the required views and files the drawing.

MODEL SIZE
DISPLAY TYPE FILE SCALE
ERASE MENU VIEW
REDISPLAY

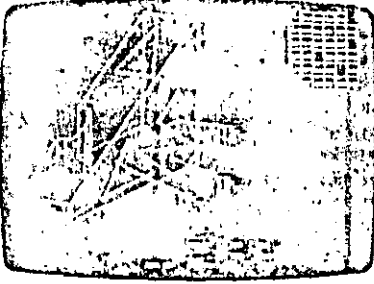
Use CADD Models for Structural Analysis and NC Applications

Structural analysts and numerical control programmers can access these three-dimensional models to perform finite element analysis and to create APT source programs for driving NC machine tools. These applications are interfaced to CADD and are also available to clients as a processing service.

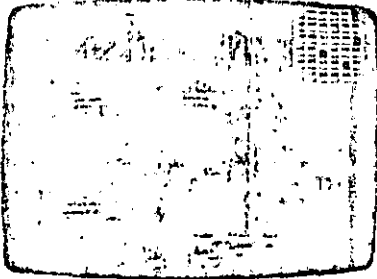


g
r
e
plot.

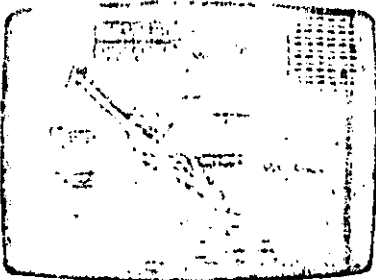
for Fully Surfaced, 3-D Design



3-D Fully Surfaced Models

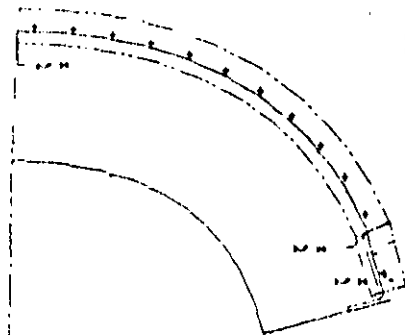


Part Drawings



3-D Kinematics Analyses

The CADD graphics system allows you to actually see the product develop as it is conceived. Critical positions of moving parts are easily displayed for real-time analysis. Geometric models are quickly changed and rechanged through interactive, man-machine communication. Models developed during the design phase are stored in CADD and automatically converted to detail drawings by operator command.



DISCIPLINE	DATE	BY	CHKD
DESIGN			
ENGINEERING			
MANUFACTURING			
SALES			
MARKETING			
FINANCE			
ADMINISTRATION			





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

PROGRAMAS DE DISEÑO PARA CALCULADORAS
PROGRAMABLES

ABRIL, 1985

CHAPTER 11

THE PROGRAMMABLE
POCKET CALCULATOR

11-1 INTRODUCTION

As mentioned in the preface, the premise of this book is that the pocket calculator provides the analyst with a new dimension capability. The programmable pocket calculator, in the author's opinion, is yet another advance in pocket computing capability for the scientific analyst.

From the analyst's viewpoint, the most significant use of the pocket calculator may turn out to be as a teaching machine. The usual approach to learning a new discipline or a new technology involves four steps:

1. Studying the discipline in the textbook fashion.
2. Identifying or developing the mathematical tools that have been useful for solving the discipline's problems.
3. Working the "textbook" problems to learn the details and subtleties of the discipline through quantifying the problems with numbers, tables, graphs, and drawings.
4. At least two to three years of application of the mathematical models by working in the discipline itself.

The last step in this process takes one from the textbook-type knowledge to actual knowledge of the discipline itself. Here, the mathematical models are usually more complex, requiring many subtle considerations. For example, Fourier analysis as studied in the textbooks is often confined to Fourier series and Fourier integral representations of continuous functions defined on the entire domain of the reals. In practical harmonics analysis, the functions are usually finite in length and the data are usually

sampled, requiring "window carpentry" filtering of the data prior to conducting the harmonic analysis. These "practical problems," while discussed in textbooks, are rarely given the consideration that they require in actual data handling problems.

With the advent of the programmable pocket calculator, the analyst now has libraries available for many disciplines other than his own. These libraries have been developed by persons highly experienced in their disciplines. By merely securing the standard library for a specific discipline, the analyst who has a programmable pocket calculator can, in a matter of weeks, become familiar with the programs and mathematical tools used in the discipline. Having acquired experience with practical programs, he can then focus his attention on the problems in his discipline and how to use the programs to solve them. In a sense the learning process is reversed. The analyst begins with the ability to numerically evaluate problems with which he is only vaguely familiar. These are practical problems, however, and involve mathematical models that have passed the test of time in practical analysis. Under the guidance of a person experienced in this new discipline, the learning process is fast.

The programmable pocket calculator is a good teaching machine also in that it is portable and the learning can be conducted in the comfort of one's own home. In the past, the numerical evaluation of most practical engineering problems was usually done on either a digital computer or a programmable desk-top calculator at work (provided that the analyst could justify his request for a budget to run the computers). Now the analyst can study even the more complex aspects of any given problem or discipline at home, where most of us do our homework anyway. Furthermore, the analyst learns more quickly now because he spends most of his time thinking and deriving, with a minimum of effort (stroking the key strokes) on numerical evaluation.

The next most important capability that the pocket calculator brings to the scientific analyst is the iterative computation of numbers and the preparation of extensive tables and graphs (involving many point pairs) for a more extensive set of problems than could be handled on the nonprogrammable pocket calculator. For the many consultants and small engineering organizations that do not have a computer facility, the programmable pocket calculator can bring to each member of the staff tremendous computing power.

Scientists and engineers usually do not compute, but develop the formulas that are used to compute the numbers and thus provide the insight to solve problems. The pocket calculator allows the analyst to begin with a top-level mathematical model of his process and refine it very quickly by testing the model numerically. Here he develops a system of equations that he thinks will describe a process or solve a problem and uses the pocket

calculator to numerically evaluate the equations so that the results can be compared with what is observed about the system. The analyst judges the degree to which the model can satisfactorily predict the behavior of the process. Any major discrepancies lead to revisions and improvement in the model. Thus, while Newton's laws and Lagrange's equations generate the equations of motion of a process that, when solved, will predict its behavior, the numerical comparison between the actual observed behavior and the predicted behavior may indicate that certain elements are left out of the models. In the Newtonian formulation of mechanics this would lead to more comprehensive free body diagrams to better understand the system and thus to derive better mathematical models. In the Lagrangian formulation of mechanics it would lead to the development of a more refined Lagrangian which would have more energy terms to account for the additional elements in the system.

We see, then, that the pocket calculator does not improve the "method" for generating the equations of motion but helps to improve the mathematical model to which the methods are applied. This development of mathematical models using numerical testing is a convenient and fast operation with the programmable pocket calculator. There is no waiting for a batch-processed computer run to be made to get the data for improving the model. There are no "charge numbers" or budget required to permit the analyst to use the computer. On the programmable pocket calculator the cost of the run is in the "noise" of the electric bill. Finally, when an acceptable mathematical model is developed, the analyst can transfer the model to a magnetic tape strip and store the model for future use—a convenient means for conserving the energy spent preparing the mathematical model. Furthermore, the key data used in the analysis of a problem can also be stored on the magnetic tape for future reference.

Thus the programmable pocket calculator also provides an effective means of documenting an analysis. The analyst can collect a magnetic tape library at relatively small expense, requiring minimal storage space at relatively low cost.

Finally, the programmable pocket calculator provides the engineer with portable low-cost computing power for use in the field, in his car, at his customer's location, or in the convenience of his home.

11-2 HARDWARE CONSIDERATIONS

The programmable pocket calculator has the following parts:

1. The arithmetic unit, that is, the combination of registers that perform the arithmetic.

2. The memory, which stores numbers and instructions as programmed from the keyboard or from stored programs on magnetic tape.

3. The firmware associated with the calculator, that is, its "hard wired" programs and instruction set that are already built into the calculator.

Calculators perform numerical calculations only, as opposed to computers, which are alpha-numeric data processors. Today's programmable calculator, and any that might be expected in the near future, will only be limited in the fact that they perform numerical calculations and not alpha-numeric operations. Apart from this, the pocket calculators are similar to digital computers. Specifically data can be stored in memory, recalled to the arithmetic registers or arithmetic unit, and processed and restored in memory following the sequence of preprogrammed operations. An essential and interesting difference between the typical calculator and its digital computer counterpart is that many calculators operate in decimal rather than binary arithmetic. The reason is that decimal arithmetic involves less electronics for the special-purpose calculators than would conversion from decimal to binary and back again, as on general-purpose digital computing machines. Memories therefore are often set up in integer multiples of 10, as is the number of registers in the computing machine. For example, certain pocket calculators have one constant storage register and four arithmetic registers, in which the register arithmetic is performed. Ten additional storage registers are available in an advanced model of the basic calculator. The HP-65, has 100 programmable steps that can be put into memory.

The memory in most programmable calculators can be expected to be a set of registers in conjunction with the operating stack for performing register arithmetic and for scratch-pad storage during the execution of a program. From the standpoint of memory for storing numbers, there are only the registers in the stack plus the scratch-pad registers for number storage and manipulation. For example, if there are 9 scratch-pad registers and 4 stack registers, there are 13 total storage locations for storing numbers generated by a program. There is, however, memory for integer multiples of 10 keyboard instructions. For example, in the HP-65, 100 instructions can be stored in the calculator for sequential operations. That is, a program of 100 *key strokes* on the keyboard of the machine can be stored and executed automatically. Though numbers can be programmed into the calculator, using the 100 storable key strokes is relatively inefficient. Instead, the numbers can be input into the scratch-pad memory directly as opposed to inputting a 13-digit number into memory with 13 key strokes. This is perhaps the only important distinction between programmable pocket calculators and the standard digital computer. The programmable pocket calculator can be expected to store about 100 to

100,000 *key strokes*, not 13-digit numbers. Thus when we say that a digital computer has 32k 16-bit words or that a desk-top calculator has 4k 12-bit words, for the pocket calculator we say that it can store 100 or so *key strokes*. This might seem somewhat limiting, but actually most pocket calculator problems involve fewer than 100 key strokes. With a 100-stroke memory capability we can evaluate rather advanced mathematical functions and program fairly sophisticated iterative procedures for solving difficult problems.

The speed with which the pocket calculator processes the 100 instructions varies from calculator to calculator. From 10 to 1000 instructions per second can be expected from present-day pocket calculator electronic circuitry.

11-3 FIRMWARE

The firmware consists of the instruction set built into the pocket calculator and "called" from its keyboard. The basic instruction set usually contains all of the functions on the keyboard of the scientific calculator and a set of special functions associated with the programming aspect of the programmable pocket calculator. These include the following:

1. The GO-TO instruction. This instructs the calculator to perform the instruction at the n th step in the stored program. Thus GO-TO 50 would tell the computer to perform the instruction at the fiftieth step in the program.

2. The JUMP instruction. This instructs the calculator to jump the next two steps. It is expected that this instruction will be a natural part of all programmable calculators, and the two steps that are skipped are usually GO-TO type instructions. Thus the JUMP instruction with the GO-TO instruction permits the calculations to be looped iteratively in the computer program.

3. The DECREMENT AND JUMP ON ZERO instruction. This instruction, which can reasonably be expected in programmable calculators, examines the contents of one of the scratch-pad storage registers. If the register is not zero, it decrements the register by 1 and continues. When the register is zero, it will perform the JUMP operation.

4. The LOGICAL or TEST FLAG instruction. The flag can be set equal to 1 or zero, thus controlling the data flow in a calculator program, based on whether the flag is 1 or zero. Usually, the test flags or Booleans can be set manually on the keyboard or, since it is a keyboard instruction, with the program.

5. The STOP instruction. This is an instruction to stop the program.

6. The TEMPORARY STOP or RUN/STOP instruction. The calculator is told temporarily to stop, usually for the purpose of data input or data output.

Other keyboard instructions that can be expected to be found on the typical programmable pocket calculators are the DELETE function, the NO-OP function, and the SINGLE-STEP function. The SINGLE-STEP function permits the program to be processed or reviewed a single step at a time. This is for the purpose of debugging the program and examining or modifying the program by stepping up to the location in the instruction sequence that is to be modified or changed and the DELETE function instruction used to delete the previously programmed instruction, leaving it available for reprogramming. Finally, the NO-OP function can be used to fill memory with an instruction not to perform an operation. In this way, the remaining steps of a program can be safeguarded against accidental programming of the instruction sequence with undesirable program steps.

The firmware in a programmable pocket calculator can also include a keyboard for performing user-defined functions—functions that are programmed in a normal manner by a sequence of key strokes telling the calculator how to execute the function. Of the firmware just discussed, only the latter uses part of the programmable memory; the former functions are part of the keyboard sequence and thus are designed into the electronics of the calculator.

11-4 SOFTWARE

The software in programmable calculators is usually a magnetic tape strip, a magnetic card strip, or a tape cassette that is used to both read in and read out data and instructions from- or -to the memory of the calculator. It can be expected that manufacturers will provide preprogrammed software for performing analysis for many disciplines. In fact, it is precisely this software that permits a single pocket calculator to be programmed to perform special-purpose calculations in many disciplines. In a discussion with the Chief Engineer on the HP-65 Program, Chung Tung, the author was informed that it was precisely this motivation that led Hewlett-Packard to develop the HP-65, the first of the programmable pocket calculators.

The software associated with any pocket calculator would usually be developed so that problems involving more than 100 instruction sets and requiring more than the scratch-pad storage provided by the stacks plus scratch-pad memory can be programmed on a series of mag tapes or mag

card strips. In attempting to see how far this process could be carried, the author programmed an 11-card sequence on the HP-65 for executing the lateral and vertical channels of an automatic landing system simulation which involves the numerical integration of a 14th-order continuous dynamic process, including saturation limits and other hard-stop nonlinearities. While somewhat impractical to use, it does point out the flexibility of this method when general-purpose computing machines are not available—when the calculation is required in the field or when research is being conducted away from the computer center.

A similar procedure can be used for storing data in excess of the 100 key strokes plus the limited scratch-pad storage available in the pocket calculator.

11-5 PROGRAMMABLE POCKET CALCULATOR TECHNIQUES

The basic procedure for solving a problem on the programmable pocket calculator is as follows:

1. *Definition of the problem.* The generic types of problem that are conveniently solved on the pocket calculator are data processing (which includes interpolation, extrapolation, and filtering), the numerical evaluation of functions, the solution to systems of equations (whether algebraic or differential), the simulation of continuous processes, the frequency-domain analysis of data, and the statistical analysis of data. All these topics are covered in this book.

2. *Preparation of a math flow of the sequence of key strokes required.* For this the equations for solving the problem must be determined and the sequence of key strokes to numerically evaluate the equation must be worked out in a form that can be solved explicitly, implicitly, or by a combination of both. The preparation of the math flow will, by definition, identify the control operations for automatic execution of the key strokes.

3. *Programming of the calculator by keying in the key stroke sequence, including control operations.* Once the program is stored in memory, it is useful to load it onto a mag-tape strip so as not to inadvertently destroy the program. It is reasonable to expect that programmable calculators will have an ERASE BEFORE WRITE tape load function. Thus reprogramming or redefining the program or modifying the program can be restored on the same mag-tape strip or cassette by simply reloading the program on the mag-tape strip.

4. *Verification and checking of the program* by tests with all numerical values set equal to zeros, 1, or a single sequence of numbers that permit testing the program and its loops.

5. Running the sequence automatically with the actual problem data.

As an example, consider the problem of analyzing a low-pass filter. Figure 11-1 shows the three steps in the mathematical modeling process. First, the physical block diagram model of the process is drawn, including all of the hardware elements, the system inputs, and the system outputs. In this particular case we have a high-gain amplifier with impedance networks on the forward and feedback loops, which result in the passage of the low-frequency components of the input signal to the output while attenuating the high-frequency components. The mathematical block diagram of this filter in Laplace transform notation is the second step in the modeling process shown in the figure. The frequency response of this filter can easily be determined by replacing S with $j\omega$ and computing the transfer function of the filter algebraically. For the more difficult problem of determining the time-domain response of the filter to arbitrary forcing functions, it is necessary to prepare the differential equation that models this physical program. This is the third step in the modeling process shown at the bottom of Figure 11-1. The next step is to prepare a math flow for the low-pass filter mathematical model.

The math flow visualizes the way in which the problem is intended to be solved on the programmable pocket calculator. As shown in Figure 11-2.

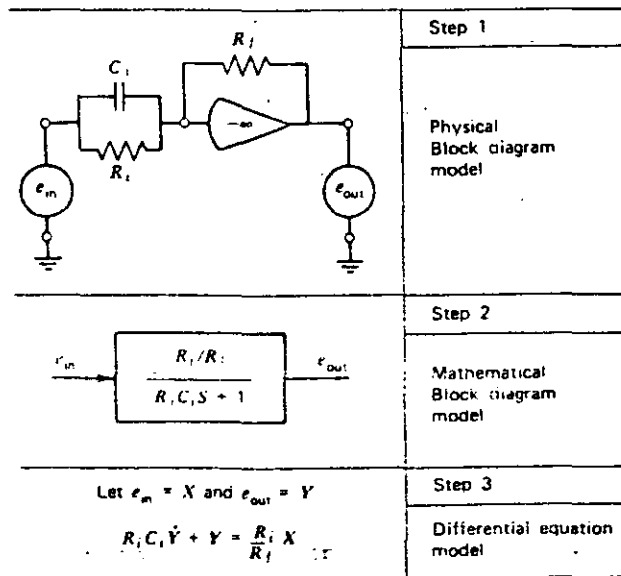


Figure 11-1 Low-pass filter mathematical model. S = Laplace transformation operator.

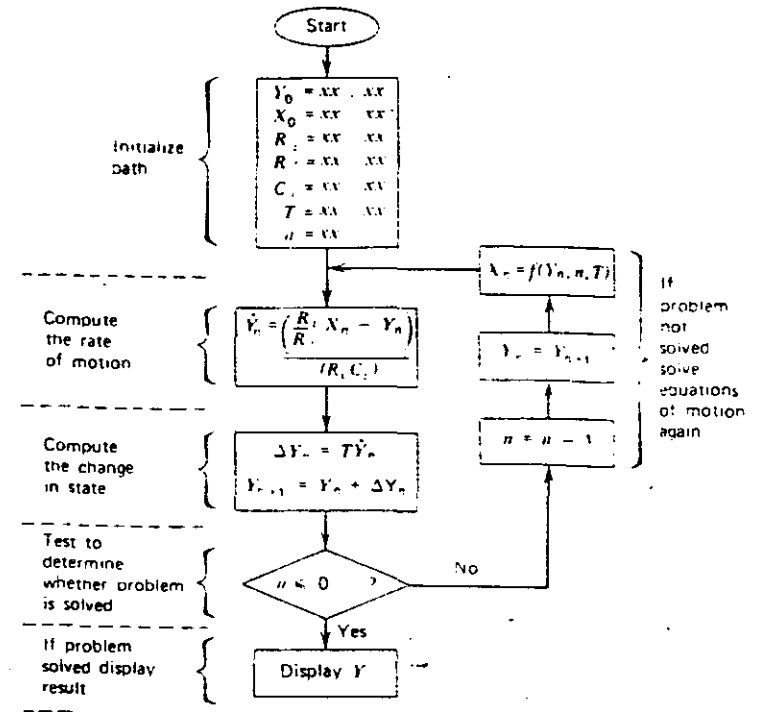


Figure 11-2 Math flow of low-pass filter mathematical model.

the first task is to initialize the problem with the state variables and parameters in the problem, together with the coefficients involved in the numerical integration process for solving the differential equations of motion of the low-pass filter and the control variable that is used to determine the computing path within the math flow. In this case the initial state vectors are the initial values of the filter input and output, the parameters are the resistance and capacitance of the filter, the parameter associated with the numerical integration process is the integration step size, and the control variable is the number of steps that we will take through the system of differential equations to compute the filter's response at a time nT .

After traversing the initialization path, the calculator is programmed to compute the rate of change of motion of the filter output. On computing the rate, the next step in the math flow is to compute the new value of the filter output, which is then followed by a test to determine if the calculations are to be stopped. In this example we ask if 100 passes through the system of equations have been taken. When the answer is yes, results are

displayed in the display register. If the answer is no, another pass through the system of equations of motion is made (after renaming the variables and computing the forcing function for the next step, of course). In this example we simplify the situation by examining only the step response of the filter. The calculation of the forcing function in the closed-loop feedback process then is not necessary. This has no effect on the general nature of this discussion, since computing the forcing function is a straightforward process when it is necessary.

Table 11-1 illustrates the third step in the problem-solving procedure—preparing a key stroke sequence that can be programmed on the pocket calculator. In this example, the HP-65 calculator was used and some attention must be given to the details of its implementation on the HP-65

Table 11-1 Preparation of a Key Stroke Sequence

Math Flow	Math Flow	
	Key Stroke	Function
Initialization Path	LBL-A	Label the initialization path A
	R/S	Stop then input and store y_0
	STO-1	
	R/S	Stop then input and store x_0
	STO-2	
	R/S	Stop then input and store R_i
	STO-3	
	R/S	Stop then input and store R_f
	STO-4	
	R/S	Stop then input and store C_i
STO-5		
R/S	Stop then input and store T	
STO-6		
R/S	Stop then input and store n	
STO-8		
Identify loop closure points	LBL-1	Label this step "1"
Compute rate	RCL-2	Recall x
	RCL-3	Recall R_i
	RCL-4	Recall R_f
	+	R_i/R_f
	×	$(R_i/R_f)x$

to understand this step of the procedure for solving problems on the programmable calculators. Though this key stroke sequence was programmed on the HP-65, it is typical of the key stroke sequences one would expect to encounter on most programmable pocket calculators.

The first 15 steps shown in Table 11-1 are the steps taken along the initialization path. The sequence begins by labeling the initialization path A to distinguish it from the normal feedback path which begins at step 16 and is labeled 1 (it identifies the point at which the feedback path loop closure occurs). The steps 2 through 15 involve automatically stopping to input a number on the keyboard and then manually starting the program again to store the keyboard number in memory. For example, step 2 stops the automatic program sequence so that the variable y_0 can be input on

Table 11-1 (Continued)

Math Flow	Math Flow	
	Key Stroke	Function
Compute rate	RCL-1	Recall y
	CHS	$-y$
	+	$(R_i/R_f)x - y$
	RCL-3	Recall R_i
	RCL-5	Recall C_i
	×	$R_i C_i$
Compute state	+	$\frac{(R_i/R_f)x - y}{R_i C_i} = y$
	RCL-6	Recall T
Test for problem being solved	×	$\Delta y = Ty$
	RCL-1	$x = y + \Delta y$
	+	
Go through equations of motion again if not solved	STO-1	$y_n = y_{n+1}$
	DSZ	Test register 8 for zero. If zero, skip next step and proceed
Display results	GTO-1	If R-8 not zero then go to step "1" and decrement R-8 by one and go to 1
	R/S	Display y

the keyboard and then stored in location 1 (step 3) when the RUN-STOP key is again stroked (step 2). When operating, the computer will automatically progress to the first RUN-STOP (which is step 2), will stop, the variable Y_0 is manually input through the keyboard into the display register, and when the RUN-STOP key is stroked, the variable Y_0 will be stored in memory register 1 (step 3). The computer will then automatically proceed to step 4 where it will stop to await keyboard input of X_0 and the associated RUN-STOP key stroke to allow the program to proceed to step 5 which is to store the contents of the display register in memory register 2. This procedure of initializing the program continues until step 15 where the loop closure point is identified by labeling that particular step as step 1.

The next 12 steps compute the filter output rate according to the differential equation shown in Figure 11-2. Updating the filter output is done in the next five steps of the program. Then a test is made to see if 100 passes through the equations of motion have been completed. This is the step beginning with the key stroke DSZ, which means "decrement and skip on zero." The function of the DSZ is to test register 8 for zero. If register 8 is zero, the next step in the program will be skipped. In this example if register 8 is zero, the calculator will jump over the GO-TO instruction and go immediately to the RUN-STOP instruction where the program will stop and the latest value of Y will be displayed in the display register. If, however, the contents of register 8 are not zero, then the program will not skip the GO-TO instruction—it will go to the step labeled 1 and simultaneously the contents of register 8 will be decremented by 1. In Hewlett-Packard's implementation of the DSZ function, register 8 is used for the contents of the number of steps to be made in an iterative procedure. For other pocket calculators, it can be expected that other implementations of this DSZ function can be made. They all have one thing in common, however: the decrementing of *some* register and skipping the next step if the register's contents are zero. If it is not zero, the next step will not be skipped; however, the contents of the test register will be decremented by 1.

The careful reader will remember that the author recommends terminating an iterative procedure based on a test of the number of iterations if at all possible. Again, the reason is that for many iterative procedures an estimate of the number of steps to solve the problem can usually be made. This solution often gives insight into the convergence properties of the problem, which is helpful in establishing confidence in any result. For these problems where estimates of steps that should give the solution are known, the DSZ function is a "natural" test procedure and thus is particularly important in pocket calculator analysis.

Table 11-2 shows three *static check cases* used to check this program. Simple static tests of a program can often be made with numbers that are

Table 11-2 Preparation of a Check Case

Check Case 1	Check Case 2	Check Case 3
Let $Y_0=0$	$Y_0=1$	$Y_0=1$
$X_0=1$	$X_0=1$	$X_0=0$
$R_i=1$	$R_i=1$	$R_i=1$
$R_f=1$	$R_f=1$	$R_f=2$
$C_f=1$	$C_f=1$	$C_f=3$
$T=1$	$T=1$	$T=2$
$n=1$	$n=1$	$n=1$
Then $\dot{Y}=1$	$\dot{Y}=0$	$\dot{Y}=-\frac{1}{3}$
$\Delta Y=1$	$\Delta Y=0$	$\Delta Y=-\frac{1}{3}$
$Y_n=1$	$Y_n=1$	$Y_n=\frac{1}{3}$
Display $Y_n=1$	Display $Y_n=1$	Display $Y_n=\frac{1}{3}$

quite unlike the physical characteristics of the process being studied. In this particular set of check cases, only zeros and 1 were used in the first two cases and zero through 3 for the third. It is important to develop dynamic check cases by either using an alternate means to solve the problem or a predetermined analysis of a simplified version of the problem. This is not shown as our straightforward example. The material covered in Chapter 7 is an example of the numerical methods that can be used to generate an independent check case on the dynamics of the solution of problems involving this type of differential equation. The idea would be to compare the results of a solution generated with a recursion formula with those of the solution generated here by using Euler numerical integration.

Table 11-3 illustrates the fifth step in the problem-solving procedure where the computer makes 100 passes through the equations to compute the filter's response at 1 second, with the filter design parameters being varied. The reader may be interested to know that the material for this example was developed and programmed and the sequence of solutions was run in approximately 17 minutes. The static check cases were run in 20 seconds, and the three 100-step solutions were run in approximately 3 minutes.

Further illustrations of the power of the programmable pocket calculator to solve problems are given in Chapter 12, where optimization problems with the penalty function method for handling equality constraints are programmed and example solutions are run to exemplify the calculator's use for this type of analysis.

Table 11-3 Running of the Automatic Sequence to Study the Unit Step Response of the Filter

Examples of 100-Step Solution Cases at $T=0.01$			
Time	$R_i = 1 M\Omega$ $R_f = 1 M\Omega$ $C_i = 1 \mu f$	$R_i = 2 M\Omega$ $R_f = 2 M\Omega$ $C_i = 1 \mu f$	$R_i = 2 M\Omega$ $R_f = 1 M\Omega$ $C_i = \frac{1}{2} \mu f$
1 second	$y = 0.63396766$	$y = 0.39422956$	$y = 1.26793532$

It is worth pointing out that as the calculator is programmed, the key strokes are displayed according to their row-column location on the keyboard. For example, if the key that is at the intersection of the third column of keys and the second row of keys is depressed, a "32" is displayed in the register window. In this way, the programmer can monitor the programming of the process to ensure that the desired program is being stored in memory. This is also used in conjunction with the single-step key to review a program that is already in memory and, when necessary, to single-step up to the point where a change is to be made.

Relational tests that are not used in this example, but which can be expected in programmable pocket calculators, include those of whether a register is greater than, equal to, or less than the contents of another register. In the Hewlett-Packard 65 implementation, the relational tests are conducted in conjunction with the ninth memory register. As mentioned before, with the DSZ function it can be expected that other implementations will be available in other programmable pocket calculators.

Finally, a point well worth making is that in the preparation of any computer program on any programmable calculator (where there is more than enough memory for the problem), it is advisable to include additional RUN-STOP operations in long programs to display intermediate results while writing and checking the problem. When the program is finally checked out, the unwanted stops can be deleted. The deletion procedure is simply to single-step to the RUN-STOP and then use the DEL instruction to eliminate the RUN-STOP instructions used for checkout purposes.

11-6 METHODS OF ANALYSIS ON THE PROGRAMMABLE POCKET CALCULATOR

There are three basic types of numerical methods for solving problems on the programmable pocket calculator. In the explicit method the equations

to be numerically evaluated are simply programmed on the calculator, thus eliminating the need for manually working out the sequence of key strokes to solve the problem. A manual optimization problem is a good example. Assume that the top-level cost model for some satellite programs takes the form*

$$C = n \left[\underset{\text{procurement}}{30 + \left(\frac{M-1}{1.5} \right) 30} \right] + 4 \left[\underset{\text{research, development}}{30 + \left(\frac{M-1}{1.5} \right) 30} \right] + 0.4 \left[\underset{\text{tests, and engineering}}{30 + \left(\frac{M-1}{1.5} \right) 30} \right] \frac{T}{M} + \underset{\text{ground support}}{2T} + \underset{\text{launch costs}}{\frac{22T}{M}}$$

which involves 69 key strokes for their numerical evaluation and the use of four scratch-pad storage locations. The program is tabulated in Table 11-4.

It is clear from the cost model that the mean mission duration of the satellite plays a dominant role in the cost equation. If the mean mission duration is small, the number of launches (T/M) is large, and the cost associated with each launch results in high total program cost. If the mean mission duration is large, the cost associated with the design and development of the satellite is large, which also leads to a high total program cost. Clearly, somewhere in between is a minimum total program cost. To determine it, we use a sequence of solution values for the cost equation, as shown in Table 11-4. It is apparent that a satellite mean mission duration of ~ 1.25 years minimizes the total program cost.

The preparation of Table 11-4 on the programmable pocket calculator involved 61 key strokes to program the calculator and 100 key strokes for data entry and manual program iteration. The entire procedure took 14 minutes, including checkout. When the table was manually prepared without using the programming feature of the calculator, the table took approximately 45 minutes to prepare. While the time saving shown here is typical of pocket calculator analysis, what is not shown (but what is equally important) is that had the total program cost model given unexpected or unexplained results that would have required its modification, only 3 minutes would have been required to incorporate the cost model

* n = number of satellites;

M = satellite mean mission duration;

T = total program lifetime; and

C = total program cost—millions of dollars.

Table 11-4 Total Program Cost for the XYZ Satellite Program

Number of Satellites	Program Duration (years)	Mean Mission Duration (years)	Total Program Cost (millions)
2	5	0.25	650
2	5	0.50	453
2	5	0.75	401
2	5	1.00	385
2	5	1.25	383
2	5	1.50	389
2	5	1.75	399
2	5	2.00	411
2	5	2.25	425
2	5	2.50	440
2	5	2.75	456
2	5	3.00	473
2	5	3.25	490
2	5	3.50	508
2	5	3.75	525
2	5	4.00	544
2	5	4.25	562
2	5	4.50	580
2	5	4.75	599
2	5	5.00	618

modifications and to prepare a new Table 11-4. With the programmable calculator, the modification would have been reprogrammed only for that part of the program where it was required. The entire program need not necessarily be rewritten. Then only an additional 100 key strokes would have been needed to prepare another version of Table 11-4.

The second method of problem solving is the implicit method. An implicit equation is prepared and solved as discussed in Chapter 9 on determining zeros of a function. The procedure there would be to program the iterative procedure so that the solution to the implicit equation satisfies an error criteria established by the analyst.

The final procedure is neither implicit nor explicit. It is simply a brute-force search for the solution to an equation or system of equations by systematically testing regions where the solution is expected to exist and retaining only the value (or values) in the region that best satisfies the

equation to be solved. Of the three methods, the latter is the most systematic, involving the least number of calculations and taking maximum advantage of the programmability feature of the pocket calculator. The only test that needs to be done is to determine whether the equation, when a solution is computed at a test point, is better satisfied with the best solution currently being used than with any previous test solutions. If it is, the new test point is stored in memory and the old one erased (or retained if it is desirable to monitor the convergence of the process). If it is not, the systematic search algorithm proceeds to the next test point, retaining the best previous test point. Of the iterative implicit and systematic search methods, the latter is the least efficient but involves the fewest programming steps, while the former method is more sophisticated, requiring logical tests and search algorithms, such as Newton's method.

From the analyst's viewpoint, the explicit mode of computer solution, where the analyst is involved in selecting the conditions to substitute into the computer program (manual iteration), is at best a gross procedure but requires only a few quick iterations, since the manual interaction will lead to a closing in on the gross solution fairly rapidly. The implicit method results in solutions that are difficult to develop with man-machine interaction because the precision with which the solution is to be determined is beyond the level at which the manual interaction can easily guess a better solution than a preprogrammed solution search algorithm (see Chapter 12).

Finally, the third method, while systematic and simple to program, results in the least efficient and least accurate solution to the problem. The accuracy can be refined through refined grids of possible solution values. The technique can be used for finding zeros of complex functions, such as those described in Chapter 9 on finding zeros of a function. It is a very practical and useful method when only a rough answer is required for a problem that takes a lot of key strokes to evaluate. Also, it is mentioned here as an example of the simplest form of problem solving available on the pocket calculator at a low programming overhead penalty.

CHAPTER 12

OPTIMIZATION

12-1 INTRODUCTION

No discussion of the programmable pocket calculator is complete without consideration of its optimization capabilities. The optimization problem has gained significance in engineering in the last few decades because it identifies the limit that practical design could approach if resources were unlimited. Practical engineering design usually is suboptimum design; the optimum is of vital importance nevertheless, since it identifies the ultimate design limit and optimum system capability.

Here we do *not* cover what is perhaps the key issue in any optimization work—the determination of what is to be optimized. Specifying precisely the payoff function in any systems analysis is a practical matter. It is perhaps the most difficult aspect of all systems analysis in that the computational analysis, once the payoff function has been identified, is almost a trivial matter in comparison to selecting the payoff function itself. In fact, commonly a number of payoff functions are identified and a system is optimized from a number of different viewpoints. The result is a group of optimized systems, which are studied to identify the most practical system.

Whatever the way in which optimization is applied in systems analysis, it is the analyst who must quantify the optimum system, from the standpoints of both its characteristics and its payoff. We therefore proceed to reexamine the fundamentals of optimization—for only the three simplest optimization problems: the parameter optimization without constraints, the parameter optimization with equality constraints, and the parameter optimization with inequality constraints. Though the simplest of the optimization problems, they are among the most frequently encountered. Also, they involve smaller programs than do the more sophisticated op-

timization problems and thus can often be handled on the pocket calculator. For these reasons, then, we reexamine the fundamental concepts of optimization to illustrate the optimization process by means of math flow and specific problems that can be programmed on the pocket calculator.

The approach used here is to first develop the mathematical concepts of these simple optimization problems and then discuss their numerical evaluation. The intention is to reacquaint the reader with the concepts of constraints, Lagrange multipliers, and the optimization terminology.

12-2 MAXIMA AND MINIMA

In most systems analysis the optimization problem amounts to maximizing the payoff function. This function is usually of the form "benefit divided by cost." As a system is developed and increasingly more money is spent on it, the benefits usually follow the law of diminishing returns. This is seen in Figure 12-1. It is also true that the benefits are usually accrued on a discrete basis as fixed amounts of money are spent on the system, rather than being continually accrued. It is apparent from Figure 12-1 that the benefit-to-cost ratio takes the shape shown in Figure 12-2. It is to the analyst's advantage, therefore, to maximize the cost-benefit curve or the payoff function in terms of the benefit-cost ratio.

From a more mathematical viewpoint, optimization involves either maximizing or minimizing a function $f(x_i)$. Specifically the objective is to identify those values of x_i that cause $f(x_i)$ to be a minimum or a maximum. Strictly speaking, we need only consider either the minimization or the

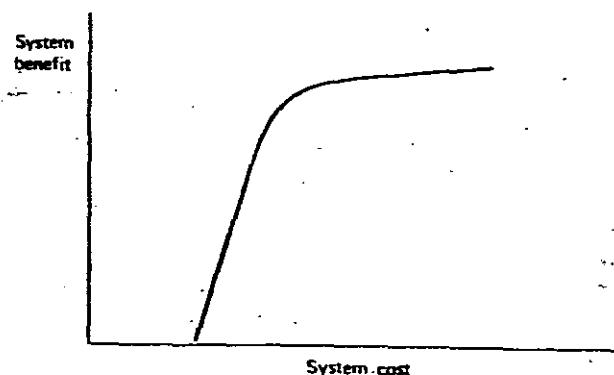


Figure 12-1 System benefit as a function of system cost.

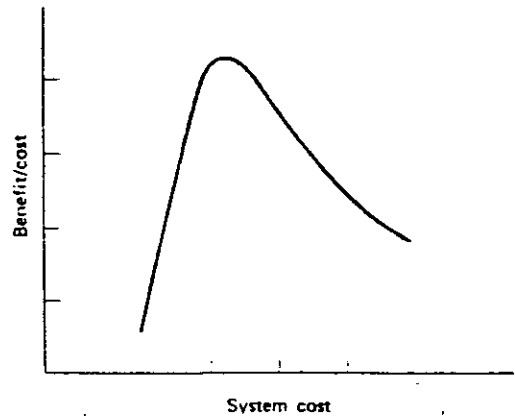


Figure 12-2 Cost benefit as a function of system cost.

maximization problem, but not both. The reason for this is that the values of x_i which maximize $f(x_i)$ also minimize $-f(x_i)$. The maximum of $f(x)$ occurs at the same place as does the minimum of $-f(x)$. We therefore discuss the optimization problem from the viewpoint of either extremum, but never both.

Perhaps the most familiar case in optimization is when the extremum of a single dependent variable is a function of a single independent variable. For a function of one variable, this means finding the point at which the derivative is zero and evaluating the function at that point. The value of the independent variable where the derivative is zero is only a necessary condition that the function be at an extremum: it is not sufficient. For example, a function can have a derivative equal to zero at a stationary point and not at a maximum or minimum. Thus it is necessary to check the second derivative to determine whether it too is at zero (a point of inflection). If it is not, the second derivative can be used to determine whether the extremum is a maximum or minimum depending on whether the second derivative is negative or positive. Thus the condition for the extremum of a single variable is

$$\frac{d}{dt}f(t) = 0 \quad (12-1)$$

$$\text{If } \frac{d^2}{dt^2}f(t) > 0, \text{ it is a minimum.} \quad (12-2)$$

$$\text{If } \frac{d^2}{dt^2}f(t) < 0, \text{ it is a maximum.} \quad (12-3)$$

And if $(d^2/dt^2)f(t) = 0$, it is a point of inflection.

For a two-variable function what is required is

$$\frac{d}{dx}f(x,y) = 0 \quad (12-4)$$

$$\frac{d}{dy}f(x,y) = 0 \quad (12-5)$$

Single variable optimization on the programmable pocket calculator was discussed in Chapter 11. It is worth mentioning again, however, that $f(x)$ can be conveniently programmed on the calculator and a search (manual or automatic) for the x that minimizes $f(x)$ can be quickly done. For complicated $f(x)$, the numerical value of the minimum $f(x)$ may be found more quickly on the calculator in this manner than by the analytical steps just outlined.

Optimization of functions of more than one variable force us to change notation at this point. In what follows, we use the notation of Bryson and Ho*:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_m \end{bmatrix} = \text{parameter vector} \quad (12-6)$$

We concern ourselves with the parameter optimization problems that involve finding the values of the m parameter x_1, x_2, \dots, x_m minimizing a payoff function that is a function of these parameters. We write the payoff function in the Lagrangian notation

$$L(x_1, x_2, \dots, x_m) = L(x) \quad (12-7)$$

The use of the programmable pocket calculator in solving optimization problems is presently limited to two or three dimensions, but it is quite useful for higher-dimension problems in computing "parts" of the problem as subroutines. In any case the pocket calculator permits optimization analysis of some complexity.

*See reference.

12-3 PARAMETER OPTIMIZATION WITHOUT CONSTRAINTS

If there are no constraints on x and if the function $L(x)$ has first and second partial derivatives, the necessary conditions for a minimum are

$$\frac{\partial L}{\partial x} = 0 = \frac{\partial L}{\partial x_i} \quad (12-8)$$

and

$$\frac{\partial^2 L}{\partial x^2} > 0 \quad (12-9)$$

Here we mean that the matrix whose components are $\partial^2 L / \partial x_i \partial x_j$ must have eigenvalues that are zero or positive. All x that satisfy $\partial L / \partial x = 0$ are called stationary points. When

$$\frac{\partial^2 L}{\partial x^2} > 0 \quad (12-10)$$

at the stationary points x_j , $L(x_j)$ is at a local minimum. If $\partial^2 L / \partial x^2 = 0$ at $x = x_j$, it is not possible to establish whether the point is a minimum. Such a point is called a singular point.

12-4 PARAMETER OPTIMIZATION WITH EQUALITY CONSTRAINTS

A more general optimization problem is to find the values of the "control parameters" u_1, \dots, u_m that minimize a payoff function

$$L(x_1, \dots, x_n; u_1, \dots, u_m) \quad (12-13)$$

where the n parameters x_1, \dots, x_n are determined by

$$f_1(x_1, \dots, x_n; u_1, \dots, u_m) = 0 \quad (12-14)$$

$$f_n(x_1, \dots, x_n; u_1, \dots, u_m) = 0 \quad (12-15)$$

Now, let

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \text{parameter vector} \quad (12-16)$$

$$u = \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix} = \text{control vector} \quad (12-17)$$

$$f = \begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} = \text{constraint vector} \quad (12-18)$$

Then the optimization problem is to find the vector u that minimizes

$$L(x, u) \quad (12-19)$$

where the vector x is related to u according to the constraint equation

$$f(x, u) = 0 \quad (12-20)$$

For a given optimization problem, the choice of which parameters to use as control parameters is not unique. The choice must be such that u determines x through the constraint equation.

A stationary point is one where $dL = 0$ for arbitrary du , while holding $df = 0$ (letting dx change as it will). Then we have

$$dL = L_x dx + L_u du \quad (12-21)$$

and

$$df = f_x dx + F_u du = 0 \quad (12-22)$$

Equation 12-22 may be solved for dx :

$$dx = -f_x^{-1} f_u du \quad (12-23)$$

By substitution, then, we have

$$dL = (L_u - L_x f_x^{-1} f_u) du \quad (12-24)$$

At the stationary point we see that for $dL=0$ for any du

$$L_u - L_x f_x^{-1} f_u = 0 \quad (12-25)$$

These equations together with the constraint equations determine the u and x at stationary points.

Another technique is to adjoin the constraints to the payoff function by a set of n "undetermined Lagrangian multipliers," $\lambda_1, \dots, \lambda_n$, as

$$H(x, u, \lambda) = L(x, u) + \sum_{i=1}^n \lambda_i f_i(x, u) = L(x, u) + \lambda^T f(x, u) \quad (12-26)$$

If we choose u (and thereby x through the constraint equations) so that $L = H$, and if we choose λ according to

$$\lambda^T = - \frac{\partial L}{\partial x} \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)^{-1}$$

then

$$\frac{\partial H}{\partial x} = 0$$

and

$$dL = dH = \frac{\partial H}{\partial u} du \quad (12-27)$$

Thus $\partial H / \partial u$ is the gradient of L with respect to u while holding $f(x, u) = 0$. At a stationary point, dL vanishes for arbitrary du ; which can happen only if

$$\frac{\partial H}{\partial u} \equiv \frac{\partial L}{\partial u} + \lambda^T \frac{\partial f}{\partial u} = 0 \quad (12-28)$$

Hence a stationary value of $L(x, u)$ must satisfy the equations

$$f(x, u) = 0 \quad (12-29)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = 0 \quad (12-30)$$

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 \quad (12-31)$$

where

$$H = L(x, u) + \lambda^T f(x, u) \quad (12-32)$$

12-5 THE GRADIENT METHOD

When $L(x, u)$ and $f(x, u)$ are complex, numerical methods must be used to determine the values of u that minimize H . Perhaps the most commonly used numerical method is that of *steepest descent* for finding minima.

Gradient methods are iterative algorithms for estimating u , so as to satisfy the stationary conditions $\partial H / \partial u = 0$ (see Figure 12-3).

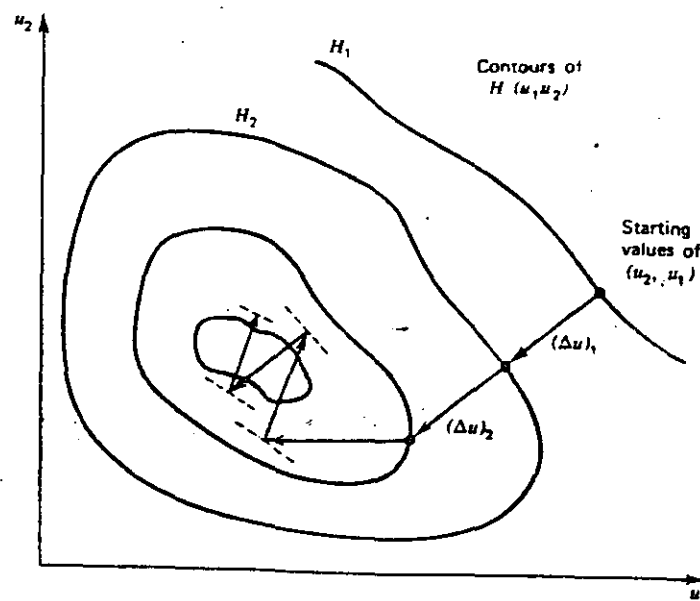


Figure 12-3 Gradient method. $(\Delta u)_1 = -k(\partial H_1 / \partial u)$, $(\Delta u)_2 = -k(\partial H_2 / \partial u)$. Note: search can overshoot when $-k(\partial H / \partial u) \gg 0$.

One procedure for using the gradient method is:

1. Estimate the values for u .
2. Compute x from $f(x, u) = 0$.
3. Compute λ from $\lambda^T = -(\partial L / \partial x)(\partial f / \partial x)^{-1}$.
4. Compute $\partial H / \partial u = (\partial L / \partial u) + \lambda^T (\partial f / \partial u)$.
5. Revise the estimates of u by amounts $\Delta u = -K(\partial H / \partial u)^T$ (K is a positive scalar constant).
6. Iterate, using the revised estimates of u , until $(\partial H / \partial u)(\partial H / \partial u)^T$ is very small.

The gradient method for finding a minimum is a hill-descending technique. Starting with an initial guess of u , a sequence of changes Δu is made. At each step Δu is in the direction of the gradient $\partial H / \partial u$ whose magnitude gives the steepest slope at that point on the hill. The choice of K involves judgment to ensure that the linearized prediction will be accurate and the process will be efficient (i.e., will not require many iterations). K will usually be varied in the sequence of iteration when it is thought that the minimum is near.

12-6 COURANT'S PENALTY FUNCTION METHOD

Another numerical method for optimizing with either equality constraints or inequality constraints is the Courant penalty function method. Suppose that we wish to minimize $\bar{L}(u)$ subject to

$$f(u) = 0 \quad (12-33)$$

For the penalty function method, we minimize

$$\bar{L} = L(u) + K \|f(u)\|^2 \quad (12-34)$$

subject to no constraints! Here K is large. If \bar{L} attains a minimum at y_0 , it is reasonable to expect that

$$f(u_0) \approx 0 \quad (12-35)$$

and

$$\frac{\partial \bar{L}}{\partial u}(u_0) \approx 0 \quad (12-36)$$

Computationally, the penalty function method is easy to use and understand and has been used with great success in certain parameter optimization problems. The Courant penalty function method does not always work, however, because large values of K tend to make a long, narrow and deep depression in the field of $\bar{L}(u)$ with the stationary point at the bottom of the depression. The problem with this is that the gradient is more likely to be evaluated on the sides of the depression than the end of the depression. This will result in estimates of the stationary point that jump back and forth across the narrow depression instead of running down the length of the depression. For example, minimizing

$$L = (y_1 - 2)^2 + y_2^2 \quad (12-37)$$

subject to $y_1 = 0$ has $y_1 = y_2 = 0$. The penalty function method minimizes

$$\bar{L} = (y_1 - 2)^2 + y_2^2 + Ky_1^2 = y_2^2 + \left[\left(y_1 - \frac{2}{1+K} \right)^2 / \frac{1}{1+K} \right] + \frac{4K}{1+K} \quad (12-38)$$

Contours of constant \bar{L} are ellipses with centers at $y_1 = (2/1+K)$, $y_2 = 0$. Figure 12-4 shows contours of constant \bar{L} .

Inequality constraints can be conveniently handled by the penalty function method as well. The approach is straightforward and illustrated by the following example: Minimize $L(y)$ subject to the constraint $f(y)$

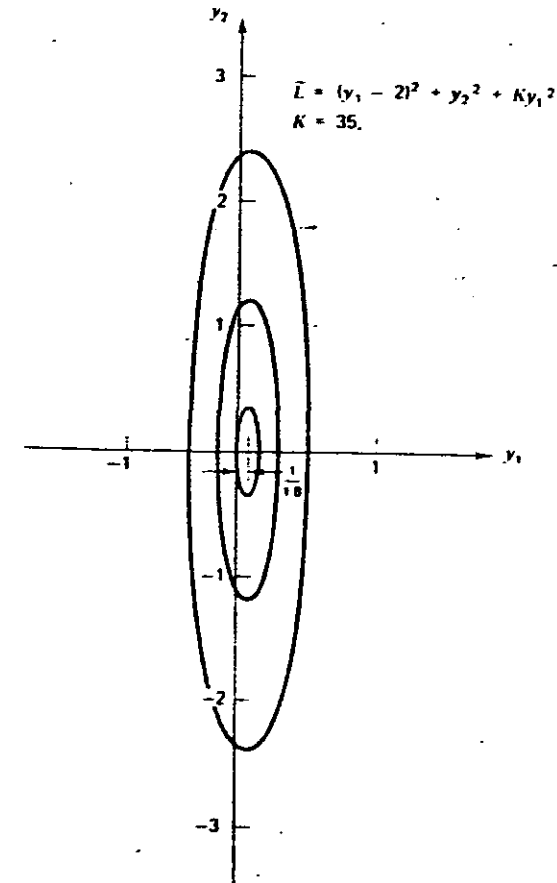


Figure 12-4 \bar{L} contours created by large penalty function coefficients.

< 0 . This problem is solved using the penalty function method by minimizing

$$\bar{L} = L(y) + KPf(y^2) \tag{12-39}$$

where P is defined as

$$P = \begin{cases} 1, & (f > 0) \\ 0, & (f < 0) \end{cases} \tag{12-40}$$

Examples of pocket calculator optimization with the penalty function and gradient methods for programmable pocket calculators follow.

Example 12-1 Find the stationary value of

$$L = \frac{1}{2} \left(\frac{x^2}{a^2} + \frac{u^2}{b^2} \right)$$

subject to the linear constraint

$$f(x, u) = x + mu - c = 0$$

(x is a scalar parameter and $a, b, m,$ and c are constants).

The curves of constant L are ellipses, with L increasing with the size of the ellipse. The line $x + mu - c = 0$ is a fixed straight line. The minimum value of L satisfying the constraint is obtained when the ellipse is tangent to the straight line (Figure 12-5). Now

$$H = \frac{1}{2} \left(\frac{x^2}{a^2} + \frac{u^2}{b^2} \right) + \lambda(x + mu - c)$$

Thus the necessary conditions for a stationary value are

$$-x + mu - c = 0, \quad \frac{\partial H}{\partial x} = \frac{x}{a^2} + \lambda = 0, \quad \frac{\partial H}{\partial u} = \frac{u}{b^2} + \lambda m = 0$$

These three equations for the three unknowns, x, u, λ , have the solutions

$$x = \frac{a^2 c}{a^2 + m^2 b^2}$$

$$u = \frac{b^2 m c}{a^2 + m^2 b^2}$$

$$\lambda = -\frac{c}{a^2 + m^2 b^2}$$

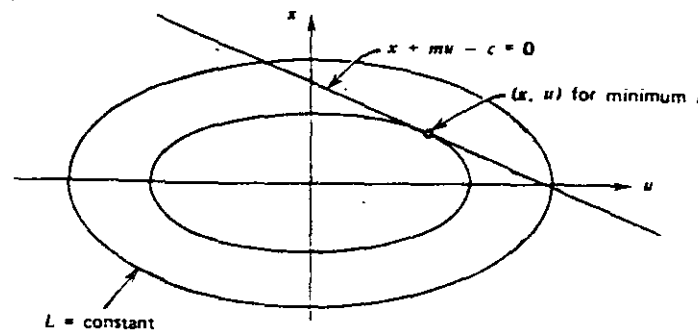


Figure 12-5 Example of minimization subject to constraint.

and the minimum value of L is given by

$$L_{\min} = \frac{c^2}{2(a^2 + m^2 b^2)}$$

Note that

$$-\lambda = \frac{\partial J}{\partial c} = \frac{\partial J}{\partial f}$$

Example 12-2 The gradient optimization method (steepest descent) Consider the problem of minimizing the function

$$L = (y_1 - 2)^2 + y_2^2$$

This problem, as mentioned in the last section of this chapter, is trivial from a practical viewpoint but instructive from a pocket calculator optimization viewpoint. By inspection we see that L is a minimum at $y_1 = 2$ and $y_2 = 0$. The gradient method is to seek the condition

$$\frac{\partial L}{\partial y} = 0 = \nabla L$$

We iteratively solve the implicit equation

$$y_{n+1} = y_n - k \nabla L(y_n)$$

until $\nabla L \approx 0$. Then $y_{n+1} = y_n =$ value of y that minimizes L . For this problem

$$\Delta y_1 = 2k_2(y_1 - 2)$$

$$\Delta y_2 = 2k_2 y_2$$

Then

$$y_{1,i+1} = y_{1,i} + \Delta y_{1,i}$$

$$y_{2,i+1} = y_{2,i} + \Delta y_{2,i}$$

The key stroke sequence for implementing the gradient optimization method on the HP-65 programmable pocket calculator (which is typical of the program for any pocket calculator) is shown in Table 12-1.

This sequence of key strokes was programmed in less than 1 minute. Now let us examine the types of numerical analyses that can be made with the pocket calculator. First consider the effect of k_2 on the first 10 steps of the process of finding the y_1 and y_2 that minimize L . In Table 12-2 $y_1 = 1 = y_2$ at the start ($L_0 = 2$). It is apparent that for the case of $y_1 = 1 = y_2$, $k_2 = 0.5$ leads to the best 10-step estimate of the optimum solution. The data for each step can be easily developed once the calculator is pro-

Table 12-1 Typical keystroke sequence for gradient optimization

Key Strokes	Comment	
LBL-A	Input data	
R/S		Input y_1
STO-1		Store y_1 in register 1 (R-1)
R/S		Input y_2
STO-2		Store y_2 in R-2
R/S		Input K_2
STO-3		$K_2 \rightarrow R-3$
R/S		Input N —the number of iterations
STO-8		$N \rightarrow R-8$
LBL-1		Label this step "1"
RCL-1	Recall y_1	
2	Compute L	
-		$(y_1 - 2)$
STO-5		$(y_1 - 2) \rightarrow R-5$
f^{-1}		$(y_1 - 2)^2$
$\sqrt{\quad}$		
RCL-2		y_2
f^{-1}		y_2^2
$\sqrt{\quad}$		
+		$y_2^2 + (y_1 - 2)^2 = L$
STO-6		$L \rightarrow R-6$

grammed. Thus for $y_1 = 1 = y_2$ and $k_2 = 0.05$ the sequence of solutions is as shown in Table 12-3. It appears that when $k_2 = 0.5$ the first step accidentally puts the estimates of y_1 and y_2 right on the stationary points. This is seen by noting that y_1 and y_2 are exactly -1 for $k_2 = \frac{1}{2}$ and $y_1 = 1 = y_2$.

Now let us examine the effect of k_2 on the 10-step estimate of the stationary points when $y_1 = 3 = y_2$ (Table 12-4). Again $k_2 = 0.50$ results in the best 10-step estimate of the stationary points. The reason for this phenomenon might be thought to be that the initial conditions are an integer multiple of the step size 0.5 and the gradient is permitting the solution to fall precisely on the stationary points by accident. However, a

Table 12-1 (Continued)

Key Strokes	Comment
RCL-5	$(y_1 - 2)$
RCL-3	Compute $k_2(y_1 - 2)$
x	
2	$\Delta y_1 = \frac{-\partial L}{\partial y_1} k_2$
x	
CHS	$2k_2(y_1 - 2)$
RCL-1	$-2k_2(y_1 - 2) = \Delta y_1$
+	Compute new y_1
STO-1	
RCL-2	$y_1 + \Delta y_1 \rightarrow R-1$
RCL-3	y_2
x	Compute $k_2 y_2$
2	
x	$\Delta y_2 = \frac{-\partial L}{\partial y_2} k_2$
CHS	
RCL-2	$2k_2 y_2$
+	Compute new y_2
STO-2	
DSZ	$y_2 + \Delta y_2$
GTO-1	$y_2 + \Delta y_2 \rightarrow R-2$
RCL-6	Number of steps = N ?
R/S	If no, go to 1
RCL-1	If yes, recall L
R/S	Display L
RCL-1	Display y_1
R/S	Recall y_1
RCL-2	Display y_1
R/S	Recall y_2
R/S	Display y_2
RTN	Return to the top of the program

17

Table 12-2 Tenth-Step Results for Various k_2

k_2	L_{10}	$y_{1,10}$	$y_{2,10}$
0.01	1.39027066	1.18292719	0.81707281
0.10	0.03602880	1.89262582	0.10737418
0.25	0.00000763	1.99902344	0.00097656
0.50	0.00000000	2.00000000	0.00000000
0.75	0.00000763	1.99902344	0.00097656
1.0	2.00000000	1.00000000	1.00000000
2.0	7.748409780×10^8	-5.9047×10^4	5.9049×10^4

Table 12-3 Iterative Gradient Optimization with $k_2 = 0.5$

Number of Iterations	L	y_1	y_2
0	2	1	1
1	0	2	0
2	0	2	0
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

Table 12-4 Tenth-Step Results for Various k_2 and $y_1 = y_2 = 3$

k_2	$(L)_{10}$	$(y_1)_{10}$	$(y_2)_{10}$
0.10	0.18014399	2.10737418	0.32212255
0.20	0.00101560	2.00604662	0.01813985
0.40	0.00000000	2.00000010	0.00000031
0.50	0.00000000	2.00000000	0.00000000
0.75	0.00003815	2.00097656	0.00292969
1.00	10.00000000	3.00000000	3.00000000

test of this hypothesis is but a few key strokes away, in that we can try the initial conditions $y_1 = \pi$ and $y_2 = 2\pi$ with keyboard entry. Then for $k_2 = 0.5$ we find

$$(L)_{10} = 0.00000000$$

$$(y_1)_{10} = 2.00000000$$

$$(y_2)_{10} = 0.00000000$$

where the sequence of estimates is as shown in Table 12-5. At this point it should be clear that $k_2 = 0.5$ is a unique value that causes the system of optimization equations to exhibit the peculiar property that the singular points are exactly determined on the first step of the iterative solution. This is precisely the case and it serves to illustrate the following key points:

1. Almost every system of equations has **unique numerical properties**. The analyst must keep ever alert for their discovery. Often it is possible to capitalize on them. The pocket calculator is an ideal means for this kind of research and exploration.

2. An understanding of the unique properties leads the analyst to a better understanding of the equations he is using. (It is left to the reader to determine why this simple system of equations has the property that the stationary points are *exactly* determined numerically when $k_2 = \frac{1}{2}$, no matter what the values of y_1 and y_2 .)

In what follows we do not use the unique value of k_2 that exactly determines the singular points. To further illustrate the gradient method, let us use $k = 0.2$ and now consider the questions: How do we know we have reached the minimum L in a 10-iteration optimization? How can the analyst quickly gain confidence that the stationary point is not a local minimum of which there is a "deeper" minimum nearby? Mathematically

Table 12-5 Iterative Gradient Optimization with $k_2 = 0.5$ and Irrational Initial Conditions

Number of Iterations	L	y_1	y_2
0	40.74165139	π	2π
1	0	2	0
2	0	2	0
3	0	2	0
4	0	2	0
5	0	2	0

there is no guarantee that the gradient method will find THE global minimum of his function. Some practical things can be done, however, that give confidence in the end result of an optimization analysis, tying all of these questions together and giving some plausible answers. Among them are the following:

1. Stopping the process for a fixed number of steps. This is the simplest criterion for terminating the iterative stationary point search process.
2. Selecting a new set of initial conditions and searching for the stationary point using the same number of steps.
3. Continuing (1) and (2) until convergence from all quadrants around the stationary point (initial one found) has been established.
4. Using the stationary point as the initial conditions and demonstrating stability of solution at the stationary point.

This procedure is quick, and will usually uncover the areas of concern if the results are different from initial conditions. Also, because more "samples" are available from the stationary point selection process, we tend to have more statistical confidence that we have indeed found the stationary point.

Returning to our optimization problem, we find the stationary point to be somewhat different when approached from different directions. Table 12-6 illustrates this point. It is apparent that L is a minimum in the neighborhood of

$$y_1 = 2$$

$$y_2 = 0$$

Table 12-6 Ten-Step Gradient Optimization Results when Stationary Point Approached from Different Directions

y_{10}	y_{20}	L_{10}	$(y_1)_{10}$	$(y_2)_{10}$
5	4	0.002539	2.01813985	0.02418647
5	5	0.00345304	2.01813985	0.03023309
4	5	0.00294524	2.01209324	0.03023309
-4	4	0.00528112	1.96372029	0.02418647
-5	5	0.00751544	1.95767368	0.03023309
-5	4	0.00660140	1.95767368	0.02418647
-5	-4	0.00660140	1.95767368	-0.02418647
-5	-5	0.00751544	1.95767368	-0.03023309
-4	-5	0.00619516	1.96372029	-0.03023309
4	-4	0.0060203120	2.01209324	-0.02418647
5	-5	0.00345304	2.01813985	-0.03023309
4	-5	0.00294524	2.01209324	-0.03023309

The 100-step iteration bears this out, resulting in

$$L \approx 0$$

$$y_1 = 1.98790677$$

$$y_2 = 0.00000000$$

Example 12-3. The penalty function method Let us consider the problem of minimizing the function

$$L = (y_1 - 2)^2 + y_2^2$$

subject to the constraint

$$y_1 = 0$$

This problem, as mentioned before, is trivial from a practical viewpoint but is instructive in regard to pocket calculator optimization. Using the Courant penalty function method, we form the auxiliary function

$$\bar{L} = (y_1 - 2)^2 + y_2^2 + k_1 y_1^2$$

Our objective is to minimize this new function, using the programmable pocket calculator. For this example we employ the gradient method of optimization to merge the learning of both methods. Here

$$\frac{\partial \bar{L}}{\partial y} = \begin{cases} \frac{\partial \bar{L}}{\partial y_1} = +2[(1 + 2k_1)y_1 - 2] \\ \frac{\partial \bar{L}}{\partial y_2} = 2y_2 \end{cases}$$

Then

$$\Delta y = \begin{cases} -k_2 \frac{\partial \bar{L}}{\partial y_1} = -2[(1 + 2k_1)y_1 - 2]k_2 = \Delta y_1 \\ -k_2 \frac{\partial \bar{L}}{\partial y_2} = -2k_2 y_2 = \Delta y_2 \end{cases}$$

and

$$y = y + \Delta y = \begin{cases} y_1 + \Delta y_1 \\ y_2 + \Delta y_2 \end{cases}$$

Programming the pocket calculator typically involves the sequence of key strokes shown in Table 12-7.

Table 12-7 Gradient Optimization with Equality Constraint

Key Stroke Sequence		Comment
LBL-A		Set program step counter and pointer to begin at the first place in memory
R/S	Input data	Stop for data input
SRO-1		Store y_1 in register 1 (R-1)
STO-2		Store y_2 in R-2
STO-3		Store k_1 in R-3
STO-4		Store k_2 in R-4
STO-8		Store N in R-8
LBL-1		Label this step "1"
RCL-3	Compute L	Recall R-3 (k_1)
1		
+		Add one to k_1
RCL-1		Recall y_1
f^{-1}		
$\sqrt{\quad}$		Square y_1
\times		$y_1^2 \times (1+k_1)$
RCL-1		Recall y_1
4		
\times		$4y_1$
-	$(1-k_1)y_1^2 - 4y_1$	
RCL-2	Recall y_2	
f^{-1}		
$\sqrt{\quad}$	y_2^2	
+	$(1+k_1)y_1^2 - 4y_1 + y_2^2$	
4		
+	$(1+k_1)y_1^2 - 4y_1 + y_2^2 + 4 = L$	
R/S	Display (L)	
STO-6	Store L in R-6	
RCL-3	Recall k_1	
2		
\times	$2k_1$	
1		

Table 12-7 (Continued)

Key Stroke Sequence		Comment
+	Compute $\Delta y_1 = \frac{-\partial L}{\partial y_1} k_2$	$(1+2k_1)$
RCL-1		y_1
\times		$y_1(1+2k_1)$
2		
-		$(1+2k_1)y_1 - 2$
RCL-4		k_2
\times		$k_2[(1+2k_1)y_1 - 2]$
2		
\times		$2[(1+2k_1)y_1 - 2]k_2$
CHS		$-2[(1+2k_1)y_1 - 2]k_2 = \Delta Y_1$
R/S	Display ΔY_1	
RCL-1	Compute new y_1	y_1
+		$y_1 + \Delta y_1 = y$
R/S		Display y_1
STO-1	Store y_1 in R-1	
RCL-2	Recall y_2	
RCL-4	Recall k_2	
\times	Compute $\Delta y_2 = \frac{-\partial L}{\partial y_2} k_2$	$k_2 y_2$
2		
\times		$-2k_2 y_2 = \Delta y_2$
CHS		Display Δy_2
R/S	Recall y_2	
RCL-2	Compute new y_2	$y_2 + \Delta y_2 = y_2$
+		Display $(y_2 + \Delta y_2)$
R/S	Store y_2 in R-2	
STO-2		
DSZ	Return to top of program for iteration	
GTO-1		
RCL-6	Display L	
R/S		
RCL-1	Display y_1	
R/S		
RCL-2	Display y_2	
R/S		
RTN		

Let us take the example from Section 12-6 ($k_1 = 35$). Our first task is to find a value of k_2 that will ensure stability in the gradient search process. We see from Table 12-8 that $k_2 = 0.01$ can provide stable iterations at $k_1 = 35$ and is reasonably large to permit quick convergence (Table 12-8).

Table 12-8 Gradient Optimization Results for Various k_1

	k_1	k_2	$(\bar{L})_{10}$	$(y_1)_{10}$	$(y_2)_{10}$
Stable	0.0001	35	29.51091749	0.87049244	0.99800180
	0.001	35	6.55662021	0.23828719	0.98017904
	0.01	35	4.61180996	0.028335500	0.81707281
Unstable	0.05	35	$4.649658075 \times 10^{15}$	6.932487456×10^7	0.34867844
	0.10	35	$5.032858806 \times 10^{21}$	$1.560738178 \times 10^{11}$	0.10737418

Using $k_2 = 0.01$, $k_1 = 35$, and $y_1 = 1 = y_2$, we find after 100 steps that

$$(\bar{L})_{100} = 3.93420285$$

$$(y_1)_{100} = 0.02816901$$

$$(y_2)_{100} = 0.13261956$$

and after 200 steps that

$$(\bar{L})_{200} = 3.91621180$$

$$(y_1)_{200} = 0.02816907$$

$$(y_2)_{200} = 0.01758795$$

An approach that involves 200 steps but gives more confidence that the stationary point is in the neighborhood of the estimate made with the program is to make five 40-step searches for the stationary point and, as before, begin the searches from different quadrants as well as the "average" solution point. The value of k_1 is then selected so that in 40 steps the search will cover the region of the expected solution. In our case, we expect a solution in the neighborhood of (0,0), so that 40 steps of 0.05 will cover the region from -1 to $+1$. Then the task is to find a reasonably

high value of k_2 that will permit stable iterations. We see from Table 12-9 that a $k_2 = 7.5$ results in stable searches for the singular point. Then four 40-step searches provide the results given in Table 12-10. This approach results in more confidence that the stationary point for

$$L(y_1, y_2)$$

subject to the constraint $y_1 = 0$ is located at

$$y_1 = 0 \quad (\text{by the constraint})$$

$$y_2 = 0 \quad (\text{by analysis})$$

Table 12-9 Gradient Optimization Results for Various k_2

	Number of Iterations	k_2	k_1	$(\bar{L})_{10}$	$(y_1)_{10}$	$(y_2)_{10}$	
Stable	}	10	1	0.05	2.35474379	0.67608251	0.34867844
		10	2.5	0.05	3.20535903	0.33340324	0.34867844
		10	5.0	0.05	3.62116902	0.18181818	0.34867844
		10	7.5	0.05	3.80010179	0.13029079	0.34867844
Unstable	}	10	10.0	0.05	57.99696974	2.44195747	0.34867844
		10	12.5	0.05	54447.09556	101.5703041	0.34867844

Table 12-10 Gradient Optimization using Penalty Function Method for Satisfying Equality Constraint—Average Result Technique

Initial Values		$(\bar{L})_{40}$	$(y_1)_{40}$	$(y_2)_{40}$
y_1	y_2			
1	1	3.63308223	0.12500000	0.01478088
-1	1	3.63308222	0.12500000	-0.01478088
-1	-1	3.63308222	0.12500000	-0.01478088
+1	-1	3.63308223	0.12500000	-0.01478088
Average of all estimates of y_1 and y_2			0.12500000	0.00000000

or

$$\begin{aligned} y_1 &= 0.125 \\ y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{both by the analysis above})$$

We can make a test of the expected answer to complete the 200-step process as follows:

$$y_1 = 0.125$$

$$y_2 = 0.0$$

Then

$$(\bar{L})_{40} = 3.63281250$$

$$(y_1)_{40} = 0.12500000$$

$$(y_2)_{40} = 0.00000000$$

It is apparent that the stationary point of $L(y_1, y_2)$ is in the neighborhood of

$$\text{Stationary point for } \bar{L} \left\{ \begin{array}{ll} y_1 = 0.125, & y_1 = 0.0 \\ y_2 = 0.0, & y_2 = 0.0 \end{array} \right\} \text{ Stationary point for } L$$

Of the two approaches to penalty function searches on the pocket calculator, the latter is recommended because more information on the local topology of \bar{L} is used to generate the estimate of the values of y_1 and y_2 at the point where \bar{L} (and thereby L) is a minimum.

12-7 REFERENCES

For this chapter consult A. E. Bryson and Y. C. Ho's excellent book, *Applied Optimal Control* (Blaisdell Publishing Company, 1969), Chapter 1. The examples used in this chapter were first presented by Bryson and Ho at their outstanding seminar on Applied Optimal Control.

APPENDIX I

SOME TRICKS OF THE POCKET CALCULATOR TRADE

In the course of writing this book, a number of interesting "special methods" were offered by many colleagues. Unfortunately, the list is far longer than might be conveniently included in a single chapter. This appendix presents some of these methods, selected on the basis of their usefulness in pocket calculator analysis or because they are novel and interesting.

A1-1 π AND ϵ ON THE FOUR-FUNCTION CALCULATOR

An easy-to-remember sequence of numbers, which will generate π with an error of only 4×10^{-7} , is

$$11 \ 33 \ 55$$

We see that this set of numbers is made up of double entries of the first three odd digits of the positive numbers. Then

$$\hat{\pi} = \frac{355}{113} = \pi + \epsilon$$

where

$$\epsilon < 4 \times 10^{-7}$$



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISEÑO AUTOMATICO POR COMPUTADORA

JORGE IZQUIERDO PELLÓN

ABRIL, 1985

REQUISITOS PARA EL USO DE UN PROGRAMA DE OPTIMIZACION ^①

- Tener la formulación inicial del problema.
- Por lo general los programas de optimización son diseñados para minimizar la función objetivo, lo que debe de tomarse en cuenta para el planteamiento del problema.
- Hacer una subrutina de evaluación y asignación.
- Conocer la manera de encadenar la subrutina de evaluación con el programa de optimización.
- En algunos algoritmos de optimización influye el valor de arranque de las variables dependientes con el resultado, pudiendo encontrar "óptimos locales", por lo que es recomendable correr el programa con diferentes puntos de arranque.

PASO DE LA FORMULACION INICIAL A UN PROGRAMA DE OPTIMIZACION

- Los programas de optimización buscan por lo general mínimos, por lo que la función objetivo debe ser planteada para ser minimizada, en el caso de que haya sido planteada para maximizarse puede cambiarse fácilmente invirtiéndola o cambiándole el signo.
- Eliminar la función a optimizar de las ecuaciones de funcionalidad y de las restricciones de igualdad.
- Evitar en lo posible las variables libres y las restricciones de igualdad, eliminándolas por manejos algebraicos.
- Como se dijo anteriormente por lo general se tiene que hacer una subrutina de evaluación dentro del programa. Para que este pueda distinguir las ecuaciones, los parámetros y las restricciones, es necesario asignarles una variable que pueda reconocer el programa, así mismo, para que las operaciones se realicen correctamente es necesario que estas asignaciones y designaciones lleven una cierta secuencia, a esta secuencia se le llama FORMULACION SEQUENCIAL, la que se debe desarrollar como se indica a continuación:

Definición de parámetros.

Definición de variables independientes

③

Definición de variables dependientes.

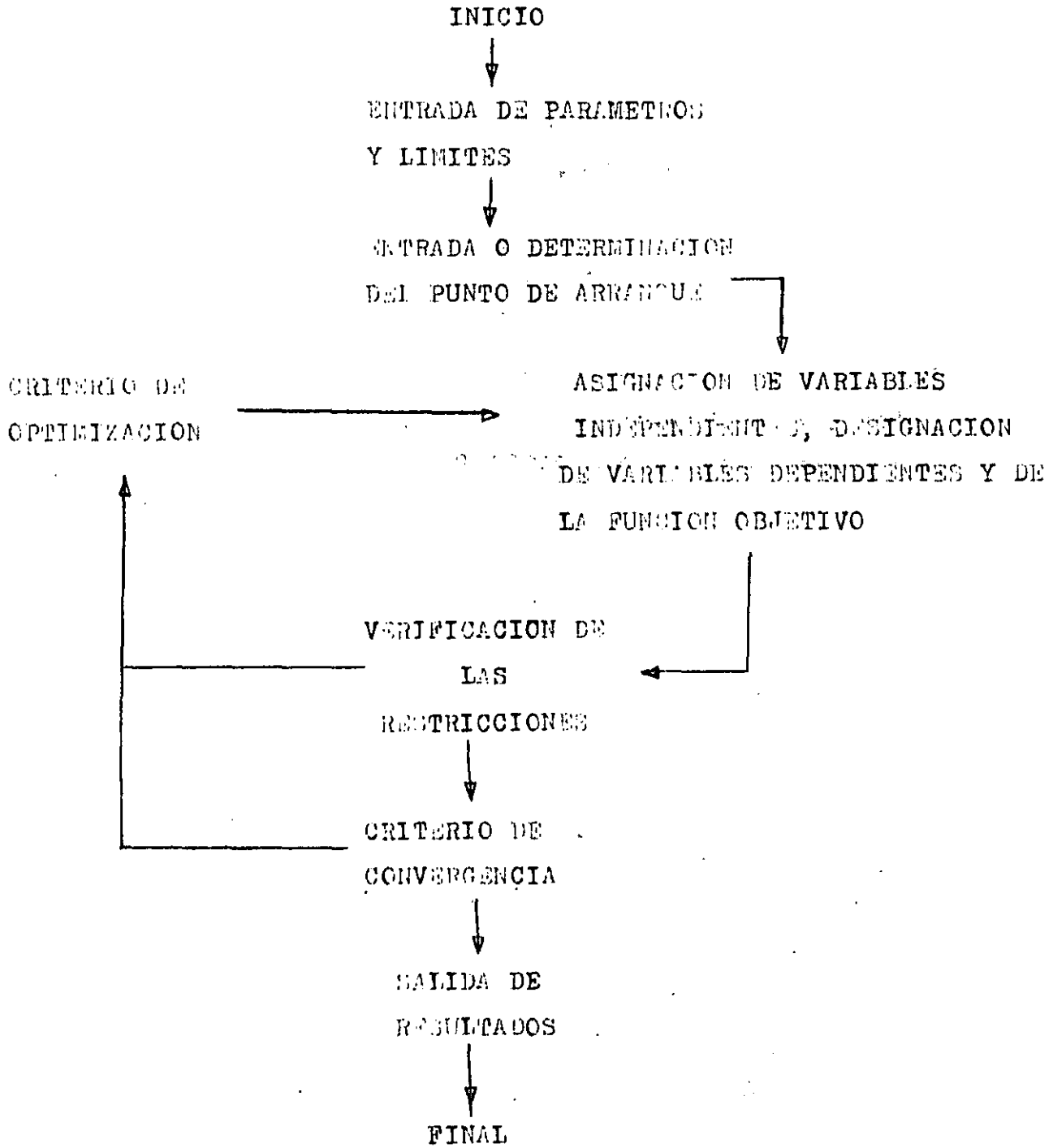
Designación de variables dependientes limitadas.

Designación de la función objetivo.

Esta secuencia es con el fin de que las asignaciones sean hechas antes que se realicen las operaciones, y las designaciones una vez que hayan tomado las variables su valor correspondiente.

DIAGRAMA DE FLUJO DE UN ALGORITMO DE OPTIMIZACION.

42



Para utilizar OPTIM, el usuario debe primero plantear su problema en el siguiente formato :

Seleccione una serie de n variables de decisión independientes.

$$X = (X_1, \dots, X_n) \quad (1)$$

Defina una función objetivo.

$$f = f(X_1, \dots, X_n) \quad (2)$$

La cual es una función de las variables de decisión.

Defina m variables dependientes adicionales.

$$\begin{aligned} Y_1 &= Y_1(X_1, \dots, X_n) \\ &\vdots \\ Y_m &= Y_m(X_1, \dots, X_n) \end{aligned} \quad (3)$$

Las cuales son también funciones de las variables de decisión. Establezca límites superiores e inferiores para las variables independientes de la forma.

$$(X_{\text{inf}})_i \leq X_i \leq (X_{\text{sup}})_i \quad (4)$$

$$(Y_{\text{inf}})_j \leq Y_j \leq (Y_{\text{sup}})_j \quad j = 1, \dots, m \quad (5)$$

El problema de optimización consiste en encontrar los valores de las variables de decisión independientes (X_1, \dots, X_n) que reducen al mínimo el valor de la función objetivo (ec.2) satisfaciendo todas las restricciones explícitas (ec.4) así como las restricciones implícitas (ec.5)

El usuario después de haber planteado su problema, debe codificar - (escribir) una subrutina sencilla llamada MODEL en lenguaje BASIC, - para evaluar la función objetivo y las variables dependientes.

Además de proporcionar la subrutina, el usuario tiene también que su ministrar una serie de datos para cada corrida de optimización.

El programa está dimensionado para 5 variables independientes, 10 va riables dependientes y 20 parámetros, estas limitaciones se pueden - eliminar fácilmente haciéndole pequeños cambios a OPTIM.

PROBLEMA ILUSTRATIVO :

=====

Se requiere diseñar un resorte helicoidal para un convertidor de par. Ya ha sido seleccionada la constante (K) del resorte, así como la -- fuerza máxima de compresión (Q).

El resorte va montado en una flecha cuyo diámetro (De), ya se fijó,- por lo que el diámetro interior (Di) queda limitado. Además por con- sideraciones de espacio existe un límite que no debe exceder el diá- metro exterior (De) del resorte.

Ya se seleccionó el material, por lo cual ya quedaron determinados - el esfuerzo permisible (τ_p) y el módulo de torsión (G).

Se desea hacer mínima la longitud cerrada del resorte (Lc) (cuando - todas las espiras están en contacto), correspondiente a la carga má- xima (Q).

Las relaciones que se emplean en el diseño de resortes helicoidales- son :

$$W = \frac{4D_m - d}{4(D_m - d)} + 0.615 \frac{d}{D_m}$$

$$\tau = \frac{8Q D_m W}{\pi d^3}$$

$$K = \frac{G d^4}{8 N D_m^3}$$

donde :

d = diámetro

D_m = diámetro medio de la espira

N = número de espiras

W = factor de concentración de esfuerzos de Wahl

Optimizar, dados los siguientes valores :

$$K = 38 \text{ lb/in}$$

$$Q = 418 \text{ lb}$$

$$D_t = 2 \text{ in}$$

$$D_{\text{max}} = 4 \text{ in}$$

$$\tau_p = 40,000 \text{ lb/in}^2$$

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$$

S O L U C I O N :

Se establece

FORMULACION INICIAL

$$L_c = N d$$

función minimizar

$$N = \frac{G d^4}{8 D_m^3 K}$$

$$\tau = \frac{8 Q D_m W}{\pi d^3}$$

$$W = \frac{4 D_m - d + 0.615 d}{4 (D_m - d) D_m}$$

$$D_m = \frac{D_i + D_e}{2}$$

$$D_e = D_i + 2d$$

$$D_i \geq D_f = 2 \text{ in}$$

$$\tau \leq \tau_p = 4 \times 10^4 \text{ lb/in}^2$$

$$D_e \leq D_{\text{emax}} = 4 \text{ in}$$

$$d = 1/32, \dots, 1 \text{ in}$$

Requisitos de
Funcionalidad

Limitaciones

Variables independientes : D_i, d
 Variables dependientes : τ, De
 Parámetros : K, Q, G

FORMACION SECUENCIADA DE LA SUBROUTINA MODEL

$G = P(1)$

$K = P(2)$ Definición de Parámetros

$Q = P(3)$

 $D = X(1)$

$DI = X(2)$ Definición de las variables independientes

 $DE = DI + 2 * D$

$DM = (DI+DE)/2$

Definición de

$N = (G*D*D*D*D)/(8*K*DM*DM*DM)$

las variables

$LC = N*D$

dependientes.

$W = (4*DM-D)/(4*(DM - D)) + 0.615* D/DM$

$TAU = 8*Q*DM*W / (3.1416*D*D*D)$

 $Y(1) = DE$

$Y(2) = TAU$ Designación de las variables dependientes

 $F = LC$

Designación de la función objetivo

 RETURN

Terminación de la subrutina

A continuación codificaremos nuevamente la subrutina anterior utilizando las variables permitidas (108) para asegurar resultados correctos.

CODIFICACION DE LA SUBROUTINA MODEL

```

>8000 A1 = P(1) )      (la flecha indica oprimir tecla 'ENTER')
>8010 A2 = P(2) )
>8020 Q1 = P(3) )
>8030 D1 = X(1) )
>8040 D2 = X(2) )
>8050 D3 = D2 + 2*D1 )
>8060 D4 = (D2+D3)/2 )
>8070 C1 = (A1*D1*D1*D1*D1) / (8*A2*D4*D4*D4) )
>8080 C2 = C1*D1* )
>8090 W1 = (4*D4-D1) / (4*(D4-D1)) + 0.615*D1/D4 )
>8100 T1 = 8* Q1*D4*W1/ (3.1416* D1*D1*D1) )
>8110 Y(1)=D3 )
>8120 Y(2)=T1 )
>8130 F = C2 )
>8140 RETURN )
>8150 Oprimir tecla 'BREAK'
Ready      Codificar la siguiente línea ' 5345 FIN = 1 '
>5345 FIN = 1
>RUN

```

Esta es la codificación de la subrutina MODEL en lenguaje de programación BASIC, pero no tenemos libertad de utilizar cualquier nombre de variables, porque se podría usar alguna variable del programa, y ésta modificaría el funcionamiento del programa, dando resultados -- falsos.

Esto se debe por el nivel de lenguaje de programación.

Las variables forzosas que siempre se deben usar en la codificación de la subrutina son P(I) donde I=1,...,l arreglo en el que se definen los parámetros, el arreglo X(I), donde I=1,...,n..., donde se definen las variables independientes, el arreglo Y(I) donde I=1,..., m, se definen las variables dependientes y la variable F donde se define la función objetivo.

Nos vemos limitados a utilizar ciertas variables al codificar (escribir) la subrutina MODEL para no interferir en el programa. Las variables a utilizar son las siguientes :

A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7, A8, A9.
 B1, B2, B3, B4, B5, B6, B7, B8, B9.
 C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C9.
 D1, D2, D3, D4, D5, D6, D7, D8, D9.
 P1, P2, P3, P4, P5, P6, P7, P8, P9.
 Q1, Q2, Q3, Q4, Q5, Q6, Q7, Q8, Q9.
 R1, R2, R3, R4, R5, R6, R7, R8, R9.
 S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8, S9.
 T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8, T9.
 U1, U2, U3, U4, U5, U6, U7, U8, U9.
 V1, V2, V3, V4, V5, V6, V7, V8, V9.
 W1, W2, W3, W4, W5, W6, W7, W8, W9.

Como se puede observar contamos con 108 variables para codificar una subrutina MODEL.

DISPOSICION DE LOS DATOS :

=====

Título del problema (máximo 250 letras contando espacios en blanco).

? OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE

Num.de Variables Independientes	Núm.de Variables Dependientes	Núm.de pa- rámetros.	Núm.máximo de iteracc.	Frecuencia de impresión de- iteraciones.
? 2,2,3,200,	100 ó	- 100		>0 imprime <0 no imprime

Nombre de la va-riable indep., Unidades (se puede usar el nombre de la variable usada en la fórmula)
? D, IN

Límite Inferior'	Límite Superior'	valor Inicial'
? 0, 1,	0.66	

Nombre de la Variable Indep. Unidades
? DI, IN

Límite Inferior'	Límite Superior'	Valor Inicial'
? 2,4,	2.2	

Nombre de la va-riable dependiente' Unidades
? DE, IN

Límite Inferior'	Límite Superior
? 2,4	

Nombre de la Varia-ble dependiente' Unidades
? TAU , LB/IN*IN

Límite Inferior'	Límite Superior
? 0, 40000	

Nombre del Parámetro' Unidades
? G, LB/IN* IN

Valor del Parámetro
? 12000000

Nombre del Parámetro Unidades

? K, LB/IN

Valor del Parámetro

? 38

Nombre del Parámetro Unidades

? Q. LB

Valor del Parámetro

? 418

Nombre de la Función objetivo Unidades

? LC, IN

Desviación relativa máxima en el valor óptimo Desviación absoluta máxima en el valor óptimo

? 0.001,0.01

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE

VARIABLES INDEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
D	0	1	.66	PLG
DI	2	4	2.2	PLG

VARIABLES DEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.52	PLG
TAU	0	40000	14474.2	LB/PLG

PARAMETROS

NOMBRE	VALOR	UNIDADES
G	1.2E+07	LB/PLG ²
K	38	LB/PLG
Q	418	LB

FUNCION OBJETIVO

NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	211.314	1E-03	.01	PLG

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE

EL PROCESO CONVERGE EN 41 ITERACIONES

LA SOLUCION ES :

VARIABLES INDEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
D	0	1	.482986	PLG
DI	2	4	3.03364	PLG

VARIABLES DEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.99961	PLG
TAU	0	40000	39996.5	LB/PLG ²

PARAMETROS

NOMBRE	VALOR	UNIDADES
G	1.2E+07	LB/PLG ²
K	38	LB/PLG
Q	418	LB

FUNCION OBJETIVO

NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	23.8561	1E-03	.01	PLG

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE CON DIAMETRO DEL ALAMBRE DISCRETIZADO

VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DI	2	4	2.2	PLG
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.2	PLG
TAU	0	40000	29529.2	LB/PLG+2
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
G	1.2E+07	LB/PLG+2		
K	38	LB/PLG		
Q	418	LB		
D	.5	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	62.671	1E-03	.01	PLG

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE CON DIAMETRO DEL ALAMBRE DISCRETIZADO

EL PROCESO CONVERGE EN		7	ITERACIONES	
LA SOLUCION ES :				
VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DI	2	4	2.99978	PLG
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.99978	PLG
TAU	0	40000	36146.1	LB/PLG+2
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
G	1.2E+07	LB/PLG+2		
K	38	LB/PLG		
Q	418	LB		
D	.5	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	29.7764	1E-03	.01	PLG

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA

OPTIMIZACION DEL PESO DE UN VIGA

VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
H	0	3	2	PLG
TAU	0	8000	4000	LB/PLG+2
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DELTA	0	.45	.222222	PLG
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
E	3E+07	LB/PLG+2		
M	18000	LB-PLG		
L	100	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
AREA	6.75	1E-03	.01	PLG+2

OPTIMIZACION DEL PESO DE UN VIGA

EL PROCESO CONVERGE EN	7	ITERACIONES		
LA SOLUCION ES :				
VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
H	0	3	3	PLG
TAU	0	8000	8000	LB/PLG+2
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DELTA	0	.45	.296296	PLG
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
E	3E+07	LB/PLG+2		
M	18000	LB-PLG		
L	100	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
AREA	2.25	1E-03	.01	PLG+2

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE CON DIAMETRO DEL ALAMBRE DISCRETIZADO

VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DI	2	4	2.2	PLG
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.1375	PLG
TAU	0	40000	34967	LB/PLG→2
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
G	1.2E+07	LB/PLG→2		
K	38	LB/PLG		
Q	418	LB		
D	.46875	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	46.9992	1E-03	.01	PLG

OPTIMIZACION DE LA LONGITUD DE UN RESORTE CON DIAMETRO DEL ALAMBRE DISCRETIZADO

EL PROCESO CONVERGE EN	6	ITERACIONES		
LA SOLUCION ES :				
VARIABLES INDEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DI	2	4	2.70078	PLG
VARIABLES DEPENDIENTES				
NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
DE	2	4	3.63828	PLG
TAU	0	40000	39998.9	LB/PLG→2
PARAMETROS				
NOMBRE	VALOR	UNIDADES		
G	1.2E+07	LB/PLG→2		
K	38	LB/PLG		
Q	418	LB		
D	.46875	PLG		
FUNCION OBJETIVO				
NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
LC	28.0562	1E-03	.01	PLG

10 * OPTIMIZACION DEL PESO DE UNA VIGA

13

```

20 CLS
30 PRINT "E ",
40 INPUT E
50 PRINT "M ",
60 INPUT M
70 PRINT "L ",
80 INPUT L
90 PRINT "TAU MAX",
100 INPUT TM
110 PRINT "ALT MAX",
120 INPUT HM
130 PRINT "DELTA MAX",
140 INPUT DM
150 PRINT "TAU DE ARRANQUE",
160 INPUT T1
170 PRINT "ALTURA DE ARRANQUE",
180 INPUT H1
190 PRINT "ERROR ABSOLUTO",
200 INPUT EA
210 B=3*M/(T1*H1^2)
220 A1=B*H1
230 D=L^2*T1/(3*E*H1)
240 IH=1
250 IT=1000
260 T2=T1
270 H2=H1+IH
280 PRINT H2,T2
290 IF H2>HM THEN H2=HM
300 GOSUB 410
310 IF D>DM THEN
        IF H=HM THEN
                GOTO 340
        ELSE
                IH=2*IH
320 IF ABS(A2-A1)<= EA THEN AH=A2: GOTO 340
330 IF A2<A1 THEN
        A1=A2:
        H1=H2:
        GOTO 270
    ELSE
        IH=-IH/2:
        GOTO 270
340 T2=T1+IT
350 PRINT H2,T2
360 IF T2>TM THEN T2=TM
370 GOSUB 410
380 IF D>DM THEN
        IF T2=TM THEN
                IF ABS(AH-A2)<EA THEN
                        GOTO 450
                ELSE
                        GOTO 270
        ELSE
                IT=-IT/2:
                GOTO 340
390 IF ABS(A2-A1)<= EA THEN
        IF ABS(AH-A2)<= EA THEN
                GOTO 450
        ELSE

```

```

400 IF A2<A1 THEN
      A1=A2:
      T1=T2:
      GOTO 340
      ELSE
      IT=-IT/2:
      GOTO 340
410 B=3*M/(T2*H2+2)
420 D=L+2*T2/(3*E*H2)
430 A2=B*H2
440 RETURN
450 PRINT "AREA", "H", "TAU"
460 PRINT A2, H2, T2

```

GOTO 270

14

```

Ready
>RUN
      ? 30000000
M      ? 18000
L      ? 100
TAU MAX      ? 8000
ALT MAX      ? 3
DELTA MAX    ? 0.45
TAU DE ARRANQUE ? 4000
ALTURA DE ARRANQUE      ? 2
ERROR ABSOLUTO ? .01
3      4000
4      4000
3      5000
3      6000
3      7000
3      8000
3      9000
4      8000
3      9000
AREA      H      TAU
2.25      3      8000
Ready
>S

```

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA

OPTIMIZACION DEL MATERIAL DE UN ENVASE CILINDRICO

VARIABLES INDEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
ALTURA	0	6	3	CM

PARAMETROS

NOMBRE	VALOR	UNIDADES
VOLUMEN	1000	CM ³

FUNCION OBJETIVO

NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
AREA	860.829	1E-03	.01	CM ²

OPTIMIZACION DEL MATERIAL DE UN ENVASE CILINDRICO

EL PROCESO CONVERGE EN 4 ITERACIONES

LA SOLUCION ES :

VARIABLES INDEPENDIENTES

NOMBRE	LIM. INF.	LIM. SUP.	VALOR	UNIDADES
ALTURA	0	6	6	CM

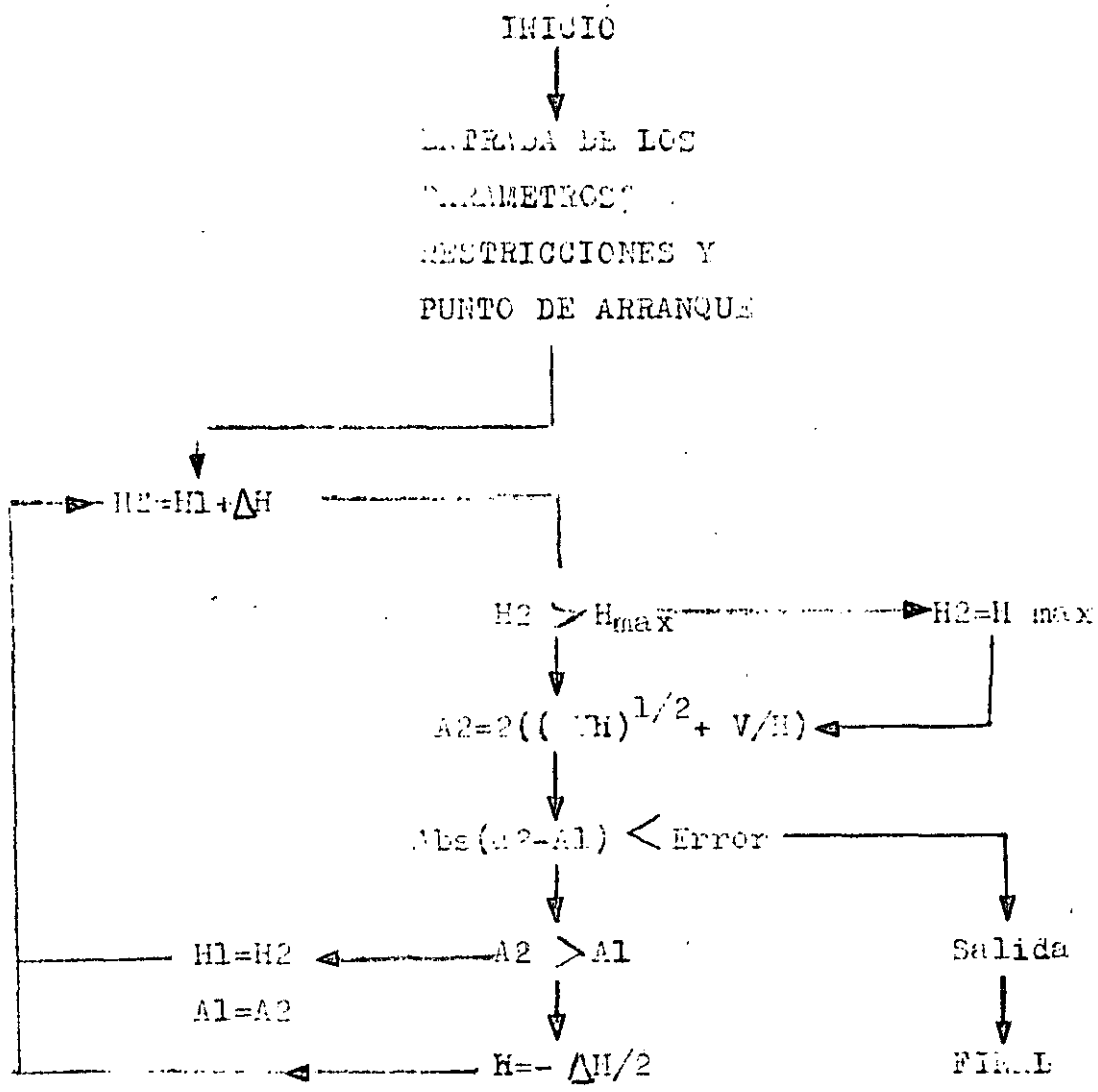
PARAMETROS

NOMBRE	VALOR	UNIDADES
VOLUMEN	1000	CM ³

FUNCION OBJETIVO

NOMBRE	VALOR	DES. REL.	DES. ABS.	UNIDADES
AREA	607.921	1E-03	.01	CM ²

DIAGRAMA DE FLUJO DE EL PROGRAMA PARA LA OPTIMIZACION DEL AREA DE MATERIAL PARA UN ENVASE CILINDRICO.



Parametro V, volumen
 Restricción H max
 Punto de arranque H1


```

10 CLS
20 * PROGRAMA PARA ENCONTRAR LAS PROPORCIONES OPTIMAS DE UN ENVASE CILINDRICO
30 PRINT "VOLUMEN A CONTENER ",
40 INPUT VOL
50 PRINT "ALTURA MAXIMA ",
60 INPUT HMAX
70 PRINT "ERROR ABSOLUTO ",
80 INPUT EA
90 PRINT "PUNTO DE ARRANQUE ",
100 INPUT H1
110 DH=1 * INCREMENTO INICIAL
120 A1=2*((3.141592*VOL*H1)+0.5*VOL/H1) * VALOR DE LA FUNCION OBJETIVO PARA EL PUNTO DE ARRANQUE
130 H2=H1+DH
140 IF H2>HMAX THEN H2=HMAX * VERIFICACION DE LA RESTRICCION
150 A2=2*((3.141592*VOL*H2)+0.5*VOL/H2) * FUNCION OBJETIVO
160 IF ABS(A1-A2)<EA THEN GOTO 210 * CRITERIO DE CONVERGENCIA
170 IF A2<A1 THEN

```

```

    A1=A2:
    H1=H2:
    GOTO 130
ELSE
    DH=-DH/2

```

```

180 GOTO 130
190
200
210 * SALIDA DE RESULTADOS
220 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT
230 PRINT "AREA MINIMA", "ALTURA"
240 PRINT A2, H2
250 END
Ready

```

```

>RUN
VOLUMEN A CONTENER      ? 1000
ALTURA MAXIMA          ? 6
ERROR ABSOLUTO          ? .01
PUNTO DE ARRANQUE      ? 3

```

```

AREA MINIMA      ALTURA
607.921          6
Ready

```

```

>
>
>
>RUN
VOLUMEN A CONTENER      ? 1000
ALTURA MAXIMA          ? 14
ERROR ABSOLUTO          ? .01
PUNTO DE ARRANQUE      ? 3

```

```

AREA MINIMA      ALTURA
553.59          10.75

```

PROGRAMA DE OPTIMIZACION DEL AREA DE MATERIA NECESARIA
PARA UN ENVASE CILINDRICO.

HP-41C

```

01 *PI=3.141592653589793238462643383279502884197169399375105820974941598
02 *R=1.5
03 *H=1.5
04 *S=1.5
05 *P=1.5
06 *D=1.5
07 *E=1.5
08 *F=1.5
09 *G=1.5
10 *I=1.5
11 *J=1.5
12 *K=1.5
13 *L=1.5
14 *M=1.5
15 *N=1.5
16 *O=1.5
17 *P=1.5
18 *Q=1.5
19 *R=1.5
20 *S=1.5
21 *T=1.5
22 *U=1.5
23 *V=1.5
24 *W=1.5
25 *X=1.5
26 *Y=1.5
27 *Z=1.5
28 *AA=1.5
29 *AB=1.5
30 *AC=1.5
31 *AD=1.5
32 *AE=1.5
33 *AF=1.5
34 *AG=1.5
35 *AH=1.5
36 *AI=1.5
37 *AJ=1.5
38 *AK=1.5
39 *AL=1.5
40 *AM=1.5
41 *AN=1.5
42 *AO=1.5
43 *AP=1.5
44 *AQ=1.5
45 *AR=1.5
46 *AS=1.5
47 *AT=1.5
48 *AU=1.5
49 *AV=1.5

```

```

50 STO 00
51 RCL 00
52 STO 01
53 RCL 01
54 *
55 *
56 *
57 *
58 *
59 *
60 *
61 *
62 *
63 *
64 *
65 *
66 *
67 *
68 *
69 *
70 *
71 *
72 *
73 *
74 *
75 *
76 *
77 *
78 *
79 *
80 *

```

RESULTADOS

Variable	Valor	Unidad
PARAMETRO	1.500000000	DM
RESTRICCION	1.500000000	DM
INCREMENTO	1.500000000	DM
ESPESOR	1.500000000	DM
ANCHO	1.500000000	DM
MINIMO	1.500000000	DM
INCR.	1.500000000	DM

PASO DE LA FORMULACION INICIAL A LA CONSTRUCCION DE
UN PROGRAMA PARTICULAR DE OPTIMIZACION.

- Hacer una clasificación de las variables en libres y restringidas.
- Eliminar en lo posible las variables libres, por medio de manejos algebraicos.
- Tomar criterios basicos de convergencia, manejo de restricciones y optimización, como seria el error o la diferencia entre dos resultados sequenciales para la convergencia, o asignar el valor limite a una variable que se ha salido del rango, y una interpolación para el criterio de optimización.
- Armar un diagrama de flujo semejante al de algoritmos de optimización.
- Codificar el programa.

LISTADO DEL PROGRAMA DE OPTIMIZACION
OPTIM

ORIGINAL DEL DR. LAWRENCE B. EVANS
INSTITUTO TECNOLOGICO DE MASSACHUSETTS

5 CLS

```
1000 REM -----
1020 REM
1040 REM                O P T I M
1060 REM -----
1080 REM
1085 CLEAR 4000
1100 DIM XDEV(5),SX(5,10),X(5),Y(10),P(20),XL(5),XU(5),YL(10),YU(10),XC(5)
1120 DIM XX(5,10),YY(10,10),FF(10),XN$(5),YN$(10),PN$(20),UNAM(12),UX$(5),UY$(10),UP$(20)
1140 REM
1160 REM  INICIA PARAMETROS DEL OPTIM.
1180 REM
1220 FOR I=1 TO 5 : FOR J=1 TO 10
1240 READ BX(I,J) : NEXT J : NEXT I
1260 DATA 0.1048,0.22368,0.2413,0.42167,0.5737,0.77921,0.99562,0.96301,0.895
1280 DATA 0.85475,0.20918,0.63553,0.09429,0.10365,0.07119,0.51085,0.02368
1300 DATA 0.01011,0.52167,0.07056,0.48673,0.54164,0.32639,0.29334,0.111,0.35
1320 DATA 0.02488,0.15011,0.46573,0.4836,0.93093,0.39975,0.06907,0.72935,0.2
1340 DATA 0.91977,0.14342,0.36857,0.698758,0.40961,0.93969,0.61129,0.12765
1360 DATA 0.21332,0.54072,0.50706,0.97620,0.1195,0.34567,0.98765,0.123456
1380 FOR I=1 TO 5 : XDEV(I)=0 : NEXT I
1400 ALFA=1.3 : BETA=0.5
1420 REM
1440 REM  LEE DATOS BASICOS PARA LA CORRIJA DE OPTIMIZACION
1460 REM
1480 GOSUB 5300
1500 MCC=1 : GOSUB 5640
1540 FOR I=1 TO NX : XC(I)=X(I) : NEXT I
1560 NMAX=1 : NTIPO=4
1580 GOSUB 4260
1600 REM
1620 REM  ESTABLECE COMPLEX INICIAL
1640 REM
1660 NIT=0
1680 KMAX=2*NX
1700 K=1
1720 FF(K)=F
1740 FOR I=1 TO NX : XX(I,K)=X(I) : NEXT I
1760 IF NY <= 0 THEN GOTO 1800
1780 FOR I=1 TO NY : YY(I,K)=Y(I) : NEXT I
1800 FOR I=1 TO NX : XC(I)=(XC(I)*(K-1)+X(I))/K : NEXT I
1820 IF K-KMAX => 0 THEN GOTO 2020
1840 K=K+1
1860 FOR I=1 TO NX : X(I)=XL(I)+SX(I,K)*(XU(I)-XL(I)) : NEXT I
1880 NMAX=10 : NTIPO=1
1900 GOSUB 4260
1920 GOTO 1720
1940 REM
1960 REM  COMIENZA LA BUSQUEDA ITERATIVA DEL PUNTO OPTIMO
1980 REM  ESTABLECE CONTADOR PARA IMPRESION INTERMEDIA.
2000 REM
2020 IF NQ > 0 THEN GOTO 2060
2040 IPRT=M1+1
2060 GOTO 2220
2080 IPRT=NQ
2100 LPRINT "ITERACION",NIT
2120 MCC=3 : GOSUB 5640
2160 REM
2180 REM  ENCUENTRA MAXIMO Y MINIMO DEL COMPLEX
2200 REM
```

```

2220 NIT=NIT+1
2240 F2MAX=-1000*1000*1000*10
2260 F1MIN=-F2MAX
2280 JG=0 : JL=0
2300 FOR J=1 TO KMAX
2320 IF F1(J) F2MAX *K<= 0 THEN GOTO 2380
2340 JG=J
2360 F2MAX=FF(J)
2380 IF FF(J)-F1MIN => 0 THEN GOTO 2440
2400 F1MIN=FF(J)
2420 J=J
2440 NEXT J
2460 REM
2480 REM PRUEBA DE CONVERGENCIA.
2500 REM
2520 IDEV=F2MAX-F1MIN
2540 IF IDEV<0.7*DEV THEN GOTO 2620
2560 REM
2580 REM PRUEBA SATISFECHA EL PROCESO CONVERGE.
2600 REM
2620 MCC=1 : GOSUB 5640
2660 LPRINT "EL PROCESO CONVERGE EN ",NIT," ITERACIONES"
2680 LPRINT " LA SOLUCION ES :"
2700 MCC=2 : GOSUB 5640
2740 END
2760 REM
2780 REM PRUEBA NO SATISFECHA, SE PROCEDE A OTRA ITERACION.
2800 REM
2820 IF NIT-MI <= 0 THEN GOTO 3140
2840 REM
2860 REM SE SOBRE PASO EL NUMERO DE ITERACIONES PERMITIDO
2880 REM
2900 MCC=1 : GOSUB 5640
2940 LPRINT "EL PROCESO NO CONVERGE EN",NIT," ITERACIONES"
2960 LPRINT "LA SOLUCION DE PRUEBA Y EL COMPLEX ACTUALES SON : "
2980 MCC=2 : GOSUB 5640
3000 MCC=3 : GOSUB 5640
3020 MCC=2 : GOSUB 5640
3040 END
3060 REM
3080 REM CALCULA EL CENTROIDE DE LOS PUNTOS EN COMPLEX EXCLUYENDO
3100 REM EL MAXIMO.
3120 REM
3140 FOR I=1 TO NX
3160 XC(I)=0
3180 FOR J=1 TO KMAX : XC(I)=XC(I)+XX(I,J) : NEXT J
3200 XC(I)=(XC(I)-XX(I,JG))/(KMAX-1)
3220 NEXT I
3240 REM
3260 REM CALCULA NUEVO PUNTO DE PRUEBA RELEJANDO EL MAXIMO MEDIANTE
3280 REM EL CENTROIDE DE LOS PUNTOS RESTANTES.
3300 REM
3320 FOR I=1 TO NX
3340 X(I)=XC(I)-ALFA*(XX(I,JG)-XC(I))
3360 REM
3365 CLS
3380 REM PRUEBA CADA VARIABLE EXPLICITA, SI VIOLA LOS LIMITES, SE
3400 REM INTRODUCE A LA R.D.F. A UNA PEQUENA DISTANCIA DEL LIMITE.
3420 REM
3440 IF XU(I)-X(I) > 0 THEN GOTO 3480

```

```

3460 X(I)=XU(I)-XDEV(I)
3480 IF X(I)-XL(I) > 0 GOTO 3520
3500 X(I)=XL(I)+XDEV(I)
3520 NEXT I
3540 REM
3560 REM PRUEBA SI LAS VARIABLES IMPLICITAS VIOLAN LOS LIMITES
3580 REM
3600 NTIPO=2 : NMAX=10
3620 GOSUB 4260
3640 REM
3660 REM PRUEBA PARA VER SI EL PUNTO DE PRUEBA PRODUCE UN MAXIMO
3680 REM EN EL NUEVO COMPLEX.
3700 REM
3720 FOR J=1 TO KMAX
3740 IF J << JG AND FF(J) > F THEN GOTO 3980
3760 NEXT J
3780 REM
3800 REM YA QUE EL PUNTO DE PRUEBA PRODUCE UN MAXIMO, MUEVELO UNA
3820 REM DISTANCIA BETA DEL CENTROIDE DE LOS PUNTOS RESTANTES.
3840 REM
3860 FOR I=1 TO NX
3880 X(I)=XC(I)+BETA*(X(I)-XC(I))
3900 NEXT I
3920 REM
3940 REM COLOCA EL PUNTO DE PRUEBA EN UN NUEVO COMPLEX
3960 REM
3980 NTIPO=3 : NMAX=10
4000 GOSUB 4260
4020 FOR I=1 TO NX : XX(I,JG)=X(I) : NEXT I
4040 IF NY <= 0 THEN GOTO 4080
4060 FOR I=1 TO NY : YY(I,JG)=Y(I) : NEXT I
4080 FF(JG)=F
4100 REM
4120 REM IMPRESION INTERMEDIA SI SE REQUIERE.
4140 REM
4160 IF NIT-IPRT < 0 THEN GOTO 2220
4180 MCC=4 : GOSUB 5640
4200 MCC=3 : GOSUB 5640
4220 IPRT=IPRT+NQ
4240 GOTO 2220
4260 REM
4280 REM SUBROUTINA BOX
4300 REM
4320 REM EN ESTA SUBROUTINA SI LAS RESTRICCIONES IMPLICITAS SON VIOLADAS
4340 REM LA VARIABLE EXPLICITA DE DECISION SE MUEVE LA MITAD DEL CAMINO
4360 REM HACIA EL CENTROIDE.
4380 REM N, NUMERO DE MOVIMIENTOS DEL PUNTO DE PRUEBA HACIA EL CENTROIDE
4400 REM NMAX, NUMERO MAXIMO DE MOVIMIENTOS.
4420 REM
4440 N=1
4460 REM
4480 REM SE EVALUA LA FUNCION OBJETIVO Y VARIABLES DEPENDIENTES.
4500 REM
4520 GOSUB 8000
4540 IF NY <= 0 THEN GOTO 5080
4560 REM
4580 REM PRUEBA SI SE VIOLA ALGUNA RESTRICCION IMPLICITA.
4600 REM
4620 FOR I=1 TO NY
4640 IF Y(I) < YL(I) OR YU(I) < Y(I) THEN GOTO 4600

```

```

4680 GOTO 5080
4700 REM
4720 REM      COMO EL PUNTO DE PRUEBA VIOLA LAS RESTRICCIONES IMPLICITAS,
4740 REM      SE MUEVE UNA DISTANCIA BETA DEL CENTROIDE DE LOS PUNTOS
4760 REM      RESTANTES.
4780 REM
4800 FOR I=1 TO NX
4820 X(I)=XC(I)+BETA*(X(I)-XC(I))
4840 NEXT I
4850 IF N-NMAX => 0 THEN GOTO 4980
4860 N=N+1
4880 GOTO 4520
4900 REM
4920 REM      EL PUNTO DE PRUEBA NO SATISFACE LA RESTRICCION IMPLICITA
4940 REM      DESPUES DE NMAX MOVIMIENTOS HACIA EL CENTROIDE DE LOS PUNTOS
4960 REM      RESTANTES.
4980 IF NTIPO >< 4 THEN GOTO 5060
5000 MCC=2 : GOSUB 5640
5020 LPRINT"EL PUNTO INICIAL VIOLA ALGUNA RESTRICCION"
5040 END
5060 GOSUB 5140
5080 IF NTIPO >< 4 THEN GOTO 5120
5100 MCC=2 : GOSUB 5640
5120 RETURN
5140 REM
5160 REM      SUBRUTINA FALLA
5180 REM
5200 LPRINT" ERROR EN OPTIMIZACION TIPO",NTIPO
5220 LPRINT " VIOLACION DE RESTRICCION"
5240 MCC=2 : GOSUB 5640
5260 MCC=3 : GOSUB 5640
5280 END
5300 REM
5320 REM      SUBRUTINA DE LECTURA
5340 REM
5350 IF FIN = 1 THEN GOTO 5354
5352 GOSUB 6900
5354 PRINT" ENCABEZADO DEL PROBLEMA"
5356 INPUT TITUL$
5357 PRINT:PRINT
5358 PRINT"NUMERO DE VARIABLES INDEPENDIENTES =", : INPUT NX : PRINT"NUMERO DE VARIABLES DEPENDIENTES =", : INPUT NY : PRINT"NUMERO
DE PARAMETROS =", : INPUT NP
5360 PRINT"NUMERO DE ITERACIONES MAXIMAS =", : INPUT NI : PRINT"FRECUENCIA DE IMPRESION DE ITERACIONES =", : INPUT F
5362 CLS
5380 FOR I=1 TO NX
5381 PRINT:PRINT
5382 PRINT" NOMBRE DE LA VARIABLE INDEPENDIENTE *I*, UNIDADES"
5400 INPUT XN$(I),UX$(I)
5402 PRINT" LIMITE INFERIOR, LIMITE SUPERIOR, VALOR INICIAL"
5410 INPUT XL(I),XU(I),X(I)
5420 NEXT I
5440 IF NY <= 0 THEN GOTO 5520
5445 CLS
5460 FOR I=1 TO NY
5461 PRINT:PRINT
5462 PRINT" NOMBRE DE LA VARIABLE DEPENDIENTE *I*, UNIDADES"
5480 INPUT YN$(I),UY$(I)
5482 PRINT" LIMITE INFERIOR, LIMITE SUPERIOR"
5490 INPUT YL(I),YU(I)

```



```

5500 NEXT I
5520 IF NP <= 0 THEN GOTO 5600
5525 CLS
5540 FOR I=1 TO NP
5541 PRINT:PRINT
5542 PRINT " NOMBRE DEL PARAMETRO, " I " UNIDADES"
5560 INPUT PN$(I),UP$(I)
5562 PRINT " VALOR DEL PARAMETRO"
5570 INPUT P(I)
5580 NEXT I
5600 CLS
5601 PRINT "NOMBRE DE LA FUNCION OBJETIVO, UNIDADES"
5602 INPUT FO$,UF$
5603 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT
5604 PRINT " DESVIACION RELATIVA, DESVIACION ABSOLUTA"
5606 INPUT FR,FA
5607 FOR I=1 TO 6:LPRINT " ":NEXT I
5608 LPRINT TAB(21) CHR$(31)"UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO"
5610 LPRINT " ":LPRINT " "
5612 LPRINT TAB(11) " FACULTAD DE INGENIERIA"
5614 LPRINT " ":LPRINT " "
5616 LPRINT TAB(11) " DIVISION DE INGENIERIA MECANICA"
5618 FOR I=1 TO 4 :LPRINT CHR$(30) " ":NEXT I
5620 RETURN
5640 REM
5660 REM SUBROUTINA DE IMPRESION
5680 REM
5700 FOR I=1 TO 12 : UNAM(I)=1 : NEXT I
5720 ON MCC GOTO 5800,5880,6380,6860,6880
5740 RM
5760 REM IMPRIME ENCABEZADO
5780 REM
5800 LPRINT " ":LPRINT " ":LPRINT TITUL$:LPRINT " " : RETURN
5820 REM
5840 REM IMPRIME SOLUCION DE PRUEBA Y LIMITES
5860 REM
5880 LPRINT " VARIABLES INDEPENDIENTES"
5900 LPRINT "NOMBRE","LIM. INF. ","LIM. SUP. ","VALOR","UNIDADES"
5920 FOR I=1 TO NX
5940 LPRINT XN$(I),XL(I),XU(I),X(I),UX$(I)
5960 NEXT I
5980 IF NY <= 0 THEN GOTO 6100
6000 LPRINT "VARIABLES DEPENDIENTES"
6020 LPRINT " NOMBRE","LIM. INF. ","LIM. SUP. ","VALOR","UNIDADES"
6040 FOR I=1 TO NY
6060 LPRINT YN$(I),YL(I),YU(I),Y(I),UY$(I)
6080 NEXT I
6100 IF NP <= 0 THEN GOTO 6220
6120 LPRINT "PARAMETROS"
6140 LPRINT " NOMBRE","VALOR","UNIDADES"
6160 FOR I=1 TO NP
6180 LPRINT PN$(I),P(I),UP$(I)
6200 NEXT I
6220 LPRINT " FUNCION OBJETIVO"
6240 LPRINT " NOMBRE","VALOR","DES. REL. ","DES. ABS. ","UNIDADES"
6260 LPRINT FO$,F,FR,FA,UF$
6280 RETURN
6300 REM
6320 REM IMPRIME VALORES DE VARIABLES EN LOS VERTICES DEL COMPLEX
6340 REM ACTUAL

```

```

6360 REM
6300 KIMAX=KMAX+1
6400 LPRINT " VARIACION DE COMPLEJO (CENTROIDE = VERTICE"
6420 LPRINT " VERTICE"
6480 FOR I=1 TO NX
6500 XX(I,KIMAX)=XC(I)
6520 FOR K=1 TO KIMAX
6540 LPRINT K, XN$(I); "=" ; XX(I,K)
6560 NEXT K
6580 NEXT I
6600 IF NY <= 0 THEN GOTO 6720
6620 FOR I=1 TO NY
6640 FOR K=1 TO KIMAX
6660 LPRINT K, YN$(I); "=" ; YY(I,K)
6680 NEXT K
6700 NEXT I
6720 FOR K=1 TO KMAX
6740 LPRINT K, F0$; "=" ; FF(K)
6760 NEXT K
6780 RETURN
6800 REM
6820 REM          IMPRIME LOS RESULTADOS DE LA ITERACION ACTUAL
6840 REM
6860 PRINT " ITERACION"
6880 RETURN
6900 REM
6902 REM          SE IMPRIME INTRODUCTIVO.
6903 CLS
6904 PRINT TAB(11)"UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO "
6906 PRINT " ":PRINT " "
6908 PRINT TAB(11)"          FACULTAD DE INGENIERIA"
6910 PRINT " ":PRINT " "
6912 PRINT TAB(11)"          DIVISION DE INGENIERIA MECANICA"
6914 FOR I=1 TO 4:PRINT " ":NEXT I
6916 PRINT "          CODIFICAR LA SUBROUTINA MODEL APARTIR DE LA"
6918 PRINT "          LINEA 8000, LA SECUENCIA APARECE AUTOMATICAMENTE."
6922 PRINT "          Y LA ULTIMA LINEA DE LA CODIFICACION DEBE SER"
6930 PRINT "          > RETURN"
6935 PRINT "          OPRIMA LA TECLA 'BREAK'"
6936 PRINT "          CODIFIQUE EN LA LINEA >5345 FIN=1"
6938 PRINT "          Y CORRA DE NUEVO EL PROGRAMA >RUN"
6939 AUTO 8000,10
6940 RETURN
6960 REM
6980 REM          SUBROUTINA MODEL
7000 REM
9000 '
9010 '          SUBROUTINA DE EDITOR
9020 '
9030 CLS
9040 PRINT "(1) ENCABEZADO *...TITULO"
9050 PRINT "(2) NUMERO DE VARIABLES INDEPENDIENTES*.NX
9060 PRINT "(3)          PENDIENTES*.NY
9070 PRINT "(4) NUMERO DE PARAMETROS*.NP
9080 PRINT "(5) ITERACIONES MAXIMAS*.MI
9090 PRINT "(6) FRECUENCIA DE IMPRECION*.NQ
9100 PRINT:PRINT:PRINT " SI DESE MODIFICAR ALGUN DATO TECLEE EL NUMERO CORRESPONDIENTE, SI NO TECLEE 0"
9110 JJ=INPUT$(1)
      JJ=VAL (JJ)
      IF JJ<=0 OR JJ>6 THEN 9220

```

```

9140 ON JJ GOTO 9150,9160,9170,9180,9190,9200
9150 PRINT "ENCABEZADO DEL PROBLEMA ",:INPUT TITUL$:GOTO 9210
9160 PRINT "NUMERO DE VARIABLES INDEPENDIENTES",:INPUT NX : GOTO 9210
9170 PRINT "NUMERO DE VARIABLES DEPENDIENTES",:INPUT NY : GOTO 9210
9180 PRINT "NUMERO DE PARAMETROS",: INPUT NP : GOTO 9210
9190 PRINT "NUMERO DE ITERACIONES MAXIMAS", : INPUT MI : GOTO 9210
9200 PRINT "FRECUENCIA DE IMPRESION DE ITERACIONES",: INPUT NQ
9210 GOTO 9430
9220 CLS
9230 PRINT "          VARIABLES INDEPENDIENTES"
9240 PRINT:PRINT
9250 FOR I=1 TO NX
9260 PRINT:PRINT
9270 PRINT "NOMBRE DE LA VARIABLE INDEPENDIENTE *I,XN$(I)
9280 PRINT "UNIDADES *UX$(I)
9290 PRINT "LIMITE INFERIOR *XL(I),"SUPERIOR *XU(I),"VALOR INICIAL *X(I)
9300 NEXT I
9310 PRINT:PRINT
9320 PRINT "SI DESEAS CORREGIR ALGUNA VARIABLE TECLEA SU NUMERO, <ENTER> ;SI NO TECLEA CERO, <ENTER>"
9330 INPUT JJ
9340 IF JJ<=0 OR JJ>NX THEN 9400
9350 PRINT:PRINT
9360 PRINT "NOMBRE DE LA VARIABLE INDEPENDIENTE *JJ,:INPUT XN$(JJ)
9370 PRINT "UNIDADES",,:INPUT UX$(JJ)
9380 PRINT "LIMITE INFERIOR",:INPUT XL(JJ) : PRINT "SUPERIOR",:INPUT XU(JJ) : PRINT "VALOR INICIAL",:INPUT X(JJ)
9390 GOTO 9220
9400 CLS
9410 PRINT "          VARIABLES DEPENDIENTES"
9420 FOR I=1 TO NY
9430 PRINT:PRINT
9440 PRINT "NOMBRE DE LA VARIABLE DEPENDIENTE *I,YN$(I)
9450 PRINT "UNIDADES",,:UY$(I)
9460 PRINT "LIMITE INFERIOR *YL(I),"SUPERIOR *YU(I)
9470 NEXT I
9480 PRINT:PRINT
9490 PRINT "CUAL ES EL NUMERO DE LA VARIABLE QUE DESEA CAMBIAR, TECLEE SU NUMERO Y <ENTER> , SI NO TECLEE CERO, <ENTER>I"
9500 INPUT JJ
9510 IF JJ<=0 OR JJ>NY THEN 9560
9520 PRINT "NOMBRE DE LA VARIABLE DEPENDIENTE *JJ, : INPUT YN$(JJ)
9530 PRINT "UNIDADES",,:INPUT UY$(JJ)
9540 PRINT "LIMITE INFERIOR ",: INPUT YL(JJ) : PRINT "SUPERIOR",:INPUT YU(JJ)
9550 GOTO 9400
9560 CLS
9570 PRINT "          PARAMETROS"
9580 PRINT:PRINT
9590 FOR I=1 TO NP
9600 PRINT:PRINT
9610 PRINT "NOMBRE DEL PARAMETRO *I,PN$(I)
9620 PRINT "UNIDADES",:UP$(I)
9630 PRINT "VALOR DEL PARAMETRO",P(I)
9640 NEXT I
9650 PRINT:PRINT
9660 PRINT "TECLEE EL NUMERO DEL PARAMETRO QUE DESEE CAMBIAR Y <ENTER>, SI NO TECLEE CERO, <ENTER>"
9670 INPUT JJ
9680 IF JJ<=0 OR J>NP THEN 9740
9690 PRINT:PRINT
9700 PRINT "NOMBRE DEL PARAMETRO *JJ,:INPUT PN$(JJ)
9710 PRINT "UNIDADES",:INPUT UP$(JJ)
9720 PRINT "VALOR DEL PARAMETRO",: INPUT P(JJ)
9730 GOTO 9560

```

```
9740 CLS
9750 PRINT "NOMBRE DE LA FUNCION OBJETIVO",FO$
9760 PRINT "UNIDADES",,,,UF$
9770 PRINT:PRINT
9780 PRINT "DESEA CAMBIARLO S/N"
9790 JJ$=INPUT$(1)
9800 IF JJ$<>"S" THEN 9840
9810 PRINT:PRINT
9820 PRINT "NOMBRE DE LA FUNCION OBJETIVO",:INPUT FO$:
9830 PRINT "UNIDADES",,,,INPUT UF$
9840 CLS
9850 PRINT "DESVIACION RELATIVA",FR
9860 PRINT:PRINT
9870 PRINT "DESEA CAMBIARLA S/N"
9880 JJ$=INPUT$(1)
9890 IF JJ$<>"S" THEN 9920
9900 PRINT:PRINT
9910 PRINT "DESVIACION RELATIVA",:INPUT FR
9920 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT
9930 PRINT "DESVIACION ABSOLUTA",FA
9940 PRINT:PRINT
9950 PRINT "DESEA CAMBIARLA S/N"
9960 JJ$=INPUT$(1)
9970 IF JJ$<>"S" THEN 9990
9980 PRINT "DESVIACION ABSOLUTA",:INPUT FA
9990 RETURN
```



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS
DE MAQUINAS

BIBLIOTECA DE ELEMENTOS Y APLICACIONES

MARZO, 1985

5. BIBLIOTECA DE ELEMENTOS Y APLICACIONES

5.1 Desarrollo de Matrices Elementales

Cada elemento está asociado a un número determinado de nodos y estos a su vez a un número específico de grados de libertad (gdl). En general, dependiendo de la variable de campo (desplazamiento, temperatura, etc) se puede definir el tipo de grados de libertad que se requieren para la representación física del comportamiento del sistema; por ejemplo, si se trata del desplazamiento de una partícula en una línea, se tiene entonces un (gdl), si se trata de desplazamientos en un plano de la misma entonces se tienen dos (gdl) y se tienen tres (gdl) para el caso de desplazamientos en el espacio.

Los elementos comúnmente usados en la práctica de elementos finitos pueden clasificarse de varias formas y en varias categorías; algunas de estas pueden ser las que se indican en la tabla 5.1.1. Algunas de las características indicadas en esta tabla pueden ser físicamente interpretadas, por ejemplo el número de nodos necesarios para describir la topología del elemento, forma relativa (rectangular, trapezoidal etc), pero otras no son tan obvias como por ejemplo el orden de la integración explícita, el tipo de las fun-

Característica Categórica	Tipos de Elementos	Ejemplos
Espacial Geométrica	Lineales (unidimensionales)	barra, viga
	Planos (bidimensionales) < Triangulares cuadriláteros	esfuerzo plano, deformación plana, axisimétricos
	Espaciales (Tridimensionales)	solidos, placas gruesas
Forma Relativa	Naturales (regulares)	Triangulares, rectangulares
	Isoparamétricas (irregulares) 1, 2, 3 puntos de integración	de geometría irregular
Orden de los polinómios de interpolación	Lineales (nodos esquinales)	lados rectos
	Cuadráticas (nodos esq. y 1 intermedio)	lados parabólicos
	Cúbicas (nodos esq. y 2 intermedios)	lados cúbicos
Tipo de grados de libertad	Traslacionales	barra, planos, solidos
	Rotacionales	vigas, cascarones, placas.

TABLA 5-1-1 Algunas clasificaciones de Elementos Finitos

$$[K_1]_{3 \times 3}, [K_2]_{4 \times 4}, [K_3]_{3 \times 3}, [K_4]_{4 \times 4}, [K_5]_{3 \times 3}$$

$$[K_6]_{2 \times 2}, [K_7]_{2 \times 2}, [K_8]_{2 \times 2} \quad (5.1.1)$$

El vector global de grados de libertad se ordena de acuerdo al esquema de numeración nodal tal que

$$\{D\}^T = \{d_1, d_2, \dots, d_9\} \quad (5.1.2)$$

y los vectores elementales se ordenan de acuerdo a los nodos que definen el elemento, entonces se tienen los siguientes vectores elementales:

$$\{D_1\}^T = \{d_1, d_4, d_5\}$$

$$\{D_2\}^T = \{d_1, d_2, d_5, d_6\}$$

$$\{D_3\}^T = \{d_4, d_5, d_8\}$$

$$\{D_4\}^T = \{d_5, d_6, d_8, d_9\} \quad (5.1.3)$$

$$\{D_5\}^T = \{d_2, d_3, d_6\}$$

$$\{D_6\}^T = \{d_3, d_7\}$$

$$\{D_7\}^T = \{d_6, d_7\}$$

$$\{D_8\}^T = \{d_7, d_9\}$$

Al expandir las matrices (5.1.1) al tamaño de la matriz global se pueden sumar término a término y el resultado sería una matriz $[K]$ cuyos términos diferentes de cero se indican en la siguiente ecuación:

ciones de interpolación de la variable de campo etc. En un programa general de elementos finitos, cada elemento está debidamente formulado a través de ciertas ecuaciones que toman en cuenta las siguientes características:

- Número de nodos
- Número de grados de libertad por nodo
- coordenadas nodales
- conectividad del elemento
- Número de puntos de integración (isoparamétricos)
- propiedades del material

y para cada elemento en un sistema, se formulan las matrices elementales que caracterizan sus propiedades y que se ensamblan en matrices globales que caracterizan la estructura total del sistema. Por ejemplo la estructura mostrada en la figura 5.1.1 tiene 8 elementos cuyos nodos tienen un solo grado de libertad (temperatura por ejemplo). El resultado de ensamblar las matrices elementales en la matriz global es una matriz cuyos términos diferentes de cero se indican con una "x" como se muestra en las siguientes ecuaciones indicadas.

Sea $[K_i]$ la matriz del elemento i cuyo orden n_i es igual al número de nodos (dado que cada nodo tiene un solo gdl) entonces se obtienen las siguientes matrices elementales

$$[K] = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \end{matrix} & \begin{bmatrix} X & X & O & X & X & X & O & O & O \\ X & X & X & O & X & X & O & O & O \\ O & X & X & O & O & X & X & O & O \\ X & O & O & X & X & O & O & X & O \\ X & X & O & X & X & X & O & X & X \\ X & X & X & O & X & X & X & X & X \\ O & O & X & O & O & X & X & O & X \\ O & O & O & X & X & X & O & X & X \\ O & O & O & O & X & X & X & X & X \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (5 \cdot 1 \cdot 4)$$

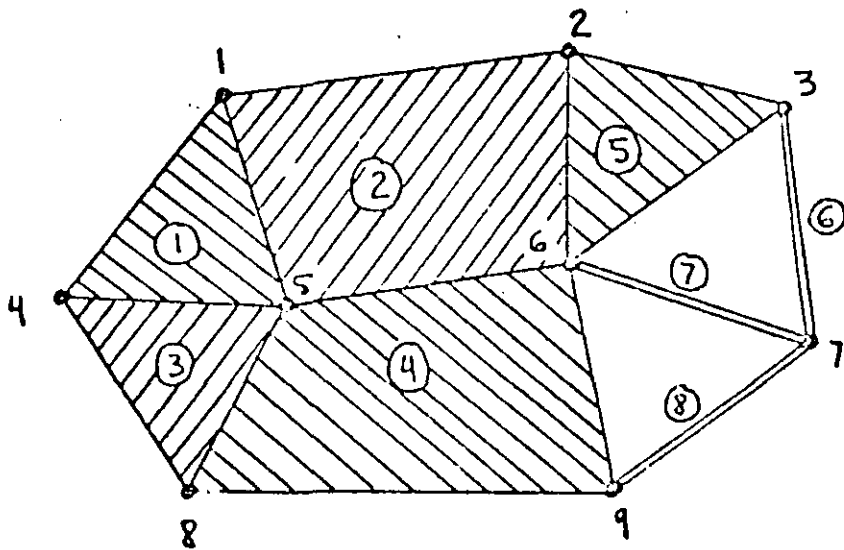


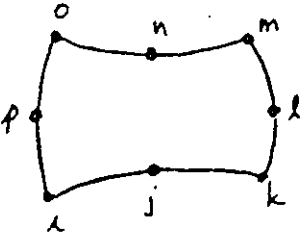
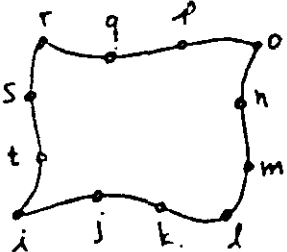
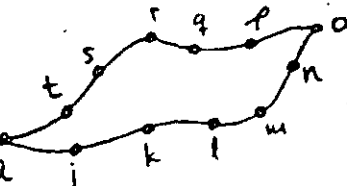

Figura 5.1.1 Sistema con 8 elementos planos (tres triangulares y dos cuadriláteros) y tres elementos barra, con un grado de libertad por nodo

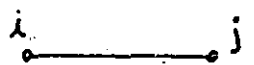
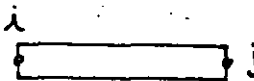

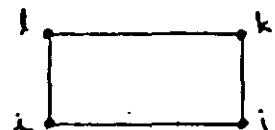
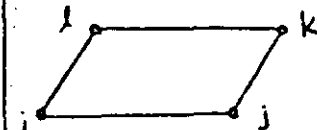
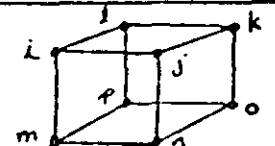

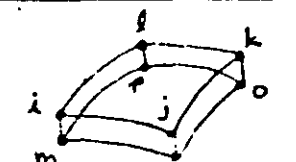
ciones de interpolación de la variable de campo etc. En un programa general de elementos finitos, cada elemento está debidamente formulado a través de ciertas ecuaciones que toman en cuenta las siguientes características:

- Número de nodos
- Número de grados de libertad por nodo
- coordenadas nodales
- conectividad del elemento
- Número de puntos de integración (isoparamétricos)
- propiedades del material

y para cada elemento en un sistema, se formulan las matrices elementales que caracterizan sus propiedades y que se ensamblan en matrices globales que caracterizan la estructura total del sistema. Por ejemplo la estructura mostrada en la figura 5.1.1 tiene 8 elementos cuyos nodos tienen un solo grado de libertad (temperatura por ejemplo). El resultado de ensamblar las matrices elementales en la matriz global es una matriz cuyos términos diferentes de cero se indican con una "x" como se muestra en las siguientes ecuaciones indicadas.

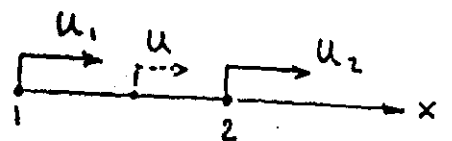
Sea $[K_i]$ la matriz del elemento i cuyo orden n es igual al número de nodos (dado que cada nodo tiene un solo gdl) entonces se obtienen las siguientes matrices elementales

ELEMENTO	TIPO	Nº NODOS	Nº (g d l)	TIPO DE CARGAS
	PLANO ISOPARAMETRICO PARABOLICO	8	2	concentradas en el plano
	PLANO ISOPARAMETRICO CUBICO	12	2	mismas
	CASCARON ISOPARAMETRICO CUBICO	12	6	Concentradas, cortantes y momentos y de superficie
	SOLIDO ISOPARAMETRICO CUBICO	32	3	Concentradas, sin momentos, de superficie.

ELEMENTO	TIPO	Nº NODOS	Nº (g d l)	TIPO DE CARGAS
	BARRA	2	1 línea 2 plano 3 espacio	axiales
	VIGA	2	2 } plano 3 } 6 espacio	Concentradas, distribuidas cortantes, momentos, axiales
	TRIANGULAR PLANO	3	2	concentradas en el plano
	RECTANGULAR PLANO	4	2	concentradas en el plano
	RECTANGULAR PLACA	4	3	concentradas en el plano y fuera del plano y distribuidas en la cara
	SOLIDO	8	3	Concentradas en los nodos en cualquier dirección y en las caras distribuida
	CASCARON	4	6	concentradas y distribuidas en cualquier dirección
	PLACA GRUESA	8	6	concentradas y distribuidas en cualquier dirección

A continuación se presenta el desarrollo de las matrices elementales para algunos elementos basados en una formulación variacional que resulta en matrices del tipo

$$[K_e] = \int_{\text{Vol.}} [B]^T [E] [B] dV \quad (5.1.5)$$

Caso 1 Elemento tipo barra 

Sea la función de campo $\{u\}$ expresada en términos de un campo

$$\{u\} = [1 \quad x] \{a\} \quad (5.1.6)$$

$\therefore \{u\}$ es el desplazamiento de cualquier punto del elemento
 $\{a\}$ es el vector de coeficientes de un polinomio que aproxima el desplazamiento en el elemento

x es la coordenada dentro del elemento para la cual se calcula el desplazamiento $\{u\}$

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = [A] \{a\} \quad (5.1.7)$$

combinando (5.1.7) y (5.1.6)

$$\{u\} = [1 \quad x] [A]^{-1} \{d\} = \left[\left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad \frac{x}{L} \right] \{d\} \quad (5.1.8)$$

$$\{u\} = [N] \{d\} \quad (5.1.9)$$

por otro lado se tiene que

$$\{E\} = [B] \{d\} = \left(-\frac{1}{L} \quad \frac{1}{L} \right) \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \frac{d_2 - d_1}{L} \quad (5.1.10)$$

De las ecuaciones (5.1.9) y (5.1.10) se tiene que

$$[B] = \frac{\partial}{\partial x} [N] \quad (5.1.11)$$

De la expresión de la energía de deformación se tiene:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \{E\}^T [E] \{E\} A dx \quad (5.1.12)$$

Sustituyendo (5.1.10) en (5.1.12) se tiene

$$U = \frac{1}{2} \{d\}^T \left[\int_0^L [B]^T E [B] A dx \right] \{d\} \quad (5.1.13)$$

la cual se puede escribir como

$$U = \frac{1}{2} \{d\}^T [k_e] \{d\} \quad (5.1.14)$$

Entonces para obtener $[k_e]$ se tiene

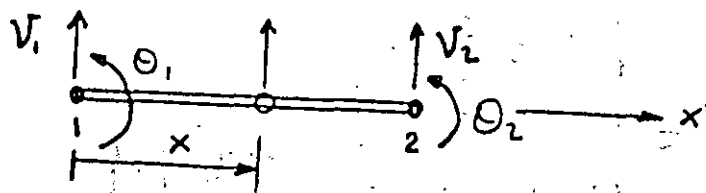
$$[k_e] = \int_0^L [B]^T E [B] A dx = \int_0^L \begin{Bmatrix} -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{L} \end{Bmatrix} E \begin{Bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{Bmatrix} A dx \quad (5.1.15)$$

y el resultado es

$$[k_e] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.1.16)$$

que es la matriz que caracteriza a un elemento barra en coordenadas naturales, es decir cuando el eje x coincide con el eje longitudinal del elemento.

Caso 2 Elemento Viga



Un desplazamiento cortante v en cualquier punto del elemento localizado en una coordenada x del mismo, se puede aproximar mediante:

$$v_x = [1 \quad x \quad x^2 \quad x^3] \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.17)$$

Según la teoría de vigas, el desplazamiento angular θ de un punto en la viga es igual a la derivada del desplazamiento cortante con respecto a la coordenada longitudinal, entonces:

$$\theta_x = \frac{dv_x}{dx} = \frac{d}{dx} [1 \quad x \quad x^2 \quad x^3] \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.18)$$

$$\theta_x = [0 \quad 1 \quad 2x \quad 3x^2] \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.19)$$

Tomando las condiciones de frontera para el elemento se tiene que:

$$v_x = v_1 \quad @ \quad x=0$$

$$v_x = v_2 \quad @ \quad x=L$$

$$\theta_x = \theta_1 \quad @ \quad x=0$$

$$\theta_x = \theta_2 \quad @ \quad x=L$$

(5.1.20)

(5.1.21)

entonces

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & L^2 & L^3 \\ 0 & 1 & 2L & 3L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} = [A] \{a\} \quad (5.1.21)$$

esta ecuación tiene la forma de la ecuación (5.1.7), de (5.1.17) y (5.1.18) se tiene lo siguiente:

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ \theta_x \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & x^2 & x^3 \\ 0 & 1 & 2x & 3x^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.22)$$

entonces despejando el vector $\{a\}$ de (5.1.21) y sustituyéndolo en la última ecuación se obtiene

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ \theta_x \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & x^2 & x^3 \\ 0 & 1 & 2x & 3x^2 \end{bmatrix} [A]^{-1} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \quad (5.1.23)$$

en donde el producto de las matrices en (5.1.23) se define como:

$$[N] = \begin{bmatrix} 1 & x & x^2 & x^3 \\ 0 & 1 & 2x & 3x^2 \end{bmatrix} [A]^{-1} \quad (5.1.23)$$

tomando de la ecuación (5.1.23) la derivada con respecto a x se obtiene la matriz $[B]$.

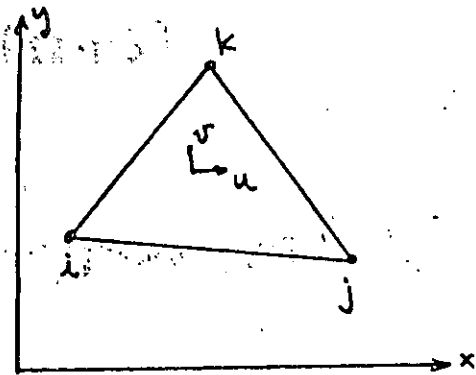
$$[B] = \frac{d}{dx} [N] \quad (5.1.24)$$

12

Sustituyendo la matriz $[B]$ en la ecuación (5.1.5) con la matriz $[E] = [EI] = EI$, el resultado es el siguiente después de desarrollar la integración:

$$[k_{ie}] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (5.1.25)$$

Caso 3 Elemento Triangular Plano



$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y \quad (5.1.26)$$

$$v = a_4 + a_5 x + a_6 y$$

expresando la aproximación de campo (5.1.26) en forma matricial se tiene:

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} \quad (5.1.27)$$

Tomando las condiciones de frontera para $i=1$, $j=2$ y $k=3$ se tiene que:

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Bmatrix} ; \quad \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} \quad (5.1.28)$$

despejando los vectores $\{a_1, a_2, a_3\}^T$ y $\{a_4, a_5, a_6\}^T$ se tiene

$$\begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = [\Lambda]^{-1} \{u\} \quad (5.1.29)$$

y

$$\begin{Bmatrix} a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} = [\Lambda]^{-1} \{v\} \quad (5.1.30)$$

sustituyendo estas expresiones en la ecuación (5.1.27) debidamente ordenadas se obtiene

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} \quad (5.1.31)$$

en donde:

$$N_1 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_2 - y_3)x + (x_3 - x_2)y \right]$$

$$N_2 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_3 - y_1)x + (x_1 - x_3)y \right] \quad (5.1.32)$$

$$N_3 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_1 - y_2)x + (x_2 - x_1)y \right]$$

La matriz $[B]$ se obtiene tomando las parciales de $[N]$ es decir:

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \quad (5.1.33)$$

Para obtener la matriz de rigidez del elemento, solamente es necesario sustituir la expresión de $[B]$ de la ecuación (5.1.33) en la ecuación (5.1.5), pero la matriz de propiedades de material depende del caso que se trate, en el caso de esfuerzo plano se tiene:

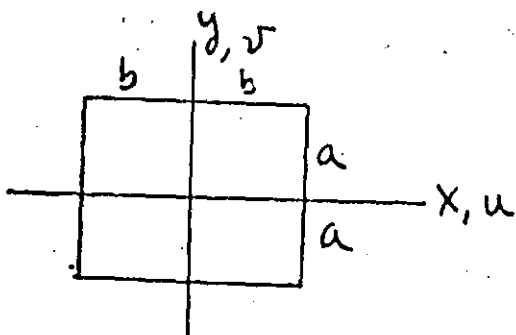
$$[E] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (5.1.34)$$

en el caso de deformación plana se tiene:

$$[E] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \nu/(1-\nu) & 0 \\ \nu/(1-\nu) & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-2\nu)/2(1-\nu) \end{bmatrix} \quad (5.1.35)$$

La matriz final se puede obtener de las ecuaciones (5.1.5), (5.1.33) y según sea el caso de ecuaciones (5.1.34) y/o (5.1.35).

Caso 4 Elemento cuadrilátero plano



$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (5.1.36)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy$$

Las ecuaciones (5.1.36) representan la aproximación de desplazamiento a través de un polinomio. Desarrollando los mismos pasos que en el caso anterior se obtienen las siguientes matrices:

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (5.1.37)$$

en donde

$$N_1 = \frac{(b-x)(a-y)}{4ba}$$

$$N_2 = \frac{(b+x)(a-y)}{4ba}$$

$$N_3 = \frac{(b+x)(a+y)}{4ba} \quad (5.1.38)$$

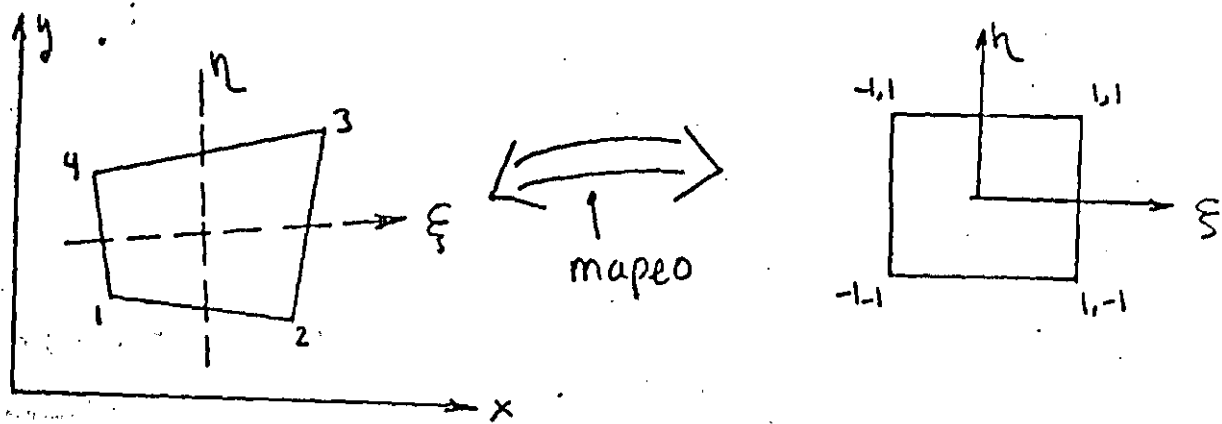
$$N_4 = \frac{(b-x)(a+y)}{4ba}$$

La matriz $[B]$ se obtiene mediante:

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (5.1.39)$$

la matriz elemental de rigidez se obtiene sustituyendo la matriz $[B]$ de la ecuación (5.1.39) en la ecuación (5.1.5) y donde la matriz $[E]$ tiene la misma forma que para el caso del elemento triangular.

caso 5 Elemento rectangular isoparamétrico



Para este caso, podemos considerar la función de mapeo

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \vdots \\ y_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.40)$$

en donde

$$N_1 = \frac{(1-\xi)(1-\eta)}{4}$$

$$N_2 = \frac{(1+\xi)(1-\eta)}{4}$$

$$N_3 = \frac{(1+\xi)(1+\eta)}{4}$$

$$N_4 = \frac{(1-\xi)(1+\eta)}{4}$$

(5.1.41)

Este "mapeo" relaciona un punto de coordenadas (x, y) en el elemento irregular con un punto de coordenadas (ξ, η) del elemento regular. El polinomio correspondiente es:

$$x = a_1 + a_2 \xi + a_3 \eta + a_4 \xi \eta$$

$$y = a_5 + a_6 \xi + a_7 \eta + a_8 \xi \eta$$

(5.1.42)

las condiciones de frontera nodales son:

$$y = y_1, \quad x = x_1 \quad @ \quad \xi = \eta = -1$$

$$y = y_2, \quad x = x_2 \quad @ \quad \xi = 1, \eta = -1$$

$$y = y_3, \quad x = x_3 \quad @ \quad \xi = \eta = 1$$

$$y = y_4, \quad x = x_4 \quad @ \quad \xi = -1, \eta = 1$$

(5.1.43)

El campo de desplazamientos queda:

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = [N] \{d\} \quad (5.1.44)$$

y las funciones de interpolación son tales que:

$$x = \sum_1^4 N_i x_i \quad y = \sum_1^4 N_i y_i \quad (5.1.45)$$

y por lo tanto los desplazamientos son:

$$u = \sum_1^4 N_i u_i \quad v_i = \sum_1^4 N_i v_i \quad (5.1.46)$$

Usando la regla de la cadena para la derivación en dos sistemas de coordenadas se tiene que:

$$\begin{Bmatrix} (\quad),_{\xi} \\ (\quad),_{\eta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{,s} & y_{,s} \\ x_{,\eta} & y_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (\quad),_x \\ (\quad),_y \end{Bmatrix} = [J] \begin{Bmatrix} (\quad),_x \\ (\quad),_y \end{Bmatrix} \quad (5.1.47)$$

entonces para este caso se tiene que el jacobiano queda

$$[J] = \begin{bmatrix} N_{1,s} & N_{2,s} & N_{3,s} & N_{4,s} \\ N_{1,\eta} & N_{2,\eta} & N_{3,\eta} & N_{4,\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \\ x_3 & y_3 \\ x_4 & y_4 \end{bmatrix} \quad (5.1.48)$$

definiremos $[J^*] = [J]^T$ entonces usando la ecuación (5.1.47)

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ v_x \\ v_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{11}^* & J_{12}^* & 0 & 0 \\ J_{21}^* & J_{22}^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{11}^* & J_{12}^* \\ 0 & 0 & J_{21}^* & J_{22}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ u_n \\ v_s \\ v_n \end{Bmatrix} \quad (5.1.49)$$

de la definición de deformaciones en el plano se tiene que

$$\{E\} = \begin{Bmatrix} E_x \\ E_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ v_x \\ v_y \end{Bmatrix} \quad (5.1.50)$$

de las expresiones (5.1.45) y (5.1.46)

$$\begin{Bmatrix} u_s \\ u_n \\ v_s \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{i,s} & 0 \\ N_{i,n} & 0 \\ c & N_{i,s} \\ 0 & N_{i,n} \end{bmatrix}_{i=1} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=2} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=3} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=4} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \vdots \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (5.1.51)$$

combinando las últimas tres ecuaciones y de la ecuación

$$\{E\} = [B] \{d\} \quad (5.1.52)$$

se obtiene que

$$[B] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} J_{11}^* & J_{12}^* & 0 & 0 \\ J_{21}^* & J_{22}^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{11}^* & J_{12}^* \\ 0 & 0 & J_{21}^* & J_{22}^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_{i,s} & 0 \\ N_{i,n} & 0 \\ 0 & N_{i,s} \\ 0 & N_{i,n} \end{bmatrix}_{i=1} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=2} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=3} \begin{bmatrix} \phantom{N_{i,s}} \\ \phantom{N_{i,n}} \end{bmatrix}_{i=4} \quad (5.1.52)$$

El siguiente paso es integrar el producto $[B]^T [E] [B]$ en donde $[E]$ tiene la misma forma que en casos anteriores. al integrar se tiene que.

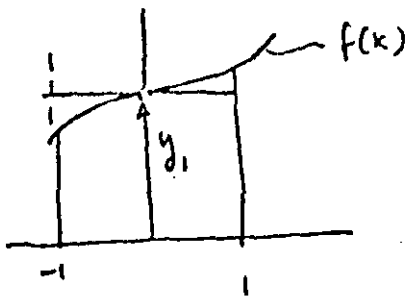
$$I = \int_x \int_y (\quad) dx dy = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 (\quad) \det [J] d\xi d\eta \quad (5.1.53)$$

pero debido a la complejidad del integrando se requiere de una aproximación mediante una integración numérica la cual se describe brevemente a continuación

sea la integral

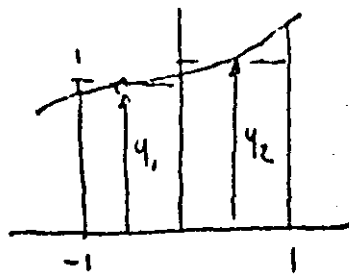
$$I = \int_{-1}^1 y dx \quad (5.1.54)$$

se puede aproximar de acuerdo a las siguientes aproximaciones



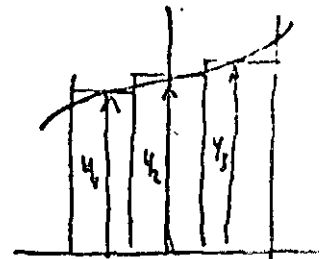
$$I = 2 y_1$$

(a)



$$I = w_1 y_1 + w_2 y_2$$

(b)



$$I = w_1 y_1 + w_2 y_2 + w_3 y_3$$

(c)

Entonces la integral se puede expresar como

$$I = \int_{-1}^1 y dx \approx \sum_i w_i y_i \quad (5.1.54)$$

La integral de la ecuación (5.1.53) se puede aproximar mediante:

$$I = \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} f(\xi, \eta) d\xi d\eta \approx \int_{-1}^{+1} \left[\sum_i w_i f(\xi_i, \eta) \right] d\eta \quad (5.1.55)$$

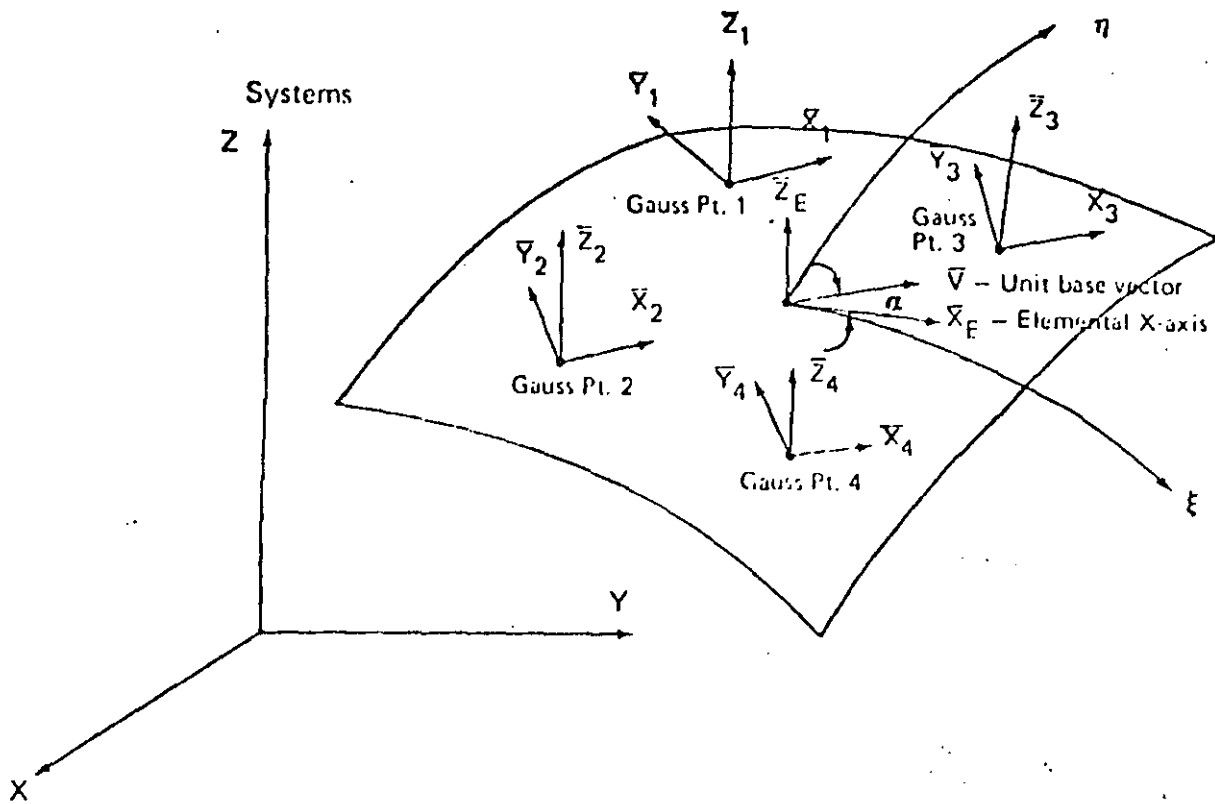
y finalmente

$$I = \sum_i w_i \left[\sum_j w_j f(\xi_i, \eta_j) \right] = \sum_i \sum_j w_i w_j f(\xi_i, \eta_j) \quad (5.1.56)$$

la localización de los puntos i, j de integración y sus pesos asociados se dan a través de la cuadratura de Gauss dada en la siguiente tabla para 1, 2 y 3 puntos.

Nº de Puntos	Localización	Peso asociado
1	$x = 0.0$	2
2	$x_1, x_2 = \pm 0.57735$	1
3	$x_1, x_3 = \pm 0.77459$ $x_2 = 0.0$	5/9 8/9

Tabla 5.1.3 Cuadratura de Gauss para integración con 1, 2 y 3 puntos.



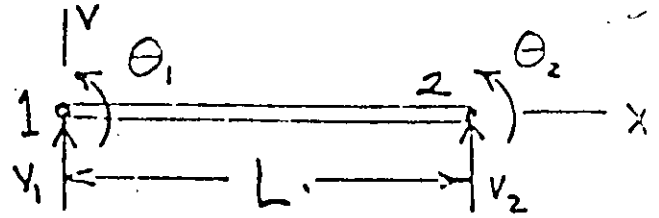
III.38

1. $\bar{X}_i, \bar{Y}_i, \bar{Z}_i$ = unit vectors defining directions of local coordinate axes at Gauss point (i).
2. \bar{X}_E = elemental X-axis tangent to middle surface at $\xi = \eta = \zeta = 0.0$ and parallel to local ξ direction.
3. \bar{V} = unit base vector defined by rotation angle α with respect to vector \bar{X}_E .
4. \bar{Z}_i is normal to middle surface at Gauss point (i)
5. $\bar{Y}_i = \bar{V} \times \bar{Z}_i$
6. $\bar{X}_i = \bar{Y}_i \times \bar{Z}_i$

Figure III.5.3
 Definition of Elemental Gauss Point Coordinate
 Axes for Shell Elements

5.2 FAMILIAS DE ELEMENTOS

Elemento Viga



$$v = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4] \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}, \quad \text{donde}$$

$$N_1 = 1 - \frac{3x^2}{L^2} + \frac{2x^3}{L^3}$$

$$N_2 = x - \frac{2x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2}$$

$$N_3 = \frac{3x^2}{L^2} - \frac{2x^3}{L^3}$$

$$N_4 = -\frac{x^2}{L} + \frac{x^3}{L^2}$$

$$v_{,xx} = [B_1 \quad B_2 \quad B_3 \quad B_4] \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}, \quad \text{donde}$$

$$B_1 = -\frac{6}{L^2} + \frac{12x}{L^3}$$

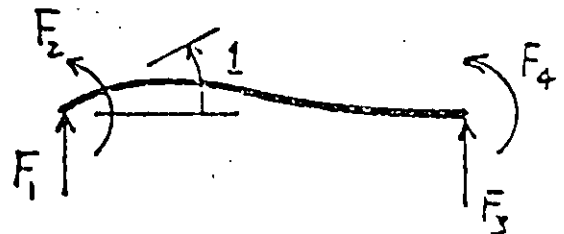
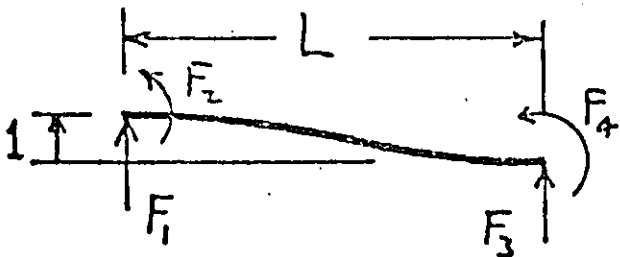
$$B_2 = -\frac{4}{L} + \frac{6x}{L^2}$$

$$B_3 = \frac{6}{L^2} - \frac{12x}{L^3}$$

$$B_4 = -\frac{2}{L} + \frac{6x}{L^2}$$

$$[k] = \int_0^L [B]^T EI [B] dx = \frac{EI}{L^3}$$

$$\begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix}$$



$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 12EI/L^3 \\ 6EI/L^2 \\ -12EI/L^3 \\ 6EI/L^2 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 6EI/L^2 \\ 4EI/L \\ -6EI/L^2 \\ 2EI/L \end{Bmatrix}$$

Matriz de Rigidez de un elemento cuadrilatero

Ref. Fig. 8

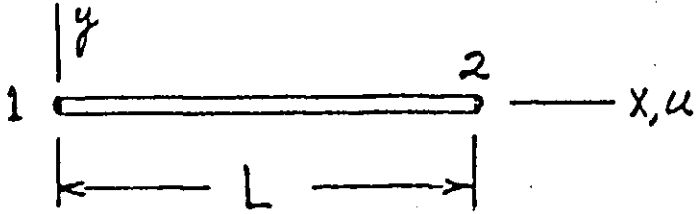
$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} [N]$$

$$[B]_{3 \times 8} = \frac{1}{4bc} \begin{bmatrix} -(c-y) & 0 & (c-y) & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & -(b-x) & 0 & -(b+x) & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -(b-x) & -(c-y) & -(b+x) & (c-y) & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix}$$

$$[k]_{8 \times 8} = \int_{-c}^c \int_{-b}^b [B]_{8 \times 3}^T [E]_{3 \times 3} [B]_{3 \times 8} t \, dx \, dy \quad (a)$$

En donde:

$$[E] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix}$$

ELEMENTOS ISOPARAMETRICOSBarra en coordenadas rectangulares

Relaciones: $x = \frac{L}{2}(1 + \xi)$

$$u = \begin{bmatrix} \frac{L-x}{L} & \frac{x}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

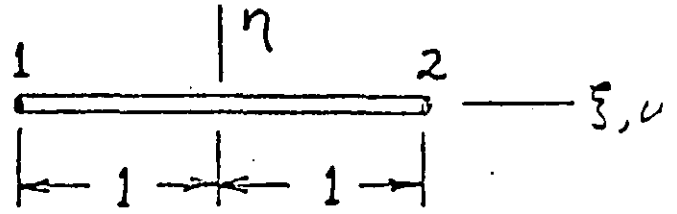
$$\epsilon_x = u_{,x} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$= [B] \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$[k] = \int_0^L AE [B]^T [B] dx$$

$$[k] = AE \begin{bmatrix} \frac{1}{L^2} & -\frac{1}{L^2} \\ -\frac{1}{L^2} & \frac{1}{L^2} \end{bmatrix} L$$

$$[k] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Barra en coordenadas Isoparam.

$$dx = \frac{L}{2} d\xi = J d\xi$$

$$\frac{d\xi}{dx} = \frac{2}{L}$$

$$u = \begin{bmatrix} \frac{1-\xi}{2} & \frac{1+\xi}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$\epsilon_x = u_{,\xi} \frac{d\xi}{dx} = \frac{2}{L} \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$= [B] \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$[k] = \int_{-1}^1 AE [B]^T [B] J d\xi$$

$$[k] = AE \begin{bmatrix} \frac{1}{L^2} & -\frac{1}{L^2} \\ -\frac{1}{L^2} & \frac{1}{L^2} \end{bmatrix} \frac{L}{2} \cdot 2$$

$$[k] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Podemos continuar con este ejemplo un paso mas, esto es aumentar un nodo en la barra a la mitad del segmento, entonces:

$$u = \left[\frac{2x^2}{L} - \frac{3x}{L} + 1, \frac{2x^2}{L^2} - \frac{x}{L}, -\frac{4x^2}{L^2} + \frac{4x}{L} \right] \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (\text{Rectangular})$$

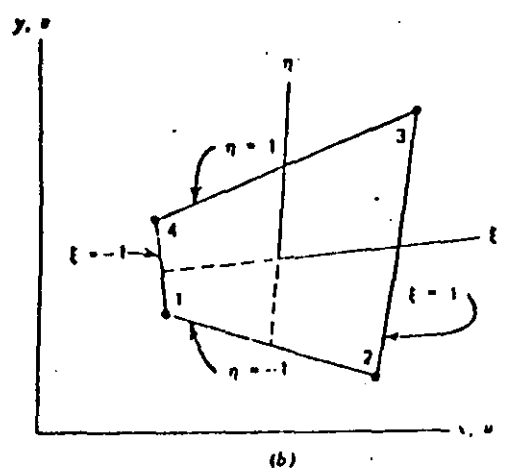
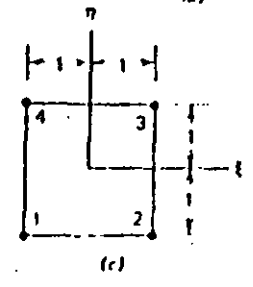
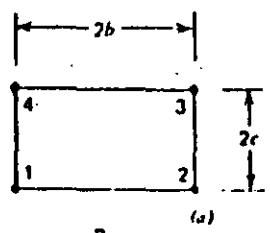
$$u = \left[\frac{-\xi + \xi^2}{2}, \frac{\xi + \xi^2}{2}, 1 - \xi^2 \right] \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

$$e_x = \frac{2}{L} \left[\frac{-1 + 2\xi}{2}, \frac{1 + 2\xi}{2}, -2\xi \right] \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix}$$

$[B]$

Entonces en general $[B]$ es una función de las coordenadas naturales, De la misma manera J dependería de ξ si el nodo 3 no estuviera colocado en el centro.

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \vdots \\ x_4 \\ y_4 \end{pmatrix}$$



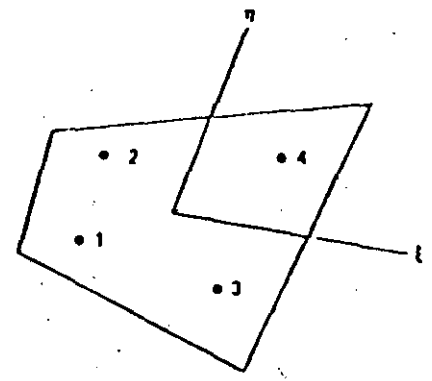
$$x = a_1 + a_2\xi + a_3\eta + a_4\xi\eta$$

$$N_1 = \frac{(1-\xi)(1-\eta)}{4}, \quad N_2 = \frac{(1+\xi)(1-\eta)}{4}$$

$$N_3 = \frac{(1+\xi)(1+\eta)}{4}, \quad N_4 = \frac{(1-\xi)(1+\eta)}{4}$$

$$x = \sum_1^4 N_i x_i, \quad y = \sum_1^4 N_i y_i$$

$$u = \sum_1^4 N_i u_i, \quad v = \sum_1^4 N_i v_i$$

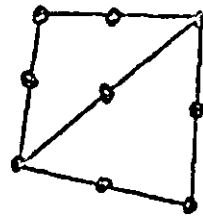
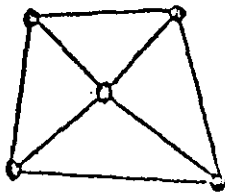
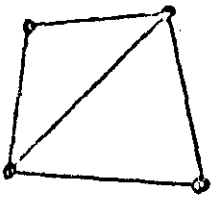


$$I = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\xi, \eta, \zeta) d\xi d\eta d\zeta = \sum_i \sum_j \sum_k W_i W_j W_k f(\xi_i, \eta_j, \zeta_k) \quad (5.3.5)$$

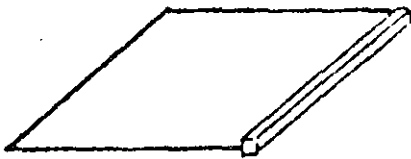
Gauss Quadrature Coefficients

No. of Points	Locations	Associated Weights W_i
1	$x_1 = 0.000000000000000000000000$	2.
2	$x_1, x_2 = \pm 0.5773502691896257645091488$	1.
3	$x_1, x_2 = \pm 0.7745966692414833770358531$	$\frac{5}{9}$ (= 0.555...)
	$x_3 = 0.000000000000000000000000$	$\frac{8}{9}$ (= 0.888...)

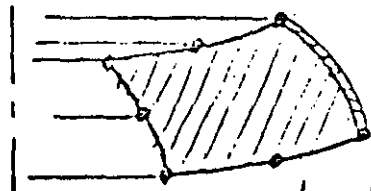
SOME ASSEMBLAGES



5 tetrahedra
combine into
a hexahedron



edge beam on
a plate



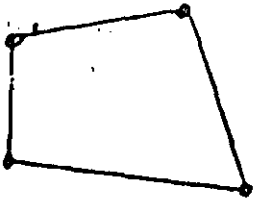
solid propellant
in rocket case



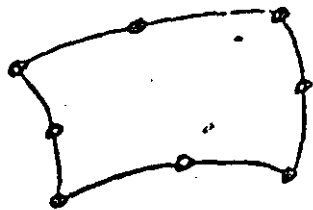
four stringers
on shear panel

SOME ELEMENT TYPES

27



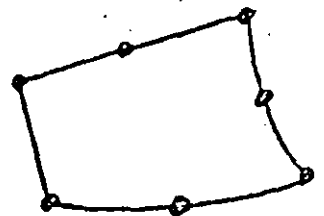
linear



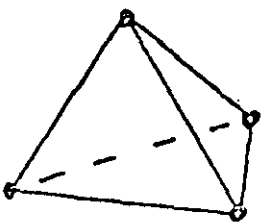
quadratic



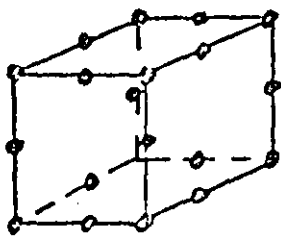
quadratic



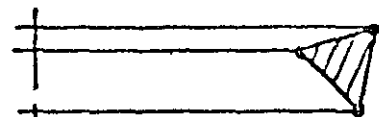
linear-quadratic



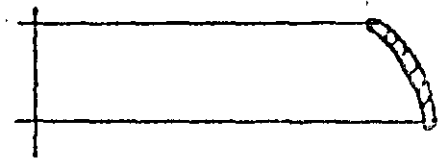
linear



quadratic

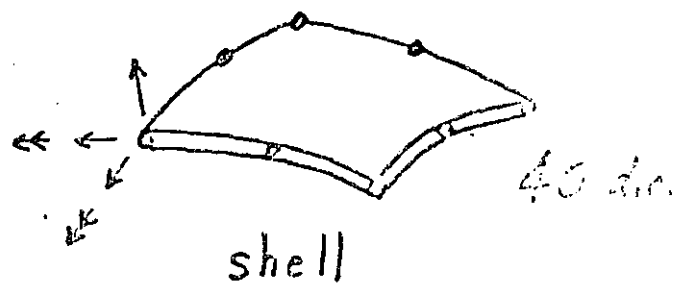
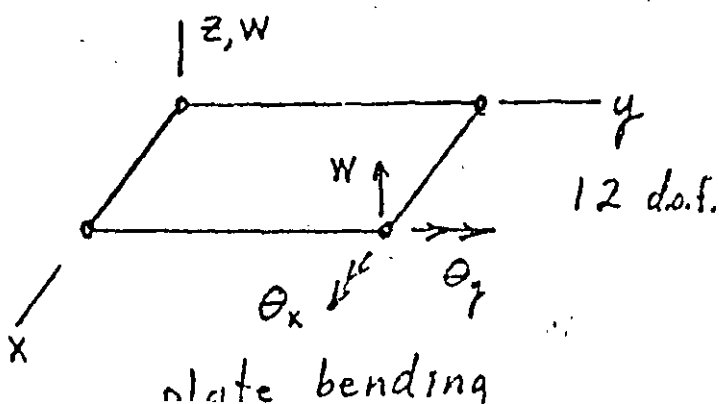


6 d.o.f.



4 d.o.f.

elements for axisymmetric
solids & thin shells



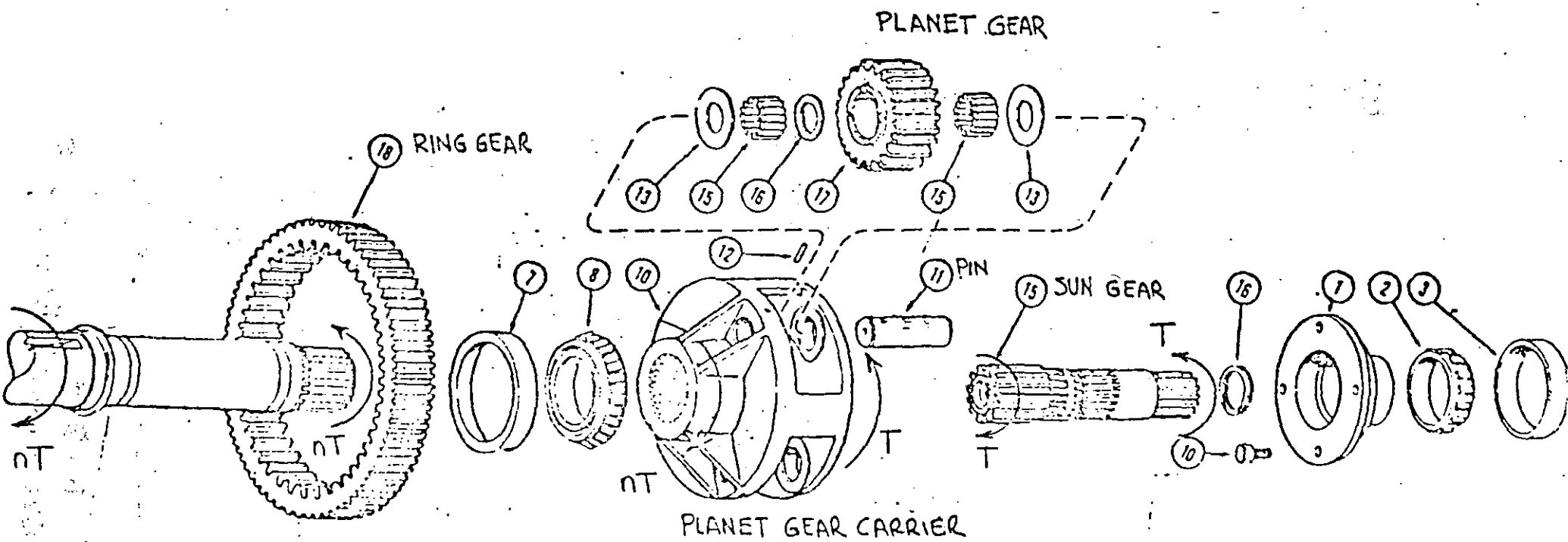
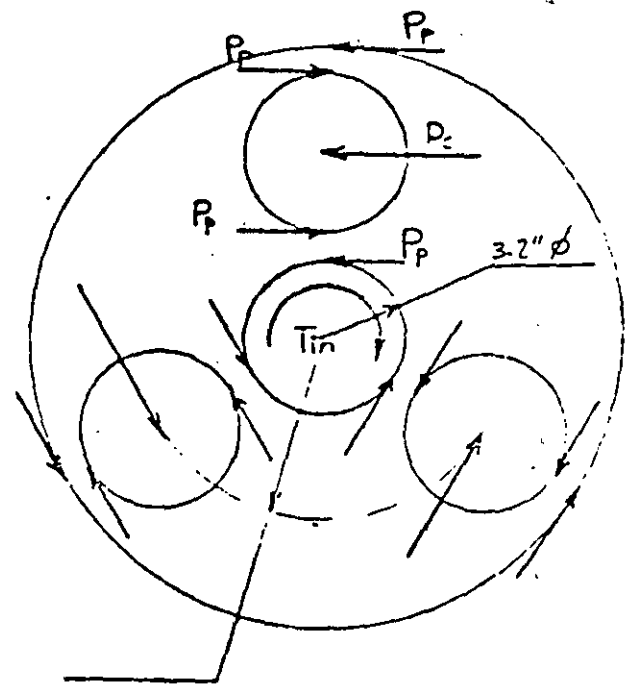
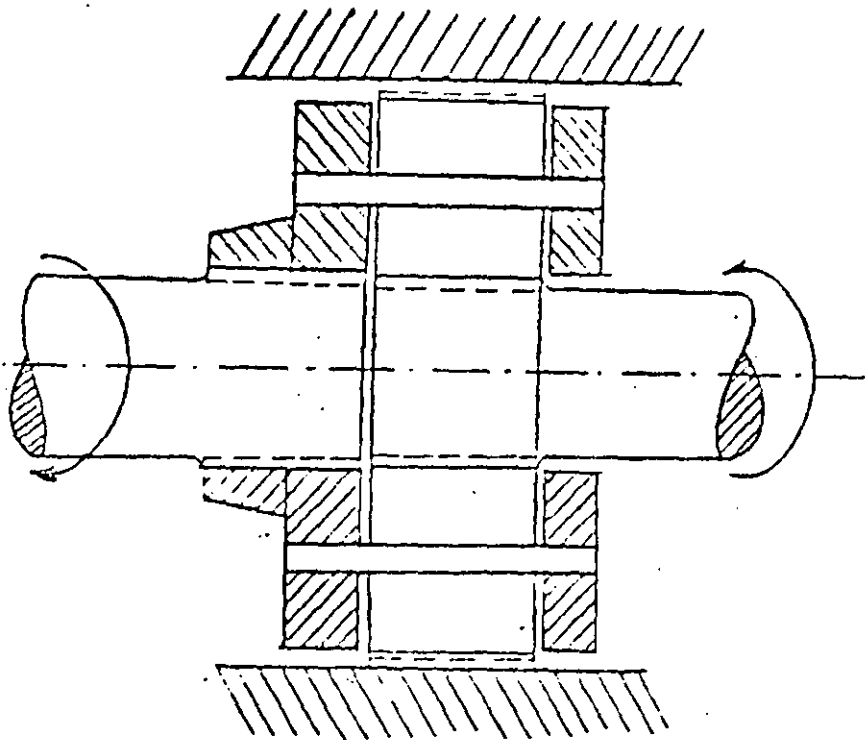


FIG 2

PLANETARY GEAR TRAIN SYSTEM



$$T_{in} = 41\,022 \text{ lb-in}$$

$$F_p = 41022 / 3 \times 1.6 = 8546.25 \text{ lb}$$

P_p - Reaction @ planet

P_c - Load @ Carrier

$$F_c = 2F_p = 17\,092.5 \text{ lb}$$

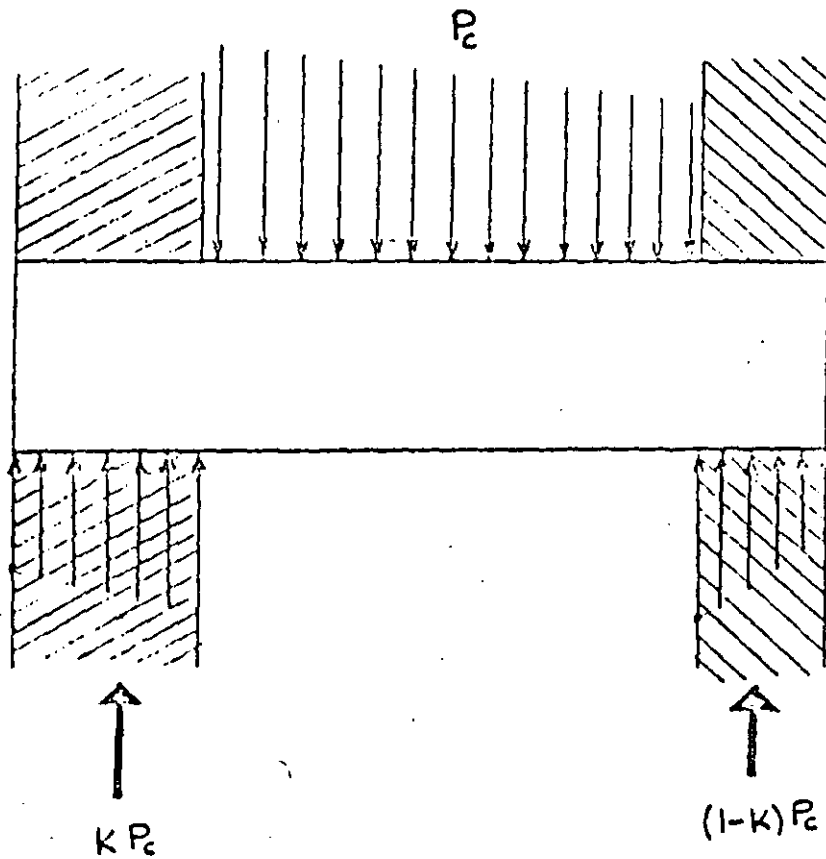


FIG 3

FREE BODY DIAGRAM AND REACTIONS

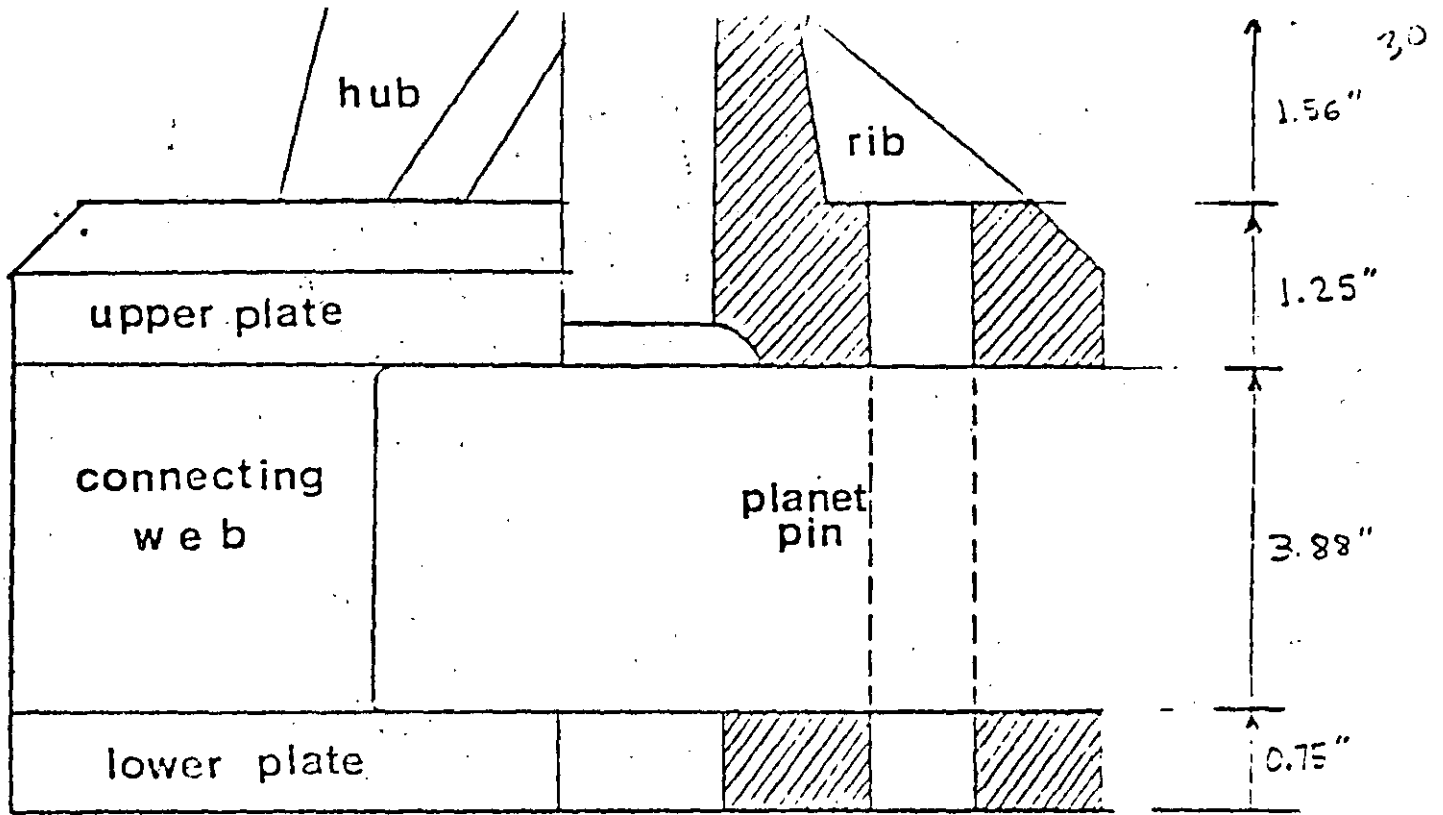
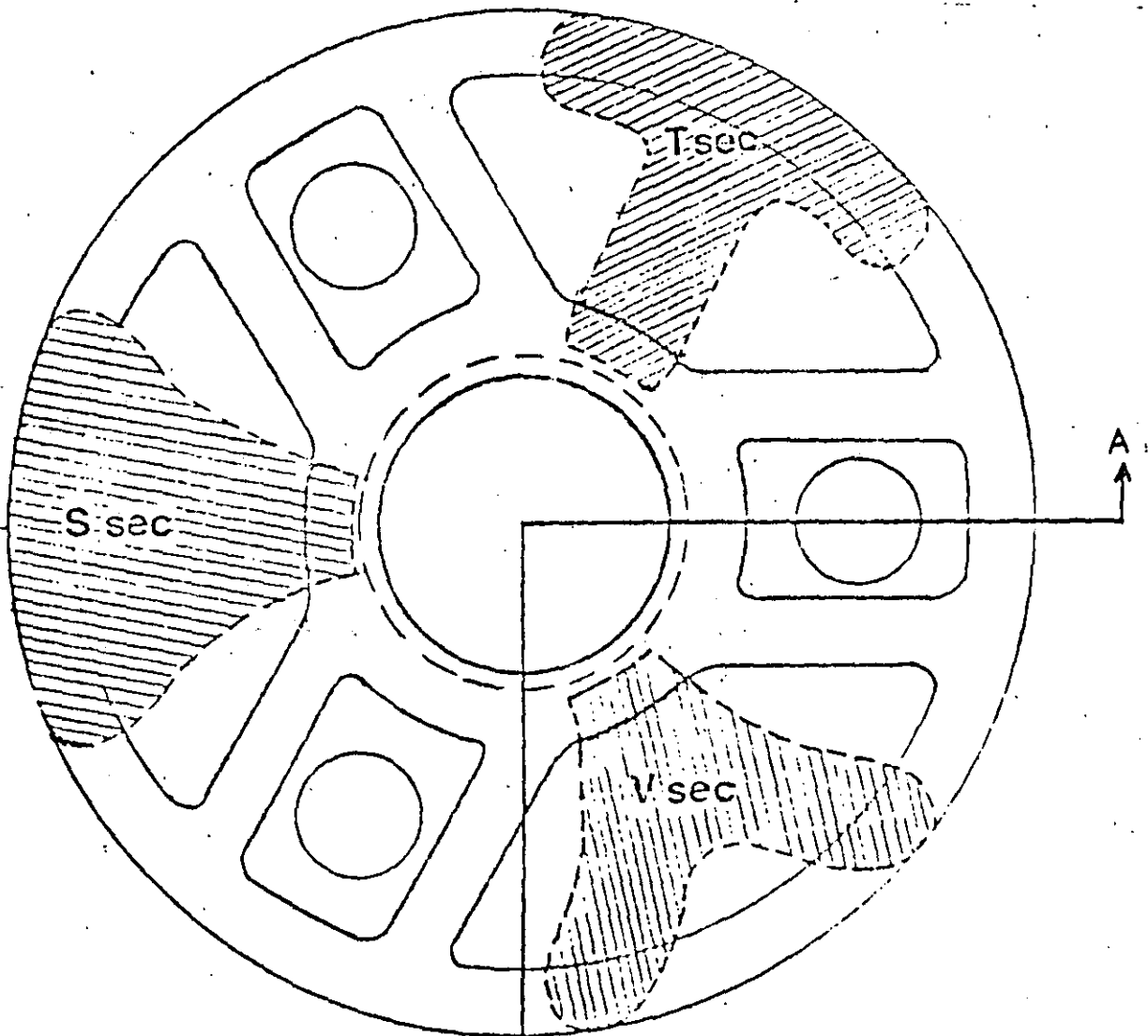
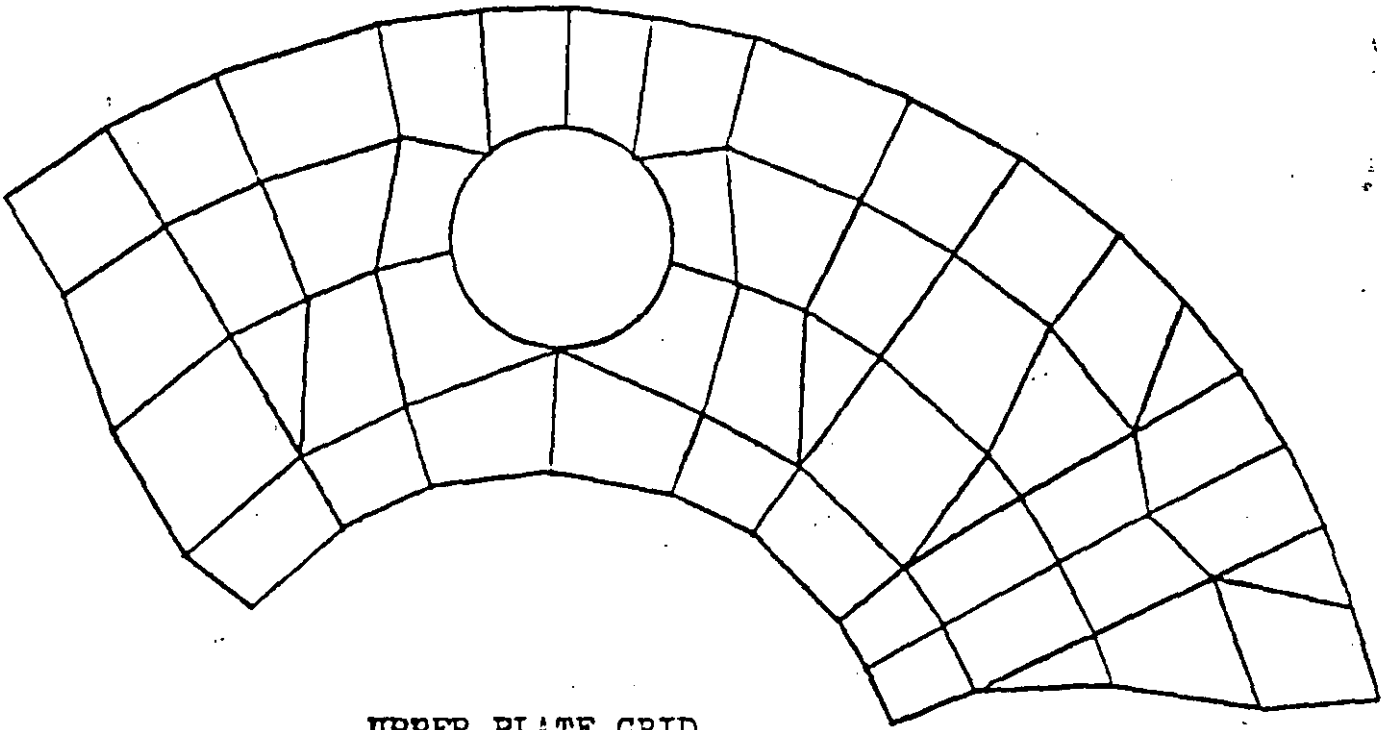


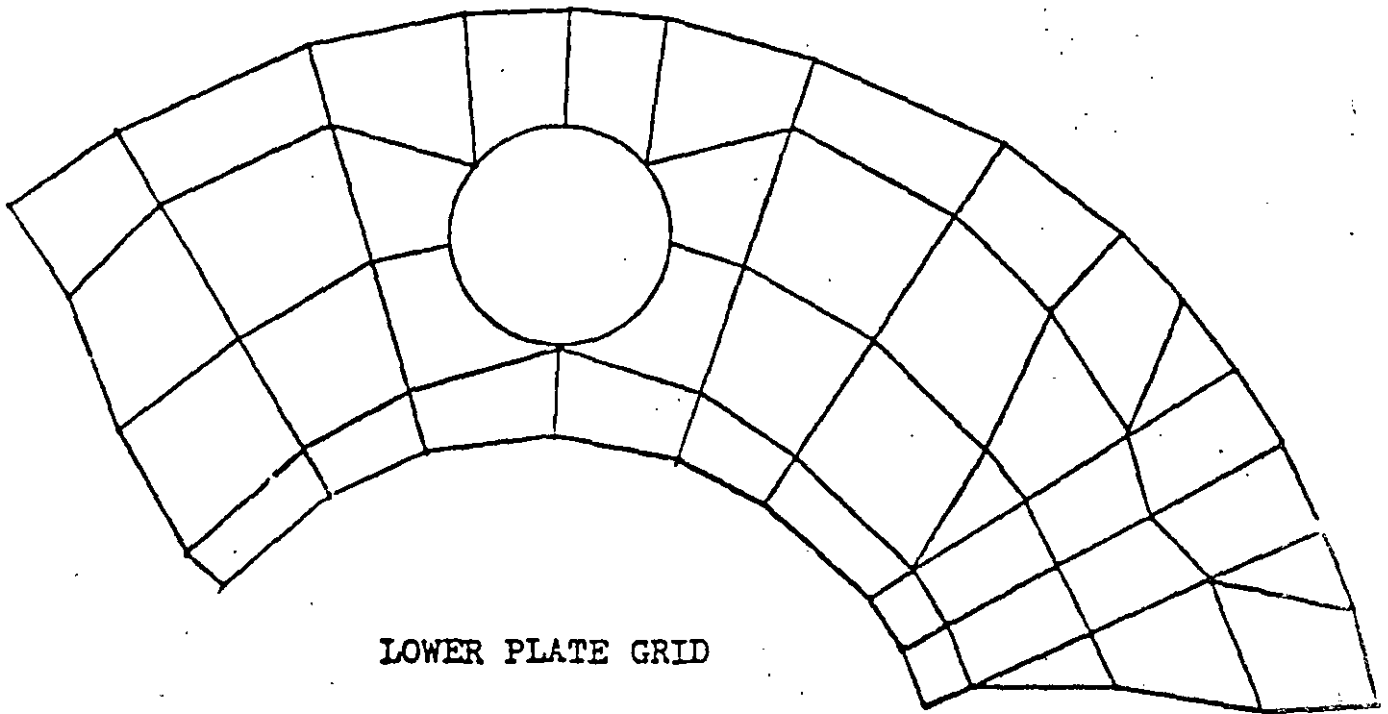
FIG 4



A' ← FIG 5

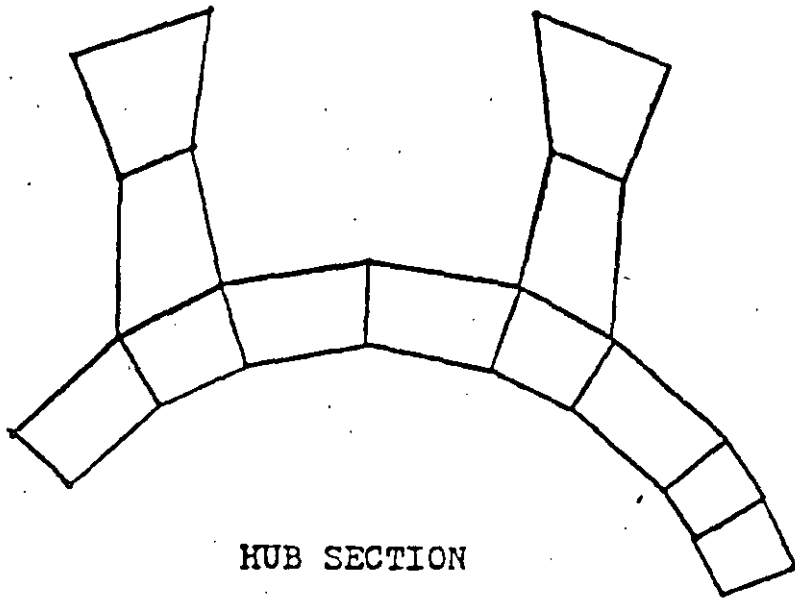


UPPER PLATE GRID

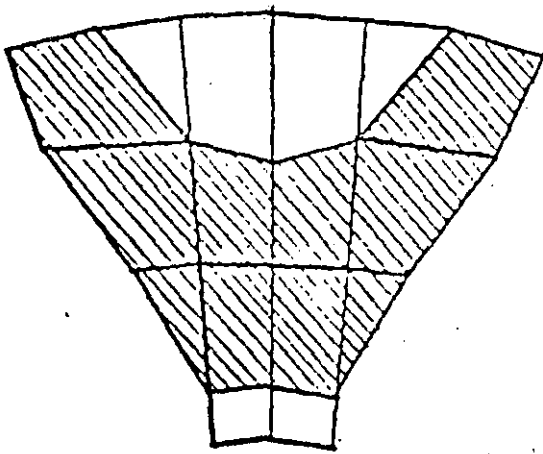


LOWER PLATE GRID

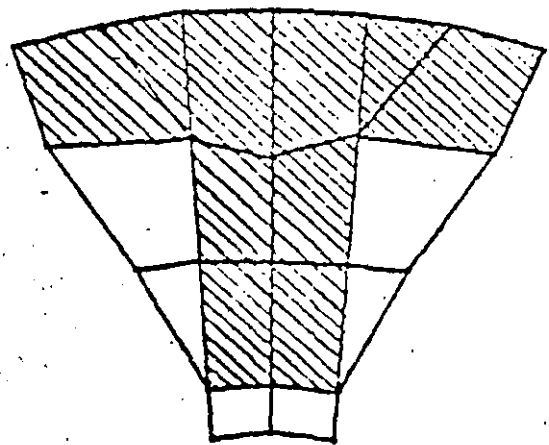
FIG 7 .- GEAR CARRIER FEM MODEL



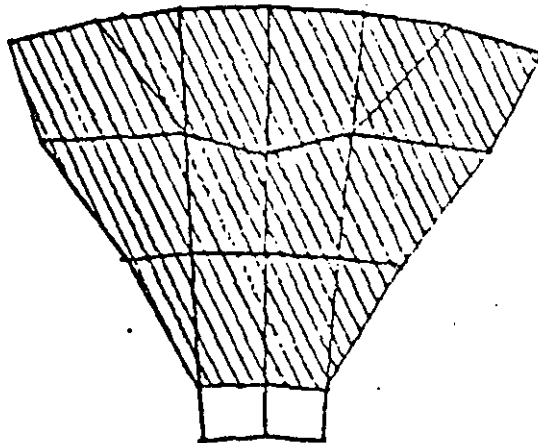
HUB SECTION



"V"-SECTION
CONNECTING WEB



"T"- SECTION
CONNECTING WEB



"S"-SOLID SECTION
CONNECTING WEB

FIG. 8

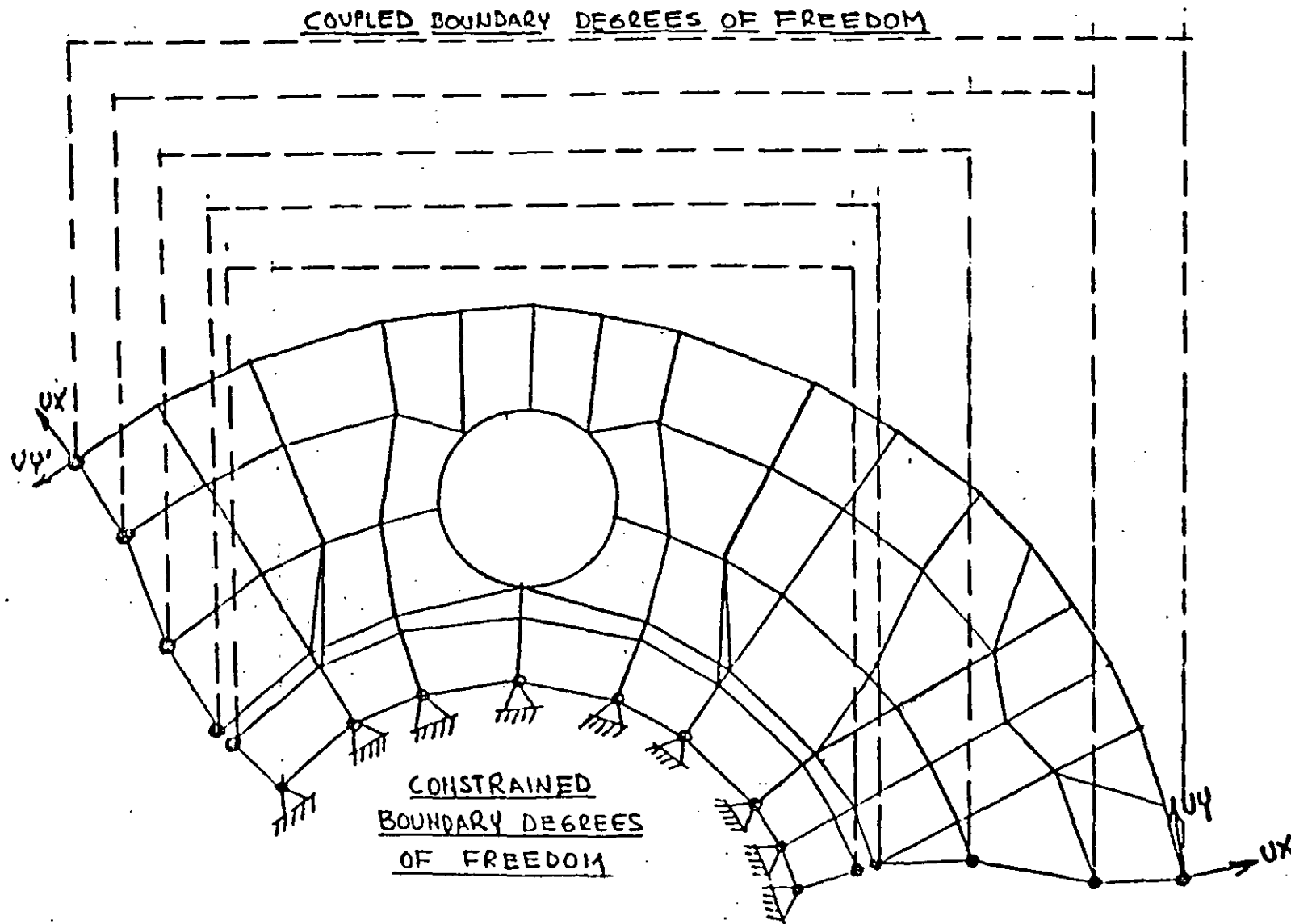
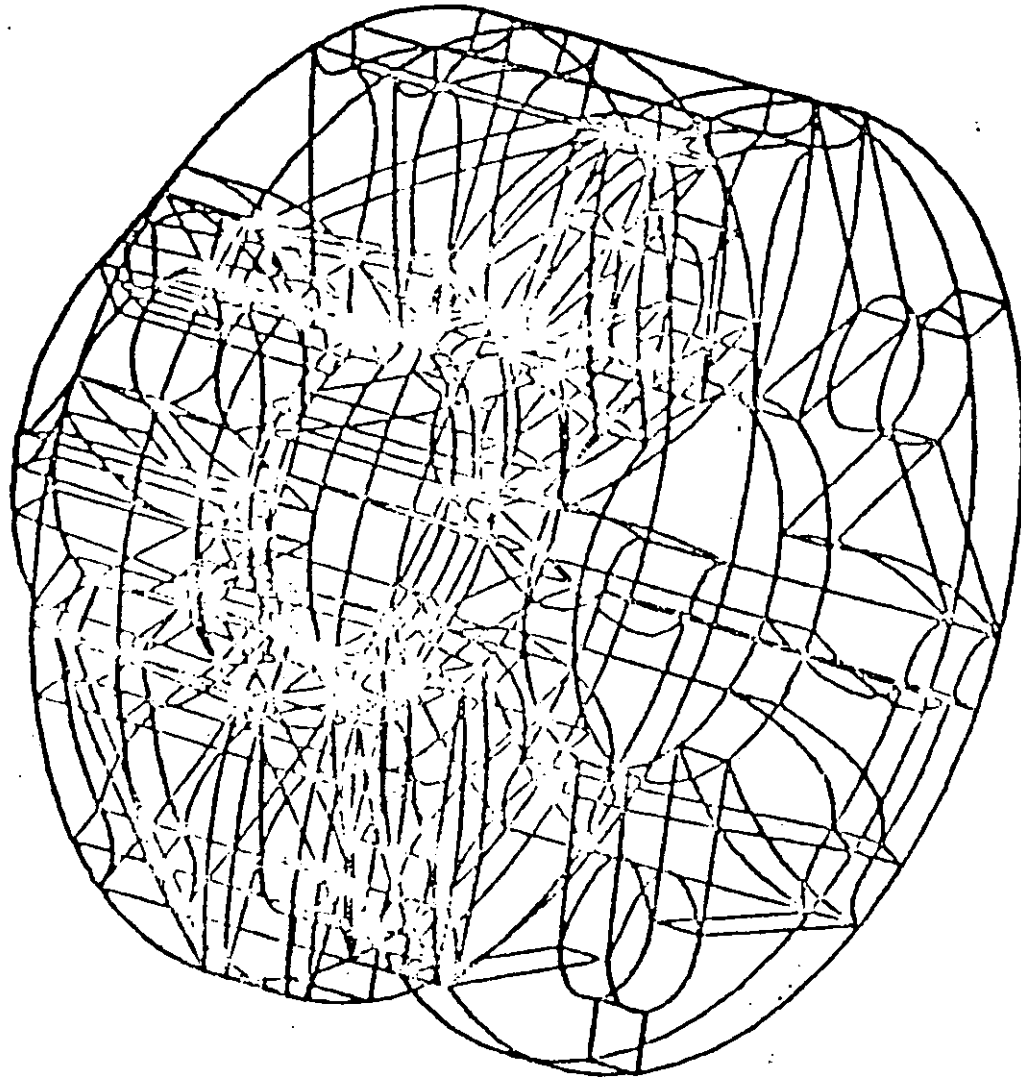


FIG 9

Table 1 - Coupled Node Displacements

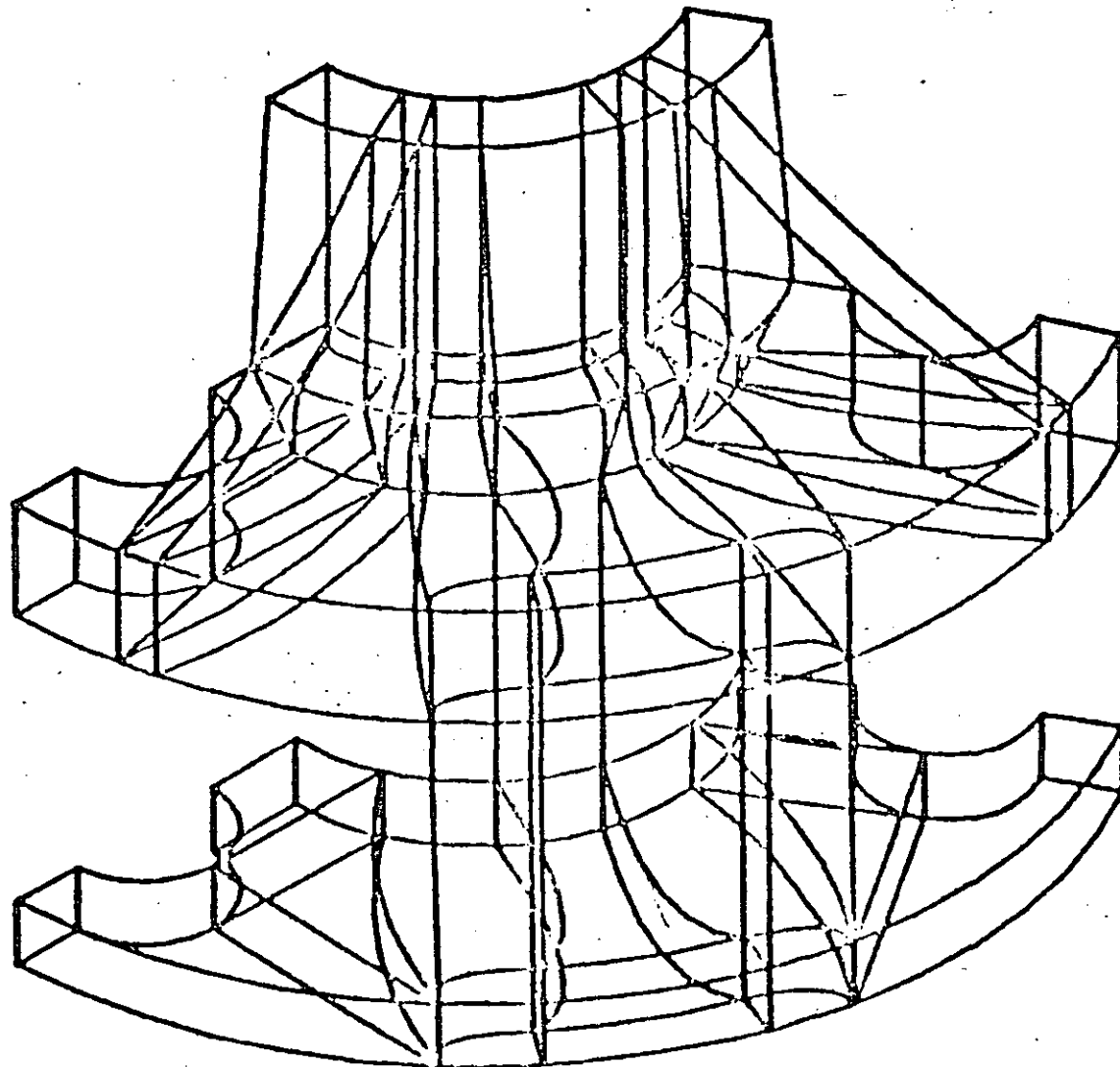
Node 1	Node 2	Directions
1	1001	UX, UY, UZ
27	1027	UX, UY, UZ
40	1040	UX, UY, UZ
55	1055	UX, UY, UZ
70	1070	UX, UY, UZ
85	1085	UX, UY, UZ
102	1002	UX, UY, UZ
119	1119	UX, UY, UZ
215	1215	UX, UY, UZ
651	1651	UX, UY, UZ
664	1664	UX, UY, UZ
667	1667	UX, UY, UZ
709	1709	UX, UY, UZ
728	1728	UX, UY, UZ
747	1747	UX, UY, UZ
764	1764	UX, UY, UZ
781	1781	UX, UY, UZ



PLANETARY GEAR CARRIER

PLOT NO. 1

FIG 10



PLANETARY GEAR CARRIER

PLOT NO. :

FIG II

	V section	Tsection	S section	Ssec/pin
U_{61}^*	0.005308	0.004900	0.004031	0.00372
U_{63}	0.005324	0.004914	0.004049	0.00375
U_{275}	0.005630	0.005221	0.004260	0.004175
U_{277}	0.006351	0.005915	0.004967	0.004149
U_{417}	0.001577	0.001614	0.001645	0.002155
U_{419}	0.002169	0.002208	0.002235	0.002148
U_{717}	0.001788	0.001817	0.001798	0.001773
U_{719}	0.002117	0.002145	0.002127	0.001766
α_1^{**}	0.001044	0.000929	0.000674	0.000520
α_2	0.001077	0.000963	0.000704	0.000515

TABLE 3

$U_{(i)}^*$ - Tangential displacement node i

$\alpha_{(j)}^{**}$ - Slope of pin side j

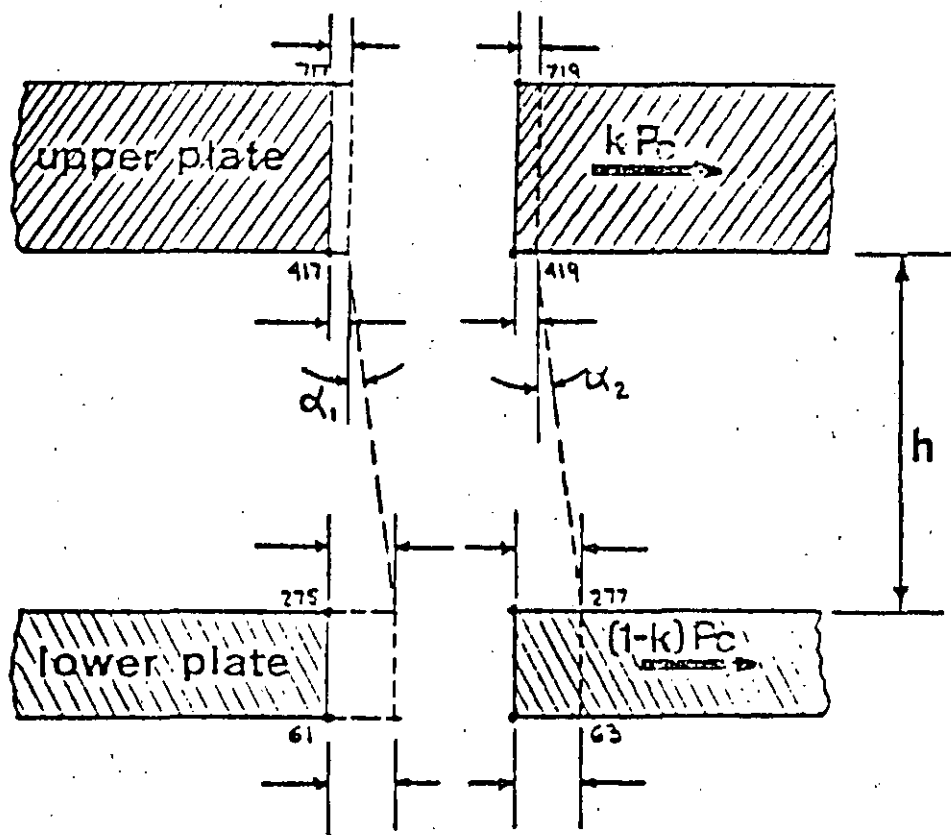
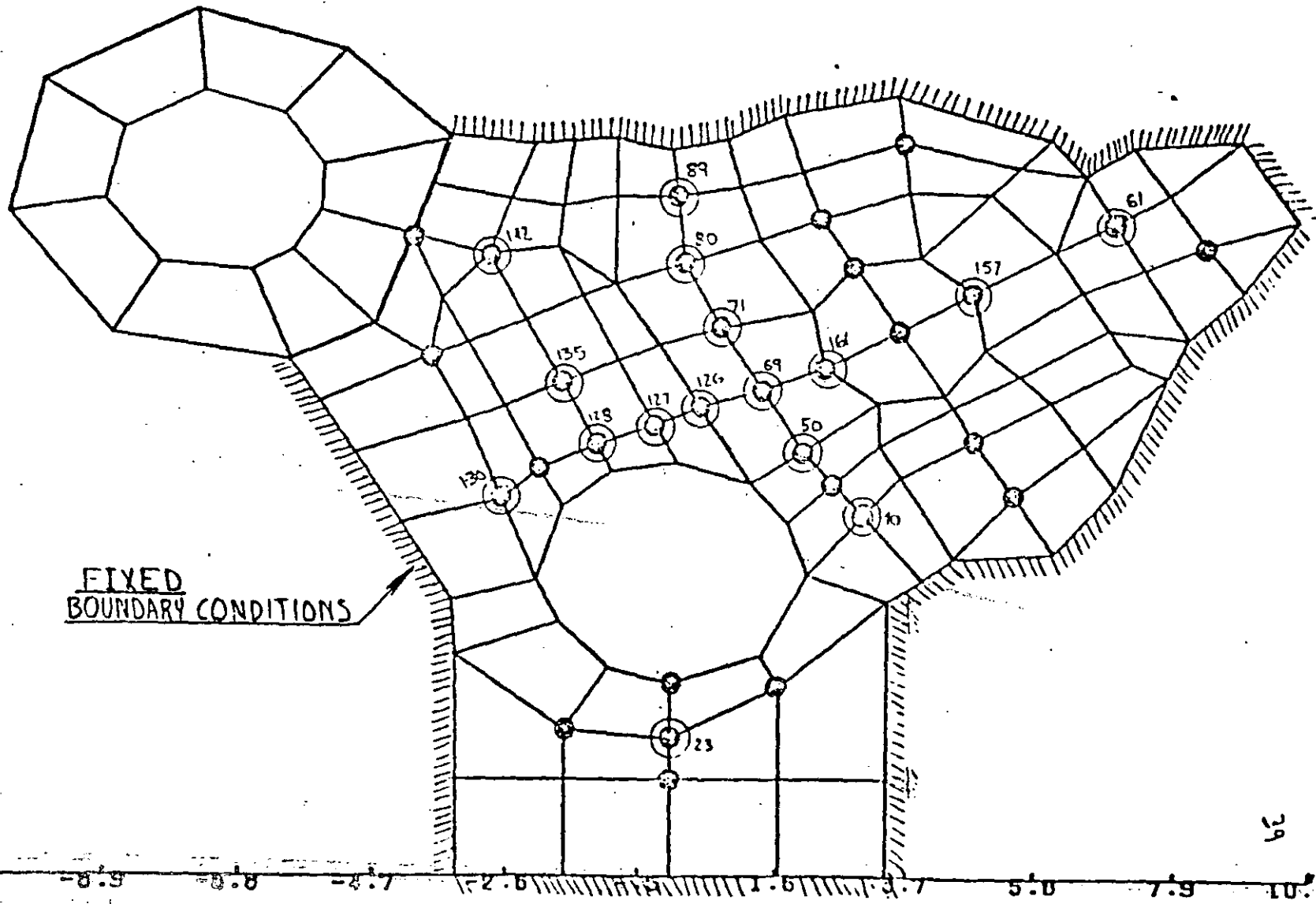


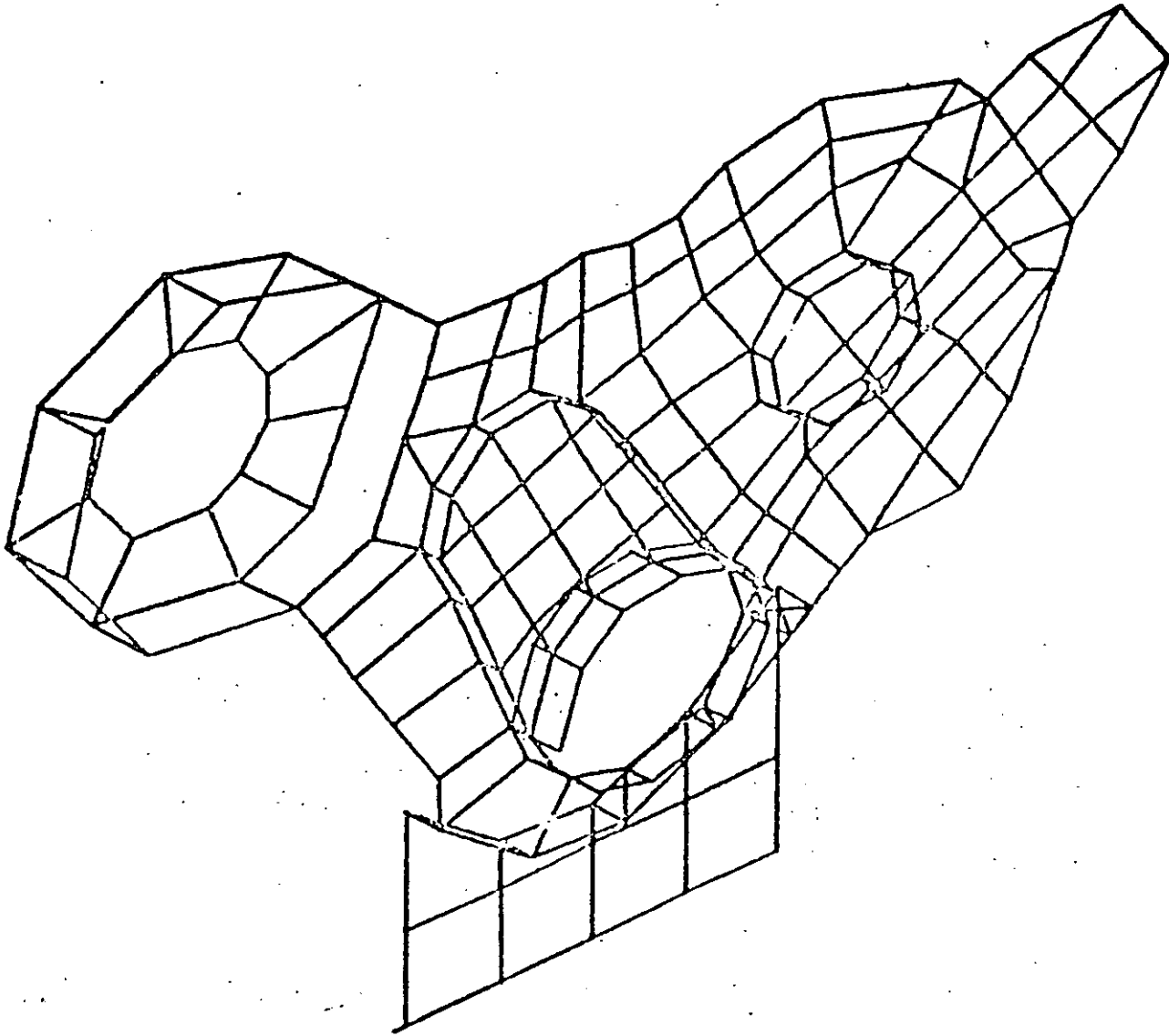
FIG 14

18.9
16.8
14.7
12.6
10.6
8.4
6.3
4.2
2.1
-11.0
-8.9
-8.8
-8.7
-2.0
1.6
3.7
5.0
7.9
10.0

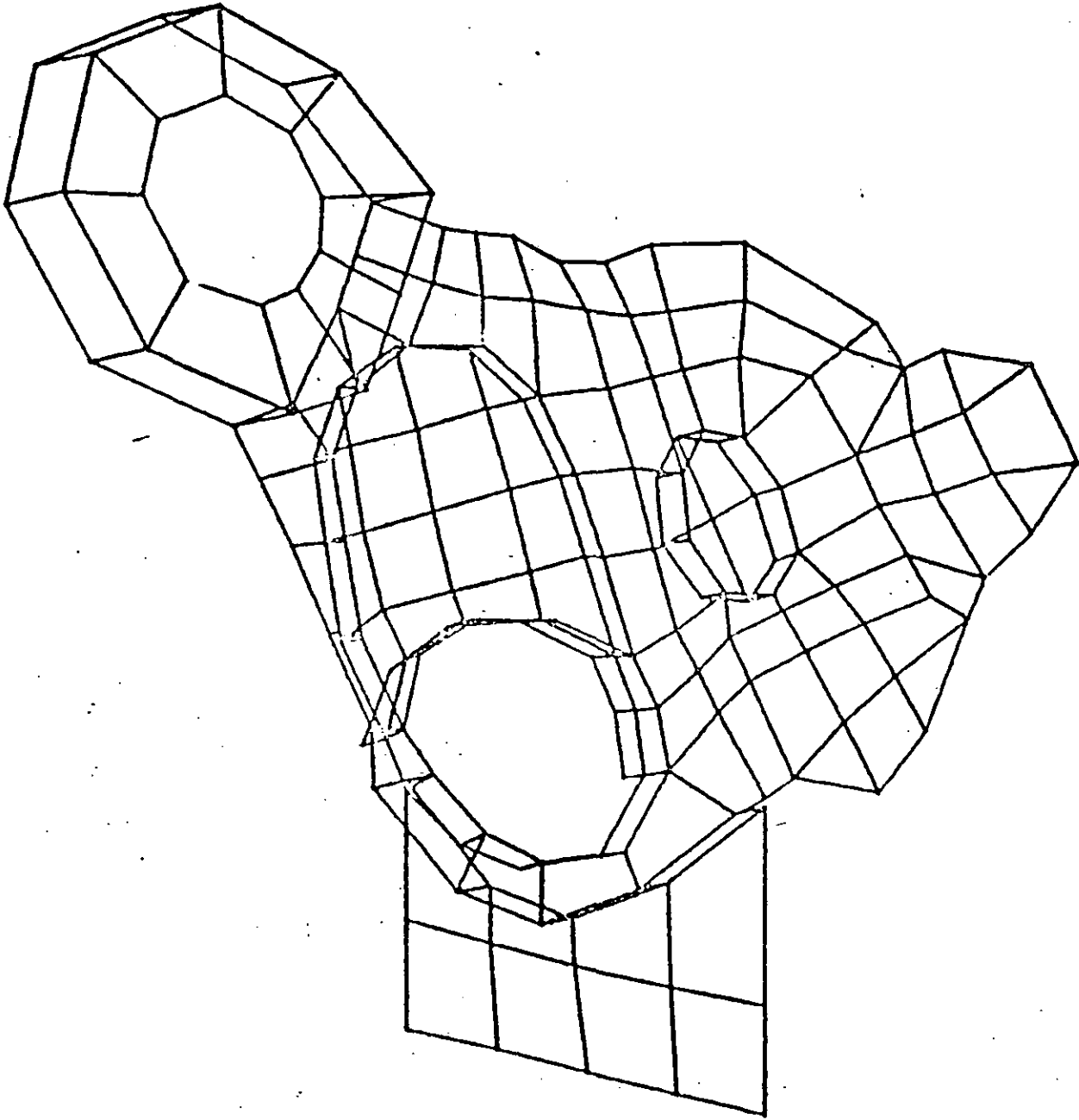
- ① - INDICATES DYNAMIC DEGREES OF FREEDOM INCLUDED FOR THE MODAL AND FREQUENCY RESPONSE ANALYSES.
- - INDICATES DYNAMIC DEGREES OF FREEDOM INCLUDED ONLY IN THE SECOND MODAL ANALYSIS.

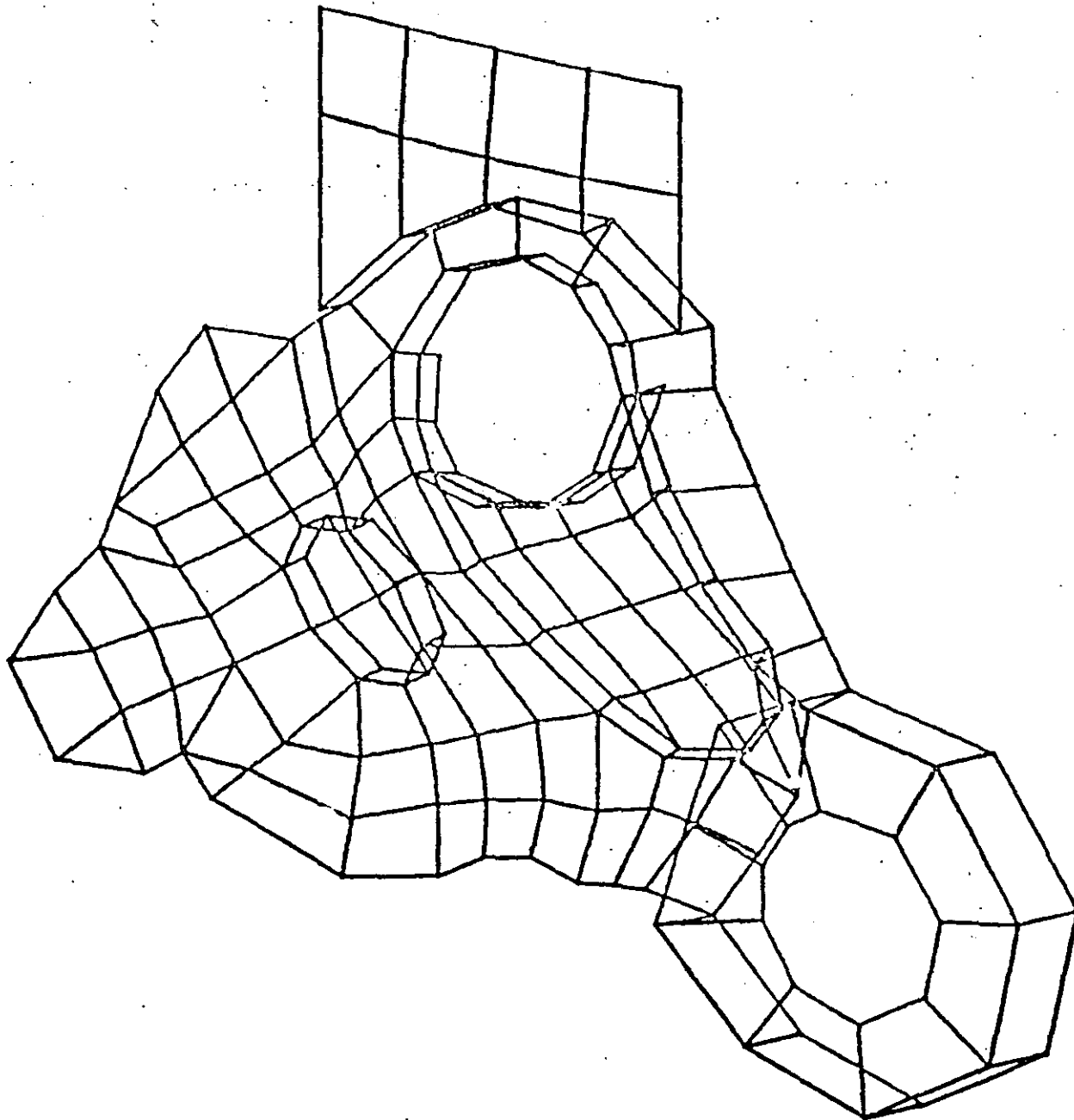


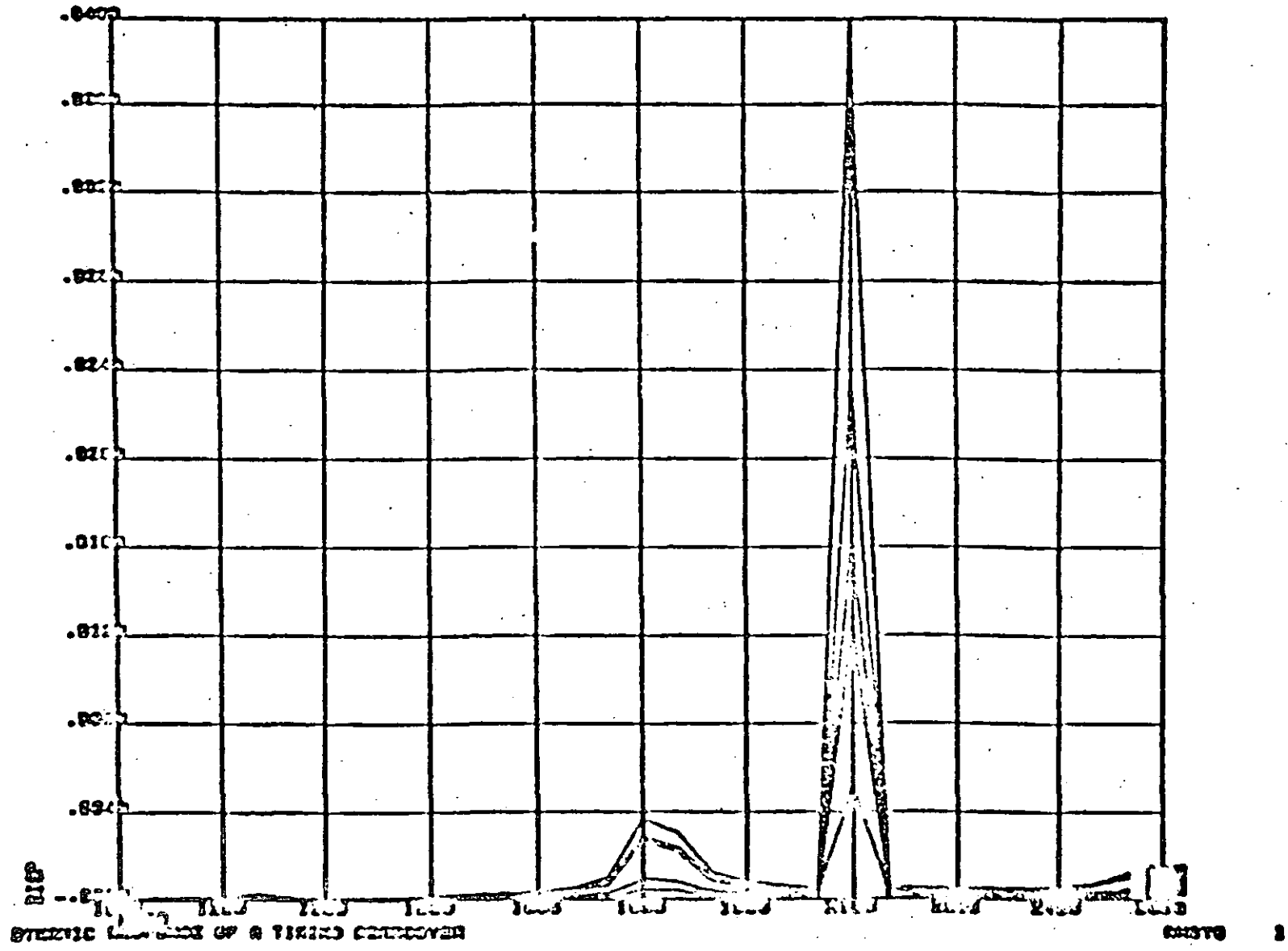
NO DEGREE COVER



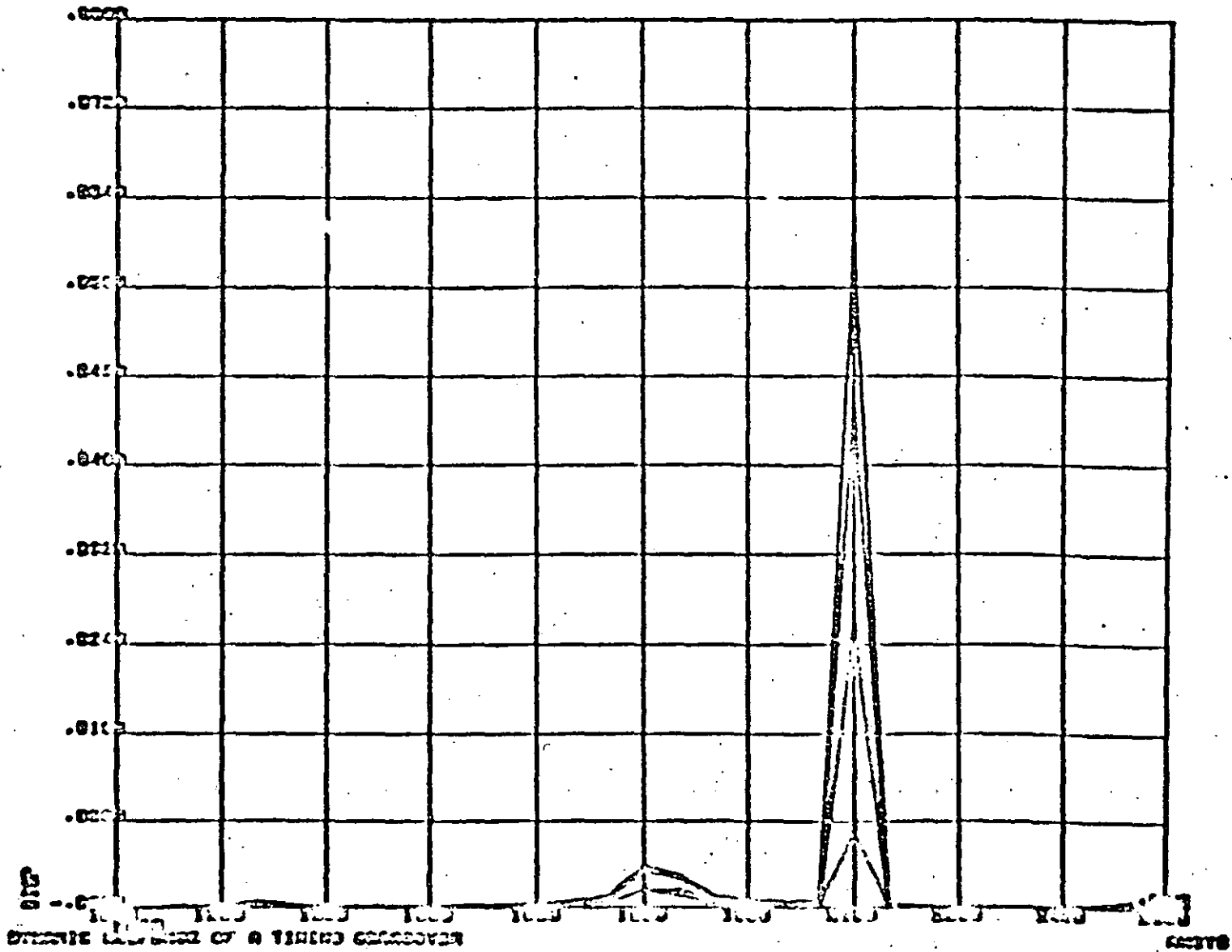
"TIMING GEAR COVER"



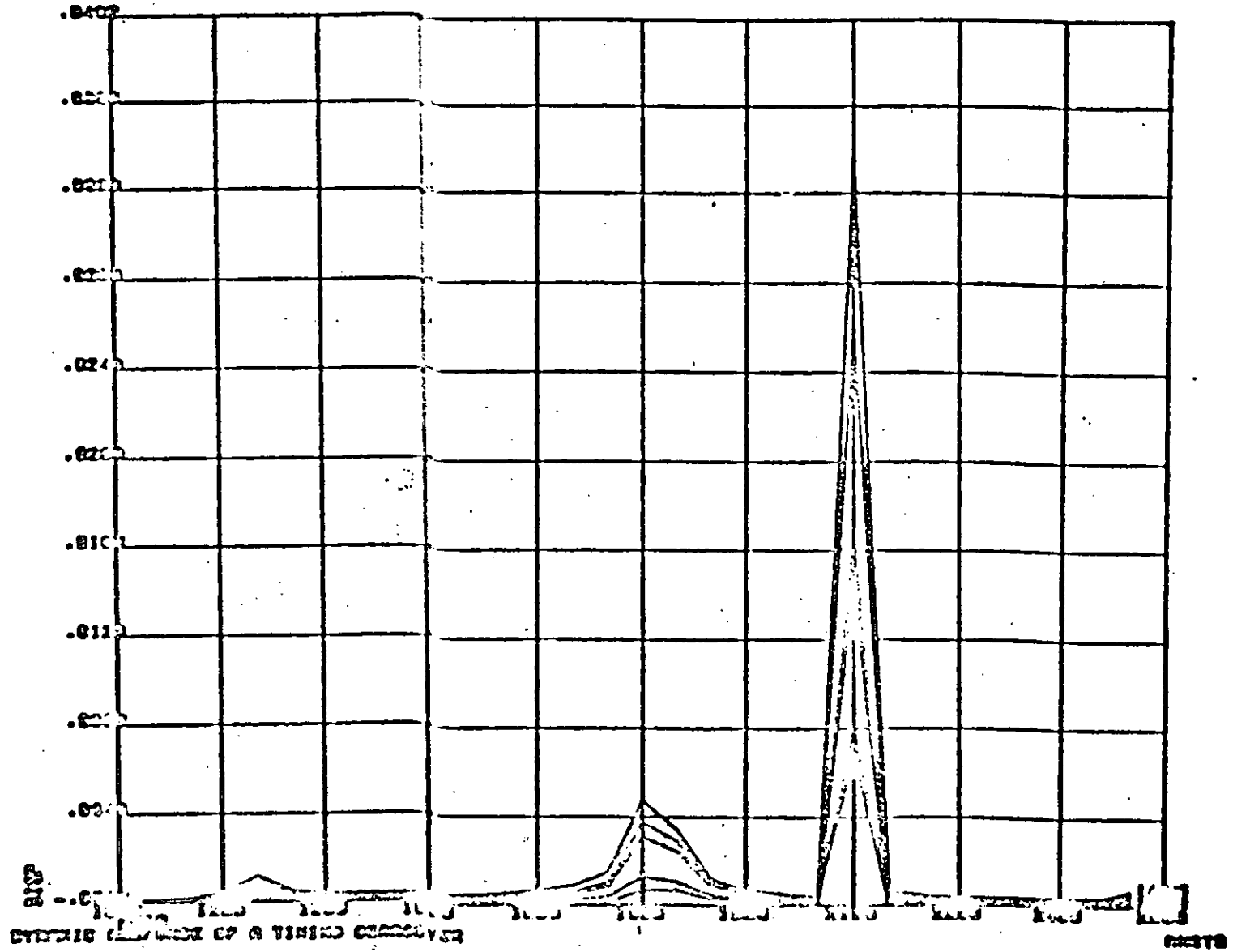




?



7



45



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

INTRODUCCION AL METODO DEL ELEMENTO FINITO

DR. VICTOR H. MUCIÑO QUINTERO

MARZO, 1985

4. MODELACION MATEMATICA DE SISTEMAS

4.1. Introducción al Cálculo de Variaciones

Existe una gran variedad de sistemas físicos que pueden ser descritos desde un punto de vista variacional y en este contexto, el manejo de cálculo de variaciones se considera como una herramienta matemática que permite la formulación de un sistema mediante conceptos matemáticos que pueden relacionarse directamente con aspectos físicos del mismo.

El problema clásico de cálculo de variaciones consiste en encontrar los valores estacionarios de un funcional el cual se define como una integral definida cuyo valor numérico depende de la función integrada y para encontrar los valores estacionarios de dicha integral es necesario encontrar la función que sustituida en el integrando correspondiente ceda un valor extremo, es decir mínimo o máximo.

Sea el funcional I definido por:

$$I = \int_a^b F(x) dx \quad (4.1.1)$$

Cada función $F(x)$ que sea sustituida en esta ecuación resulta en un valor numérico de I diferente y aquella función $F^*(x)$ que resulte en un valor mínimo o máximo, hace el funcional I estacionario.

Es conveniente pensar en el paralelismo que existe entre el concepto de encontrar los valores estacionarios de un funcional y de una función algebraica. Cuando se busca el mínimo o máximo de una función definida como

$$y = f(x) \quad (4.1.2)$$

Ciertas condiciones deben ser satisfechas, como lo son que la función sea continua en el rango de interés, que sea derivable dos veces en dicho rango y que además la primera derivada de la función con respecto a la variable sea cero es decir

$$y' = \frac{dy}{dx} = 0 \quad (4.1.3)$$

El resultado es un valor de la variable independiente para el cual la función $f(x)$ es estacionario.

Entonces, cuándo se extremiza una función se encuentra un valor de la variable independiente, más cuando se extremiza un funcional se encuentra un función. La condición suficiente y necesaria para extremizar dicho funcional consiste en que su primera variación sea cero; es decir:

$$\delta I = \delta \int_a^b F(x) dx \quad (4.1.4)$$

Esta condición es análoga a la condición de la ecuación (4.1.3). Un ejemplo de aplicación del concepto variacional es el problema de encontrar la trayectoria que debe seguir una partícula de masa m para moverse desde el punto A al punto B en un plano, bajo la acción de la gravedad de tal forma que el tiempo de recorrido sea mínimo. Figura (4.1.1).

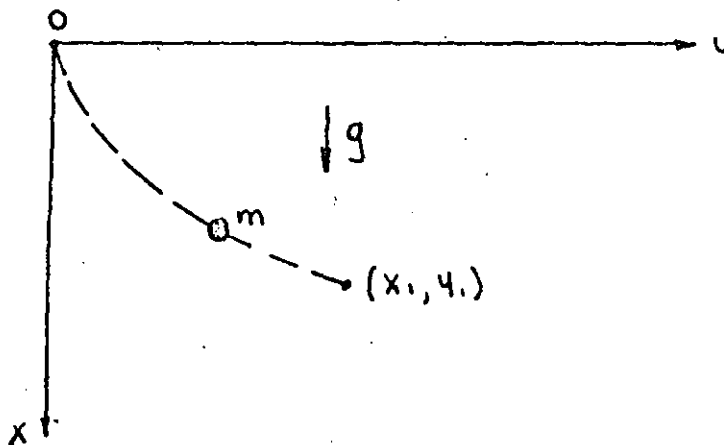


Figura 4.1.1 Problema de brachistochrone

El funcional que se puede proponer para este problema es:

$$t = \int_0^{s_1} \frac{ds}{v} \quad (4.1.5)$$

en donde:

$$ds = \pm \sqrt{1 + y'^2} dx \quad (4.1.6)$$

y de consideraciones energéticas

$$\frac{1}{2} mv^2 = mgx \quad (4.1.7)$$

entonces combinando las tres últimas ecuaciones se tiene que

$$t = \int_0^{x_1} \sqrt{\frac{1 + y'^2}{2gx}} dx \quad (4.1.8)$$

El problema consiste en encontrar una función $y=f(x)$ tal que el funcional t sea mínimo.

Antes de proceder a formular la solución es necesario describir la forma general del problema clásico de cálculo de variaciones.

Sea el funcional π definido por

$$\pi = \int_a^b F(x, y, y') dx \quad (4.1.9)$$

en donde $y' \equiv \frac{dy}{dx}$. El problema consiste en encontrar funciones $y=y(x)$ para las cuales pequeñas variaciones arbitrarias $\delta y(x)$, no cambien el valor de π .

La condición suficiente y necesaria para encontrar un valor estacionario de π es de acuerdo con la ecuación (4.1.4)

$$\delta \pi = \int_a^b \delta F(x, y, y') dx = 0 \quad (4.1.10)$$

✓

Tomando la variación de F resulta

$$\delta \Pi = \int_a^b \left(\frac{\partial F}{\partial y} \delta y + \frac{\partial F}{\partial y'} \delta y' \right) dx = 0 \quad (4.1.11)$$

en donde $\delta y' = \frac{d}{dx} (\delta y)$ (4.1.12)

Sustituyendo (4.1.12) en (4.1.11) e integrando por partes el resultado es:

$$\delta \Pi = \int_a^b \left[\frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial F}{\partial y'} \right) \right] \delta y dx + \frac{\partial F}{\partial y'} \delta y \Big|_a^b = 0 \quad (4.1.13)$$

Entonces para que $\delta \Pi$ sea cero es necesario que:

$$y(a) = y(b) = \text{constante} \quad (4.1.14)$$

y por lo tanto

$$\delta y(a) = \delta y(b) = 0 \quad (4.1.15)$$

o en su defecto que los dos términos de la integral en la ecuación (4.1.12) sean cero, es decir

$$\frac{\partial F(a)}{\partial y'} = \frac{\partial F(b)}{\partial y'} = 0 \quad (4.1.16)$$

y
$$\int_a^b \left[\frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial F}{\partial y'} \right) \right] \delta y dx = 0 \quad (4.1.17)$$

dado que δy es arbitraria entre los límites a y b y no necesariamente cero entonces

$$\frac{\partial F}{\partial y} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0 \quad (4.1.18)$$

Esta es la ecuación conocida como la ecuación Euler-Lagrange y aquella función $y(x)$ que satisfaga la ecuación (4.18) hace el funcional Π estacionario.

Regresando al problema de brachistochrone podemos identificar el integrando de las ecuaciones (4.1.8) y (4.1.9) es decir

$$F(x, y, y') = \sqrt{\frac{1+y'^2}{2gx}} \quad (4.1.19)$$

y dado que y no aparece explícitamente en (4.1.19) entonces

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\partial F}{\partial y'} \right) = 0 \quad (4.1.20)$$

que implica que el paréntesis es igual a una constante

$$\frac{\partial F}{\partial y'} = \frac{y'}{\sqrt{2gx(1+y'^2)}} = C \quad (4.1.21)$$

despejando y' de (4.1.21) queda

$$\frac{dy}{dx} = \sqrt{\frac{2gc^2x}{1-2gc^2x}} \quad (4.1.22)$$

de donde

$$y = \int \left(\frac{2gc^2x}{1-2gc^2x} \right)^{1/2} dx \quad (4.1.23)$$

La solución de esta integral a través de tablas de integración y algunas manipulaciones cede la siguiente solución.

$$y = \frac{1}{4gc^2} (\theta - \sin \theta) \quad (4.1.24)$$

en donde

$$\theta = \cos^{-1}(1-4gc^2x) \quad (4.1.25)$$

Entonces sustituyendo la ecuación (4.1.22) es (4.1.8) se puede comprobar que el tiempo de recorrido es mínimo en comparación con cualquier otra trayectoria que pase por los puntos extremos de la curva.

Otro problema clásico que el lector puede realizar como ejercicio consiste en encontrar la trayectoria que debe seguir la partícula que haga la distancia de recorrido mínima. El resultado es obviamente una línea recta que une los puntos extremos. El funcional correspondiente para este otro problema es:

$$S = \int_0^{x_1} \sqrt{1 + y'^2} dx \quad (4.1.26)$$

Un funcional en general puede tener varias variables independientes, por ejemplo:

$$\Pi = \int_V F(x, y, z, \psi, \psi_x, \psi_y, \psi_z) dV \quad (4.1.27)$$

en donde ψ_x, ψ_y, ψ_z son las parciales de ψ con respecto a las tres variables independientes. Una variación de π ocasionada por un pequeño cambio en F es:

$$\delta \Pi = \int_V \left(\frac{\partial F}{\partial \psi} \delta \psi + \frac{\partial F}{\partial \psi_x} \delta \psi_x + \frac{\partial F}{\partial \psi_y} \delta \psi_y + \frac{\partial F}{\partial \psi_z} \delta \psi_z \right) dV \quad (4.1.28)$$

y aplicando la ecuación (4.1.11) resulta

$$\delta \Pi = \int_V \left[\frac{\partial F}{\partial \psi} \delta \psi + \frac{\partial F}{\partial \psi_x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta \psi) + \frac{\partial F}{\partial \psi_y} \frac{\partial}{\partial y} (\delta \psi) + \frac{\partial F}{\partial \psi_z} \frac{\partial}{\partial z} (\delta \psi) \right] dV \quad (4.1.29)$$

en esta ecuación los últimos términos satisfacen por el teorema de divergencia de Gauss lo siguiente:

$$\int_V \frac{\partial F}{\partial \psi_x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta \psi) dV = \int_S l_x \frac{\partial F}{\partial \psi_x} \delta \psi ds - \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial F}{\partial \psi_x} \right) \delta \psi dV \quad (4.1.30)$$

en donde l_x es el coseno direccional de la normal a la superficie con respecto al eje x . La ecuación (4.1.29) queda como sigue:

$$\delta\pi = \int_V \left[\frac{\partial F}{\partial \varphi} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_z} \right) \right] \delta\varphi dv$$

$$+ \int_S \left[l_x \frac{\partial F}{\partial \varphi_x} + l_y \frac{\partial F}{\partial \varphi_y} + l_z \frac{\partial F}{\partial \varphi_z} \right] \delta\varphi ds \quad (4.1.31)$$

Ahora, un valor estacionario de π ocurre solamente cuando los términos de los paréntesis son cero. Esto da como resultado la ecuación diferencial que gobierna el sistema y sus condiciones de frontera.

El funcional de la ecuación (4.1.31) es aplicable a problemas de campo y un ejemplo es el siguiente; sea el funcional

$$\pi = \int_V \left[\frac{1}{2} \left[k_{xx} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)^2 + k_{yy} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)^2 + k_{zz} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z} \right)^2 - 2Q\varphi \right] dv \quad (4.1.32)$$

aplicando la forma de la ecuación (4.1.31) el resultado es el siguiente

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_z} \right) = 0 \quad (4.1.33)$$

y considerando los términos individuales resulta

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi} = -2Q$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(2k_{xx} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) = 2k_{xx} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(2k_{yy} \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) = 2k_{yy} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \quad (4.1.34)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial F}{\partial \varphi_z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(2k_{zz} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) = 2k_{zz} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2}$$

Las ecuaciones combinadas ceden la ecuación diferencial que aplica para problemas de campo:

7

$$\Phi + K_{xx} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + K_{yy} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + K_{zz} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (4.1.35)$$

y como conclusión tenemos que el funcional Π de la ecuación (4.1.32) es estacionario cuando la ecuación diferencial (4.1.35) se satisface.

4.2 Formulación Variacional del Elemento Finito

4.2.1 Introducción

El concepto fundamental del método del elemento finito (MEF) consiste en que cualquier función continua en un dominio dado, puede aproximarse mediante una sucesión de funciones que se definen en una serie de subdominios dentro de los cuales estas funciones son continuas y las cuales se interconectan para aproximar así la función dada (Fig.4.2.1)

Desde un punto de vista físico, el concepto fundamental del método del elemento finito consiste en que para resolver un sistema que representa una estructura física sujeta a ciertas condiciones físicas, se puede utilizar un modelo aproximado compuesto de una serie de elementos que se interconectan en una serie de puntos llamados nodos (Fig.4.2.2) y cuyo comportamiento es conocido a través de ciertas ecuaciones preestablecidas y que corresponden a los tipos de elementos usados y al número de nodos en cada uno de ellos.

La solución de las ecuaciones del modelo pueden ser exactas, pero el modelo en si es una aproximación discreta al sistema físico y la solución de dicho modelo se aproxima a la solución del sistema real. Los antecedentes del método del elemento finito datan de los años 50's cuando surgió del análisis de estructuras aeronáuticas, y ha evolucionado rápidamente hasta expandir sus aplicaciones a varios campos de la ingeniería como son la transmisión de calor, la elasticidad, mecánica de fluidos, estructuras, lubricación y otros muchos.

4.2.2 Formulación de un Problema de Ingeniería

La formulación matemática en problemas de ingeniería generalmente se puede efectuar en dos formas diferentes,

9

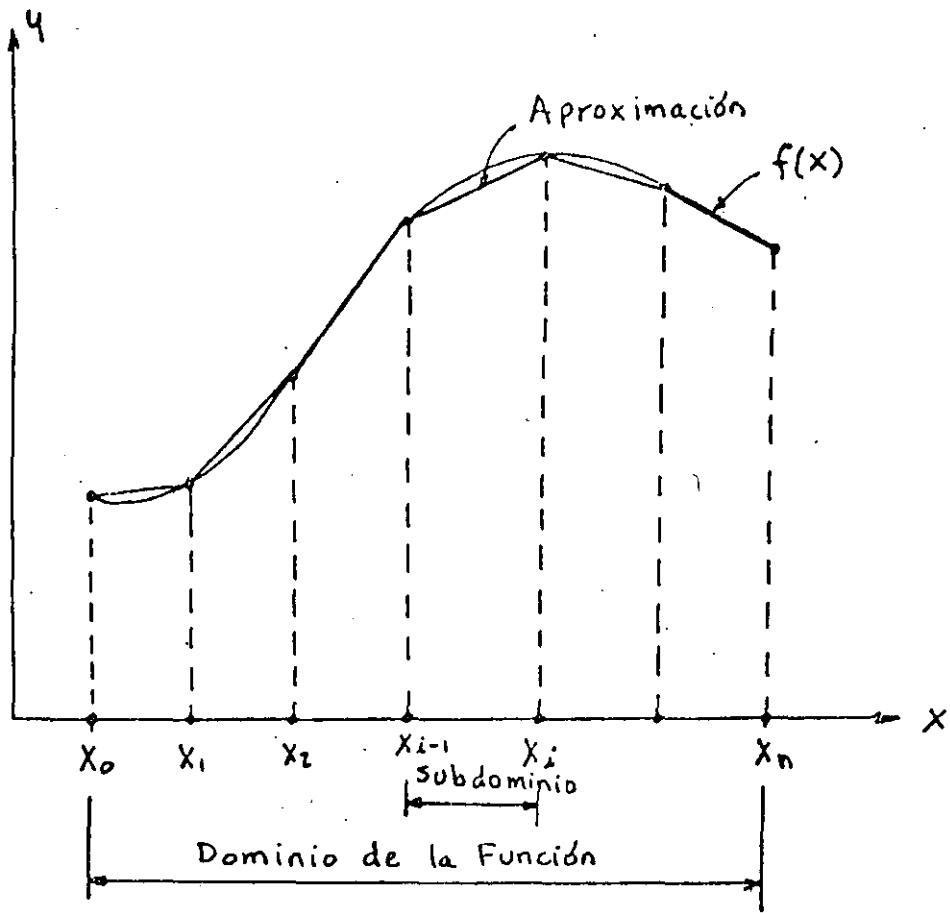


Fig. 4.2.1 Aproximación de una función continua a través de una serie de funciones lineales conectadas

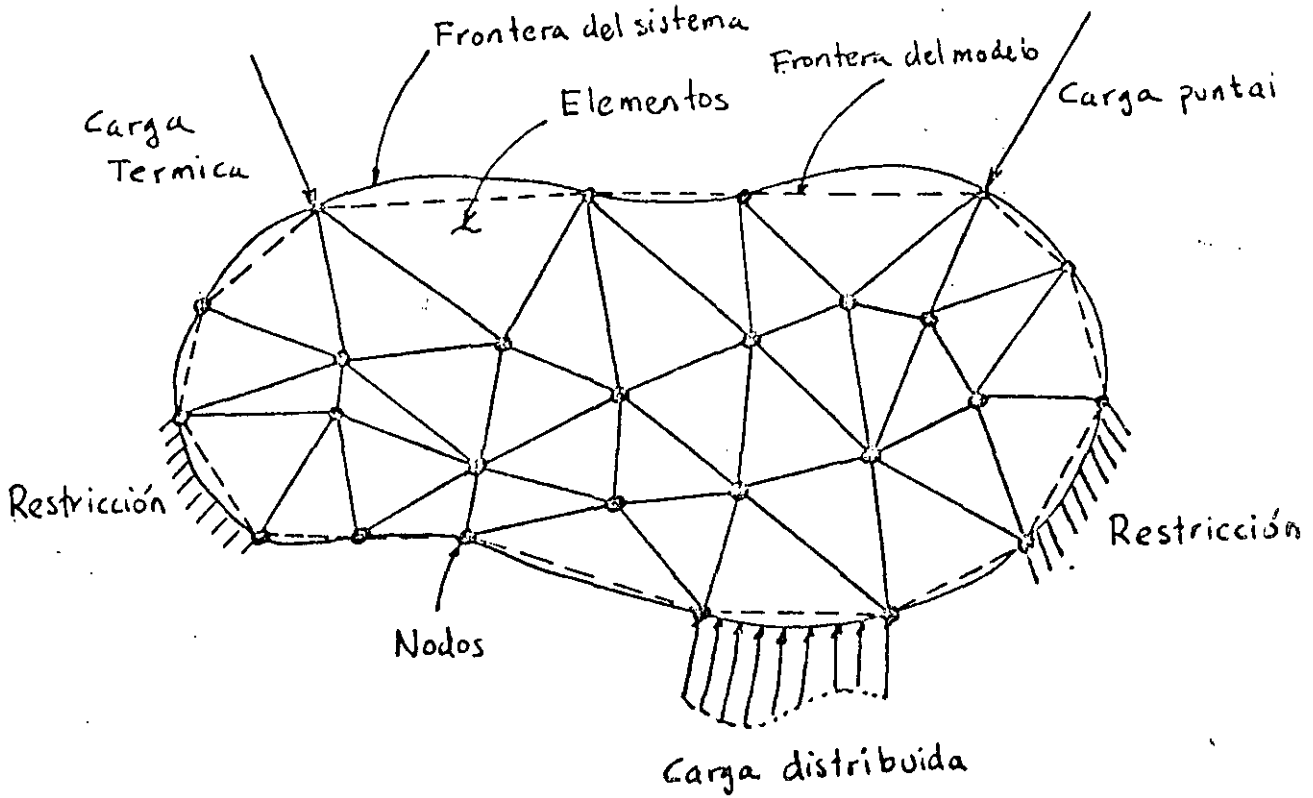


Fig. 4.2.2 Sistema de un cuerpo deformable sujeto a cargas y restricciones y discretizado con elementos finitos

la primera considera el comportamiento de una área o volumen infinitesimal del sistema y las ecuaciones correspondientes se formulan en forma diferencial, y como el área o volumen considerado es representativo de toda la región, las mismas ecuaciones son válidas para todo el dominio de esa región. Como ejemplo tenemos la ecuación de Reynolds en la lubricación hidrodinámica de cojinetes Fig 4.2.3 la cual es una ecuación diferencial en dos dimensiones que se deriva a partir de un elemento infinitesimal y es de la forma:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (4.2.1)$$

en donde h es el espesor de la capa lubricante, θ es la coordenada polar angular, z es la perpendicular al plano (x, y) , μ es la viscosidad del lubricante, ω es la velocidad angular de rotación de la flecha y P es la distribución de la presión al rededor y a lo largo del eje z .

En la segunda alternativa se postula un principio que englobe la región entera o dominio dado y consecuentemente es una formulación en forma Integral y la solución es generalmente dada por valores extremos de dicha integral. Este método es conocido como el Método Variacional y como ejemplo se tiene el caso de la energía potencial de cuerpos elasticos, en el cual se establece que la configuración del equilibrio estático de una estructura deformable requiere de una energía potencial mínima. Esta energía se refiere al total de la energía de toda la estructura y se obtiene mediante la suma de energías de las partes de la estructura.

De todas las posibles configuraciones que la estructura pueda adoptar, aquella que ceda un valor mínimo a la energía potencial nos da la configuración de equilibrio. Esto se conoce como el Principio de la Energía Potencial Mínima.

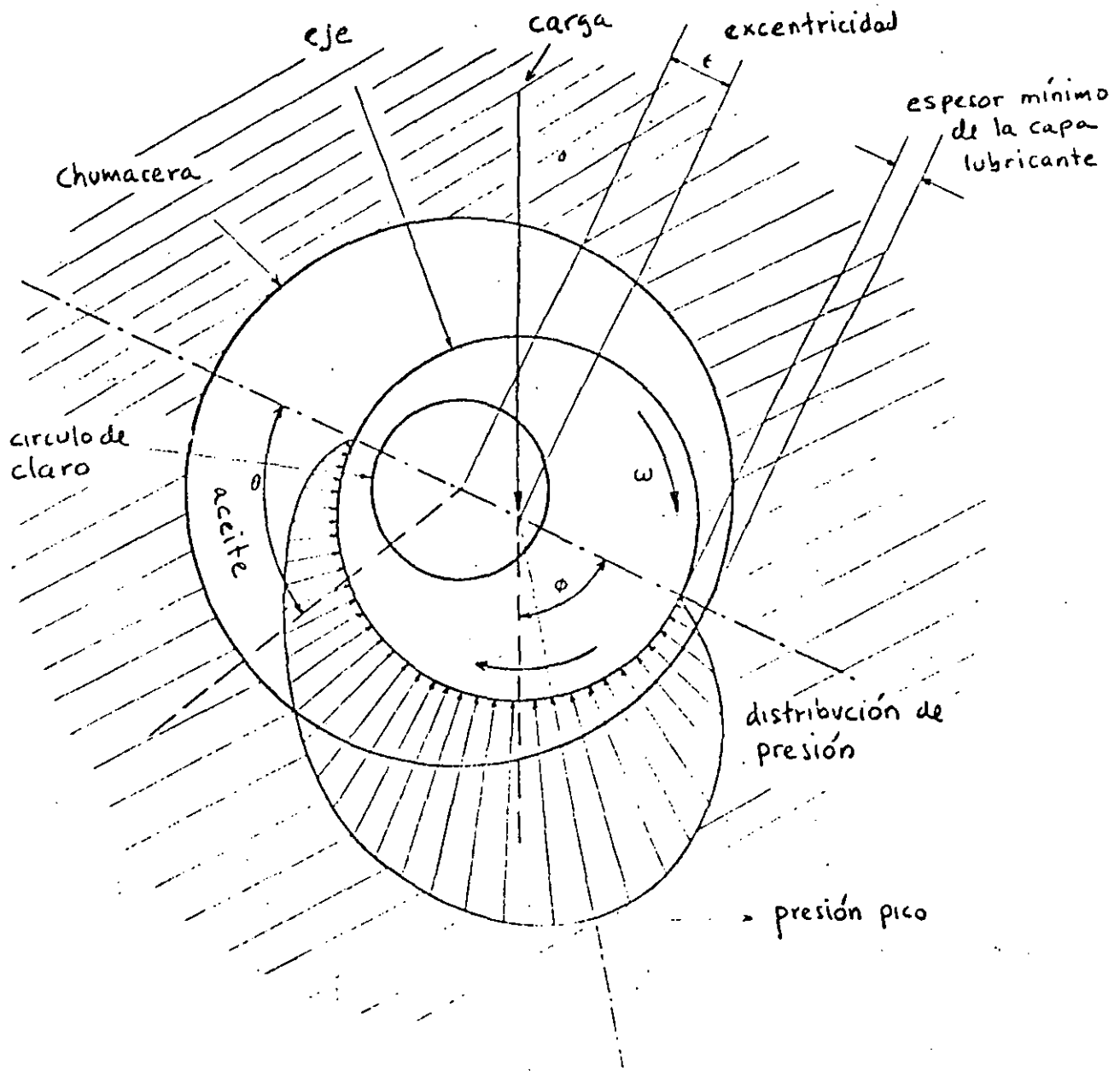


Fig. 4.2.3 Sistema chumacera - Eje lubricado hidrodinámicamente

Resumiendo lo anterior, el procedimiento para desarrollar el análisis de una estructura deformable consiste en establecer un funcional, el cual es el valor de una integral y que tiene la forma

$$\Pi = \int_{x_a}^{x_b} F(x, y, y') dx \quad (4.2.2)$$

en donde

$$y = y(x) \quad , \quad y' = \frac{dy(x)}{dx} \quad (4.2.3)$$

Una vez establecido este funcional se procede a encontrar sus valores extremos, lo cual requiere que su primera variación sea igual a cero, es decir que cumpla con la condición de estacionaridad de una integral mediante:

$$\delta \Pi = 0 \quad (4.2.4)$$

Cabe mencionar que encontrar el valor estacionario de una integral es similar a encontrar los valores mínimos o máximos de una función en cálculo diferencial, excepto que al minimizar una función se obtiene un valor de la variable independiente que nos da un mínimo en la función, mientras que al minimizar un funcional se obtiene una función que al integrarse hace el valor de dicha integral mínimo.

Para llevar a cabo lo anterior se puede proceder a discretizar la integral mediante la siguiente ecuación

$$\Pi = \int_{x_a}^{x_b} F(x, y, y') dx = \int_{x_a}^{x_1} F(x, y, y') dx + \int_{x_1}^{x_2} F(x, y, y') dx + \dots + \int_{x_n}^{x_b} F(x, y, y') dx \quad (4.2.5)$$

O bien:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \dots + \Pi_n \quad (4.2.6)$$

La integral total Π ahora consiste en varias integrales parciales Π_i , cada una extendiéndose en los subdominios (x_{i-1}, x_i) .

El concepto de discretizar la integral de la ecuación puede tener una interpretación física al dividir el dominio de la función en una serie de elementos a los cuales se asigna cada una de las integrales. La ventaja es que ahora es posible usar alguna aproximación polinomial (lineal, parabólica etc.) para la función $Y(x)$ en cada integral, es decir en cada elemento. Esto permite que el valor de cada función integral sea una función de los coeficientes utilizados en el polinomio de dicho elemento. Entonces la integral total Π es también una función de los coeficientes polinomiales usados en cada uno de los elementos y la condición de la ecuación se satisface si

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_i} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4.2.7)$$

donde las a_i 's son el juego completo de coeficientes polinomiales usados en cada elemento.

Al substituir la función $Y(x)$ por una aproximación polinomial $y(x) = a_1 x + a_2 x^2 \dots$ el problema se reduce a encontrar los coeficientes de los polinomios usados en la aproximación.

Es decir, la solución directa de la ecuación (4.2.2) sujeta a las condiciones (4.2.3) puede ser bastante complicada y es necesario aplicar los conceptos de cálculo variacional, sin embargo el problema se puede formular mediante la ecuación (4.2.5) y al substituir la aproximación polinomial el problema se puede resolver algebraicamente

4.2.3 Energía Potencial

En la introducción de conceptos fundamentales del método del elemento finito se derivaron unas ecuaciones algebraicas de equilibrio que en forma matricial se pueden expresar como:

$$[K] \{D\} = \{P\} \tag{4.2.8}$$

Este sistema de ecuaciones representa un modelo matemático cuya interpretación física está directamente relacionada con la definición de un sistema físico el cual consiste de un cuerpo deformable caracterizado por la matriz de propiedades elásticas $[k]$, y por las cargas que actúan sobre el sistema $\{P\}$ que ocasionan ciertos desplazamientos en dicho cuerpo $\{D\}$.

En general, un cuerpo elástico es la composición de una infinidad de partículas las cuales interactúan entre sí y producen ciertas respuestas a ciertas perturbaciones y dado a que existe un número infinito de partículas en cada cuerpo no es conveniente describir la respuesta de un sistema elástico en términos de los desplazamientos de cada partícula, más bien se toma un número finito de puntos que puedan caracterizar el comportamiento del sistema.

En ciertos casos es posible formular las ecuaciones de equilibrio en base a relaciones directas de carga y desplazamiento, como es en el caso de resortes lineales, o vigas, pero en otros casos no es tan evidente la relación de carga y deformación y por lo tanto es conveniente usar métodos alternativos para la formulación de las ecuaciones de equilibrio. Uno de estos métodos se basa en la expresión de la energía potencial la cual se define como sigue:

La energía potencial de un cuerpo deformable sujeto a cargas estáticas es igual a la energía interna o de deformación almacenada en el cuerpo deformado menos el trabajo

realizado por las cargas que actúan en el a lo largo de los desplazamientos de los puntos de aplicación de dichas cargas. Esto se puede expresar como sigue

$$V = U - W \quad (4.2.9)$$

en donde V =Energía potencial

U =Energía de deformación o interna

W =Trabajo de las cargas aplicadas

Como ejemplo podemos considerar el caso simple de un resorte lineal mostrado en la Fig. 4.2.4. El desplazamiento D del extremo libre del resorte es ocasionado por la carga P aplicada en ese extremo en tonces la energía potencial se puede expresar como:

$$V = \int_0^D kx \, dx - \int_0^D P \, dx \quad (4.2.10)$$

En esta expresión, la primera integral representa la energía de deformación y la segunda el trabajo realizado por la carga sobre el resorte de constante K . Al integrar se obtiene:

$$V = \frac{1}{2} (kx^2) \Big|_0^D - Px \Big|_0^D = \frac{1}{2} kD^2 - PD \quad (4.2.11)$$

Es decir la expresión de la energía potencial es el valor de una integral y por lo tanto V es un funcional el cual puede ser minimizado, de acuerdo al principio de la energía potencial mínima. Entonces de la ecuación(4.2.4) se tiene que:

$$\delta V = (kD - P) \delta D \quad (4.2.12)$$

La cual es consistente con el principio de trabajo virtual y dado que δD es diferente de cero entonces

$$KD - P = 0 \quad (4.2.12a)$$

Es decir que el desplazamiento D que resulte en el equilibrio del sistema es tal que:

$$D_e = \frac{P}{K} \quad (4.2.12b)$$

Gráficamente la ecuación (4.2.11) se puede representar por medio de la suma de dos funciones tal como se muestra en la Fig (4.2.3) de tal forma para un potencial mínimo se tiene que el desplazamiento D es aquel que produce el equilibrio.

4.2.4. Sistemas con Varios Grados de Libertad

Por definición los grados de libertad son aquellas variables que definen completamente y en forma única el estado o configuración de un sistema dado, por ejemplo, el sistema de resorte lineal que se acaba de ver es un sistema con un solo grado de libertad ya que una sola cantidad define el estado del sistema, esa variable es el desplazamiento lineal del extremo del resorte. Si en ese extremo se anexa otro resorte, entonces existen dos grados de libertad y así sucesivamente. Sin embargo la naturaleza de los grados de libertad no es necesariamente la misma, ya que éstos se pueden referir a desplazamientos, rotaciones, temperaturas o también coeficientes de un polinomio que aproximan una función.

Si consideramos un sistema elástico con n grados de libertad el cual esté sujeto a ciertas perturbaciones. Entonces la energía potencial total se puede expresar como un función de estos n grados de libertad o sea

$$\Pi_T = \Pi_T(D_1, D_2, D_3, \dots, D_n) \quad (4.2.13)$$

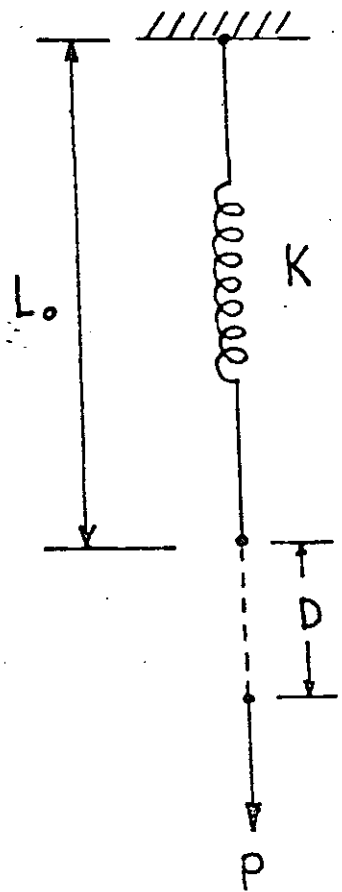


Fig 4.2.4
 Sistema de resorte lineal con un extremo fijo y otro extremo libre y cargado (1 grado de libertad)

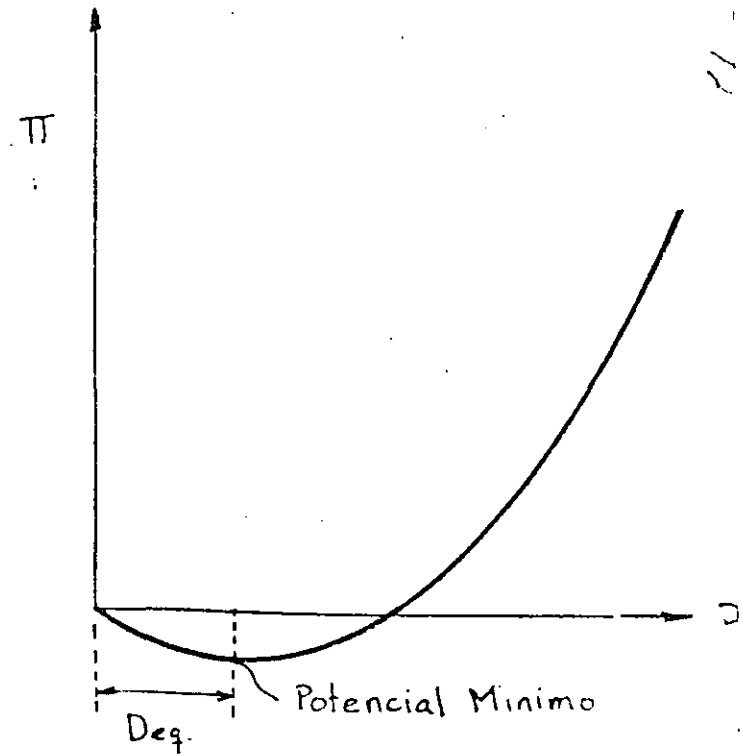
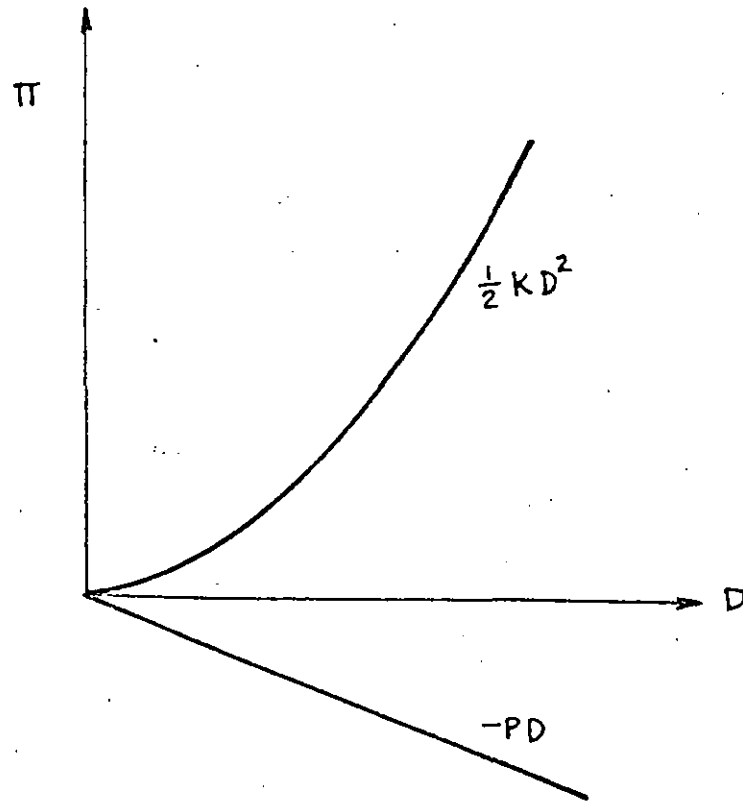


Fig. 4.2.5 Energía potencial como función del desplazamiento en el extremo libre de un resorte con constante k y carga P dadas

entonces la primera variación del potencial con respecto a los grados de libertad se expresa como

$$\delta \Pi_T = \frac{\partial \Pi_T}{\partial D_1} \delta D_1 + \frac{\partial \Pi_T}{\partial D_2} \delta D_2 + \frac{\partial \Pi_T}{\partial D_3} \delta D_3 + \dots + \frac{\partial \Pi_T}{\partial D_n} \delta D_n \quad (4.2.14)$$

la cual debe cumplir con la condición de estacionaridad de la ecuación (4.2.4), es decir $\delta \pi = 0$ y por lo tanto:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial D_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial D_2} = \dots = \frac{\partial \Pi}{\partial D_n} = 0 \quad (4.2.15)$$

De acuerdo con el principio de energía potencial mínima, la ecuación (4.2.15) define la configuración de equilibrio del sistema.

Un ejemplo de un sistema con dos grado de libertad es el que se muestra en la Fig. 4.2.6 el cual consta de dos resortes lineales empotrados, y una barra rígida ligada los dos resortes con una carga puntal como se muestra. La expresión para la energía, potencial se puede escribir ya integrada como:

$$V = \frac{1}{2} k_1 D^2 + \frac{1}{2} k_2 (D + \theta L)^2 - P(D + \theta a) \quad (4.2.16)$$

Al substituir v por π en la ecuación (4.2.5) el resultado es:

$$\frac{\partial V}{\partial D} = k_1 D + k_2 D + k_2 \theta L - P = 0 \quad (4.2.17)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} = k_2 L D + k_2 L^2 \theta - a P = 0 \quad (4.2.18)$$

que en forma matricial adquiere la siguiente fomra

$$\begin{bmatrix} (K_1 + K_2) & K_2 L \\ K_2 L & K_2 L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} D \\ \theta \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} P \\ aP \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.2.19)$$

que se puede reducir a la forma común de las ecuaciones de equilibrio

$$[K] \{X\} = \{F\} \quad (4.2.20)$$

En la ecuación 4.2.19, (P) y (aP) son llamadas las fuerzas generalizadas correspondientes a las coordenadas generalizadas (D) y (θ).

De este ejemplo se puede concluir entonces que la matriz de rigidez $[k]$ es una matriz simétrica es decir $k_{ij} = k_{ji}$ y también que el producto de una fuerza generalizada por su correspondiente coordenada siempre tiene unidades de trabajo.

Si un tercer resorte es anexado al sistema digamos en el punto intermedio de la barra, el sistema se convierte en un sistema estaticamente indeterminado. Sin embargo las coordenadas D y θ son aun suficientes para determinar la configuración del sistema y dos ecuaciones de equilibrio son generadas, es decir la indeterminación estática no afecta el procedimiento general basado en la minimización del potencial.

4.2.3 Formulación General Usando Campos de Desplazamiento

Antes de desarrollar una expresión general para la energía potencial de cuerpos elásticos es conveniente describir el concepto de campo de desplazamiento y aproximaciones.

En muchos sistemas mecánicos la configuración del mismo en un instante dado puede ser expresada en términos de los desplazamientos de ciertos puntos de referencia, los cuales represen-

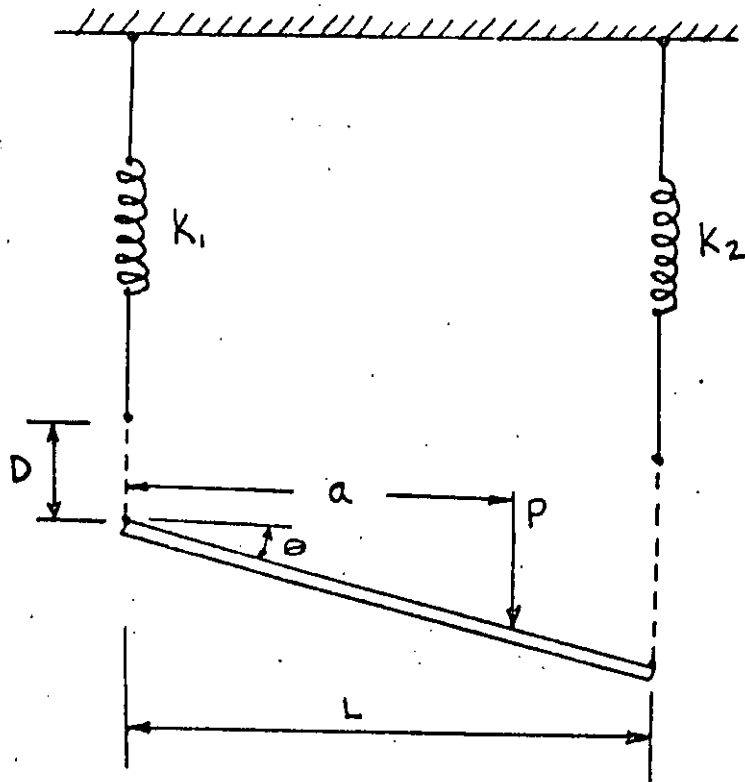


Fig 4.2.6 Sistema de dos resortes y una barra rígida con carga intermedia (dos grados de libertad)

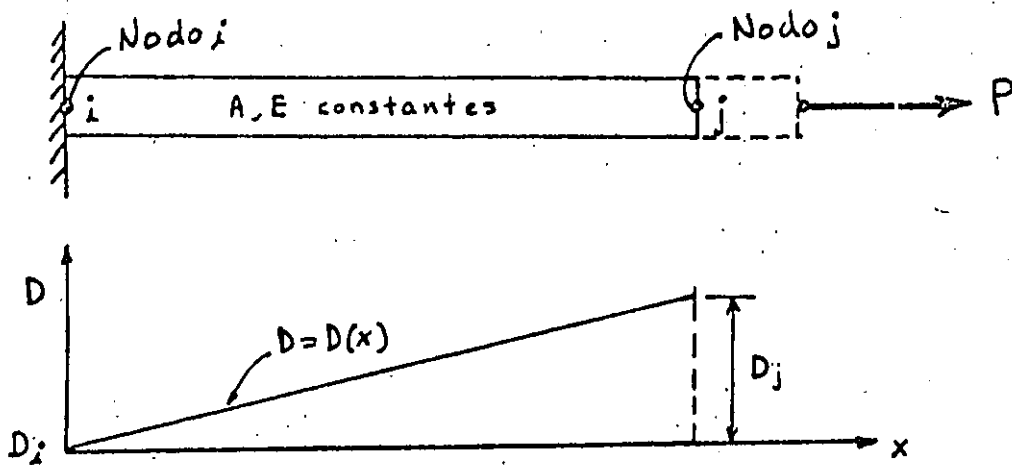


Fig. 4.2.7 Campo de desplazamientos en una barra de sección uniforme en terminos de los desplazamientos nodales.

tan un campo de desplazamientos con respecto a un marco de referencia. Por ejemplo el campo de desplazamiento de una barra elástica de sección uniforme con una carga axial Fig.4.2.7 se puede describir en términos de los desplazamientos en los extremos de la misma en una forma lineal. Es decir el desplazamiento en cualquier punto intermedio de una barra se puede expresar como una función del desplazamiento de los puntos extremos de la misma con una relación de la forma

$$D_x = D_i + \frac{x}{L} (D_j - D_i) \quad (4.2.21)$$

Donde D_x es el desplazamiento de un punto en la coordenada x de la barra, L es la longitud original de la barra y $D(i, j)$ es el desplazamiento del extremo (i, j) de la barra.

La ecuación (4.2.21) puede escribirse en forma matricial como sigue:

$$D_x = \left[\left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad \left(\frac{x}{L}\right) \right] \begin{Bmatrix} D_i \\ D_j \end{Bmatrix} \quad (4.2.22)$$

Si consideramos que la barra representa un elemento con el nodo i en el extremo i y el nodo j en el extremo j y que f es el desplazamiento de un punto cualquiera del elemento entonces la ecuación (4.2.22) se puede expresar en forma matricial como sigue:

$$\{f\} = [N] \{d\} \quad (4.2.23)$$

En el caso de un elemento en dos dimensiones como el mostrado en la Fig.4.2.8 el vector $\{d\}$ los desplazamientos en dos dimensiones de los nodos del elemento, entonces la ecuación (4.2.23) tendría la forma:

22

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (4.2.24)$$

en donde:

$$N_1 = \frac{(b-x)(c-y)}{4bc}, \quad N_2 = \frac{(b+x)(c+y)}{4bc}$$

$$N_3 = \frac{(b+x)(c-y)}{4bc}, \quad N_4 = \frac{(b-x)(c+y)}{4bc} \quad (4.2.25)$$

$N_{1,2,3,4}$ son llamadas las funciones de "forma" o de interpolación. La descripción del campo de desplazamiento para otros elementos también es posible en base de los desplazamientos nodales, es decir que es posible conocer el desplazamiento absoluto de cualquier punto en un elemento o estructura conociendo el vector de desplazamientos nodales. Por lo tanto la formulación general usando elementos finitos está orientada a obtener la solución de un sistema con un número finito de grados de libertad, en donde los grados de libertad son los desplazamientos independientes de cada nodo y donde dichos desplazamientos pueden ser de traslación o de rotación.

La aproximación a un campo de desplazamiento también se puede hacer en base a un polinomio cuyo grado de libertad sea el mismo que el correspondiente al elemento en cuestión, por ejemplo en el caso de la barra uniforme se puede utilizar un polinomio del tipo:

$$\{f\} = \{u\} = \{a_1 + a_2 x\} \quad (4.2.26)$$

$$\{f\} = \begin{bmatrix} 1 & x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} \quad (4.2.27)$$

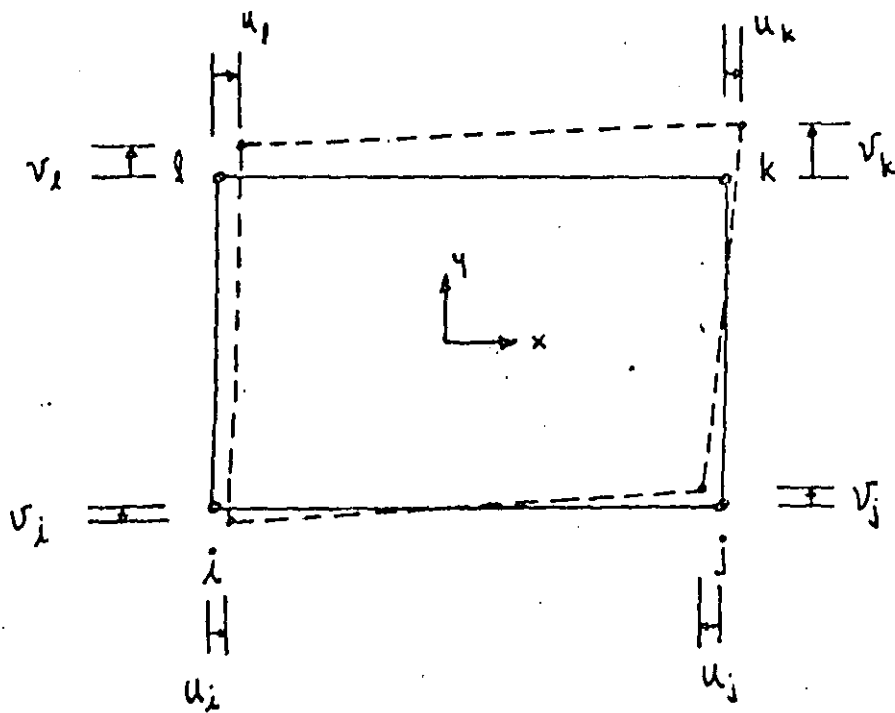


Fig. 4.2.º Elemento cuadrilatero bidimensional, 2 grados de libertad por nodo, 4 nodos osea 8 g.d.l.

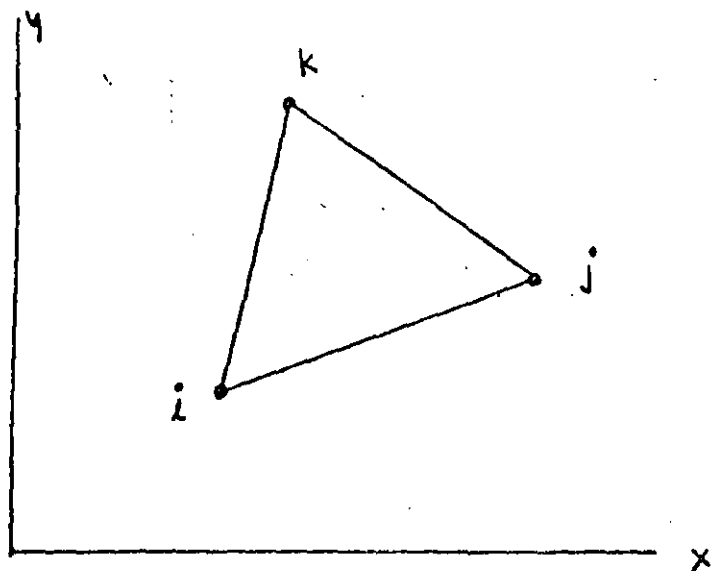


Fig 4.2.9 Elemento triangular plano, 2 grados de libertad por nodo, 3 nodos, 6 g.d.l.

24
 en donde a_1 y a_2 son los coeficientes del polinomio de grado 1, entonces hay dos coeficientes para un elemento que tiene dos grados de libertad.

Los desplazamientos nodales $\{d\}$ se pueden expresar en función de estos coeficientes substituyendo las condiciones de frontera

$$\begin{aligned} u_{x=0} &= u_i \\ u_{x=L} &= u_j \end{aligned} \quad (4.2.28)$$

Entonces substituyendo en (4.2.26) resulta el siguiente sistema:

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = [A] \{a\} \quad (4.2.29)$$

Despejando $\{a\}$ de (4.2.29) y substituyendo en (4.2.27) se tiene

$$\{f\} = \begin{bmatrix} 1 & x \end{bmatrix} [A]^{-1} \{d\} \quad (4.2.30)$$

Invirtiendo la matriz $[A]$ y desarrollando el producto en la ecuación 4.2.30 se obtiene la ecuación 4.2.31 o sea:

$$\{f\} = \begin{bmatrix} (1 - \frac{x}{L}) & (\frac{x}{L}) \end{bmatrix} \{d\} = [N] \{d\} \quad (4.2.31)$$

En el caso de un elemento plano triangular como el mostrado en la fig. 4.2.9, la aproximación se puede hacer en base a las siguientes polinomios:

$$\begin{aligned} u &= a_1 + a_2 x + a_3 y \\ v &= a_4 + a_5 x + a_6 y \end{aligned} \quad (4.2.32)$$

Que en forma matricial quedan expresados como

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} \quad (4.2.33)$$

Tomando las condiciones de frontera se obtiene que para la dirección x

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.34)$$

y para la dirección y

$$\begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} \quad (4.2.35)$$

de donde

$$\begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Bmatrix} = [\Lambda]^{-1} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.36)$$

y

$$\begin{Bmatrix} a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{Bmatrix} = [\Lambda]^{-1} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.37)$$

Substituyendo (4.2.36) y (4.2.37) en la ecuación (4.2.33) se obtiene

$$u = [1 \ x \ y] [\Lambda]^{-1} \{u_1 \ u_2 \ u_3\}^T \quad (4.2.38)$$

$$v = [1 \ x \ y] [\Lambda]^{-1} \{v_1 \ v_2 \ v_3\}^T \quad (4.2.39)$$

y donde

$$[\Lambda]^{-1} = \begin{bmatrix} x_2 y_3 - x_3 y_2 & x_3 y_1 - x_1 y_3 & x_1 y_2 - x_2 y_1 \\ y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 \\ x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 \end{bmatrix} \quad (4.2.40)$$

Substituyendo (4.2.40) en (4.2.38) y (4.2.39) y reduciendo el sistema resultante es

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix}_{\text{Triangulo}} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.41)$$

en donde

$$N_1 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_2 - y_3)x + (x_3 - x_2)y \right] \quad (4.2.42)$$

$$N_2 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_3 - y_1)x + (x_1 - x_3)y \right] \quad (4.2.43)$$

$$N_3 = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (y_1 - y_2)x + (x_2 - x_1)y \right] \quad (4.2.44)$$

De la misma manera se puede aproximar el campo de desplazamiento para un elemento cuadrilatero plano de la Fig.4.2.8 usando polinomios del tipo:

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (4.2.45)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \quad (4.2.46)$$

Los cuales conducen a un sistema equivalente al dado en las ecuaciones (4.2.24) y (4.2.25):

4.2.6 Exprsión General de la Energía Potencial

Podemos considerar ahora el caso general de un cuerpo elástico en el espacio el cual está sujeto a cargas que producen un campo de desplazamientos, deformaciones y esfuerzos tal que en un punto dado de dicho cuerpo y con respecto a un marco de referencia, los vectores de esfuerzos y de deformaciones son:

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx}\}^T \quad (4.2.47)$$

y

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon_x \ \epsilon_y \ \epsilon_z \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx}\}^T \quad (4.2.49)$$

La relación esfuerzo-deformación puede escribirse como:

$$\{\sigma\} = [E] \{\epsilon\} + \{\sigma_0\} \quad (4.2.49)$$

en donde $[E]$ es la matriz de propiedades elásticas del material y el vector $\{\sigma_0\}$ es el vector de esfuerzos iniciales (dichos esfuerzos iniciales pueden referirse a los esfuerzos presentes sin la aplicación de las cargas externas, como podrían ser esfuerzos residuales, esfuerzos de ensamble etc.).

La definición de energía interna o de deformación se puede escribir como

$$U_0 = \frac{1}{2} \{\epsilon\}^T [E] \{\epsilon\} - \frac{1}{2} \{\epsilon_0\}^T [E] \{\epsilon_0\} \quad (4.2.50)$$

Esta energía de deformación es originada por ciertas cargas que actúan en el cuerpo las cuales desarrollan un cierto trabajo. Estas fuerzas se pueden clasificar en fuerzas internas o de cuerpo, que en un punto cualquiera tiene la forma:

$$\{\Phi\} = \{\Phi_x \ \Phi_y \ \Phi_z\}^T \quad (4.2.51)$$

y el vector de fuerzas de superficie expresado por:

$$\{F\} = \{F_x \ F_y \ F_z\}^T \quad (4.2.52)$$

Entonces usando las expresiones (4.2.41) a la (4.2.52) y la expresión general de la energía potencial de la siguiente forma

$$\Pi = \int_{Vol} \left(\frac{1}{2} \{\epsilon\}^T [E] \{\epsilon\} + \{\epsilon\}^T \{\sigma_0\} \right) dV - \int_{Vol} \{f\}^T \{F\} dV - \int_{Sup} \{f\}^T \{\Phi\} dS \quad (4.2.53)$$

en donde la primera integral representa la energía interna o de deformación, la segunda integral representa el trabajo desarrollado por las fuerzas de cuerpo sobre la estructura y la tercera integral representa el trabajo desarrollado por las fuerzas de superficie sobre el cuerpo. La ecuación (4.2.53) es una forma más general de la ecuación (4.2.9)

4.2.6 Formulación Elemental en Base a la Energía Potencial

El objetivo ahora es formular las ecuaciones que caracterizan un elemento en base a la minimización de la energía potencial usando la expresión general (4.2.53) y la expresión del campo de desplazamiento $\{f\} = \{u \ v \ w\}$.

Primeramente las deformaciones en un elemento se pueden expresar en terminos de los desplazamientos nodales a través de la siguiente expresión

$$\{\epsilon\} = [B] \{d\} \quad (4.2.54)$$

en donde $[B]$ es la matriz esfuerzo-deformación que en el caso general de un material elástico isotropico es de la forma

$$[B] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (4.2.55)$$

Substituyendo las ecuaciones (4.2.23) y (4.1.54) en (4.2.53) la energía potencial puede expresarse como:

$$\begin{aligned} \pi_e = & \frac{1}{2} \{d\}^T \left(\int_{Vol} [B]^T [E] [B] dv \right) \{d\} + \{d\}^T \int_{Vol} [B]^T \{\sigma_0\} dv \\ & - \{d\}^T \int_{Vol} [N]^T \{F\} dv - \{d\}^T \int_{Sup} [N]^T \{\Phi\} ds \end{aligned} \quad (4.2.56)$$

En esta ecuación el subíndice en π_e indica que la energía potencial es de un elemento y por lo tanto el vector $\{d\}$ es el vector de desplazamientos nodales de un elemento solamente, y para una estructura compuesta de varios elementos se tiene que la energía potencial total se expresa como la sumatoria de las energías potenciales de cada uno de los elementos y la energía potencial total queda expresada como:

$$\begin{aligned} \pi_T = & \frac{1}{2} \{D\}^T \left(\sum_i^m \int_{Vol} [B]^T [E] [B] dv \right) \{D\} + \{D\}^T \sum_i^m \left(\int_{Vol} [B]^T \{\sigma_0\} dv \right. \\ & \left. - \int_{Vol} [N]^T \{F\} dv - \int_{Sup} [N]^T \{\Phi\} ds \right) - \{D\}^T \{P\} \end{aligned} \quad (4.2.57)$$

Una vez encontrada la expresión general de la energía potencial se procede a encontrar el valor extremo del funcional π_T substituyendo en la ecuación (4.2.4) lo cual resulta en el sistema de ecuaciones dado por la ecuación (4.2.7) o

$$\left\{ \frac{\partial \pi_T}{\partial D} \right\} = 0 \quad (4.2.58)$$

Entonces al substituir π_T dada por la ecuación (4.2.57) en la ecuación (4.2.58) se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones de equilibrio.

$$\left(\sum_i^m \int_{Vol} [B]^T [E] [B] dV \right) \{D\} = \sum_i^m \left(- \int_{Vol} [B]^T \{\sigma_0\} dV + \int_{Vol} [N]^T \{F\} dV \right. \\ \left. + \int_{Sup} [N]^T \{\Phi\} ds \right) + \{P\} \quad (4.2.59)$$

La ecuación (4.2.59) se puede abreviar en tal forma que la sumatoria de las integrales del lado izquierdo de la misma sea identificada como la "Matriz de Rigidez" y la sumatoria de integrales del lado derecho de la ecuación como vector de cargas generalizadas, entonces la ecuación (4.2.59) queda.

$$[K] \{D\} = \{R\} \quad (4.2.60)$$

Ejemplo. Podemos considerar un caso simple en forma general mediante el cual podremos establecer la siguiente secuencia de operaciones

$$\{f\} = \{u\} = [1 \quad x] \{a\} \quad (4.2.61)$$

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = [A] \{a\} \quad (4.2.62)$$

$$\{f\} = [1 \quad x] [A]^{-1} \{d\} = \left[\left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad \left(\frac{x}{L}\right) \right] \{d\} = [N] \{d\} \quad (4.2.63)$$

$$U = \int_0^L \frac{1}{2} E \epsilon_x^2 A dx = \frac{1}{2} \int_0^L \epsilon_x^T E \epsilon_x A dx \quad (4.2.64)$$

$$U = \frac{1}{2} \{d\}^T \int_0^L [B]^T E [B] A dx \{d\} \quad (4.2.65)$$

$$k_e = \int_0^L [B]^T E [B] A dx = \int_0^L \begin{Bmatrix} -\frac{1}{L} \\ \frac{1}{L} \end{Bmatrix} E \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} A dx \quad (4.2.68)$$

$$k_e = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \equiv \text{Matriz elemental de rigidez} \quad (4.2.69)$$

4.2.8 El Método Rayleigh-Ritz

Podemos considerar un ejemplo unidimensional para describir el método Rayleigh-Ritz como el mostrado en la Fig.4.2.10 en donde el área (S) y el módulo elástico (E) son constantes y la carga distribuida (q) son tales que

$$A = E = L = 1 \quad \text{y} \quad q = x \quad (4.2.68)$$

Las condiciones de frontera son:

$$u = 0 \quad @ \quad x = 0 \quad (4.2.69)$$

$$u_{,x} = 0 \quad @ \quad x = L$$

La energía potencial se puede expresar como:

$$\Pi = \int_0^L \frac{AE}{2} u_x^2 dx - \int_0^L u(q dx) \quad (4.2.70)$$

Substituyendo los valores dados en(4.2.68) y asumiendo que los desplazamientos u son de la forma $u = a_1 x$ entonces

$$\Pi = \frac{1}{2} a_1^2 - \frac{a_1}{3} \quad (4.2.71)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_1} = 0 = a_1 - \frac{1}{3} \Rightarrow a_1 = \frac{1}{3} \quad (4.2.72)$$

Si se asume ahora que $u = a_1 x + a_2 x^2$, entonces la energía potencial queda como sigue:

$$\Pi = \int_0^1 \frac{1}{2} (a_1 + 2a_2 x)^2 dx - \int_0^1 (a_1 x + a_2 x^2) x dx \quad (4.2.73)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial a_2} = 0 \Rightarrow \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 4/3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1/3 \\ 1/4 \end{Bmatrix} \quad (4.2.74)$$

$$\begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 7/12 \\ -1/4 \end{Bmatrix} \quad (4.2.75)$$

Sumarizando Resultados:

	$u(x=1/4)$	$u(x=1/2)$	$u(x=3/4)$	$u(x=1)$	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=1)$
1 Termino	.0833	.1667	.2500	.333	.333	.333
2 Terminos	.1302	.2292	.2969	.333	.5833	.0833
Exacto	.1224	.2292	.3041	.333	.5000	.0

Si asumimos un polinomio de 3er grado para u (tres términos) obtendríamos la solución exacta porque la solución exacta es cúbica de la forma $u = (3x - x^3)/6$ o sea que el método Rayleigh-Ritz basada en

$$u = a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 \quad (4.2.76)$$

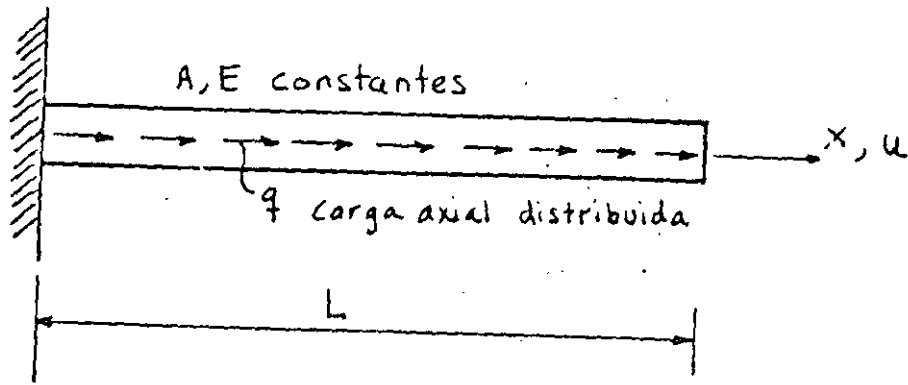
daría como resultado

$$a_1 = 1/2$$

$$a_2 = 0$$

$$a_3 = -1/6$$

(4.2.77)



Condiciones de frontera:

Forzada $u=0$ @ $x=0$

Natural $u,x=0$ @ $x=L$

Fig. 4.2.10 Barra con carga axial distribuida y sección constante

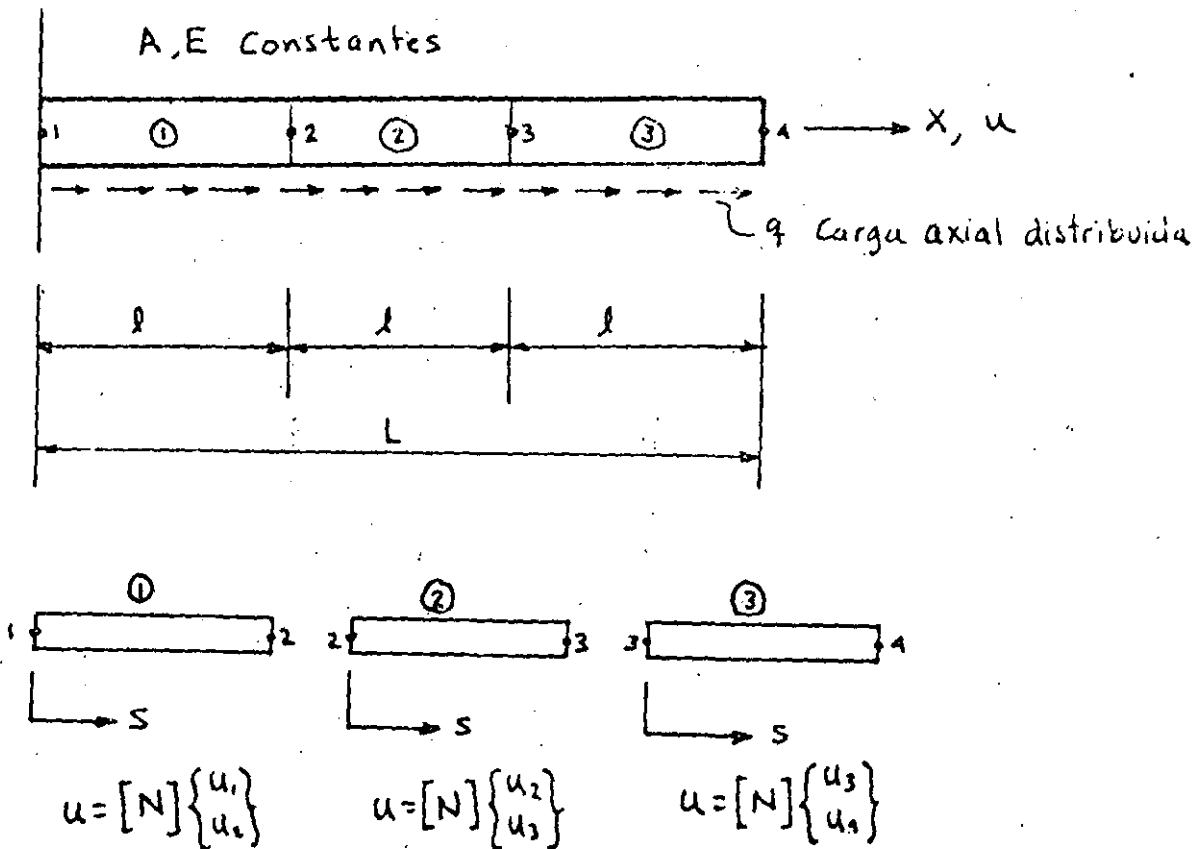


Fig 4.2.11 Barra con carga axial distribuida dividida en tres elementos.

y si se incluyeran más términos como por ejemplo

$$u = a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 + \dots + a_n x^n \quad (4.2.78)$$

la solución sería:

$$\begin{aligned} a_1 &= 1/2 \\ a_2 &= 0 \\ a_3 &= -1/6 \\ a_4 &= a_5 = \dots = a_n = 0 \end{aligned} \quad (4.2.79)$$

El Método del Elemento Finito y su relación con R.R

Podemos considerar ahora la barra del ejemplo anterior pero dividida en tres elementos como se muestra en la Fig 4.2.11. Para cada elemento existe una matriz de forma tal que el campo de desplazamientos en cada elemento se puede expresar como:

$$u_i = [N]_i \{u_i\}_i \quad (4.2.80)$$

y donde

$$[N]_i = \begin{bmatrix} \frac{l_i - s}{l_i} & \frac{s}{l_i} \end{bmatrix} \quad (4.2.81)$$

Las deformaciones son dadas por:

$$\epsilon_x = u_{,x} \quad \text{y} \quad \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial s} \quad (4.2.82)$$

Usando la ecuación (4.2.82) en la ecuación (4.2.80)

$$\epsilon_x = \frac{\partial}{\partial s} [N] \{d\} = [B] \{d\} \quad (4.2.83)$$

en donde

$$[B] = \frac{\partial}{\partial s} [N] \quad \text{y} \quad \{d\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (4.2.84)$$

y donde que ϵ_x es escalar entonces:

$$\epsilon_x^2 = \epsilon_x^T \epsilon_x = \{d\}^T [B]^T [B] \{d\} \quad (4.2.85)$$

Substituyendo la ecuación (4.2.85) en la expresión para la energía de un elemento se obtiene que

$$U_i = \int_0^l \frac{AE}{2} \epsilon_x^2 dx = \frac{1}{2} \{d\}_i^T \int_0^l AE \begin{bmatrix} -1/2 \\ 1/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1/2 & 1/2 \end{bmatrix} ds \{d\} \quad (4.2.86)$$

lo cual se puede expresar en forma compacta como:

$$U_i = \frac{1}{2} \{d\}_i^T [K]_i \{d\}_i \quad (4.2.87)$$

en donde

$$[K]_i = \int_0^l AE \begin{bmatrix} -1/2 \\ 1/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1/2 & 1/2 \end{bmatrix} ds = \frac{AE}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2.88)$$

Por otra parte el trabajo realizado por la carga es

$$W = \int_0^l q u ds = \{d\}_i^T \int_0^l [N]^T q ds \quad (4.2.89)$$

y el potencial total de la estructura es

$$\Pi_T = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 \quad (4.2.90)$$

Suponiendo que para cada elemento las propiedades cumplen con las propiedades de las ecuaciones (4.2.68) y además

$$l = 1/3$$

$$q = x \quad \text{para el elemento 1} \quad (4.2.91)$$

$$q = \frac{1}{3} + s \quad \text{para el elemento 2}$$

$$q = \frac{2}{3} + s \quad \text{para el elemento 3}$$

Expandiendo los vectores al rango de la estructura se tiene que el vector global es

$$\{D\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} \quad (4.2.92)$$

Substituyendo las condiciones (4.2.91) en (4.2.90) y expandiendo al rango de la estructura, la energía potencial es:

$$\begin{aligned} \Pi_T = \frac{1}{2} \{D\}^T & \left(\begin{bmatrix} 3 & -3 & 0 & 0 \\ -3 & 3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3 & -3 & 0 \\ 0 & -3 & 3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3 & -3 \\ 0 & 0 & -3 & 3 \end{bmatrix} \right) \{D\} \\ & - \{D\}^T \left(\frac{1}{54} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \frac{1}{54} \begin{Bmatrix} 0 \\ 4 \\ 5 \\ 0 \end{Bmatrix} + \frac{1}{54} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 7 \\ 8 \end{Bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (4.2.93)$$

Minimizando la energía potencial se obtiene que

$$\left\{ \frac{\partial \Pi_T}{\partial D} \right\} = 0 \quad (4.2.94)$$

la cual resulta en el siguiente sistema de ecuaciones de equilibrio.

$$\begin{bmatrix} 3 & -3 & 0 & 0 \\ -3 & 6 & -3 & 0 \\ 0 & -3 & 6 & -3 \\ 0 & 0 & -3 & 3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1/54 \\ 6/54 \\ 12/54 \\ 8/54 \end{Bmatrix} \quad (4.2.95)$$

La Matriz cuadrada del lado izquierdo de esta ecuación es singular debido a que no se han impuesto las condiciones de frontera de la estructura, ésta condición es

$$u_1 = 0 \quad (4.2.96)$$

Al imponer la condición (3.96) en la ecuación (4.2.95) se obtiene

$$\begin{bmatrix} 6 & -3 & 0 \\ -3 & 6 & -3 \\ 0 & -3 & 3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \frac{1}{54} \begin{Bmatrix} 6 \\ 12 \\ 8 \end{Bmatrix} \quad (4.2.97)$$

de donde se obtiene que $u_2 = .1605$, $u_3 = .2840$ y $u_4 = .333$ los cuales son exactos sin embargo son aproximados en cualquier otro punto, por ejemplo en $x=L/2$ se tiene

$$u = [N] \{d\}_2 = \left[\frac{1-x/2}{l} \quad \frac{x/2}{l} \right] \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (4.2.98)$$

$$u = \left[\frac{1}{2} \quad \frac{1}{2} \right] \begin{Bmatrix} .1605 \\ .2840 \end{Bmatrix} = .222 \quad (4.2.99)$$

El valor exacto de u en $x=L/2$ es de 0.2292. El esfuerzo en el elemento i es $\sigma_i = (E u_{,x})_i$ o también

$$\sigma_i = E [B] \begin{Bmatrix} u_i \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (4.2.100)$$

Substituyendo las condiciones (4.2.91) en (4.2.100) se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= .4815 && \text{exacto en } x = \frac{L}{6} \\ \sigma_2 &= .3704 && \text{exacto en } x = \frac{L}{2} \\ \sigma_3 &= .1481 && \text{exacto en } x = \frac{5L}{6} \end{aligned}$$

Es decir los esfuerzos no son continuos en el modelo y los desplazamientos son más exactos que los esfuerzos como se puede apreciar en la Fig. 4.2.12

De estos dos ejemplos se puede concluir que el método clásico de Rayleigh-Ritz (R-R) es aproximado pero más exacto si se utilizan más términos en el polinomio. En el caso de cargas distribuidas el método de R-R puede ser exacto si se usan suficientes términos en el polinomio y la inclusión de más términos no cambia la solución.

Por otra lado usando elementos finitos se llega a resultados exactos si las cargas se localizan en los nodos y es aproximado para el caso de cargas distribuidas pero puede ser bastante cercano al exacto si se usan más elementos.

El método clásico de R-R utiliza un polinomio que se aplica a todo el dominio de la estructura, mientras que el método del elemento finito utiliza un polinomio para cada elemento.

4.2.10 Modelación de Sistemas con Elementos Finitos

Existe una variedad muy grande de sistemas mecánicos y estructurales los cuales requieren de una solución la cual no es siempre trivial ni simple de obtener, en tales casos es práctica común hacer una clasificación de efectos significantes y otros que por su naturaleza pueden considerarse insignificantes o ignorables, de tal manera que en general siempre se habla en términos de una solución aproximada a la solución real del sistema o de una solución exacta o aproximada de un modelo aproxi-

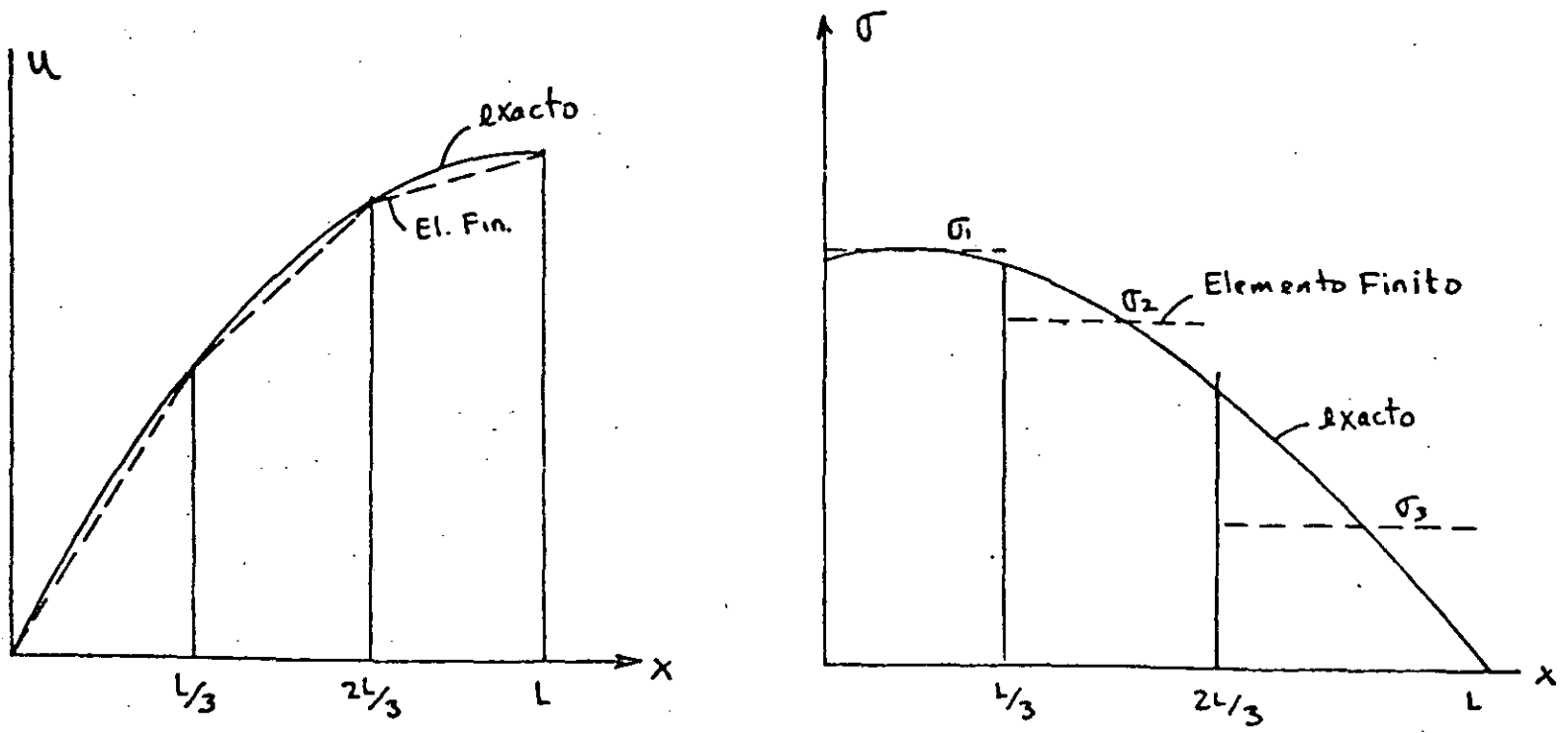


Fig 4.2.12 Comparación del método del elemento finito y la solución exacta para el problema de la barra con carga distribuida

mado al sistema real.

En la formulación analítica de un sistema, las suposiciones de que algunos efectos son ignorables tienen como objetivo simplificar los procedimientos de cálculo, sin embargo a través del desarrollo de técnicas digitales se han podido mejorar dichos procedimientos, aunque en general siempre es necesario hacer algunas suposiciones respecto a aquellos efectos que pueden ser ignorables o simplemente no dominantes.

La formulación con elementos finitos también requiere de suposiciones lógicas en base a la naturaleza del sistema en cuestión y para tal efecto se han desarrollado una variedad de elementos cuyas propiedades son representativas de algunos casos específicos de sistemas y así se tienen por ejemplo elementos planos para la simulación de problemas bidimensionales de esfuerzo plano o deformación plana, elementos viga en dos y tres dimensiones, elementos sólidos o de volumen, elementos cascaron y otros varios que tienen propósitos específicos.

En general, el análisis y modelación de un sistema es un proceso que se desarrolla en varias etapas que son:

1. Definición del sistema físico
2. Definición de condiciones de frontera
3. Definición de agentes de perturbación
4. Definición de variables de respuesta
5. Definición de efectos despreciables
6. Desarrollo del modelo analítico o modelo matemático
7. Aplicación sistemática de procedimientos de Cálculo
8. Interpretación de Resultados

Cabe mencionar que un entendimiento general del sistema en cuestión es siempre básico e importante pues la definición

del sistema físico, de las condiciones iniciales y de frontera y la definición de agentes perturbadores puede depender de un entendimiento bastante completo del problema que se está analizando ya que una formulación errónea conceptualmente genera resultados que no corresponden al verdadero problema.

En el área de aplicaciones del método del elemento finito se parte de la suposición que el análisis conoce y entiende el problema en cuestión, de tal forma que los puntos del 1 al 5 del proceso de análisis queden satisfactoriamente establecidos.

En el punto 6, referente al desarrollo del modelo matemático es necesario que las características de los elementos empleados sean compatibles con el comportamiento general del sistema y por compatibilidad se entiende que el conjunto de elementos que componen el sistema sean capaces de reproducir en forma aproximada la respuesta del sistema a las perturbaciones y condiciones a que está sujeto.

Son varios los aspectos que se deben tomar en cuenta para la selección de los elementos apropiados para cada caso, por ejemplo:

- El número de nodos del elemento
- El número de grados de libertad
- Condiciones naturales de frontera del elemento
- Tipo de cargas admisibles por el elemento
- Tipo de geometría permitido por el elemento
- Sistemas de coordenadas permisibles del elemento
- Limitaciones del tipo ^{de} elemento

En la Fig. 4-2-13 se muestran algunos elementos que en general pueden ser aplicados a la modelación de varios tipos de sistemas y a continuación se presentan algunos casos específicos de aplicaciones a sistemas reales.

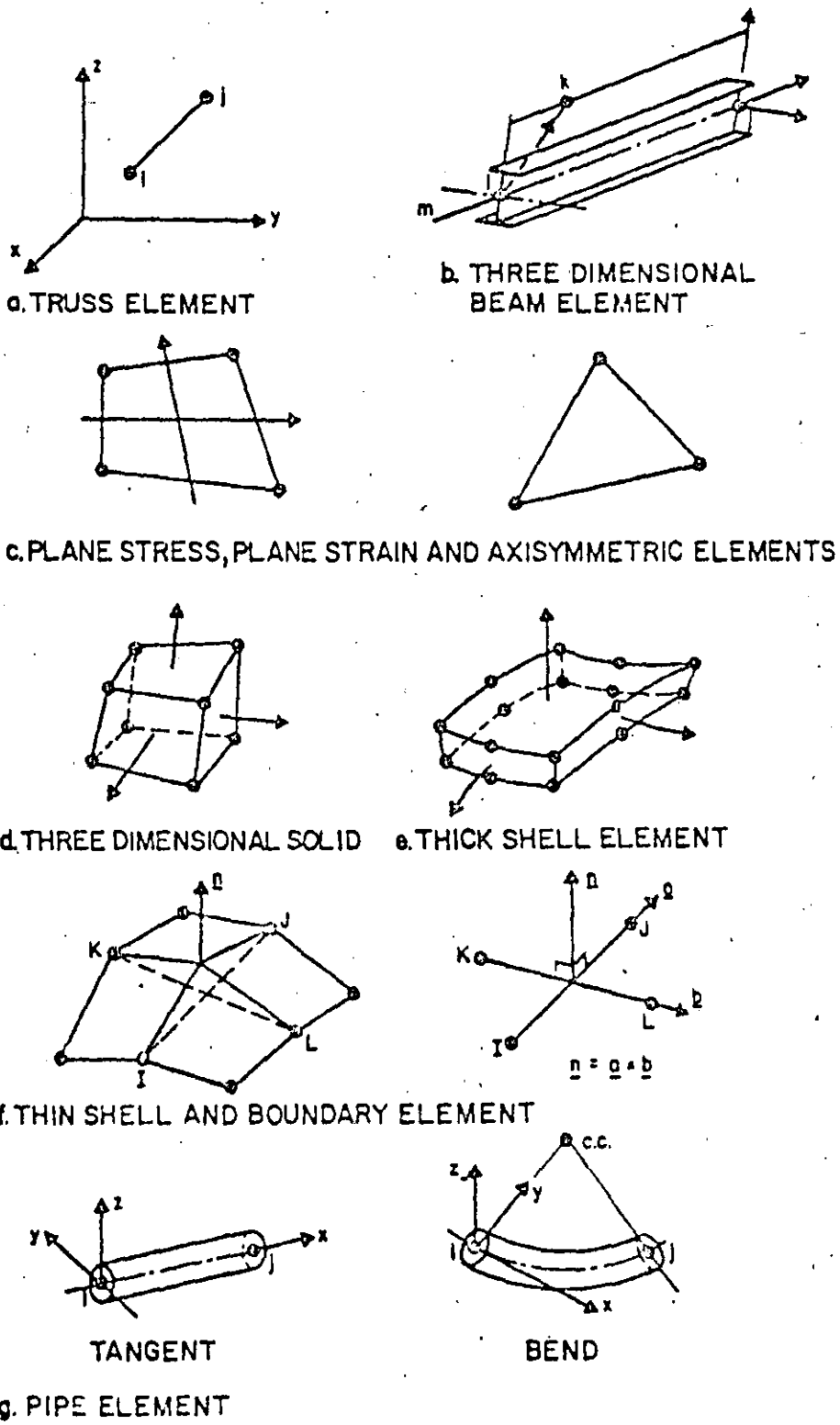


Fig 4.2-13 Biblioteca de elementos del programa SAP

4.3. Formulación de Residuos Pesados (Método de Galerkin)

Una formulación alternativa a la variacional es la denominada de residuos pesados. Esta formulación no requiere de un postulado variacional que aplique al sistema de interés y parte de una manipulación directa sobre la ecuación diferencial que gobierna la física del mismo.

Una formulación diferencial resulta en una ecuación del tipo

$$L(\varphi) = 0 \quad (4.3.1)$$

en donde L es un operador diferencial, con las condiciones de frontera

$$\begin{aligned} \varphi(0) &= 0 \\ \varphi'(0) &= b \end{aligned} \quad (4.3.2)$$

Una función de campo que puede satisfacer las condiciones anteriores se puede definir como:

$$\{\varphi\}_a = [N] \{\varphi_i\} \quad (4.3.3)$$

en donde $[N]$ es una función de las coordenadas
 $\{\varphi_i\}$ es el vector de valores nodales de
 $\{\varphi\}_a$ es una función a "prueba"

entonces, si $\{\varphi\}_a$ es la verdadera función, al sustituirla en la ecuación (4.3.1) el resultado es:

$$L(\{\varphi\}_a) = 0 \quad (4.3.4)$$

la verdadera función pero es una buena aproximación de la misma, entonces al sustituir en 4.3.1. el resultado es:

$$L(\{\varphi\}_a) = R \approx 0 \quad (4.3.5)$$

en donde R es un residuo de error dado por a es solamente una buena aproximación de la verdadera función. Por lo tanto R se puede evaluar en puntos discretos (nodos) e igualar la suma a cero para minimizar el error, o sea

$$\int_V R \, dV = 0 \quad (4.3.6)$$

Pero una mejor solución sería la de distribuir R sobre una región de acuerdo a alguna función de peso w de las coordenadas (nodales) antes de la integración, es decir

$$\int_V w R \, dV = 0 \quad (4.3.7)$$

o sustituyendo la ecuación (4.3.3.) en (4.3.5) y esta en (4.3.7) se tiene:

$$\int_V w L([N]\{\varphi_i\}) \, dV = 0 \quad (4.3.8)$$

La función de peso w puede ser de cualquier forma en general pero cuando se selecciona igual a las funciones de forma o de interpolación se tiene que w es igual a N y por lo tanto

$$\int_V [N] L([N]\{\varphi_i\}) \, dV = 0 \quad (4.3.9)$$

La ecuación (4.3.9) es la formulación de "Galerkin" de elemento finito y si se aplica a cada elemento en la región, se obtienen n ecuaciones simultáneas para n parámetros nodales en

La solución del sistema de ecuaciones que resulta se desarrolla de igual manera que para otros casos, aunque una desventaja es que la ecuación (4.3.9) contiene derivadas de orden más alto que las de formulación variacional.

Considerar la ecuación diferencial:

$$Lu - f = 0 \quad (4.3.10)$$

en donde L es un operador diferencial, y la aproximación

$$\bar{u} = \sum N_i u_i \quad (4.3.11)$$

entonces

$$L\bar{u} - f = \epsilon \quad (4.3.12)$$

en donde ϵ = error residual. La condición es entonces:

$$\int_R N_i \epsilon \, dR = 0 \quad (4.3.13)$$

Es decir que el error ϵ entre la solución aproximada y la solución real es ortogonal a las funciones usadas en la aproximación N_i . Este es el método de Galerkin cuya ecuación estable:

$$\int_R N_\beta L(\varphi) \, dR = 0 \quad \beta = 1, j, k, \dots \quad (4.3.14)$$

donde

$$\varphi = [N_i, N_j, N_k, \dots] \{ \Phi \} \quad (4.3.15)$$

Un ejemplo es el siguiente, sea la ecuación

$$L(\varphi) = \frac{d^2\varphi}{dx^2} + 3 \frac{d\varphi}{dx} + 4 = 0 \quad (4.3.16)$$

con condiciones iniciales

$$\begin{aligned} \varphi(0) &= 1 \\ \varphi'(0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3.17)$$

Usando la ecuación (4.3.14) resulta

$$\int_0^1 N_\beta \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2} + 3 \frac{d\varphi}{dx} + 4 \right) dx = 0 \quad (4.3.18)$$

1 es el límite de x

Aplicación del Método de Galerkin a Vigas.

La ecuación fundamental

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (4.3.19)$$

Usando la ecuación (4.3.14)

$$\int_0^l [N]^T \left(\frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{M}{EI} \right) dx = 0 \quad (4.3.20)$$

La función de forma óde interpolación se define sobre cada elemento, entonces para todo el sistema se tiene:

$$\sum_{e=1}^R \int_{l(e)} [N^{(e)}]^T \left(\frac{d^2 y^{(e)}}{dx^2} - \frac{M^{(e)}}{EI} \right) dx = 0 \quad (4.3.21)$$

Las funciones de interpolación son tales que:

$$y = N_i Y_i + N_j Y_j = \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right), \frac{x}{l} \right] \begin{Bmatrix} Y_i \\ Y_j \end{Bmatrix} = [N^{(e)}] \{Y\} \quad (4.3.22)$$

Entonces el Momento M se puede aproximar:

$$\frac{M}{EI} = [N^{(e)}] \begin{Bmatrix} M_i/EI \\ M_j/EI \end{Bmatrix} \quad (4.3.23)$$

Para reducir el orden de la integral en la ecuación (4.3.21) se puede integrar por partes entonces:

$$\int_{l(e)} [N^{(e)}]^T \frac{d^2 y}{dx^2} = [N^{(e)}]^T \frac{dy}{dx} \Big|_{x_i}^{x_j} - \int_{l(e)} \frac{d[N^{(e)}]^T}{dx} \frac{dy}{dx} dx \quad (4.3.24)$$

Substituyendo en (4.3.21) se tiene:

$$[N^{(e)}]^T \frac{dy}{dx} \Big|_{x_i}^{x_j} - \int_{l(e)} \left(\frac{d[N^{(e)}]^T}{dx} \frac{dy}{dx} + [N^{(e)}]^T \frac{M}{EI} \right) dx = 0 \quad (4.3.25)$$

La primera integral nos da la matriz elemental de coeficientes $[k^{(e)}]$ en la ecuación

$$[K^{(e)}]\{Y\} = \{f^{(e)}\} \quad (4.3.26)$$

A través de la suma sobre todos los elementos, la segunda integral produce el vector $\{F\}$.

El primer término de la ecuación (4.3.25) contribuye al vector $\{F\}$ si dy/dx se define en cualquier extremo del elemento, si no se desprecia.

Las integrales de la ecuación (4.3.25) se evalúan como sigue:

$$\frac{d}{dx} [N]^T = \frac{d}{dx} \begin{Bmatrix} (1 - \frac{x}{l}) \\ \frac{x}{l} \end{Bmatrix} = \frac{1}{l} \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (4.3.27)$$

$$\frac{dY}{dx} = \frac{d}{dx} [N]\{Y\} = \frac{1}{l} [-1 \quad 1] \begin{Bmatrix} Y_i \\ Y_j \end{Bmatrix} \quad (4.3.28)$$

Entonces:

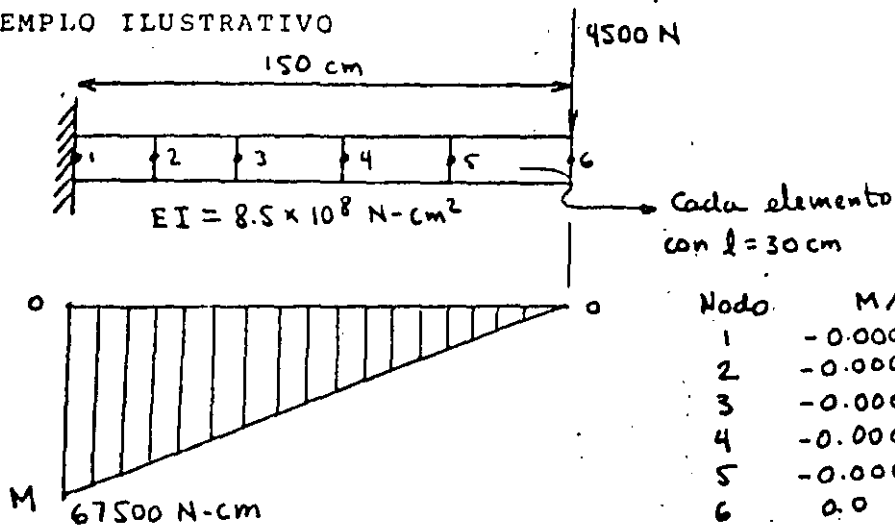
$$\int_0^l \frac{d}{dx} [N]^T \frac{dY}{dx} dx = \int_0^l \frac{1}{l^2} [-1 \quad 1] [-1 \quad 1] \begin{Bmatrix} Y_i \\ Y_j \end{Bmatrix} dx = \frac{1}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_i \\ Y_j \end{Bmatrix} \quad (4.3.29)$$

y para la segunda integral:

$$\int_0^l [N]^T \frac{M}{EI} dx = \int_0^l [N]^T [N] \begin{Bmatrix} M_i/EI \\ M_j/EI \end{Bmatrix} dx = \quad (4.3.30)$$

$$\frac{l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_i/EI \\ M_j/EI \end{Bmatrix}$$

EJEMPLO ILUSTRATIVO



Las ecuaciones para el primer elemento son:

$$-\frac{1}{30} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_i \\ y_j \end{Bmatrix} - \frac{30}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_i/EI \\ M_j/EI \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} 1 - \frac{x}{l} \\ \frac{x}{l} \end{Bmatrix} \frac{dy}{dx} \Big|_{x=0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.3.31)$$

$\therefore \frac{dy}{dx} = 0 \Big|_{x=0}$, el último término desaparece. Entonces, una vez ensamblado el sistema queda:

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & & & & \\ -1 & 2 & -1 & & & \\ & -1 & 2 & -1 & & \\ & & -1 & 2 & -1 & \\ 0 & & & -1 & 2 & -1 \\ & & & & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \end{Bmatrix} + 150 \begin{bmatrix} 2 & 1 & & & & \\ & 4 & 1 & & & \\ & & 4 & 1 & & \\ & & & 4 & 1 & \\ 0 & & & & 4 & 1 \\ & & & & & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -0.000794 \\ -0.000635 \\ -0.000476 \\ -0.000318 \\ -0.000159 \\ -0.0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.3.32)$$

que se puede reducir a:

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & & & & \\ -1 & 2 & -1 & & & \\ & -1 & 2 & -1 & & \\ & & -1 & 2 & -1 & \\ & & & -1 & 2 & -1 \\ & & & & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} .333 \\ .571 \\ .428 \\ .286 \\ .143 \\ .023 \end{Bmatrix} \quad \therefore y_1 = 0 \quad (4.3.33)$$

Resultados

Nodo	E.F.	Teoría
1	0	0
2	-.3334	-.3335
3	-1.2385	-1.2388
4	-1.5719	-2.5729
5	-4.1929	-4.1929
6	-5.9559	-5.9559

Conclusión: Sin comentarios.

Ecuación de campo en dos dimensiones:

$$L(\varphi) = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \varphi = 0 \quad (4.3.34)$$

Aplicable a problemas de:

- Torsión
- Transmisión de Calor
- Mecánica de Fluidos

La integral de Galerkin para el caso de la ecuación (4.3.34) es:

$$\int_V [N]^T \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \varphi \right) dV = 0 \quad (4.3.35)$$



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ANEXOS
EJERCICIO

ING. MARCELO LOPEZ PARRA

ABRIL, 1985

¿Cuál será la sección crítica de la flecha? (14)

→ Cambio de sección en "B"

El momento flexionante en esta sección vale:

$$M_{x-y} = 0.815(110) - 101.85 = -12.2$$

$$M_{x-z} = 2.36(110) - 294.9 = -35.3$$

$$M = \sqrt{(-12.2)^2 + (-35.3)^2} = \underline{37.34 \text{ KN}\cdot\text{mm}}$$

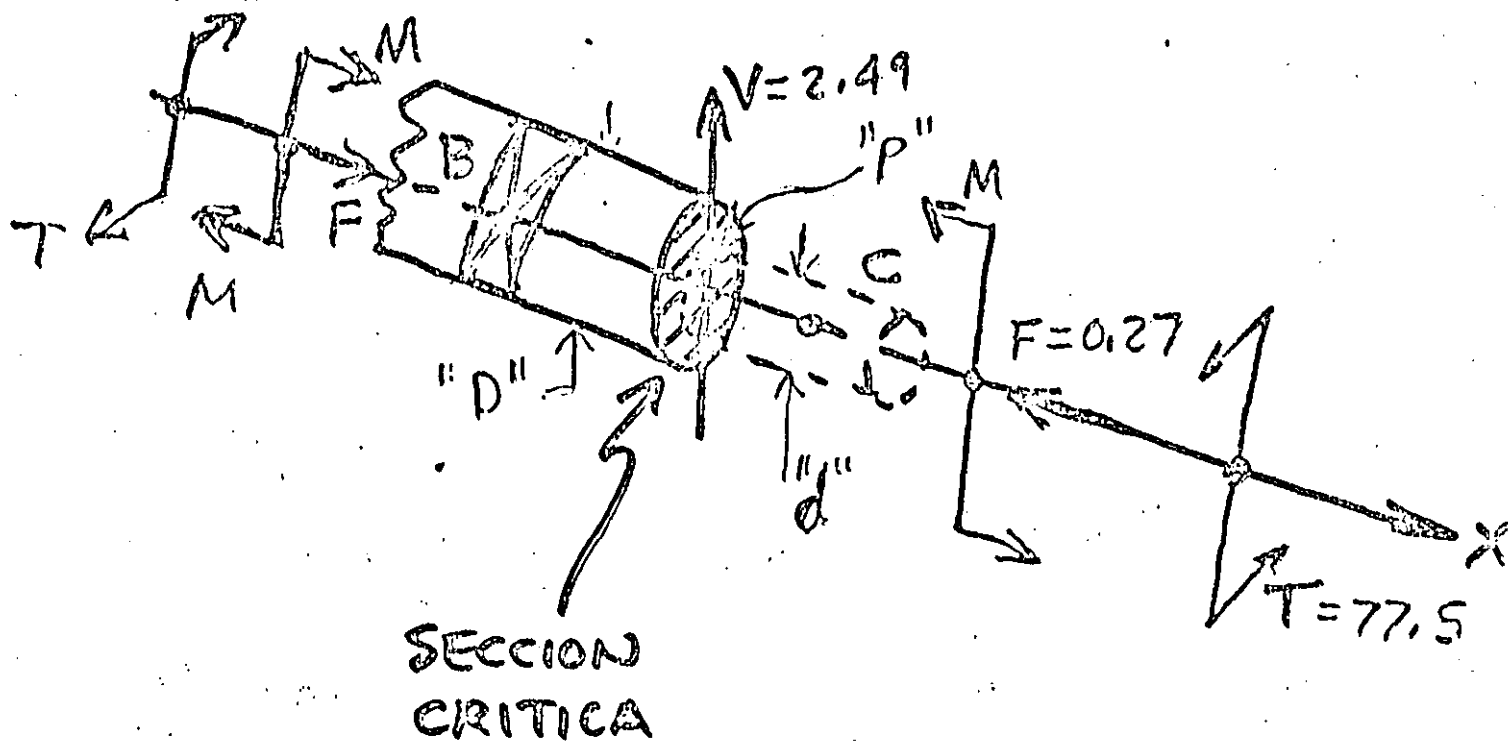
$$V_{x-y} = 0.815 \quad ; \quad V_{x-z} = 2.36$$

$$V = \sqrt{(0.815)^2 + (2.36)^2} = \underline{2.49 \text{ KN}}$$

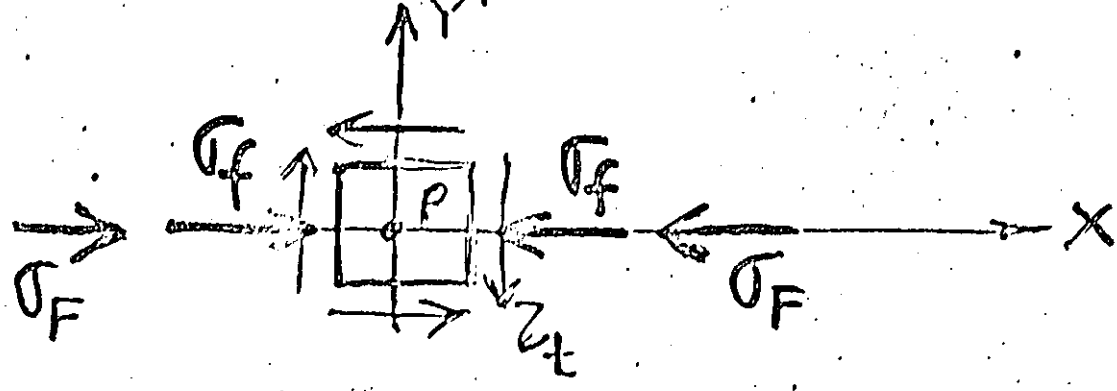
$$T = \underline{77.5 \text{ KN}\cdot\text{mm}}$$

$$F = \underline{-0.127 \text{ KN}}$$

FUERZAS INTERNAS ACTUANDO EN LA SECCION CRITICA



¿Que tipos de esfuerzos se generan en el pto. "P"?



$$\bar{\sigma}_F = \frac{F}{A} = \frac{0.27(1)}{\pi d^2} = \frac{0.34}{d^2} \Rightarrow \text{CONSTANTE}$$

VARIABLE $\tau_f = \frac{Mc}{I} = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32(37.34)}{\pi d^3} = \frac{380.34}{d^3} \frac{KN}{mm^2}$

$$z_c = \frac{Tc}{J} = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16(77.5)}{\pi d^3} = \frac{394.7}{d^3}$$

→ Resist. VS Esfzos.
 ↑
 TEC. DE FALLA

→ Goodman Modificado : $\sigma_m = \sigma_F$
 $\sigma_a = \tau_f$
 $z_m = z_t$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + \sigma_{ya}^2 + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{\left(\frac{380.34}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{\left(\frac{0.34}{d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{394.7}{d^3}\right)^2}$$

Llevo los valores de σ'_a y σ'_m
al diagrama de Goodman:

→ Necesito dar un diámetro tentativo:

T.E.D:

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_y} \right) \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

utilizando $n = 4$ (estático)

$$d = \left[\left(\frac{32(4)}{\pi(0.372)} \right) \left[(37.34)^2 + \frac{3(77.5)^2}{4} \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

Acero: 1018 { $S_y = 372$ MPa (tabla A-17) }

$$\underline{d = 20.33 \text{ mm}}$$

∴ Doy: $d = 20$ mm

$$\sigma'_a = \frac{380.34}{(20)^3} = \underline{0.0475} \text{ KN/mm}^2 \quad \left| \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} = 0.556 \right.$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{0.34}{(20)^2} \right)^2 + 3 \left(\frac{394.7}{(20)^3} \right)^2} = \underline{0.0854} \text{ KN/mm}^2$$

Cálculo del límite de resistencia = la

Fatiga: S_e

Acero UNS 1018 C.D.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{UT} \quad ; \quad S_{UT} = 441 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{yT} = 372 \text{ N/mm}^2$$

$$S_e' = 0.5 (441) = 220.5 \text{ N/mm}^2$$

k_a : Fig. 5-17 pg. 232

estirado en frío: $k_a = 0.8$

k_b : pg. 233

$$\underline{k_b = 0.85} \quad ; \quad 7.6 < d \leq 50 \text{ mm}$$

k_c : pg. 236 tabla 5-2

Confiablez: 99.9%

$$\underline{k_c = 0.753}$$

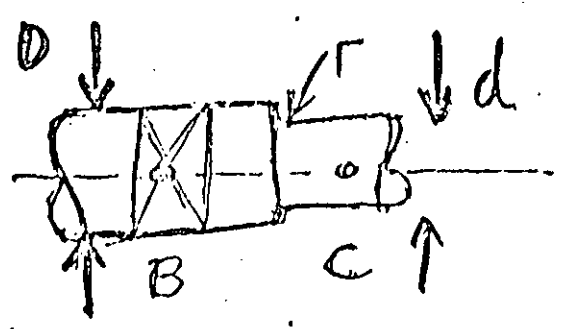
$k_d = 1$ (no es específica)

k_e : (Factor de concentración de esfuerzos)

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q(K_T - 1)}$$

q : pg. 239 Fig. 5-19

Γ = radio de ranura = 1mm



$$q = 0.65$$

K_T : pg 761 Tabla A-25-9

$$\frac{\Gamma}{d} = \frac{1\text{mm}}{20\text{mm}} = 0.05 ; \frac{D}{d} = \frac{24}{20} = 1.2$$

$D = 24\text{ mm}$ (apoyo engrana)

$$\therefore K_{Tf} = 1.9$$

K_{Ts} : pg 760 tabla A-25-B

$$K_{Ts} = 1.6$$

$$K_T = K_{Tf} \times K_{Ts} = 1.9 \times 1.6 = 3.04$$

$$\therefore k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + 0.65(3.04 - 1)}$$

$$k_e = 0.429$$

k_f : factores diversos

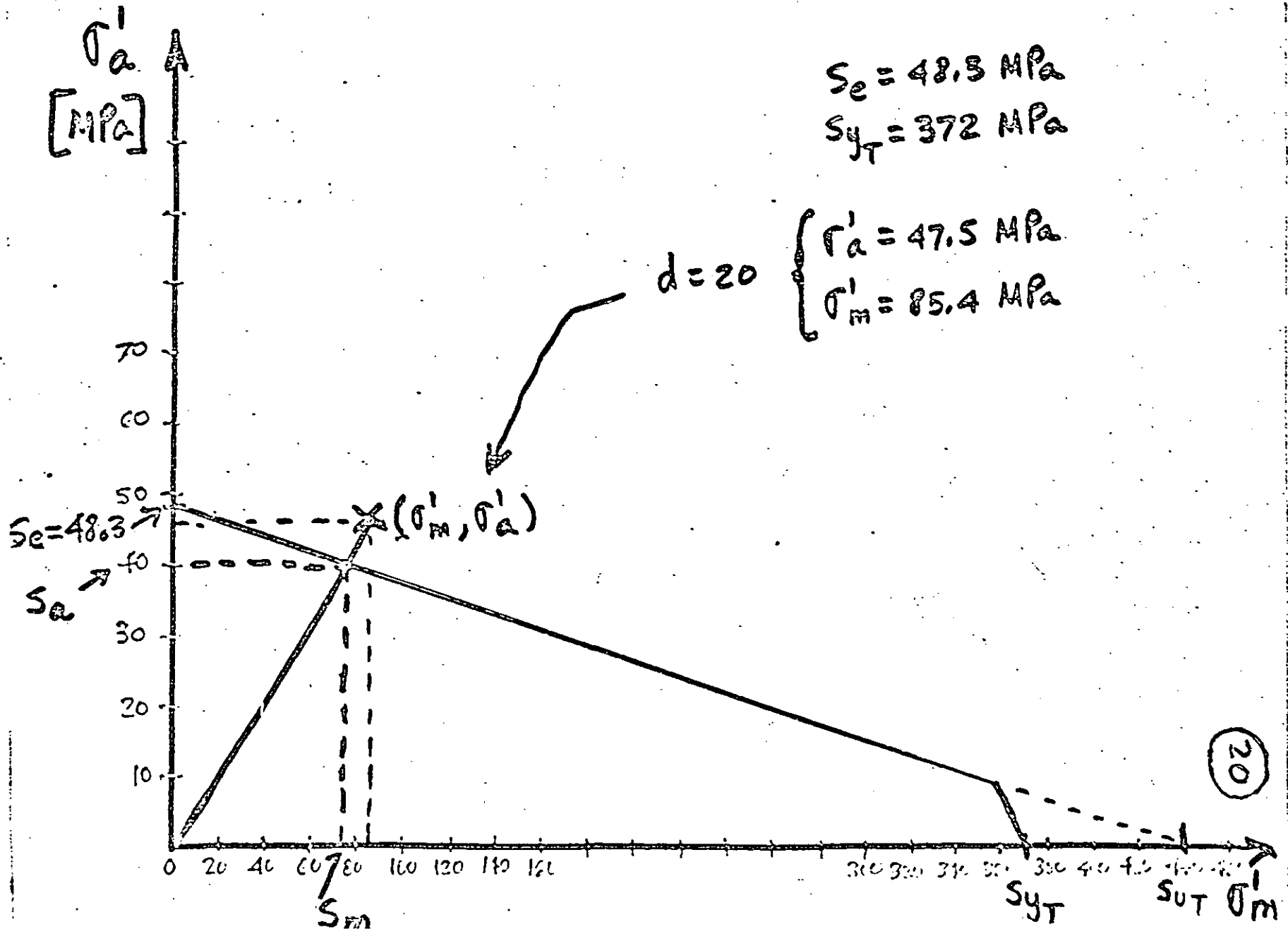
$$k_f = 1$$

$$\therefore S_e = (0.8)(0.85)(0.753)(1)(0.429)(1)(0.22)$$

$$\boxed{S_e = 0.0483} \text{ [GPa]}$$

$$1 \text{ GPa} = 10^3 \text{ MPa}$$

DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO



Del diagrama leo: $S_a \doteq 40 \text{ MPa}$

teníamos: $\tau'_a = \frac{380.34}{d^3}$

$$\frac{S_a}{n} = \tau'_a$$

$$\frac{0.04}{1.5} = \frac{380.34}{d^3}$$

$d = 24.25 \text{ mm}$

Flechas sujetas a cargas de choque :

Para propósitos de diseño es conveniente considerar la aplicación súbita de la carga, multiplicando por el valor indicado en la tabla el valor del momento flexionante y del par de torsión :

$$\text{COEFICIENTE} \begin{cases} R_T - \text{Aplicada al par de Torsión} \\ R_M - \text{Aplicada al momento flexionante} \end{cases} \begin{cases} 1.0 - \text{Cargas graduales} \\ 1.0 - 1.5 - \text{choque ligero} \\ 1.5 - 2.0 - \text{Choque severos} \end{cases}$$

Al diseñar una flecha para una aplicación dada, el par o la potencia transmitida P , se deben multiplicar por el factor de carga K_c apropiado :

FUENTE MOTRIZ	MAQUINA IMPULSADA	Factor K_c
Turbina de Gas o Vapor	Generador Eléctrico, carga uniforme	1
	Gen. Elect., carga fluctuante. Bomba centrífuga	1.25
	Ventilador de Helice. Mezcladoras	1.5
	Rodillos de laminación. Mando por engranes	2.0
MOTOR ELÉCTRICO	Máquinas Herramientas. Soplador centrífugo	1.25
	Bomba Centrífuga. Mags. para trabajar madera	1.50
	Propela de Barco. Bomba recíproca.	1.75
	Grúa. Cargas Moderadas. Elevador	1.75
	Compresor de aire o amoníaco	1.75
	Rodillos de laminación. Molinos	2.50
MOTOR DE VAPOR	Multiplicar los factores dados para motores eléctricos por 1.2 a 1.5, dependiendo del número de émbolos. (mas alto para menos émbolos)	
MOTOR DE GASOLINA	Multiplicar los factores dados para motores eléctricos por 1.3 a 1.6, dependiendo del número de cilindros (mas alto para menos cilindros)	

Bibliografía : Flechas.

"Diseño en Ingeniería Mecánica"
SHIGLEY Mc.Graw Hill

"Machine Design"

Aaron d. Deutschman . Collier Mac Millan

"Fundamentals of Machine Component Design"

Robert C. Juvinall. Wiley

"Design of Machine Elements"

V.M. Faires . Collier Mac Millan

•



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

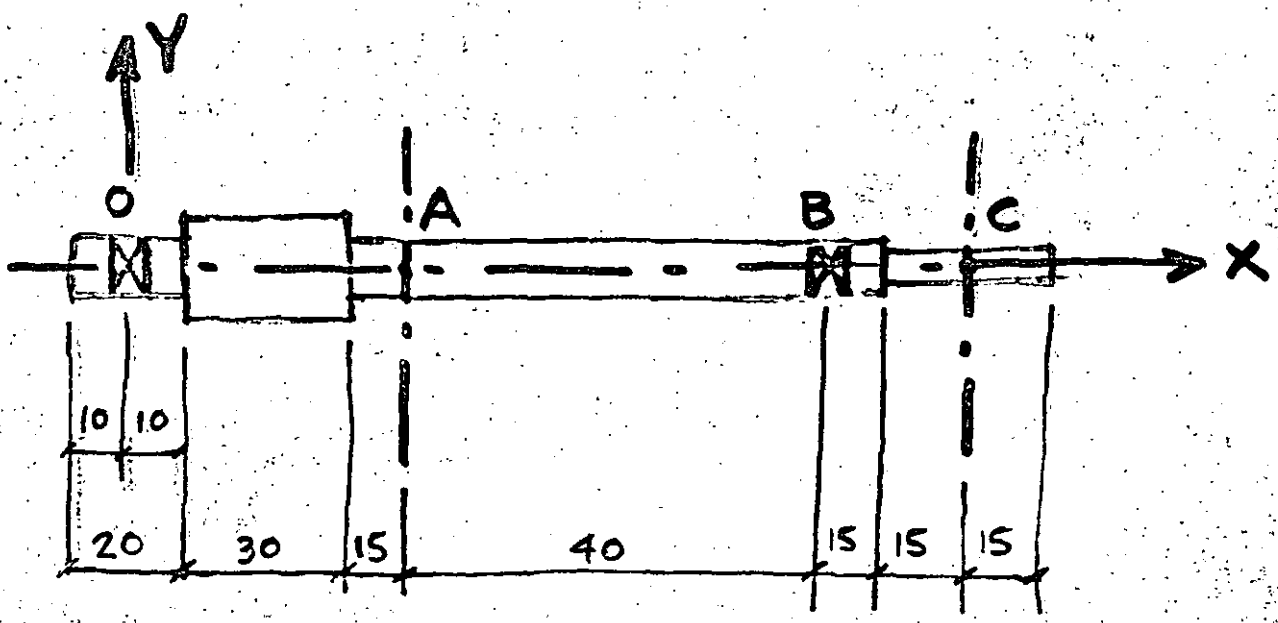
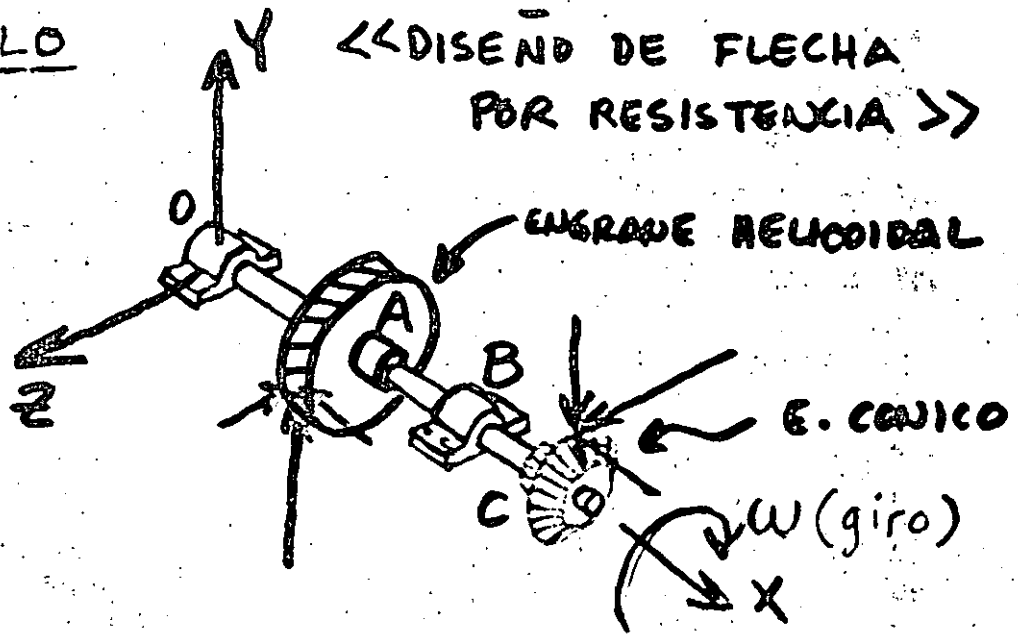
TEMA: EJEMPLO - DISEÑO DE FLECHA POR RESISTENCIA.

ING. MARCELO LOPEZ PARRA.

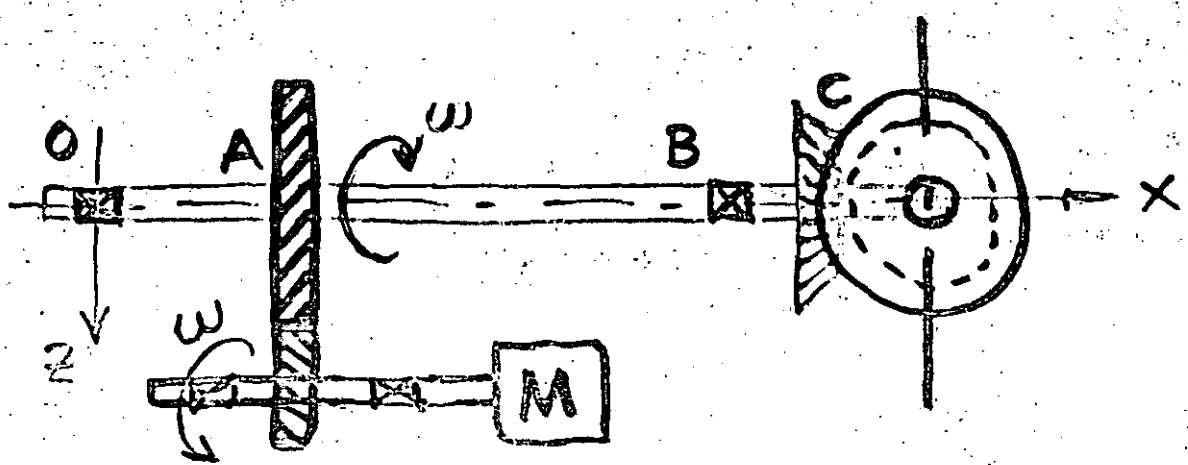
ABRIL 1985.

EJEMPLO

<<DISEÑO DE FLECHA POR RESISTENCIA>>



ACOT. mm



EJEMPLO: Diseñar la flecha mostrada en la figura si se transmiten: (Determinar su diámetro)

$$PCT = 10 \text{ HP}$$

$$n = 1800 \text{ rpm}$$

$$m = 2 \text{ (relación de velocidad)} ; \eta = 98\%$$

En el eje del motor está montado un piñón helicoidal:

$$N_p = 18 \text{ dientes}$$

Pg. 528, 531 (S)

$$\phi_n = 20^\circ \text{ (ángulo de presión normal)}$$

$$\psi = 30^\circ \text{ (ángulo de hélice)}$$

$$P_n = 12 \frac{\text{dtes}}{\text{in}} \text{ (paso diametral normal)}$$

En el extremo de la flecha está montado un piñón (C) (engrane cónico):

Pg. 556, 557 (S)

$$N_c = 15 \text{ dtes.}$$

$$P = 5 \text{ dte./in (paso diametral)}$$

$$\phi = 20^\circ \text{ (ángulo de presión)}$$

$$N_R = 45 \text{ dte. (rueda)}$$

Material: UNS G10180 C.D.

Solución:

① Cargas actuando sobre la flecha:

Engrane 'A':

$$W_t = \frac{60000 \times Pot}{\pi d_p n}$$

W_t [kN]

d [mm]

n [rpm]

Pot [kW]

d_p : ϕ paso del piñon (motor)

$$d_p = \frac{N_p}{P_t}$$

$$P_t = P_n \cos \psi = 12 \cos 30^\circ = 10.4 \frac{\text{dte}}{\text{in}}$$

$$d_p = \frac{18}{10.4} = 1.73''$$

$$d_p = 43.94 \text{ mm}$$

$$\therefore W_t = \frac{60000 \times 7.46}{\pi \times 43.94 \times 1500} = 1.8$$

$$W_t = 1.8 \text{ KN} \quad (\text{pg. 531})$$

$$W_r = W_t \tan \phi_t = 1.8 \tan \phi_t$$

$$W_a = W_t \tan \psi = 1.8 \tan 30^\circ = 1 \text{ KN}$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \Rightarrow \tan \phi_t = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ}$$

$$\phi_t = 22.8^\circ ; W_r = 0.75 \text{ KN}$$

$$W_a = 1 \text{ KN}$$

$$T_A = ? ; T_A = W_t \times \frac{d_A}{2} ; P_t = \frac{N_A}{d_A}$$

$$N_A = 18 \times m = 18 \times 2 = 36 \text{ dtes.}$$

$$d_A = \frac{36}{10.4} = 3.46'' = 87.9 \text{ mm}$$

$$T_A = 79.11 \times \eta$$

$$T_A = 79.11 \times 0.98$$

$$T_A = 77.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Engrane "C":

$$T_C = W_{t_c} \times r_{\text{med}_c} \quad \text{pg. 557 (s)}$$

los ángulos de paso:

$$\tan \delta' = \frac{N_c}{N_R} \quad ; \quad \tan \Gamma = \frac{N_R}{N_c}$$

$$\delta' = \tan^{-1}\left(\frac{15}{45}\right) = 18.4^\circ \quad ; \quad \Gamma = \tan^{-1}\left(\frac{45}{15}\right) = 71.6^\circ$$

El r_{med_c} (radio de paso medio del engrane "C") es por geometría:

$$r_{\text{med}_c} = 1.293'' = 32.84 \text{ mm} \quad \text{pg. 558 (s)}$$

$$W_{t_c} = \frac{6000 \text{ Pot}}{\pi d n} = \frac{6000 \times 7.46}{\pi \times 65.68 \times 900} = 2.41 \text{ kN}$$

ya que $n = \frac{1500}{m} = \frac{1500}{2} = 900 \text{ rpm}$

$$W_{t_c} = 2.41 \times \eta = 2.41 \times 0.98 = 2.362$$

$$T_C = T_A = W_{t_c} \times r_{\text{med}_c}$$

$$W_{t_c} = \frac{77.5}{32.84} = 2.362 \text{ [kN]}$$

Pg. 557

$$W_{rc} = W_t \tan \phi \cos \gamma = 2.362 \tan 20^\circ \cos 18.4^\circ$$

$$W_{ac} = W_t \tan \phi \sin \gamma = 2.362 \tan 20^\circ \sin 18.4^\circ$$

$$W_{rc} = 0.815 \text{ KN}$$

$$W_{ac} = 0.2713 \text{ KN}$$

Tenemos así todas las cargas actuando sobre la flecha:

$$W_{tA} = 1.8 \text{ KN}$$

$$W_{rA} = 0.75 \text{ KN}$$

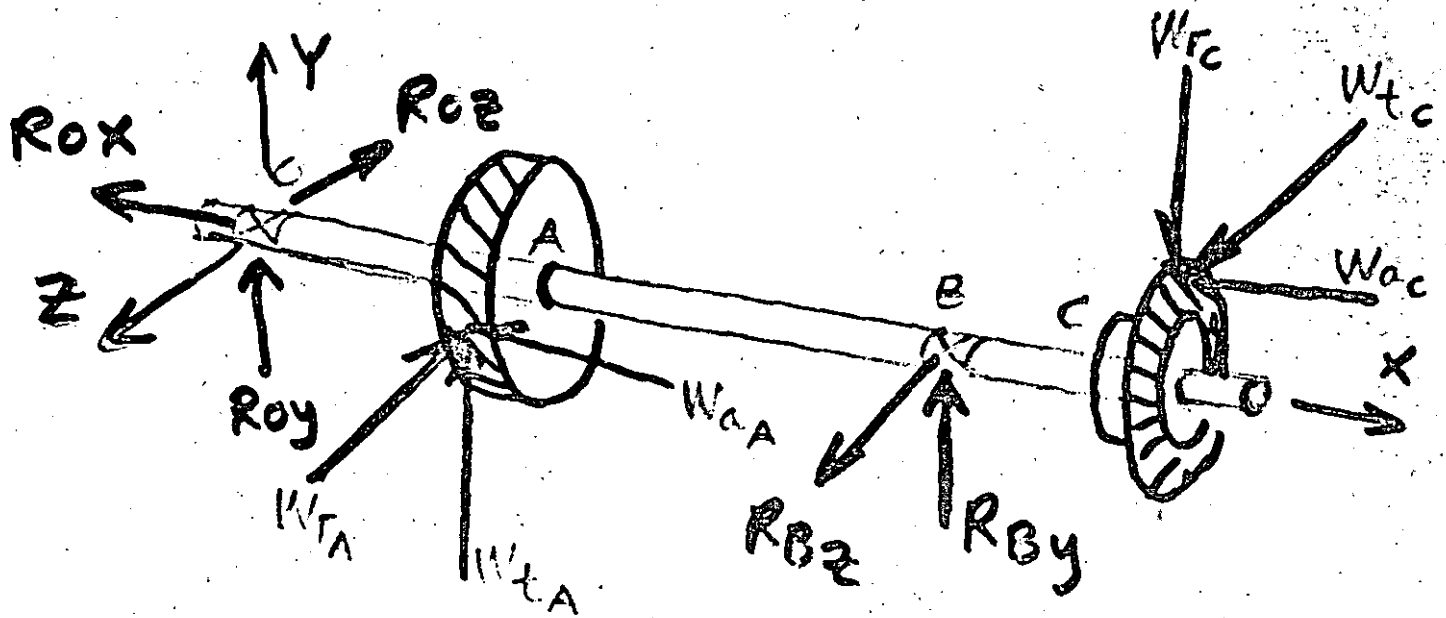
$$W_{aA} = 1 \text{ KN}$$

$$T_A = T_C = 77.5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$W_{tC} = 2.362 \text{ KN}$$

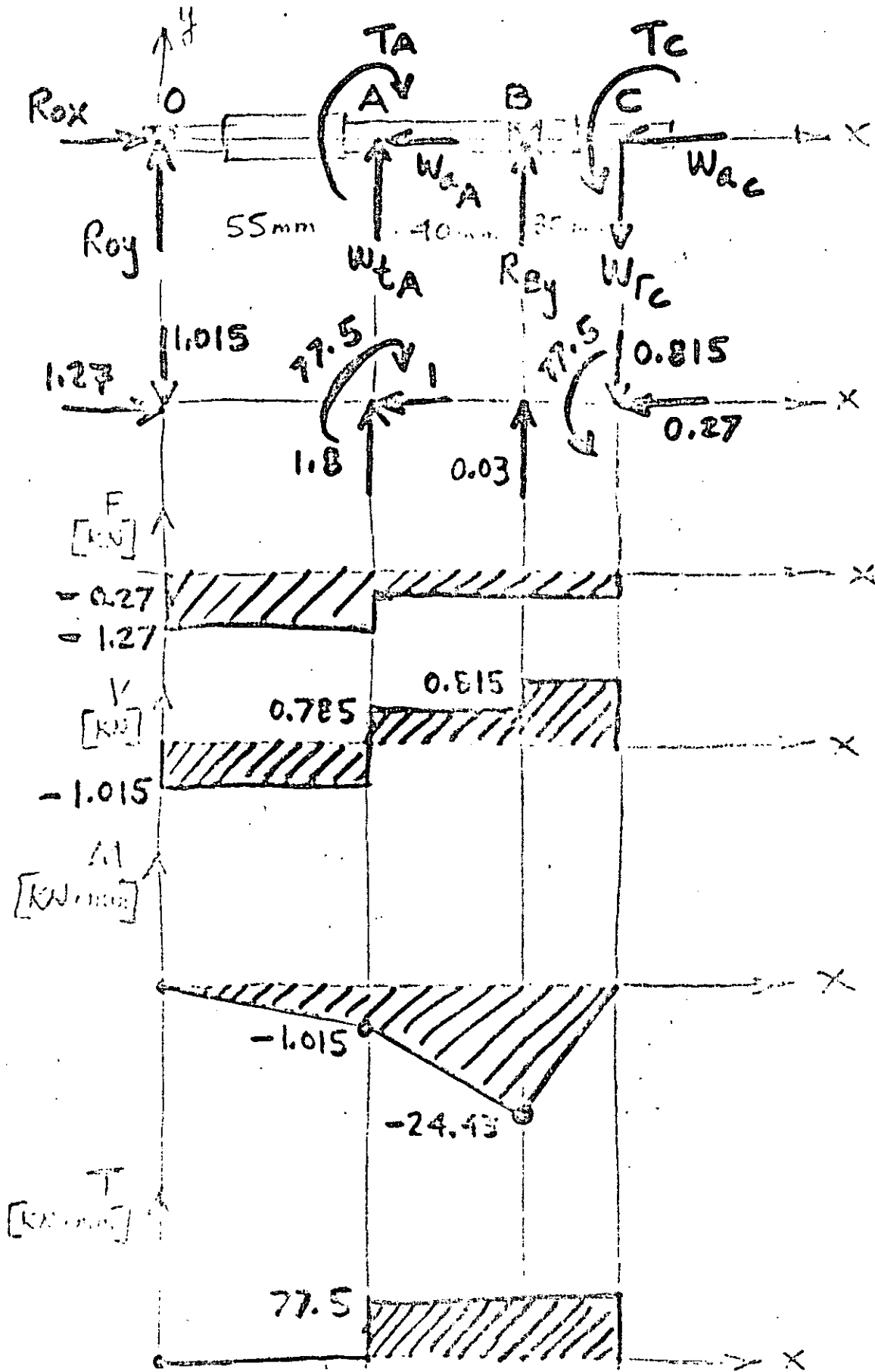
$$W_{rC} = 0.815 \text{ KN}$$

$$W_{aC} = 0.2713 \text{ KN}$$



SE PRODUCE FLEXION + TORSION

② Cálculo de las reacciones externas y (plano X-Y) fas. reactivas internas.



(2) Cálculo de las fuerzas reactivas externas e internas : plano x-y

La flecha tiene 3 tramos :

$$\text{tramo 1: } 0 \leq x < 55$$

$$\text{tramo 2: } 55 \leq x < 95$$

$$\text{tramo 3: } 95 \leq x < 125$$

(2-a) Reacciones externas :

$$\Sigma F_x = 0 ; R_{0x} - W_{tA} - W_{tC} = 0$$

$$R_{0x} = 1 + 0.2713$$

$$R_{0x} = \underline{1.27 \text{ kN}}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; R_{0y} + W_{tA} + R_{By} - W_{tC} = 0$$

$$R_{0y} + R_{By} = -1.8 + 0.815 = -0.985$$

$$\Sigma M_0 = 0 ; W_{tA}(55) + R_{By}(95) - W_{tC}(125) = 0$$

$$1.8(55) + R_{By}(95) - 0.815(125) = 0$$

$$R_{By} = \underline{0.030 \text{ kN}}$$

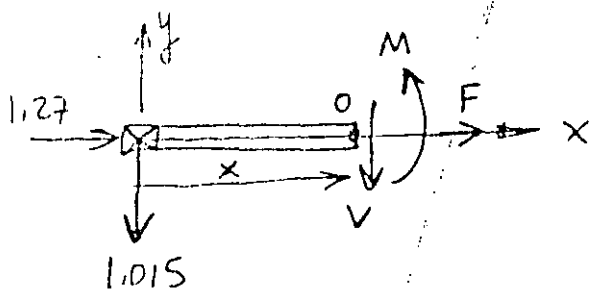
$$R_{0y} = -R_{By} - 0.985$$

$$R_{0y} = -0.030 - 0.985$$

$$R_{0y} = \underline{-1.015 \text{ kN}}$$

(2-b) Reacciones internas (V, M, T, F)

$$\underline{\text{Tramo 1}} : 0 \leq x < 55$$



$$\sum F_x = 0 ; \underline{F = -1.27 \text{ kN}}$$

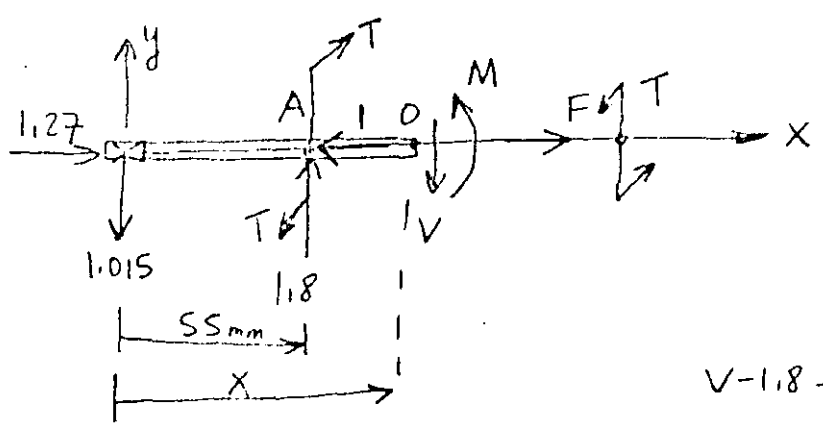
$$\sum F_y = 0 ; V + 1.015 = 0$$

$$\underline{V = -1.015 \text{ kN}}$$

$$\sum M_0 = 0 ; M + 1.015x = 0$$

$$\underline{M = -1.015x \text{ kN}\cdot\text{mm}}$$

Tramo 2 : $55 \leq x < 95$



$$\sum F_x = 0 ;$$

$$F - 1 + 1.27 = 0$$

$$\underline{F = -0.27 \text{ kN}}$$

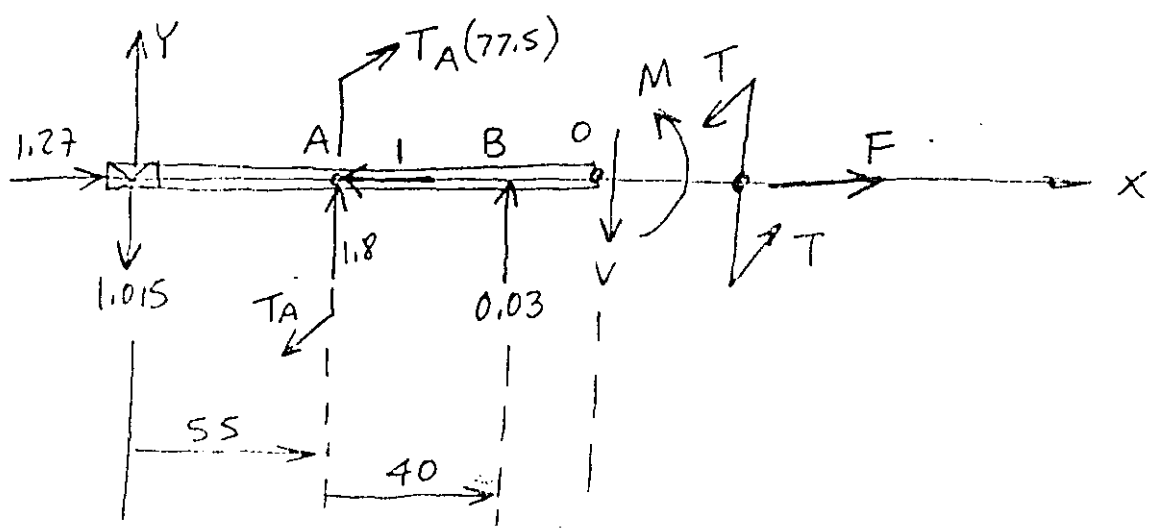
$$\sum F_y = 0 ;$$

$$V - 1.8 + 1.015 = 0 ; \underline{V = 0.785 \text{ kN}}$$

$$\sum M_0 = 0 ; M - 1.8(x - 55) + 1.015x = 0 ; \underline{M = 0.785x - 99}$$

$$\sum T = 0 ; -T_A + T = 0 ; T = T_A ; \underline{T = 77.5 \text{ kN}\cdot\text{mm}}$$

Tramo 3 : $95 \leq x < 125$



$$\sum F_x = 0; F - 1 + 1.27 = 0; \underline{F = -0.27}$$

$$\sum F_y = 0; 1.015 - 1.8 - 0.03 + V = 0$$

$$\underline{V = 0.815 \text{ KN}}$$

$$\sum M_o = 0; M - 0.03(x - 95) - 1.8(x - 55) + 1.015x = 0$$

$$M - 0.815x + 101.85 = 0$$

$$\underline{M = 0.815x - 101.85}$$

$$\sum T = 0; -T_A + T = 0; T = T_A; \underline{T = 77.5}$$

③ Cálculo de las fuerzas reactivas externas e internas (plano x-z):

La flecha tiene 3 tramos

(3-a) Reacciones externas:

$$\underline{R_{0x} = 1.27} \text{ (ya se había calculado)}$$

$$\sum F_z = 0; R_{0z} - 0.175 - R_{Bz} + 2.362 = 0$$

$$R_{0z} - R_{Bz} = -1.612$$

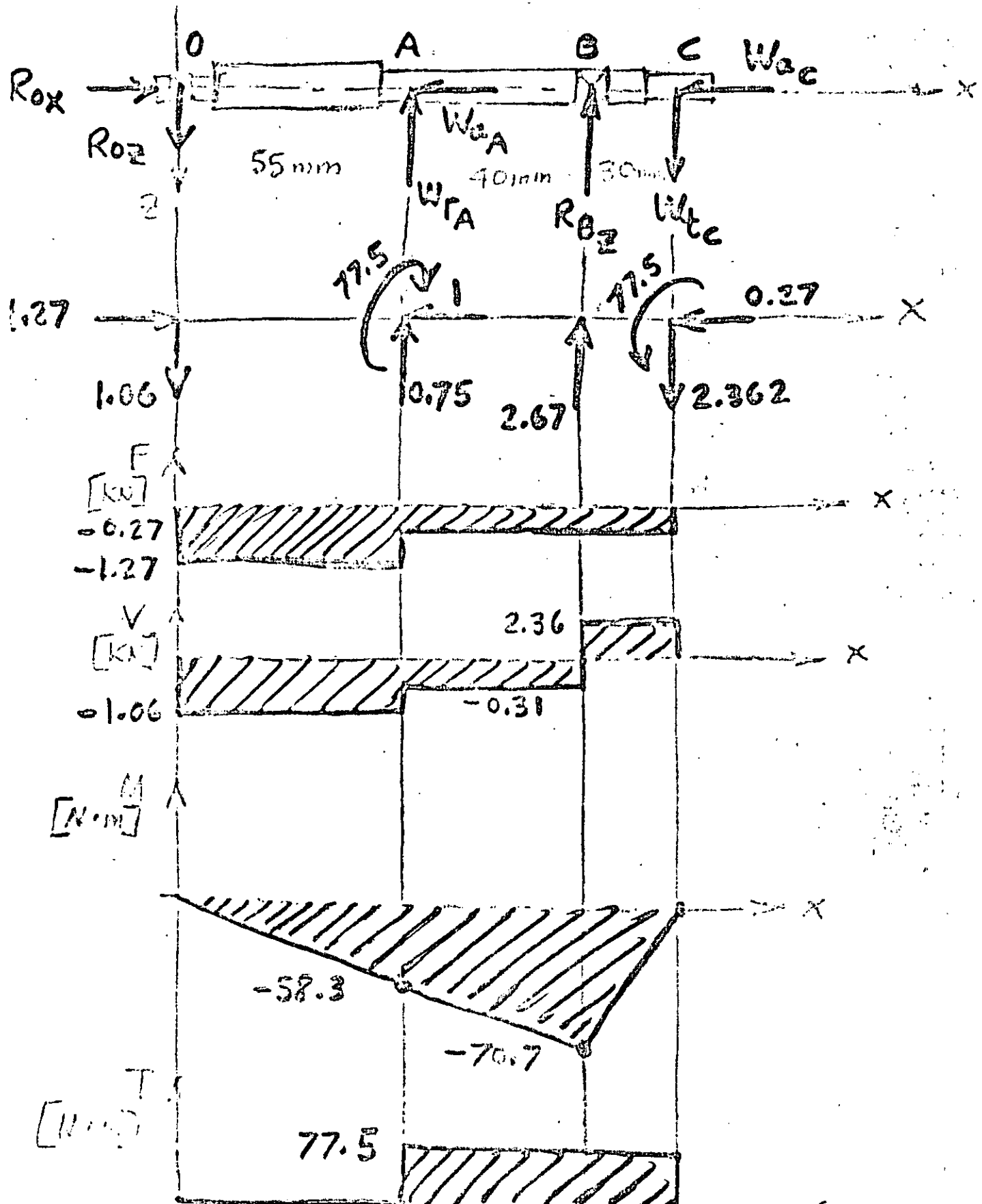
$$\sum M_o = 0; W_{TA}(55) + R_{Bz}(95) - W_{TC}(125) = 0$$

$$0.175(55) + R_{Bz}(95) - 2.362(125) = 0$$

$$\underline{R_{Bz} = 2.67 \text{ KN}}$$

$$\underline{R_{0z} = 1.06 \text{ KN}}$$

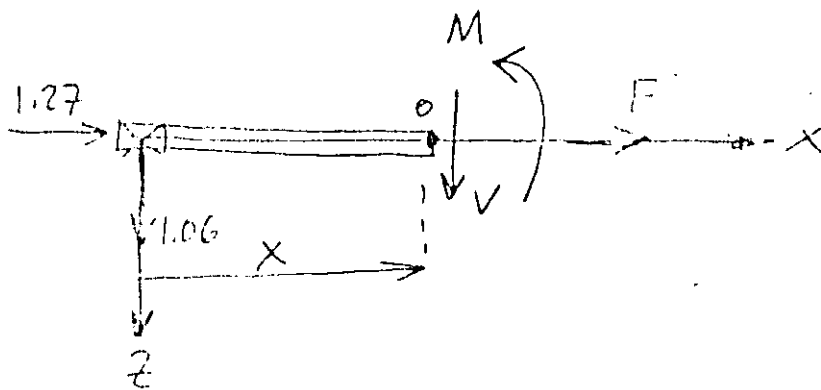
③ Cálculo de las frcs. reactivas externas e internas : (plano X-Z)



(3-b) Reacciones internas: F, V, M, T

Las ecs. de F (fza. axial) y T (par) son iguales a las del plano ($x-y$).

Tramo 1 : $0 \leq x < 55$



$$\sum F_x = 0;$$

$$\underline{F = -1.27 \text{ kN}}$$

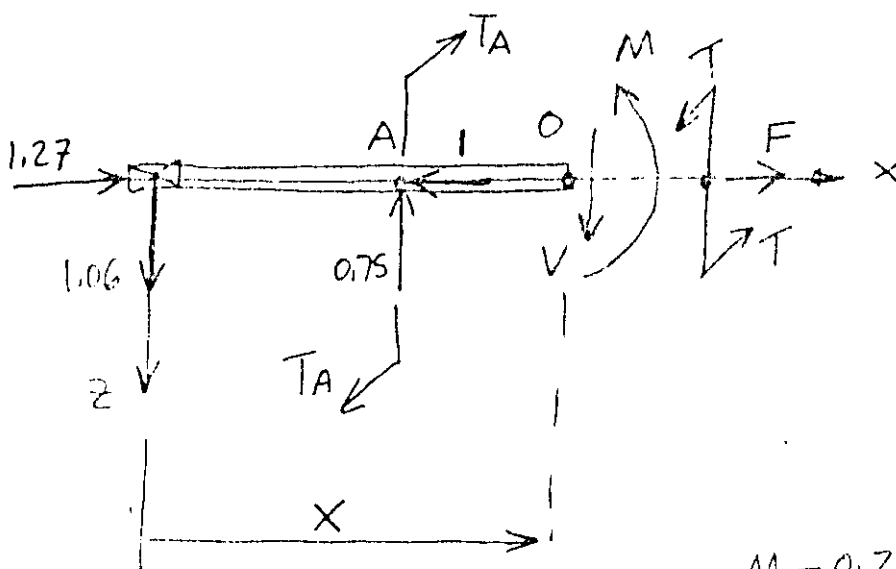
$$\sum F_z = 0;$$

$$V + 1.06 = 0;$$

$$\underline{V = -1.06 \text{ kN}}$$

$$\sum M_0 = 0; \quad M + 1.06x = 0; \quad \underline{M = -1.06x}$$

Tramo 2 : $55 \leq x < 95$



$$\sum F_x = 0;$$

$$\underline{F = -0.27}$$

$$\sum F_z = 0;$$

$$V - 0.75 + 1.06 = 0$$

$$\underline{V = -0.31 \text{ kN}}$$

$$\sum M_0 = 0;$$

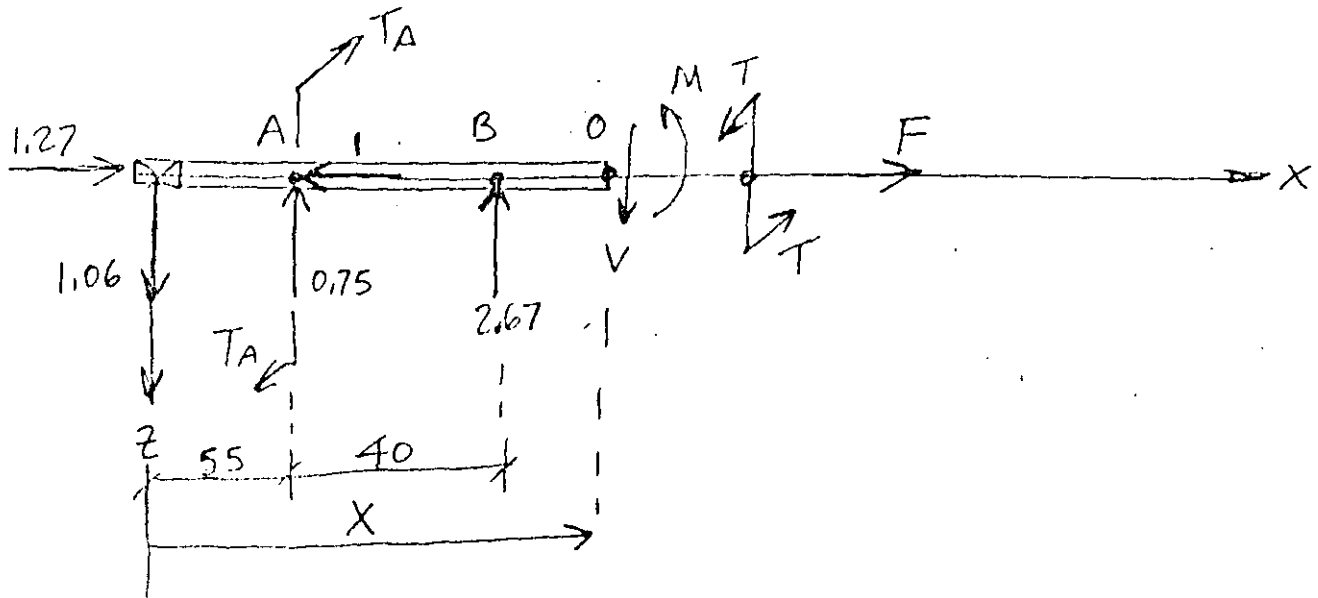
$$M - 0.75(x - 55) + 1.06x = 0$$

$$\underline{M = -0.31x - 41.25 \text{ [kN}\cdot\text{mm]}}$$

$$\sum T = 0; \quad \underline{T = 77.5 \text{ [kN}\cdot\text{mm]}}$$

Tramo 3 : $95 \leq x < 125$

(12)



$$\sum F_x = 0; F - 1 + 1.27 = 0; \underline{F = -0.127 \text{ [kN]}}$$

$$\sum F_z = 0; 1.06 - 0.75 - 2.67 + V = 0; \underline{V = 2.36 \text{ [kN]}}$$

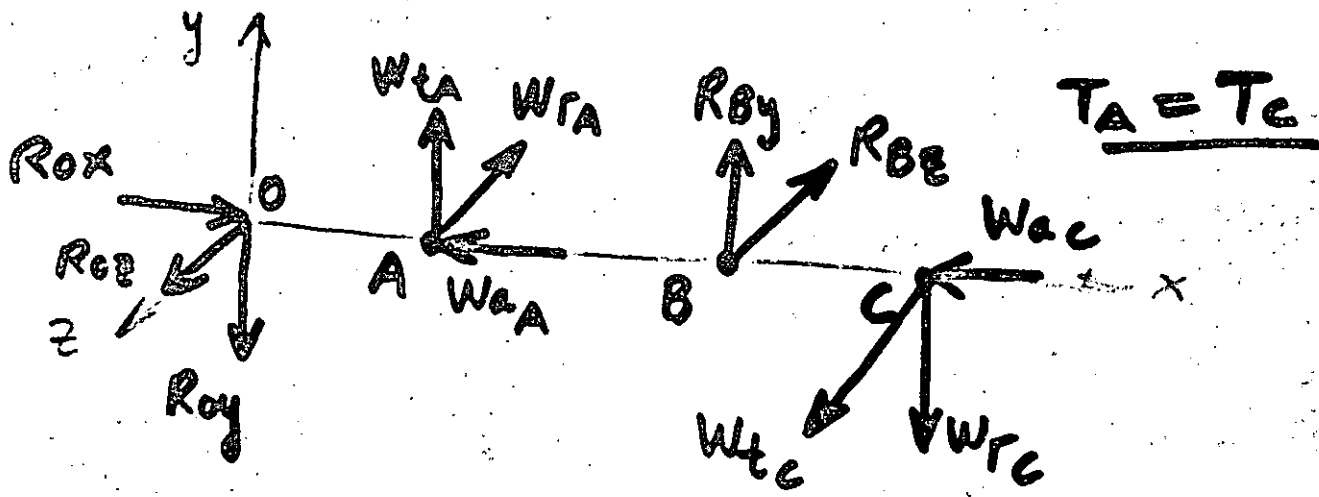
$$\sum M_0 = 0; M - 2.67(x - 95) - 0.75(x - 55) + 1.06x = 0$$

$$M - 2.36x + 294.9 = 0$$

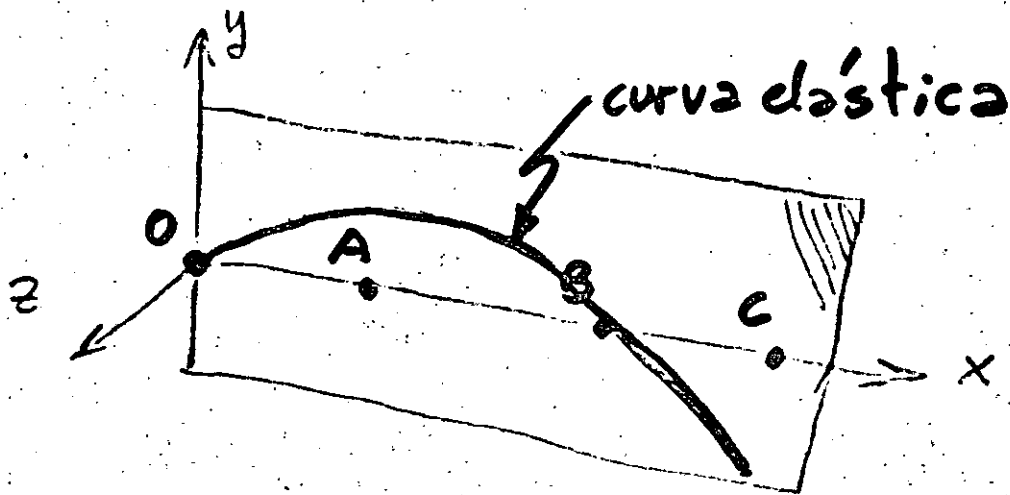
$$\underline{M = 2.36x - 294.9 \text{ [kN}\cdot\text{mm]}}$$

$$\sum T = 0; \underline{T = 77.5 \text{ [kN}\cdot\text{mm]}}$$

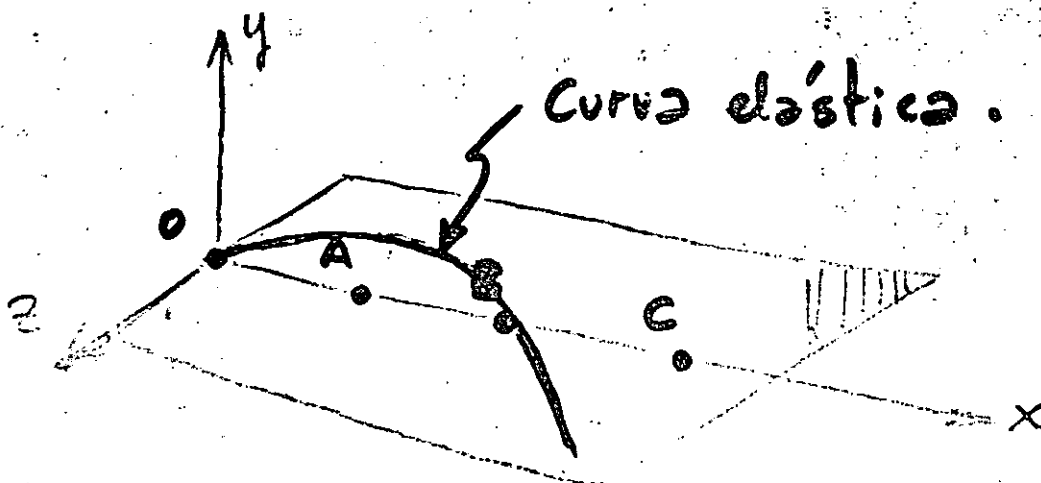
Seccionen las cargas y reacciones
externas:



Deflexión en el plano X-Y:



Deflexión en el plano X-Z:



resuelto ya el problema, el ingeniero en ejercicio puede aprovechar las soluciones ya obtenidas y, con ello, le ahorrará gastos a su empresa, además de incrementar el flujo de efectivo para los accionistas de su compañía. En la tabla A-12 se presentan las soluciones a los problemas de flexión que surgen con más frecuencia en el diseño. En diversos manuales pueden hallarse soluciones a otros problemas de deflexiones en vigas. Cuando no se puede encontrar directamente la solución a un problema particular, es posible resolverlo mediante el método de superposición. Este procedimiento se emplea en todos los problemas lineales de fuerza y deflexión (o deformación total), es decir, en aquéllos en que la fuerza y la deflexión están relacionadas linealmente. El *método de superposición* se basa en el principio de que la deflexión en un punto de una viga es igual a la suma de las deflexiones que produce cada carga por separado. Así, si se tiene una viga flexionada por la acción de tres fuerzas, entonces la deflexión en un punto determinado será igual a la suma de tres deflexiones, cada una producida por una de las tres fuerzas.

3-6 METODO GRAFICO DE INTEGRACION

A menudo, la configuración geométrica o el sistema de cargas que se aplica a una viga son tales, que el problema resulta muy difícil y es impráctico resolverlo por los métodos clásicos. En estas condiciones se puede recurrir a la integración numérica mediante calculadoras de escritorio o computadoras electrónicas, o bien, al método gráfico de integración. Aunque su precisión es limitada, el procedimiento gráfico es rápido y da una buena descripción física de lo que sucede. En muchos casos, la precisión obtenida por este método es completamente satisfactoria.

El método gráfico de integración se explicará en relación con la figura 3-5; la función está graficada en *a* y la integral en *b*. Se necesitan tres escalas: una para la variable dependiente, otra para la variable independiente y otra más para la integral. Sea *x* la variable independiente y *y* la dependiente.

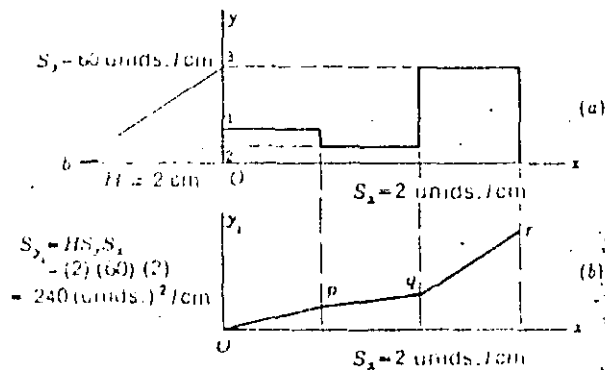


Fig. 3-5

Entonces, la integral de la función $y = f(x)$ entre $x = a$ y $x = b$, por ejemplo, es simplemente el área bajo la curva $y = f(x)$, entre las ordenadas correspondientes a $x = a$ y $x = b$. Cuando se integra por el método gráfico, se eligen las dos ordenadas próximas entre sí y se evalúa su promedio, de modo que el procedimiento consiste meramente en hallar un medio gráfico que permita trazar líneas, cuya pendiente sea proporcional a la ordenada media en cada intervalo.

Para integrar la función de la figura 3-5a se elige el segmento de recta Ob , llamado *distancia polar* y designado por H , con una longitud conveniente, por ejemplo, 2 cm. Se proyectan las alturas de los diversos rectángulos sobre el eje y , y se trazan rectas que unan los puntos de intersección con el polo b . La pendiente de cada recta, $b-1$, $b-2$ y $b-3$ es proporcional a la altura del rectángulo respectivo. La integral de la figura 3-5b se obtiene al trazar las rectas Op , paralela a $b-1$; pq paralela a $b-2$ y qr , paralela a $b-3$.

La escala de la integral es

$$S_{y_i} = HS_x S_y \quad (3-17)$$

donde H = distancia polar (en cm)

S_x = escala de x (en unidades de x por cm)

S_y = escala de y (en unidades de y por cm)

S_{y_i} = escala de la integral (en unidades de x multiplicadas por unidades de y por cm)

EJEMPLO 3-3 Ahora se aplicará este método para resolver el problema de la deflexión de una viga (fig. 3-6). En esta figura se muestra un eje escalonado (1), dibujado originalmente a un cuarto de su tamaño natural (después se redujo por razones técnicas editoriales). En el diagrama de carga (2) se muestra una carga de 50 lb/plg, la cual se extiende sobre una distancia de 10 plg, a lo largo del eje de transmisión. Las reacciones en los cojinetes, ya calculadas, se indican como R_1 y R_2 . El diagrama de fuerza cortante (3) se obtuvo a partir del diagrama de carga, empleando las condiciones de equilibrio estático. El diagrama de momento flexionante (4) se determinó integrando gráficamente el diagrama de cortante. En la figura se muestran la estructura y el cálculo de la escala del diagrama deflexionante.

El siguiente paso es obtener los valores numéricos del momento en puntos seleccionados a lo largo del eje, lo cual se hace midiendo a escala en el diagrama. Después se calculan los valores del momento de inercia correspondientes a cada diámetro. A continuación, se dividen los momentos flexionantes entre los productos del módulo de elasticidad ($E = 30\,000 \text{ kip/plg}^2$) y los momentos de inercia, y estos valores se grafican (5) para tener el diagrama de M/EI . (Si el momento de inercia fuera constante, esta operación se puede realizar una vez obtenida la curva elástica. En este caso se debe notar que la

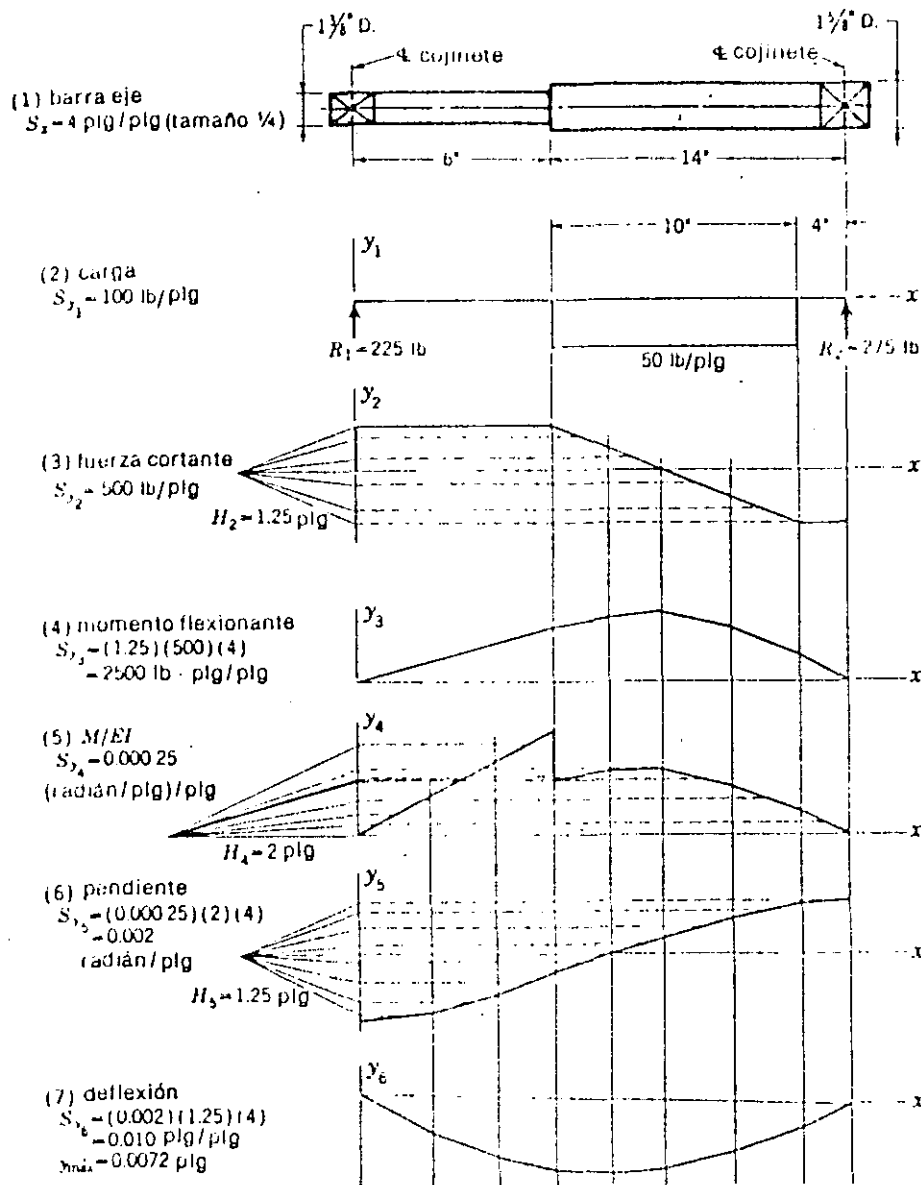


Fig. 3-6

curva mencionada se convierte entonces en la curva de yEI .) El diagrama de M/EI se integra ahora dos veces, para obtener la curva de deflexión (7). Al integrar el diagrama de la pendiente (6), es necesario conjeturar la localización de la pendiente cero, es decir, la posición en la cual hay que situar el eje x . Si tal conjetura fuese errónea —y por lo general lo es—, la curva de flexión o elasti-

ca no terminará en una recta horizontal. La recta debe trazarse de modo que cierre la curva elástica, y las mediciones de deflexión deberán hacerse en dirección vertical. (No se debe medir perpendicularmente a la recta de cierre, a menos que ésta sea horizontal.) La localización correcta de la pendiente cero se halla como sigue: Se traza una recta paralela a la línea de cierre y tangente a la curva de flexión. El punto de tangencia es el punto de pendiente cero y, también, es donde se localiza la flecha o deflexión máxima. ////

3-7 ENERGIA DE DEFORMACION

El trabajo externo efectuado sobre un elemento elástico, al deformarlo, se convierte en *energía potencial elástica o de deformación*. La energía potencial almacenada en un elemento, deformado elásticamente una distancia y , es igual al producto de la fuerza media y la deformación total, o sea,

$$U = \frac{F}{2} y = \frac{F^2}{2k} \quad (3-18)$$

La ecuación (3-18) es general y, en vez de la fuerza F , se puede introducir el momento torsionante o el flexionante, cambiando, desde luego, las unidades de k en forma correspondiente. Al sustituir k con expresiones apropiadas se obtienen fórmulas de la energía de deformación para diversos tipos de cargas simples. En el caso de tensión o compresión simples, por ejemplo, se emplea la ecuación (3-6) y se obtiene

$$U = \frac{F^2 l}{2AE} \quad (3-19)$$

Como se trata de torsión se usa la ecuación (3-9); la energía de deformación torsional resulta entonces

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} \quad (3-20)$$

Para obtener una expresión para la energía de deformación, debida a cortante directo, se considera que el elemento está fijo por uno de sus lados, según se indica en la figura 3-7a. La fuerza F somete al elemento a cortante puro y el trabajo efectuado es

$$U = \frac{F\delta}{2} \quad (a)$$

Tabla A-17 PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS*

Numero UNS	Procesado	Resistencia a la fluencia kip/plg ²	Resistencia a la tension kip/plg ²	Elongacion en 2 plg, %	Reduccion de area, %	Dureza Brinell H _B
G10100	HR	26	47	28	50	95
	CD	44	53	20	40	105
G10150	HR	27	50	28	50	101
	CD	47	56	18	40	111
G10180	HR	32	55	25	50	116
	CD	54	64	15	40	126
G10150	HR	39	72	18	40	143
	CD	67	80	12	35	163
	Estirado a 800°F	81	110	18	51	220
	Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201
	Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180
G10400	HR	42	76	18	40	149
	CD	71	85	12	35	170
	Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235
G10500	HR	49	90	15	35	179
	CD	84	100	10	30	197
	Estirado a 600°F	150	220	10	30	450
	Estirado a 900°F	130	155	18	55	310
	Estirado a 1200°F	80	105	28	65	210
G12168	HR‡	81	100	25	57	192
G41300	HR‡	60	90	30	45	183
	CD‡	87	98	21	52	201
	Estirado a 1000°F	133	146	17	60	293
G41400	HR‡	63	90	27	58	187
	CD‡	90	102	18	50	223
	Estirado a 1000°F	131	153	16	45	302
G41400	HR‡	69	101	21	45	207
	CD‡	99	111	16	42	223
	Estirado a 600°F	234	260	12	43	498
	Estirado a 1000°F	162	182	15	40	363
G46200	Nucleo	89	120	22	55	248
	Estirado a 800°F	94	130	23	66	256
G61500	HR‡	58	91	22	53	183
	Estirado a 1000°F	32	155	15	44	302
G87400	HR‡	64	95	25	55	190
	CD‡	96	107	17	48	223
	Estirado a 1000°F	129	152	15	44	302
G92550	HR‡	78	115	22	45	223
	Estirado a 1000°F	160	180	15	32	352

* Tabuladas de conformidad con el Sistema Unificado de Designacion Numerica para Metales y sus Aleaciones (UNS), Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1975. Esta publicacion tiene los numeros de referencia que corresponden a las especificaciones AISI, ASTM, FED, MIL SPEC y SAE.

Los valores indicados para aceros laminados en caliente (HR, hot rolled) y estirados en frío, (C.D., cold drawn) son valores mínimos estimados que suelen esperarse en el intervalo de tamaños

Tabla A-25 DIAGRAMAS PARA FACTORES TEORICOS DE CONCENTRACION DE ESFUERZO K_t , (continuación)

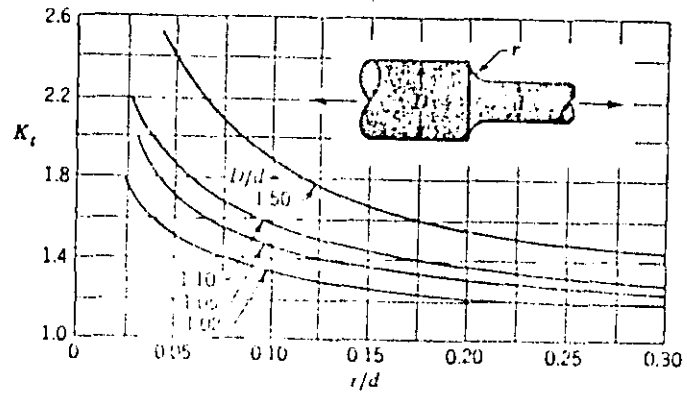


Fig. A-25-7 Barra de sección circular en tensión, con estrechamiento y entalle. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = \pi d^2/4$.

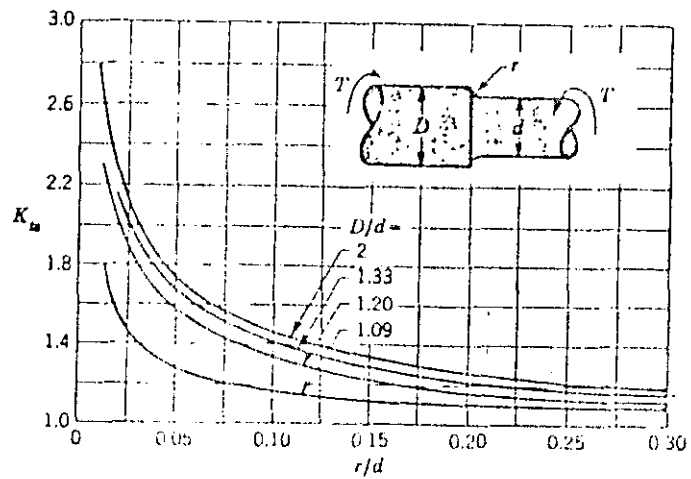


Fig. A-25-8 Barra de sección circular en torsión, con estrechamiento y entalle. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

Tabla A-25 DIAGRAMA PARA FACTORES TEORICOS DE CONCENTRACION DE ESFUERZO K_t (continuación)

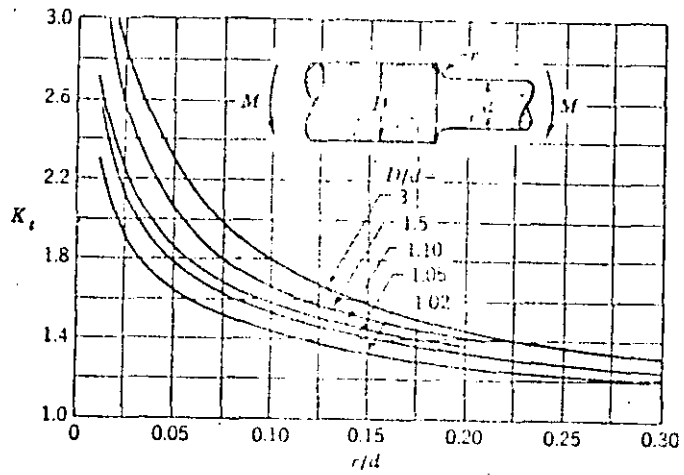


Fig. A-25-9 Barra de sección circular en flexión, con estrechamiento y entalle. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

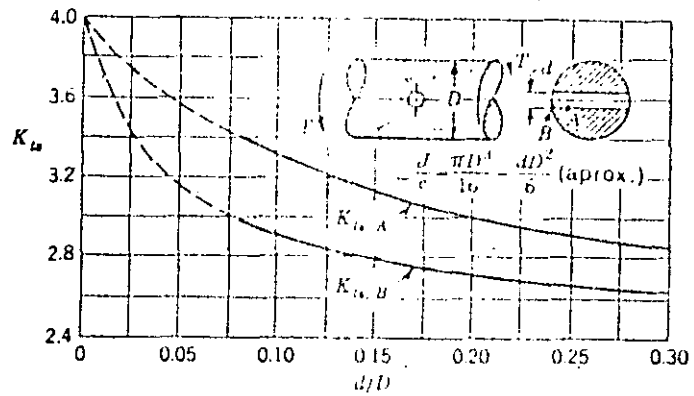


Fig. A-25-10 Barra de sección circular en torsión, con un agujero transversal.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

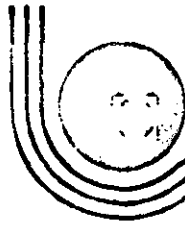
B I B L I O G R A F I A

ABRIL, 1985

BIBLIOGRAFIA BASICA

- E.J. SHIGLEY. "DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA"
MC. GRAW HILL, MEXICO, 1978. 2a. EDICION.
- P.H. BLACK, O.F. ADAMS "MACHINE DESIGN"
MC. GRAW HILL, INTERNATIONAL STUDENT EDITION, TOKIO
1968, 3a. EDICION.
- A.D. DEUTSCHMAN, W.J. MICHELS, CH.E. WILSON.
"MACHINE DESIGN. THEORY AND PRACTICE"
COLLIER MACMILLAN INTERNATIONAL EDITIONS N.Y. USA. 1975
- R.C. JUVINAL. "FUNDAMENTALS OF MACHINE COMPONENT DESIGN"
ED. JOHN WILEY & SONS, N.Y. USA. 1983
BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA
- V.M. FAIRES. "DESIGN OF MACHINE ELEMENTS"
COLLIER MC MILLAN INTERNATIONAL EDITIONS.
HONG KONG, 1969. 4a. EDICION
- G.E. DIETER. "MECHANICAL METALURGY"
MC. GRAW HILL INTERNATIONAL STUDENT EDITION
TOKIO 1976. 2a. EDICION
- H.O. FUCHS, R.J. STEPHENS. "METAL FATIGUE IN ENGINEERING"
JOHN WILEY & SONS. N.Y. USA. 1980
- J.A. COLLINS "FAILURE OF MATERIALS IN MECHANICAL DESIGN"
JOHN WILEY & SONS. N.Y. USA. 1981
- J.P. DE GARMO "MATERIALS AND PROLESSET IN MANUFACTURING"
COLLIER MC MILLAN INTERNATIONAL EDITIONS
N.Y. USA. 1979 5a. EDICION
- M.J. SIEGEL, V.L. MALLEV, J.B. MARTMAN. "MECHANICAL DESIGN OF
MACHINES" INTERNATIONAL TEXTBOOK CD. PENN. USA 1965 4a. EDICION
- ASME. HANDBOOK "METALS ENGINEERING DESIGN"
MC. GRAW HILL. N.Y. USA. 1965. 2a. EDICION
- H.A. ROTHBART. "MECHANICAL DESIGN AND SYSTEMS HANDBOOK"
MC. GRAW HILL N.Y. USA. 1964
- R.J. ROARK, W.C. YOUNG. "FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN"
MC. GRAW HILL. N.Y. USA 1975 5a. EDICION
- COLIN CARMICHAEL. "MENT'S MECHANICAL ENGINEER'S HANDBOOK"
WILEY HANDBOOK SERIES. N.Y. USA. 1950 12a. EDICION

- V. DOBROVOLSKI, K. ZABLONKS, S. MAK, A. RADICHIK, L. ERUJ.
"ELEMENTOS DE MAQUINAS" EDITORIAL MIR. MORLU. 1970
- A. LEVER, "MACHINE DESIGN"
BLACKIE & SONS. LTD. GLASGOW, ENG. 1974
- J.W. DALLY, W.F. RILEY, "EXPERIMENTAL STRESSES ANALYSIS"
MC. GRAW HILL - INTERNATIONAL STUDENT FOITLON,
TOKIO 1978 2a. EDICION
- J.G. TWEDDALE "PRACTICAL MECHANICAL DESIGN"
JLIFE BOOKS, LTD. LONDRES INGLATERRA 1963
- R.M. PHELAN, "FUNDAMENTALS OF MECHANICAL DESIGN"
TATA MC. GRAW HILL. NUEVA DELHI, INDIA 1975 3a. EDICION
- G. MORPHY. "PROPERTIES OF ENGINEERING MATERIALS"
INTERNATIONAL TEXTBOOK CO. SEANTON, MASS. USA. 1959
- V. ZOLOTOREVSKI "PRUEBAS MECANICAS Y PROPIEDADES DE LOS
METALES" ED. MIR. MOSCU- 1976
- D. JASTRZBSKI "NATURE AND PROPERTIES OF ENGINEERING
MATERIALES" JOHN WILEY & SONS. TOKIO, JAPON 1959
- P. ORLOY "INGENIERIA DE DISEÑO"
EDITORIAL MIR. MOSCU, 1974
- A. BLAKE "DESIGN OF CURVED MEMBERS FOR MACHINES"
ROBERT E. KEIGER RUBLISHING CO, N.Y. USA 1974
- DN.N. RESHETOV "MACHINE DESIGN"
MIR PUBLISHERS, MOSCU 1978
- R.H. CREAMER "MACHINE DESIGN"
ED. ADDISON - ESLEY PUBLISHING COMPANY
MASS. USA. 1968



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

DISEÑO CON LA CALCULADORA PROGRAMABLE

ABRIL, 1985

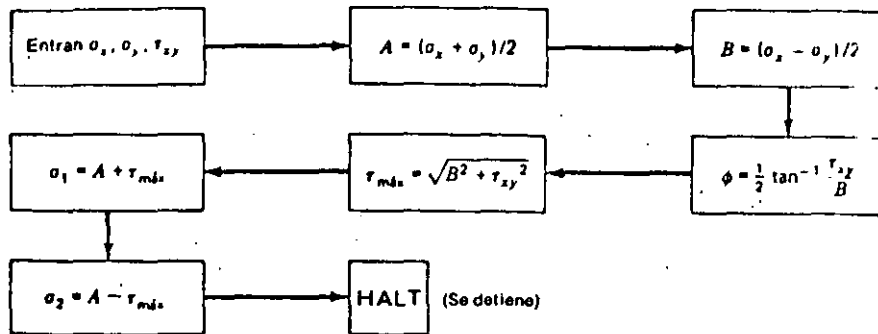


Fig. 16-21 Diagrama de flujo para el círculo de Mohr (87 instrucciones). Calcula σ_1, σ_2 y el ángulo ϕ desde x hasta σ_1 (positivo en s.c.r.). τ_{xy} es positivo si está en s.r., negativo si está en s.c.r., $\tau_{máx}$ es el radio del círculo de Mohr, pero puede no ser el esfuerzo cortante máximo. Vea las secciones 2-2 y 2-3.

mecánico, justamente como un piloto lo hace con el funcionamiento de su aeroplano. Las correcciones y cambios se realizan de acuerdo con el funcionamiento observado. Por tanto, el ingeniero de diseño podría ensayar diversos movimientos de leva, y , y conocer sus efectos sobre el funcionamiento. Los ejes pueden rigidizarse por un acercamiento de los cojinetes, o aumentando el diámetro de los ejes. Un motor que tenga una característica momento-velocidad diferente puede ser de interés. Por consiguiente, es muy deseable que el ingeniero sea capaz de interactuar directamente con la computadora.

16-11 DISEÑO CON LA CALCULADORA PROGRAMABLE

Además de su rapidez de computación, la calculadora programable puede contribuir a la mayor efectividad en el diseño en la siguiente forma:

- 1 Cuando se requiere la interacción en el diseño, puede obtenerse toda una familia de soluciones y graficar los parámetros de funcionamiento importantes, para revelar el óptimo. El programa para diseño de resortes de compresión de la figura 16-24 es un buen ejemplo de tal enfoque.
- 2 Los problemas de diseño a menudo requieren decisiones durante el curso del análisis. Por ejemplo, al diseñar una columna la relación de

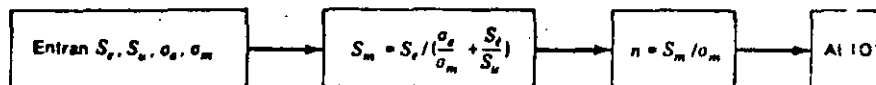


Fig. 16-22 Diagrama de flujo para el diagrama de Goodman modificado (54 instrucciones). Véase la sección 5-21.

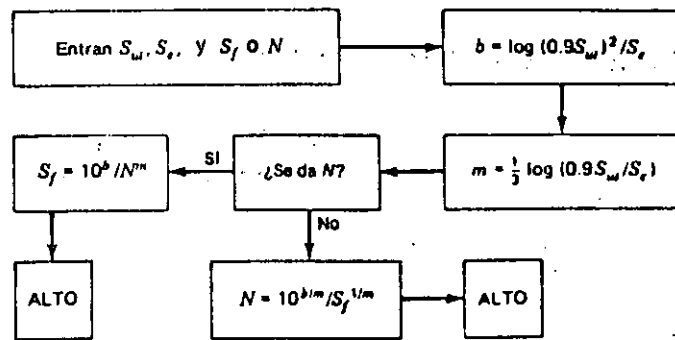


Fig. 16-23 Diagrama de flujo para el diagrama S — N (105 instrucciones).
Calcula S_f o N siendo datos S_e y S_w . Vea la sección 5-11.

esbeltez indica si se debe utilizar la ecuación de Euler o la ecuación parabólica. El programa para diseño de columnas de la figura 16-25 ilustra cómo se puede utilizar la calculadora para tomar esta decisión.

- 3 La calculadora es un medio económico y conveniente para idear y depurar subrutinas, que han de ensamblarse posteriormente para usarlas en programas de diseño en computadora digital de mayor tamaño.
- 4 Aun programas muy largos pueden introducirse a la calculadora en sólo unos cuantos minutos y, por tanto, el almacenamiento permanente de programas no es una consideración vital, aunque sí útil. Un diseñador cuidadoso puede formar fácilmente una colección o archivo de rutinas de diseño que mejorarán grandemente su efectividad de trabajo.

Como ilustraciones de la utilidad de la calculadora programable, esta sección contiene diagramas de flujo (o reogramas) para cinco técnicas útiles de diseño, inclusive dos programas detalladamente codificados para la calculadora SR-52. Todos ellos han sido comprobados, pero ningún esfuerzo se ha hecho para economizar el número de instrucciones.

Las figuras 16-21 a 16-23 para el diagrama de círculo de Mohr, el diagrama de fatiga de Goodman modificado y el diagrama S-N, respectivamente, se explican por sí solos. En cada caso, estos programas sustituyen a los cálculos gráficos. Sustituciones semejantes pueden obtenerse por técnicas de ajuste de curvas.

Por ejemplo, vea la sección 13-8, donde un diagrama de concentración del esfuerzo se sustituyó por una ecuación empírica.

El diagrama de flujo de la figura 16-24 y el código de SR-52 respectivo en la tabla 16-2 son soluciones de todas las ecuaciones para diseños de resortes de compresión del capítulo 8. El programa se inicia introduciendo el diámetro del alambre d , el diámetro exterior de las espiras, OD ; el número de espiras

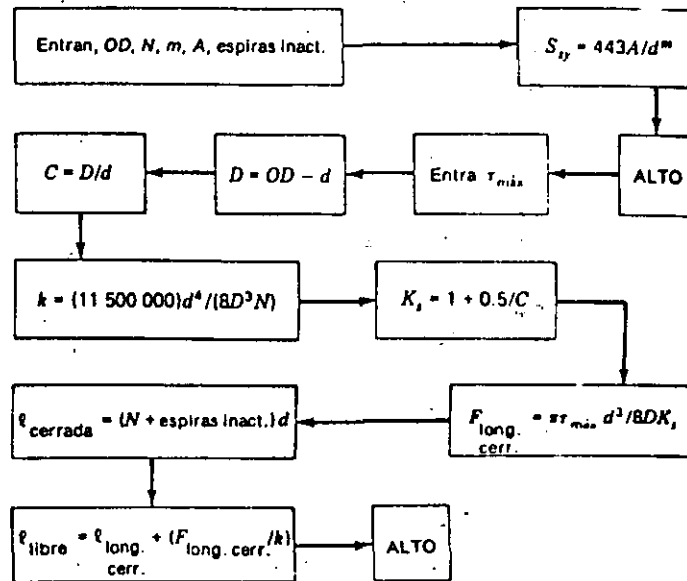


Fig. 16-24 Diagrama de flujo para el diseño de resortes de compresión (184 instrucciones). Para su nomenclatura véase el capítulo 8.

activas N , el exponente del material m (vea la tabla 8-2) y el factor A , y el número de espiras inactivas. El programa calcula la resistencia de muestra y se detiene. El operador introduce luego el valor deseado de esfuerzo cortante τ_{\max} , correspondiente a la longitud cerrada (o de espiras cerradas). Esta operación hace que la calculadora prosiga el cálculo. Los resultados, que son el diámetro medio D , el índice de resorte C , el módulo de resorte k y el factor de multiplicación de esfuerzo cortante K_s , la fuerza F y la longitud l , correspondientes a la longitud cerrada del resorte, y la longitud libre de éste, están almacenados en la memoria y pueden observarse cuando se desee. Hay otros cálculos relativos al diseño de un resorte que pueden hacerse en el teclado, sin afectar a los valores almacenados en la memoria, hasta que se obtenga un diseño satisfactorio.

Además, puede cambiarse uno o más de los datos sin afectar los demás y pasar otra vez el programa con los datos nuevos. Aunque en este programa se emplearon unidades IPS, es sencillo elaborar un programa semejante en unidades SI.

Un programa para el diseño de una columna de sección circular o rectangular se muestra en la figura 16-25 y en la tabla 16-4. La tabla 16-3 presenta los símbolos utilizados y los sistemas de unidades que aceptará el programa. El factor a se introduce como cero si se desea una columna de sección circular.

ENFOQUE DE SISTEMAS 705

Tabla 18-2 CODIGO SR-52 PARA PROGRAMA DE DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESION

Loc.	Código	Tecla	Concepto	Loc.	Código	Tecla	Concepto
000	46	LBL		050	04	4	
	11	A	d		54)	
	42	STO			95	=	S _{sp}
	00	0			81	HLT	
	01	1			46	LBL	
005	11	HLT		055	17	B'	v _{max}
	46	LBL			42	STO	
	12	B	OD		00	0	
	42	STO			07	7	
	00	0			43	RCL	
010	02	2		060	00	0	
	81	HLT			02	2	
	46	LBL			75	-	
	13	C	N		43	RCL	
	42	STO			00	0	
015	00	0		065	01	1	
	03	3			95	=	D
	81	HLT			42	STO	
	46	LBL			00	0	
	14	D	m		08	8	
020	42	STO		070	43	RCL	
	00	0			00	0	
	04	4			08	8	
	81	HLT			55	+	
	46	LBL			43	RCL	
025	15	E	A	075	00	0	
	42	STO			01	1	
	00	0			95	=	C
	05	5			42	STO	
	81	HLT			00	0	
030	46	LBL		080	09	9	
	16	A'	termina		43	RCL	
	42	STO			00	0	
	00	0			01	1	
	06	6			45	y'	
035	04	4		085	04	4	
	03	3			65	x	
	03	3			01	1	
	65	x			01	1	
	43	RCL			05	5	
040	00	0		090	00	0	
	05	5			00	0	
	55	+			00	0	
	53	(00	0	
	43	RCL			00	0	
045	00	0		095	55	+	
	01	1			53	(
	45	y'			08	8	
	43	RCL			65	x	
	00	0			43	RCL	

706 DISEÑO DE ELEMENTOS MECANICOS

Tabla 16-2 CODIGO SR-52 PARA PROGRAMA DE DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESION. (Continúa.)

Loc.	Código	Tecla	Concepto	Loc.	Código	Tecla	Concepto
100	00	0		145	01	1	
	08	8			01	1	
	45	y ^r			54)	
	03	3			95	=	F _{long. corr.}
	65	x			42	STO	
105	43	RCL		150	01	1	
	00	0			02	2	
	03	3			53	(
	54)			43	RCL	
	95	=	k		00	0	
110	42	STO		155	03	3	
	01	1			85	+	
	00	0			43	RCL	
	01	1			00	0	
	85	+			06	6	
115	93	.		160	54)	
	05	5			65	x	
	55	+			43	RCL	
	43	RCL			00	0	
	00	0			01	1	
120	09	9		165	95	=	l _{cerrada}
	95	=	K _s		42	STO	
	42	STO			01	1	
	01	1			03	3	
	01	1			43	RCL	
125	59	x		170	01	1	
	65	x			03	3	
	43	RCL			85	+	
	00	0			43	RCL	
	07	7			01	1	
130	65	x		175	02	2	
	43	RCL			55	+	
	00	0			43	RCL	
	01	1			01	1	
	45	y ^r			00	0	
135	03	3		180	95	=	l _{libre}
	55	+			42	STO	
	54)			01	1	
	08	8			04	4	
	65	x			81	HLT	
140	43	RCL					
	00	0					
	08	8					
	65	x					
	43	RCL					

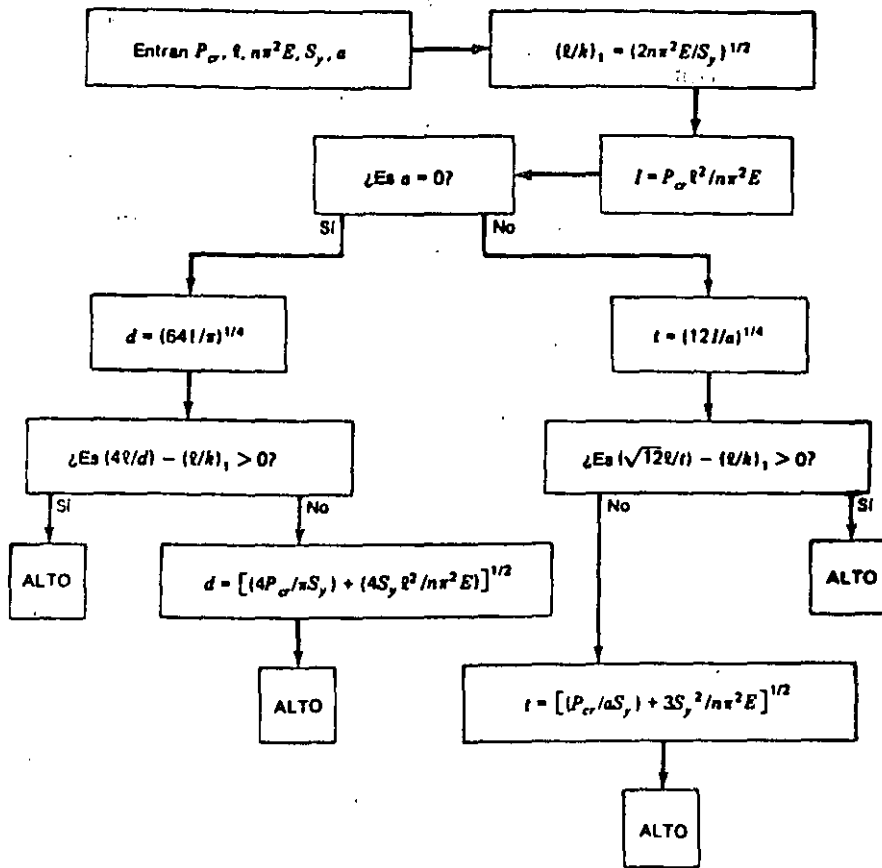


Fig. 16-25 Diagrama de flujo para el diseño de columnas (211 instrucciones). Se emplea para las columnas de sección circular o rectangular de cualquier longitud. Vea las secciones 3-10 y 3-11.

Tabla 16-3 NOMENCLATURA Y UNIDADES PARA DISEÑO DE COLUMNAS

Símbolo	Nombre	Unidades IPS	Unidades IPS	Unidades SI
P_{cr}	Carga crítica	lb	kip	N
l	Longitud de columna	plg	plg	mm
E	Módulo de elasticidad	lb/plg ²	kip/plg ²	MPa
S_x	Resistencia de fluencia	lb/plg ²	kip/plg ²	MPa
d	Diámetro de sección	plg	plg	mm
t	Groeso de sección	plg	plg	mm
a	Ancho de sección	plg	plg	mm

Para una columna de sección rectangular el programa supone que la flexión ocurrirá con respecto al eje paralelo al ancho de la barra. En consecuencia, el factor u entra como la razón del ancho al espesor y, por consiguiente, es un número igual a o mayor que la unidad.

El programa determina primero la localización del punto de tangencia $(l/k)_1$ entre las curvas de Euler y parabólica. La mayor parte de la inercia I se calcula a continuación, utilizando la hipótesis de que es aplicable la ecuación de Euler. Luego, el programa determina si ha de diseñarse una columna redonda o rectangular, y calcula consecuentemente d o t . Este resultado se introduce luego en una ecuación para calcular la relación de esbeltez real l/k . Este valor se compara con $(l/k)_1$ para determinar si se emplea la solución de Euler o se recalcula la dimensión utilizando la fórmula parabólica. Si fuese válida la ecuación de Euler, el programa se detendría y mostraría la dimensión d o t .

Si no lo fuera, el proceso va a la ecuación parabólica correspondiente. El nuevo resultado sustituye entonces al resultado anterior almacenado y el programa se detiene.

La tabla 16-4 indica que $(l/k)_1$ e I también pueden mostrarse al terminar una corrida.

Tabla 16-4 CODIGO SR-52 PARA PROGRAMA DE DISEÑO DE COLUMNAS

Loc.	Código	Tecla	Concepto	Loc.	Código	Tecla	Concepto	
000	46	LBL	P_{cr}	020	42	STO		
	11	A		00	0			
	42	STO		04	4			
	00	0		81	HLT			
005	01	1	$n\pi^2E$	46	LBL	a		
	81	HLT		025	16			A'
	46	LBL		42	STO			
	12	B		00	0			
	42	STO		05	5			
010	00	0	S_y	81	HLT	empieza		
	02	2		030	46			LBL
	81	HLT		15	E			
	46	LBL		53	(
015	13	C	S_z	02	2			
	42	STO		65	x			
	00	0		035	43			RCL
	03	3		00	0			
	81	HLT		03	3			
	46	LBL		55	+			
14	D		43	RCL				

(continúa)

ENFOQUE DE SISTEMAS 709

Tabla 16-4 CODIGO SR-52 PARA PROGRAMA DE DISEÑO DE COLUMNAS. (Continuación.)

Loc.	Código	Tecla	Concepto	Loc.	Código	Tecla	Concepto
040	00	0		090	65	x	
	04	4			43	RCL	
	54)			00	0	
	30	\sqrt{x}			02	2	
	42	STO			55	+	
045	00	0		095	43	RCL	
	06	6	(//k) ₁		00	0	
	43	RCL			08	8	
	00	0			75	-	
	01	1			43	RCL	
050	65	x		100	00	0	
	43	RCL			06	6	
	00	0			95	=	
	02	2			22	INV	
	40	x ²			80	si es posit.	
055	55	+		105	01	1	
	43	RCL			01	1	
	00	0			02	2	
	03	3			43	RCL	
	95	=	1		00	0	
060	42	STO		110	08	8	
	00	0			81	HLT	
	07	7			53	(
	43	RCL			43	RCL	
	00	0			00	0	
065	05	5		115	01	1	
	90	si es cero			55	+	
	01	1			43	RCL	
	04	4			00	0	
	01	1			05	5	
070	53	(120	55	+	
	01	1			43	RCL	
	02	2			00	0	
	65	x			04	4	
	43	RCL			85	+	
075	00	0		125	03	3	
	07	7			65	x	
	55	+			43	RCL	
	43	RCL			00	0	
	00	0			04	4	
080	05	5		130	40	x ²	
	54)			55	+	
	30	\sqrt{x}			43	RCL	
	30	\sqrt{x}			00	0	
	42	STO			03	3	
085	00	0		135	54)	
	08	8			30	\sqrt{x}	
	01	1			42	STO	
	02	2			00	0	
	30	\sqrt{x}			08	8	

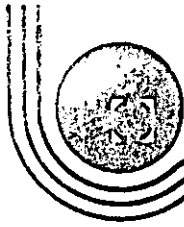
Tabla 16-4 CODIGO SR-52 PARA PROGRAMA DE DISEÑO DE COLUMNAS. (Finaliza.)

Loc.	Código	Tecla	Concepto	Loc.	Código	Tecla	Concepto
140	81	HLT		175	43	RCL	
	53	(00	0	
	06	6			08	6	
	04	4			81	HLT	
	65	x			53	(
145	43	RCL		180	04	4	
	00	0			65	x	
	07	7			43	RCL	
	55	+			00	0	
	59	π			01	1	
150	54)		185	55	+	
	30	\sqrt{x}			59	π	
	30	\sqrt{x}			55	+	
	42	STO			43	RCL	
	00	0			00	0	
155	08	8		190	04	4	
	04	4			85	+	
	65	x			04	4	
	43	RCL			65	x	
	00	0			43	RCL	
160	02	2		195	00	0	
	55	+			02	2	
	43	RCL			40	x^2	
	00	0			65	x	
	08	8			43	RCL	
165	75	-		200	00	0	
	43	RCL			04	4	
	00	0			55	+	
	06	6			43	RCL	
	95	=			00	0	
170	22	INV		205	03	3	
	80	si es posit.			54)	
	01	1			30	\sqrt{x}	
	07	7			42	STO	
	09	09			00	0	
				210	08	8	
					81	HLT	

PROBLEMAS

Sección 16-4

- 16-1 Los engranes y ejes mostrados en la figura son de acero. ¿Cuál es el módulo de resorte del sistema equivalente al sistema engranado con base en el eje de entrada, si se supone que son rígidos los dientes de los engranes? Calcule luego dicho módulo, considerando que son elásticos.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

ARTICULO

SPUR GEARS

ABRIL, 1985

F_d ,	dynamic load	p_b ,	base pitch
F_t ,	transmitted load	P_d ,	diametral pitch
F_w ,	wear capacity of tooth	Pa ,	pascal, 1 newton/m ²
g ,	acceleration due to gravity, 386 in./sec ² or 9.8066 m/sec ²	r ,	pitch radius
hp,	horsepower, 0.7457 kW	rpm,	revolutions per minute
I ,	mass moment of inertia	R ,	radius of curvature of involute
J ,	joule, newton-meter, Nm	t ,	time; tooth thickness
k ,	kilo (pref x), 1,000	T ,	torque
k_s ,	spring constant of tooth	V ,	velocity
kW,	kilowatt, 1.341 horsepower	W ,	watt, 1 joule/sec or 1 Nm/sec
K ,	constant in wear equation	y ,	form factor for circular pitch
l ,	lead of screw	Y ,	form factor for diametral pitch
m ,	meter, 39.370 in.	z ,	length of contact for meshing teeth
m ,	milli (prefix), one thousandth	γ ,	(gamma) weight per unit volume
mm,	millimeter, 1 in. = 25.4 mm	σ ,	(sigma) bending stress
m_o ,	module, diameter (mm)/ number of teeth	σ_{ec} ,	surface endurance stress
M ,	mega (prefix), 1 million	ϕ ,	(phi) pressure angle
MPa,	megapascal, 1 newton/mm ²	ω ,	(omega) angular velocity, radians per second
n ,	revolutions per minute, rpm		
N ,	number of teeth in gear		
p ,	circular pitch		

1. Introduction

In the friction cylinders of Fig. 10-1, the tangential velocities of the surfaces are equal if it is assumed that no slip occurs at the point of contact O . Hence,

$$r_1\omega_1 = r_2\omega_2 \quad (1)$$

where r_1 and r_2 refer to the radii, and ω_1 and ω_2 are the angular velocities in radians per second. These cylinders can be transformed into spur gears by placing teeth on them that run parallel to the axes of the cylinders. The circles in Fig. 10-1 are then called the pitch circles; their diameters are called the pitch diameters of the gears. The teeth are arranged to extend both outside and inside the pitch circles. The names of some of the more important parts of spur gear teeth are shown in Fig. 10-2. When operating together, the teeth of one gear extend to the working-depth circle of the other. Clearance f is required to prevent the end of the tooth of one gear from riding on the bottomland of the mating gear.

For positive transmission of motion, the teeth need not be of any particular shape. However, for quiet and vibrationless operation, the velocities of the pitch circles of the two gears must be the same at all times. This statement refers especially to the short interval of time during which two particular

10

SPUR GEARS

The designer is frequently confronted with the problem of transferring power from one shaft to another while maintaining a definite ratio between the velocities of rotation of the shafts. Another requirement might be the transmission of a specified angular motion from one shaft to the other. Various types of gearing have been developed for this purpose, which will operate quietly and with very low friction losses. Smooth and vibrationless action is secured by giving the proper geometric shape to the outline of the teeth. The proportions of the gear tooth, as well as the sizes of the teeth, have been standardized. This procedure has simplified design calculations and has reduced the required number of cutting tools to a minimum. The proper material must be selected to obtain satisfactory strength, fatigue, and wear properties. Ease of manufacture and ease of inspection are necessary if production costs are to be kept at their lowest level. All these problems must be taken into account by the designer.

a ,	addendum	e ,	error; shift in position of generating rack
b ,	face width	E ,	modulus of elasticity
BHN,	Brinell Hardness Number	f ,	clearance
c ,	center distance	F_s ,	bending capacity of tooth
d ,	pitch diameter		

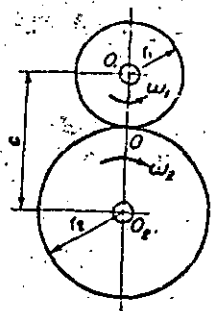


Figure 10-1 Friction cylinders.

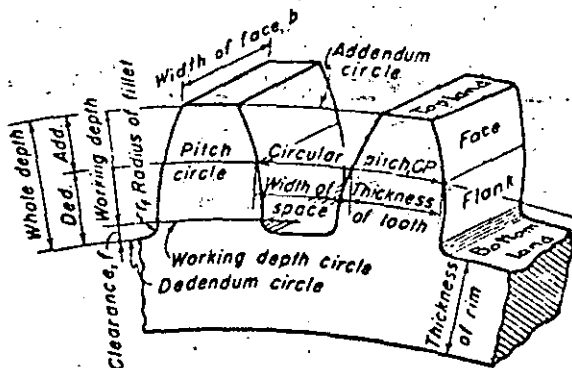


Figure 10-2 Principal parts of gear teeth.

teeth are in contact. If the pitch circle of the driver is moving with constant velocity, the shape of the teeth must be such that the velocity of the pitch circle of the driven gear is neither increased nor decreased at any instant while the two teeth are touching. When this condition is satisfied, the gears are said to fulfill the fundamental law of toothed gearing.

2. Fundamental Law of Toothed Gearing

Portions of two gears having centers at O_1 and O_2 are shown in Fig. 10-3. The gears have angular velocities of ω_1 and ω_2 , respectively. The teeth are in contact at point K_1 , but no particular shape has as yet been specified for the outline of the teeth. Lines NN and TT represent respectively the normal and tangent drawn to the tooth surfaces at K_1 . Normal NN intersects the line of centers at point O . The vector K_1M_1 represents the velocity of K_1 considered as a point of gear 1. The vector is perpendicular to radius O_1K_1 . Similarly, K_1M_2 represents the velocity of K_1 when K_1 is considered as a point on gear 2. Since the teeth remain in contact, the projection K_1N_1 of the velocity vectors on the common normal must be the same for both gears.

From the figure, $K_1M_1 = \omega_1 \times O_1K_1$, and $K_1M_2 = \omega_2 \times O_2K_1$, so that

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1K_1}{K_1M_1} \times \frac{K_1M_2}{O_2K_1} \tag{a}$$

From sides of similar triangles, the following relationships are secured from the figure.

$$\frac{O_1K_1}{K_1M_1} = \frac{O_1A}{K_1N_1} \quad \text{and} \quad \frac{K_1M_2}{O_2K_1} = \frac{K_1N_1}{O_2B} \tag{b}$$

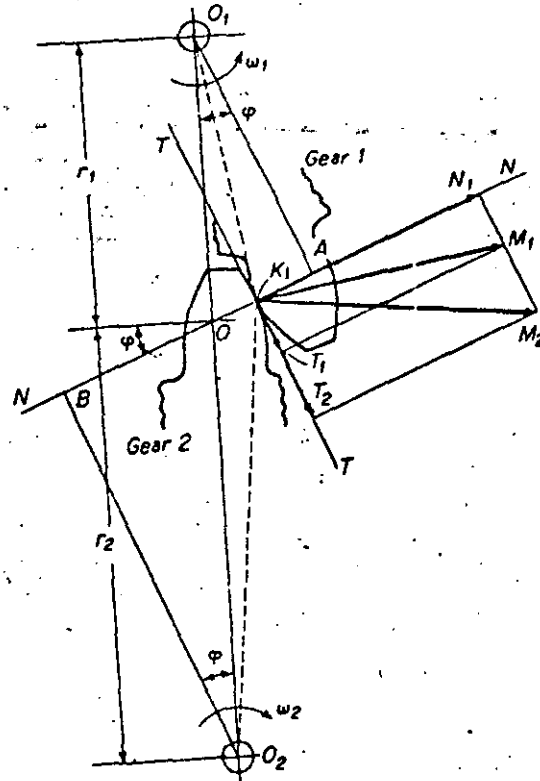


Figure 10-3 Component of velocity normal to tooth surface at point of contact is same for both gears.

Substitution in Eq. (a) gives

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1A}{O_2B} \tag{c}$$

Also, from similar triangles,

$$\frac{O_1A}{O_2B} = \frac{O_1O}{O_2O} \tag{d}$$

Substitution in Eq. (c) gives

$$\omega_1 \times O_1O = \omega_2 \times O_2O \tag{2}$$

The ratio ω_1/ω_2 from Eq. (2) must remain constant at all times if there is to be no change in the velocity ratio of the two gears. Equations (1) and (2) should be solved simultaneously, making use of the relationship

$$r_1 + r_2 = O_1O + O_2O$$

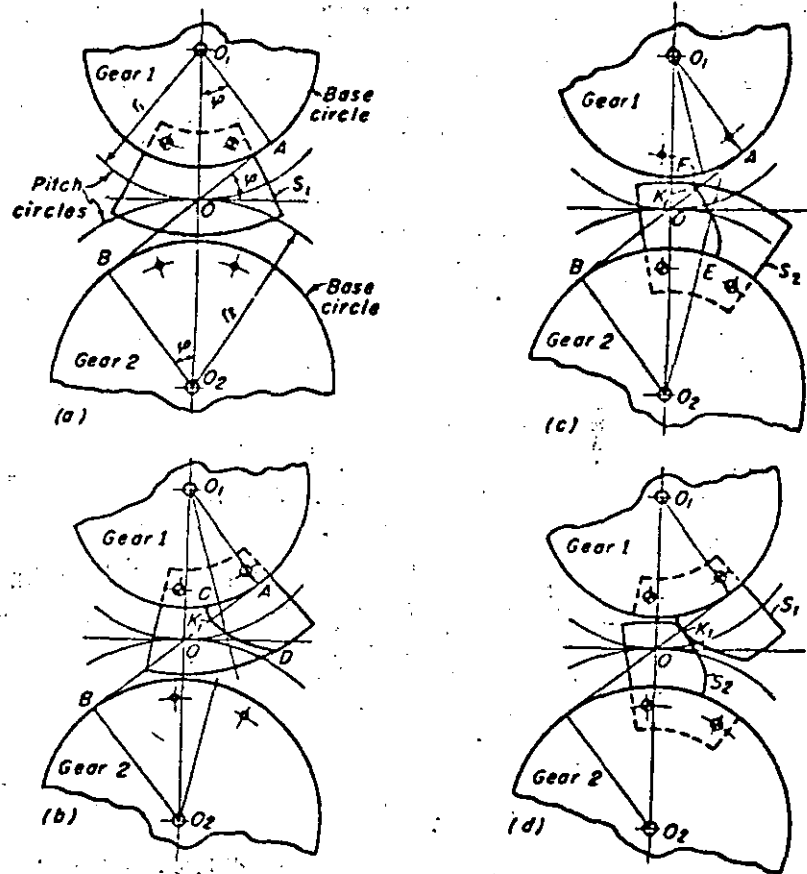


Figure 10-4 Generation of involute teeth.

motion and may be removed. The common normal to the tooth outlines coincided with the string and therefore will always cross the line of centers at the fixed point O . The rule of gearing is accordingly fulfilled. The resulting velocity ratio for the gears will be the same as the velocity ratio of the given pitch circles.

In the similar triangles O_1AO and O_2BO ,

$$\frac{O_2B}{O_1A} = \frac{O_2O}{O_1O} \quad (3)$$

Substitution in Eq. (2) gives

$$\omega_1 \times O_1A = \omega_2 \times O_2B \quad (4)$$

Thus the linear velocities of the base circles of the two gears are also equal to each other.

The result is

$$\begin{aligned} O_1O &= r_1 \\ O_2O &= r_2 \end{aligned} \quad (e)$$

Point O is therefore a fixed point through which the pitch circles are drawn. Hence, in order to fulfill the fundamental law of toothed gearing, the sides of the teeth must be so shaped that the normal drawn through the point of contact will at all times pass through the pitch point O .

The difference $K_1T_2 - K_1T_1$ between the tangential vectors is equal to the velocity of sliding of one tooth on the other. The velocity of sliding is not constant, but varies with the location of the contact point K_1 . When K_1 coincides with O , the sliding velocity is zero, and pure rolling contact exists between the teeth for this point.

It can be shown that gear teeth composed of involutes or cycloids fulfill the fundamental law. For involute gearing, the normal NN not only passes through point O at all times, but maintains a constant inclination ϕ with respect to the common tangent to the pitch circles. For cycloidal gearing, point O remains fixed, but angle ϕ varies as the location of the point of contact K_1 changes.

3. Kinematics of Involute Gear Teeth

Assume that the required velocity ratio for a pair of gears is secured by pitch circles of radii O_1O and O_2O , respectively, in Fig. 10-4(a). Draw the line AB at an angle ϕ to the common tangent to the circles. In practice, ϕ is usually made either $14\frac{1}{2}^\circ$ or 20° . Circles are drawn tangent to AB and are called the base circles of the gears. Let cylinders be made equal to the base circles, and let a string be passed around the base circle of gear 1, then from A to B , and then around the base circle of gear 2 somewhat in the manner of one strand of a crossed belt.

In Fig. 10-4(a), let a smooth plate S_1 be attached to gear 1, and let a scribing point be fastened to the cord at location O . Keeping the string taut, give the cylinders a small rotation in both directions, thus drawing the curve CD shown in Fig. 10-4(b). For all locations of the gear, the distance K_1A is equal to the arc AC . The curve CD is therefore an involute and is at all times normal to the string. A similar procedure should be followed on gear 2 after first removing S_1 and attaching surface S_2 to gear 2. A corresponding curve EF will be obtained as shown in Fig. 10-4(c).

If certain portions of S_1 and S_2 are now removed, both plates may be attached to the gear simultaneously, as in Fig. 10-4(d). The tooth outlines are in contact at K_1 , and one gear may be turned by a pressure supplied by the other at this point. The string is therefore not required for producing

In involute gearing, at least one pair of teeth must always be in contact with each other along the line AB . This line is accordingly called the line of action, or the pressure line, and the angle ϕ is usually referred to as the pressure angle.

A large-scale drawing of gear teeth is frequently helpful or necessary in studying the form or kinematic action of a proposed gear design. In laying out the involute on the drawing board, the pressure line is first drawn in accordance with the desired pressure angle ϕ . As shown in Fig. 10-5, the base circle is drawn tangent to the pressure line. Tangents are drawn to the base circle to represent various positions of the string as it unwinds.

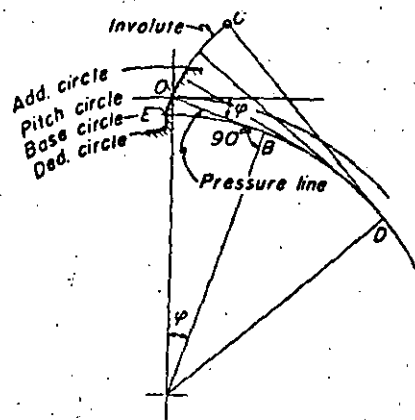


Figure 10-5 Drawing board layout for the involute.

The starting point E for the involute is found by making arc EB equal to tangent OB by taking short steps along these curves with a divider. Other points on the involute are found similarly. For example, arc ED must be equal to tangent CD . It should be noted that the involute curve becomes a straight line for a rack or a gear of infinite radius.

4. Cycloidal Gear Teeth

Gear teeth, when formed of portions of epicycloids and hypocycloids, also fulfill the law of tooth gearing. These curves are traced by a point on the circumference of the generating circle as it rolls without slipping along the inside and outside of the pitch circle of the gear as shown in Fig. 10-6.

Cycloidal gearing was formerly in extensive use for cast-iron gears with cast teeth. Cycloidal gearing has been superseded by the involute tooth form, principally because the cutting tools required for manufacturing the latter are simpler in form. Variations in center distance have no effect on involute

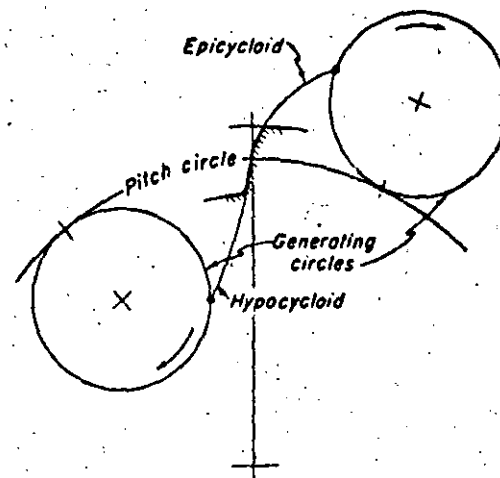


Figure 10-6 Generation of epicycloid and hypocycloid.

teeth, whereas for cycloidal gearing, tooth action is not correct unless the center distance is accurately maintained. The chief interest at the present time in cycloidal gearing lies in the fact that the outline for the $14\frac{1}{2}^\circ$ composite system is partially composed of cycloids. The rotors of the Root positive blower are also cycloidal in shape.

5. Pitches of Gear Teeth

For gear calculations, the following different pitches are in use.

(a) *Circular pitch* is defined as the distance from a point on the pitch circle of one tooth to the corresponding point on the adjacent tooth measured along the pitch circle. If circular pitch is represented by p , pitch diameter by d , and the number of teeth in the gear by N , then

$$p = \frac{\pi d}{N} \quad (5)$$

(b) *Diametral pitch* is defined as the number of teeth in the gear per inch of pitch diameter. If diametral pitch is represented by P_d , then

$$P_d = \frac{N}{d} = \frac{N}{2r} \quad (6)$$

From Eq. (6), the following equation can be easily derived for center distance c .

$$c = r_1 + r_2 = \frac{N_1 + N_2}{2P_d} \quad (7)$$

The smaller of two meshing gears is usually called the *pinion*. Combination of Eqs. (5) and (6) gives the useful relationship

$$pP_d = \pi \quad (8)$$

Figure 10-7 shows a number of gear teeth of different diametral pitches in actual size.

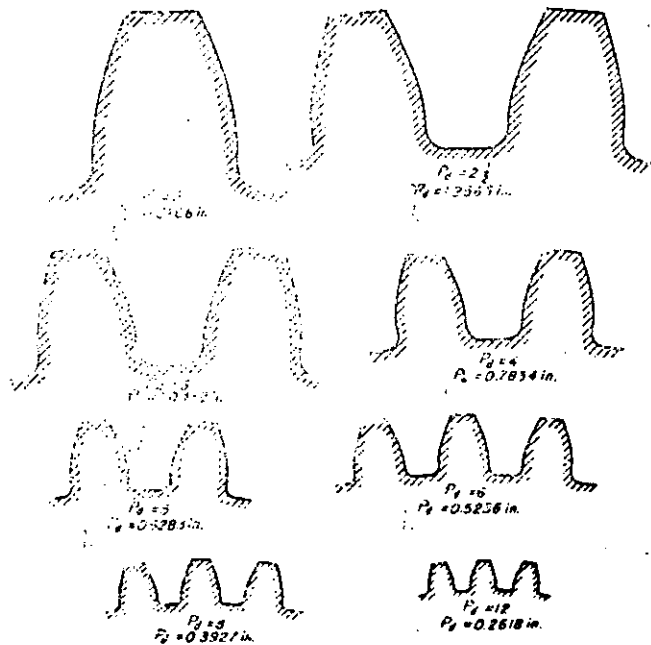


Figure 10-7 Actual sizes of gear teeth of various diametral pitches.

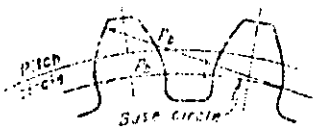


Figure 10-8 Base pitch.

(c) *Base pitch* is defined as the distance from a point on one tooth to the corresponding point on the adjacent tooth measured around the base circle. As shown in Fig. 10-8, the base pitch is also the distance from tooth to tooth measured on a tangent to the base circle. Since the radius of the base circle is $r \cos \phi$, where r is the pitch radius,

the base pitch is equal to the circumference of the base circle divided by the number of teeth in the gear. Thus,

$$F_b = \frac{2\pi r \cos \phi}{N} = p \cos \phi = \frac{\pi \cos \phi}{P_d} \quad (9)$$

For $\phi = 14\frac{1}{2}^\circ$,

$$P_d = \frac{3.0415}{p} \quad (10)$$

For $\phi = 20^\circ$,

$$P_d = \frac{2.9521}{p} \quad (11)$$

Example 1. What is the thickness of a $4P_d$ tooth measured along the pitch circle?

Solution. By Eq. (8): $p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{4} = 0.7854$ in.

The thickness of the tooth along the pitch circle for no backlash can be taken as one-half the value of the p if clearance or backlash is neglected. Hence

$$\text{tooth thickness} = \frac{1}{2} \times 0.7854 = 0.3927 \text{ in.}$$

Example 2. A 20-tooth $5P_d$ gear meshes with a 63-tooth gear. Find the value of the standard center distance.

Solution. By Eq. (6):

$$\text{Pitch radius: } r_1 = \frac{N_1}{2P_d} = \frac{20}{2 \times 5} = 2.0 \text{ in.}$$

$$\text{Pitch radius: } r_2 = \frac{N_2}{2P_d} = \frac{63}{2 \times 5} = 6.3 \text{ in.}$$

$$\text{Center distance: } c = r_1 + r_2 = 2.0 + 6.3 = 8.3 \text{ in.}$$

Example 3. Two $8P_d$ gears are to be mounted on a center distance of 16 in. The speed ratio is to be 7 : 9. Find the number of teeth in each gear.

Solution. By the given conditions:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{7}{9} \quad \text{or} \quad N_1 = \frac{7}{9} N_2$$

$$\text{In Eq. (7): } 2P_d c = N_1 + N_2 = \frac{7}{9} N_2 + N_2 = \frac{16}{9} N_2$$

$$N_2 = \frac{9}{16} \times 2P_d c = \frac{9}{16} \times 2 \times 8 \times 16 = 144 \text{ teeth}$$

$$N_1 = \frac{7}{9} \times 144 = 112 \text{ teeth}$$

6. Gear Pitches in SI Units

The use of the letter N to represent the number of teeth in a gear is so firmly established in practice that its use will be continued in this chapter. When the force newton must be designated it will be spelled out in full.

In SI units, the size of teeth is specified by module m_o , where the module is taken as

$$m_o = \frac{d}{N} = \frac{2r}{N} \quad (6a)$$

Pitch diameter d and pitch radius r must be in millimeters and N is the number of teeth. Module m_o thus has the dimension of millimeters.

Equation (6a) can be related to Eq. (6) as follows:

$$m_o = \frac{d \text{ (mm)}}{N} = \frac{25.4d \text{ (in.)}}{N} = \frac{25.4}{P_d} \quad (6b)$$

The center distance c for a pair of meshing gears, from Eq. (6a), is

$$c = r_1 + r_2 = \frac{m_o}{2}(N_1 + N_2) \quad (7a)$$

As before, the circular pitch p is equal to the pitch circle circumference πd divided by the number of teeth N .

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m_o \quad (8a)$$

The last form of this equation is formed by the substitution of Eq. (6a).

Example 1A. What is the thickness of a module 6 tooth measured along the pitch circle?

Solution. By Eq. (8a), $p = \pi m_o = 6\pi = 18.85$ mm

For no backlash, the thickness of tooth on the pitch circle is equal to one-half the circular pitch.

Example 2A. A 20-tooth module 5 gear meshes with a 63-tooth gear. Find the value of the standard center distance.

Solution. By Eq. (6a):

$$\text{Pitch radius: } r_1 = \frac{1}{2}m_o N_1 = \frac{1}{2} \times 5 \times 20 = 50 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{1}{2}m_o N_2 = \frac{1}{2} \times 5 \times 63 = 157.5 \text{ mm}$$

$$\text{Center distance: } c = r_1 + r_2 = 207.5 \text{ mm}$$

Example 3A. Two module 3 gears are to be mounted on a center distance of 384 mm. The speed ratio is 7:9. Find the number of teeth in each gear.

Solution. By the given conditions:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{7}{9}, \quad \text{or, } N_1 = \frac{7}{9}N_2$$

$$\text{By Eq. (7a): } c = \frac{m_o}{2} \left(\frac{7}{9}N_2 + N_2 \right) = \frac{3}{2} \times \frac{16}{9}N_2 = 384$$

$$\frac{8}{3}N_2 = 384 \quad N_2 = 144 \text{ teeth}$$

$$N_1 = \frac{7}{9} \times 144 = 112 \text{ teeth}$$

7. Standard Systems of Gearing

The American Gear Manufacturers Association has recommended that the basic pressure angle ϕ be either 20° or 25° with full-depth addendums equal to 1 P_d . Standards are retained for the 14½° full-depth involute system, the 14½° composite system, and the 20° involute stub-tooth system. These latter systems are required mainly for the replacement of gears already in service.

As the number of teeth in a gear is increased, the involute tooth outline becomes straighter until at the limit, when the radius is infinite, the gear becomes a rack with straight-sided teeth. Such racks have been standardized by the AGMA as follows.

(a) **20° Full-Depth Involute.** These gears have a 20° pressure angle and the basic rack illustrated in Fig. 10-9. This is a widely used system of gearing. The rack for ϕ equal to 25° is similar except for the change in the angle.

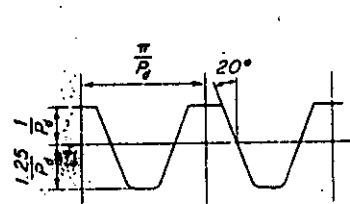


Figure 10-9 Basic rack for 20° full-depth involute system. 25° system is similar except for change in angle.

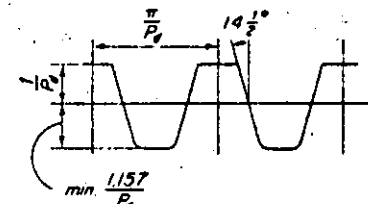


Figure 10-10 Basic rack for 14½° full-depth involute system.

(b) **14½° Full-Depth Involute.** This is an involute tooth form whose basic rack has straight-sided teeth, as shown in Fig. 10-10. This system of gearing is very satisfactory, provided there is a considerable number of teeth in the gears. As will be explained, when the number of teeth is small, these gears, if made by one of the generating processes, are subject to undercutting, which may reduce the duration of contact between the teeth. They cannot be operated interchangeably with gears of the 14½° composite system. The tooth outlines are different, and true gear action cannot take place.

(c) **14½° Composite System.** In this system, the tooth curve is an involute for a short distance each side of the pitch line, but is a cycloid for the inner and outer portions of the outline. Such gears are usually cut with the formed milling cutter shown in Fig. 10-13. The proportions for the basic rack for the system are given in Fig. 10-11. The least number of teeth for satisfactory action is twelve. This system is sometimes erroneously called the "standard 14½° involute system." However, as mentioned above, only a portion of the tooth is of involute form.

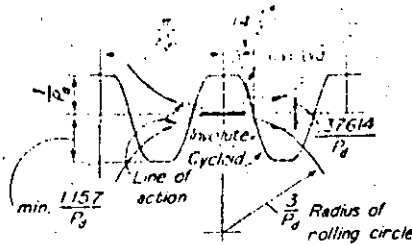


Figure 10-11 Basic rack for 14 1/2° composite system.

(d) **20° Stub-Tooth Involute.** Gears in this system operate on a pressure angle of 20°, and have shorter addenda and dedenda than the full-depth systems. The basic rack is shown in Fig. 10-12. Although undercutting has been lessened, the short addendum reduces the duration of contact. Vibration may occur, especially in gears of few teeth, because of insufficient overlap in the gear action, as is explained in Section 14.

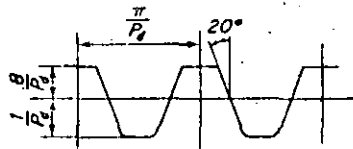


Figure 10-12 Basic rack for 20° stub-tooth involute system.

(e) **Fellows Gear Shaper System.** This system uses a pressure angle of 20° and two diametral pitches, such as 4, 8, and so forth. The numerator indicates the pitch, which determined the thickness of the tooth and the pitch diameter. The denominator is used for determining the addendum in the usual manner. A gear having shortened or stub teeth is thus produced. Figures 10-9 to 10-12, inclusive, illustrate the basic racks for the designated systems of gearing. The actual cutting tools, however, must have the tip of the teeth extended in order to cut the clearance f on the mating gear. This clearance is usually made equal to $0.157/P_d$, or $0.25/P_d$.

8. Methods of Manufacture

Gear teeth are formed by the following milling or generating processes.

(a) **Milling Cutter.** Spur gears may be made from a blank by removing the material between the teeth on a milling machine that uses the formed cutter shown in Fig. 10-13.

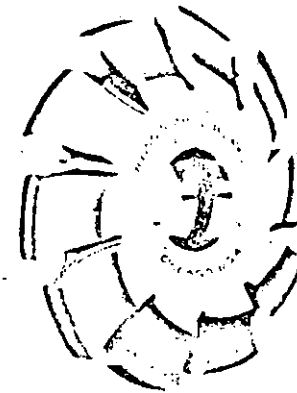


Figure 10-13 Formed circular cutter for gear teeth. (Courtesy Illinois Tool Works.)

Gears of the 14 1/2° composite system are usually made by this method. Since the geometric curves forming the sides of the teeth vary with the number of teeth in the gear, eight cutters are required for each pitch if gears of all sizes are to be cut. The eight cutters and the range of each are as follows.

- No. 1: 135-rack
- No. 2: 55-134 teeth
- No. 3: 35-54 teeth
- No. 4: 26-34 teeth
- No. 5: 21-25 teeth
- No. 6: 17-20 teeth
- No. 7: 14-16 teeth
- No. 8: 12 and 13 teeth

Cutters are theoretically correct only for the lowest number of teeth in each range. If, when gears are being cut near the higher end of the range, a more accurate tooth form is desired, cutters in half-numbers suitable for gears with such numbers of teeth are also available.

The following pitches are considered standard.

- $P_d 1-P_d 2$ varying by 1/2 diametral pitch
- $P_d 2-P_d 3$ varying by 1/3 diametral pitch
- $P_d 3-P_d 12$ varying by 1 diametral pitch
- $P_d 12-P_d 32$ varying by 2 diametral pitch

Gears with large-size teeth are frequently made by formed cutters because of the lack of suitable generating machines and tools.

Example 4. Two spur gears have a 3 : 1 ratio. The center distance is to be 11.600 in. Determine whether it is possible to use standard gears of $P_d = 4$ for this train.

Solution.

$$N_2 = 3N_1$$

In Eq. (7): $N_1 + N_2 = N_1 + 3N_1 = 2P_d c$

$$4N_1 = 2 \times 11.6P_d$$

$$N_1 = 5.8P_d$$

When $P_d = 4$ is substituted in this equation, the right side will not be an integer. Gears with $P_d = 4$ therefore cannot be used for this train.

(b) *Rack Generation.* Gear tooth forms may be produced by another method, known as generating. Since a rack may be considered a gear of infinite radius, a tool of this shape may be constructed of hardened steel with cutting edges around the boundaries of the teeth. The tool is given a reciprocating motion parallel to the gear axis. At the same time, the gear blank is slowly rotated, and the rack is given a lateral motion equal to the pitch-line velocity of the gear. The material between the gear teeth is cut away and involute teeth are generated, as shown in Fig. 10-14. Only one tool for each pitch will be required to cut gears of any number of teeth.

(c) *Hobbing.* The hobbing process generates teeth from a straight-sided tool as shown in Fig. 10-15. The hob may be considered a cylinder around which a thread of the same cross section as a rack tooth has been helically wound. The resulting worm is gashed, the edges are relieved, and are then hardened and ground. The hob is located to give the proper depth of cut and is then rotated. Kinematically, the action of the hob on the blank is equivalent to that of a rack cutter. The lead of the helix of the hob as it rotates simulates the lateral motion of the rack. As the cutting progresses, the hob is fed axially along the blank until the teeth extend across the entire width of face. The hobbing process accounts for the major portion of gears made in quantity production.

(d) *Fellows Gear Shaper Method.* This is a generating process using a cutter that resembles a hardened gear with properly relieved edges. Cutter and blank are mounted on parallel axes and are slowly rotated; the cutter is given an additional reciprocating motion on its axis. Teeth are generated in the blank as shown in Fig. 10-16. At the beginning, the cutter is fed radially into the blank a distance equal to the depth of the tooth. The Fellows method must be used for cutting internal gears. The method is also suitable for shoulder gears where space is restricted at one end of the teeth, as in the

cluster gears of automobile transmissions. Fellows cutters are made to cut gears of all systems.

Hobbed and shaped teeth are usually provided with a small amount of tip relief. The cutting tools are modified to cut the tooth slightly narrower in the outer portion. The oncoming pair of teeth pick up the load more gradually, and errors in tooth form and spacing have less effect in producing noise and vibration.

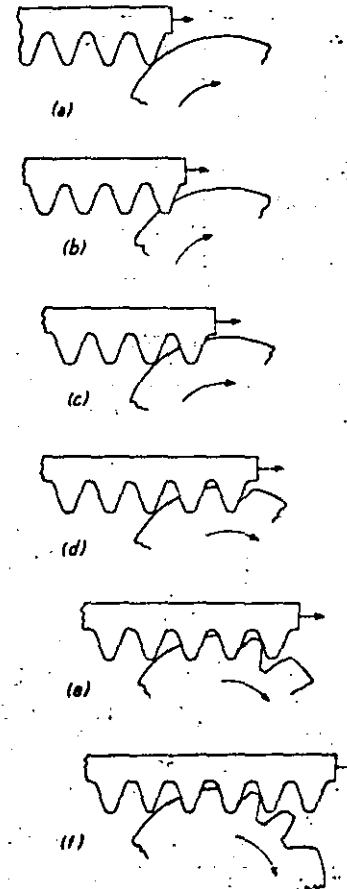


Figure 10-14 Rack generation of involute teeth.

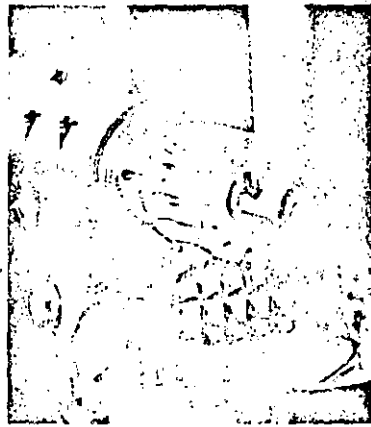


Figure 10-15 Hob with partially cut gear blank.

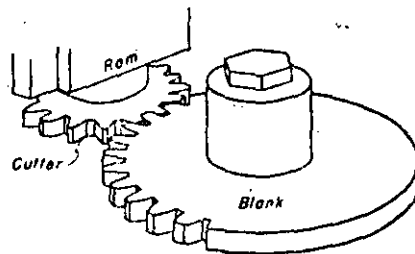


Figure 10-16 Fellows gear shaper method of forming gear teeth.

9. Gear Finishing Methods

For high speeds and heavy loads, a finishing operation, subsequent to cutting, may be required to bring the tooth outline to a sufficient degree of accuracy and surface finish. The following methods are in use.

(a) *Gear Shaving*. The gear is run with a specially made cutter resembling a gear, or rack. The cutter tooth has an axial component of motion on the tooth surface, which removes fine hair-like chips. Shaving is done prior to hardening, and sufficient stock must be allowed for this operation. Shaving is a widely used finishing method for gears made in large quantities.

(b) *Honing*. Here the hardened gear is run with an abrasive impregnated plastic helical gear-shaped tool, which will make minor tooth-form corrections and improve the smoothness of the surface.

(c) *Lapping*. The gear is run with a gear-shaped lapping tool in an abrasive-containing medium. Sometimes two mating gears are similarly run. An additional relative motion in the axial direction is required for spur and helical teeth. Excessive lapping can be detrimental to the involute shape.

(d) *Grinding*. Grinding can be used to give the final form to the teeth after heat treatment. Errors resulting from distortion in hardening can be corrected. When cutting, sufficient stock must be allowed on the tooth surface. Some fine-pitch gears are ground from solid blanks.

(e) *Burnishing*. This is a plastic smearing process resulting from rubbing pressure, which flattens and spreads minute surface irregularities. A special hardened burnishing tool is used. The process will not correct errors due to improper cutting.

10. Transmitted or Horsepower Load

With a pair of gears, power is transmitted by the force that the tooth of one gear exerts on the tooth of the other. This force is directed along the line of action or pressure line, as shown in Fig. 10-4. If the gears are transmitting power at a constant rate and are turning at a constant rpm, the force along the pressure line must be a constant also. The velocity along the pressure line is equal to the tangential velocity of the base circles.

The tangential velocity of the pitch circle is given by

$$V = \frac{\pi dn}{12} \text{ fpm} \quad (12)$$

where d is the pitch diameter in inches, and n is the rpm.

A principle of mechanics states that a force can be considered as acting at any point along its line of action. In Fig. 10-17 let the force F_n between the

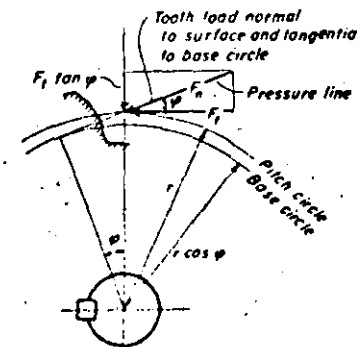


Figure 10-17 Transmitted or horsepower force

teeth be considered as acting at the pitch point O . This force has the value

$$F_n = \frac{33,000 \text{ hp}}{V_b} \quad (a)$$

where V_b is the tangential velocity of the base circle in feet per minute. It is equal to

$$V_b = \frac{\pi d n \cos \phi}{12} = V \cos \phi$$

From Fig. 10-17,

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \phi}$$

When these are substituted into Eq. (a), the result is

$$F_t = \frac{33,000 \text{ hp}}{V} \quad (13)$$

The radial component F_r of force F_n is equal to $F_t \tan \phi$.

11. Bending Capacity of Spur Gear Teeth

As the teeth rotate through the loading zone, the number of pairs of teeth in contact simultaneously varies from one to two or more. It is customary, however, to determine the ability of a single tooth to carry a bending load when the load is acting through the corner or the most unfavorable point as shown in Fig. 10-18.

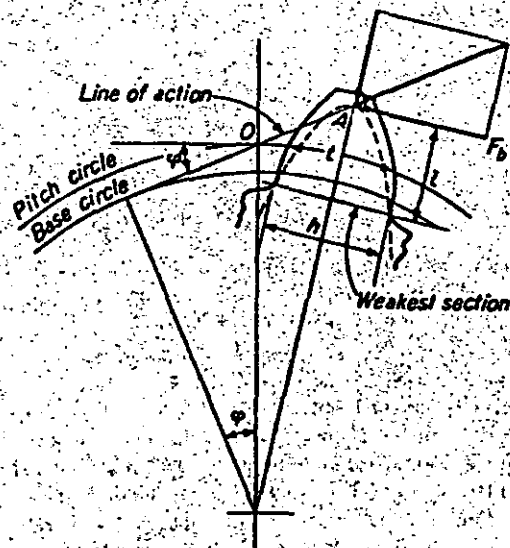


Figure 10-18 Beam strength of gear tooth.

The force along the pressure line in Fig. 10-18 is considered as being applied at the centerline of the tooth, where it is divided into radial and tangential components. The radial component causes a uniform compressive stress over the cross section, but it is customary to neglect this force when making stress calculations. The tangential component F_t produces a bending moment $F_t l$ at the base or narrowest portion of the tooth.

It is customary to compute the bending stress on the assumption that the tooth is a cantilever beam. If the elementary equation, $\sigma = 6M/bh^2$, for bending stress is used, the result at best is only approximate. Accuracy cannot be secured because the tooth is short and thick and nonuniform in cross section. It must be remembered that the derivation of the equation for bending stress assumed a long thin beam of constant cross section. In addition, for concentrated loads, the equation is valid only at points a considerable distance away from the point of application of the force. Nevertheless it is customary to use the equation, and to make application in the following manner.

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} = \frac{F_t}{b} \times \frac{6l}{h^2} \quad (14)$$

Here b is the width of the tooth in the axial direction, and l and h are the height and thickness, as shown in Fig. 10-18.

The factor $h^2/6l$ is a purely geometrical property of the size and shape of the tooth and may be written as a function of the circular pitch p . Therefore, let

$$py = \frac{h^2}{6l} \quad \text{or} \quad y = \frac{h^2}{6lp} \quad (15)$$

The term y is a pure number and is called the form or Lewis factor. It depends on the number of teeth in the gear and the system of gearing used. Dimensions h and l must be for the cross section, which makes $h^2/6l$ a minimum.

Substitution of Eq. (15) into Eq. (14) gives

$$F_t = \sigma byp \quad (16)$$

Equation (16) gives the tangential load that the tooth can carry in beam action. Values of y for gears of different numbers of teeth are given in Table 10-1. Sometimes the form factor is expressed as Y , which includes the factor π . Thus,

$$Y = \pi y \quad (17)$$

Since $p = \pi/P_d$, Eq. (16) may be written

$$F_t = \sigma b \frac{Y}{P_d} \quad (18)$$

The distinction between Eqs. (13) and (16) should be noted. Equation (13) gives the values of the tangential force the gears are carrying. Equation

Table 10-1 FORM OR LEWIS FACTOR y FOR SPUR GEARS WITH LOAD AT TIP OF TOOTH

No. of Teeth	14-1/2° Full Depth	20° Full Depth	20° Stub	No. of Teeth	14-1/2° Full Depth	20° Full Depth	20° Stub	No. of Teeth	14-1/2° Full Depth	20° Full Depth	20° Stub
10	0.056	0.064	0.083	19	0.088	0.100	0.123	43	0.108	0.126	0.147
11	0.061	0.072	0.092	20	0.090	0.102	0.125	50	0.110	0.130	0.151
12	0.067	0.078	0.099	21	0.092	0.104	0.127	60	0.113	0.134	0.154
13	0.071	0.083	0.103	23	0.094	0.106	0.130	75	0.115	0.138	0.158
14	0.075	0.088	0.108	25	0.097	0.108	0.133	100	0.117	0.142	0.161
15	0.078	0.092	0.111	27	0.099	0.111	0.136	150	0.119	0.146	0.165
16	0.081	0.094	0.115	30	0.101	0.114	0.139	300	0.122	0.150	0.170
17	0.084	0.096	0.117	34	0.104	0.118	0.142	rack	0.124	0.154	0.175
18	0.086	0.098	0.120	38	0.106	0.122	0.145				

(16) gives merely the capacity of the tooth to resist a bending load and makes no reference to the actual load the teeth may be carrying. It may be necessary to adjust the right side of Eqs. (16) and (18) to take care of the effects of stress concentration.

12. Form or Lewis Factors for Spur Teeth

The form or Lewis factor is named for the American engineer who first made application of the bending equation to gear teeth.¹ Although gear materials and methods of manufacture have changed greatly since the values in Table 10-1 were published in 1893, they have remained in use to the present day with but minor changes.

Values of l and h , from which y could be computed by Eq. (15), are somewhat uncertain since they are influenced to a large extent by the size of the fillet radius r_f . For teeth made by milling cutters, the radius may sometimes be as small as $0.05p$. For radii of this size, the actual values of y are smaller than those shown in the table, and the teeth are then not as strong as Eq. (16), using tabular values, would indicate. In fact, fillets of rather generous size are required to give the y values of Table 10-1.

For teeth that increase in thickness all the way to the base, the length of the moment arm l may be found by inscribing a parabola within the tooth outline. It should be tangent to the fillets on either side, and the vertex should

¹See Lewis, W., "Investigation of the Strength of Gear Teeth," *Proc. Engr's Club Phila.*, 10, 1893, p. 16.

be at A , as in Fig. 10-18. The bending stresses are then computed for the cross section passing through the points of tangency.

Since the tensile strength of materials used for gears increases with the hardness,² working stress values for bending can be found in Table 10-2.

Table 10-2 ALLOWABLE WORKING STRESSES, PSI, AND VALUES OF K FOR GEAR MATERIALS

Material	Hardness		Bending, σ , psi		Compression, σ_c , psi	K , 14½° psi	K , 20° psi
	BHN	R_c	Spur, Helical	Bevel			
Cast iron	160-200		5,000	3,000	50,000	56	76
Cast iron	210-245		7,000	4,000	60,000	80	110
Steel	160-200		20,000	10,000	60,000	43	59
Steel	210-245		22,000	11,000	70,000	58	80
Steel	302-351	33-38	32,000	15,000	100,000	119	163
Flame or induction hardened		48-53	35,000	15,000	160,000	305	417
Carburized or case hardened		58-63	55,000	30,000	200,000	477	651

Values for K are calculated for both gears of the same material. For combinations of steel and cast iron or bronze, see Problem 12.

Example 5. Two 20° full-depth gears, $P_d = 4$, are made of steel, BHN = 350. Numbers of teeth are 24 and 48. Width of the face is 3 in. Find the bending capacity of the teeth.

$$\text{Solution. By Eq. (8): } p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{4}$$

$$\text{By Table 10-2: } \sigma = 32,000 \text{ psi, in bending}$$

The pinion is the weaker. By Table 10-1, $y = 0.107$ for $N_1 = 24$ teeth.

$$\text{By Eq. (16): } F_b = \sigma b y p = 32,000 \times 3 \times 0.107 \times \frac{\pi}{4} = 8,070 \text{ lb}$$

Stress concentration may indicate a reduction in the bending capacity.

Example 5A. Two 20° spur gears, $m_o = 6$, are to be made of steel, BHN = 350. Numbers of teeth are 24 and 48. Width of face is 75 mm. Find the bending capacity of the tooth.

$$\text{Solution. By Eq. (8a): } p = \pi m_o = 6\pi = 18.85 \text{ mm} \quad T : N \text{ units}$$

$$1 \text{ MPa} = 145 \text{ psi}$$

²See pp. 130 and 134 of Reference 4, end of Chapter.

By Table 10-2 or 10-2A: $\sigma = \frac{32,000}{145} = 220.7 \text{ MPa}$

By Table 10-1, for the pinion of 24 teeth, $y = 0.107$.

$$\begin{aligned} \text{By Eq. (6):} \quad F_s &= \sigma b y p \\ &= 220.7 \times .75 \times 0.107 \times 18.85 \\ &= 33,390 \text{ newtons} \end{aligned}$$

13. Limit Load for Wear

The gear teeth must also be sufficiently strong to carry the load F_s arising from the contact or compressive stress between the teeth. Calculations are made by considering the teeth as two parallel cylinders in contact.³ The radii of the cylinders are taken as the radii of curvature for the involutes when the teeth are making contact at the pitch point O , Fig. 10-19. Approximating the teeth as cylinders is satisfactory, for although the compressive stresses are very high, they decrease rapidly at locations removed from the area of contact.

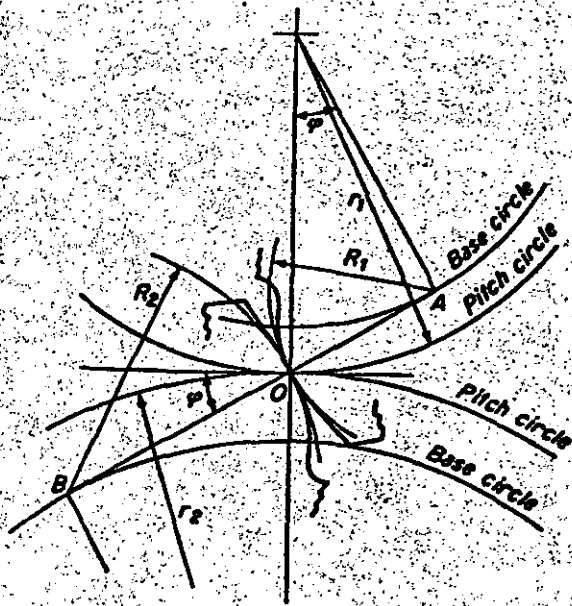


Figure 10-19 Radii of curvature R_1 and R_2 for tooth surfaces at pitch point O .

³See Buckingham, E., *Dynamic Loads on Gear Teeth*, New York: American Society of Mechanical Engineers, 1931, p. 41.

In Fig. 9-9 of Chapter 9, the maximum compressive stress p_s in the contact zone is shown as

$$p_s = 0.591 \sqrt{\frac{P_1 E_1 E_2}{E_1 + E_2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} \quad (a)$$

where P_1 is the load per axial inch pressing the cylinders together, E_1 and E_2 are the moduli of elasticity for the materials composing the gears, and R_1 and R_2 are the radii of curvature OA and OB , respectively, for the two gears.

When contact occurs at the pitch point, the radii of curvature for the involutes are

$$R_1 = \frac{d_1}{2} \sin \phi \quad (b)$$

$$R_2 = \frac{d_2}{2} \sin \phi = \frac{N_2 d_1}{2N_1} \sin \phi \quad (c)$$

The last form of Eq. (c) arises from the relationship $d_1/N_1 = d_2/N_2$.

Let p_s in Eq. (a) be called σ_{cs} , the surface endurance limit in compression for the gear materials. Substitution of Eqs. (b) and (c) gives

$$\sigma_{cs}^2 = 0.35 \frac{P_1 E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \phi} \left(1 + \frac{N_1}{N_2} \right)$$

Both sides of this equation are multiplied by the face width b , and the total load $P_1 b$ is given the name *wear load* F_w . The equation, when solved for F_w , gives

$$F_w = \frac{\sigma_{cs}^2 b d_1 \sin \phi}{1.40} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \left(\frac{2N_2}{N_1 + N_2} \right) \quad (19)$$

$$= d_1 b Q K \quad (20)$$

where

$$Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} \quad (21)$$

and

$$K = \frac{\sigma_{cs}^2 \sin \phi}{1.4} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (22)$$

Values for σ_{cs} and K for materials of different hardnesses are shown in Table 10-2 and 10-2A.

Example 6. Find the limit load for wear for the gears of Example 5.

Solution. By Eq. (21): $Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} = \frac{96}{72} = \frac{4}{3}$

By Table 10-2: $K = 163$ for BHN = 350

By Eq. (20): $F_w = d_1 b Q K = 6 \times 3 \times \frac{4}{3} \times 163 = 3,910 \text{ lb}$

Table 10-2A ALLOWABLE WORKING STRESSES, AND VALUES OF K FOR GEAR MATERIALS, SI UNITS

Material	Hardness		Bending, σ , MPa		Compression, σ_c , MPa	K_{141° , MPa	K_{20° , MPa
	BHN	R_c	Spur, Helical	Bevel			
Cast iron	160-200		34.5	20.7	344.8	0.386	0.524
Cast iron	210-245		48.3	27.6	413.8	0.552	0.759
Steel	160-200		137.9	69.0	413.8	0.297	0.407
Steel	210-245		151.7	75.9	482.8	0.400	0.552
Steel	302-351	33-38	220.7	103.4	689.7	0.821	1.124
Flame or induction hardened		48-53	241.4	103.4	1,103.4	2.103	2.876
Carburized or case hardened		58-63	379.3	206.9	1,379.3	3.290	4.490

Values for K apply when both gears are of same material.

For combinations of steel and cast iron or bronze, see Problem 12.

Stress values are those of Table 10-2 divided by 145, being the conversion factor from psi to MPa.

Example 6A. Find the limit load for wear for the gears of Example 5A.

Solution. By Eq. (6a): $d_1 = m_0 N_1 = 6 \times 24 = 144$ mm;

$$d_2 = m_0 N_2 = 6 \times 48 = 288$$
 mm

$$Q = \frac{2N_1}{N_1 + N_2} = \frac{96}{72} = \frac{4}{3}$$

By Table 10-2 or 10-2A: $\sigma_w = \frac{100,000}{145} = 689.7$ MPa

$$\begin{aligned} \text{By Eq. (22): } K &= \frac{\sigma_w^2 \sin \phi \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{1.4} \\ &= \frac{689.7^2 \times 0.342 \left(\frac{1}{200,000} + \frac{1}{200,000} \right)}{1.4} \\ &= 1.1621 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{By Eq. (20): } F_w &= d_1 b Q K = 144 \times 75 \times \frac{4}{3} \times 1.1621 \\ &= 16,730 \text{ newtons} \end{aligned}$$

14. Dynamic Load

The tangential horsepower force F_t transmitted from one gear to another can be easily determined by Eq. (13). However, this is not the entire force that acts between the teeth. Inaccuracies of tooth form and spacing, combined

with the inertia of the rotating masses, produce dynamic effects, which also act upon the teeth.

Since the accuracy of a gear cannot be fully determined in advance, the calculation of the dynamic load may introduce a considerable amount of uncertainty in the design of gears. Based on certain approximations, it is possible to derive the following equation⁴ for the dynamic load F_d arising from errors of tooth form and spacing.

$$F_d = \frac{2e}{t} \sqrt{km_s} \quad (23)$$

Here e is the sum of the errors, inches, of the two mating teeth, t is the time, seconds, during which the error is acting, k is the spring constant, pounds per inch, of the two mating teeth, and m_s is the effective mass, lb sec²/in., of the two gears.

15. Errors in Gears

Errors of tooth form and spacing in the cutting of the teeth are due to various causes and are difficult to control.⁵ Permissible tolerances for gear teeth can be found in the publication *Gear Classification Manual*⁶ 390.02, 1964, of the American Gear Manufacturers Association. It is convenient to use such tolerances as the expected error in gear teeth. Table 10-3 gives average values for the combined tooth-to-tooth spacing tolerances and profile tolerances.⁶

In the table quality No. 8 is the lowest and No. 12 is the highest. A gear hobbing machine in good condition with a properly shaped hob can be expected to give a quality of about No. 8. This quality is widely used in the general field of power transmission. Higher-quality gears may require special finishing operations, and will be more expensive. Automotive gears, for example, have qualities of No. 10 or 11. The designer aims to use the lowest-quality number that the intended service will permit.

A conservative estimate for t in Eq. (23) would be to say that the error e is acting during the time required for the rotation of a single pitch. The number of pitches turned per second is $n_1 N_1 / 60$, where n_1 is the rpm speed of the pinion or smaller gear, and N_1 is the number of teeth in this gear. The

⁴See Tuplin, W. A., "Dynamic Loads on Gear Teeth," *Machine Design*, 25, Oct. 1953, p. 203. See also p. 181 of Reference 6, end of chapter. Also see "Dynamic Loads on Gear Teeth," *Design News*, June 7, 1971, p. 71.

⁵See *Right and Wrong of Hob Sharpening*, Chicago: Illinois Tool Works, 1942. See also pp. 9-28, 22-15, and 22-24 of Reference 3, end of chapter.

⁶These values are found by squaring the tooth-spacing tolerances and the profile tolerances, adding together, and taking the square root.

Table 10-3 TOTAL TOOTH-TO-TOOTH SPACING AND PROFILE ERRORS, ϵ , INCHES

AGMA Quality No.	Pitch	Pitch Diameter					
		1½ in. 38.1 mm	3 in. 76.2 mm	6 in. 152.4 mm	12 in. 304.8 mm	25 in. 635.0 mm	50 in. 1,270.0 mm
8	$P_d = 2; m_o = 12.7$ mm			0.0048	0.0050	0.0052	0.0055
	$P_d = 4; m_o = 6.35$ mm		0.0032	0.0034	0.0036	0.0037	0.0040
	$P_d = 8; m_o = 3.175$ mm	0.0022	0.0023	0.0024	0.0025	0.0028	0.0029
	$P_d = 16-19.99;$ $m_o = 1.5875-1.2706$ mm	0.0017	0.0018	0.0019	0.0020	0.0021	0.0023
9	$P_d = 2; m_o = 12.7$ mm			0.0033	0.0034	0.0037	0.0039
	$P_d = 4; m_o = 6.35$ mm		0.0022	0.0023	0.0025	0.0027	0.0027
	$P_d = 8; m_o = 3.175$ mm	0.0016	0.0017	0.0018	0.0019	0.0019	0.0020
	$P_d = 16-19.99$ $m_o = 1.5875-1.2706$ mm	0.0013	0.0013	0.0014	0.0014	0.0015	0.0016
10	$P_d = 2; m_o = 12.7$ mm			0.0024	0.0025	0.0026	0.0027
	$P_d = 4; m_o = 6.35$ mm		0.0016	0.0017	0.0018	0.0019	0.0020
	$P_d = 8; m_o = 3.175$ mm	0.0012	0.0012	0.0012	0.0013	0.0014	0.0015
	$P_d = 16-19.99$ $m_o = 1.5875-1.2706$ mm	0.0009	0.0010	0.0010	0.0010	0.0011	0.0011
11	$P_d = 4; m_o = 6.35$ mm		0.0012	0.0012	0.0013	0.0014	0.0015
	$P_d = 8; m_o = 3.175$ mm	0.0008	0.0009	0.0009	0.0009	0.0010	0.0011
	$P_d = 16-19.99$ $m_o = 1.5875-1.2706$ mm	0.0006	0.0007	0.0007	0.0007	0.0008	0.0008
12	$P_d = 4; m_o = 6.35$ mm		0.0009	0.0009	0.0009	0.0010	0.0010
	$P_d = 8; m_o = 3.175$ mm	0.0006	0.0006	0.0007	0.0007	0.0007	0.0008
	$P_d = 16-19.99$ $m_o = 1.5875-1.2706$ mm	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005	0.0006	0.0006

Entries in table are inches.

time t for the passage of a single pitch, then is

$$t = \frac{60}{n_1 N_1} \text{ sec} \quad (24)$$

16. Spring Constant and Effective Mass

It was shown in Example 10, Chapter 1, that if the spring constant for a cantilever is k , then any other geometrically similar cantilever, but of the same length b , will have an equal value for the spring constant. The

same is true for gear teeth since if the only change is in the pitch, the teeth are geometrically similar. It can be shown⁷ that the average value of the spring constant for a pair of meshing teeth can be represented by

$$k = \frac{b}{9} \left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \right) \quad (25)$$

where E_1 and E_2 are the moduli of elasticity for the materials of the two gears.

When both gears are steel, $E_1 = E_2 = 30,000,000$ psi, the value of k for a meshing pair becomes

$$k = 1,670,000b \text{ lb/in.} \quad (26)$$

When one gear is steel, $E_1 = 30,000,000$ psi and the other gear is cast iron or bronze, $E_2 = 16,000,000$ psi, then

$$k = 1,160,000b \text{ lb/in.} \quad (27)$$

Here b is the width of face of the gears.

The moment of inertia of a gear can be found by approximating it as a solid circular cylinder of diameter equal to the pitch diameter of the gear, and axial length equal to the face width of the teeth. The mass moment of inertia I , Fig. 10-20(a), then is

$$I = m \frac{r^2}{2} \quad (a)$$

where m is the mass, with dimensions of $\text{lb sec}^2/\text{in.}$ as found from Newton's second law of motion, mass = force/acceleration. Mass is thus equal to the weight divided by the gravitational constant g .

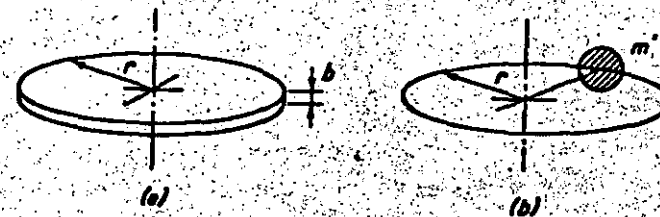


Figure 10-20 Moment of inertia of solid circular cylinder.

A concentrated mass m' , located at the pitch circle, Fig. 10-20(b), has a moment of inertia I' about the axis of

$$I' = m' r^2 \quad (b)$$

Suppose m' were of such size as to make I and I' equal. Then

$$m' = \frac{1}{2} m \quad (c)$$

⁷See Niemann, G., and H. Rettig, "Error-Induced Dynamic Gear Tooth Loads," Proc. Inter. Conf. Gearing, London: Institution of Mechanical Engineers, 1958, p. 31. See also p. 432 of Reference 1, end of chapter.

The dynamical system of the two gears is considered as the masses m'_1 and m'_2 concentrated at the pitch circles connected by a spring comprising the two teeth. For such a system, the effective mass m_e is given by the following equation.

$$\frac{1}{m_e} = \frac{1}{m'_1} + \frac{1}{m'_2} \quad (28)$$

Mass m'_1 of the pinion is equal to

$$m'_1 = \frac{1}{2} m_1 = \frac{\pi r_1^2 b \gamma_1}{2g} \quad (29)$$

where γ_1 is the weight per cubic inch of the material.

Mass m'_2 of the gear is given by a similar equation.

$$m'_2 = \frac{1}{2} m_2 = \frac{\pi r_2^2 b \gamma_2}{2g} \quad (30)$$

where γ_2 is the weight per cubic inch of the material composing the gear.

Substitution into Eq. (28) gives

$$\frac{1}{m_e} = \frac{2g}{\pi b} \left(\frac{1}{\gamma_1 r_1^2} + \frac{1}{\gamma_2 r_2^2} \right) \quad (31)$$

17. Design Equations for Dynamic Load

The spring constant for a pair of gears will change while a tooth is passing through the contact zone since one, two, or sometimes more, pairs may be in contact at different times. During the central portion of the passage, a single pair is in contact, which must carry the entire load. On a conservative basis the spring constant, as given by Eq. (26) or (27), will be used in arriving at a design equation.

(a) *Steel Pinion—Steel Gear.* Here $\gamma_1 = \gamma_2 = 0.283 \text{ lb/in.}^3$ and acceleration g due to gravity is taken as 386 in./sec^2 . Equation (31) becomes

$$\frac{1}{m_e} = \frac{2 \times 386}{\pi b \cdot 0.283} \left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2} \right) = \frac{868}{b} \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 r_2^2} \right) \text{ lb sec}^2 \quad (a)$$

This equation, together with $k = 1,670,000b \text{ lb/in.}$ and $t = 60/n_1 N_1 \text{ sec.}$ are now substituted into Eq. (23).

$$\begin{aligned} F_d &= \frac{2e}{t} \sqrt{k m_e} \\ &= \frac{2e n_1 N_1}{60} \sqrt{1,670,000b \times \frac{b}{868} \left(\frac{r_1^2 r_2^2}{r_1^2 + r_2^2} \right)} \\ &= \frac{1.46e n_1 N_1 b r_1 r_2}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}} \text{ lb} \end{aligned} \quad (32)$$

(b) *Steel Pinion—Cast-Iron Gear.* Here $\gamma_1 = 0.283 \text{ lb/in.}^3$ and $\gamma_2 = 0.256 \text{ lb/in.}^3$. Equation (31) becomes, after values for g , γ_1 , and γ_2 are substituted,

$$\frac{1}{m_e} = \frac{2g}{\pi b \gamma_2} \left[\frac{r_1^2 + (\gamma_2/\gamma_1)r_2^2}{r_1^2 r_2^2} \right] = \frac{960}{b} \left(\frac{r_1^2 + 0.9r_2^2}{r_1^2 r_2^2} \right) \text{ in. lb sec}^2$$

This, together with $k = 1,160,000b \text{ lb/in.}$ and $t = 60/n_1 N_1 \text{ sec.}$ gives

$$F_d = \frac{1.16e n_1 N_1 b r_1 r_2}{\sqrt{r_1^2 + 0.9r_2^2}} \text{ lb} \quad (33)$$

The load capacity of a pair of gears is based on either the bending or wear capacity, whichever is the smaller. The force F_t remaining for transmitting the desired horsepower is found by deducting the dynamic load F_d . The following equations result.

$$F_t = F_s - F_d \quad (34)$$

$$F_t = F_w - F_d \quad (35)$$

The pitch line velocity is given by Eq. (12), and the horsepower by Eq. (13).

Example 7. Let the quality number for the gears of Examples 5 and 6 be No. 8.

The pinion is turning 860 rpm. Find the dynamic load for these gears and the horsepower they are transmitting.

Solution. By Table 10-3: $e = 0.0034 + 0.0036 = 0.0070 \text{ in.}$

$$\begin{aligned} \text{By Eq. (32): } F_d &= \frac{1.46 \times 0.0070 \times 860 \times 24 \times 3 \times 3 \times 6}{\sqrt{3^2 + 6^2}} \\ &= 1,700 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\text{Pitch-line velocity: } V = \frac{\pi d_1 n_1}{12} = \frac{\pi 6 \times 860}{12} = 1,351 \text{ fpm}$$

Horsepower will be based on the wear capacity of Example 6 since it is smaller than the bending capacity of Example 5.

$$\text{By Eq. (35): } F_t = F_w - F_d = 3,910 - 1,700 = 2,210 \text{ lb}$$

$$\text{hp} = \frac{F_t V}{33,000} = \frac{2,210 \times 1,351}{33,000} = 90.6$$

Example 8. Two 20° full-depth gears are carburized and have an AGMA quality

No. 8. Center distance is 4.5 in.; 2:1 reduction. Pinion turns 3,450 rpm. If the gears are transmitting 190 hp, find suitable values for P_d and b .

Solution. This type of problem is best solved by assuming a value for P_d and then testing to see whether it is satisfactory.

$$\begin{aligned} \text{Let: } P_d &= 6 \\ r_1 &= \frac{1}{3} \times 4.5 = 1.5 \text{ in.; } d_1 = 3 \text{ in.; } N_1 = 18 \\ r_2 &= \frac{2}{3} \times 4.5 = 3.0 \text{ in.; } d_2 = 6 \text{ in.; } N_2 = 36 \end{aligned}$$

Backlash is usually obtained by setting the cutting tools deeper into the blank to produce a thinner tooth and wider space. Tooth thickness is usually reduced for each gear, although it is possible to obtain the backlash by making the teeth thinner on but one of the gears. Backlash can also be increased or decreased by giving a small variation to the center distance at which the gears are mounted. Recommended backlash values are given in Table 10-4. For gear trains in precision equipment and instruments it is frequently necessary to keep the backlash at a very low value. For involute teeth, backlash and variation in center distance have no effect on theoretically correct gear tooth action.

Table 10-4 RECOMMENDED BACKLASH AFTER ASSEMBLY

P_d	Backlash, in.	P_d	Backlash, in.
1	0.025-0.040	5	0.006-0.009
1½	0.018-0.027	6	0.005-0.008
2	0.014-0.020	7	0.004-0.007
2½	0.011-0.016	8-9	0.004-0.006
3	0.009-0.014	10-13	0.003-0.005
4	0.007-0.011	14-32	0.002-0.004

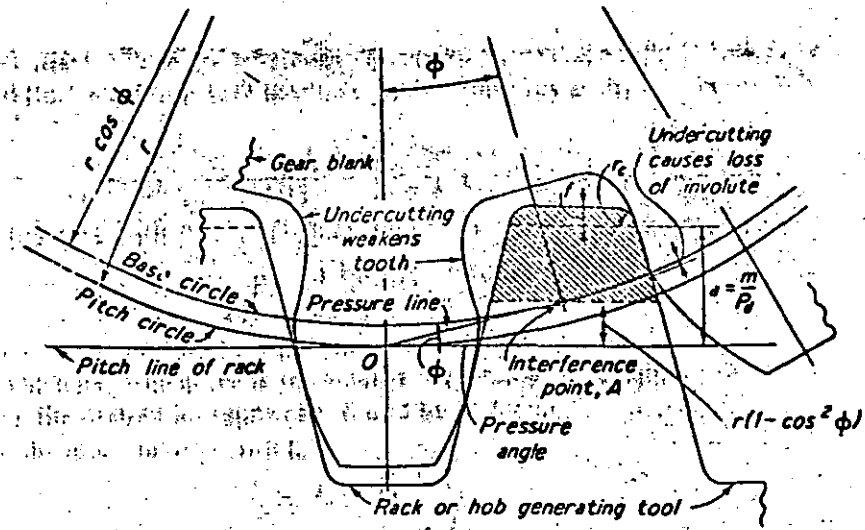


Figure 10-25 Undercutting in generated gear resulting from insufficient number of teeth.

26. Dimensioning of Gears

The drawing for a gear should show the outside diameter and thickness of the blank with suitable tolerances. The number of teeth, diametral pitch, and pressure angle should be given. Backlash should be taken into account, and the tooth thickness, as measured around the theoretical pitch circle, should be shown. Tooth thickness should be expressed with a tolerance, but the pitch circle diameter should be given as a flat dimension. The addendum and whole depth should also be shown. It is usually helpful to include the center distance, number of teeth in the mating gear, and backlash after assembly. It is good practice, however, to avoid giving superfluous interdependent theoretical dimensions.

27. Undercutting in Gear Teeth

A gear having few teeth, if made by one of the generating processes, has undercut flanks¹³ as illustrated in Fig. 10-25. For such gears, the end of the cutting tool extends inside the interference point A or point of tangency

of base circle and pressure line, and removes an excessive amount of metal. Undercutting not only weakens the tooth, but removes a small portion of the involute adjacent to the base circle; this loss of involute may cause a serious reduction in the length of contact. Gear action can take place only on the involute, which ends at the base circle. The portion of the mating tooth that projects inside the interference point is therefore not needed for the operation of the gears.

Undercutting can be prevented by using more and smaller teeth in the gear. No undercutting can occur if the addendum does not extend inside the interference point A. In Fig. 10-25 the height from the interference point to the center of the gear is $r \cos^2 \phi$. The distance from the pitch line of the rack to the interference point, $r(1 - \cos^2 \phi)$ or $r \sin^2 \phi$, should be set equal to the addendum a or m/P_d of the cutting tool. Pitch radius r is equal to $N/2P_d$, so that addendum a is equal to

$$a = \frac{m}{P_d} = \frac{N}{2P_d} \sin^2 \phi \quad \text{or} \quad N = \frac{2m}{\sin^2 \phi} \quad (41)$$

The minimum number of teeth that a gear must have if generated teeth are not to be undercut are as follows:

- For 14½° full-depth gears: $m = 1; N = 32$
- For 20° full-depth gears: $m = 1; N = 17$
- For 20° stub teeth: $m = 0.8; N = 14$

¹³See Spotts, M. F., "Undercutting of Hobbed Spur Gear Teeth," *Machine Design*, 28, Apr. 19, 1956. 123.

Generated gears having fewer teeth than indicated above should be used only when the resulting loss of involute will not reduce the length of contact below a satisfactory value. The superiority of 20° gears, when the number of teeth is small, should be noted.

Should the gear in Fig. 10-25 be made by some method that would not undercut the flanks, there would be interference of metal, and the gear would probably neither mesh nor roll with another gear. Undercutting and interference can be avoided in gears of few teeth by using a system with a larger pressure angle, or by cutting the teeth on the long and short addendum system described in the following section. Cycloidal gear teeth neither undercut nor interfere. This advantage is retained by the $14\frac{1}{2}^\circ$ composite system.

Involutes are of course produced by all the standard generating systems. However, in order to determine what the teeth actually look like, the method of production and the particular tool that will be used must be taken into account. Such information can be secured by making a large-scale layout of the teeth of both gears. It is especially needed when the number of teeth is small, and it is necessary to determine the extent of the undercutting. A magnified cutter should be made from a piece of tracing paper and rolled over the circle representing the blank; successive positions should be traced until the tooth outline is generated. The teeth of both gears can then be meshed together, and definite information can be obtained regarding undercutting and loss of involute, radius of fillet, length of contact, overlap, length of addendum, and depth of cut.

28. Long and Short Addendum Gearing

A very successful method of avoiding undercutting is to use the so-called "long and short addendum gearing." The addendum on the pinion or smaller gear is made longer than standard, and the addendum of the larger gear is made shorter by an identical amount. The gears are generated by the same rack or hob as for gears with standard addenda. The pressure angle during operation is unchanged.

The outside diameter of the pinion is increased, and since the hob penetrates less deeply into the blank, undercutting is reduced or eliminated. The increase of radius for the blank at which undercutting can be just avoided is equal to the value of e , as shown in Fig. 10-26. Here the end of the rack tooth, not counting clearance f , passes through the

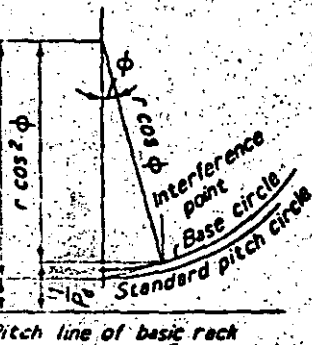


Figure 10-26 Shift in position of generating rack to cause addendum pass through interference point gear. $P_d = 1$.

Section 28.

interference point. From the figure,

$$e = \frac{1}{P_d} - r(1 - \cos^2 \phi) = \frac{1}{P_d} - r \sin^2 \phi \quad (42)$$

Example 11. Find the shift in the position of the rack necessary to eliminate undercutting in a $14\frac{1}{2}^\circ$ full-depth gear of 18 teeth. $P_d = 1$.

Solution. $r = \frac{N}{2P_d} = \frac{18}{2} = 9$ in.

In Eq. (42): $e = \frac{1}{1} - 9(1 - 0.96815^2) = 1 - 0.5642 = 0.4358$ in.

Although the value of e can be selected at the discretion of the designer, it is frequently rounded off to a value somewhat larger than that given by Eq. (42).

The teeth in Fig. 10-26 are thicker than those of a standard gear, and the spaces are thinner. Tooth thickness can be easily determined from Fig. 10-27, which shows an oversize blank with teeth cut by a rack located a distance e from the pitch circle of the gear. The pitch circle rolls without slipping along pitch line TT' of the rack. Segment OA equals arc OE , and the tooth thickness t on the pitch circle for the chosen value of e is

$$t_1 = 2e \tan \phi + \frac{1}{2}p \quad (43)$$

Figure 10-27 illustrates the cutting of an oversize pinion. When the oversize gear blank is cut, the rack is located a distance e inside the pitch circle, and the tooth thickness is reduced to

$$t_2 = -2e \tan \phi + \frac{1}{2}p \quad (44)$$

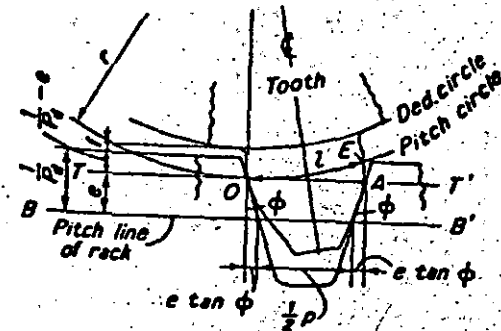


Figure 10-27 Change in tooth thickness resulting from non-standard setting of generating rack.

Example 12. Find the thickness of the tooth on the pitch circle for $14\frac{1}{2}^\circ$ gears, if e is taken as 0.5 in. for $P_d = 1$.

Solution.

$$p = \frac{\pi}{P_d} = 3.1416$$

11

BEVEL, WORM, AND HELICAL GEARS

Bevel, worm, and helical gears are advanced forms of gearing capable of meeting special requirements of geometry or strength that cannot be obtained from spur gears. Bevel gears, with straight or spiral teeth cut on cones, can be used to connect intersecting shafts. A worm gear, consisting of a screw meshing with a gear, can be used to obtain a large speed reduction. Helical gears have teeth that lie in helical paths on the cylinders instead of teeth that are parallel to the shaft axis. The geometry of these different types of gearing is considerably more involved than for spur gears, and the problems of production and inspection are also more complicated.

b , face width of tooth	F_w , capacity in wear
b' , thickness of bevel gear parallel to axis	hp, horsepower
c , center distance	K , constant in wear equation
d , pitch diameter	L , lead of worm or helical gear
d' , pitch diameter, formative gear	n , speed of rotation, revolutions per minute
e , error	N_1 , number of teeth in gear
F_b , bending capacity	N' , number of teeth in formative gear
F_d , dynamic tooth load	p , circular pitch in plane of rotation
F_t , transmitted or horsepower load	

p_n , circular pitch normal to teeth	α , (alpha) pitch cone angle of bevel gear
p_{on} , circular pitch at outside radius of bevel gear	β , (beta) ratio N_1/N_2
P_d , diametral pitch	η , eta efficiency
P_{dn} , diametral pitch normal to teeth	λ , (lambda) helix angle of worm between teeth and plane of rotation
Q , factor in wear equation, helical gears	μ , (mu) coefficient of friction
Q' , factor in wear equation, bevel gears	σ , (sigma) bending stress
r , pitch radius	ϕ , (phi) pressure angle in plane of rotation
r' , pitch radius, formative gear	ϕ_n , (phi) pressure angle normal to teeth
r_{on} , outside radius of pitch cone of bevel gear	ψ , (psi) helix angle of helical gear (between teeth and axis)
T , torque	ω , (omega) speed of rotation, radians per second
V , pitch-line velocity, feet per minute	
V_s , velocity of sliding between teeth	
y , Lewis or form factor	

For SI symbols, see the notation list of Chapter 10. As mentioned in Chapter 10, number of teeth is designated N . The force newton will be spelled out in full.

1. Straight-Tooth Bevel Gears

When intersecting shafts must be connected by gearing, the pitch cylinders are replaced by pitch cones tangent to each other along an element, with their apexes at the intersection of the shafts. Teeth are placed on the cones, forming bevel gears, as illustrated in Fig. 11-1. The names of some of the principal parts of a bevel gear are given in Fig. 11-2. The back cone, as shown in the latter figure, has elements that are perpendicular to those of the pitch cone. The outlines of the teeth, as generated on the back cone, are shown in view $A-A$. Because of difficulties in securing uniform bearing along the tooth, the width of face b is generally not made longer than one-third of the pitch cone radius. Undercutting occurs in bevel gears having few teeth.

The size of bevel gear teeth is usually specified by a diametral pitch P_d or circular pitch p_n , which refers to the developed back cone of the gear as shown by view $A-A$ in Fig. 11-2. Thus,

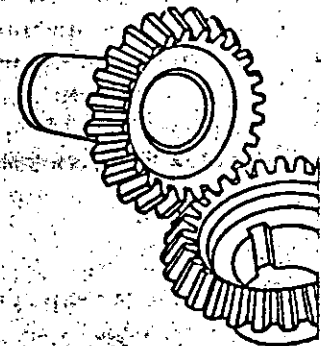


Figure 11-1 Straight-tooth bevel gears. (From Lubrication, published by The Texas Co.)

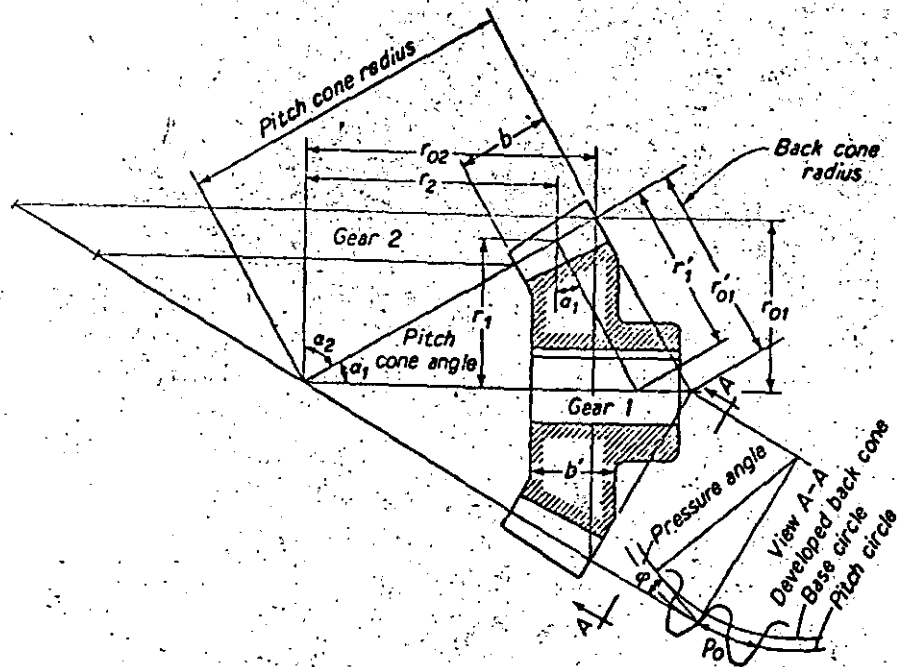


Figure 11-2 Straight-tooth bevel gear.

$$r'_{o1} = \frac{N_1}{2P_s} \quad \text{and} \quad r'_{o2} = \frac{N_2}{2P_s} \quad (1)$$

Here N_1 and N_2 represent the numbers of teeth in the gears.

2. Beam Strength of Bevel Gears

The beam strength of bevel gear teeth is computed by the Lewis equation. It is assumed that the bevel gear tooth is equivalent to a spur tooth whose cross section is the same as the cross section of the bevel tooth at the midpoint of the face b .

Let r be the pitch radius at the midpoint of the face. The circular pitch p at the midpoint of the face, then, is

$$p = \frac{2\pi r}{N} \quad (2)$$

For the pinion or smaller gear, the radius r_1 to the midpoint of the face is found by the tooth lead.

$$r_1 = r_{o1} - \frac{1}{2}b \sin \alpha_1 \quad (3)$$

where α_1 is the pitch cone angle for gear 1. The corresponding equation for the larger gear is

$$r_2 = r_{o2} - \frac{1}{2}b \sin \alpha_2 = r_{o2} - \frac{1}{2}b \cos \alpha_1 \quad (4)$$

where α_2 is the pitch cone angle for gear 2.

Although the number of teeth in a bevel gear is N_1 , view A-A in Fig. 11-2 indicates that the shape of the teeth will be the same as those of a spur gear of radius r'_{o1} . The number of teeth in a fictitious gear of this radius is called the formative or virtual number of teeth N'_1 . Radius r'_{o1} is equal to

$$r'_{o1} = \frac{r_{o1}}{\cos \alpha_1} \quad (5)$$

The circular pitch p_o at the outside radius has the value

$$p_o = \frac{2\pi r'_{o1}}{N'_1} = \frac{2\pi r_{o1}}{N_1} = \frac{2\pi r'_{o1} \cos \alpha_1}{N_1}$$

The last form on the right results from the substitution of Eq. (5). This equation yields

$$N'_1 = \frac{N_1}{\cos \alpha_1} \quad (6)$$

The y -factor, Table 10-1, Chapter 10, for use in the Lewis equation, is selected for a gear of N'_1 teeth. The Lewis equation, for the capacity of the tooth to carry a bending load, is

$$F_b = \sigma b y p \quad (7)$$

3. Limit Load for Wear. Dynamic Load

The limit load for wear is determined by an equation similar to that used for spur gears but is based on the virtual number of teeth. However, because of the difficulty in securing bearing along the entire face width b , only about three-quarters of b is considered as effective.¹ Then

$$F_w = 0.75 d'_i b Q' K \quad (8)$$

Here d'_i is the diameter of the formative gear or $2r'_i$, and Q' is obtained by the use of the formative number of teeth. Hence by Eq. (6),

$$Q' = \frac{2N'_2}{N'_1 + N'_2} = \frac{2N_2/\sin \alpha_1}{(N_1/\cos \alpha_1) + (N_2/\sin \alpha_1)} = \frac{2N_2}{N_1 \tan \alpha_1 + N_2} \quad (9)$$

Factor K is obtained from Table 10-2 for spur gears.

The dynamic load can be approximated by the same equation used for spur gears if the thickness b' of the blanks in the axial direction is specified. When both gears are steel, the equation for dynamic load is

$$F_d = \frac{1.46 e v_1 N_1 b' r_1 r_2}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}} \quad (10)$$

¹See p. 540, Reference 1, Chapter 10.

Here e is the error as found in Table 10-3 for spur gears, and n_1 is the speed of the pinion in revolutions per minute.

As for spur gears, the transmitted force F_t for determining the horsepower capacity will be found from either F_b or F_w , whichever is the smaller. Then

$$F_t = F_b - F_d \tag{11}$$

$$F_t = F_w - F_d \tag{12}$$

The value of the horsepower is given by

$$hp = \frac{F_t V}{33,000} \tag{13}$$

where

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{12} \text{ fpm} \tag{14}$$

Diameter d_1 in this equation is expressed in inches.

Example 1. Find the horsepower carried by a pair of 20° full-depth bevel gears of $N_1 = 40$ and $N_2 = 60$ teeth. Gears are steel and are hardened to BHN = 350. Diametral pitch at the outside diameter is equal to 4. Width of face is 2.5 in., but thickness b' in the axial direction is equal to 1½ in. AGMA Quality is equal to No. 8. Pinion turns 600 rpm. See Fig. 11-3.

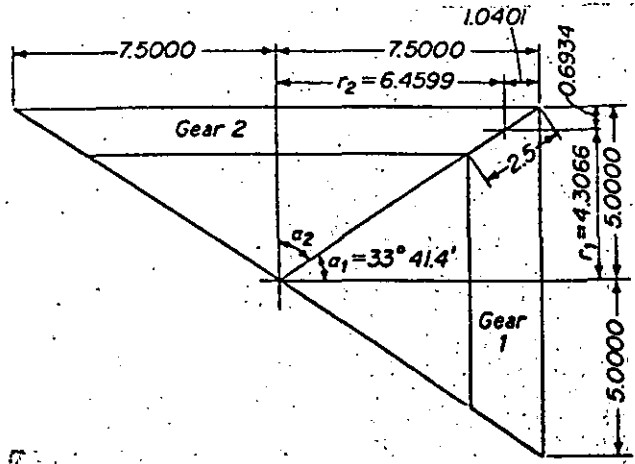


Figure 11-3 Pitch cones for gears of Example 1.

Solution. $r_{o1} = \frac{N_1}{2P_d} = \frac{40}{2 \times 4} = 5 \text{ in.}$ $r_{o2} = \frac{N_2}{2P_d} = \frac{60}{2 \times 4} = 7.5 \text{ in.}$

$$\tan \alpha_1 = \frac{5}{7.5} = 0.66667$$

$$\alpha_1 = 33^\circ 41.4'$$

By Eq. (3): $r_1 = r_{o1} - \frac{1}{2}b \sin \alpha_1 = 5 - \frac{1}{2} \times 2.5 \times 0.55470 = 4.3066 \text{ in. at midpoint of face}$

By Eq. (4): $r_2 = r_{o2} - \frac{1}{2}b \cos \alpha_1 = 7.5 - \frac{1}{2} \times 2.5 \times 0.83205 = 6.4599 \text{ in. at midpoint of face}$

By Eq. (2): $p = \frac{2\pi r_1}{N_1} = \frac{2\pi \times 4.3066}{40} = 0.6765 \text{ in. at midpoint of face}$

By Eq. (5): $r'_1 = \frac{r_1}{\cos \alpha_1} = \frac{4.3066}{0.83205} = 5.176 \text{ in.}$

By Eq. (6): $N'_1 = \frac{N_1}{\cos \alpha_1} = \frac{40}{0.83205} = 48.1$

By Table 10-1: $y = 0.129$

By Table 10-2: $\sigma = 15,000 \text{ psi}$

By Eq. (7): $F_b = \sigma by \bar{p} = 15,000 \times 2.5 \times 0.129 \times 0.6765 = 3,270 \text{ lb}$

By Eq. (9): $Q' = \frac{2N_2}{N_1 \tan \alpha_1 + N_2} = \frac{2 \times 60}{40 \times 0.66667 + 60} = 1.385$

By Eq. (8): $F_w = 0.75d'_1 b Q' K = 0.75 \times 2 \times 5.176 \times 2.5 \times 1.385 \times 163 = 4,380 \text{ lb}$

By Table 10-3: $e = 0.0035 + 0.0036 = 0.0071 \text{ in.}$

By Eq. (10): $F_d = \frac{1.46 \times 0.0071 \times 600 \times 40 \times 1\frac{1}{2} \times 4.3066 \times 6.4599}{\sqrt{4.3066^2 + 6.4599^2}} = 1,335 \text{ lb}$

The horsepower capacity will depend on F_b since it is smaller than F_w .

By Eq. (11): $F_t = F_b - F_d = 3,270 - 1,335 = 1,935 \text{ lb}$

By Eq. (14): $V = \frac{\pi d_1 n_1}{12} = \frac{\pi \times 4.3066 \times 600}{12} = 1,353 \text{ fpm}$

By Eq. (13): $hp = \frac{F_t V}{33,000} = \frac{1,935 \times 1,353}{33,000} = 79.3$

Stress concentration, if present, may cause a reduction in the bending capacity of these gears.

Example 1A. Find the power transmitted by a pair of 20° bevel gears of $N_1 = 40$ and $N_2 = 60$ teeth. Gears are steel and are hardened to BHN = 350. Module at the outside diameter is equal to 6.5. Width of face is 60 mm, but thickness b' in the axial direction is equal to 35 mm. AGMA quality is equal to No. 8. Pinion turns 600 rpm.

Solution. $r_{o1} = \frac{1}{2}m_o N_1 = \frac{1}{2} \times 6.5 \times 40 = 130 \text{ mm}$

$$r_{o2} = \frac{1}{2}m_o N_2 = \frac{1}{2} \times 6.5 \times 60 = 195 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{130}{195} = 0.66667; \quad \alpha_1 = 33^\circ 41.4'$$

The forces above are shown on the gear in Fig. 11-5. The reactions at the bearings are found by simple statics.

The efficiency of bevel gearing is very high, providing the gears are properly mounted and adjusted. Not more than 1 or 2% of the power should be lost by accurately manufactured gears that are properly mounted.

5. Spiral Bevel Gears

Bevel gears can also be made with teeth lying in spiral paths on the pitch cones. More teeth are then in contact simultaneously, and smoother and quieter action can be obtained from such gears. Accuracy of adjustment between a pair of bevel gears can be more readily secured with spiral teeth than with straight teeth.

The Gleason Works has developed a system of bevel gearing, both straight-tooth and spiral, which is in wide use. The addenda are arranged on the long and short plan to avoid undercutting and to give greater strength to pinions having few teeth. The addendum of the pinion is made longer than the usual value, and the addendum of the gear is shortened a corresponding amount. A variety of pressure angles are used in order to obtain the best operating conditions for each velocity ratio.

Hypoid gears have spiral teeth and shafts that do not intersect. It is thus possible to connect continuous nonintersecting shafts by such gears, as shown in Fig. 11-6. Hypoid gears have been used in automobiles so that the drive shaft can be placed beneath the level of the floor.

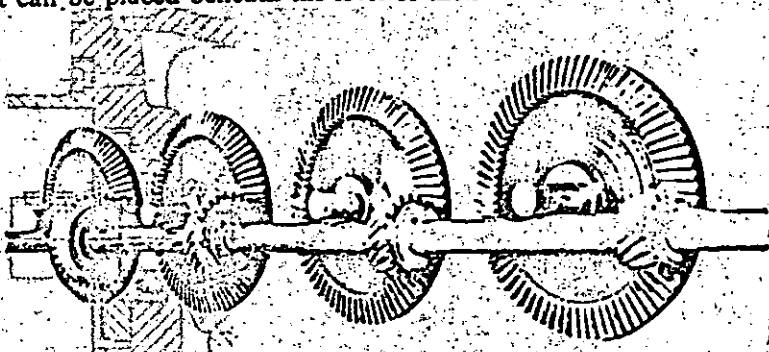


Figure 11-6 Hypoid gears on non-intersecting shafts. (Courtesy Gleason Works.)

In the rear axles of automobiles, the bevel gear stresses are very low under normal conditions of service. Such gears are therefore designed on the assumption that operation in low gear at full engine torque for a relatively short period, perhaps 0.1% of the life of the car, would normally be sufficient to cause fatigue failure. The requirements are somewhat higher for trucks and

busses. Gear steels for automotive service are selected mainly on the basis of machining characteristics, cost, and resistance to stress concentration and warping in heat treatment.² A comparison between good and bad practice³ in the mounting of bevel gears is shown in Fig. 11-7.

6. Worm Gears

Worm gears, as illustrated by Fig. 11-8, have spiral teeth and shafts at right angles. Worms can be made with single, double, triple, or more threads. The teeth of the wheel or gear envelop the worm threads and give line contact between the mating parts. The wheel is hobbed, and the worm is made by grinding or by milling with a disk cutter. Care must be exercised that the teeth of worm and gear are properly shaped to give conjugate surfaces. The geometry of worm gearing is very complicated, and reference should be made to the literature for complete information.

It is possible to secure a large speed reduction or a high increase of torque by means of worm gears. The velocity ratio does not depend upon diameters, but upon the numbers of teeth. The pressure angle should not be less than 20° for single- and double-thread worms, and 25° for triple- and multithread worms.

Case-hardened alloy steel is recommended for the worm. The worm wheel should be of bronze of approved composition. The wheel should usually contain not less than 29 teeth. The wheel should be provided with axial adjustment to obtain correct contact with the worm.

7. Geometric Relationships of Worm Gears

Figure 11-9 shows a worm of helix angle λ . Let p_1 and p_2 be the circular pitches in the planes of rotation for worm and gear, respectively. Let p_n be the circular pitch normal to the direction of the teeth. Then

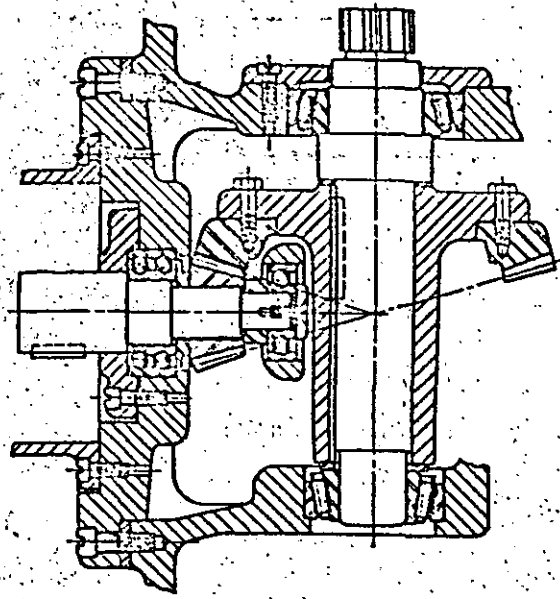
$$p_n = p_1 \sin \lambda = p_2 \cos \lambda \quad (15)$$

Equation (15) should be divided through by π , and π/p_n replaced by P_{dn} , the normal diametral pitch, to give

$$P_{dn} = \frac{\pi}{p_1 \sin \lambda} = \frac{\pi}{p_2 \cos \lambda}$$

²See Almen, J. A., and A. L. Boegehold, "Rear Axle Gears," *Proc. ASTM*, 35, Part 2, 1935, p. 99.

³See Candee, A. H., "Industrial Applications of Spiral Bevel Gears and Hypoid Gears," *Trans. ASME*, 60, 1938, p. 549. Other types of gears for right-angle drives are available. See, for example, Nelson, W. D., "Spiroid Gearing," *Machine Design*, 33, 1961, Feb. 16, p. 136; Mar. 2, p. 93, and Mar. 16, p. 165.

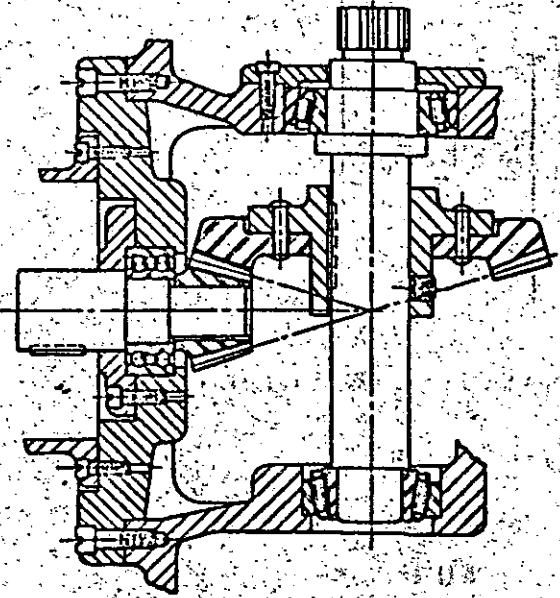


GOOD DESIGN

Face width reasonable, less than one third of cone distance. Sufficient metal at small end of pinion to provide strength and avoid interference of cutter with arbor. Section of ring gear simpler and more direct in design. Gear is supported directly on back and is centered on large bore. Screws to hold gear to hub are preferable. Gear is positively held in position on shaft. Pinion locked in position by washer and screw. Pinion rigidly supported by addition of inboard bearing. Adjusting washers provided, to be ground to thickness required to obtain correct position of pinion and gear.

Pinion and bearings can be assembled as a complete unit.

Figure 11-7 Design and arrangement of spiral bevel gears. Comparison of good and bad practice.



BAD DESIGN

Face width too great, more than one third of cone distance. Metal at small end of pinion between teeth and bore too thin for proper strength. Cutter would interfere seriously with arbor in cutting operation. Wobbled section of steel ring gear adds to cost of material and machining. Use of rivets to hold gear to hub introduces danger of runout. A setscrew is inadequate to hold gear in correct axial position, and tends to "lock" gear on shaft. Pinion held on shaft only by fit of bore. An overhung pinion cannot be held in line by one double-row bearing. No means of adjustment for definitely placing gear in correct mounting position.

Pinion and bearings can be assembled as a complete unit.

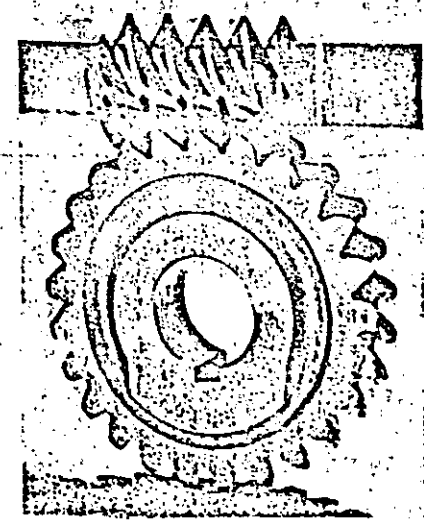


Figure 11-8 Worm and wheel. (Courtesy D. O. James Gear Mfg. Co.)

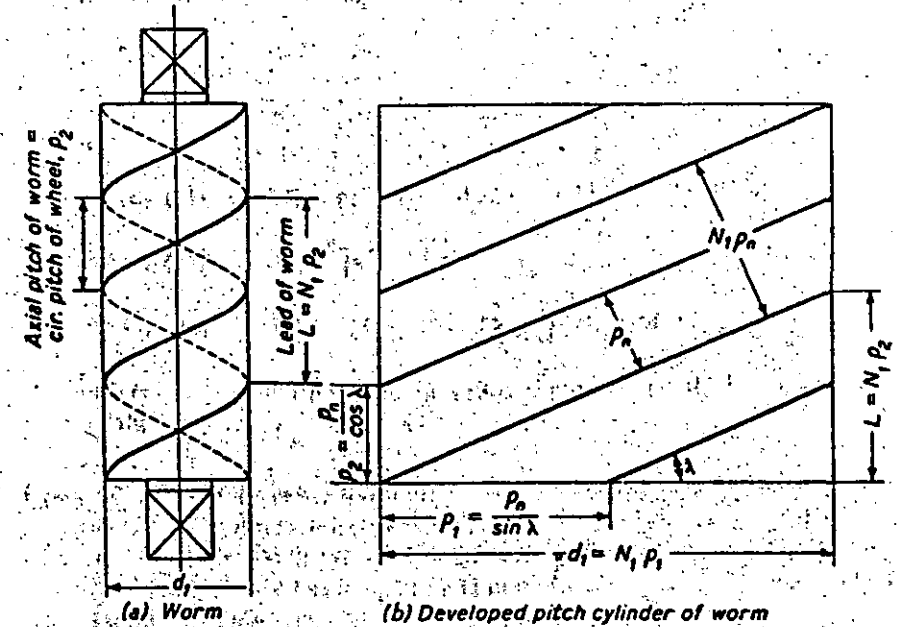


Figure 11-9 Geometry of the worm.

Let N_1 be the number of starts or threads for the worm, and let N_2 be the number of teeth in the gear. Let d_1 and d_2 be the pitch diameters of worm and gear, respectively. Now $\pi d_1 = N_1 p_1$. The value of p_1 from Eq. (15) can

be substituted to give

$$d_1 = \frac{N_1 p_1}{\pi} = \frac{N_1 p_n}{\pi \sin \lambda} = \frac{N_1}{P_{dn} \sin \lambda} \quad (16)$$

Similarly, $\pi d_2 = N_2 p_2$. Substitution for p_2 from Eq. (15) gives

$$d_2 = \frac{N_2 p_2}{\pi} = \frac{N_2 p_n}{\pi \cos \lambda} = \frac{N_2}{P_{dn} \cos \lambda} \quad (17)$$

Equations (16) and (17) can be combined to give

$$\tan \lambda = \frac{N_1 d_2}{N_2 d_1} \quad (18)$$

The values given above for d_1 and d_2 can be substituted into the equation for the center distance c to give

$$c = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2P_{dn}} \left(\frac{N_1}{\sin \lambda} + \frac{N_2}{\cos \lambda} \right) \quad (19)$$

or
$$\frac{2P_{dn}c}{N_2} = \frac{\beta}{\sin \lambda} + \frac{1}{\cos \lambda} \quad (20)$$

where
$$\beta = \frac{N_1}{N_2} \quad (21)$$

Equation (20) has been plotted in Fig. 11-10 and is helpful in the solution of problems.

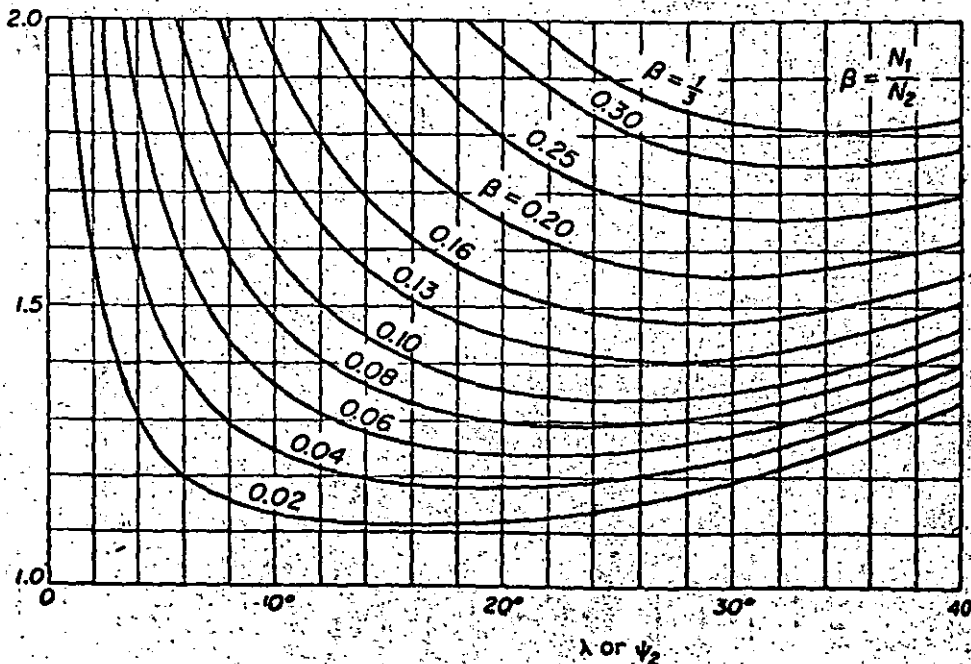


Figure 11-10. Design chart for worm and helical gears for 80° shafts.

Let L be the lead of the worm, or the distance the pitch circle of the wheel is advanced for each revolution of the worm. Then

$$L = N_1 p_2 \quad (22)$$

The pitch-line velocities V_1 and V_2 for the worm and wheel are

for worm:
$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{12} = \frac{n_1 N_1 p_1}{12} \text{ fpm} \quad (23)$$

for wheel:
$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{12} = \frac{n_2 N_2 p_2}{12} \text{ fpm} \quad (24)$$

where n_1 and n_2 are the speeds, rpm, for the worm and wheel, respectively. The last form of Eq. (24) is obtained by observing in Fig. 11-9 that the pitch-line velocity $\pi d_2 n_2$ of the wheel is equal to the speed $n_1 L$ or $n_1 N_1 p_2$ along the worm axis.

From Fig. 11-9 and Eqs. (23) and (24),

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_1} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_2}{V_1} \quad (25)$$

Example 3. A triple-thread worm has a pitch diameter of 4.7856 in. The hob for cutting the worm wheel has a diametral pitch P_{dn} equal to 2. Find the pitch diameter d_2 if the reduction is 12 : 1.

Solution. $N_1 = 3; \quad N_2 = 3 \times 12 = 36$

By Eq. (16): $\sin \lambda = \frac{N_1}{P_{dn} d_1} = \frac{3}{2 \times 4.7856} = 0.31344$
 $\lambda = 18^\circ 16'$

By Eq. (17): $d_2 = \frac{N_2}{P_{dn} \cos \lambda} = \frac{36}{2 \times 0.94961} = 18.9552 \text{ in.}$

Let the module in the direction perpendicular to the tooth be represented by m_n . The foregoing equations will be valid for SI units if P_{dn} is replaced by $1/m_n$.

Example 3A. A triple-threaded worm has a pitch diameter of 115 mm. The hob for cutting the worm wheel has a pitch perpendicular to the teeth of 12 modules. Find the pitch diameter d_2 if the reduction is 12 : 1.

Solution. By Eq. (16): $\sin \lambda = \frac{N_1 m_n}{d_1} = \frac{3 \times 12}{115} = 0.31304$
 $\lambda = 18^\circ 14.6'$

By Eq. (17): $d_2 = \frac{N_2 m_n}{\cos \lambda} = \frac{36 \times 12}{0.94974} = 454.86 \text{ mm}$

Example 4. A double-thread worm has a lead L of 2.18 in. The gear has 30 teeth and is cut with a hob of $P_{dn} = 3$. Find pitch diameters of the worm and gear, and center distance of the shafts.

Here ϕ_n is the pressure angle normal to the teeth, and μ is the coefficient of friction. This equation assumes that the axial thrust of the worm is taken by a rolling element thrust bearing. Values for μ , which depends on the velocity of sliding V_s , are given in Table 11-1.

Table 11-1 VALUES OF COEFFICIENT OF FRICTION μ FOR DIFFERENT VALUES OF SLIDING V_s

V_s , fpm	μ	V_s , fpm	μ	V_s , fpm	μ	V_s , fpm	μ
0-5	0.15099	900	0.056040	5000	0.029574	2,000	0.016054
5-10	0.09930	1000	0.054019	6000	0.027455	2,200	0.015449
10-20	0.09030	1200	0.051938	7000	0.025540	2,400	0.014946
20-30	0.08073	1400	0.049877	8000	0.024027	2,600	0.014643
30-40	0.073691	1600	0.047756	9000	0.022717	2,800	0.014340
40-50	0.069154	1800	0.045635	1,0000	0.021700	3,000	0.014031
50-60	0.065410	2000	0.043500	1,2000	0.020036	4,000	0.013126
60-70	0.062000	2500	0.040039	1,4000	0.018675	5,000	0.012622
70-80	0.060000	3000	0.036527	1,6000	0.017557	6,000	0.0122
80	0.0580	400	0.0327	1,800	0.0167		

From American Gear Manufacturers Association Standard 440.03, Sept. 1959.

Example 7. Find the input and output horsepower for the worm reduction in Example 6 for continuous operation based on the cooling of the housing in still air. The housing temperature rise is to be 90 deg F. The pressure angle the normal section is $\phi_n = 20^\circ$.

Solution. By Fig. 11-11 or Eq. (31):

Solution. By Fig. 11-11 or Eq. (31):

By Fig. 11-14: $A_c = 12.4 \text{ ft}^2$
 $C_1 = 2.43 \text{ Btu/(hr ft}^2 \text{ deg F)}$
 By Eq. (30): $hp_c = \frac{778 C_1 A_c \Delta T}{60 \times 33,000} = \frac{778 \times 2.43 \times 12.4 \times 90}{60 \times 33,000} = 1.07$
 By Eq. (27): $V_s = \frac{1}{V_r} = \frac{499.6}{0.90790} = 550 \text{ fpm}$
 By Eq. (27): $V_s = \frac{1}{\cos \lambda} = \frac{1}{0.90790} = 1.101$
 By Table 11-1: $\mu = 0.0286$
 By Eq. (33): $\eta = \frac{0.93969}{0.93969 + 0.0286 \times 0.46171} = 0.925$
 By Eq. (33): $\eta = \frac{0.93969}{0.93969 + 0.0286 \times 2.1659} = 0.925$
 By Eq. (32): $hp_i = \frac{hp_c}{\eta} = \frac{1.07}{0.925} = 1.157$
 By Eq. (32): $hp_o = hp_i \times \eta = 1.157 \times 0.925 = 1.07$
 $hp_o = 1.157 - 1.07 = 0.087$
 $hp_o = 1.157 - 1.07 = 0.087$

The output horsepower based on thermal capacity for this reduction is thus considerably less than the mechanical horsepower of Example 6.

A considerably greater output can be obtained in intermittent service if short periods of operation are followed by sufficiently long cooling periods. Artificial cooling also permits operation at larger loads.

The mounting of the worm and wheel must provide for the thrust loads that occur during operation. The axial position of the worm is not critical, but the wheel must be correctly located axially to secure proper contact between the teeth.

Sliding speeds between the teeth for case-hardened worms and chill cast phosphor bronze gears cut with good accuracy are limited to about 6,000 fpm. Lower speeds should be used if the materials and accuracy are of lower quality. On the other hand higher speeds can be permitted for superior materials and greater accuracy. Reduction in loading should be made for shock and impact conditions or for operation at elevated temperatures.

The helix angle should be limited to about 6° per thread. For example, if λ is 30° then the worm should have at least five threads. For lower values of λ the worm is self-locking, that is, a torque applied to the wheel axis will not rotate the worm.

When designing a worm gear reduction, it is a good plan, before deciding on the diameter of the worm, to ascertain whether a hob of the proper size is available for cutting the wheel. The purchase of a special tool may be avoided by changing the diameter of the worm so that the wheel can be cut

by a hob that is already on hand. Gear-cutting firms sometimes catalog their worm gear hobs to enable their customers to take advantage of available tools.

10. Helical Gears

If a number of spur gears formed from thin plates are assembled with a small angular displacement between the teeth, the stepped gear of Fig. 11-15 results. A helical gear can be considered the limiting case of a stepped gear as the thickness of the plates and the angular displacements are made progressively thinner.

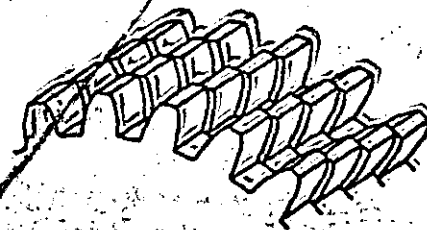


Figure 11-15 Stepped gears. Helical gears result if the plates are made progressively thinner.

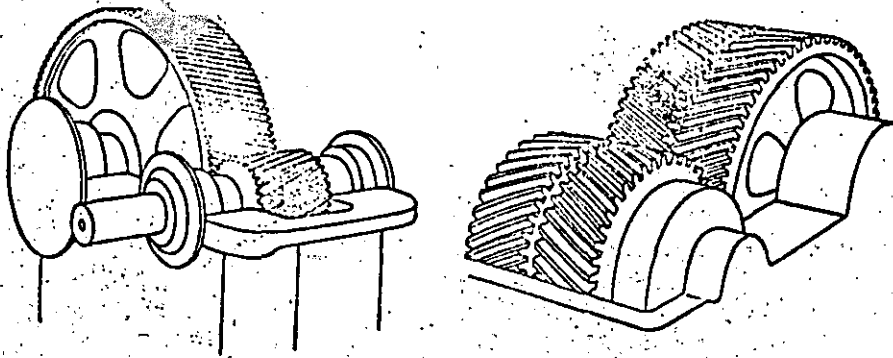


Figure 11-16 Types of spiral gears: left, helical gears; right herringbone gears. (From Lubrication, published by The Texas Co.)

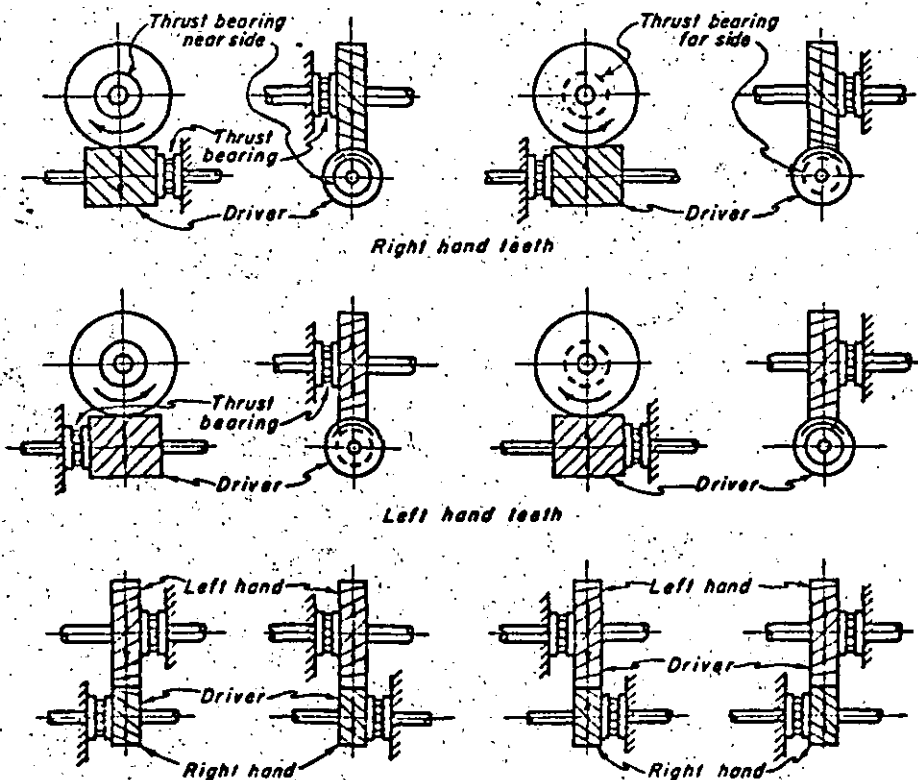


Figure 11-17 Directions of rotation and thrust for helical gears.

sively smaller. A typical example of a pair of helical gears is given by Fig. 11-16. Because of the helix angle there will be end thrust on the shafts of helical gears, which must be provided for in the design of the bearings. End

thrust can be eliminated by cutting a right-hand spiral over one-half the face, and using a left-hand spiral for the other half; herringbone gears are thus formed, as illustrated in Fig. 11-16. A central groove must usually be provided around the gear for clearance for hob or cutter. Herringbone gears made on the Sykes type of generating machine do not require the central clearance groove.

The helix angle ψ , illustrated in Fig. 11-15, usually varies from 15° to 30° for helical gears, and from 23° to 30° , or even 45° , for herringbone gears. Helical gears can be cut by the same hobs used for making spur gears. When the gear shaper is used, however, a special cutter is required. The relationship between directions of rotation and thrust for helical gears is shown in Fig. 11-17.

Gears with helical teeth possess certain inherent advantages. More teeth are in contact simultaneously, and the load is transferred gradually and uniformly as successive teeth come into engagement. Helical gears thus operate more smoothly and carry larger loads at higher speeds than spur gears. The line of contact extends diagonally across the face of mating teeth. Since more teeth are in contact, undercutting causes little trouble in helical gearing.

Helical gears can also be used for transmitting power between nonparallel shafts, as shown in Fig. 11-18. When used in this way, the teeth have only point contact, which does not shift axially along the teeth during operation. Such gears are usually used only for the transmission of relatively small loads.

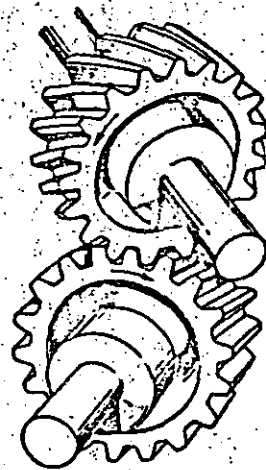


Figure 11-18 Helical gears on non-parallel shafts. (Courtesy Socony Vacuum Oil Co.)

11. Pitch Diameter of Helical Gear

Let the pitch diameter of a helical gear be called d , and let the helix angle ψ be measured between an element of the tooth at the pitch cylinder and the center line of the shaft, as shown in Fig. 11-19. Let the symbol p represent the circular pitch or distance from tooth to tooth measured on the pitch cylinder in the plane of rotation. The normal circular pitch p_n is measured normal to the tooth elements. It should be noted that

$$p_n = p \cos \psi \quad p d_n = \frac{p d}{\cos \psi} \quad (34)$$

The pitch diameter of a helical gear is then equal to

$$d = \frac{N p}{\pi} = \frac{N p_n}{\pi \cos \psi} = \frac{N}{P_n \cos \psi} \quad (35)$$

$$p d_n = \frac{N}{D_n \cos \psi}$$

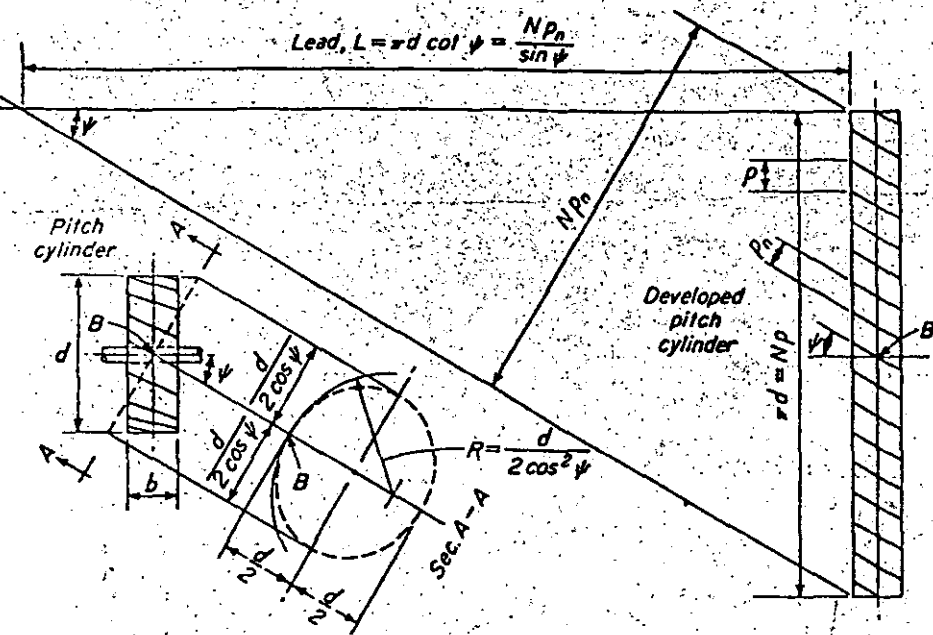


Figure 11-19 Geometry of helical gear.

where N is the number of teeth in the gear, and π/p_n is replaced by P_{dn} . The pitch diameter of a helical gear thus depends upon the helix angle ψ as well as upon the normal circular pitch and the number of teeth.

When a helical gear is cut with a hob, the circular pitch of the tool is equal to p_n of Fig. 11-19. However, when the gear shaper is used, the circular pitch of the cutter and p of Fig. 11-19 coincide. Angle ψ is usually made large enough to give an overlapping of tooth action; that is, $b \tan \psi$ is greater than p , where b is the width of the face.

12. Formative Number of Teeth

A plane normal to the element of the tooth at point B in Fig. 11-19 intersects the pitch cylinder (extended) in the ellipse shown by section $A-A$. The shape of the tooth at B would be that generated on a cylindrical surface having the same radius of curvature as the ellipse at B . From analytic geometry, the radius of curvature R at the end of a semiminor axis of an ellipse is known to be

$$R = \frac{d}{2 \cos^2 \psi} \tag{a}$$

The formative number of teeth N' is defined as the number of teeth in a gear of radius R .

$$N' = \frac{2\pi R}{p_n} = \frac{\pi d}{p_n \cos^2 \psi} \tag{b}$$

Substitution of the value for $\pi d/p_n$ from Eq. (35) gives the following equation for N' .

$$N' = \frac{N}{\cos^3 \psi} \tag{36}$$

When the beam strength of helical teeth is computed, the form factor y for N' teeth should be used.

$$P_{en} = \frac{\pi D_p}{N e a \pi}$$

$$P_{dn} = \pi P_{en}$$

13. Center Distance of Mating Gears

Figure 11-20 shows a pair of mating helical gears having pitch diameters d_1 and d_2 and helix angles ψ_1 and ψ_2 , respectively. From Eq. (35), these diameters can be written as

$$d_1 = \frac{N_1 p}{\pi} = \frac{N_1 p_n}{\pi \cos \psi_1} = \frac{N_1}{P_{dn} \cos \psi_1} \tag{37}$$

$$d_2 = \frac{N_2 p}{\pi} = \frac{N_2 p_n}{\pi \cos \psi_2} = \frac{N_2}{P_{dn} \cos \psi_2} \tag{38}$$

When meshed together, the center distance c for these gears is

$$c = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{1}{2P_{dn}} \left[\frac{N_1}{\cos \psi_1} + \frac{N_2}{\cos \psi_2} \right] \tag{a}$$

Let the pitch-line velocities of the gears be V_1 and V_2 , respectively. As illustrated by Fig. 11-20, the common velocity V_n normal to the tooth surfaces

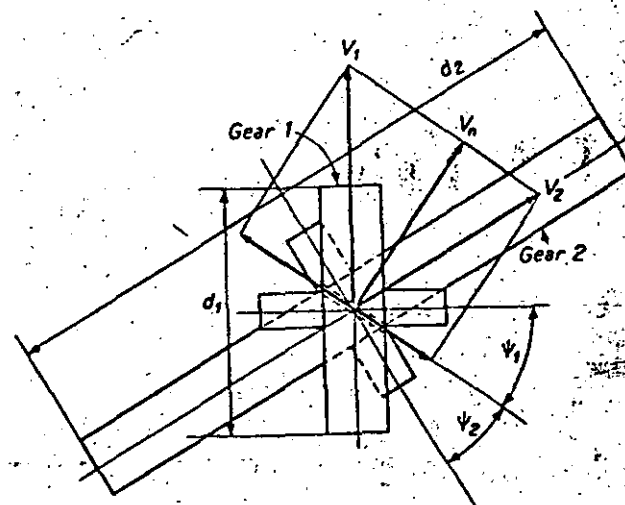


Figure 11-20 Components of velocity for mating helical gears

of both gears is $n_1 n_2$

$$V_n = V_1 \cos \psi_1 = V_2 \cos \psi_2$$

or

$$V_2 = \frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} V_1 \quad (b)$$

The angular velocities of the two gears are

$$\omega_1 = \frac{2V_1}{d_1}$$

and

$$\omega_2 = \frac{2V_2}{d_2} = \frac{2 \cos \psi_1}{d_2 \cos \psi_2} V_1 \quad (c)$$

The velocity ratio ω_1/ω_2 becomes

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \psi_2}{d_1 \cos \psi_1} \quad (d)$$

Substitution from Eqs. (37) and (38) gives

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (39)$$

The velocity ratio of the gears thus depends on the number of teeth, and is independent of the helix angles. Substitution of Eq. (21) for velocity ratio $\beta = N_1/N_2$ into Eq. (a) gives

$$\frac{\beta}{\cos \psi_1} + \frac{1}{\cos \psi_2} = \frac{2P_d c}{N_2} \quad (40)$$

Sometimes the center distance c , the angle between the shafts $\psi_1 + \psi_2$, and the velocity ratio β are fixed. Suitable values for N_2 and P_d are chosen for the conditions of the problem, and the values of ψ_1 and ψ_2 are found by trial and error in Eq. (40).

Example 8. Two helical gears with 90° shafts have a center distance of 12 in. The gears have 21 and 77 teeth. The normal diametral pitch is 6. Find the required values for the helix angles. Find the corresponding pitch diameters of the two gears.

$$\text{Solution. By Eq. (20): } \frac{2P_d c}{N_2} = \frac{2 \times 6 \times 12}{77} = 1.87013$$

$$\text{By Eq. (21): } \beta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{21}{77} = 0.27273$$

Trial values are selected from Fig. 11-10 that are refined by trial and error to give

$$\psi_2 = 19^\circ 44'$$

$$\psi_1 = 70^\circ 16'$$

$$\text{By Eq. (37): } d_1 = \frac{N_1}{P_d \cos \psi_1} = \frac{21}{6 \times 0.3376} = 10.3660 \text{ in.}$$

$$\text{By Eq. (38): } d_2 = \frac{N_2}{P_d \cos \psi_2} = \frac{77}{6 \times 0.94127} = 13.6340 \text{ in.}$$

Such problems usually have two solutions. The other one is

$$\psi_2 = 48^\circ 22'$$

$$\psi_1 = 41^\circ 38'$$

$$\text{By Eq. (37): } d_1 = \frac{21}{6 \times 0.74741} = 4.6829 \text{ in.}$$

$$\text{By Eq. (38): } d_2 = \frac{77}{6 \times 0.66436} = 19.3171 \text{ in.}$$

Example 8A. Two 20° helical gears with 90° shafts have a center distance of 272 mm. Gears have 16 and 80 teeth. Module normal to the teeth is equal to 4. Find the required values for the helix angles and the corresponding pitch diameters of the two gears.

$$\text{Solution. } \frac{2c}{m_n N_2} = \frac{2 \times 272}{4 \times 80} = 1.7; \quad \beta = \frac{N_1}{N_2} = \frac{16}{80} = 0.20$$

The value of ψ_2 is read from the curve and is refined by trial to give

$$\psi_2 = 17.954^\circ$$

$$\text{Then: } \psi_1 = 90^\circ - 17.954^\circ = 72.046^\circ$$

$$\text{By Eq. (37): } d_1 = \frac{N_1 m_n}{\cos \psi_1} = \frac{16 \times 4}{0.30825} = 207.62 \text{ mm}$$

$$\text{By Eq. (38): } d_2 = \frac{N_2 m_n}{\cos \psi_2} = \frac{80 \times 4}{0.95130} = 336.38 \text{ mm}$$

14. Tooth Loads of Helical Gears

Figure 11-21 shows the forces acting on the tooth when the axes of the mating gears are parallel to each other. Force F_t is the transmitted or horsepower load found from the usual equation

$$F_t = \frac{33,000 \text{ hp}}{V} \quad (41)$$

where V is the pitch-line velocity in feet per minute.

Force F_n is normal to the tooth surface. It is inclined to the plane tangent to the pitch cylinder at the normal pressure angle ϕ_n . The projection of F_n in the tangent plane is inclined at helix angle ψ to the plane of rotation. The projection of F_n on the plane of rotation is inclined at angle ϕ to force F_t . The relationship between ϕ and ϕ_n is given by

$$\tan \phi_n = \tan \phi \cos \psi \quad (42)$$

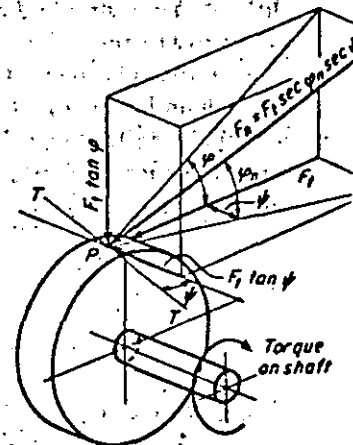


Figure 11-21 Forces acting on tooth of helical gear when axes are parallel.

The values of the various components of the tooth forces are shown in Fig. 11-21.

Helical gears on parallel shafts operate at high values for the efficiency.

15. Beam Strength, Dynamic Load, and Wear of Helical Gears with Parallel Axes

The equations for beam strength, dynamic load, and wear are similar to those for spur gears. However, adjustments must be made to take care of the effects of the helix angle ψ .

(a) *Beam Strength.* The same type equation used for estimating spur gears is used for the beam strength of helical gears.⁶

$$F_b = \sigma b y p_n \quad (43)$$

The value of y should be taken for the formative number of teeth. Stress concentration may reduce the value of F_b given by this equation.

(b) *Dynamic Load.* The dynamic load for helical gears with parallel shafts can be estimated by the same equation used for spur gears.

$$F_d = \frac{1.46 e n_1 N_1 b r_1 r_2}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}}, \quad \text{both gears steel} \quad (44)$$

(c) *Limit Load for Wear.* The limit load for wear for external gears on parallel shafts can be taken as⁷

$$F_w = \frac{d_1 b K}{\cos^2 \psi} Q \quad (45)$$

where

$$Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} \quad (46)$$

and K can be taken from Table 10-2 for spur gears.

Example 9. Two helical gears have parallel shafts, and $P_{dn} = 4$. Normal pressure angle ϕ_n is 20° , and face width $b = 2.5$ in. Numbers of teeth are 32 and 44. Center distance c is 10 in. Both gears are steel, BHN = 350, AGMA Quality No. 8. Pinion turns 860 rpm. Find the value of the helix angle, and the horsepower the gears are carrying.

Solution.

$$d_1 = \frac{32}{4} \times 20 = 8.4211 \text{ in.}$$

$$d_2 = \frac{44}{4} \times 20 = 11.5789 \text{ in.}$$

$$\text{By Eq. (37): } \cos \psi_1 = \frac{N_1}{P_{dn} d_1} = \frac{32}{4 \times 8.4211} = 0.95000$$

$$\psi_1 = \psi_2 = 18^\circ 11.7'$$

⁶See p. 491, Reference 1, Chapter 10. See also AGMA 221.02, *Tentative AGMA Standard for Rating the Strength of Helical and Herringbone Gear Teeth.*

⁷See p. 532, Reference 1, Chapter 10.

$$\text{By Eq. (36): } N' = \frac{N}{\cos^3 \psi} = \frac{32}{0.95000^3} = 37.3$$

$$\text{By Table 10-1: } y = 0.121$$

$$\text{By Table 10-2: } \sigma = 32,000 \text{ psi, in bending}$$

$$\text{By Eq. (43): } F_b = \sigma b y p_n = 32,000 \times 2.5 \times 0.121 \times \frac{\pi}{4} = 7,600 \text{ lb}$$

$$\text{By Eq. (46): } Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} = \frac{2 \times 44}{76} = 1.158$$

$$\text{By Table 10-2: } K = 163$$

$$\text{By Eq. (45): } F_w = \frac{d_1 b Q K}{\cos^2 \psi} = \frac{8.4211 \times 2.5 \times 1.158 \times 163}{0.95000^2} = 4,400 \text{ lb}$$

The horsepower capacity will be based on F_w since it is smaller than F_b .

$$\text{By Table 10-3, } e = 0.0035 + 0.0036 = 0.0071 \text{ in.}$$

$$\text{By Eq. (44): } F_d = \frac{1.46 \times 0.0071 \times 860 \times 32 \times 2.5 \times 4.211 \times 5.789}{\sqrt{4.211^2 + 5.789^2}}$$

$$= 2,430 \text{ lb}$$

$$\text{By Eq. (12): } F_t = F_w - F_d = 4,400 - 2,430 = 1,970 \text{ lb}$$

$$\text{By Eq. (14): } V = \frac{\pi d_1 n_1}{12} = \frac{\pi 8.421 \times 860}{12} = 1,896 \text{ fpm,}$$

pitch-line velocity

$$\text{By Eq. (41): } \text{hp} = \frac{F_t V}{33,000} = \frac{1,970 \times 1,896}{33,000} = 113.4$$

16. Load Capacity of Helical Gears with Crossed Axes

When helical gears with crossed axes are first put into service, only point contact between the teeth occurs. Contact usually increases to a short length of line after some wear has taken place. The load capacity is quite small when the gears are new, but the loading can be increased appreciably after careful wearing in.⁸ The teeth should be of a size that causes two or more pairs always to be in contact. Nominal variations in center distance or axial locations of the gears have no effect on the action, and such gears are usually considered to be easy to mount.

REFERENCES

Standard reference works on gear theory are given at the end of Chapter 10.

⁸See p. 136, Reference 4, Chapter 10, and p. 536, Reference 1, Chapter 10.



TECNICAS MODERNAS PARA EL DESARROLLO
DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

TABLAS - LUBRICACION

ING. JOSE PEQUEÑO GARZA

ABRIL , 1985

ISO/SAE VISCOSITY GRADES FOR INDUSTRIAL FLUID LUBRICANTS

ISO/ASTM Viscosity Grade Number	VISCOSITIES @ 40°C		SUS @ 100°F (95/100 VII) Estimated
	Centistoke, Limits	Saybolt Universal Seconds, Limits	
2	1.98-2.42	32.6-34.1	33-34.5
3	2.88-3.52	35.6-37.7	36-38
5	4.14-5.06	39.6-42.5	40.5-43.5
7	6.12-7.48	45.9-50.4	47.5-52
10	9.00-11.00	55.5-62.4	58-65
15	13.5-16.5	71.7-83.3	76-88
22	19.8-24.2	96.9-116	105-125
32	28.8-35.2	136-165	150-180
46	41.4-50.6	193-235	215-260
68	61.2-74.8	284-347	320-380
100	90-110	417-510	470-575
150	135-165	626-765	710-870
220	198-242	918-1122	1050-1250
320	288-352	1335-1631	1550-1850
460	414-506	1919-2346	2250-2700
680	612-748	2837-3467	3350-4000
1000	900-1100	4171-5098	4900-6000
1500	1350-1650	6257-7648	-

5/79

GREASE CONSISTENCY CLASSIFICATION NATIONAL LUBRICATING GREASE INSTITUTE - NGLI AMERICAN STANDARD LUBRICATING GREASE CLASSIFICATION (Z 11.3 - 1965)

GRADE	60-STROKE WORKED PENETRATION @ 77°F (25°C)
NGLI No. 000	445 to 475
NGLI No. 00	400 to 430
NGLI No. 0	355 to 385
NGLI No. 1	310 to 340
NGLI No. 2	265 to 295
NGLI No. 3	220 to 250
NGLI No. 4	175 to 205
NGLI No. 5	130 to 160
NGLI No. 6	85 to 115

The grades are defined as ranges of the values of the 60-stroke worked penetration, in tenths of millimeters, as determined by the ASTM Designation D 217-67T, "Cone Penetration of Lubricating Grease."

Notes 14

SAE VISCOSITY NUMBERS FOR CRANKCASE OILS

SAE Viscosity Number	Viscosity Units ⁽¹⁾	Viscosity Range (2)			
		At -10°C		At 100°C	
		Min.	Max.	Min.	Max.
SAE 9W	CENTISTOKES Centistokes		less than 1,750	-	3.8
SAE 10W	CENTISTOKES Centistokes		less than 2,400	-	4.1
SAE 30W ⁽³⁾	CENTISTOKES Centistokes		less than 10,000	-	5.6
SAE 30	CENTISTOKES Saybolt Universal Seconds			8.0 45	less than 9.3 50
SAE 30	CENTISTOKES Saybolt Universal Seconds			9.3 50	less than 12.8 70
SAE 40	CENTISTOKES Saybolt Universal Seconds			12.8 70	less than 16.3 85
SAE 50	CENTISTOKES Saybolt Universal Seconds			16.3 85	less than 21.9 110

(1) The viscosity of all oils included in this classification shall not be less than 5.0 centistokes at 100°F (38°C).
 (2) The upper limit in this classification for SAE 9W, 10W, 30W, 30, 40, and 50 is 100% oil and 0% viscosity improver.
 (3) SAE 30W may be used in viscosity SAE 30W oils which have a maximum viscosity at 0°F of 6000 cP.

5/79

SAE Axle and Manual Transmission Lubricant Viscosity Classification SAE Recommended Practice J306A

SAE Viscosity Number	Maximum Temperature for Viscosity of 150 000 cP (150 Pa·s)	Viscosity at 210°F (99°C)				
		Minimum		Maximum		
	°F	°C	cSt	SUS (c)	cSt	SUS (c)
75W	-40	-40	4.2	100	-	-
80W	-16	-26	7.0	140	-	-
85W	+16	-12	11.0	240	-	-
90	-	-	14.0	340	28	(120)
140	-	-	25.0	600	42	(170)
150	-	-	43.0	1000	-	-

(1) Numbers in parentheses are approximate SUS values corresponding to the centistokes shown.

Notes 15

**AGMA STANDARD SPECIFICATION
LUBRICATION OF INDUSTRIAL ENCLOSED GEAR DRIVES**

Rust and Oxidation Inhibited Gear Oils	Viscosity Range ASTM System (2)		Extreme Pressure Gear Lubricants
	AGMA Lubricant No.	SUS at 100 F	
1	193 to 235	41.4 - 50.6	2 EP 3 EP 4 EP 5 EP 6 EP 7 EP 8 EP
2	284 to 347	61.2 - 74.8	
3	417 to 510	90 - 110	
4	626 to 765	135 - 165	
5	918 to 1 122	198 - 242	
6	1 335 to 1 632	288 - 352	
7 comp. (1)	1 919 to 2 346	414 - 506	
8 comp. (1)	2 837 to 3 467	612 - 748	
8A comp. (1)	4 171 to 5 098	900 - 1 100	

NOTE: Henceforth AGMA lubricant number viscosity ranges will be identical to the ASTM system (2).

(1) Oils marked "comp." are compounded with 8% to 10% fatty or synthetic fatty oils.

(2) "Viscosity system for industrial lubricants", ASTM D 2422.

5/79

Notes 16

VISCOSITY CONVERSION TABLE

Kinematic	SUS	Engler	Redwood	Kinematic	SUS	Engler	Redwood	Kinematic	SUS	Engler	Redwood
			No. 1 Sec.				No. 1 Sec.				No. 1 Sec.
2	32.6	1.14	30.8	46	214	6.15	190	240	1 112	32	990
3	36.0	1.22	33.2	50	233	6.65	207	250	1 159	33	1 030
4	39.1	1.31	35.8	55	256	7.25	228	260	1 205	34	1 070
5	42.5	1.40	38.4	60	279	7.9	248	270	1 251	36	1 110
6	45.7	1.48	41.0	65	302	8.6	268	280	1 297	37	1 150
7	49.0	1.56	43.7	70	325	9.25	286	290	1 344	38	1 190
8	52.0	1.65	46.5	75	349	9.85	307	300	1 390	40	1 230
9	55.7	1.74	49.2	80	372	10.5	329	315	1 460	41	1 300
10	59.0	1.83	52.1	85	395	11.2	349	330	1 529	43	1 350
11	62.5	1.92	55.2	90	418	11.8	370	350	1 622	46	1 440
12	66.2	2.02	58.4	95	442	12.5	390	370	1 715	49	1 520
13	70.0	2.12	61.6	100	465	13.2	410	390	1 807	51	1 600
15	77.5	2.32	68.2	110	511	14.5	450	410	1 900	54	1 690
17	85.5	2.55	75.2	120	558	15.8	490	430	1 990	57	1 770
19	94	2.77	82.8	130	605	17.1	530	450	2 090	59	1 850
21	102	3.00	90.4	140	649	18.4	570	470	2 180	62	1 930
23	111	3.23	98	150	695	19.7	620	490	2 270	64	2 010
25	120	3.46	106	160	742	21.0	660	500	2 320	66	2 050
28	133	3.83	117	170	788	22.5	700	550	2 540	72	2 260
30	142	4.09	125	180	834	24	740	600	2 780	79	2 460
33	155	4.46	137	190	881	25	780	650	3 010	86	2 670
35	164	4.71	145	200	927	26	820	700	3 240	92	2 880
38	178	5.10	157	210	973	28	860	750	3 470	99	3 080
40	187	5.35	166	220	1 020	29	900	800	3 700	105	3 280
43	200	5.75	178	230	1 066	30	940				

5/79

Notes 17

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO
TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
1985

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA O INSTITUCION</u>
1. ELEAZAR ALDABA CHAVEZ 18 de Julio No. 20 Col. Gilberto Palacios Deleg. Chapingo 56230 México, D.F. 585 45 55	UNIV. AUTONOMA DE CHAPINGO Chapingo, Edo. de México
2. GUILLERMO ARAIZA RUIZ Escritores No. 20 Col. Nueva Rosita Deleg. Iztapalapa 09420 México, D.F.	UNIDAD DEPARTAMENTAL BOMBEO SUR Av. Río Churubusco 1285 Col. San José Aculco Deleg. Iztapalapa 09420 México, D.F. 657 29 05
3. MARCELO ERNESTO BUCIO GARCIA Juan de Dios Peza No. 15 Col. México Cd. Netzahualcoyotl Edo. de México 765 60 52	PLASTOTECNICA, S.A. Km. 19.5 Carr. Fed. México-Puebla Los Reyes, La Paz Edo. de México 9 75 04 44
4. FELIPE CARDENAS CARACHEO Cruzeiros No. 27 Col. Cerro Prieto Deleg. Gustavo A. Madero México, D.F. 760 59 00	F.I.P., S.A. Av. Industrias No. 10 Col. Cerro Gordo Edo. de México 569 20 00
5. JUAN CHAVEZ ESTRADA Eje 1 No. 173 Lomas de Cartagena Tultitlán Edo. de México	CONJUNTO MANUFACTURERO Av. López Portillo No. 6-A Sn. Francisco Chilpan Edo. de México 565 49 00
6. JAVIER DEACADO ROSAS Calle C- No. 11 Manzana XII Col. Educación Deleg. Coyoacán México, D.F. 544 16 21	PARTES INDUSTRIALES DE REFACCION Eje 3 Norte No. 640 Sn. Pedro Xalpa Deleg. Azcapotzalco México, D.F. 373 36 20
7. JUAN ESPINOSA BARRON	S.C.T. DIRECCION GRAL. DE DESARROLLO TECNOLOGICO
8. GENARO GONZALEZ Av. Universidad 1953 Edif. 14-304 Copilco Universidad Deleg. Coyoacán 04310 México, D.F. 550 34 28	FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM Av. Universidad No. 3000 Deleg. Coyoacán México, D.F. 550 52 15

9. FEDERICO GONZALEZ CARRILLO
Monte Olimpo No. 29
Fracc. Parque Residencial Coacalco
Edo. de México

F.I.P., S.A.
Cerro Gordo
Edo. de México
569 20 00

10. HUMBERTO HEREDIA MARTINEZ
L.M Marroquí 3042
Guadalajara, Jal.

CETI, GUADALAJARA
Calle El Chaco No. 3223
Fracc. Providencial
Guadalajara, Jal.
41 32 24

11. MARIO ALBERTO LÉZAMA ROJAS
2a. Priv. 72 Pte. No. 519-5
Col. 16 de Septiembre
41 41 10

UNIVERSIDAD CUAUHEMOC
Jalpa y Tlacomulco
Col. La Paz

12. LUIS ENRIQUE MALDONADO DUARTE
Polotitlán 43
Col. Altavilla
México, D.F.
569 73 76

F.I.P., S.A.
Av. Industrias No. 10
Col. Cerro Gordo
Edo. de México
569 20 00

13. MARIO HECTOR MARTINEZ ASCENCIO
Av. Del Molino No. 36
Jardines de la Hacienda
Cuautitlán Izcalli
Edo. de México
759 15 00 ext. 57

PANAVAL, S.A. DE C.V.
Henry Ford No. 57-E
Col. Bondonjito
Deleg. Gustavo A. Madero
México, D.F.
759 15 00

14. MARCOS MARTINEZ REYES
Flores Magón 55-B-508
Col. Guerrero
Deleg. Cuauhtémoc
06900 México, D.F.
597 44 62

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
Eje Central Lázaro Cárdenas No. 152
Col. Ixtahuacan
México, D.F.
567 54 76

15. DONACIANO MAXINES NAJERA
Norte 86-A No. 5205
Col. G. Sánchez
Deleg. Gustavo A. Madero
07830 México, D.F.
551 63 18

MELCO DE MEXICO, S.A. DE C.V.
Km. 4.5 Carr. México-Tequisquiapan
San Juan del Río, Qro.
2 10 45

16. JOSÉ LUIS MENDOZA SANDOVAL
Tamaulipas No. 19
Col. Sta. Cruz Xochimilco
16100 México, D.F.

= CENTRO DE DISEÑO MECANICO E
INNOVACION TECNOLOGICA
Facultad de Ingeniería, UNAM.
Ciudad Universitaria
México, D.F.

17. FRANCISCO MERCADO RAMIREZ
Taxqueña 1818 K-50
San Fco. Culhuacán
Deleg. Coyoacán
04430 México, D.F.
544 61 63

INSTITUTO DE FÍSICA, UNAM.
Ciudad Universitaria
México, D.F.
548 58 78

18. ROBERTO ALBERTO MIRELES PALOMARES
Playa Hornos
Col. Primavera
64830 México, D.F.
59 13 29

19. LORENZO MONSALVO SANCHEZ
1a. Cerrada de Cáliz No. 18
Col. El Rejoj
Deleg. Coyoacán
México, D.F.
677 37 84

20. ERENSTO MONTES ESTRADA
Tlacopan 284
Col. La Florida
Cd. Azteca
Ecatepec, Edo. de México

21. OTILIO MONTES RAMOS
11 de Abril No. 105-6
Col. San Pedro de Los Pinos
Deleg. Benito Juárez
México, D.F.
277 36 31

22. AMILCAR OLIVARES PARRA
Sonora 323
Fracc. Jacarandas
Tlanepantla, Edo. de México
397 19 32

23. MANUEL PAMPLONA RANGEL
Punguato No. 132
Col. Independencia
Guadalajara, Jal.
18 86 29

24. EVENCIO PEREZ PEREZ
Juan de Dios Ariaz No. 173
Col. Asturias
Deleg. Cuauhtémoc
06850 México, D.F.
519 79 16

23. JEAN PIERRE MICHEL KUN GONZALEZ
Ojo de Agua No. 40 - Club de Golf
Col. Hacienda
Atizapán, Edo. de México
379 08 26

U.A.N.L.
Fac. de Ing. Mecánica y Eléctrica
Cd. Universitaria Dr. Pedro de Alva
52 46 90

SQUARE DE MEXICO, S.A. DE C.V.
Calz. Javier Rojo Gómez No. 1100
Col. Guadalupe del Moral
Deleg. Iztapalapa
México, D.F.
686 30 00

FIPSA, DE C.V.
Av. Industrias No. 10
Col. Cerro Gordo
Ecatepec, Edo. de México
569 20 00 ext. 137

SPARVEL, S.A. DE C.V.
Norte 45 No. 1016
Col. Industrial Vallejo
Deleg. Azcapotzalco
02300 México, D.F.
567 85 46

SULZER HERMANOS, S.A.
Calz. A la Venta No. 19
Fracc. Industrial
Col. Cuamatla
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.
872 28 55

CENTRO DE ENSEÑANZA TECNICA DE MECANICA
El Chaco No. 3223
Col. Providencia
Guadalajara, Jal.
41 32 24

UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA
Av. San Pablo No. 180
Col. Reynosa
Deleg. Atzacapotzalco
02000 México, D.F.
582 50 00 ext. 297

LEMEX, S.A.
Frambuesa 283
Col. Hogar y Seguridad
Deleg. Atzacapotzalco
México, D.F.
556 87 88

24. FRANCISCO RAMIREZ TORRES

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE CHAPINGO
Departamento de Industrias Agrícolas
56230 México, D.F.
585 45 55

25. EDUARDO RANGEL ENRIQUEZ

Calle 8 No. 29
Col. Gobernadores
México, D.F.
796 88 70

CLAYTON DE MEXICO, S.A.
Carrizo No. 54
Col. Nueva Industrial Vallejo
Deleg. Gustavo A. Madero
México, D.F.
586 51 00

26. J. NESTOR FERNANDO ROMERO PARTIDA

Av. Sierra Vista No. 298
Col. Lindavista
Deleg. Gustavo A. Madero
07300 México, D.F.
586 83 76

INDUSTRIAS ROMFER, S.A. DE C.V.

27. GUSTAVO SANCHEZ GONZALEZ

Cosoleacaque, Ver.
422 07

TEREFTALATOS MEXICANOS, S.A.
Cosoleacaque, Ver.

28. MIGUEL ANGEL SANCHEZ GUZMAN

Hda. de Zotoluca 370
Hacienda de Echegaray
Naucalpan, Edo. de México
560 07 88

MAQUINDAL, S.A. DE C.V.
Henry Ford 341
Col. Bondonjito
Deleg. Alvaro Obregón
07850 México, D.F.
760 16 55

29. RAFAEL PEDRO SANTILLAN ALARCON

2a. Privada Anita No. 9
Col. Vergel
Cuernavaca, Mor.

INDUSTRIA AUTOMOTRIZ DE CUERNAVACA, S.A.
Km. 87.5 Autopista Federal Méx-Acapulco
Cuernavaca, Mor.
5 25 99

30. FRANCISCO TELLEZ HERRERA

Zahuatlán No. 352
Col. Romana
Tlanepantla
53030 Edo. de México
565 98 90

DIRECCION GRAL. DE OBRAS MARITIMAS, S C T
Providencia 807
Col. Del Valle
México, D.F.

31. JOSE EDUARDO TREVIÑO LOREDO

Residencial Periférico
66420 México
76 99 86

U A N L, FACULTAD DE ING. MEC. Y ELECTRICA
Ciudad Universitaria
52 46 90

32. SALVADOR TREJO ZUÑIGA

PEMEX

33. OSCAR VELAZQUEZ PEDRAZA

Antonio Solís 69-10
Col. Obrera
Deleg. Cuauhtémoc
06800 México, D.F.
530 53 30

FELIPE VELAZQUEZ GACHUZ
Calle 7 No. 112-A-3
Col. Pantitlán
Deleg. Ixtacalco
08100 México, D.F.
763 85 45

CENTRO DE DISEÑO MECANICO E INNOVACION TEC.
Ciudad Universitaria
México, D.F.
550 00 41

35. JORGE MIGUEL VILLARREAL
Manuel Doblado No. 276 Ote.
Cd. Obregón, Sonora

INSTITUTO TECNOLOGICO DE SONORA
5 de Febrero No. 818 Sur
Cd. Obregón, Sonora