



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

CREATIVIDAD

ING. GUSTAVO VALERIANO

PALACIO DE MINERIA, 1992

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 Primer piso Deleg. Cuauhtémoc 06000 México, D.F. Tel.: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

STANLEY VALENTINE

PALACE OF MINERALS 1983

INTRODUCCIÓN 2

CREATIVIDAD 2

VALORES EN LOS QUE SE ES CREATIVO 2

METODOLOGÍA DE LA CREATIVIDAD 2

LA PERSONALIDAD CREATIVA 3

CARACTERÍSTICAS COGNOSCITIVAS 4

CARACTERÍSTICAS AFECTIVAS 4

¿COMO DESARROLLAR LA CREATIVIDAD? 4

FACILITADORES Y OBSTÁCULOS DE LA CREACIÓN 5

HÁBITO V.S. CREATIVIDAD 6

GENERACIÓN DE OPCIONES DE SOLUCIÓN 6

TOMA DE DECISIONES 6

INGREDIENTES BÁSICOS PARA LA TOMA DE UNA DECISIÓN 7

TÉCNICAS PARA TOMA DE DECISIONES 7

MATRIZ DE DECISIONES: 7

TÉCNICA DE JOHNSON 8

EMPRESAS QUE MUESTRAN CREATIVIDAD EN SU MANEJO DEL NEGOCIO 10

CONCLUSIÓN 10

MATRIZ DE DECISIONES:

Una vez que se han generado las diferentes opciones de solución viene la evaluación y selección de "la mejor" opción. Esto es posible lograrlo a través de la matriz de decisiones.

En esta se asignan pesos a diferentes criterios que van a influir en el diseño, los valores que se asignen dependen de la importancia que juegue el criterio en el diseño. La suma de los valores debe sumar

1. Algunos de los criterios que se establecen como importantes son los siguientes:

- Costo de materiales
- Costo de fabricación
- Peso
- Mantenimiento requerido
- Durabilidad
- Confiabilidad
- etcétera.

Se le asignan calificaciones entre 0 y 10 a cada una de las opciones en cada una de las columnas de criterio, estas calificaciones se asignarán según cumplan o no con los objetivos.

- 10 Si la opción cumple satisfactoriamente con todos los objetivos.
- 9 Si la opción cumple los objetivos importantes.
- 7.5 Si la opción cumple con la mayoría de los objetivos.
- 5 Si cumple medianamente con los objetivos.
- 4 Si cumple con la menor parte de los objetivos.
- 2.5 Si cumple en forma mínimos con los objetivos.
- 0 Si no cumple con ninguno de los objetivos.

De alguna forma la asignación de los valores de los criterios es subjetiva, sin embargo se van a evaluar con la misma subjetividad todas las opciones. Una vez que se han calificado las opciones se obtiene el producto del valor del criterio por la calificación, este producto se sumará para cada opción y se obtendrá un valor que por comparación nos dirá cual es la mejor.

Ejemplo: Matriz de decisiones para seleccionar la mejor opción de solución para la articulación de una prótesis.

TÉCNICA DE JOHNSON

- 1.- Decidir sobre los atributos más importantes del diseño.
- 2.- Se hacen estimados de factores de atributos para cada alternativa.

3.- Una de las alternativas es seleccionada como referencia y los factores son normalizados respecto a la referencia (usualmente el diseño del que se conoce más es usado como referencia).

$$\text{Proporción de Comparación (P.C.)} = \frac{\text{Factor del diseño}}{\text{Diseño de referencia.}}$$

Ejemplo:

Alternativas de Diseño				
	A	B	C	D
Factor de desgaste	350	220	250	415
Proporción de Comparación	1.59	1.0	1.14	1.89
Proporción (-)	0.63	1.0	0.88	0.53

Alternativas de decisión				
	A	B	C	D
Características de movimiento	Excelente	Bueno	Bueno	Regular
Factor de comparación	1.25	1.0	1.0	0.75

Alternativas de decisión				
	A	B	C	D
Costo	15,500,000	17,000,000	13,000,000	9,000,000
F.C.	0.91	1.0	0.76	0.53
Proporción (-)	1.10	1.0	1.32	1.89

Diseño de referencia: B

Elaboración de matriz

A.- Obtener las proporciones de comparación de cada atributo:

- B.- Definir cuales son (+) o (-), si la matriz ser positiva, se usarán los recíprocos de las proporciones de signo contrario.
- C.- Dar factor de peso a cada atributo (F.P.).

Factor	Descripción
10	Extrema Importancia
8-9	Muy alta importancia
6-7	Sobre la mitad de la importancia
5	Mitad o moderada importancia
3-4	Menor importancia
1-2	Poca importancia
0	Ninguna importancia

Alternativas de Diseño	Desgaste	Movimiento	Costo	Total
A	$0.63 \times 7 = 4.41$	$1.25 \times 10 = 12.5$	$1.10 \times 8 = 8.80$	25.71
B	$1.0 \times 7 = 7.0$	$1.0 \times 10 = 10$	$1.0 \times 8 = 8.0$	25.00
C	$0.88 \times 7 = 6.16$	$1.0 \times 10 = 10$	$1.32 \times 8 = 10.56$	26.72
D	$0.53 \times 7 = 3.71$	$0.75 \times 10 = 7.5$	$1.89 \times 8 = 15.12$	26.33

De esta matriz y por comparación al igual que en la técnica de matriz de decisiones se ve que la alternativa C es la mejor.

EMPRESAS QUE MUESTRAN CREATIVIDAD EN SU MANEJO DEL NEGOCIO.

Walt Disney un ejemplo de creatividad

Las empresas continuamente deben estar en constante actualización, un ejemplo de esto es Walt Disney en su manejo del personal, demostrando con esto que la creatividad es muy importante en cualquier tipo de actividad.

CONCLUSIÓN

El Centro de Diseño tiene como uno de los objetivos, resolver los problemas de la industria a través del diseño de máquinas, aunque existe un método de diseño, cada problema se trata de forma diferente, en cada uno se aprenden nuevas cosas, cada proyecto puede tomar desde dos meses a dos años, en cada uno se revelan conocimientos, técnicas, actitudes y aptitudes nuevas.

**DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO
MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
DEL 21 DE SEPTIEMBRE AL 2 DE OCTUBRE DE 1992.**

ING. VICTOR PEREZ AMADOR BARRON (COORDINADOR)
PROFESOR TITULAR "B" DE TIEMPO COMPLETO
FACULTAD DE INGENIERIA, CIUDAD UNIVERSITARIA
TEL. 550 52 15 EXT. 3746

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ (COORDINADOR)
PROFESOR DE TIEMPO COMPLETO ASOCIADO "B"
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
CIUDAD UNIVERSITARIA
TEL 550 52 15 EXT. 3746 y 3737

ING. HUMBERTO SANCHEZ SANCHEZ
JEFE DE INGENIERIA DE DISEÑO DE MOTORES
INDUSTRIAS IEM, S.A. DE C.V.
VIA GUSTAVO BAZ KM 11.5 TLALNEPANTLA, EDO. DE MEXICO, C.P.
5400, TEL. 565 69 00 EXT 262.

ING. JOSE MENDEZ TELLEZ GIRON
DIRECTOR GENERAL
REPSOL MEXICANA, S.A. DE C.V.
HOMERD No. 109-703, COL. POLANCO, DEL. MIGUEL HIDALGO, C.P.
11580, TEL. 592 43 12 y 546 11 76

ING. DAVID CAND SAUCEDO
INGENIERO DE POTENCIA, CENTRO NACIONAL DE CONTROL DE LA
ENERGIA CENACE
COMISION NACIONAL DE ELECTRICIDAD C.F.E.
CALLE DON MANUELITO SN. JERONIMO
TEL. 553 71 33 EXT 2192 y 2193

ING. HUGO GRAJALES ROMAN
GERENTE DE PROYECTOS
TABACOS MEXICANOS S.A. DE C.V.
EJERCITO NACIONAL 862, TEL. 395 54 77 - 154

ING. IGNACIO D. GONZALEZ CASTILLO
COORDINADOR DEL SUBPROGRAMA DE MANEJO ECOLOGICO DEL CAMPO
UNIVERSITARIO DEL MEDIO AMBIENTE UNAM
ASESOR DE LA DIRECCION GENERAL DE PROYECTOS PARA EL
EQUIPAMIENTO, CIUDAD UNIVERSITARIA.
TEL. 550 52 15 EXT. 4828 y 548 16 03

M. EN I. VICENTE BORJA RAMIREZ
JEFE DEL CENTRO DE DISEÑO
FACULTAD DE INGENIERIA UNAM
TALLERES DEL ANEXO A LA FACULTAD DE INGENIERIA
CIUDAD UNIVERSITARIA, TEL. 550 52 15 EXT. 4604 y 550 00 41

ING. GABRIEL RAMIREZ ALMANZA



100

100



100

100

100

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO:

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

FECHA: Del 21 de septiembre al 1º. de octubre de 1992

CONFERENCISTA		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION)	PUNTUALIDAD	
1	Ing. Víctor Pérez Amador					
2	Ing. Hugo Grajales Román					
3	Ing. David Cano Saucedo					
4	Ing. José Méndez Téllez G.					
5	Ing. Humberto Sánchez Sánchez					
6	Ing. Gabriel Ramírez Almanza					
7	Ing. Juan Manuel Rojas Gómez					
8	Ing. Vicente Borja Ramírez					
9	Ing. Ignacio González Castillo					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10						

EVALUACION DEL CURSO

C O N C E P T O		
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN 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 EN EL CURSO	
EVALUACION TOTAL		

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10



MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

1. INTRODUCCION

1.1. Nomenclatura y definiciones

MOTOR ELECTRICO. Es un dispositivo que transforma energía eléctrica en trabajo mecánico mediante la interacción de dos campos magnéticos.

POTENCIA. Usualmente la energía transformada se evalúa en cada unidad de tiempo y recibe el nombre de potencia. Desde este punto de vista, se dice que un motor transforma potencia eléctrica en potencia mecánica.

La potencia eléctrica se suministra al motor por medio de una tensión y una corriente. Se presentan tres casos usuales:

Potencia de C.D.	$P = V I$
Potencia de C.A. monofásica	$P = V I \cos \theta$
Potencia de C.A. trifásica	$P = \sqrt{3} V \cdot I \cos \theta$

La potencia mecánica en el caso de los motores convencionales, se obtiene con el movimiento rotatorio de una flecha. Sus componentes son el par motor y la velocidad angular

$$P_m = T\omega$$

En el sistema internacional de unidades, el par se expresa en Newton-Metro y la velocidad angular en Radianes/segundo, en cuyo caso la potencia mecánica se da en Watt.

Existe, no obstante, un sistema práctico, todavía muy utilizado, en el que el par se expresa en Kg-M, la velocidad en RPM (revoluciones por minuto, representadas por la letra N) y la potencia mecánica en HP ("Horse Power" ó caballos de potencia) en cuyo caso la fórmula correspondiente es:

$$HP = \frac{T \cdot N}{726}$$

ESTATOR. Conjunto de elementos estáticos del motor. Incluye la base o soporte, la coraza, que en su interior soporta las piezas polares y los interpolos en el caso de motores de C.D., o la armadura en el caso de motores de C.A. Sobre sus extremos se apoyan las tapas, mismas que en su centro tienen los cojinetes que son los elementos de contacto con las partes móviles.

ROTOR. Conjunto de elementos rotatorios del motor. Incluye la flecha, que soporta en su centro los órganos, de conversión de energía, se apoya en los cojinetes y sirve de elemento transmisor de energía (o potencia) hacia el exterior de la máquina, y los órganos de conversión ya mencionados, que son la armadura para motores de C.D. o las piezas polares (electroimanes o polos inducidos) para máquinas de C.A.

ARMADURA. Conjunto de elementos que incluyen un embobinado en el cual se inducen las fuerzas contra electromotrices, y circulan las corrientes componentes de la potencia de entrada. En la armadura se induce uno de los campos magnéticos que producen la conversión de energía.

PIEZAS POLARES. Núcleos magnéticos que tienen a su alrededor una bobina de C.D., en un extremo se apoyan en la coraza o en la flecha según se trate de máquinas de C.D. o de C.A., y en el otro extremo soportan las zapatas o ampliaciones polares. Funcionan por el principio del electroimán y producen el campo inductor, que es el otro campo magnético que contribuye a la conversión de energía.

JAULA DE ARDILLA. Circuito eléctrico propio de los motores de inducción que reemplaza al sistema polar de electroimanes.

1.2 Principio de operación

El principio de operación de los motores eléctricos puede describirse en términos generales, como la interacción entre dos campos magnéticos, uno de los cuales se origina en el estator y el otro en el rotor.

En la figura 1 se pueden observar las condiciones planteadas. El campo de rotor tiende a alinearse con el campo de estator, originando así un par

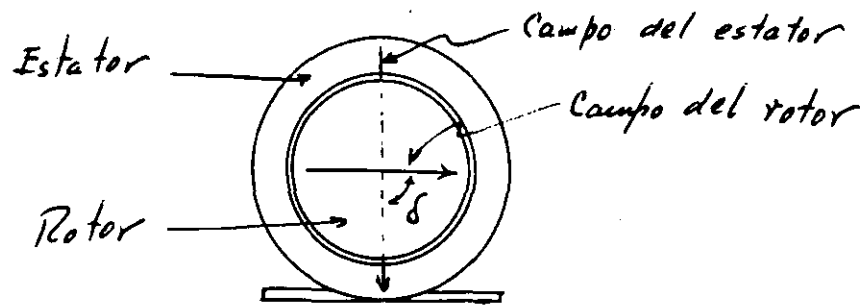


Figura 1. Principio de funcionamiento de los motores eléctricos.

motor, que produce en el rotor, una velocidad angular en el sentido horario.

El comportamiento de estos campos es diferente para cada tipo de máquina, pero se puede reducir a los tres casos fundamentales que se describen a continuación:

- a) Motores de C.D. El campo de estator es fijo en posición y constante en magnitud, siendo inducido por el embobinado de excitación. El campo de rotor tiende a girar junto con éste, provocando una disminución del ángulo δ entre los dos campos, pero apenas se ha producido una variación muy pequeña, el ángulo δ se corrige por medio de un sistema de conmutación y escobillas, manteniéndose así alrededor de un valor de 90° eléctricos, mientras el rotor continúa girando a una cierta velocidad. Este campo se origina en el embobinado de armadura y se le conoce comúnmente como reacción de armadura.

Dado que su oscilación alrededor de un ángulo δ de 90° es muy pequeña, la reacción de armadura se puede considerar como fija en posición, independientemente del estado de reposo o de giro del rotor.

- b) Motores síncronos. El campo de estator gira en el interior del mismo, a la velocidad de sincronismo que le corresponda según la frecuencia del sistema y el número de polos, siendo de magnitud constante. En máquinas de C.A., éste es el campo de armadura.

El campo en el rotor se produce mediante las bobinas de excitación, que se alimentan con C.D., a través de anillos rozantes y escobillas. Cada polo magnético de rotor es atraído por un polo opuesto de armadura, arrastrando así al rotor a la velocidad síncrona. El ángulo en esta máquina depende del grado de carga con que esté operando y se le conoce como ángulo par.

La máquina síncrona requiere por tanto de una alimentación de C.A. (potencia de entrada) y otra de C.D. (excitación).

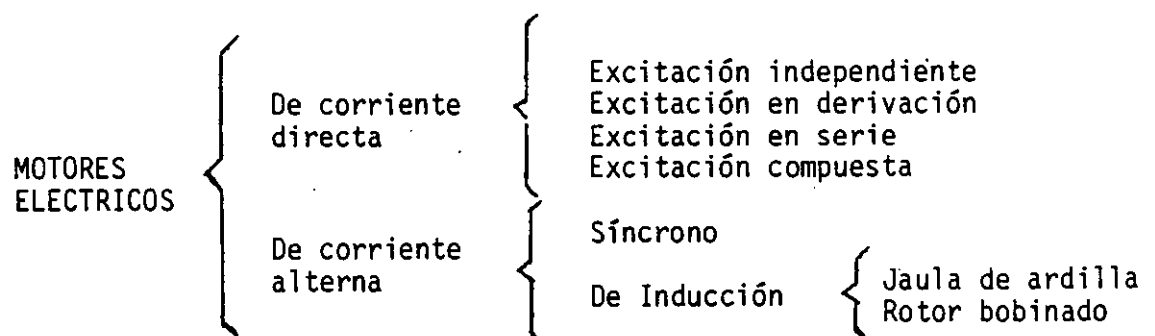
- c) Motores de inducción. El estator es idéntico al de la máquina síncrona. El campo de rotor, en cambio, se produce por un fenómeno de inducción, y no requiere, alimentación de C.D.

Para producir la inducción es necesario un deslizamiento y la velocidad de ésta máquina es ligeramente inferior a la correspondiente velocidad síncrona.

El deslizamiento cambia según el grado de carga del motor.

El motor de inducción requiere solamente una alimentación, que es la del estator.

2. CLASIFICACION





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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

**MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA
TEORIA BASICA**

ING. VICTOR PEREZ AMADOR

SEPTIEMBRE - 1992

MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA

TEORIA BASICA

INTRODUCCION

Uno de los primeros problemas con que se enfrenta el motor de corriente directa, es el hecho de que las corrientes continuas y los campos magnéticos que inducen, se pueden considerar como fenómenos estacionarios, y por tanto no resultarían adecuados en un proceso de conversión de energía, para producir un movimiento prolongado.

Es necesario alternar la corriente para obtener un campo magnético dinámico, y ésto se logra por medio del elemento que lleva el nombre de conmutador. Una máquina de corriente directa, invariablemente requiere del conjunto conmutador-escobillas, lo que hace necesario adoptar el siguiente arreglo:

ROTOR. En el conjunto giratorio se encuentra la armadura de la máquina, en la que se inducen fuerzas electromotrices alternas, y circulan corrientes igualmente alternas. Conecta hacia el exterior por medio del conmutador y las escobillas, cuya misión es rectificar las fuerzas electromotrices cuando la máquina trabaja como generador o alternar las corrientes cuando trabaja como motor.

Para lograr esto es indispensable el movimiento sincronizado del emboinado de armadura y del conmutador, razón por la que estos elementos van montados rígidamente en el conjunto rotor.

ESTATOR. Desde el punto de vista funcional, identificamos el estator, con el sistema polar de la máquina. En el interior de la coraza se fijan las piezas polares (siempre un número par), las cuales soportan a su alrededor las bobinas de excitación, y en su extremo interno están las zapatas o

ampliaciones polares, cuyo objeto es producir una distribución amplia del flujo magnético que debe cruzar el entrehierro y distribuirse en el núcleo de armadura.

Para comenzar a estructurar la teoría básica de la máquina de C.D., analizaremos en primer lugar, dos grandes conjuntos que desempeñan un papel fundamental en la conversión de energía, y son:

- a) Circuito magnético, que comprende las bobinas de excitación y los núcleos y entrehierros a través de los cuales pasan las líneas magnéticas.
- b) Circuito eléctrico, que comprende el embobinado de armadura, el conmutador y las escobillas, o sea la trayectoria de las corrientes motrices.

EL CIRCUITO MAGNETICO

Llamaremos circuito magnético, al conjunto de elementos por los que atraviesan las líneas magnéticas del campo inductor, incluyendo la fuente o fuentes de fuerza magnetomotriz que dan origen a las líneas mencionadas.

Aunque una de las características de las líneas magnéticas es que son líneas cerradas (o sea que no tienen principio ni fin), vamos a suponer un punto de origen, a fin de poder recorrer el circuito magnético. Si éste es la pieza polar norte, entonces las líneas pasan por los siguientes elementos:

Pieza polar norte
 Zapata polar norte
 Entrehierro
 Dientes y ranuras
 Núcleo de armadura
 Dientes y ranuras
 Entrehierro
 Zapata polar sur
 Pieza polar sur
 Yugo o coraza

Y finalmente se cierra el circuito en la pieza polar norte de origen.

Alrededor de las piezas polares norte y sur se encuentran las bobinas de excitación.

En la figura 1 podemos observar el circuito magnético de una máquina de cuatro polos, en donde se van alternando un norte y un sur. Es interesante observar que el campo tiende a atravesar el entrehierro en forma radial,

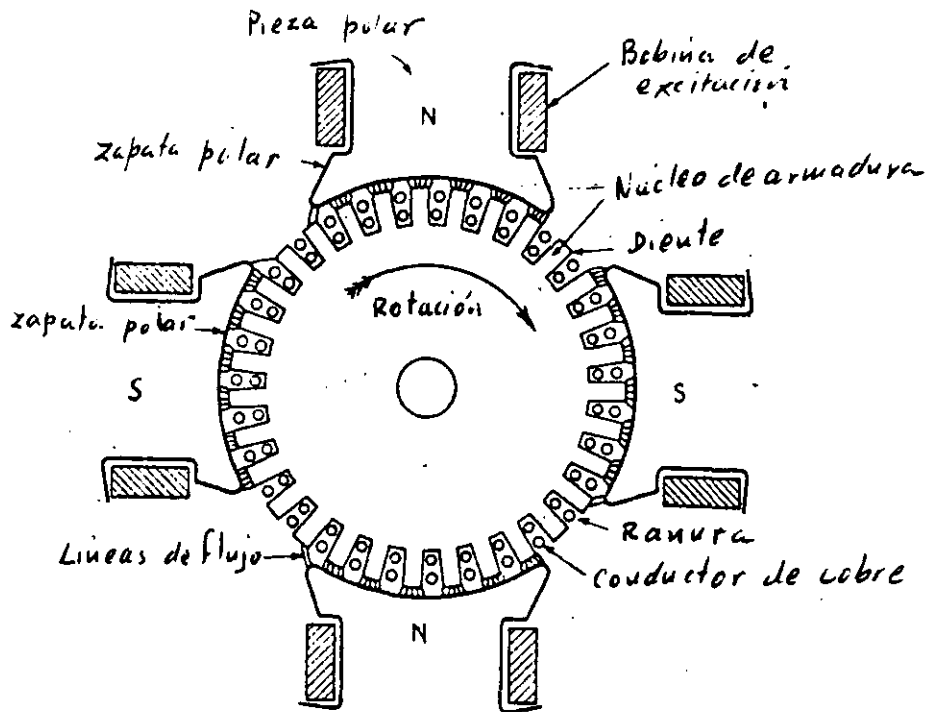


Figura 1. Circuito magnético de una máquina de cuatro polos.

salvo los pequeños efectos de borde, y se concentra sobre los dientes de armadura.

Si el flujo polar aumenta, llega un momento en que se saturan los dientes, que son los elementos más angostos del circuito magnético.

Aparecerán entonces líneas que atraviesen el entrehierro por la región de las ranuras, venciendo una reluctancia mayor que la inicial, y reflejándose esta situación en la corriente de excitación. Las demás piezas que van entrando progresivamente en estado de saturación, son: Piezas po-

lares, yugo y núcleo de arandura. El entrehierro en cambio no se satura. Estas condiciones nos permiten establecer el flujo disponible en el circuito magnético, para los diferentes grados de excitación, lo que graficado, recibe el nombre de curva de magnetización.

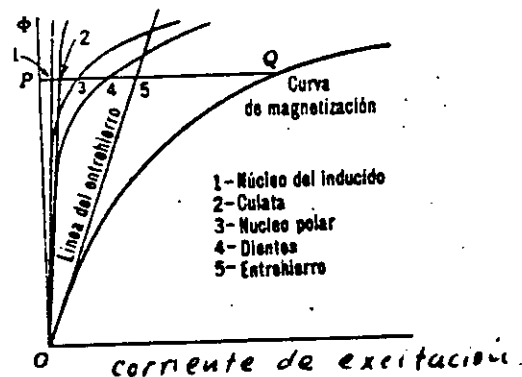


Figura 2. Componentes de la curva de magnetización

Completando otros efectos del circuito magnético, es importante recordar que en las máquinas de C.D., las piezas polares se contruyen siempre de imán permanente, lo que mantiene un flujo remanente cuando la máquina está en condiciones de reposo.

Al entrar la máquina en operación, la fuerza magnetomotriz originada por la corriente de excitación, refuerza al magnetismo remanente, llevándolo a las regiones superiores de la curva de magnetización. Cualquier disminución de la corriente de excitación, una vez que ha alcanzado valores elevados, hará que la desmagnetización del circuito se efectúe por una trayectoria distinta de la ascendente, debida a la histéresis.

En la figura 3 se puede apreciar la curva de magnetización en sus trayectorias ascendente y descendente, llegando entre estas dos a la región de saturación. Ambas trayectorias encierran un área de histéresis, dentro de la cual opera normalmente la máquina.

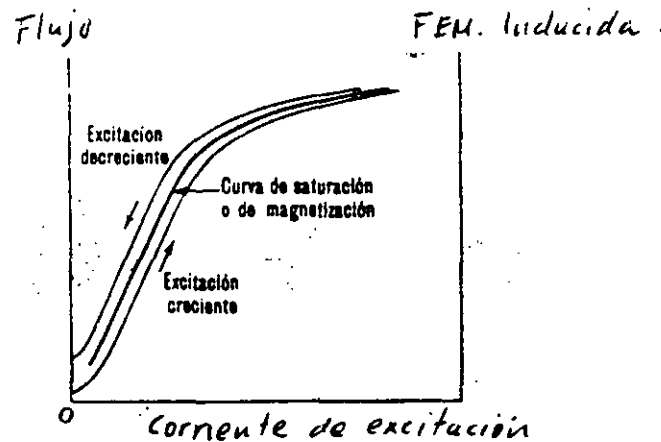


Figura 3. Consideración del magnetismo remanente y del fenómeno de histéresis.

Análisis de la curva de magnetización. El crecimiento de la curva de magnetización es fundamental para deducir posteriormente la curva de saturación, y a partir de ésta, el comportamiento de las máquinas de C.D.

Se puede asegurar, sin temor a equivocación, que el circuito magnético de la máquina nunca va a responder dos veces en forma idéntica a una corriente de excitación, pues como se ha visto en la figura 3, el flujo magnetizante se localiza dentro de un área y no en una gráfica lineal. No obstante, se puede trazar dentro del área una línea definida que nos represente el comportamiento promedio del circuito magnético, tal como aparece en la misma figura 3.

La Ecuación de Froelich. Desde un punto de vista práctico, no es indispensable que la curva de magnetización que acabamos de describir trazada dentro del área de histéresis, siga exactamente el comportamiento promedio entre la trayectoria ascendente y la descendente. De todas maneras, cualquier región dentro del área nos reportaría el comportamiento

to aproximado del circuito magnético. Esto nos permite aprovechar la ecuación de Froelich, que tiene la ventaja de ser una función muy sencilla, y su gráfica pasa en su mayor parte dentro del área de histéresis, como se muestra en la figura 4.

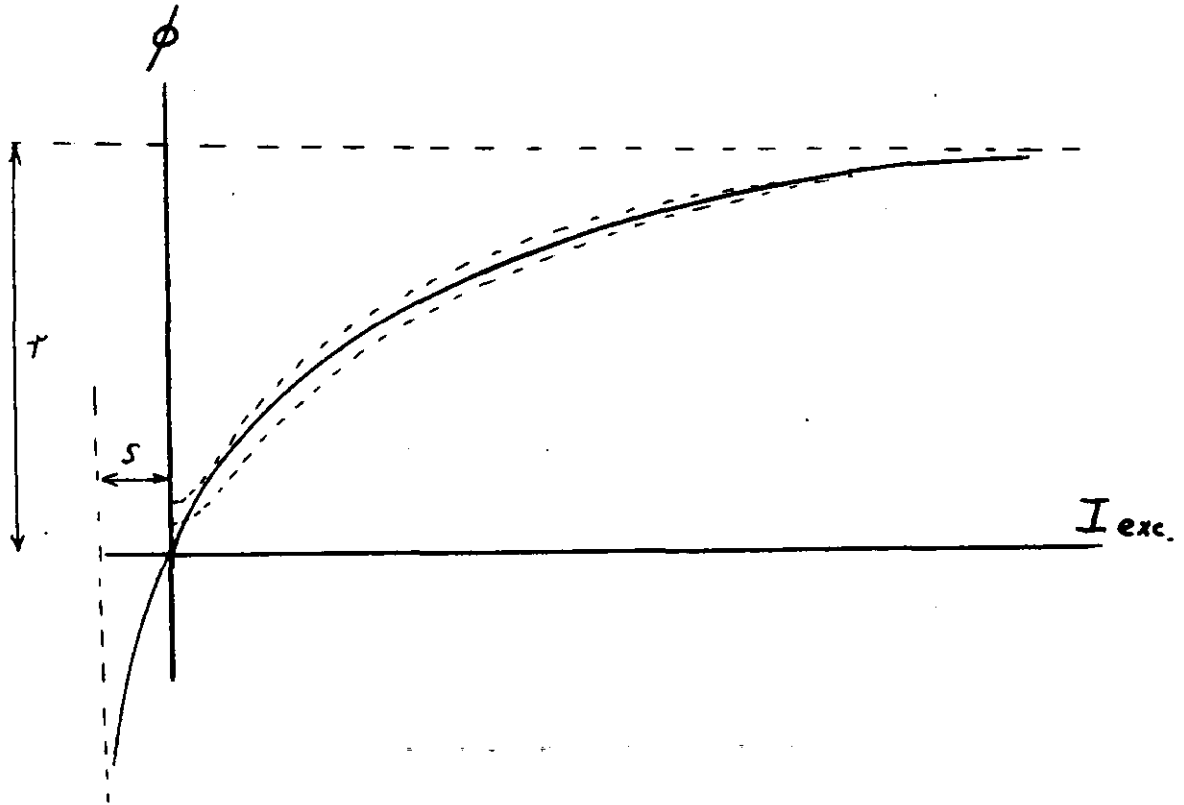


Figura 4. Gráfica de la Ecuación de Froelich.

Hay regiones en que la función de Froelich se acerca a la trayectoria ascendente, y regiones en que se acerca a la descendente. Para excitaciones muy pequeñas, o nulas, no tiene validez, pues no tiene en cuenta el magnetismo remanente. Cuando se deba analizar el comportamiento del circuito magnético con excitación nula, será necesario introducir una corrección por magnetismo remanente.

Análisis de la Ecuación de Froelich. La ecuación que hemos estado mencionando, es:

$$\phi = \frac{r}{s + I_{ex}}$$

en donde ϕ representa el flujo magnético, e I_{ex} , la corriente de excita-

ción.

r y s son dos parámetros (constantes), que se interpretan gráficamente como asíntotas horizontal y vertical, como se puede apreciar en la figura 4.

Recordando la forma completa del área de histéresis, ésta es simétrica respecto del origen, localizándose en el 1º y 3er. cuadrantes, sin embargo, la función de Froelich solamente se aproxima a la curva de magnetización en la región del 1er. cuadrante.

La función de Froelich tiene las ventajas de su sencillez, y de reportarnos un comportamiento bastante aproximado al real, al mismo tiempo que presenta las desventajas de no tener en cuenta el magnetismo remanente y de operar exclusivamente en el 1er. cuadrante.

Tipos de excitación. La fuente de energía magnética, como ya se ha mencionado es una fuerza magnetomotriz. Ahora bien, recordamos que una fuerza magnetomotriz es el producto de la corriente de excitación por el número de vueltas del devanado.

$$F_{mm} = N I_{ex}$$

Asociando a este concepto el hecho de que la energía necesaria para excitar la máquina es muy pequeña (alrededor de un 3% de la capacidad de la máquina) se han desarrollado dos tipos de bobinas de excitación:

a) Bobina de excitación por voltaje. Es de alambre delgado y un número grande de vueltas. Su resistencia es elevada y con auxilio de un reóstato limitador, se conecta a una tensión del mismo orden que el voltaje de armadura. Puede conectarse en circuito paralelo con la misma armadura. En el primer caso se le llama excitación independiente, y en el segundo excitación en derivación.

La fuerza magnetomotriz se obtiene por un número elevado de vueltas y una corriente de excitación pequeña.

b) Bobina de excitación por corriente. Es de conductores muy gruesos

ces, que las trayectorias son estacionarias alrededor de una posición de equilibrio.

Se han diseñado varios tipos de embobinados que cumplen con estos requisitos, entre ellos que podemos considerar como fundamentales, el imbricado y el ondulado.

La figura 6 muestra un esquema desarrollado de un embobinado imbricado. Entre las delgas 8 y 9 del conmutador se ha reforzado el trazo de una de las bobinas, para permitirnos apreciar que forma tiene.

Para acomodar este embobinado en las ranuras del núcleo es necesario introducir dos costados de bobina por ranura, de manera que uno de ellos ocupa el fondo y otro la superficie. Cada bobina se acomoda de manera que uno de sus costados ocupe el fondo de una ranura, y el otro la superficie de otra ranura, de manera que las bobinas al ir estructurando el embobinado, se acomodan en forma traslapada, y de allí el nombre de embobinado imbricado.

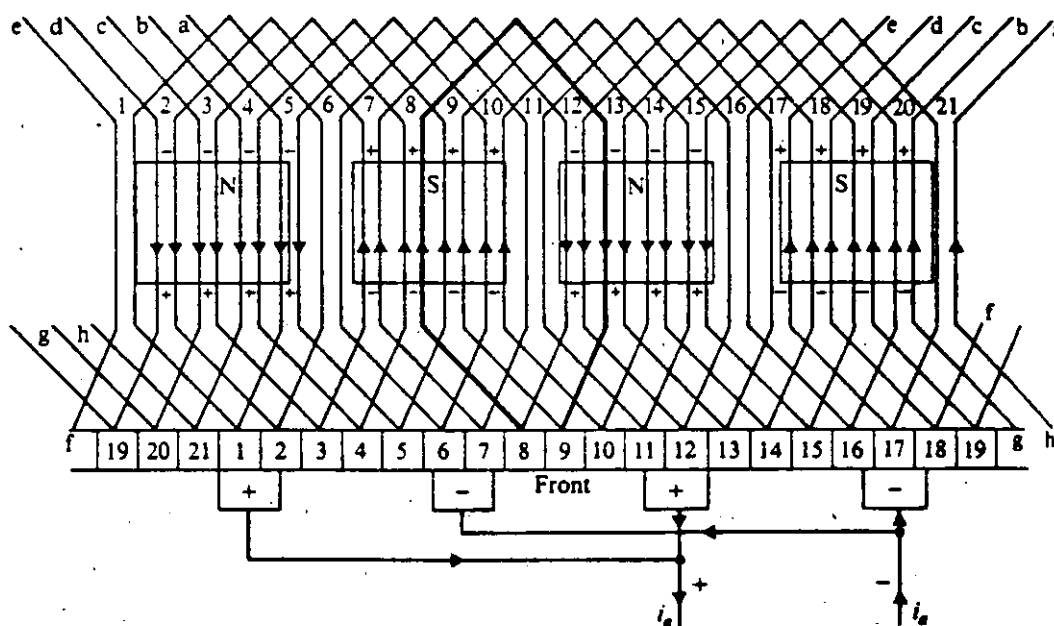


Figura 6. Desarrollo del embobinado imbricado.

Si imaginamos las piezas polares por debajo del plano de dibujo, el flujo magnético sale del papel frente a los polos norte y penetra frente a los polos sur. Suponiendo que tanto el embobinado se mueve hacia la derecha, frente a las caras polares se inducen las fuerzas electromotrices marcadas en la figura.

Recorriendo el circuito, y sumando las fuerzas electromotrices que quedan en serie, encontramos en el conmutador, dos regiones de máximo potencial (delgas 1-2 y 11-12) y otras dos de mínimo potencial (delgas 6-7 y 16-17-18). Colocando en estos puntos las escobillas, se pueden conectar entre sí las dos positivas obteniendo un positivo común, y similarmente las dos negativas.

Las nuevas interconexiones externas, permiten definir para este ejemplo, cuatro trayectorias de corriente, de manera que se han formado cuatro circuitos en paralelo.

En general para una maquina de "n" polos se formarán "n" circuitos en paralelo, obteniéndose una máquina de bajo voltaje y alta capacidad de corriente.

En la figura 7 se muestra un esquema desarrollado de un embobinado ondulado. Entre las delgas 3 y 14 se ha reforzado el trazo de una bobina, lo que permite apreciar su forma y diferenciarla de la bobina imbricada. Siguiendo la trayectoria de varias bobinas consecutivas, se forma una figura similar a una onda, y de ahí el nombre de embobinado ondulado.

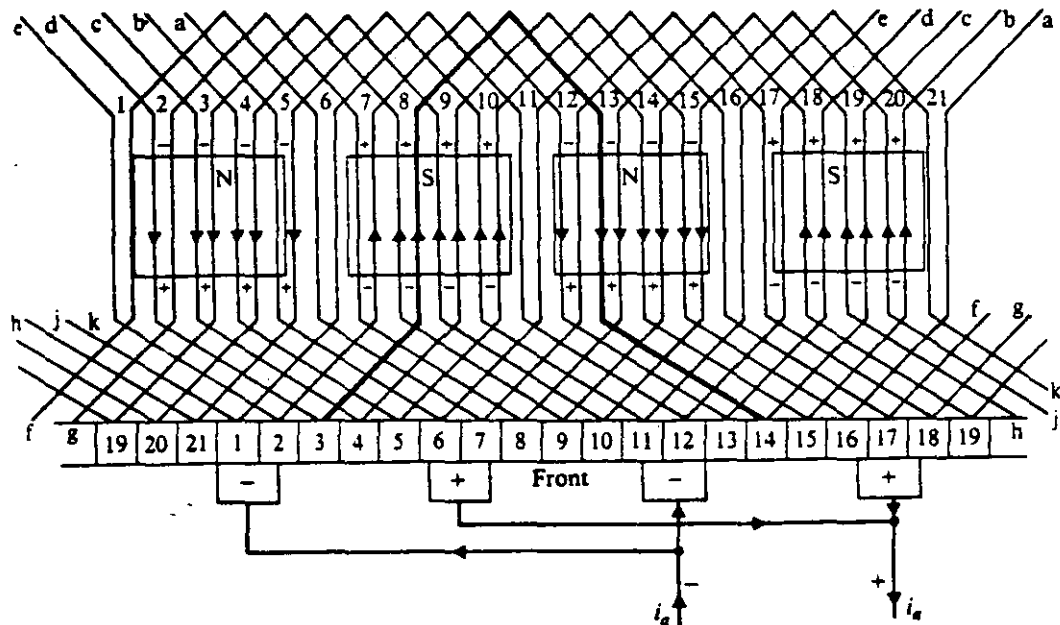


Figura 7. Desarrollo del embobinado ondulado.

Siguiendo los mismos pasos para analizar el comportamiento de este embobinado, encontraremos que también hay dos regiones en el conmutador, de máximo potencial, y otras dos de mínimo potencial, en donde se colocan las escobillas.

Las corrientes en cambio, siguen un comportamiento diferente. Las delgas 1 y 12 que están interconectadas exteriormente por el puente de las escobillas, también están punteadas en el interior del embobinado, por una bobina en la que no se inducen fuerzas electromotrices, de manera que desde el punto de vista de análisis de redes, las delgas 1 y 12 y las dos escobillas negativas son un mismo nodo. Algo similar ocurre con las delgas 6 y 17 y las dos escobillas positivas.

Realmente, el embobinado ondulado solamente requiere de dos escobillas, y si se colocan más, es solamente para mejor distribución de las corrientes conmutantes, y menor fatiga en los elementos de conmutación.

En el embobinado ondulado se forman solamente dos trayectorias de corriente, y solamente dos circuitos en paralelo. En cambio, todas las fuerzas electromotrices en cada circuito, quedan en serie. Esta máquina es de alto voltaje y baja capacidad.

Embobinados compuestos. Con los embobinados simples que acabamos de describir, se pueden efectuar diversas combinaciones para obtener embobinados compuestos.

Si un embobinado simple se conecta solamente a las delgas impares del conmutador, las pares han quedado vacías (y sus correspondientes lugares en las ranuras). En los lugares vacíos se puede acomodar otro embobinado idéntico, con escobillas que como mínimo tengan el ancho de dos delgas, con lo cual los dos embobinados han quedado en paralelo, duplicándose el número de circuitos paralelos.

Igualmente se puede hacer con tres o cuatro embobinados. Comúnmente se conocen como embobinados simplex, duplex, triplex, cuatruplex, etc.

La combinación de embobinados imbricados con embobinados ondulados da

una forma curiosa en las terminales de bobina que se conoce como "anca de rana".

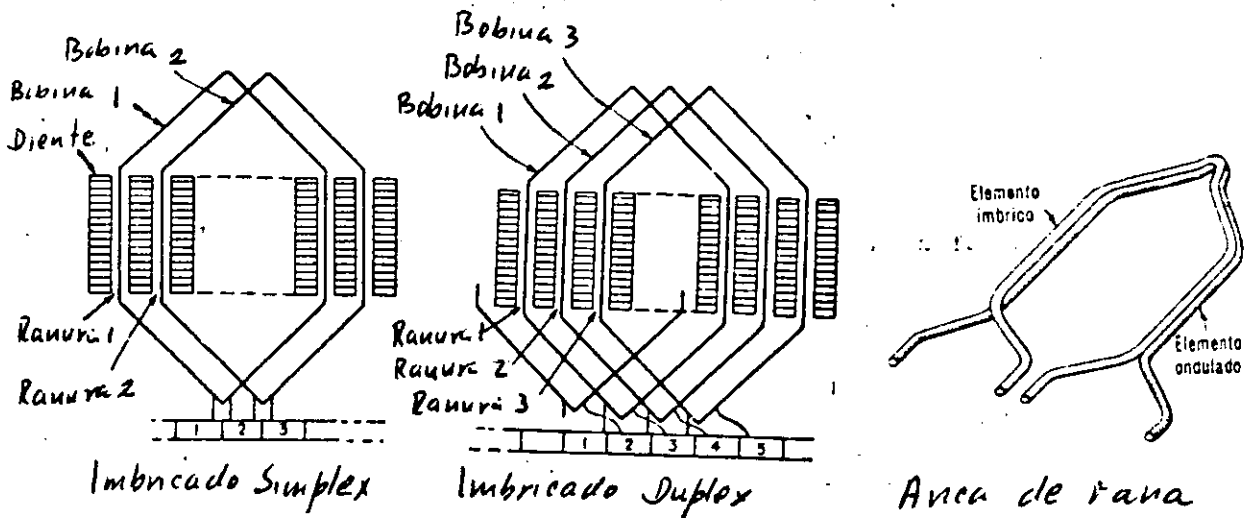


Figura 8. Algunos embobinados compuestos

Fuerza electromotriz en las terminales de un embobinado. La fuerza electromotriz inducida en un conductor que cruza un campo magnético está dada por la fórmula:

$$e = \int (\mathbf{B} \times d\mathbf{l}) \cdot \mathbf{v}$$

que es una expresión vectorial. Para la máquina de C.D., en donde la densidad de campo, la longitud de los conductores y la velocidad tangencial de la armadura son mutuamente perpendiculares, la forma vectorial se reduce al producto algebraico:

$$e = B l v$$

La densidad de campo se puede expresar en función del flujo por polo " ϕ ":

$$B = \frac{\phi}{A_p}$$

quina por medio de un amperímetro.

Si cambiamos el flujo de la fórmula de fuerza electromotriz inducida, por la corriente de excitación, lógicamente estaríamos introduciendo nuevas condiciones de proporcionalidad, lo que nos haría cambiar la constante K' , obteniendo:

$$E = K' I_{ex}$$

Ahora bien, si recordamos la curva de magnetización, es necesario tener presente que el flujo no es linealmente proporcional a la corriente de excitación, de manera que mientras en las fórmulas anteriores K' es una constante, K en cambio debe ser una función de la corriente de excitación.

$$K' = \text{constante}$$

$$K = f(I_{ex})$$

El resultado es que la gráfica de fuerza electromotriz "E" respecto de la corriente de excitación " I_{ex} " no es una recta, si no una curva en la que se manifiesta la saturación del núcleo, y por esta razón se llama Curva de Saturación en Vacío.

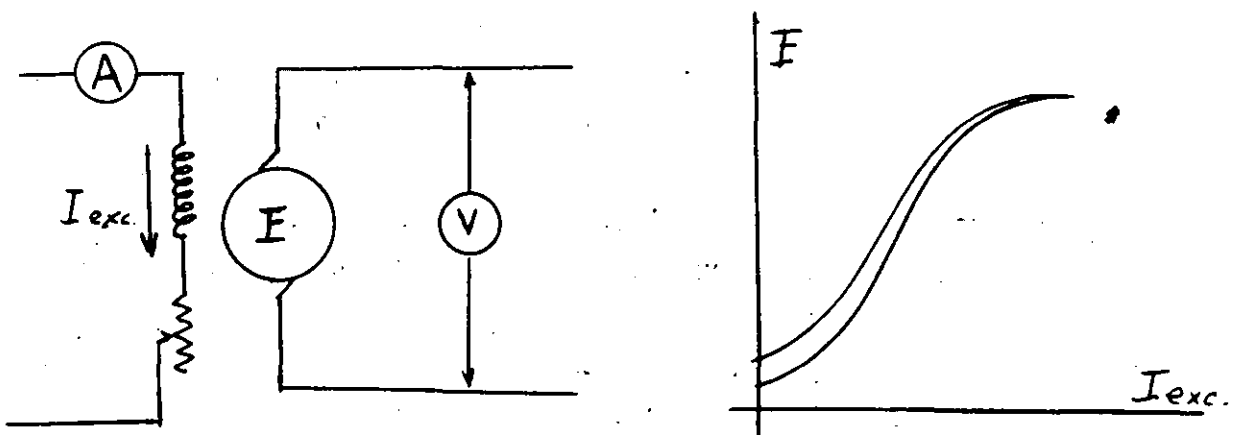


Figura 9. Circuito de prueba y resultado de la curva de saturación en vacío.

En la figura 9 también se puede apreciar que existe un pequeño voltaje debido al magnetismo remanente, y si la prueba se efectúa con corriente de excitación ascendente hasta un cierto valor máximo, y luego se prolonga con corriente descendente queda manifiesto en la gráfica el fenómeno de histéresis.

Expresión analítica de la curva. Para el análisis de comportamiento de la máquina es indispensable conocer previamente su curva de saturación en vacío.

Debido a la histéresis del núcleo, no se puede establecer una ecuación precisa que nos de invariablemente un valor de voltaje inducido para cada corriente de excitación, lo mismo que comentamos anteriormente al exponer la curva de magnetización.

Sin embargo, resulta sumamente práctico establecer una ecuación aproximada, similar a la establecida para la curva de magnetización.

Teniendo en cuenta la ecuación de la fuerza electromotriz inducida y la función de Froelich, que se repiten a continuación:

$$E = K' \omega \phi$$

$$\phi = \frac{v I_{ex}}{S + I_{ex}}$$

Sustituyendo la segunda en la primera, se tiene:

$$E = \frac{K' r \omega I_{ex}}{S + I_{ex}}$$

Definiendo ahora nuevas constantes:

$$K' r = a$$

$$S = b$$

Obtenemos finalmente:

$$E = \frac{a \omega I_{ex}}{b + I_{ex}}$$

que es la función de Froelich para la fuerza electromotriz inducida. Igualmente que decíamos para la curva de magnetización:

Es una ecuación aproximada

Tiene la gran ventaja de su sencillez

No incluye voltaje remanente a excitación nula.

Las corrientes de armadura. La circulación de corrientes en el embobinado de armadura origina dos efectos, de los cuales uno es benéfico y otro perjudicial, y que son:

- a) Par electromagnético. La presencia de corrientes en medio del campo inductor produce un par mecánico de origen electromagnético, y que es la clave del fenómeno de conversión de energía.
- b) Reacción de armadura. Las corrientes que recorren el embobinado de armadura producen en su eje magnético un campo que se conoce como reacción de armadura. Su posición es transversal con relación al campo inductor, y produce una distorsión de éste último.

El par electromagnético. Consideremos un conductor en forma individual alojado en cualquier ranura frente a una zapata polar, y por tanto, inmerso en el campo inductor. Si por el conductor circula una corriente "i", es afectado por una fuerza cuyo valor es:

$$F = \int i \, d\ell \times B$$

que es una expresión vectorial, pero como hemos comentado, en la máquina las ranuras y el campo son perpendiculares, por lo que la fórmula se reduce a su expresión algebraica más sencilla.

$$F = i\ell B$$

Esta fuerza es tangencial respecto al movimiento de la armadura, y por lo tanto tiene un par con respecto a su eje de rotación.

$$t = FR = i\ell BR$$

Si I_a es la corriente de armadura en el exterior de la máquina, y el embobinado tiene A circuitos paralelos,

$$i = \frac{I_a}{A}$$

La densidad de campo, vimos en el párrafo de fuerza electromotriz, que vale

$$B = \frac{\phi}{A_p}$$

en donde

$$A_p = \frac{2\pi R \ell}{p}$$

Sustituyendo en la fórmula de par, queda:

$$t = \frac{I_a \ell \phi R}{A \frac{2\pi R \ell}{p}}$$

o sea

$$t = \frac{p \phi I_a}{2\pi A}$$

que es el par producido por un sólo conductor. Si en todas las ranuras hay un total de Z conductores el par resultante será:

$$T_e = \frac{p \phi Z I_a}{2\pi A}$$

Ahora bien, de la fórmula de fuerza electromotriz

$$E = \frac{p \phi Z \omega}{2\pi A}$$

tenemos que

$$\frac{p \phi Z}{2\pi A} = \frac{E}{\omega}$$

por lo que el par electromagnético queda:

$$T_e = \frac{E I_a}{\omega}$$

un cierto ángulo, parecido al de desplazamiento del eje neutro. Tiene la desventaja de que la magnitud de desplazamiento depende de la corriente de armadura, y por tanto la nueva posición de las escobillas solamente sería efectiva para un régimen de carga fija y un sólo sentido de rotación.

Polos de conmutación. Consiste en modificar el entrehierro, o la extensión de las zapatas polares, para reforzar el flujo en las regiones en donde tiende a debilitarse. Este método presenta los mismos inconvenientes que el de desplazamiento de las escobillas.

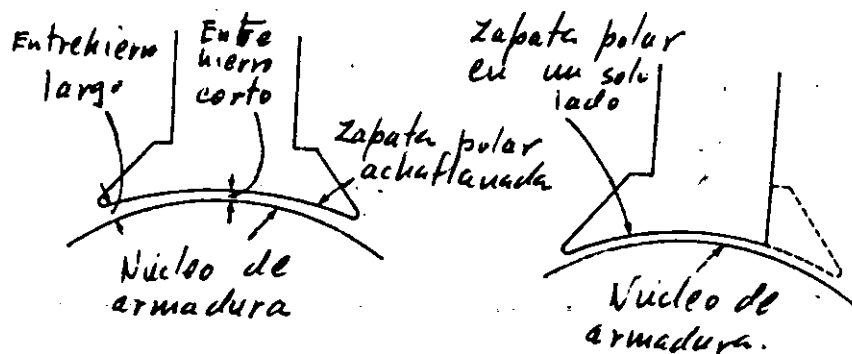


Figura 12. Polos de conmutación

Interpolos. Consiste en la adición de pequeñas piezas polares en el espacio entre los polos principales. Su embobinado se diseña para que con la misma corriente de armadura se produzca una fuerza magnetomotriz igual a la de reacción, y se conecta en serie con la armadura, de tal manera que las fuerzas magnetomotrices se anulen.

Este método produce una compensación adecuada para cualquier régimen de carga y sentido de rotación, por lo que es muy utilizado en la actualidad.

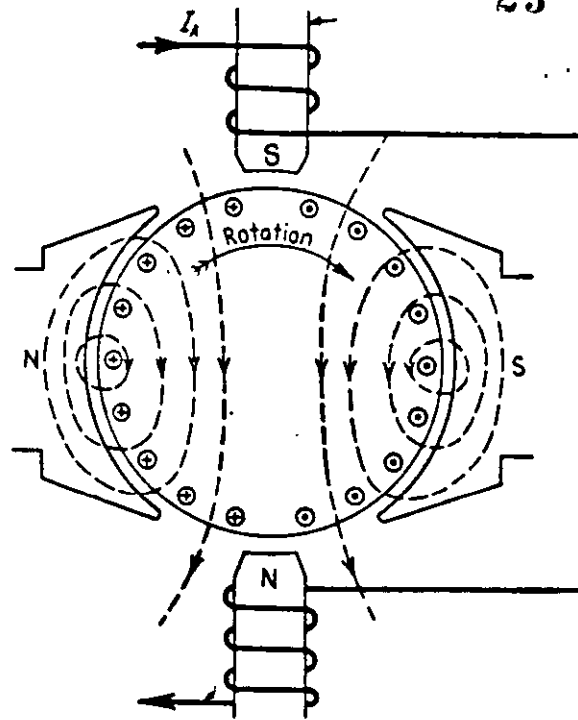


Figura 13 Compensación por interpolos

Devanados de compensación. Consiste en ranurar las zapatas polares y acomodar en ellas un devanado cuyo efecto es equivalente al de los interpolos, con las mismas ventajas, y al igual que en los interpolos, sin desventaja de consideración.

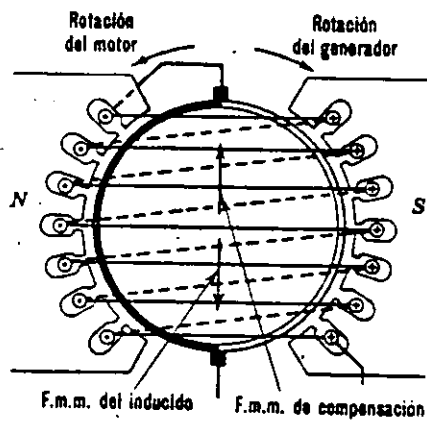


Figura 14 Devanados de compensación

PERDIDAS DE EFICIENCIA

Durante el fenómeno de conversión de energía, se producen en la máquina ciertas pérdidas que motivan que no toda la energía que entra en una forma, salga íntegramente en la otra para su aprovechamiento.

Las pérdidas se pueden agrupar de la manera siguiente:

1. Pérdidas eléctricas
 - a) En la resistencia de armadura
 - b) En el circuito de campo derivado
 - d) En el campo serie

2. Pérdidas magnéticas
 - a) Histéresis
 - b) Corrientes parásitas

3. Pérdidas mecánicas
 - a) Fricción
 - b) Ventilación

Pérdidas eléctricas. En vista de que los embobinados están hechos de un material conductor (generalmente cobre) que tiene cierta resistividad, hay ciertas resistencias internas de la máquina en las que se producen pérdidas de voltaje y de potencia; estas últimas se disipan en forma de calor.

Pérdidas en la resistencia de armadura. Los elementos que intervienen en la resistencia de armadura varían según el punto de vista para el que se tengan en cuenta. Para el análisis de comportamiento de la máquina, usando mediciones que se toman desde el exterior de ella, la resistencia de armadura está compuesta por:

- Resistencia del embobinado
- Resistencia de las delgas
- Resistencia de la superficie de contacto conmutador-escobillas
- Resistencia de las escobillas

Resistencia de los interpolos y/o embobinados de compensación

No obstante que intervienen todos estos elementos, vamos a considerar la resistencia de armadura como un parámetro concentrado, a fin de simplificar la simbología y los diagramas.

En la figura 15 representamos dos elementos dentro del símbolo de armadura, que son su resistencia interna y la fuerza electromotriz (o contra electromotriz en el caso del motor).

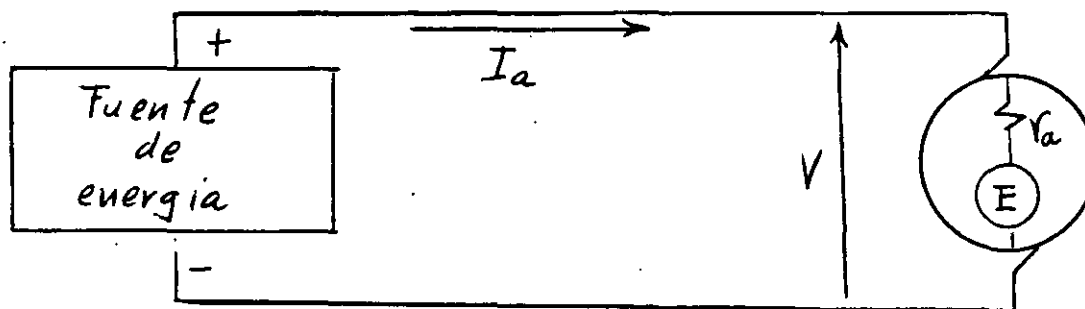


Figura 15 Diagrama de la máquina operando como motor

En la figura 15 tenemos ilustrada la armadura de la máquina, trabajando como motor. Analizando esta malla tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Ecuación de voltajes:} & \quad V = E + r_a I_a \\ \text{Ecuación de potencias:} & \quad P_e = E I_a + r_a I_a^2 \end{aligned}$$

en donde:

- V = Voltaje externo de la máquina
- E = Fuerza contraelectromotriz
- I_a = Corriente de armadura
- P_e = Potencia de entrada
- $E I_a = T_e$ = Potencia transformada
- $r_a I_a^2$ = Pérdida de voltaje en armadura.

$$r_a I_a^2 = \text{Pérdida de potencia en armadura}$$

En estas ecuaciones, el signo de los últimos términos ($r_a I_a$ y $r_a I_a^2$) cambia a negativo cuando la máquina trabaja como generador, y en ese caso P_e se convierte en P_s (potencia de salida).

Pérdidas en el circuito de campo derivado. Se dice circuito de campo derivado, porque usualmente se conecta un reóstato en serie con el campo, a fin de limitar la corriente de excitación en derivación, o con excitación independiente.

El reóstato también contribuye a las pérdidas, de manera que éstas son:

$$P_d = (r_d + r_r) I_{ex}^2$$

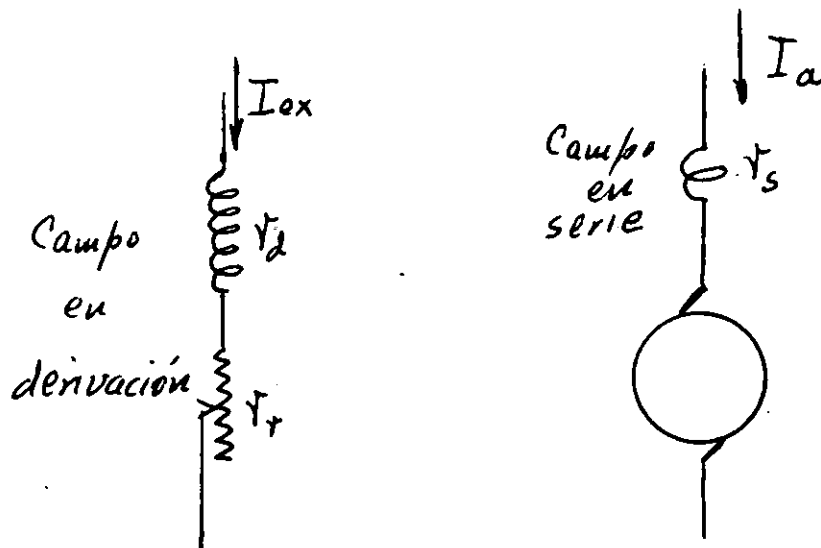


Figura 16 Pérdidas de los campos

En la figura 16 no se aprecia de donde se alimenta el campo en derivación. Si la excitación es en derivación, se conecta a la misma fuente de energía de la armadura; si es independiente se conecta a otra fuente.

Pérdidas en el campo serie. En la misma figura 16 se puede apreciar que las pérdidas en el campo serie son:

$$P_s = r_s I_a$$

Pérdidas magnéticas. Las pérdidas en un circuito magnético se presentan cuando el campo es una función del tiempo o del espacio.

Aparentemente, en la máquina de C.D. existe un campo estacionario en el espacio y en tiempo, pero hay que tener en cuenta que si el núcleo de armadura gira dentro de este campo, entonces el campo resulta una condición variable para el hierro del núcleo (variable en el espacio, puesto que es como si el campo girara dentro de la armadura).

El fenómeno de histéresis se puede interpretar como una oposición al cambio. En la figura 17 vemos como la armadura al girar, trata de "llevarse consigo" parte de la magnetización producidos por el campo inductor.

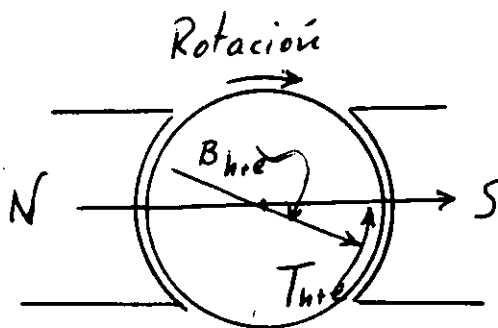


Figura 17 El par oponente de histéresis y corrientes parásitas.

El campo que guarda el núcleo de armadura es atraído por el campo inductor, generando un par T_h que se opone siempre al giro del rotor.

Las corrientes parásitas se inducen en el núcleo, debido a que el hierro además de ser buen conductor magnético, es también conductor eléc-

trico. Desde el punto de vista eléctrico, dentro del cuerpo del núcleo, se forman fibras anulares alrededor del campo inductor, y como éste varía en posición, se inducen pequeñas fuerzas electromotrices en estos circuitos cerrados, originando corrientes de espira que son precisamente las corrientes parásitas, (llamadas en inglés corrientes de eddy, es decir, corrientes de torbellino).

Estas corrientes parásitas general un campo magnético cuyo efecto se suma al de histéresis, produciendo el par total de pérdidas magnéticas que muestra la figura 17 como T_{h+e} .

Las pérdidas magnéticas se pueden calcular por el producto del par T_{h+e} por la velocidad angular

$$P_{h+e} = T_{h+e}$$

Las pérdidas magnéticas se manifiestan en la máquina, como si se tratara de una fricción, y se disipan en forma de calor.

Pérdidas mecánicas. Las pérdidas mecánicas se manifiestan de manera análoga a las magnéticas, por un par que se opone al sentido de giro de la armadura. Este par se debe a:

1. Fricción estática. El coeficiente de fricción estática, usualmente es diferente (mayor) que el dinámico. Se le considera únicamente en el arranque de la máquina.
2. Fricción dinámica. Adquiere un valor constante, una vez que la armadura ha empezado a girar. Teóricamente se le considera como una fricción entre dos superficies secas.
3. Fricción viscosa. Como la fricción es una necesidad de la máquina, es necesario reducirla para prolongar la vida útil de los rodamientos. Cuando se incluye lubricante entre los elementos en fricción el coeficiente se vuelve una función de la velocidad.
4. Ventilación. Muchas máquinas tienen un ventilador montado sobre su flecha, para aumentar la eficiencia del enfriamiento. El movimiento del aire produce otro par más de oposición al giro, que también es función de la velocidad.

En la figura 18 se muestran los componentes 1,2,3 y 4 del par de pérdidas mecánicas, así como el par resultante.

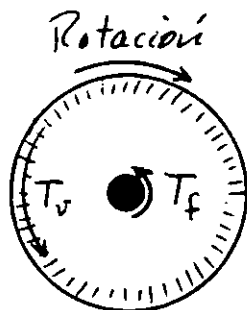


Figura 18 Par de pérdidas mecánicas.

Si llamamos T_{f+v} al par de pérdidas mecánicas (fricción + ventilación) estas se pueden evaluar por la ecuación:

$$P_{f+v} = T_{f+v}$$

Si estas pérdidas se determinan para una velocidad fija son constantes, pero si se desea valorarlas a diferentes velocidades, la función del par usualmente es algo compleja. Para máquinas sin ventilador, y con buenos rodamientos, el par tiene poca variación, y no se comete gran error al considerarlo constante para cualquier velocidad.

Balance de pérdidas mecánicas. Este balance se refiere más bien a los pares mecánicos, independientemente de cual sea su origen. Consideraremos fundamentalmente tres:

Par electromagnético, que como hemos visto, es el que se origina por el fenómeno de conversión de energía

$$T_e = \frac{E I_a}{\omega}$$

Par de pérdidas magneto mecánicas. La manifestación tan similar de las pérdidas magnéticas y mecánicas nos permite agruparlas en un solo par oponente al giro T_p .

$$T_p = T_{h+e} + T_{f+v}$$

Par mecánico, que es el par disponible en la flecha de la máquina el cual será aprovechado por el equipo impulsado. Su valor es totalmente determinado por las características y necesidades del equipo impulsado.

Para establecer el balance de pares, basta con recordar que en la armadura del motor se origina un par electromagnético que tiende a entregarlo la máquina por conducto de su flecha, pero antes de salir se pierde una pequeña parte, de modo que el par mecánico disponible es:

$$T_m = T_e - T_p$$

Si la máquina trabaja como generador, el signo del último término de esta ecuación se vuelve positivo.

Eficiencia. La eficiencia de todo equipo se calcula como la potencia de salida entre la potencia de entrada

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{por unidad}$$

$$\% \eta = \frac{P_s}{P_e} \times 100 \quad \text{por ciento}$$

en donde la potencia de salida y la de entrada difieren entre sí por las pérdidas

$$P_e = P_s + P_{\text{Perds.}}$$

$$P_{\text{Perds}} = \text{Perd. eléct.} + \text{Pérd. mag.} + \text{Pérd. mec.}$$

31 RESUMEN

Para analizar posteriormente el comportamiento de los motores de C.D. es indispensable recordar cuatro puntos de nuestra teoría básica, que son:

1. Conocimiento de la curva de saturación en vacío, ya sea en su forma gráfica o por su ecuación analítica (Función de Froelich)
2. En la resistencia de armadura se produce una pérdida de la energía motriz. La forma más simple de expresarla es como una pérdida de voltaje, pero a partir de ella se puede calcular la pérdida de potencia.
3. La fórmula básica de conversión nos relaciona el par electromagnético y la velocidad angular, con la fuerza electromotriz y la corriente de armadura.
4. Entre el par electromagnético y el par mecánico hay una diferencia, debido al par por pérdidas magnetomecánicas.

$$1. E = \frac{a \omega I_{ex}}{b + I_{ex}}$$

$$2. V = E + r_a I_a \quad (\text{para el caso motor})$$

$$3. T_{e\omega} = E I_a$$

$$4. T_m = T_e - T_p \quad (\text{para el caso motor})$$

32 REFERENCIAS

Langsdorf A.S. Principios de máquinas de corriente continua.
Mc Graw Hill, México 1977.

Siskind CH. S. Electrical Machines. Mc Graw Hill International 1959.

Slemon G.R. y Straughen A. Electric Mechines, Addison-Wesley Publishing
Co, E.U. 1980.

Matsch L.W. Máquinas Electromagnéticas y Electromecánicas. Rep. y Serv.
de Ingeniería, México 1974.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

**CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES DE CORRIENTE
DIRECTA**

ING. VICTOR PEREZ AMADOR

SEPTIEMBRE - 1992

GENERALIDADES.

En casi todas las ramas de la Industria podemos encontrar aplicaciones tanto para motores de corriente alterna como para motores de corriente directa. Puede decirse que estos dos tipos de máquinas tienden a complementarse y no a competir entre si.

Los motores de corriente directa fueron los primeros dispositivos -- para la conversión de energía electromecánica, principalmente en tranvías donde la tracción eléctrica reemplazó a la tracción animal.

La invención del motor de inducción inclinó desde luego la balanza - hacia una mayor utilización de la corriente alterna; sin embargo, las estadísticas recientes demuestran que, contrario a las predicciones, el uso de motores de corriente directa tiende a aumentar en vez de - disminuir.

CARACTERISTICAS.

En las condiciones usuales donde la alimentación general de una Industria es a base de corriente alterna, las principales razones para - especificar un motor de corriente directa son:

- Su facilidad para controlar la velocidad.
- El control del par motor.
- La posibilidad de obtener un posicionamiento preciso.

En efecto, los motores de corriente directa son extremadamente flexi - bles en sus características de operación, pudiendo obtenerse con ellos una gran variedad de curvas par-velocidad, ya que estos motores poseen una característica que ningún motor de corriente alterna ha logrado igualar: la facilidad para ajustar su velocidad dentro de una gama - sumamente amplia, que puede ser controlada con gran precisión.

En adición los motores de corriente directa tienen mayor eficiencia que los de alterna en aquellas aplicaciones que involucren aceleración y desaceleración frecuente de cargas con inercia elevada.

En contraste, el motor de corriente directa presenta varias desventa - jas que no pueden pasar desapercibidas:

- Su tamaño y su costo son mayores que los de un motor equi - valente de corriente alterna.
- Normalmente requieren equipo adicional de rectificación.
- Su construcción es más compleja y precisan por lo tanto de mayor mantenimiento.

TIPOS DE MOTORES.

Para estudiar las características de operación, es conveniente hacer una separación entre los cuatro tipos fundamentales de motores de corriente directa, atendiendo a la forma en que se obtiene el flujo magnético de los polos principales, lo cual los clasificaría como sigue:

- Motores con excitación en serie.
- Motores con excitación en derivación
- Motores con excitación compuesta
- Motores de imán permanente.

MOTORES CON EXCITACION EN SERIE.

Este es el tipo de motor más sencillo. En este caso la bobina que produce el flujo se encuentra conectada en serie con la armadura y como el flujo es a su vez una función de la corriente y del número de espiras del campo, a mayor corriente de armadura se obtendrá un mayor flujo y esto resultará en una característica de velocidad de elevada regulación, es decir, la velocidad se reducirá a medida que el par aumenta.

Este tipo de características se adapta perfectamente a determinadas máquinas impulsadas como es el caso de locomotoras y vehículos eléctricos, donde además se tiene un acoplamiento permanente y no existe el riesgo de que el motor se quede sin carga y se exceda su velocidad crítica.

MOTORES CON EXCITACION EN DERIVACION.

Este motor tiene normalmente el campo conectado en paralelo con la armadura. En muchas aplicaciones el campo se conecta de hecho a una fuente separada de potencial constante, no obstante lo cual el motor se sigue considerando dentro de esta clasificación debido a que sus características de operación siguen siendo básicamente las mismas.

Si consideramos la ecuación básica:

$$V_a = I_a R_a + E_a$$

En la cual V_a es el voltaje aplicado a la armadura, I_a es la corriente de armadura, R_a es la resistencia de la armadura y E_a es la fuerza electromotriz generada. Si se incrementa I_a , $I_a R_a$ aumentará en la misma proporción y como V_a es constante, el valor de E_a deberá reducirse para seguir manteniendo la igualdad.

Como la fuerza electromotriz E_a es proporcional al flujo y a la velocidad; si el flujo se mantiene constante, la velocidad deberá disminuir para que disminuya E_a , con lo cual obtendríamos una curva de velocidad descendente con la carga.

Ahora bien, la corriente que circula por la armadura y que aumenta en proporción del par demandado por la carga, produce un flujo magnético propio que se opone al de los polos principales. Esta disminución del flujo neto tiende a incrementar la velocidad, de tal modo que si su efecto sobrepasa al producido por la caída de potencial $I_a R_a$, el motor tendría una característica de velocidad ascendente que sería inestable y podría conducir a que el motor se desboque.

Por esta razón los motores con excitación en derivación se usan en sistemas de voltaje constante, donde se requiere una velocidad prácticamente invariable y el motor puede mantenerse dentro de la región de operación estable.

MOTORES CON EXCITACION COMPUESTA.

Por lo general los motores con excitación compuesta tienen su campo distribuido 50 % en serie y 50 % en derivación. Este tipo de motores reducen su velocidad al aumentar la carga y el campo en derivación tiene la intensidad suficiente para evitar que el motor se desboque al quitar la carga.

La proporción de los campos serie y derivación pueden variarse desde luego y esto determinará las características del motor. Si el campo serie solo representa un 10 ó 20 % del total, el motor se conduce como un motor en derivación estabilizado, ya que los ampere - vueltas del campo serie sirven para compensar el efecto de la reacción de armadura y evitar que el motor pueda aumentar su velocidad con valores elevados de carga.

MOTORES DE IMAN PERMANENTE.

Estos motores obtienen el flujo necesario para su operación de imanes hechos de algún material como el ALNICO que puede retener un cierto nivel de magnetización.

Las características de estos motores varían un poco de las convencionales y su funcionamiento está sujeto a ciertas limitaciones que deben tomarse en consideración para una aplicación correcta.

Las ventajas de un motor de imán permanente son:

- 1.- Poca variación de sus características con la temperatura.
- 2.- Poca efecto de la reacción de armadura lo cual resulta en mayor par por ampere en condiciones de sobrecarga.

- 3.- La velocidad no puede incrementarse con la carga.
- 4.- Facilidad de conexión, solamente dos terminales de la armadura.
- 5.- Mayor simplicidad del control ya que no requiere relevadores de protección contra pérdida de campo.

Las principales desventajas son:

- 1.- Si se sujeta al motor a corrientes que excedan el valor de diseño el campo se debilita y tiene que ser nuevamente magnetizado.
- 2.- El costo de un motor de imán permanente es mayor que el de un motor convencional de igual potencia, aunque en algunos casos el costo total de instalación puede resultar menor.

CARACTERISTICAS PAR-VELOCIDAD.

Las características de par-velocidad de un motor de corriente directa son bastante diferentes de las de un motor de corriente alterna debido a que su operación no es a velocidad constante y debido a las diversas variables que afectan el par.

Si ilustramos en forma conjunta las curvas correspondientes a los cuatro tipos de motores mencionados y las referimos todas a un punto común de par nominal y velocidad base, podremos apreciar mejor las diferencias entre los distintos tipos de motores.

Puede apreciarse de inmediato que la velocidad de un motor en derivación es practicamente constante en toda la gama de pares de operación normalmente utilizados.

Teoricamente no existe un límite para el par que un motor de corriente directa puede desarrollar, dicho par es proporcional al producto del flujo por la corriente de armadura, por lo que el límite real queda determinado por la conmutación, o sea la máxima corriente que las escobillas puedan manejar sin dañarse. Este límite puede establecerse para el motor en derivación en un 200% de la corriente nominal.

Lo anterior nos podría sugerir que un motor en derivación puede desarrollar un par en el arranque del 200% del nominal, lo cual nuevamente es cierto en teoría pero difícil de alcanzar en la práctica por las limitaciones impuestas por el control.

Si observamos ahora la curva correspondiente al motor serie, vemos que a una carga menor que la nominal la velocidad aumentará rápidamente, lo cual puede destruir el motor si no se le protege adecuadamente.

Por lo que hace a la curva correspondiente al motor con excitación compuesta, puede verse que su comportamiento es intermedio entre los dos anteriores. Este motor posee algo de la capacidad de desarrollar un alto par de arranque como el motor serie y algo de las características de velocidad constante del motor en derivación.

El motor de imán permanente por su parte tiene una característica par-velocidad que es casi una línea recta en la que la velocidad siempre disminuye al aumentar la carga. Este tipo de motor es completamente estable hasta que se alcanza la desmagnetización de las piezas polares.

ARRANQUE DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA.

Cuando el motor opera cerca de su velocidad nominal, la armadura genera una fuerza contra-electromotriz que limita el valor de la corriente de armadura, pero como dicha fuerza contra-electromotriz es proporcional a la velocidad, su valor es cero en el arranque y lo único que limita la corriente es la resistencia óhmica del devanado de la armadura que tiene un valor muy reducido. Si se aplicase el voltaje completo a la armadura el valor de la corriente sería demasiado elevado, pudiendo producirse un arqueo en el conmutador; en adición el par desarrollado por el motor sería excesivo y podría dañar mecánicamente a la máquina impulsada.

Por consiguiente es necesario limitar la corriente de esta armadura en el arranque a no más de 200% del valor nominal.

En motores pequeños que mueven cargas de inercia reducida es permisible arrancar en forma directa, ya que el motor es capaz de acelerar rápidamente la carga sin que se produzcan daños al motor o a la carga. El límite práctico para realizar el arranque directo está dado por la tabla siguiente:

<u>Velocidad Base</u>	<u>Pot. Máxima HP.</u>
3500 RPM o menos	0.5
1750 RPM o menos	2
1150 RPM o menos	3
850 RPM o menos	5

En los casos en que el control no permita variar el voltaje de alimentación a la armadura los motores se arrancan insertando suficiente resistencia en serie con ésta, para limitar la corriente a un valor permisible.

En un motor serie la resistencia deberá insertarse en serie con la armadura y el campo.

Cuando el control permite ajustar el voltaje de alimentación de la armadura independientemente del voltaje del campo en derivación, no es necesario insertar resistencia en serie ya que el valor de la corriente de arranque se limita directamente al reducir la - tensión aplicada a la armadura.

En un motor serie conectado a una alimentación de tensión constante, es posible intercalar un control tipo "chopper" que ajusta el valor medio de la tensión aplicada al subdividirla en pequeños - segmentos que producen el mismo efecto que el de una fuente de - voltaje variable.

CONTROL DE VELOCIDAD.

La gran flexibilidad posible para controlar la velocidad es una de las ventajas primordiales del motor de corriente directa. La gama de variación de velocidad es sumamente amplia y el número de - pasos dentro de esta gama, puede considerarse infinito.

La velocidad de un motor de corriente directa está dada por la - expresión.

$$n = \frac{V_a - I_a R_a}{\phi Z'} \text{ rpm}$$

Siendo ϕ el flujo por polo y Z' una constante que depende del número de conductores de la armadura, del número de polos y del tipo de devanado.

De la expresión anterior podemos ver que la velocidad del motor - puede alterarse en dos formas:

- Cambiando la corriente de campo
- Cambiando el voltaje de armadura.

Cuando hablamos de velocidad de motores de corriente directa el punto de referencia es como ya se dijo la velocidad base, este - valor corresponde a la velocidad que tendría el motor a plena - carga, con la corriente nominal de campo y el voltaje nominal - aplicado a la armadura.

CONTROL POR MEDIO DEL CAMPO.

La velocidad del motor aumenta en razón inversa de la corriente de campo, suponiendo que el voltaje de armadura permanece constante.

La simple adición de un reóstato en el circuito del devanado de campo permite realizar este ajuste mediante la siguiente secuencia de eventos.

- 1.- Se incrementa la resistencia en el circuito del campo.
- 2.- Se reduce la corriente de campo.
- 3.- Se reduce el flujo magnético.
- 4.- Se reduce la fuerza contra-electromotriz de la armadura.
- 5.- La corriente de la armadura se incrementa.
- 6.- El aumento en la corriente de armadura trae consigo un aumento en el flujo producido por la armadura ocasionando una reducción adicional del flujo total.
- 7.- Se incrementa la velocidad hasta estabilizarse en un valor tal que haga que el valor de la nueva f_{cem} más la caída de tensión $I_a R_a$ se iguale al voltaje aplicado.

Puede apreciarse que el control de campo puede utilizarse para obtener velocidades superiores a la velocidad base, pudiendo obtenerse una gama de aproximadamente 4 a 1. La velocidad máxima obtenible con control de campo, está fijada por las Normas para motores en derivación, en función de la potencia y de la velocidad nominal.

Este último valor está limitado por la construcción mecánica de la armadura, por lo cual mientras menor sea la velocidad base, más amplia será la gama permisible de control.

Como la capacidad del motor en HP permanece prácticamente constante, su capacidad para desarrollar un par en forma continua, disminuirá en la medida en que se incremente la velocidad.

El método de control de campo es el más simple y por lo tanto el más utilizado.

CONTROL DE ARMADURA.

Si la corriente de campo se mantiene sin alteración y el voltaje de armadura se modifica, la velocidad se modificará también de acuerdo con la ecuación mencionada anteriormente. El cambio en la tensión de armadura debe ser hacia abajo del valor nominal por lo que el ajuste de velocidad será también hacia abajo del valor base.

La gama de velocidades disponible por este método de control es más amplio que en el caso anterior: 10 a 1 y su efecto sobre la potencia y el par son opuestos a los observados para el control de campo:

- La capacidad del par permanece constante
- La potencia disponible disminuye en proporción a la disminución de velocidad.

Es conveniente señalar que la velocidad mínima de operación estará dictada por la elevación de temperatura alcanzada por el motor y dependerá en gran parte del sistema de enfriamiento empleado.

CONTROL COMBINADO DE CAMPO Y ARMADURA.

Cuando se requiere una variación de velocidad mayor que la obtenible por los métodos enunciados, estos pueden combinarse para obtener una gama total que es el producto de las dos anteriormente mencionadas o sea 40 a 1.

Supongamos por ejemplo un motor de 10 HP, 240 Volts cuya velocidad base es 500 rpm. La información de este motor indica que su velocidad máxima permisible es de 2000 rpm o sea una proporción de 4 a 1. Si utilizamos también el control de armadura en proporción de 10 a 1 podríamos reducir la velocidad hasta 50 rpm, obteniendo una variación total de 50 a 2000 rpm o sea 40 a 1.

Las mismas reglas de potencia y de par mencionadas anteriormente serían aplicables al control combinado.

REGULACION DE VELOCIDAD.

A primera vista los terminos " control de velocidad " y " regulación de velocidad " pueden parecer similares, sin embargo el control de velocidad es un ajuste que obtiene el operador por medio de un control externo al motor, en tanto que la regulación de velocidad es por definición el cambio de velocidad de un motor debido a sus características intrínsecas, cuando se altera su temperatura de operación o la carga aplicada a la flecha.

La regulación puede expresarse como el porcentaje de caída de velocidad entre la marcha en vacio y a carga plena o el porcentaje de disminución de velocidad a carga plena con el motor frio y con el motor a su temperatura normal de operación.

Debe recordarse que las características intrínsecas que ocasionan el cambio de velocidad del motor, están asociadas principalmente con las resistencias de los devanados y con el efecto de la carga aplicada y de la temperatura, en el flujo magnético producido.

REGULACION DEBIDA A LA CARGA.

A diferencia de un motor de corriente alterna, uno de corriente directa puede tener una característica par-velocidad que presente inestabilidad. Se dice que un motor de C.D. es inestable cuando no es factible obtener un equilibrio de velocidad o de corriente de armadura para determinadas condiciones de operación o bien cuando a una carga igual o menor que la nominal, la velocidad o la corriente de armadura alcanzan valores excesivamente elevados.

Se dice también que un motor es inestable cuando la velocidad se incrementa al aumentar la carga aplicada. Por el contrario, si la velocidad decrece con un aumento de carga, se dice que el motor es estable.

Los motores en derivación que son los de mayor uso, tienen limitada por norma su regulación de velocidad desde marcha en vacío hasta carga plena y temperatura normal de operación a los valores indicados en la tabla siguiente:

POTENCIA	DE VELOCIDAD BASE HASTA 199% DE LA MISMA.	DE VELOCIDAD BASE HASTA 200 a 299% DE ESTA.	DE VELOCIDAD BASE HASTA 300 a 400% DE ESTA.
Menos de 3HP	20%	25%	30%
de 3 a 7.5HP	15%	20%	25%
Más de 7.5 HP.	10%	15%	20%

Los motores serie tienen una característica par-velocidad extremadamente descendente y por lo tanto su regulación muy amplia que se adapta perfectamente a determinadas aplicaciones, con las precauciones ya mencionadas de que la carga se mantenga siempre acoplada al motor, ya sea directamente o por medio de engranes.

Los motores con excitación compuesta pueden tener una curva de regulación similar a la del motor serie o a la del motor en derivación. Su regulación desde marcha en vacío hasta carga plena a temperatura normal varía del 15 al 25%.

REGULACION DEBIDA AL CALENTAMIENTO.

Cuando un motor se pone en marcha todos sus componentes están a la temperatura ambiente por lo cual la resistencia del campo tendrá un cierto valor que se incrementará a medida que el motor adquiere su temperatura normal de operación. Si el campo está conectado a una fuente de voltaje constante, el aumento de resistencia traerá consigo una disminución en el valor de la corriente de campo y la consiguiente reducción en el valor del flujo. Esto ocasionará que el motor adquiera mayor velocidad a medida que la temperatura de sus devanados se eleva.

CAPACIDAD DE SOBRECARGA.

Todos los motores de corriente directa de tipo Industrial, de construcción abierta, deben ser capaces de soportar una carga de 1.15 veces su potencia de placa, a la velocidad nominal.

Los motores con clasificación hasta de 0.25 hp/rpm deberán soportar una carga de 1.3 veces la nominal en forma continua si operan a velocidades entre el 150 y el 300 % de la nominal.

Todos los motores de tipo Industrial deberán tener una capacidad de sobrecarga momentánea del 50% arriba de la potencia nominal.

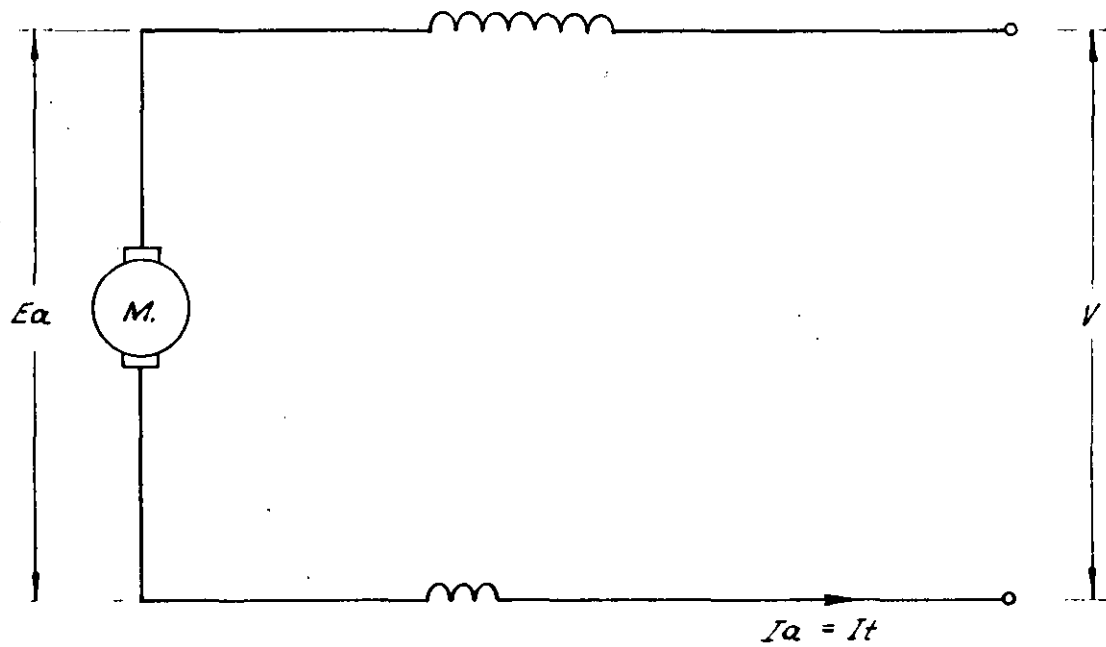
ELEVACION DE TEMPERATURA.

De acuerdo con las Normas, la elevación de temperatura permisible en las distintas partes de un motor de corriente directa de tipo Industrial, de acuerdo con su construcción, la clase de aislamiento y el método de medición, es la indicada en la tabla siguiente.

	MOTORES ABIERTOS.		MOTORES CERRADOS CON O SIN VENTILACION.	
CLASE DE AISLAMIENTO	130	130	155	180
ELEVACION DE TEMPERATURA (°C).				
1.- Devanado de la armadura por resistencia.	90	100	130	155
2.- Devanados de campo por resistencia.	90	100	130	155
3.- Conmutador por termómetro.	75	85	105	125

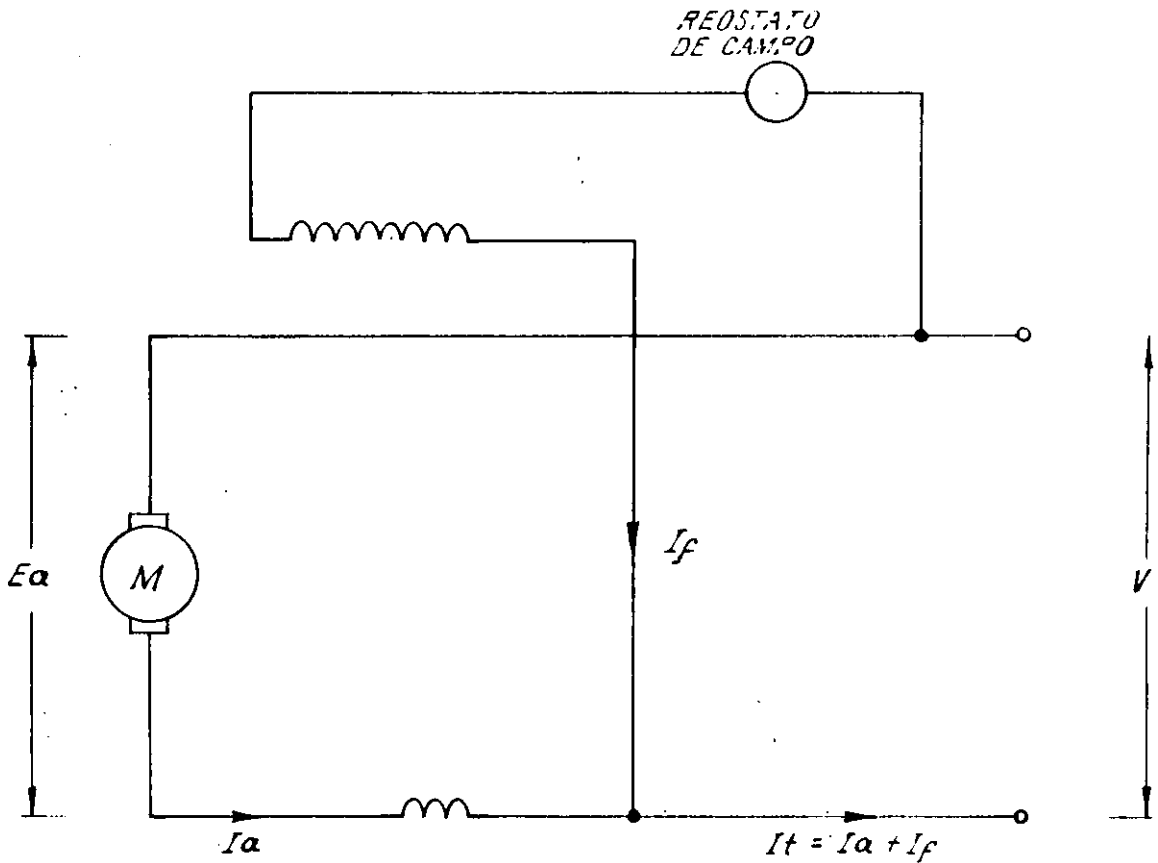
Las cifras indicadas en la tabla anterior se refieren a motores para carga continua. En el caso de motores para régimen intermitente, la elevación de temperatura permisible podrá ser mayor si el motor está clasificado para un tiempo de operación menor de 30 minutos.

FIG. 1
M



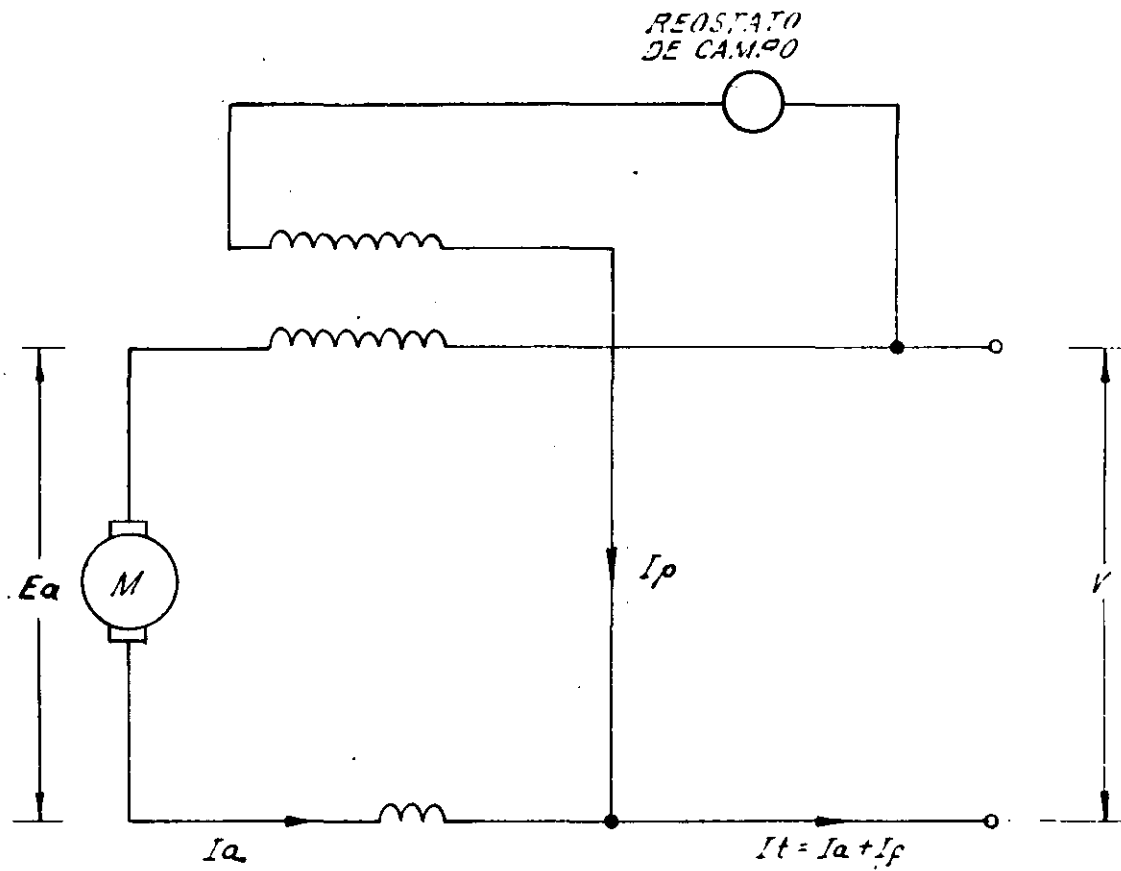
MOTOR SERIE

FIG. 2
-12

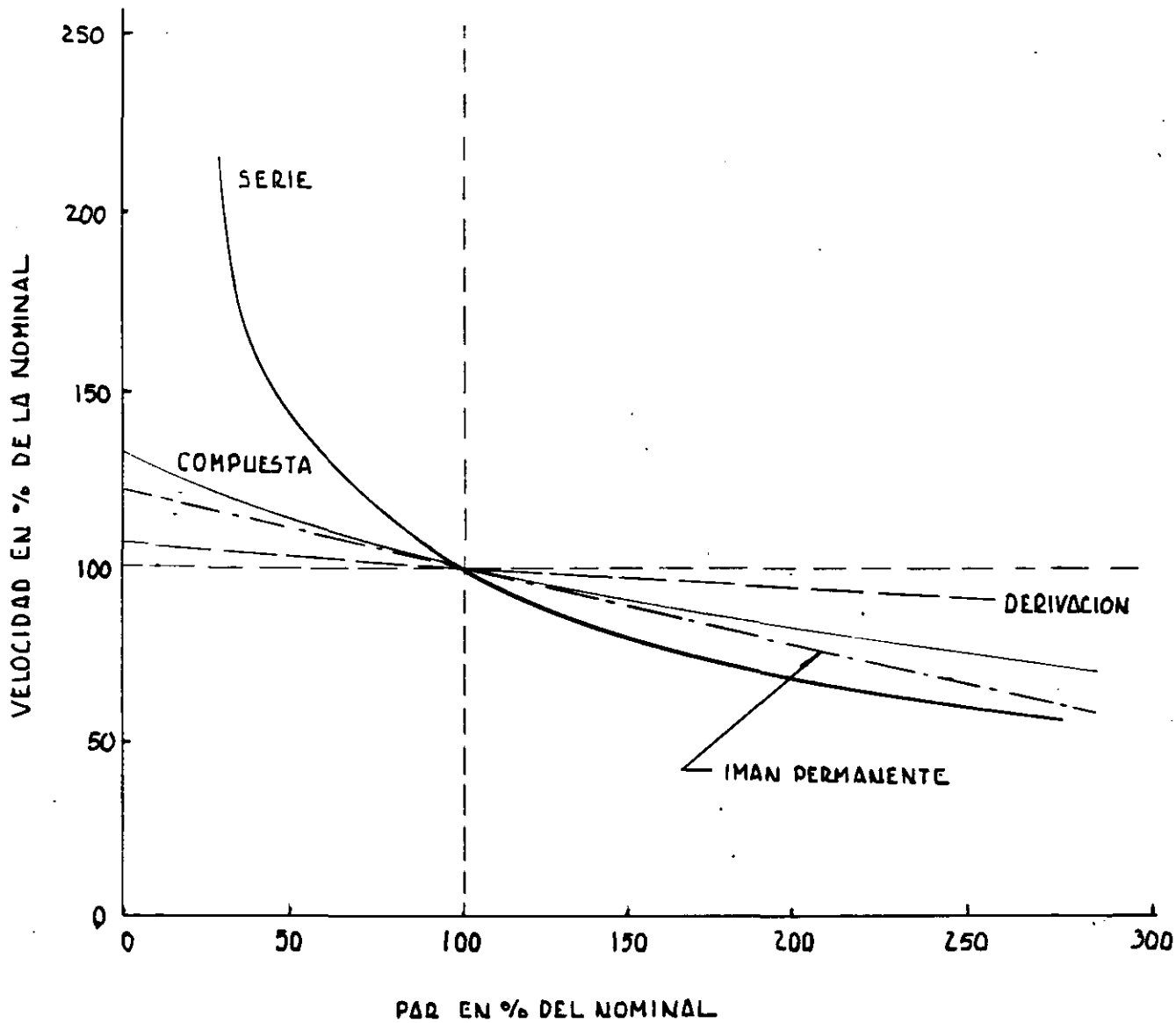


MOTOR EN DERIVACION

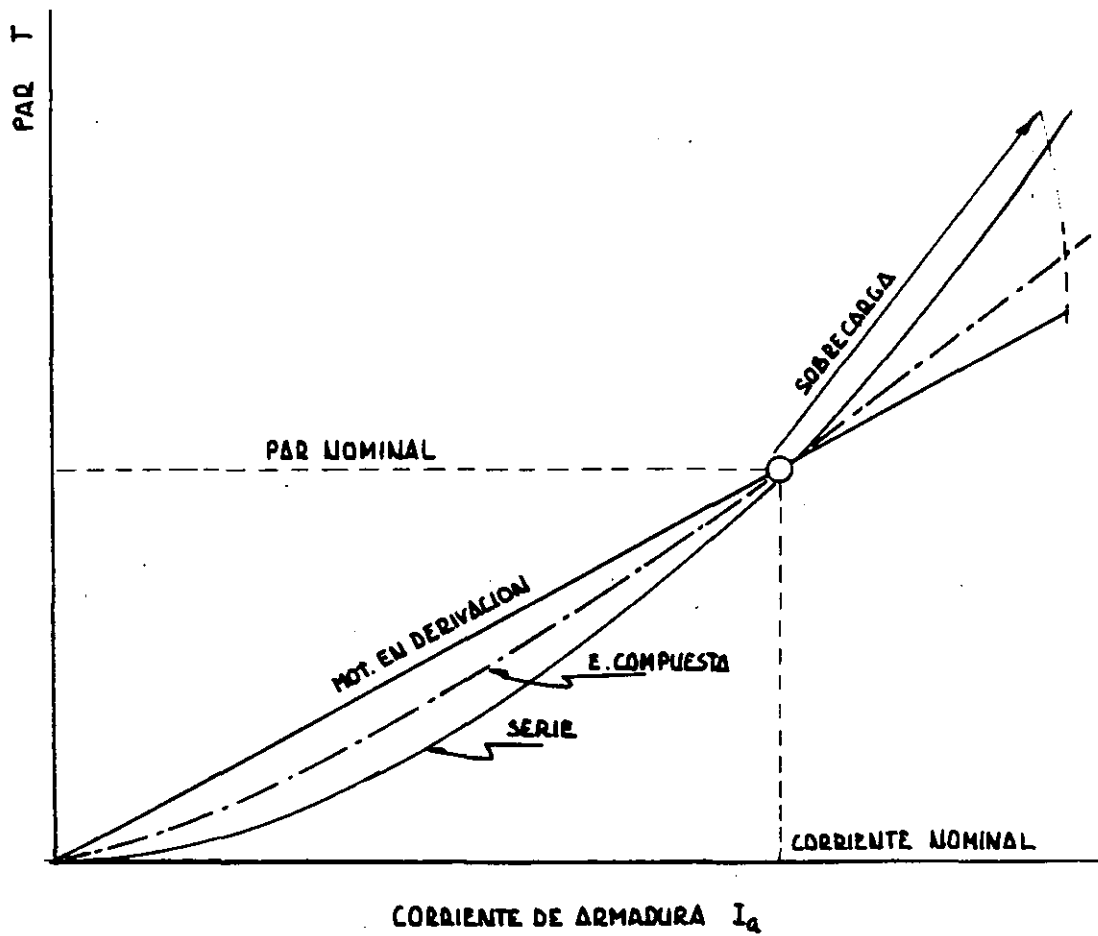
FIG. 3
-13



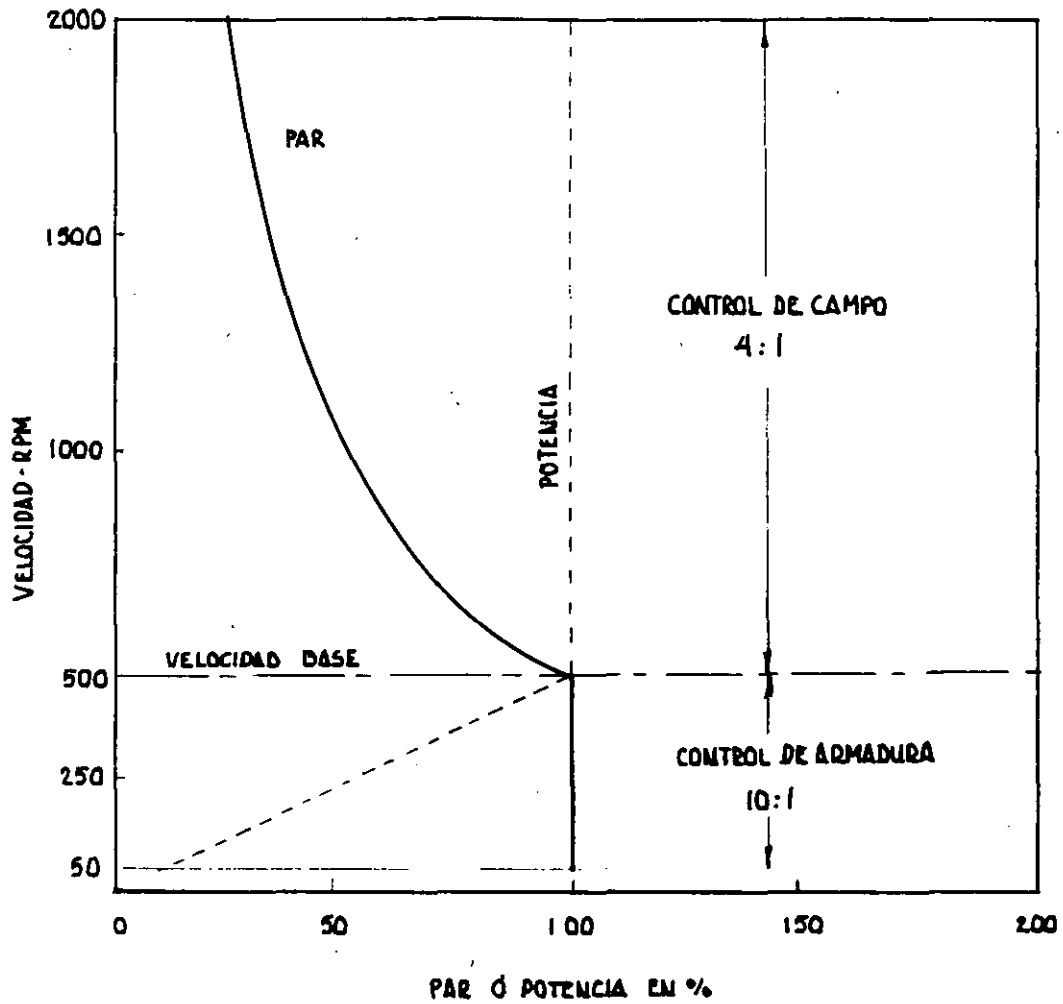
MOTOR CON E. COMPUESTA



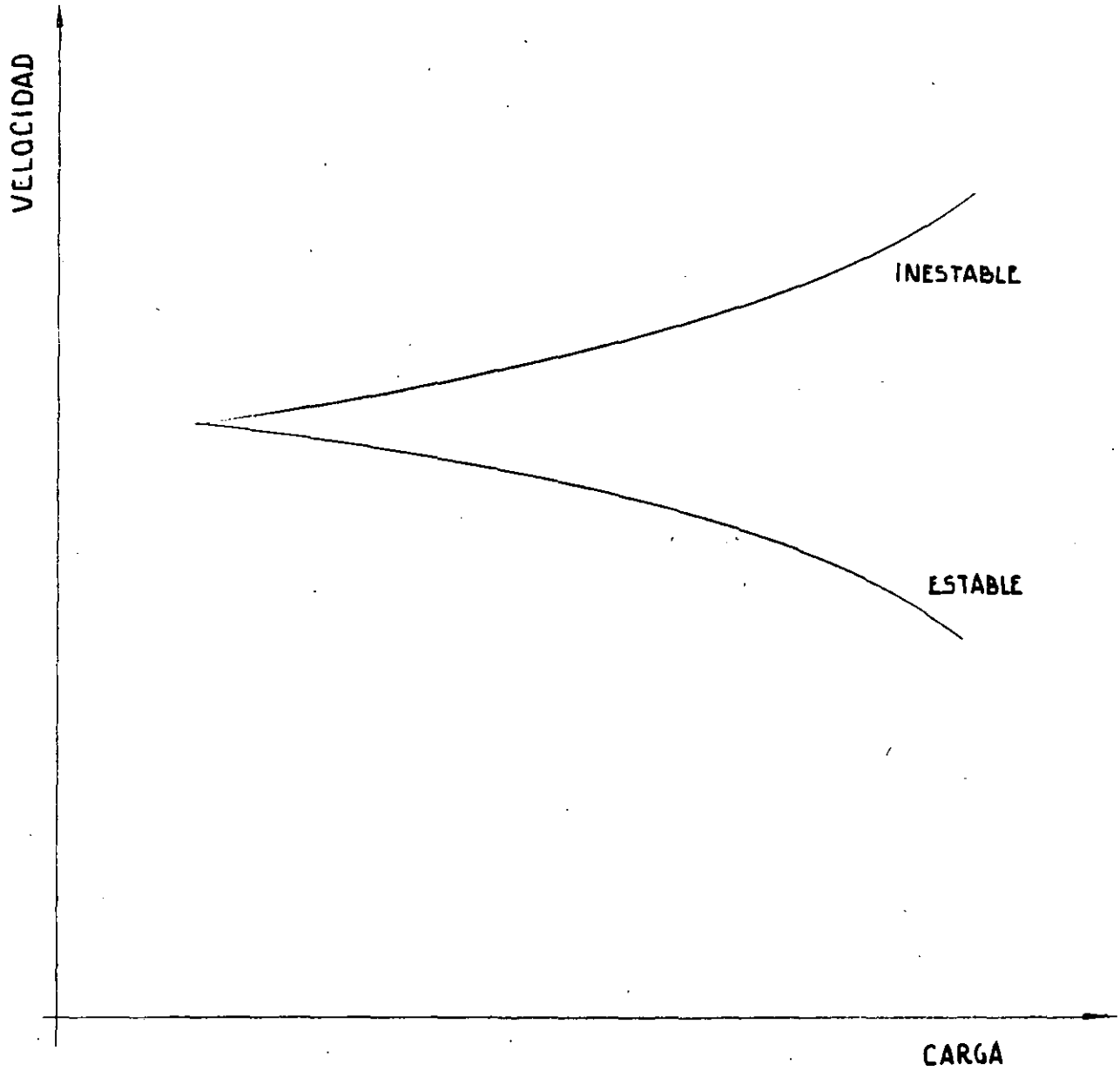
CURVAS PAR-VELOCIDAD - MOTORES CD



CURVAS DE PAR VS CORRIENTE DE
ARMADURA



CONTROL DE LA VELOCIDAD



CARACTERISTICAS
VELOCIDAD - CARGA



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

**METODOS ALGEBRAICOS PARA EL ANALISIS DE RESPUESTA
EN MAQUINAS DE CORRIENTE DIRECTA**

ING. VICTOR PEREZ AMADOR B.

SEPTIEMBRE- 1992

METODO ALGEBRAICO PARA EL ANALISIS DE RESPUESTA EN MAQUINAS DE CORRIENTE DIRECTA

Víctor Pérez Amador Barrón *

RESUMEN

Una función que permite evaluar el estado de saturación del núcleo magnético fue el punto de partida de este trabajo de investigación en el que se desarrolló un método algebraico para obtener ecuaciones de voltaje en los generadores y de velocidad en los motores de corriente directa.

Al graficar estas ecuaciones se obtienen las curvas de regulación de voltaje y control de velocidad de una manera más sencilla, explícita y amplia que con los métodos gráfico y experimental usados convencionalmente, sin reducir por ello la precisión de los resultados.

INTRODUCCION

Convencionalmente se da el nombre de "Máquinas de Corriente Directa" a los dispositivos que transforman energía eléctrica (en la modalidad de corriente directa) en energía mecánica (en la modalidad de movimiento rotatorio), o bien, energía mecánica en eléctrica. En el primer caso, la máquina trabaja como motor y en el segundo como generador. Para fines de orden práctico, esta energía se acostumbra medir en la unidad de tiempo, o sea que se evalúa como potencia. Los factores de la potencia eléctrica son el voltaje y la intensidad de corriente

$$P = V \cdot I$$

y los de potencia mecánica, el momento de torsión o par y la velocidad angular

$$P = T \cdot \omega$$

El voltaje de armadura y la velocidad angular tienen una relación mutua. En los motores se aplica el voltaje como señal y se obtiene una determinada velocidad como respuesta y en los generadores, el proceso es en sentido contrario. La corriente de armadura y el par también se relaciona mutuamente. En los motores, el nivel de carga se traduce en un par aplicado a la flecha, y la máquina

responde con la correspondiente corriente de armadura, o bien, en sentido inverso si se trabaja como generadores.

El campo magnético de apoyo para el fenómeno de conversión de energía se induce mediante corriente de excitación. Esta influye a la vez, sobre las otras cuatro variables de operación.

En los textos de máquinas eléctricas se establece la relación entre las señales y las respuestas, mediante un método gráfico en el que se toma como punto de partida la curva de saturación en vacío. Mediante trazos complicados se obtienen las curvas de respuesta de las máquinas.

Siguiendo un camino equivalente al método gráfico, se ha desarrollado un procedimiento algebraico con lo cual se obtienen las funciones analíticas de las mismas curvas de respuesta. La graficación de estas funciones resulta mucho más sencillo y comprensible que el método gráfico.

En el método algebraico se tiene también como punto de apoyo la curva de saturación en vacío, solamente que en este método es en forma de una función matemática.

Para obtener esta función resulta conveniente recordar que la curva de saturación en vacío debe su forma, al comportamiento del flujo en el circuito magnético. En la teoría básica, este comportamiento se representa por las curvas y el área de histéresis del material ferromagnético (figura 1).

* Profesor del Departamento de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, UNAM.

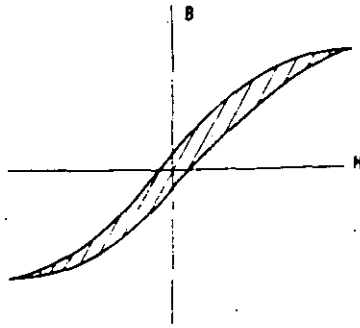


Figura 1. Curvas y áreas de histéresis

En esta gráfica, la abscisa es la intensidad de magnetización, que a su vez es función del número de vueltas de la bobina, la longitud media del circuito y la corriente de excitación para los métodos de excitación simple de las Máquinas, sea en derivación o en serie.

$$H = \frac{NI_{ex}}{L}$$

Para las Máquinas con excitación compuesta es necesario considerar que la intensidad de magnetización tiene dos componentes, una debida al campo en derivación y otra al campo en serie

$$H = H_d \pm H_s$$

lo que a su vez se interpretaría como;

$$H = \frac{N_d I_d \pm N_s I_s}{L}$$

Se escoge el signo positivo para la conexión acumulativa, y signo negativo para la diferencial.

La ordenada es para todos los casos, la densidad de flujo por polo, o sea

$$B = \frac{\phi}{A}$$

Para obtener la curva de magnetización de la máquina se requieren dos cambios en la figura 1:

- 1o.- Cambio de las escalas coordenadas;
- 2o.- Eliminación de los cuadrantes II, III y IV con lo que se llega a la figura 2.

Para obtener la nueva abscisa, se multiplica la intensidad de magnetización por la longitud media del circuito magnético y se divide entre el número de espiras de la bobina lo que da por resultado el valor real de la corriente de excitación para las máquinas en derivación o en serie.

$$I_x = \frac{H \cdot L}{N}$$

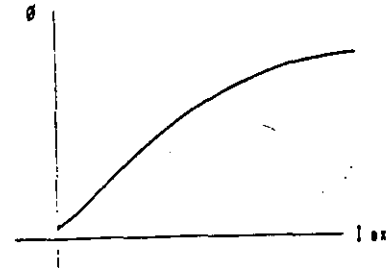


Figura 2. Curva de magnetización.

Para las máquinas con excitación compuesta se presenta la dificultad de tener dos números de espiras que no se pueden estructurar en un solo denominador. En este caso se recurre a dividir la intensidad de magnetización, entre el número de espiras de la bobina derivada solamente, con lo que se tiene:

$$I_d \pm \left(\frac{N_s}{N_d} \right) \cdot I_s = \frac{H \cdot L}{N_d}$$

La fracción $\frac{N_s}{N_d}$ es una cantidad mucho menor que

unidad, y se puede dar una identificación, como por ejemplo:

$$\frac{N_s}{N_d} = \mu$$

y de la misma manera, para todo el primer miembro de la expresión que le antecede:

$$I_{ex} = I_d \pm \mu I_s$$

En este caso, la escala de abscisas que resulta, es una corriente de excitación hipotética que se integra con el valor real de la corriente de excitación en derivación y una fracción de la corriente de excitación en serie. El donde signo depende de que sea una conexión acumulativa o diferencial.

La nueva ordenada se obtiene multiplicando la intensidad de flujo por el área de la cara polar

$$\phi = B \cdot A$$

Como la corriente directa solo fluye en dirección positiva, solo se requiere el primer cuadrante para

figura 2. El área de histéresis se reduce a una pequeña franja, más notoria en su cercanía con el origen. El flujo remanente se debe a que los polos son de imán permanente.

LA FUNCION DE FROELICH

La figura 2 se puede expresar de una manera mas sencilla por medio de la función de Froelich, que es la siguiente:

$$\phi = \frac{c \cdot I_{ca}}{b \pm I_{ca}}$$

en donde c y b son dos constantes. La gráfica se presenta en la figura 3. Como se observa, no reproduce con rigor absoluto la forma de la curva de magnetización; sin embargo, su aproximación en la región del hierro saturado (que es donde trabaja la máquina) es suficientemente satisfactoria. En el tercer cuadrante como se observa, no tiene ninguna semejanza con la curva real, de modo que solo se hará funcionar en el primer cuadrante.

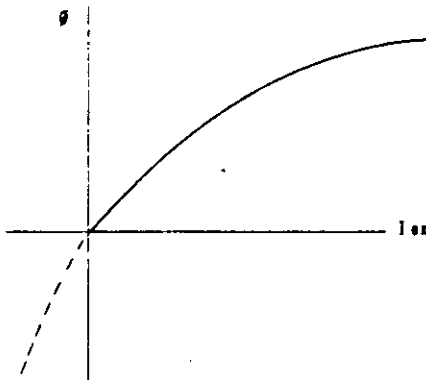


Figura 3.- Gráfica de la función de Froelich

FUERZA ELECTROMOTRIZ INDUCIDA

La FEM inducida en la armadura de una máquina de C.D. es proporcional al flujo polar y a la velocidad angular

$$E = k\phi\omega$$

La constante K, reúne todas las características físicas del embobinado, mientras que la velocidad angular se considera en unidades del Sistema Internacional. Sustituyendo el flujo por su expresión analítica según la

función de Froelich, se tiene;

$$E = k \left(\frac{c \cdot I_{ca}}{b + I_{ca}} \right) \omega$$

Las constantes características del circuito magnético y del circuito eléctrico se pueden reducir a una sola

$$k c = a$$

de tal manera que

$$E = \frac{a I_{ca}}{b + I_{ca}} \omega \quad (A)$$

que es la ecuación de la curva de saturación en vacío expresada por la función de Froelich.

CONVERSION DE ENERGIA

El comportamiento de la máquina como equipo convertidor de energía se puede representar en el cuadro de la figura 4

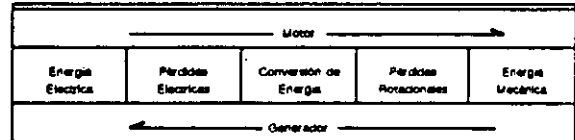


Figura 4. Conversión de Energía

La energía eléctrica entra o sale de la máquina en la modalidad de una potencia de corriente directa

$$P_e = V I_a$$

cuyas componentes son el voltaje externo y la corriente de armadura.

Las pérdidas eléctricas se consideran como pérdidas de voltaje en la resistencia del circuito de armadura, y dependiendo del sentido de la corriente

$$V = E - r_a I_a \quad \text{para generadores (B)}$$

$$E = V - r_a I_a \quad \text{para motores (B)}$$

La resistencia r_a comprende las resistencia del devanado, del conmutador, de la superficie de contacto conmutador-escobillas, de las escobillas y de los embobinados interpolares y de excitación en serie si los hay.

La energía mecánica entra o sale de la máquina en la modalidad de potencia de movimiento rotatorio.

$$P_m = T_m \cdot \omega$$

cuyas componentes son el par mecánico (o par externo) y la velocidad angular.

Las pérdidas rotacionales se deben a la fricción en los apoyos, a la fuerza de ventilación, y a los fenómenos magnéticos de histeresis y corrientes parásitas. Operan en conjunto bajo la forma de un par opuesto a la dirección de la velocidad, causando una diferencia entre el par mecánico y el par electromagnético de conversión, dependiendo del sentido de flujo de energía

$$\begin{aligned} T_e &= T_m - T_r && \text{para generadores (C)} \\ T_m &= T_e - T_r && \text{para motores (C')} \end{aligned}$$

El par T_r usualmente es una función de la velocidad de rotación (por ello su nombre de pérdidas rotacionales), sin embargo en los casos más simples (cuando no hay ventilador) se puede considerar con tolerancia como constante.

La conversión de energía se lleva a cabo entre las componentes internas de la potencia, es decir, aquellas que operan en la armadura después de eliminar las pérdidas.

$$E I_a = T_e \omega$$

Las ecuaciones (A), (B ó B'), (C ó C') y (D) son el apoyo básico del método de análisis. A continuación se expondrá la aplicación de este sistema de ecuaciones a los diferentes tipos de máquina de C.D.

MAQUINAS DE EXCITACION INDEPENDIENTE

En la figura 5(a) aparece la simbología del generador, cuya corriente de excitación se obtiene de una fuente independiente no ilustrada y por tanto, no se afecta con las condiciones de carga de la armadura.

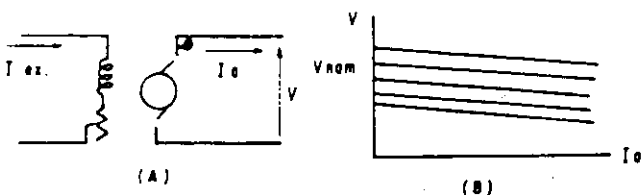


Figura 5. Generador con excitador independiente.

De la ecuación (A) se deduce que si la corriente de excitación y la velocidad permanecen constantes, la fuerza electromotriz es también constante e independiente de la carga de armadura. En la práctica esto es bastante cercano al caso ideal siempre que exista una buena compensación de la reacción de armadura, y siendo así, la ecuación (B) daría una gráfica de regulación de voltaje.

Con un control adecuado de la corriente de excitación, la máquina se puede hacer trabajar dentro de toda la gama de voltajes. En la figura 5(B) se muestran las gráficas de regulación a diferentes niveles de voltaje. Este generador se puede aprovechar como fuente de voltaje controlado.

En la modalidad de motor se acostumbra alimentar la excitación con una fuente de voltaje constante y a la armadura como una fuente de voltaje controlado, como se muestra en la figura 6(A). Para una corriente de excitación constante la ecuación (A) adquiere la forma

$$E = K \cdot \omega \quad (A')$$

Sustituyendo (A') en (B) y despejando la velocidad se obtiene

$$\omega = \frac{V - r_a \cdot I_a}{K}$$

que frecuentemente se grafica para obtener los esquemas de regulación de velocidad y control de velocidad, sin embargo, lo más apropiado sería relacionar dos variables mecánicas, lo que se obtiene combinando las ecuaciones (C') y (D) para sustituir la corriente en la última función mostrada, con lo que queda:

$$\omega = \frac{K V - r_a (T_m + T_r)}{K^2}$$

Para la regulación de velocidad se considera V constante y T_m variable. Para diferentes valores de V se obtiene la familia de gráficas de la figura 6(B).

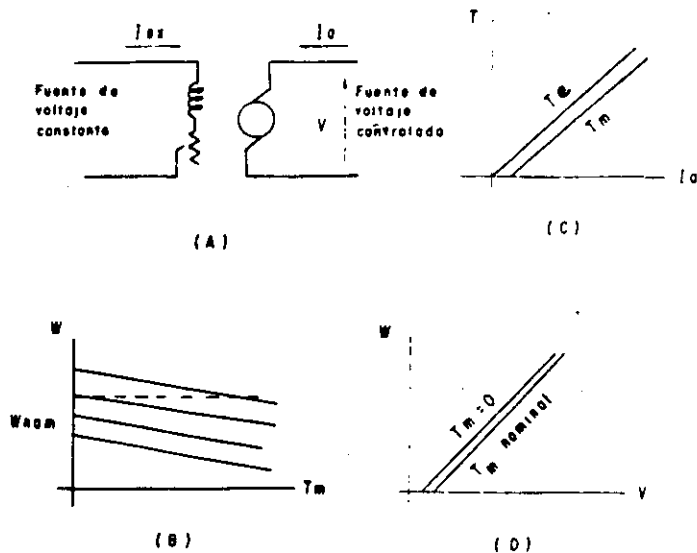


Figura 6. Motor con excitación independiente

Para el control de velocidad se considera T_m constante y V variable, siendo V el control. Se obtiene la familia de gráficas de la figura 6(D).

La figura 6(C) correspondería a las expresiones de par electromagnético y par mecánico, que son función de la corriente y resultan independientes de la velocidad.

MAQUINA CON EXCITACION EN DERIVACION

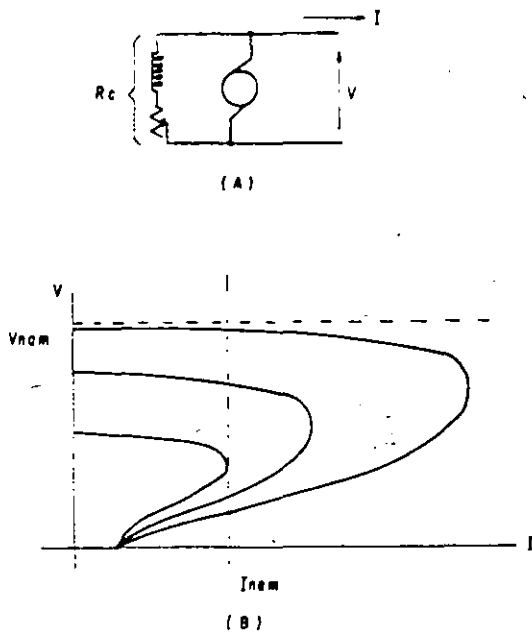


Figura 7.- Generador con excitación en derivación

En la figura 7(A) se muestra la forma de excitar el generador en derivación. Se puede apreciar que la corriente de excitación es función del voltaje externo de la máquina, de modo que por la ley de Ohm se tiene:

$$I_{ex} = \frac{V}{R_c}$$

en donde R_c es la resistencia del campo en derivación, más un pequeño exceso que se obtiene con un reostato adicional.

Sustituyendo la ley de Ohm en la ecuación (A) y está en la ecuación (B) se tiene:

$$V = \frac{a \cdot \frac{V}{R_c}}{b + \frac{V}{R_c}} \omega - r_a I_a$$

que es una ecuación de segundo grado. Para no complicarla aún más, se puede considerar con tolerancia, que la corriente de armaduras es igual a la

corriente de cargas, ya que la corriente de excitación es muy pequeña. La solución a esta ecuación es:

$$\omega = \frac{a\omega - bR_c - r_a I_a \pm \sqrt{(bR_c + r_a I_a - a\omega)^2 - 4r_a b R_c I_a}}{2}$$

cuya representación gráfica aparece en la figura 7(B). Igualando a cero el subradical se obtiene la corriente máxima en el límite de estabilidad, cuyo valor es muy superior a la corriente nominal. La curva requiere además una corrección cuando el voltaje es igual a cero, ya que la fuerza electromotriz en esa condición es la del magnetismo remanente y existe por tanto una corriente pequeña.

Si se reduce el voltaje en vacío, la curva de regulación se reduce en todas sus magnitudes y pronto se obtendría un límite de estabilidad igual o menor que la corriente nominal. Este generador solo es estable alrededor de sus valores nominales.

El motor con excitación en derivación se muestra en el diagrama de la figura 8(A). Con este arreglo no se puede aplicar voltaje variable, puesto que afectaría a la corriente de excitación, y ésta se debe mantener en su valor normal para generar el par electromagnético. Esto se demuestra fácilmente sustituyendo la ecuación (A) en la (D), con lo que se obtiene:

$$T_e = \frac{a I_{ex}}{b + I_{ex}} I_a$$

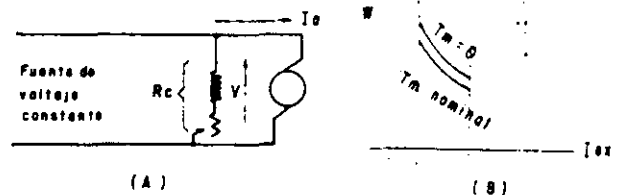


Figura 8. Motor con excitación en derivación.

Sustituyendo la ecuación (A) en la (B) y despejando la velocidad se obtiene:

$$\omega = \frac{(V - r_a I_a)(b + I_{ex})}{a I_{ex}}$$

que representará las curvas de regulación de velocidad en coordenadas $I_a - \omega$ y de control de velocidad en coordenadas $I_{ex} - \omega$. No obstante, si se prefiere plantear el problema en términos de par de carga habría que combinar la expresión de par electromagnético con la ecuación (C) para sustituir la corriente de armadura en la ecuación de la velocidad, con lo que se tiene:

$$\omega = \frac{b+I_{ex}}{aI_{ex}} V - \left[\frac{b+I_{ex}}{aI_{ex}} \right]^2 r_a (T_m + T_r)$$

Para la gráfica de regulación de velocidades se mantiene la corriente de excitación constante y el par mecánico es variable, con lo que se obtiene una recta idéntica a la de la figura 6(B) para velocidad nominal. Para control de velocidad se mantiene el par mecánico constante y se varía la corriente de excitación, con lo que se obtiene la gráfica de la figura 8(B).

La corriente de excitación tiene un límite inferior fijado ya sea por la máxima velocidad segura permisible o por la corriente de armadura nominal según la ecuación de par y también tiene un límite superior dado por la resistencia del campo en derivación, por lo que ese tipo de control de velocidad es muy limitado como también puede observarse en la figura 8(B).

MÁQUINA CON EXCITACION EN SERIE

En esta máquina como se puede observar en las figuras 9(A) y 10(A), la corriente de armadura es la misma corriente de excitación y además, la única corriente, de manera que en las ecuaciones básicas aparecerán sin subíndices.

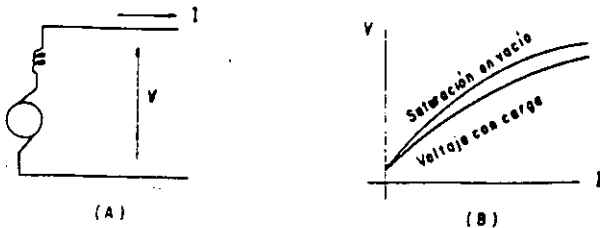


Figura 9.- Generador con excitación en derivación.

Sustituyendo la ecuación (A) en la (B) se obtiene:

$$V = \frac{aI}{b+I} \omega - r_a I$$

que corresponde a la curva de regulación de voltaje mostrada en la figura 9(B). Del comportamiento que se observa en esta gráfica se deduce que la máquina en su modalidad de generador tiene muy poca aplicación práctica.

El motor con excitación en serie, a diferencia del generador, tiene una gran aplicación en los sistemas de tracción vehicular, debido a que su curva de regulación de velocidad corresponde a la que demanda el tránsito para su adecuada fluidez.

La simbología aparece en la figura 10(A).

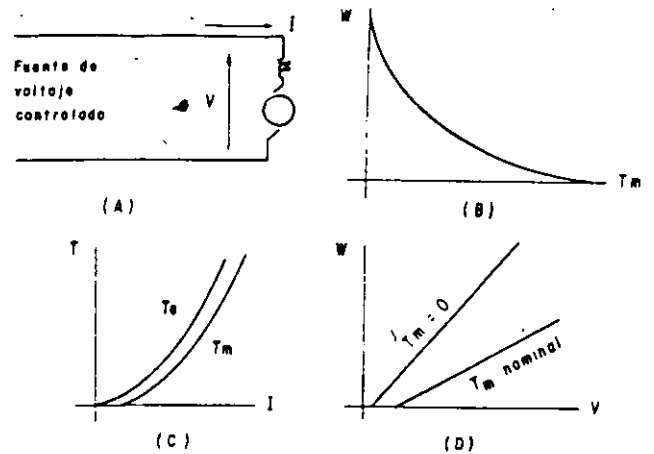


Figura 10.- Motor con excitación en serie.

Para efectos de análisis se sustituye la ecuación (A) en la (B) y se despeja la velocidad, de lo que resulta:

$$\omega = \frac{(V - r_a I)(b + I)}{aI}$$

Fijando el voltaje y tomando la corriente como variable independiente sería la primera forma de expresar la regulación de velocidad, sin embargo, si se desea el par mecánico como variable en vez de la corriente, se sustituye la ecuación (A) en la (D) y ésta en la (C), lo que se obtiene

$$T_m = \frac{aI^2}{b+I} - T_r$$

cuya representación se puede observar en la figura 10(C).

El procedimiento para despejar la corriente de la función de par mecánico y sustituirla en la ecuación de velocidad resulta poco práctico por su complejidad. Mucho más fácil es tabular las ecuaciones de velocidad y par para los mismos valores de corriente, con lo que se obtienen relaciones entre velocidad y par para dibujar la gráfica de la figura 10(B). En ella se observa el alto par de arranque y un límite de desbocamiento impuesto por sus pérdidas rotacionales.

Fijando ahora la corriente en la ecuación de velocidad, tomando el voltaje como variable independiente se obtiene la forma de controlar la velocidad. Su representación corresponde a una familia de rectas comprendida entre los límites que muestra la figura 10(D). En ella se puede observar la tendencia al desbocamiento si manteniendo un mismo voltaje, la máquina queda en vacío

MÁQUINA CON EXCITACIÓN COMPUESTA

Esta máquina tiene un campo principal en derivación igual que las máquinas con excitación en derivación, y un campo auxiliar en serie, que contiene menos espiras que el de una máquina con excitación simple en serie.

Para el análisis de respuesta en la modalidad de generador, se sustituye la ecuación (A) en la (B) con la que se obtiene:

$$V = \frac{a I_{ex}}{b + I_{ex}} \omega - r_d I_a$$

en donde I_{ex} es una corriente hipotética, integrada en dos componentes reales

$$I_{ex} = I_d \pm \mu I_s$$

en donde:

I_d es la corriente del campo en derivación, que es una función del voltaje externo de la máquina;

μ es una constante igual a la relación de espiras entre campo serie y campo derivado;

I_s es la corriente en el campo en serie, igual a la corriente de carga y aproximadamente igual a la corriente de armadura.

El signo positivo corresponde a la conexión acumulativa del campo serie, y el signo negativo a la conexión diferencial.

En la figura 11(A) se muestra la respuesta del generador acumulativo. El comportamiento ideal sería una recta horizontal, pero en la realidad se deforma ligeramente debido a problemas de saturación.

En la figura 11(B) se muestra la respuesta del generador diferencial. Comparando con el generador en derivación, la curva se reduce a la escala horizontal, pero no en la vertical.

En la modalidad de motor se usaría la misma fórmula de velocidad que se obtuvo para el motor en derivación, excepto que la corriente de excitación se interpreta ahora con sus dos componentes

$$I_{ex} = I_d \pm \mu I_s$$

Con signo negativo corresponde al motor diferencial, cuya respuesta se muestra en la figura 11(C) con tendencia a mantener la velocidad constante. Este tipo de motor resulta peligroso si se sobrecarga, pues la componente en serie de la corriente de excitación crece muy rápidamente hasta invertir el sentido de la componente hipotética I_{ex} , causando la inversión intempestiva del sentido de rotación. Este fenómeno no se puede graficar porque la función de Froelich no es válida para corrientes negativas.

Con signo positivo corresponde al motor acumulativo, con una respuesta semejante a la del motor en serie como puede verse en la figura 11(D), con la ventaja de que no se desboca en vacío, pero el par de arranque no es tan poderoso como el del motor en serie.

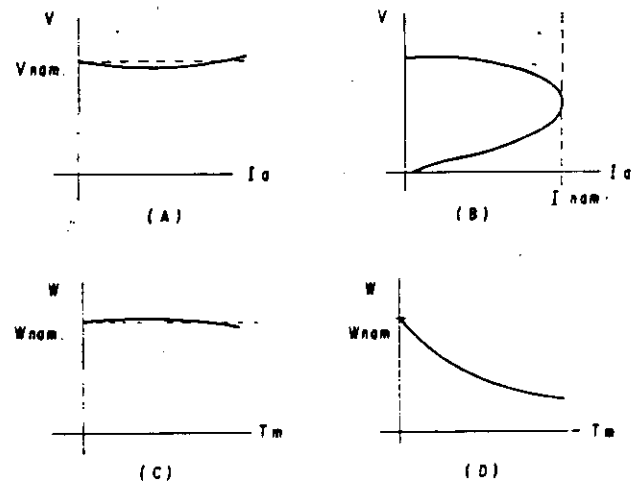


Figura 11. Respuesta de la máquina con excitación compuesta

CONCLUSIONES

La función de Froelich, que constituye el punto de apoyo de este método, solamente se había mencionado como un componente de interés general en el libro de "Máquinas de corriente continua del Dr. Alexander S. Langsdorf, pero no se aprovechó en el análisis de comportamiento de las máquinas. La saturación del circuito magnético siempre se consideró como un factor básico en el análisis de respuesta, y algunas de las curvas características se obtuvieron por medio de un método gráfico, a partir de una curva simétrica a la de saturación en vacío; otras de las curvas típicas de respuesta se dibujaban como resultado de pruebas de laboratorio, sin el desarrollo de una justificación teórica, y otras más ni siquiera se mencionaban.

En este trabajo de investigación se ha logrado desarrollar el método algebraico en el que se obtienen las ecuaciones de voltaje para los generadores y de velocidad para los motores. Al graficar estas ecuaciones, se obtienen las curvas de respuesta, siguiendo el procedimiento que se ha discutido brevemente en este artículo. El método presenta algunas ventajas como son:

- La obtención de las ecuaciones se hace por un razonamiento sencillo, que permite a la vez comprender paso a paso el comportamiento de las máquinas.
- En todos los casos se tiene en cuenta el estado de saturación del circuito magnético.
- Tabular las ecuaciones y dibujar las curvas características de respuesta resulta mucho más sencillo que obtenerlas por métodos gráficos.
- En una tabulación es factible extrapolar las condiciones normales de trabajo de una máquina, entrando en condiciones de sobrecarga que en la práctica serían peligrosas si se obtuvieran como una prueba de laboratorio.
- Es fácil graficar familias de un mismo tipo de curva, para diferentes condiciones iniciales y de carga. Con esto se puede hacer un análisis objetivo de la estabilidad de las máquinas.
- Se pueden obtener curvas que no habían sido estudiadas anteriormente, como las de control de velocidad.
- Las curvas obtenidas por este método reproducen con bastante fidelidad el comportamiento real de la máquina, como se le ha podido comprobar en varias pruebas de laboratorio. En algunos casos se ha obtenido una conciencia total.

El método algebraico no es solamente un planteamiento teórico, sino un sistema de análisis totalmente aplicable a máquinas reales, ya que todos los parámetros se pueden obtener de las pruebas que comúnmente se hacen en el laboratorio:

- * Los parámetros "a" y "b" de la función de Froelich se calculan a partir de la curva de saturación en vacío.
- * La resistencia del circuito de armadura se obtiene de las curvas de regulación de voltaje, si en ellas se observa una buena compensación de la reacción de la armadura. Esta es la resistencia real con que operan las máquinas y difiere considerablemente de la que se puede medir directamente con la armadura en reposo, debido a la fricción de la superficie de contacto conmutador-escobillas.
- * Las pérdidas rotacionales se obtienen de la prueba de pérdidas mecánicas y magnéticas con auxilio de un primotor adecuado.
- * Para el caso de las máquinas con excitación compuesta, la relación de vueltas se calcula al comparar las curvas de regulación de voltaje con excitación simple en derivación y con excitación compuesta.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

TEORIA BASICA DE LOS MOTORES SINCRONOS

ING. HUGO A. GRAJALES ROMAN

SEPTIEMBRE - 1992

I N D I C E

	PAG.
1.- DISPOSICION FISICA DEL EMBOBINADO DE ARMADURA	1
2.- TIPOS DE ROTORES Y EMBOBINADO DE CAMPO	11
3.- EXCITACION	14
4.- GENERADOR SINCRONO	17
5.- VOLTAJE INDUCIDO EN LA ARMADURA	18
6.- VOLTAJE INDUCIDO, EMBOBINADO DISTRIBUIDO	22
7.- FUERZA MAGNETOMOTRIZ DE LA ARMADURA	26
8.- INDUCTANCIA NO SATURADA DEL CAMPO	32
9.- INDUCTANCIA DE REACCION DE ARMADURA	34
10.- REACTANCIA SINCRONA	36
11.- DIAGRAMA FASORIAL	37
12.- CIRCUITO EQUIVALENTE	39
PROBLEMAS	43
13.- MOTOR SINCRONO	51
14.- COUPLE ELASTICO	53
15.- PRINCIPIOS DE OPERACION	57
16.- SOBRE EXCITACION	61
17.- BAJA EXCITACION	61
18.- POTENCIA REAL Y REACTIVA VS. ANGULO DE POTENCIA	62
19.- FACTOR DE POTENCIA - CURVAS V	68
20.- ARRANQUE DEL MOTOR	72
21.- APLICACIONES	73
PROBLEMAS	80

1.- DISPOSICION FISICA DEL EMBOBINADO DE ARMADURA.

El emboinado de armadura está repartido en el perímetro interno del estator.

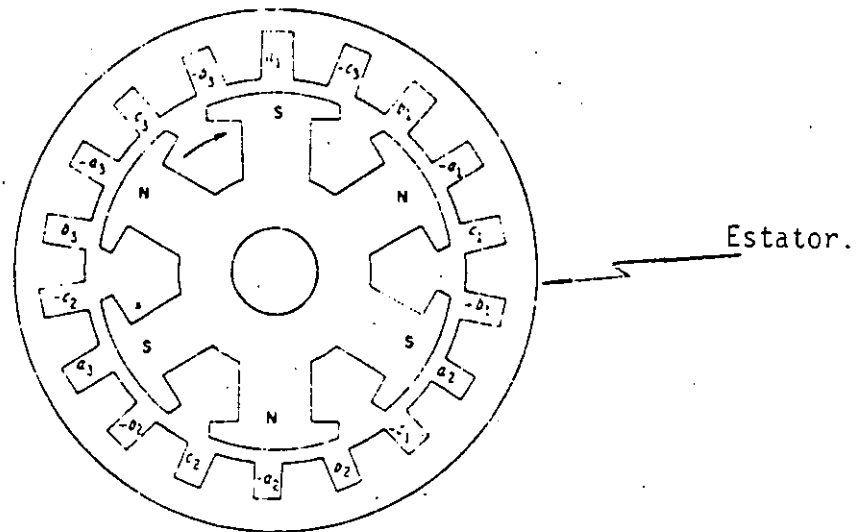


Fig.1

Los emboinados de armadura están generalmente comprendidos de una ó más vueltas, y están de tal manera interconectados que sus efectos eléctricos y magnéticos son acumulativos. Las bobinas pueden tener paso completo o paso fraccional. Una bobina de paso completo se expande 180° medidos eléctricamente y una bobina de paso fraccional se expande menos de 180° pero pocas veces de 120° . Bobinas de paso completo y paso fraccional se muestran en las figuras 2 y 3.

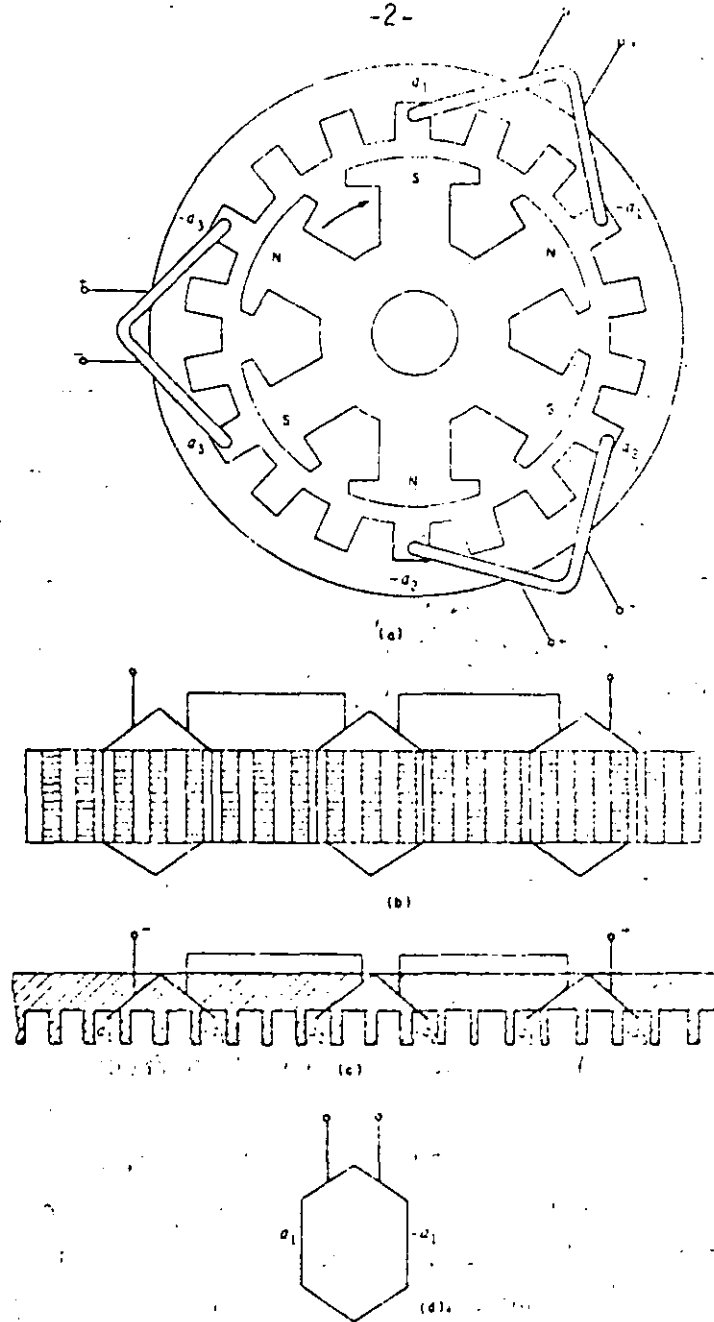


Fig.2 (a) Estructura magnética simplificada de una máquina sincro na de seis polos mostrando tres bobinas de paso completo para una sola fase. (b) Vista desarrollada de bobinas de armadura conectadas en serie. (c) Vista lateral de las ranuras y conexiones finales. (d) Representación esquemática de una bobina de armadura.

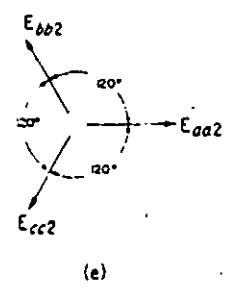
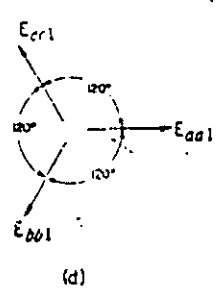
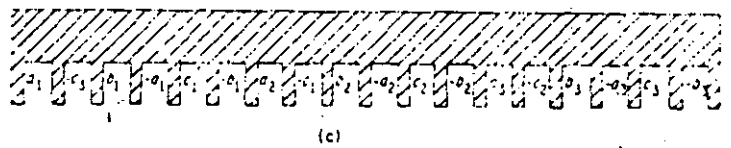
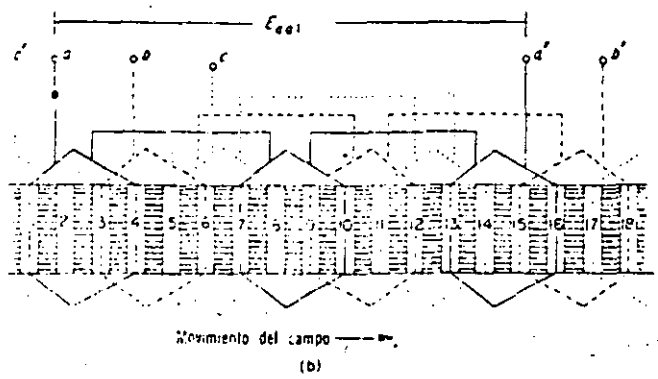


Fig. 4 b,c,d,e

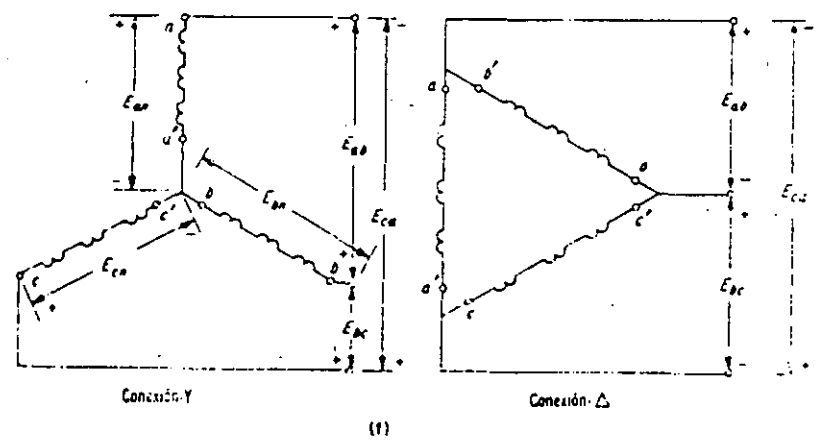


Fig. 4 f.

Fig. 4. Máquina trifásica, de seis polos. (a) Colocación de los lados de la bobina en las ranuras del estator. (b) Vista desarrollada del embobinado de armadura. (c) Vista lateral desarrollada de las ranuras (d) Fasores de voltaje de secuencia positiva. (e) Fasores de voltaje de secuencia negativa. (f) Conexiones Y y Δ

Esta secuencia de fases (a-b-c) se llama secuencia de fases positiva. Una inversión en la dirección de la rotación resulta en una -- secuencia de fases negativa (a-b-c) como se muestra en el diagrama de -- fasores en la Fig. 4 (e). El embobinado en la Fig. 4 tiene la mitad de bobinas como lo hay de ranuras o un costado de bobina por ranura. El arreglo más común de dos costados de bobina por ranura se muestra en la Fig. 5, con solamente una fase mostrada en la Fig. 5 (a) y (b). Una vista la-

teral de las ranuras y de los lados de la bobina para las tres fases se muestra en la Fig. 5 (c). Una comparación de la Fig. 5 (a) con la Fig. 4 muestra que la primera tiene dos capas de lados de bobina en las ranuras y la última tiene una capa, por lo tanto el término de embobinados de dos capas y una capa. Aunque los embobinados de una sola capa no son comunes, algunas veces son usados en motores de inducción de 10 hp. o menores. La principal ventaja del embobinado de dos capas es el de la acomodación de bobinas de paso fraccional que tienen menores terminales o conexiones finales que las bobinas de paso completo y como resultado tienen menor resistencia sin disminuir el encadenamiento de su flujo. El paso fraccional también sirve para mejorar, la forma de onda de la fmm inducida y la fmm de la armadura. Tres bobinas con un paso fraccional de $2/3$ se ilustra en la Fig. 6 y un embobinado de paso $5/6$ se muestra en la Fig. 7.

Los embobinados tratados en este capítulo se llaman embobinados de ranura integral, ya que ocupan una estructura en el que el número de ranuras por polo es un entero.

Los embobinados de paso fraccional tienen dos ventajas: (a) es posible el usar las mismas laminaciones del estator con el resultado de una menor inversión en dados para estructuras de polos salientes, y (b) la contribución a una buena forma de onda a aquélla de un embobinado de paso entero con gran número de ranuras por polo. Embobinados de ranura fraccional son también usados algunas veces en motores de inducción.

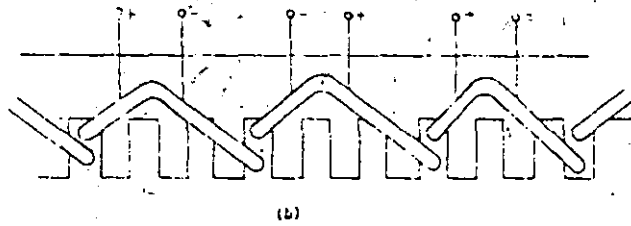
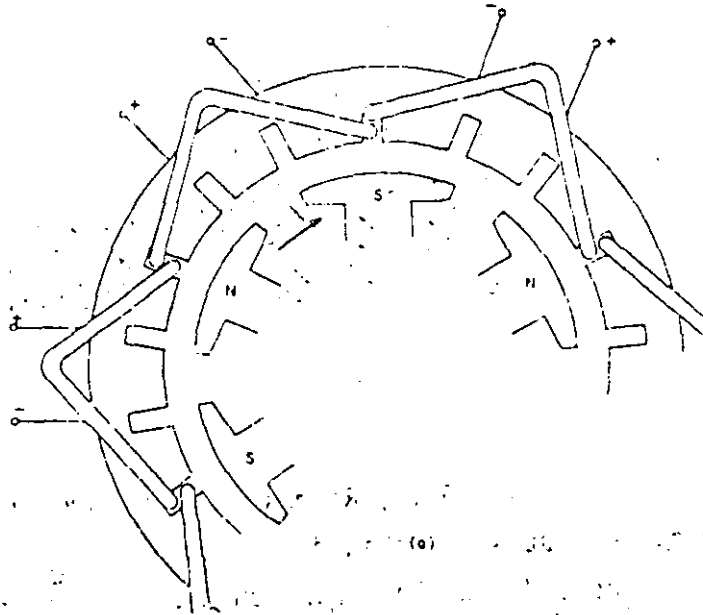


Fig. 5 a,b.

2.- TIPOS DE ROTORES Y EMBOBINADO DE CAMPO.

Los sistemas convencionales de la industria de potencia son alimentados por generadores síncronos trifásicos que caen en dos clasificaciones generales, máquinas de rotor cilíndrico y máquinas de polos salientes. La construcción de rotor cilíndrico es propia de generadores síncronos impulsados por turbinas de vapor y que también son conocidos como turboalternadores, las turbinas de vapor operan a velocidades relativamente altas, siendo comunes las velocidades de 1,800 y --- 3,600 rpm para 60 Hz, consideradas de rotor cilíndrico, que debido a su rigidez fácilmente resiste las fuerzas centrífugas desarrolladas a esas velocidades.

Los rotores de polos-salientes se utilizan en generadores síncronos de bajas velocidades, tales como los impulsados por ruedas de agua. También son usados en motores síncronos. Debido a sus bajas velocidades, los generadores de polos salientes requieren de un alto número de polos, como por ejemplo, 72 polos para un generadores de 100 rpm y 60-Hz. Esto resulta del hecho de que en una revolución el voltaje se -- desplace P/2 ciclos y la relación entre la frecuencia y la velocidad es

$$f = \frac{P N_{sin}}{120}$$

donde P = número de polos y N_{sin} = velocidad sincrona en rpm.

En contraste con una máquina de c-d el embobinado de campo está montado en el rotor, debido a que el embobinado de campo es menos masivo que el embobinado de la armadura, operando como lo hace a menores voltajes con pequeñas corrientes. Además, el embobinado de campo es excitado con corriente directa, necesitando sólo dos anillos deslizantes.

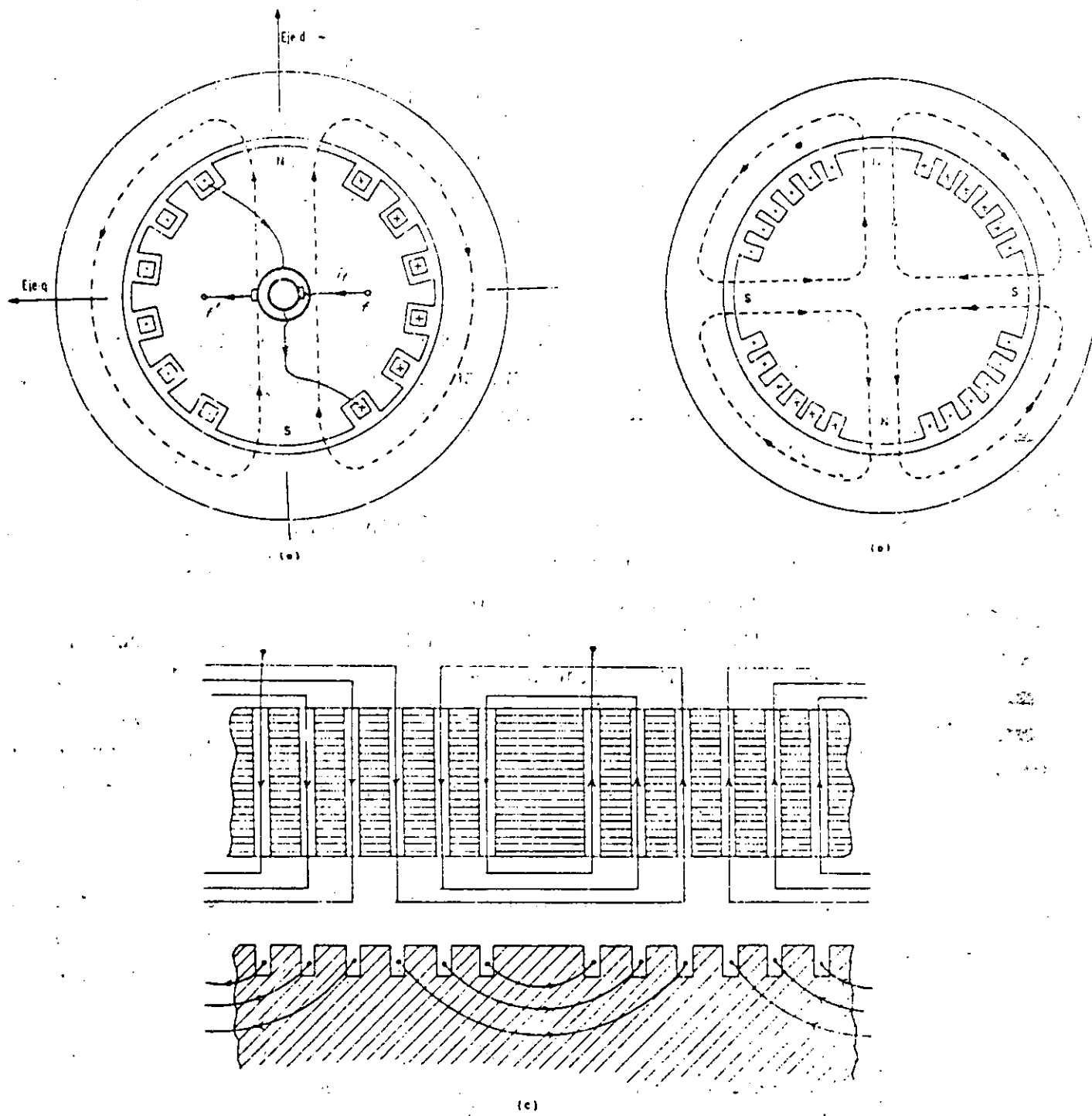


Fig. 8 a,b,c.

del excitador principal muestra en la Fig. 10 (c) y (d). Este arreglo proporciona una mayor rapidez de respuesta, característica que es importante en el caso de generadores sincronicos cuando hay perturbaciones en el sistema al cual el generador está conectado. En algunas instalaciones un excitador separado impulsado por un motor proporciona la excitación. Un motor de inducción se usa en vez de un motor sincrónico debido a que en una perturbación severa del sistema un motor sincrónico puede salirse de sincronismo. Además se usa volante grande para llevar al excitador a través de cortos períodos de severas reducciones del voltaje en el sistema.

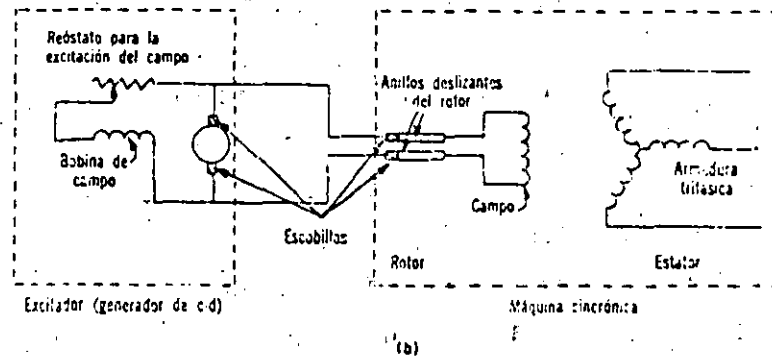
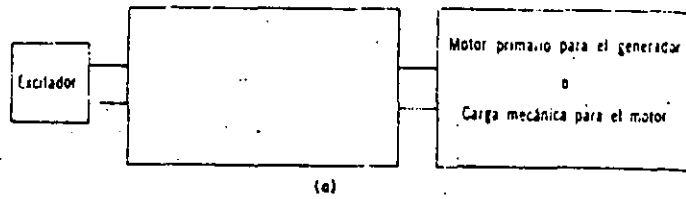


Fig. 10 a,b.

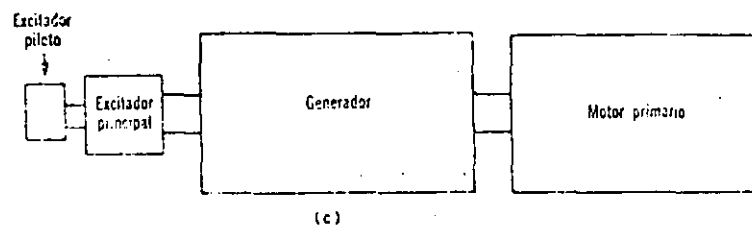
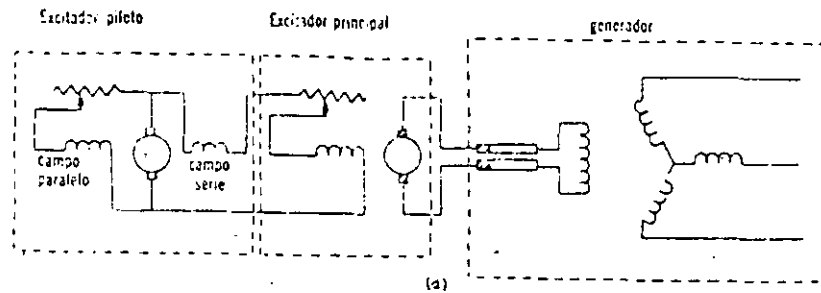


Fig. 10 c, d.

Fig. 10. Sistemas convencionales de excitación para máquinas (a). Colocación física (b) Diagrama del circuito para un excitador de eje montado. (c). Colocación física. (d). Diagrama del circuito para un excitador de eje montado y excitador piloto.

4.- GENERADOR SINCRONO.

Un sistema eléctrico alimentado por un solo generador sincrónico se considera como un sistema aislado. Si el generador se impulsa a velocidad constante (frecuencia constante) y la corriente de campo se aumenta, el voltaje en terminales aumenta lo que en general se acompaña por un incremento en la salida de la potencia real y reactiva a un sistema aislado. Similarmente un aumento en la salida del motor primario con una excitación del campo contante, produce en general un aumento en frecuencia, voltaje en terminales, y potencia real y reactiva.

Los sistemas eléctricos de potencia se interconectan extensamente para dar una economía y confiabilidad de operación. La interco--nexión de sistemas de potencia de c-a requieren generadores sincrónicos operando en paralelo y es común para una planta generadora eléctrica en donde dos o más generadores conectados en paralelo por medio de transformadores y líneas de transmisión, con otras plantas generadoras diseminadas sobre un área que es prácticamente la nación. Bajo condiciones normales de operación, todos los generadores y motores sincrónicos en un sistema interconectado operan en sincronismo entre sí. Las frecuencias de todas las máquinas sincrónicas son exactamente iguales excepto durante cambios momentáneos en carga o excitación. Si una o varias máquinas sincrónicas grandes se salen de sincronismo respecto al resto del sistema, resulta una perturbación severa y el sistema se vuelve inestable, una condición que puede dar como resultado un paro completo del sistema. El comportamiento de generadores sincrónicos operando en paralelo es por tanto de fundamental importancia en el estudio de la operación de sistemas de potencia.

5.- VOLTAJE INDUCIDO EN LA ARMADURA.

La Fig. 11 (a) muestra una bobina de la armadura de N bobina vueltas y un paso p que encadena un flujo magnético distribuido senoidalmente. La dirección de la densidad del flujo se considera radial y positiva cuando se dirige del hierro del estator al hierro del rotor. Esta también es la dirección del flujo a través de la bobina de la armadura por una corriente que entra a la terminal negativa de la bobina como en el caso de un generador. (Apendice I)

Todos los ángulos en la Fig. 11 (a) son medidos eléctricamente, pero θ_m en la Fig. 11 (b) está medido mecánicamente. La densidad de flujo de B en la Fig. (a) se expresa por

$$B_{\theta} = B_{amp} \text{ sen } \theta \quad (1)$$

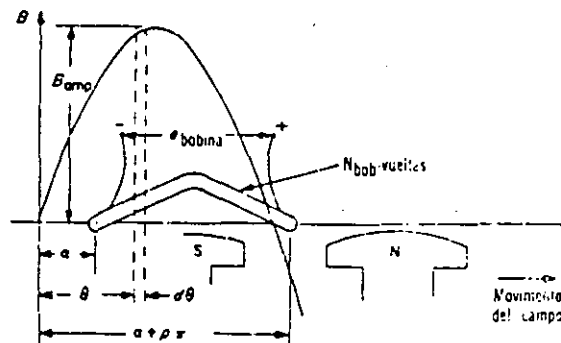
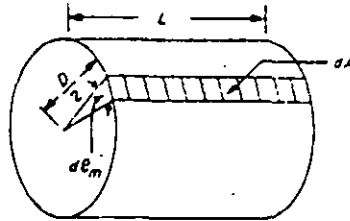


Fig. 11.a



(b)

Fig. 11 Bobina de armadura de N -vueltas en un campo magnético distribuido senoidalmente.

donde $B_{amp.}$ es la amplitud de la onda de la densidad de flujo y se considera constante. El flujo en el elemento dado por $d\theta$ es.

$$d \Phi_{bobina} = B_{\theta} dA \quad (2)$$

donde $dA = 1/2 LDd\theta_m$ en donde L es la longitud axial del hierro del estator y D es el diámetro de la superficie interior (despreciando ranuras) del hierro de la armadura, como se indica en la Fig. 11 (b). El flujo se considera que queda confinado a la longitud axial L y dado que $\theta_m = 2\theta/P$, la Ec 2 puede nuevamente escribirse como

$$d \Phi_{bobina} = \frac{LD}{P} B_{amp.} \sin \theta d\theta$$

y si los lados de la bobina se considera como filamentos el flujo que en cada una la bobina es

$$d \Phi_{bobina} = \frac{LD}{P} B_{amp.} \int_{\alpha=p}^{\alpha=p+\pi} \sin \theta d\theta$$

$$= \frac{LD}{P} B_{amp.} (\cos \alpha - \cos (\alpha + p\pi))$$

$$\Phi = \frac{2LD}{p} B_{amp} \operatorname{sen} \left(p \frac{\theta}{2} \right) \operatorname{sen} \left(\alpha + p \frac{\theta}{2} \right)$$

que resulta en el encadenamiento del flujo (3)

$$\begin{aligned} \lambda_{bobina} &= N_{bobina} \Phi_{bobina} = \frac{2LD}{p} N_{bobina} B_{amp} \operatorname{sen} \left(p \frac{\theta}{2} \right) \operatorname{sen} \left(\alpha + p \frac{\theta}{2} \right) \\ &= \lambda_{bobina M} \operatorname{sen} \left(\alpha + p \frac{\theta}{2} \right) \end{aligned}$$

donde

$$\lambda_{bobina M} = \frac{2LD}{p} N_{bobina} B_{amp} \operatorname{sen} p \frac{\theta}{2} \quad (4)$$

Si el generador es impulsado a una velocidad angular constante medido eléctricamente y en la dirección indicada en la Fig. 11 (a)

$$\alpha = - \omega t$$

y el encadenamiento del flujo se expresa entonces como una función del tiempo por

$$\lambda_{bobina} = \lambda_{bobina M} \operatorname{sen} \left(\omega t - p \frac{\theta}{2} \right) \quad (5)$$

que induce un voltaje de la bobina de

$$e_{bobina} = - \frac{d\lambda}{dt} \quad e_{bobina} = \omega \lambda_{bobina M} \cos \left(\omega t - p \frac{\theta}{2} \right) \quad (6)$$

La ecuación 4 expresa el máximo encadenamiento de flujo y si la bobina tuviera un paso completo, es decir $p = 1$, podría entonces encadenar el flujo total por polo en la superficie de la armadura del entrehierro. Por lo que sigue que $\Phi = \frac{2LD}{p} B_{amp}$ y el voltaje inducido es

$$e_{bobina} = \omega N_{bobina} K_p \Phi \cos \left(\omega t - p \frac{\theta}{2} \right) \quad (7)$$

donde

$$K_p = \sin p \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

y es llamado el factor de paso.

Dado que $\omega = 2 \pi f$, el valor rms del voltaje de la bobina es

$$E_{\text{bobina}} = \frac{2 f \pi N_{\text{bobina}} K_p \phi}{\sqrt{2}} = 4.44 f K_p N_{\text{bobina}} \phi \quad (9)$$

El voltaje inducido en una bobina de paso completo se encuentra-- haciendo $K_p=1$ en la Ec. 9 y es similar a la de un transformador en don de el flujo que varia senoidalmente con respecto al tiempo tiene un máximo instantáneo de ϕ_m igual al flujo por polo ϕ .

El encadenamiento del flujo adelanta el voltaje inducido resultante en una bobina de un generador por 90° en fase con el tiempo mostrado por una comparación de la Ecs.5 y 7 e ilustrado gráficamente en la Fig. 12

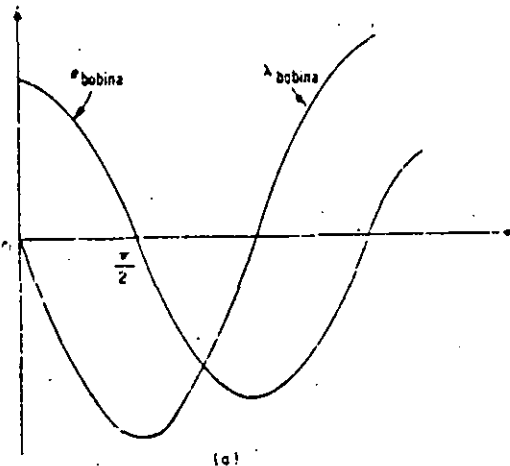


FIG. 12.a

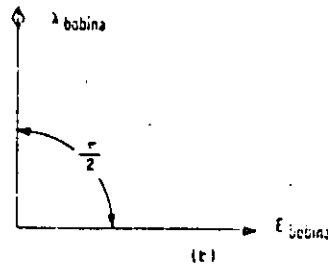


Fig. 12 (a) Ondas del encadenamiento de flujo y voltaje inducido (b) Diagrama de fasores.

6.- VOLTAJE INDUCIDO EN UN EMOBINADO DISTRIBUIDO.

El embobinado distribuido es aquél en que cada fase ocupa más de una ranura por polo. Es evidente de la Ec. 3 que el encadenamiento de flujos de bobinas que ocupan diferentes ranuras bajo un par de polos difieren, puesto que el ángulo α tiene diferentes valores para diferentes bobinas. Como resultado, los encadenamientos de flujos no están en fase respecto al tiempo. El encadenamiento de flujo resultante de un grupo de bobinas conectadas en serie tal como en la Fig. 13 (a) puede encontrarse mediante una suma de fasores como en la Fig. 13 (b) mientras que la densidad de flujo esté distribuida senoidalmente. El ángulo entre ranuras adyacentes en la Fig. 13 es γ , expresado eléctricamente, y los fasores del encadenamiento de flujo así como los fasores de voltaje de la bobina están desplazados entre sí por el mismo ángulo.

La suma de esos fasores es λ_{grupo} y E_{grupo} como se muestra en la Fig.13 (b) y (c) con los fasores de voltaje atrasados respecto a sus fasores de encadenamientos de flujo por 90° .

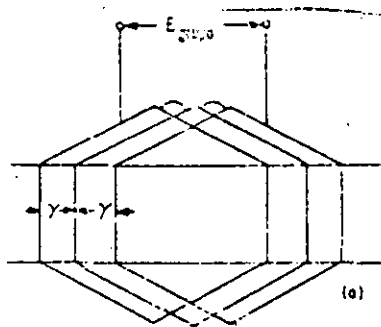
La relación de la suma de fasores a la suma aritmética se denomina el factor de anchura y está expresado por

$$K_b = \frac{E_{\text{grupo}}}{nE_{\text{bobina}}} \quad (10)$$

donde n es el número de bobinas en el grupo. La Fig. 14 muestra un diagrama de fasores para obtener una expresión general para K_b . Los fasores AB, CD y DE representan los voltaje de la bobina y el fasor AE el voltaje del grupo de bobinas. El ángulo ocupado bajo un polo por una fase está representado por β , por γ el ángulo entre ranuras adyacentes y n el número de ranuras por fase y polo. Entonces en base de la Ec. 10 y Fig. 14 el factor de anchura se encuentra ser

(11)

$$K_b = \frac{AE}{nAB} = \frac{OA \text{ sen } R/2}{nOA \text{ sen } \gamma/2} = \frac{\text{sen } R/2}{n \text{ sen } \gamma/2}$$



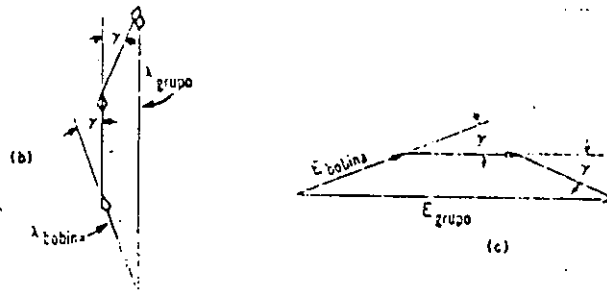


Fig. 13(a) Grupo de tres bobinas en un embobinado distribuido. (b) y (c) Diagrama fasoriales de encadenamiento de flujos y voltajes inducidos.

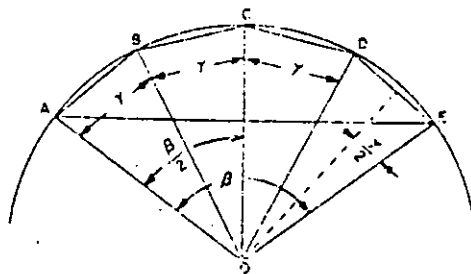


Fig. 14 Diagrama de fasores para obtener el factor de anchura..

Los grupo de bobinas de una fase pueden ser conectados en serie, en paralelo, o serie paralelos dependiendo del número de polos y el arreglo general del embobinado de la armadura. La conexión de todas las fases debe ser igual. Si las conexiones son tales que existen a trayectorias en cada fase, es decir, a circuitos de la armadura en - paralelos, y si N_{ph} es el número total de vueltas en cada fase, el voltaje inducido por fase es

$$E_{ph} = \frac{4.44 f K_w N_{ph} \phi}{a} \quad V/\phi \quad (12)$$

donde $K_w = K_p K_b$

Además, el voltaje de línea-línea $\sqrt{3} E_{ph}$ para una conexión estrella y E_{ph} para una conexión delta.

7.- F m m DE LA ARMADURA.

La corriente de la armadura en una máquina síncrona polifásica, igual que en el caso de una máquina de c-d produce una fmm que bajo condiciones estables balanceadas es estacionaria con respecto a la fmm del embobinado de campo. Mientras que la posición de las escobillas determinan la dirección de la fmm de la armadura en una máquina de c-d- el ángulo de fase entre la corriente y el voltaje de la armadura fija la dirección de la fmm de la armadura en la máquina síncrona. Por ejemplo, si al ángulo de fase θ_i entre la corriente de armadura y el voltaje inducido en la armadura por la corriente de campo es cero como se indica en el diagrama de fasores en la Fig. 15 (a). la fmm de la armadura está en el eje-q como se ilustra en la Fig. 15 (b) de un generador elemental trifásico, dos polos. El embobinado de campo no se muestra en la Fig. 15 (b) por razones de simplicidad, sin embargo, el eje-d se muestra pasando a través de los polos del campo N_F y S_F . (Anendice II)

Si el voltaje generado en la fase a por el flujo del campo se expresa por

(13)

$$e_{af} = \sqrt{2}E_{af} \text{ sen } \omega t$$

entonces en base al diagrama de fasores de la Fig. 15- (a) la corriente en fase a es, para $\theta_i = 0$.

(14)

$$i_a = \sqrt{2}I_a \text{ sen } \omega t$$

y las corrientes instantáneas de la armadura son como se muestra gráficamente en la Fig. 15- (c). A $\omega t = \pi/2$ el voltaje y corriente instantáneos en la fase a son ambos un positivo máximo, mientras que aquéllos en las fases b y c son negativos y 1/2 de sus valores máximos de acuerdo -

con las direcciones de corriente indicados en la Fig. 15 (b). La fmm de la armadura produce entonces una fmm de alguna forma a lo largo de la trayectoria indicada por la línea punteada en la Fig. 15-(b) con los polos de la armadura indicados por N_A y S_A . Esta distribución de la fmm gira a velocidad sincrónica en la misma dirección que el rotor y es por lo tanto estacionaria relativa a los polos del campo y en su reacción sobre los polos del campo, produciendo un par opuesto a la dirección de rotación de la operación de un generador. Debido a que la dirección de la fmm de la armadura es a lo largo del eje- q cuando la corriente está en fase con el voltaje inducido, no tiene ningún efecto magnetizante o demagnetizante sobre el campo mientras que el circuito magnético no esté saturado. El hecho de que la fmm de la armadura gire en sincronismo con la fmm del campo puede ser demostrado cuando ωt se ha incrementado de $\pi/2$ a $5\pi/6$, es decir, por un ángulo de $\pi/3$ radián, el valor negativo de i_c es un máximo mientras que en el instante i_a e i_b están a la mitad de su máximo valor negativo. Durante ese intervalo la distribución del flujo de la armadura así como el rotor han avanzado $\pi/3$ rad.

Bajo condiciones de operación la corriente está atrasada respecto al voltaje inducido por un ángulo de fase considerable. La fig. 15-(d) muestra el diagrama de fasores para $\theta_f = \pi/3$ con las relaciones resultantes indicadas en la Fig. 15-(e) y (f). La fmm de la armadura ahora está atrasada del eje directo por $\pi/3$ rad y tiene componentes en ambos ejes, directo y de cuadratura, por lo tanto ejerciendo un efecto -- desmagnetizante en el campo. Por la misma prueba, cuando la corriente de armadura está adelantada el voltaje generado refuerza el campo.

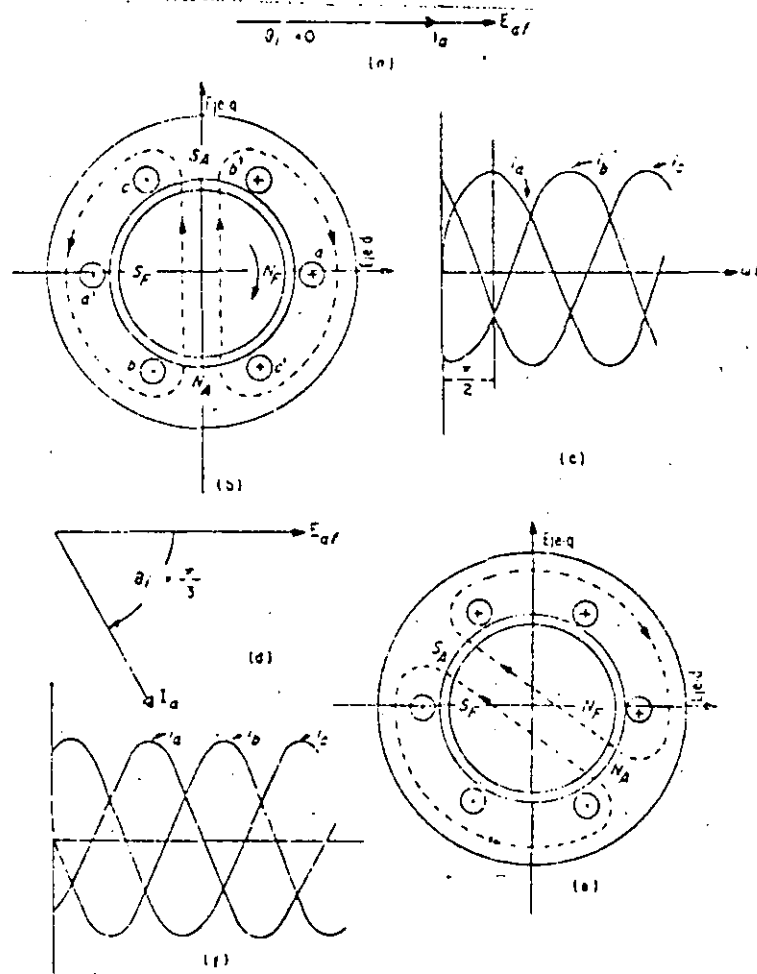


Fig.15.Fmm de armadura giratoria en un generador sincrónico
 (a) Diagrama de fasores de la corriente en fase con el voltaje generado
 (b) Generador elemental trifásico, de dos polos mostrando la trayectoria aproximada del flujo debido a la fmm de armadura; corriente en fase con voltaje generado.(c) Corriente de armadura instantáneas.(d) Diagrama de fasores para corriente atrasada voltaje inducido 60° . (e) y (f) - Trayectoria del flujo de armadura y corrientes instantáneas, corriente atrasada 60°

COMPONENTE FUNDAMENTAL DE LA ONDA DE ESPACIO DE LA Fmm

La Fig.16 (a) muestra una bobina de armadura de paso completo que puede estar en una máquina de dos polos o en una máquina de P polos. Se asume un entrehierro g uniforme. Si la bobina tiene N_b vueltas y sus lados se asumen ser filamentos, una corriente de i_a amp en la bobina produce una onda rectangular de la fmm de amplitud $N_{bobina} i_a / 2$ amp vueltas por polo, debido a que la fmm total de la bobina es $N_{bobina} i_a$ amp vueltas por par de polos. Si θ es el ángulo del espacio medido eléctricamente de un lado de la bobina, la forma de onda de la fmm puede ser representada por las series de Fourier.

$$F_{\theta} = \frac{N_b}{2} i_a \left[\frac{4}{\pi} \sin \theta + \frac{1}{3} \sin 3\theta + \dots \right] = \frac{1}{\pi} \sin n\theta \quad (15)$$

donde n es non. La fundamental es la más grande y la única componente.

$$F_{\theta i} = \frac{N_b i_a}{2} \frac{4}{\pi} \sin \theta$$

El efecto del paso fraccional y distribución del embobinado de la armadura elimina las armónicas en la onda de la fmm de la manera similar en la forma en que mejora la onda de voltaje. Si el voltaje inducido se expresa por la Ec.13 y la corriente está trazada al voltaje por θ_i , entonces

$$i_{a0} = \sqrt{2} I \sin (wt - \theta_i)$$

y la amplitud de la fmm varía senoidalmente con el tiempo. La amplitud de la fundamental está por lo tanto expresada como una función de tiempo por

$$F_{amp} = \frac{\sqrt{2} N_b}{2} I \frac{4}{\pi} \sin(\omega t - \theta) = 0.9 N_b I \sin(\omega t - \theta)$$

y el valor instantáneo de la fundamental en el ángulo del espacio θ es

$$F_{\theta} = 0.9 N_b I \sin \theta \sin(\omega t - \theta_i) \quad (16)$$

es importante no confundir el ángulo del espacio θ con el ángulo tiempo fase θ_i en la Ec. 16

Haciendo uso de la identidad

$$2 \sin x \sin y = \cos(x - y) - \cos(x + y)$$

la Ec. 16 puede escribirse nuevamente como

$$F_{\theta} = 0.9 \frac{N_b}{2} I \cos(\theta - \omega t + \theta_i) - \cos(\theta + \omega t - \theta_i) \quad (17)$$

que representa dos ondas de la fmm cada una teniendo una amplitud de $0.9 N_b I/2$ y donde la primera asociada con el primer término del coseno viaja a velocidad sincrónica en la misma dirección que la del rotor; el segundo término del coseno se aplica a la onda que viaja a velocidad sincrónica en la dirección opuesta. Por lo tanto la componente 0.9

$\frac{N_b}{2} I \cos(\theta - \omega t + \theta_i)$ es estacionaria con respecto al rotor mientras que la componente $-0.9 (N_b I/2) \cos(\theta + \omega t - \theta_i)$ viaja al doble de la velocidad del rotor, como se ilustra en la Fig. 16 (b)

Las tres corrientes de la armadura trifásica son

$$i_a = \sqrt{2} I \sin(\omega t - \theta_i) \quad \text{para la fase a}$$

$$i_b = \sqrt{2} I \sin(\omega t - \theta_i - 2\pi/3) \quad \text{para la fase b}$$

$$i_c = \sqrt{2} I \sin(\omega t - \theta_i - 4\pi/3) \quad \text{para la fase c}$$

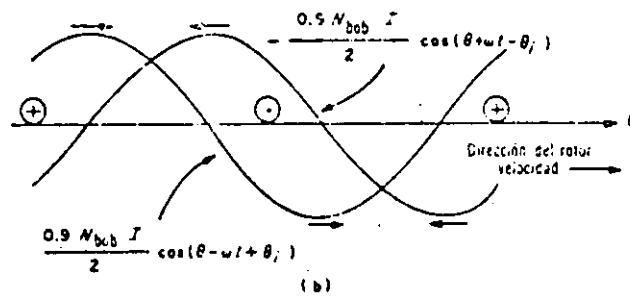
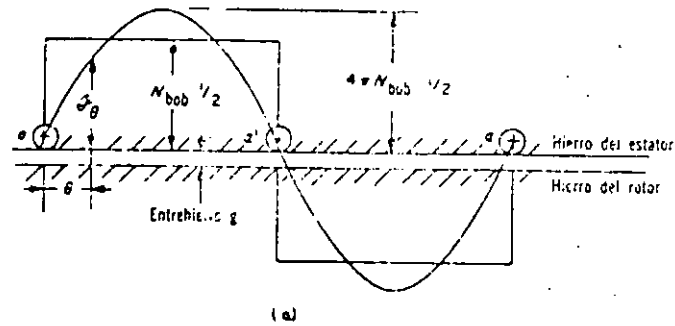


Fig. 16 (a) Onda de la fmm para una bobina de paso completo de N_b vueltas por par de polos. (b) Componentes viajeros de la onda de fmm.

8.- INDUCTANCIA NO SATURADA DEL CAMPO.

Si la curvatura del entrehierro se desprecia y H se asume normal a las superficies del hierro, la amplitud de la onda H debido a la fmm del campo es

(18)

$$H_{\text{amp}} \Gamma = \frac{F}{g_e}$$

Debido a que las operaciones fasoriales son válidas para funciones espaciales senoidales así como para funciones senoidales respecto al tiempo, el factor de embobinado K_{wf} se aplica a la fmm de un embobinado distribuido y de paso fraccional y la amplitud de la fundamental de la fmm del campo queda expresadas por

$$F = \frac{4}{\pi} K_{wf} \frac{N_f i_f}{p} \quad \text{amp vueltas/ polo} \quad (19)$$

donde N_f es el número de vueltas serie en el embobinado del campo (total de vueltas del campo + trayectorias en el embobinado del campo), e i_f es la corriente del campo.

La amplitud de la onda B debida a i_f es de las Ecs. 18 y 19.

$$B_{\text{amp}f} = \mu_0 H_{\text{amp}f} = \frac{4\mu_0 K_{wf} N_f i_f}{\pi P g}$$

Debido a que el valor promedio de una senoidal es $2/\pi$ veces su amplitud, el flujo por polo debe ser

$$\phi_F = \frac{2}{\pi} B_{\text{amp}} F \times \text{área por polo}$$

Si el diámetro medio en el entrehierro es D_g , el área por polo es $\pi D_g L/p$ donde L es la longitud axial efectiva del hierro. Entonces

$$\phi_f = \frac{8\mu_o D_g L K_{wf} N_f i_f}{\pi p^2 g_e}$$

con un encadenamiento del flujo del campo resultante de

$$\lambda_{ff} = K_{wf} N_f \phi_F = \frac{8\mu_o D_g L (K_{wf} N_f)^2 i_f}{\pi p^2 g_e} \quad (20)$$

La Ec.20 no toma en cuenta el flujo de dispersión del campo que sin embargo es pequeño comparado con el flujo radial del campo en máquinas de rotor cilíndrico. La inductancia propia del embobinado del campo es por lo tanto ligeramente mayor que la expresada por

$$L_{ff} = \frac{\lambda_{ff}}{i_f} = \frac{8\mu_o D_g L (K_{wf} N_f)^2}{\pi g_e p} \text{ henries}$$

ya que $\mu_o = 4\pi \times 10^{-7}$

$$L_{ff} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_{wf} N_f}{p} \right)^2 \times 10^{-6} \text{ (h)} \quad (21)$$

9.- INDUCTANCIA MAGNETIZANTE (INDUCTANCIA DE LA REACCION DE ARMADURA)

La componente del flujo radial debido a la fmm_A de la armadura resultante de la corriente de armadura balanceada puede ser determinada en la misma forma como ϕ_F en términos de F encontrándose ser

$$\phi_A = \frac{2 \mu_o m D_g L}{P g_e} \quad (22)$$

Substituyendo la Ec. 17 en la Ec. 25 da

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_o m D_e L K_w N_{ph} I}{P^2 a g_e} \quad (23)$$

este flujo al girar a velocidad sincrónica induce una componente de voltaje en cada fase de la armadura de acuerdo con la Ec. 12 la cual se expresa por

$$E_A = \frac{8 f \mu_o m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a} \right)^2 I$$

la reactancia magnetizante o la reactancia de reacción de armadura se define por

$$X_{ad} = \frac{E_a}{I} = \frac{8 f \mu_o m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a} \right)^2$$

de lo que sigue que la inductancia magnetizante es

$$L_{ad} = \frac{X_{ad}}{2\pi f} = \frac{4 \mu_o m D_g L}{\pi g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a} \right)^2$$

$$= 1.6 \frac{m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{Pa} \right) 10^{-6}$$

y para un embobinado trifásico, $m = 3$:

(24)

$$L_{ad} = \frac{4.8 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{Pa} \right) \times 10^{-6} \text{ henries/ fase}$$

COMPONENTES DE LA INDUCTANCIA PROPIA Y MUTUA DE LA INDUCTANCIA MAGNETIZANTE EN EMBOBINADOS TRIFÁSICOS.

La inductancia propia de una fase de la armadura resultante del flujo radial puede encontrarse adaptando la Ec. 21 con el resultado de

$$L_{aaM} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{Pa} \right) \times 10^{-6} \text{ henries/ fase} \quad (25)$$

La componente de la inductancia mutua entre cualquiera de dos fases es 1/2 de la expresada por la Ec. 25 y negativa, es decir

$$L_{abM} = - \frac{1.6 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{Pa} \right) \times 10^{-6} \text{ henries} \quad (26)$$

lo que resulta debido a los 120° de desplazamiento entre los ejes magnéticos, el encadenamiento del flujo producido en una fase por la corriente en otra fase $1/2 (\cos 120^\circ)$ de la corriente que produce la fase.

El desplazamiento regular entre los ejes magnéticos del campo y de una fase de la armadura determina la inductancia mutua entre el -- campo y esa fase de la armadura. Cuando los ejes magnéticos están alineados la inductancia mutua es un máximo. Dado que las inductancias mutuas L_{ff} y L_{aaM} como se expresa por las 21 y 25 no incluyen los flujos de dispersión, el coeficiente de acoplamiento K es unitario cuando los ejes magnéticos están alineados

$$L_{afM} = 1.00 \sqrt{L_{ff} L_{aaM}}$$

$$= \frac{8.14 D_g I K_{wf} N_f K_{wa} \frac{N_{ph}}{a}}{g_e P^2} \times 10^{-8} \quad h / \emptyset \quad (27)$$

FLUJO DE DISPERSION.

Aunque las configuraciones de los embobinados y de los circuitos magnéticos en máquinas rotatorias son más complejos que aquellos en -- transformadores convencionales, la naturaleza de los flujos de dispersión en ambos es sumamente similar, los cálculos de inductancias de dispersión no son tan directas como las reactancias magnetizantes y por lo tanto no se incluyen en este texto. Sin embargo la magnitud de la -- inductancia de dispersión a la inductancia magnetizante tiene un rango de aproximadamente 0.90 a 0.20 para máquinas de rotor cilíndrico.

10.- REACTANCIA SINCRONA

El flujo de dispersión \emptyset equivalente y el flujo \emptyset de la reacción de armadura o de las inductancias magnetizantes están ambas en fase con la corriente en una fase dada del embobinado de la armadura. La inductancia magnetizante y la inductancia de dispersión pueden por lo tanto ser -- sumadas para dar la inductancia sincrónica:

$$L_d = L_{ad} + L_1 \text{ henries por fase}$$

con la correspondiente reactancia sincrónica

$$wL_d = wL_{ad} + wL_1 \quad (28)$$

$$x_d = x_{ad} + x_1 \text{ ohms por fase}$$

donde x_{ad} y x_1 son la reactancia magnetizante y la reactancia de dispersión.

11.- DIAGRAMA FASORIAL DE GENERADORES SINCRONOS DE ROTOR CILINDRICO.

Los componentes fundamentales del flujo ϕ_F y ϕ_A producen encadenamiento de flujo en la armadura que induce componentes correspondientes del voltaje de la armadura. El encadenamiento del flujo en el embobinado de la armadura debido a la corriente del campo es

$$\lambda_{af} = \frac{K_w N_{ph}}{a} \phi_F$$

y aquella debida a la corriente balanceada de la armadura es

$$\lambda_a = \frac{K_w N_{ph}}{a} \phi_A$$

La fmm resultante del campo y las fms de la armadura producen el flujo neto del entrehierro

$$\phi_R = \phi_F + \phi_A$$

que resulta en el encadenamiento del flujo neto de la armadura

$$\lambda_{ag} = \lambda_{af} + \lambda_a \tag{29}$$

donde todas las cantidades en las Ecs son fasoriales, y que generan las correspondientes componentes del voltaje de armadura

$$E_{ag} = E_{af} + E_A \tag{30}$$

estas relaciones se muestran en el diagrama fasorial Fig. 17

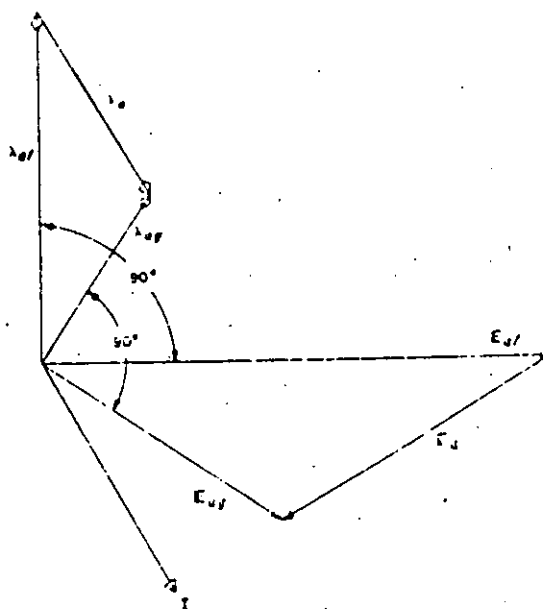


Fig. 17

12.- CIRCUITO EQUIVALENTE.

Si la resistencia y la reactancia de dispersión de la armadura fueran cero entonces E_{ag} en la Ec. 30 sería el voltaje de la terminal. Sin embargo, ya que este no es el caso.

$$E_{ag} = V + (r_a + jx_d) I \quad (31)$$

donde V es el voltaje terminal por fase y r_a es la resistencia de la armadura en ohms por fase. La Ec. 31 es tomada en cuenta en el diagrama fasorial de la Fig. 18 (a) y es la base para el circuito equivalente en la Fig. 18 (b)

El voltaje de armadura debido a la corriente del campo se conoce como el voltaje generado y queda expresado por

$$E_{af} = V + (r_a + jx_d) I \quad (32)$$

para un generador de rotor-cilíndrico. La relación para un generador de polos salientes incluye un término de reactancia adicional para tomar en cuenta la no uniformidad del entrehierro. La Ec.32 se aplica algunas veces para máquinas de polos salientes para cálculos en donde el efecto sobresaliente de los polos no es importante. Aún cuando los motores sincrónicos son prácticamente de polos salientes, muchas veces se les trata como máquinas de rotor cilíndrico y la Ec. 32 es aplicable si el signo de la I se hace negativo para dar

$$V = E_{af} + (r_a + jx_d) I \quad (33)$$

La Fig. 19 muestra un diagrama fasorial para un motor síncrono basado en las Ecs. 19 y 33. La corriente I se muestra adelantada al voltaje de la terminal V una condición que requiere que el motor esté sobrexitado, es decir $E_{ag} > V$ que es práctica común para la operación de motores sincrónicos.

La resistencia de la armadura de máquinas sincrónicas trifásicas es mucho más pequeña que la reactancia síncrona, por lo tanto la magnitud de la impedancia síncrona es

$$Z_d = \sqrt{r_a^2 + x_d^2} \approx x_d$$

Por esa razón r_a se omite de muchos análisis del funcionamiento en estado estable de máquinas sincrónicas. Estos análisis están basados en el circuito equivalente simplificado en la Fig. 20 (a) y en el diagrama fasorial correspondiente en la Fig. 20 (b) y (c) para un generador sobrexitado y no exitado, y aquél en la Fig. 20 (a) para un motor síncrono sobrexitado.

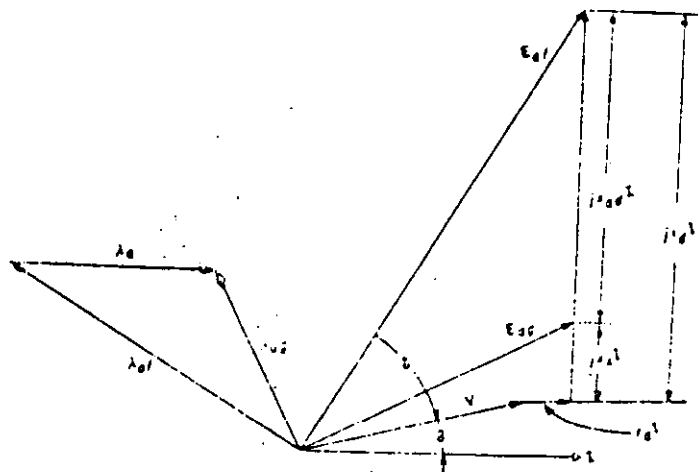


Fig. 18 a.

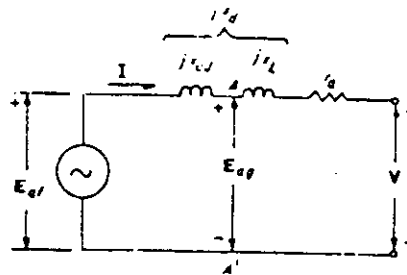


Fig. 18 b.

Fig. 18 (a) Diagrama fasorial incluyendo la caída de voltaje a través de la impedancia de dispersión (b) Circuito equivalente.

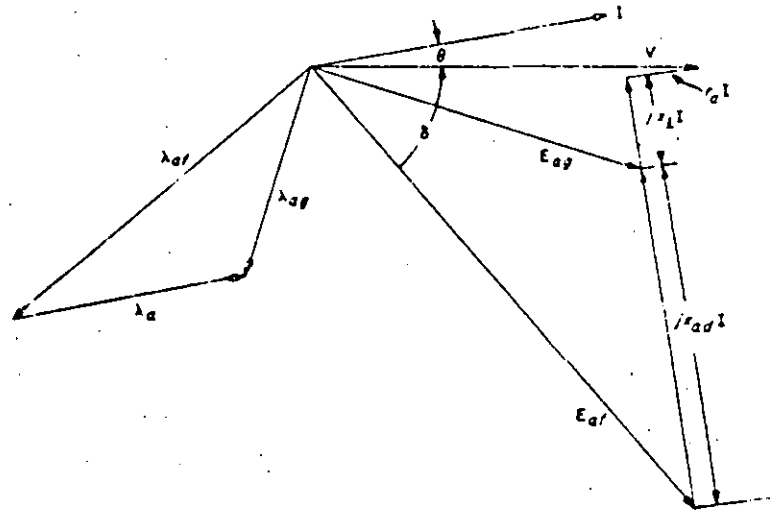
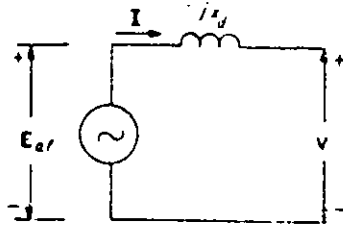
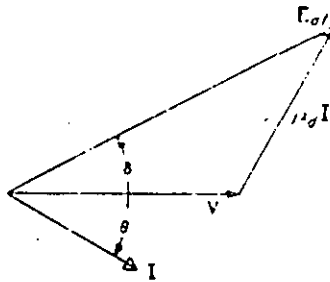


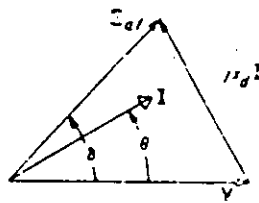
Fig. 19 Diagrama fasorial para un motor sincrónico basado en la teoría del rotor cilíndrico.



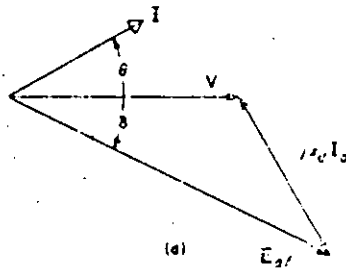
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.20 (a) Circuito equivalente simplificado de una máquina.
 (b) Diagramas fasoriales para un generador sobrexitado.
 (c) Para un generador poco excitado. (d) Para un motor -
 sobrexitado.

PROBLEMAS:

1: El estator de un generador trifásico, cuatro polos tiene 36 ranuras. Calcule K_b .

Solución: en la Ec. 11

$$B = 180 \div 3 = 60^\circ; \quad n = 36 / (\text{polos} \times \text{fases}) = 36 / 4 (4 \times 3) = 3$$

$$K_b = \frac{\text{sen } 60^\circ / 2}{3 \text{ sen } 20^\circ / 2} = 0.96$$

2: Los siguientes datos son para un generador sincrónico trifásico 13,800- V, conectado en estrella 60,000-kva.60-Hz.

$P = 2$; ranuras del estator = 36, bobinas del estator = 36, vueltas en cada bobina del estator = 2

Paso de la bobina del estator = $2/3$, ranuras del rotor = 28
Espaciamiento entre ranuras del rotor = $1/37$ de la circunferencia

Bobinas del rotor = 14, vueltas en cada bobina del rotor = 15

D.I. del hierro del estator = 37.25 pulg.

D.E. del hierro del rotor = 34.00 pulg.

Longitud axial neta del hierro del estator = 132.5 pulg. conexión de la bobina del estator es 2- circuitos ($a = 2$), conexión de la bobina del rotor en serie.

Asuma $g_e = 1.08$ y calcule la inductancia no saturada del embobinado del campo basándose en la componente fundamental del flujo en el entrehierro.

Solución: De la Ec. 21

$$L_{ff} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_{wf} N_f}{P} \right)^2 \times 10^{-6}$$

$$D_g = \left(\frac{37.25 + 34.00}{2} \right) \times 0.0254 = 71.25 \times 0.0254 =$$

$$L = 142.5 \times 0.0254 =$$

$$g_e = 1.08 \frac{37.25 - 34.00}{2} \times 0.0254$$

$$N_f = 14 \times 15 = 210 \text{ vueltas.}$$

$$P = 2$$

El embobinado del campo es equivalente a un embobinado distribuido de paso completo y el factor de embobinado K_{wf} se encuentra:

$$K_{wf} = \frac{\text{sen } \frac{\beta_f}{2}}{n \text{sen } \frac{\gamma_f}{2}}$$

donde

$$\beta_f = 28\pi/37 = 2.38 \text{ rad } \acute{o} \text{ } 136.3^\circ \text{ el } \acute{a}ngulo \text{ ocupado por el embobinado de campo bajo un polo}$$

$$\gamma_f = 2\pi/37 = 0.0541 \text{ rad } \acute{o} \text{ } 9.73^\circ \text{ el } \acute{a}ngulo \text{ entre las ranuras adyacentes.}$$

n = 14 ranuras por polo

$$K_{wf} = \frac{\text{sen } 136.3/2}{14 \text{ sen } 9.73/2} = \frac{0.928}{14 \times 0.085} = 0.78$$

por lo tanto

$$\begin{aligned} L_f &= \frac{3.2 \times 71.25 \times 0.0254 \times 132.5}{1.08 \times 3.25} \left(\frac{0.78 \times 210}{2} \right)^2 \times 10^{-6} \\ &= 218.5 = \left(\frac{0.78 \times 210}{2} \right)^2 \times 10^{-6} \\ &= 1.47 \text{ h} \end{aligned}$$

3.- Calcule la reactancia magnetizante del generador en el problema 2

Solución: la Ec. que expresa las dimensiones en pulgadas

$$L_{ad} = \frac{1.22 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P_a} \right)^2 \times 10^{-7}$$

N_{ph} = bobinas del estator por fase x vueltas por bobinas del estator

$$= \frac{36}{3} \times 2 = 24 \text{ vueltas por fase}$$

$a = 2$ (número de trayectoria en la armadura)

$$K_w = K_p K_b$$

$$K_p = \text{sen } p \frac{\pi}{2}$$

$$p = 2/3 \text{ por lo que } K_p = \text{sen } \pi/3 = 0.866$$

$$K_b = \frac{\text{sen } \beta/2}{n \text{sen } \gamma/2}$$

$$\beta = \pi/m = \pi/3 : n = \frac{\text{ranuras por polo}}{m} \times \frac{36}{2 \times 3} = 6 =$$

$$\gamma = \pi / \text{ranuras por polo} = \pi/18$$

$$K_b = \frac{\text{sen } \pi/6}{6 \text{sen } \pi/36} = 0.955; \quad K_w = 0.826$$

Cuando estos valores se substituyen en la Ec. 24 el resultado es

$$L_{ad} = \frac{1.22 (37.25 + 34.00) \times 132.5}{1.08 (37.25 - 34.00)} \left(\frac{0.826 \times 24}{2 \times 2} \right)^2 \times 10^{-7}$$

$$= 0.00806 \text{ h por fase}$$

4.- El generador en los ejemplos 2 y 3 está dando una carga nominal a factor de potencia 0.80, la corriente atrasada. La reactancia de dispersión es 0.12 veces la reactancia magnetizante y la resistencia de armadura es despreciable para este problema.

Despreciando la saturación calcule (a) la reactancia sincro-
na en ohms por fase y por unidad, (b) E_{ag} , el voltaje detrás de la --
impedancia de dispersión,

(c) E_{af} el voltaje debido a la corriente del campo, (d) el
encadenamiento del flujo resultante de la armadura, (e) el flujo que en-
cadena a la armadura debido a la corriente del campo, y (f) el flujo --
producido por la corriente de armadura.

Muestre un diagrama fasorial de la corriente, voltaje, y fa-
sores del flujo.

Solución : (a) $X_{ad} = 3.04$ ohms/fase del ejemplo 3

$$X_l = 0.12 \cdot X_{ad} = 0.12 \times 3.04 = 0.36 \text{ ohm/ fase}$$

$$X_d = X_{ad} + X_l \quad \text{de la Ec. 28}$$

$$X_d = 3.04 + 0.36 = 3.40 \text{ ohms/fase}$$

$$X_d \text{ (por unidad)} = X_d \text{ (ohms)} \frac{V.A_{base}}{(\text{volts}_{base})^2}$$

$$= \frac{3.40 \times 60 \times 10^6}{(13.8 \times 10^3)^2} = 1.07$$

$$(b) E_{ag} = V + (r_a + jx_l) I \quad \text{de la Ec. 31}$$

Para conveniencia haga que caiga en el eje de los reales es decir,

$$V = \frac{13.800}{\sqrt{3}} (1 + j0) = 7,960 + j0 \text{ volts/fase}$$

La corriente de armadura nominal es

$$I = \frac{VA}{\sqrt{3}V_{L-L}} = \frac{60 \times 10^6}{\sqrt{3} \times 13.8 \times 10^3} = 2,510 \text{ amp / fase}$$

y cuando expresa en forma fasorial

$$I = 2510 (0.80 - j 0.60) = 2010 - j1510$$

ya que $r_a = 0$,

$$\begin{aligned} E_{ag} &= 7,960 + j 0.36 (2010 - j 1510) \\ &= 7,960 + 541 + j713 = 8.500 + j713 \\ &= 8530 / 4.8^\circ \text{ volts/fase} \end{aligned}$$

$$(c) E_{af} = V + (r_a + jx_d) I$$

$$\begin{aligned} &= 7,960 + j3.40 (2010 - j1510) \\ &= 7,960 + 5,120 + j6.840 = 13,080 + j6,840 \\ &= 14,800 \ 27.5^\circ \text{ volts/ fase} \end{aligned}$$

$$(d) \phi_R = \frac{aE_{ag}}{4.44 f K_w N_{ph}} \quad \text{donde } K_w = K_p K_b$$

$$= 0.826 \text{ del ejemplo 3}$$

$$\phi_R = \frac{2 \times 8.530}{4.44 \times 60 \times 0.826 \times 24} = 3.23 \text{ wb/polo}$$

ϕ_R antecede a E_{ag} por 90° ; por lo tanto

$$\phi_r = 3.23 \angle 90^\circ + 4.8^\circ = 3.23 \angle 94.8^\circ$$

$$(c) \phi_F = \frac{E_{af} \phi_R}{E_{ag}} = \frac{14,800}{8,560} \times 3.23 = 5.60 \text{ wb/polo}$$

$$\phi_F = 5.60 \angle 90^\circ + 27.5^\circ = 5.60 \angle 117.5^\circ$$

$$(f) E_A = X_{ad} I$$

$$= 3.04 \times 2510 = 7,640 \text{ volts/ fase}$$

Entonces

$$\phi_A = \frac{E_A}{E_{ag}} \phi_R = \frac{7,640}{8,530} \times 3.23 = 2.89 \text{ wb/polo}$$

También

$$I = 2510 (0.80 - j0.60) = 2510 \angle -36.9^\circ$$

y dado que el flujo de la armadura está en fase con la corriente de armadura,

$$\phi_A = 2.89 \angle -36.9^\circ$$

El diagrama fasorial se muestra en la Fig. 26.

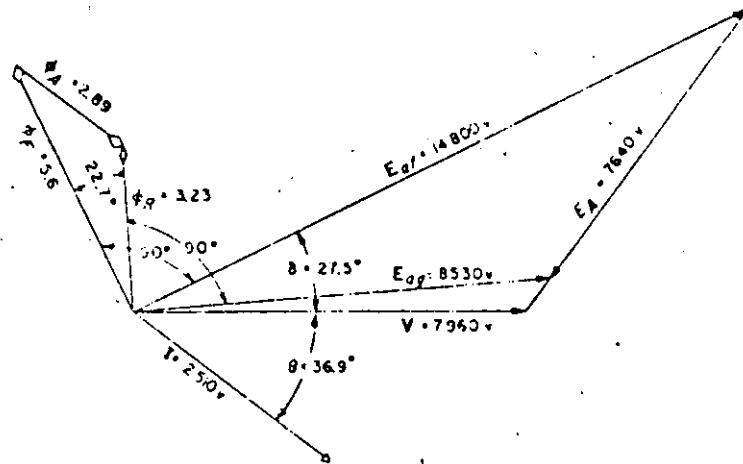


Fig. 26 Diagrama fasorial para el ejemplo 4

13.- MOTOR SINCRONO.

Este motor tiene una construcción idéntica a la de un generador sincrónico y puede ser mono o polifásico. El motor monofásico no puede -- arrancar por sí mismo, de modo que hay que llevarlo a sincronismo antes de conectarlo a la red de alimentación. De aquí que su uso quede -- limitado a casos especiales. En cambio, cuando se trata de un motor polifásico el arranque puede llevarse a cabo alimentándolo con tensión reducida y su velocidad aumentará hasta llegar a la de sincronismo, sin -- absorber una corriente intensa como ocurriría si se le aplicara la plena tensión de funcionamiento. Sin embargo, en muchos casos, los motores polifásicos arrancan mediante motor auxiliar para evitar variaciones -- en la tensión de la red.

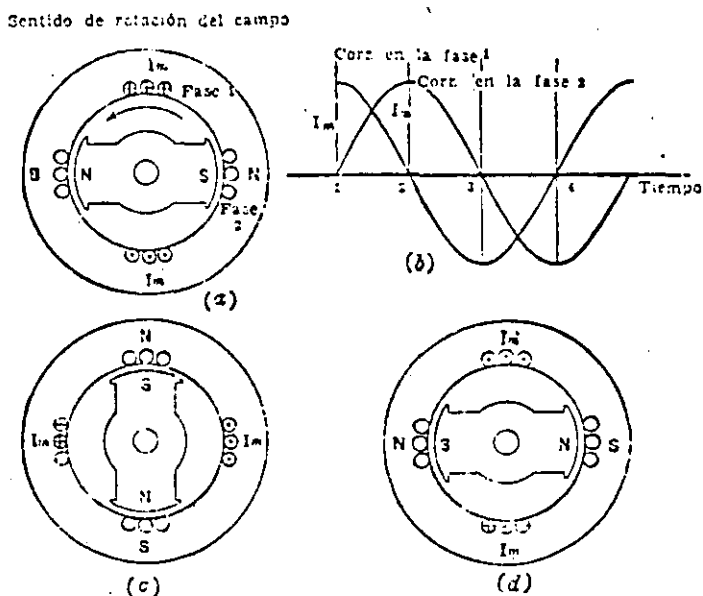


Fig. 21 Motor sincrónico bifásico bipolar.

La Fig. 21 (a) representa un motor bifásico bipolar: el inducido es inmóvil y está alimentado por corrientes bifásicas Fig. 21 (b). La f.m.m. del inducido tiene un valor constante, como en el caso del generador y gira a velocidad sincrónica en sentido contrario al de las agujas del reloj, produciendo un campo giratorio de amplitud constante. -- Las Fig. 21 (a), (c) y (d), representan los valores que adquiere la f.m.m. del inducido en los instantes (1), (2) y (3).

La velocidad de rotación del campo es directamente proporcional a la frecuencia de la f.e.m. aplicada e inversamente al número de pares de polos, es decir:

$$n = \frac{60f}{p/2} = \frac{120f}{p} \text{ r.p.s.}$$

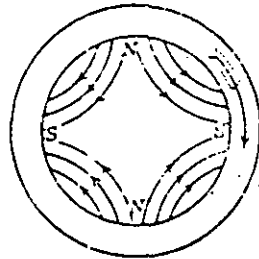
y es la velocidad constante a que funciona el motor independientemente de la f.e.m. de la excitación y de la carga.

El rotor de este motor debe tener el mismo número de polos que el inducido y, por consiguiente, el mismo número que el campo giratorio. Los polos del rotor están excitados con corriente continua, como en el generador, y los polos giratorios creados por el inducido se enganchan fuertemente con los polos opuestos del rotor, de modo que éste gira juntamente con el campo giratorio a velocidad sincrónica. Si el rotor cae fuera de la velocidad de sincronismo, desaparece el enganche entre los polos del rotor y del estator y el motor se detiene.

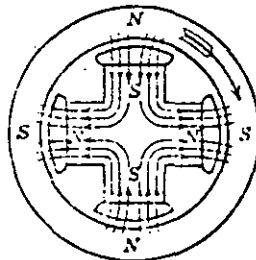
14.- COPLÉ ELÁSTICO.- EL ESTATOR DEL MOTOR SINCRONO.

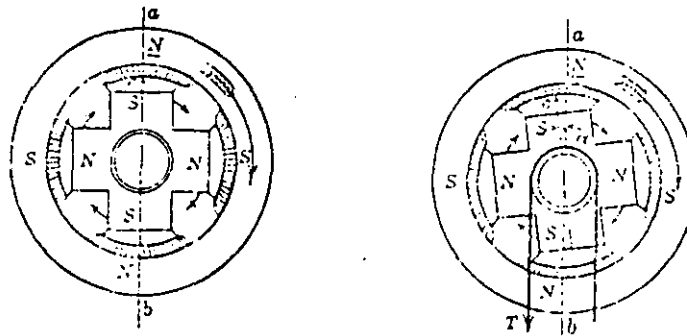
Es similar al estator del generador síncrono y al de motor de inducción. Entonces si se aplica al estator corrientes polifásicas, darán como resultado un campo magnético giratorio.

Supongamos un campo giratorio formado de cuatro polos,



Rotor de polos salientes con cuatro polos.





y traído cerca de la velocidad sincrónica. Los polos sur serán atraídos por los polos norte del estator y lo mismo sucederá con los polos restantes.

Entonces, los polos del rotor así atraídos a los polos del estator, girarán a la velocidad sincrónica. Esto es, existe un cople magnético o elástico entre el estator y el rotor, distinto al cople mecánico.

Cuando se aplica una carga al motor, su velocidad promedio no disminuye, puesto que gira a velocidad constante, su campo no cambia apreciablemente, por lo tanto su fuerza contraelectromotriz permanece sustancialmente constante en magnitud.

Sin carga mecánica, los campos se comportan como muestra la figura. La línea ab situada en el eje magnético del polo S del rotor, gira en -- sincronismo con el campo producido por los Amp-vuelta de la armadura.

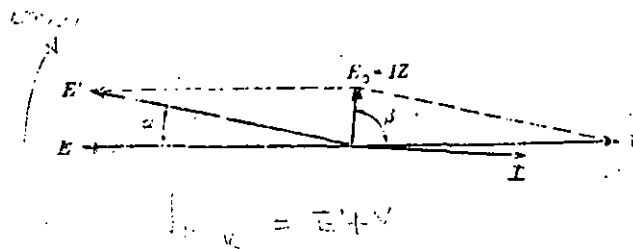
Ahora apliquemos un par a la flecha. La posición de la línea ab no cambia apreciablemente, puesto que es determinada por el polo N de -- la armadura.

Sin embargo, el rotor es desplazado hacia atrás un ángulo α de la línea ab. Las líneas de flujo se alargan en ese momento, pero traba-- jan para que disminuya esta distancia y colocar nuevamente el rotor en -- la línea ab.

Durante este lapso, existe un cople magnético elástico entre el -- estator y el rotor. Cuando el rotor se desliza, también se desliza la -- fuerza contraelectromotriz con respecto al voltaje aplicado, significan-- do que la armadura necesita mas corriente de la línea para soporta la -- carga mecánica.

Este efecto es ilustrado en el diagrama de fasores. El voltaje -- aplicado V y la Fcem es E, prácticamente igual y opuesta a V, si el mo-- tor opera sin carga y su corriente es pequeña

Fig. 2. Diagrama de fasores para un motor sin carga.



Aplicamos una carga a la flecha. El par de la carga producirá un deslizamiento α en el rotor. Entonces, el inducido o Fcem E' se atrasa con respecto a su valor original E un ángulo α . La Fem resultante, que es la suma de E' y V , actúa sobre la impedancia de la armadura.

Dando:
$$I = \frac{E_0}{Z}$$

La relación de la reactancia de la armadura y su resistencia es grande de manera que la corriente atrasa a E_0 un ángulo β cerca de los 90° , lo que causa que I este próxima en fase con V .

I tiene ahora un valor grande con respecto a V , lo que explica la demanda a la línea, causada por la demanda aplicada al rotor.

En otras palabras, al aplicar una carga a la flecha del motor, se presenta un desplazamiento angular entre el rotor y el campo magnético giratorio. Esto produce un desplazamiento de la Fcem que permite un flujo de corriente de la línea hacia el motor.

Este incremento procedente de la línea, es determinado por el desfase sufrido por la Fcem y no por su magnitud.

15.- PRINCIPIOS DE OPERACION.

Aplicando una f.e.m. alterna E a las terminales de un motor sincrónico, cuya resistencia óhmica es r y cuya reactancia sincrónica es X_s , circulará por su inducido una corriente I que tendrá una cierta relación de fase con la f.e.m aplicada, según sean los valores de la excitación.

En la fig. 22 tenemos:

E = f.e.m. aplicada (constante);

I = corriente en el inducido (en este caso en fase con la f.e.m.);

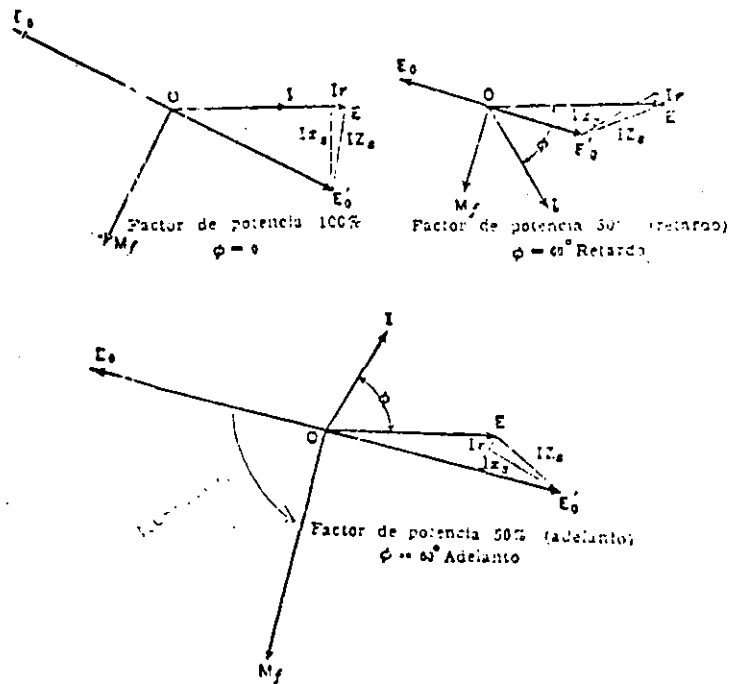
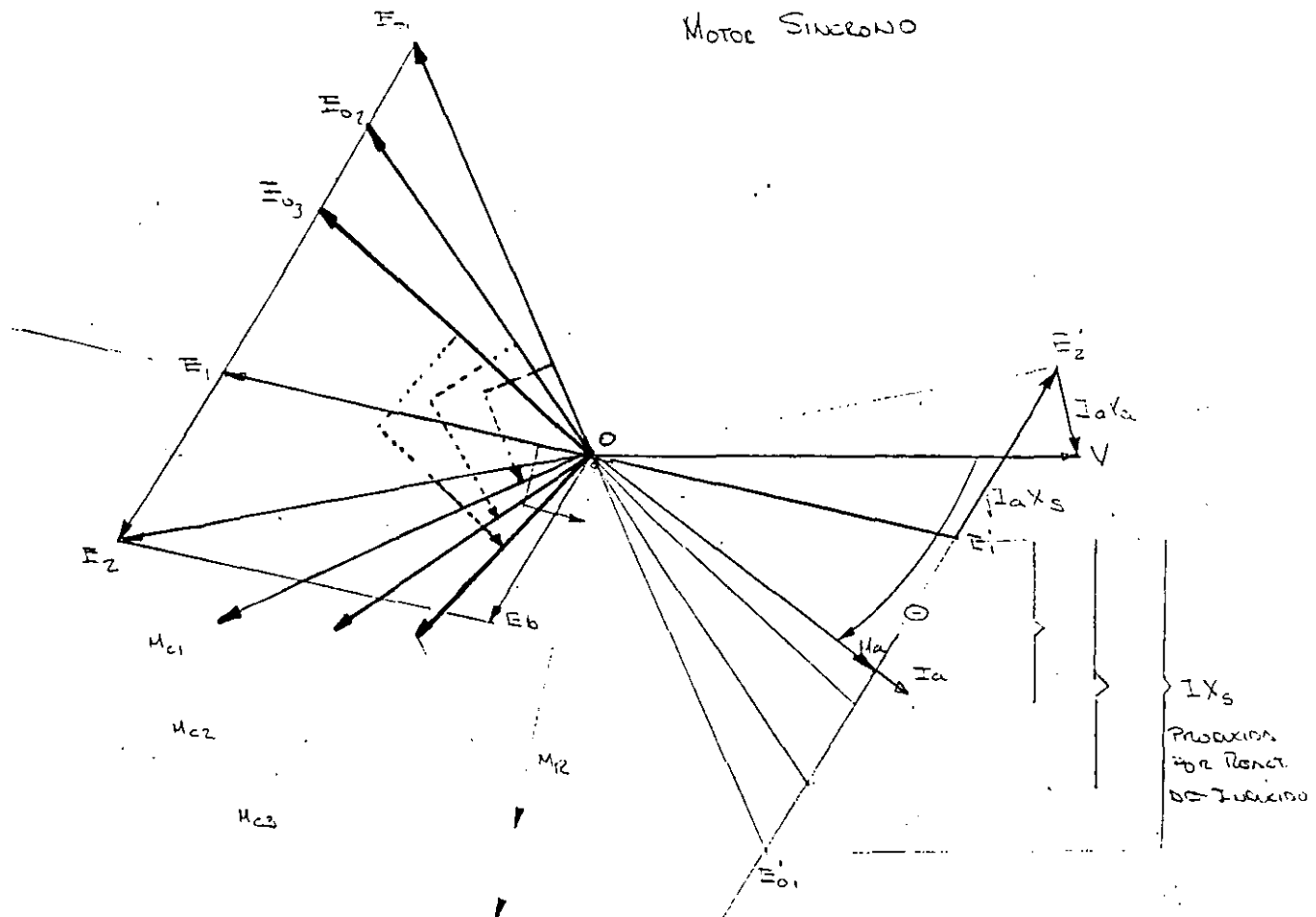


Fig. 24

MOTOR SINCRONO

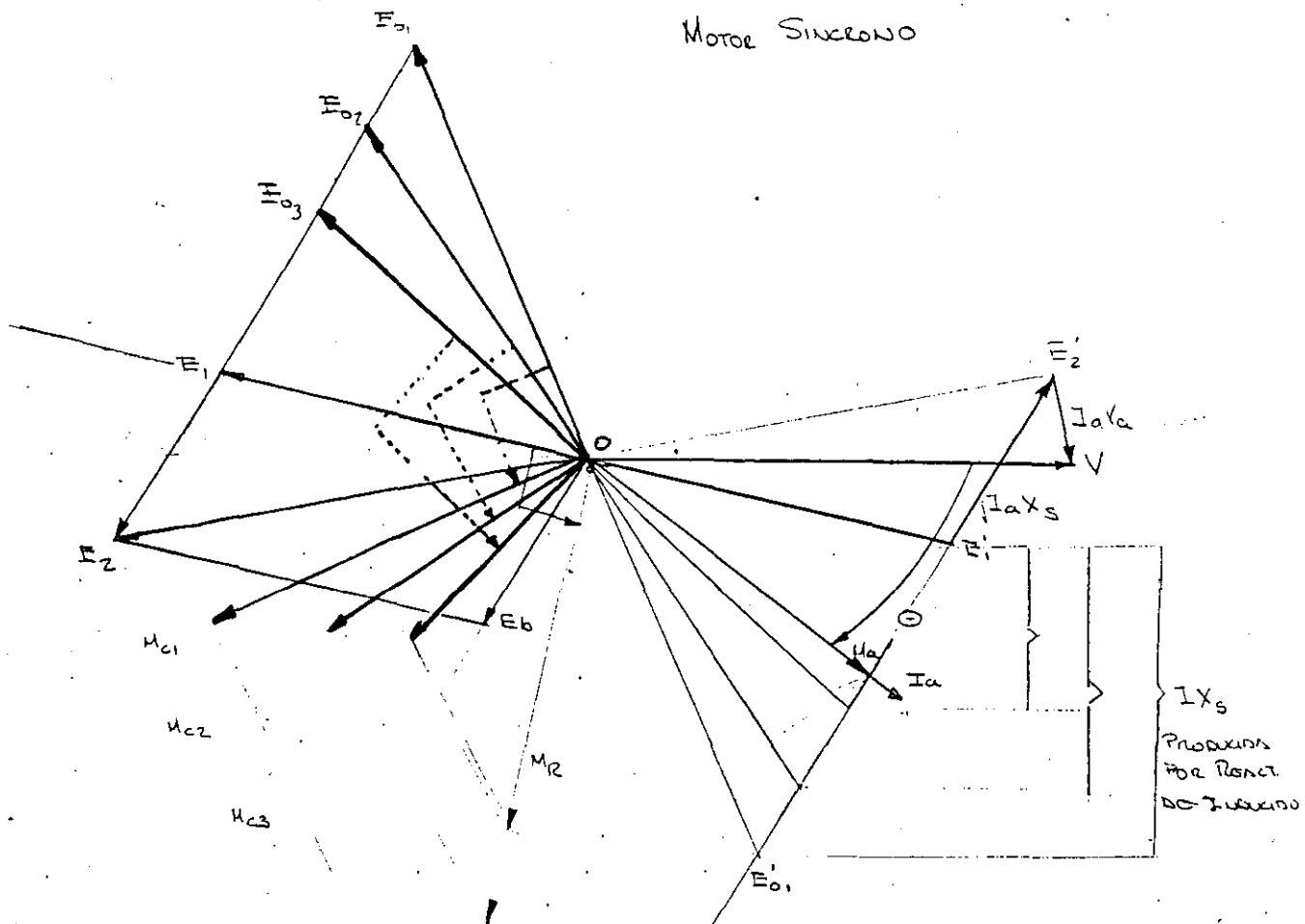


UN MOTOR SINCRONO CON UN $V = I$ Y f_p ATRASADO

$$V = E + I_a (R_a + jX_s) = E + I_a R_a + jI_a X_s$$

- 1.) E_b : f_{cam} DEL INDUCCION PRODUCIDA POR $I_a X_s$. PARALELA A $jI_a X_s$ Y MISMA MAGNITUD
- 2.) $E_2 = E_1 + E_b$; $\overline{E_2} \perp 0$ COINCIDE CON E_2 ; $E_2 = E_1 + jI_a X_s$
- 3.) M_a : EN FASE CON I_a Y COINCIDE CON $\overline{E_2} \perp E_1$
- 4.) M_r : EN CUADRATURA CON $\overline{E_1} \perp E_1$ Y ADIENDO A E_1
- 5.) M_c : PRODUCE E_0 ATRASADO Y EN CUADRATURA REPRESENTA EL VALOR DE EXCITACION PARA OBTENER E_0
- 6.) E_0 : f_{cam} GOBERNADA POR M_c Y TIENE UN VALOR ENTRE LAS LINEAS $\overline{E_2} \perp E_1$ Y "0" O $\overline{E_1} \perp E_1$ Y "0"
- 7.) $M_r = M_a + M_c$
- 8.) $\overline{E_0} \perp E_1$ REPRESENTA LA UNID. POR REACCION DE ENDAQUEN QUE CONTA COMO VEZ MEJOR CON MAYOR M_c

MOTOR SINCRONO



UN MOTOR SINCRONO CON UN $V \in I$ Y f_p ATRASADO

$$V = E + I_a (R_a + jX_s) = E + I_a R_a + jI_a X_s$$

1.) E_b : f_{ca} DEL INDUCIDO PRODUCIDA POR $I_a X_s$. PARALELA A $jI_a X_s$ Y MISMA MAGNITUD

2.) $E_2 = E_1 + E_b$; $\overline{E_2 \cdot 0}$ COINCIDE CON E_2' ; $E_2' = E_1' + jI_a X_s$

3.) M_a : EN FASE CON I_a Y COINCIDE CON $\overline{E_2' E_1'}$

4.) M_R : EN CUADRATURA CON $\overline{E_1' E_1}$ Y ADELANTADO A E_1

5.) M_c : PRODUCE E_0 ATRASADO Y EN CUADRATURA REPRESENTA EL VALOR DE EXCITACION PARA OBTENER E_0

6.) E_0 : f_{ca} GENERADA POR M_c Y TIENE UN VALOR ENTRE LAS LINEAS $\overline{E_2' E_1'}$ Y "0" O $\overline{E_2' E_1'}$ Y "0"

7.) $M_R = M_a + M_c$

8.) $\overline{E_0' E_1'}$ REPRESENTA LA UNID. POR RELACION DE BARREREN QUE SON CADA VEZ MAYOR CON MAYOR M_c

- I_r = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la resistencia (en fase con la corriente)
- $I x_s$ = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la reactancia X (en cuadratura con la corriente);
- $I Z_s$ = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la impedencia sincróna ($I Z_s = I (r + j x_s)$);
- E_o = componente de la f.e.m. aplicada que equilibraa la f. ce.m. del motor.
- E_o = F. ce.m. que genera el inducido del motor, al cortar el flujo producido por la f.m.m. del campo.
- M_f = F.m.m. del campo, en cuadratura y en adelanto respecto de la f.e.m. generada E_o . Representa el valor de la excitación necesaria para que el factor de potencia del motor tenga el valor admitido en la hipótesis (es decir, la unidad).

La Fig. 23 representa el diagrama vectorial del mismo motor, con la misma corriente, pero cuan ésta tiene, respecto de la f.e.m. aplicada, un retraso de 60° ; la fig. 24 corresponde al caso en que la corriente adelanta en un ángulo de 60°

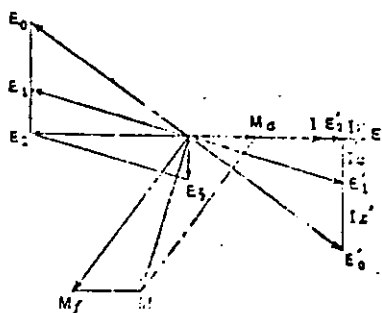


Fig.25.-Motor sincronico funcionando con factor de potencia unitario.

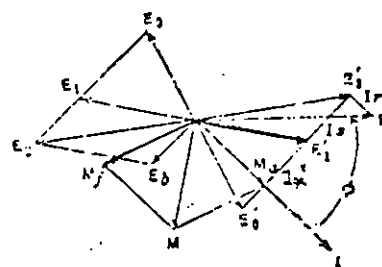


Fig.26.-Motor sincronico funcionando con factor de potencia igual a 0,70 (retardo).

De acuerdo con estos diagramas vectoriales podemos observar que la excitación necesaria para producir un factor de potencia tal que - la corriente adelante respecto de la f.e.m. aplicada a sus bornes, es mayor que la necesaria para obtener un factor de potencia en atraso. Por consiguiente, si se regula la corriente de excitación de un motor síncrono, no variará la velocidad del mismo - como sucede en el caso del motor de corriente continua - pero, en cambio, la f.e.m. E_o variará en magnitud y en fase respecto de la f.e.m. aplicada a sus bornes y absorberá intensidades en adelante o en atraso de acuerdo con el -- sentido de variación de la excitación. Si ésta disminuye, aparecerá -- una componente de la corriente del inducido, 90° en atraso respecto - de la f.e.m. aplicada, cuyo efecto se traduce en una magnetización -- del campo principal y si la excitación aumenta, aparecerá una componen -- te de la corriente del inducido a 90° en adelante, desmagnetizando al -- campo principal.

Los diagramas vectoriales representados en las figs. 25, 26, - muestran los valores de la ff.ee.mm. y de las ff.mm.mm. del motor sín -- crónico, para distintos valores de la corriente de excitación y del co -- rrespondiente factor de potencia.

E	=	F.e.m. aplicada
I	=	corriente de plena carga en el inducido
$\cos \phi$	=	factor de potencia
M_f	=	f.m.m. del campo principal
M_a	=	f.m.m. del inducido
M	=	$M_f + M_a$ = f.m.m. resultante
E_o	=	f.e.m. generada por M_f
E_b	=	f.c.e.m. del inducido que produce la caída $I \times$
E_2	=	$E_1 + E_b$ = f.e.m. resultante generada en el inducido
E_o', E_1', E_2'	=	E_o' ; E_1' y E_2' son las componente de la f.e.m. aplicada.

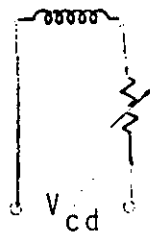
consumidas por E_o , E_1 y E_2 , respectivamente

$$\overline{E_2 E'_2} = I r = \text{caída por resistencia óhmica del inducido, en fase con } I \text{ (su dimensión ha sido deliberadamente exagerada)}$$

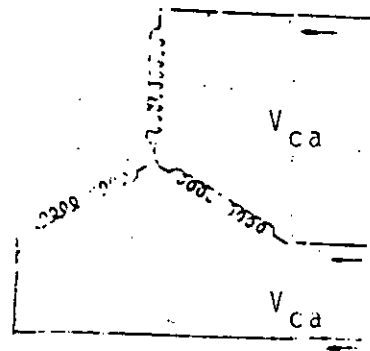
$$\overline{E_2 E'_1} = I x = \text{caída debida a la reactancia}$$

$$\overline{E_1 E'_o} = I x' = \text{caída por reacción del inducido.}$$

El flujo correspondiente al circuito magnético principal de la máquina es proporcional a la f.e.m. E_1 , de modo que las pérdidas en el núcleo se calcularán sobre la base de esta f.e.m.



ROTOR



ESTATOR

REPRESENTACION DEL MOTOR SINCRONO.

16.- SOBRE EXCITACION.

Al aumentar el campo de un motor sincrónico, no retarda su velocidad (solo momentaneamente) puesto que gira a velocidad constante. Como ésta es constante su F.c.e.m. aumenta cuando se fortalece el campo y pareciera que el motor se detuviera ya que su --- Fcem es más grande que el voltaje aplicado.

Sin embargo, este puede operar aunque su Fcem en magnitud sea más grande que su voltaje terminal.

En esta condiciones se dice que el motor está sobre excitado.

REACCIONES:

- 1.- El motor toma corriente adelantada de la línea.
Una corriente adelantada causa un debilitamiento en el campo.
- 2.- Desplazamiento probocado por la caída en la impendancia de la armadura y que hará una Fcem más grande en magnitud que el voltaje en las terminales

17.- BAJA EXCITACION.- Cuando el campo se debilita, el motor no puede aumentar su velocidad, entonces toma corriente atrasada.

REACCIONES:

- 1.- Refuerza el campo por la reacción de la armadura que se opone a la disminución del campo.
Cuando el campo del motor se debilita, no tiene suficiente excitación de C.D. y debe tomarla de la línea de C.A; atrasando la corriente.

18.- POTENCIA REAL Y REACTIVA VS. ANGULO DE POTENCIA.

La potencia real y reactiva suministrada por un generador sincro no puede expresarse como una función del voltaje en las terminales, voltaje generado, impedancia y el ángulo de potencia, o el ángulo del par.

Este también es cierto para la potencia real y reactiva tomada por un motor sincro. Si el ángulo δ se aumenta gradualmente la salida de potencia real aumenta alcanzando un máximo cuando $\delta = \tan^{-1} \frac{x}{r}$ o prácticamente $\pi/2$. Esto se conoce como el límite de potencia de estado estable. El par máximo o par de salida de un motor sincro ocurre a $\delta = \pi/2$ en base a la teoría del rotor cilíndrico, si la resistencia de armadura r_a se desprecia. Cualquier aumento en la potencia mecánica al generador o en la salida mecánica del motor después que δ ha alcanzado 90° produce una disminución en la potencia real eléctrica y el generador se acelera mientras que el motor se desacelera resultando una pérdida de sincrónismo.

Considere un generador de rotor cilíndrico impulsado a velocidad sincrona y sea

$$\begin{aligned} V &= \text{voltaje de las terminales o voltaje del bus} \\ E_{af} &= \text{voltaje generado.} \\ Z_d &= r_a + jx_d, \text{ la impedancia sincrona} \end{aligned}$$

Las cantidades V , E_{af} y z_d pueden expresarse en volts y ohms - por fase, en cuyo caso las potencias real y reactiva son también por fase o pueden expresarse en por unidad, con las potencias real y reactiva también en por unidad.

La salida de potencia compleja del generador en volts amperes por fase o por unidad es:

$$S = P + jQ = VI^* \quad (35)$$

En la Fig. 27 el voltaje en las terminales es

$$V = V + j0$$

y la fem generada es

$$E_{af} = E_{af} (\cos \delta + j \operatorname{sen} \delta)$$

de donde y de la Fig. 27 se deduce que la corriente es

$$I = \frac{E_{af} - V}{z_d} = \frac{E_{af} \cos \delta - V + jE_{af} \operatorname{sen} \delta}{z_d}$$

y su conjugado

$$I^* = \frac{E_{af} \cos \delta - V - jE_{af} \operatorname{sen} \delta}{z_d^*}$$

donde $z_d^* = r_a - jx_d$ es el conjugado de la impedancia sincrona.

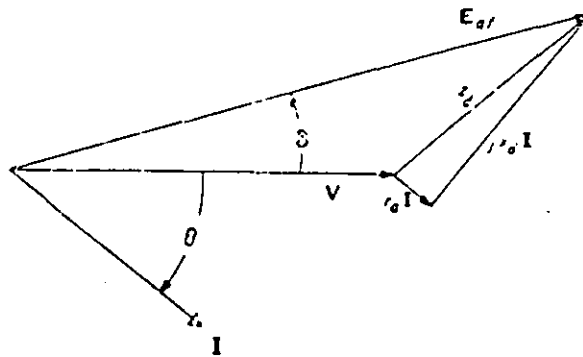


Fig. 27. Diagrama fasorial de un generador sincrónico, incluyendo el efecto de la resistencia de armadura.

Cuando el numerador y denominador en la Ec. se multiplican por z_d la corriente conjugada se expresa por

(37)

$$\begin{aligned}
 I^* &= \frac{z_d (E_{af} \cos \theta - V - j E_{af} \text{seno})}{z_d^2} \\
 &= \frac{r_a (E_{af} \cos \theta - V) - r_a (E_{af} \text{seno})}{z_d^2}
 \end{aligned}$$

$$S = \frac{r_a (VE_{af} \cos \theta - V^2) + x_d (VE_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2} + \frac{jx_d (VE_{af} \cos \theta - V^2) - r_a (VE_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

siendo la potencia real y reactiva

$$P = \frac{x_d VE_{af} \operatorname{cose} \theta - V^2 + x_d (VE_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

$$Q = \frac{x_d (VE_{af} \operatorname{cose} \theta - V^2) - r_a (VE_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

En máquinas sincrónicas polifásicas prácticas $r_a \ll x_d$ y r_a puede despreciarse en la ecuación de potencia de tal manera que $Z_d \approx x_d$ y

$$P \approx \frac{VE_{af} \operatorname{sene} \theta}{x_d} \quad (38)$$

$$Q \approx \frac{VE_{af} \operatorname{cose} \theta - V^2}{x_d} \quad (39)$$

Para obtener la potencia total para un generador de tres fases, las Ecs. 38 y 39 deben multiplicarse por tres cuando los voltajes son de líneas a neutro. Sin embargo los valores (magnitudes) de línea - a- línea se usan, estas ecuaciones expresan la potencia trifásica total. La salida máxima de potencia real por fase del generador para un voltaje en las terminales y una fem. inducida dadas es :

$$P_{\max} \approx \frac{VE_{af}}{X_d}$$

Cualquier aumento posterior en la entrada del motor primario al generador causa que la salida de potencia real se disminuya, la potencia excesiva que pasa a una aceleración causa que el generador aumente su velocidad y se salga de sincronismo. Por lo tanto, el límite de estabilidad de estado estable se alcanza cuando $\delta = \pi/2$.

El ángulo de potencia o característica de ángulo de par se muestra gráficamente en la Fig. 28. Para condiciones de operación de estado normal, el ángulo de par es muy inferior a 90°.

Aunque los motores sincrónicos polifásicos son del tipo de polos salientes la teoría del rotor cilíndrico aplicada al motor da resultados. El par máximo que un motor sincrónico trifásico puede desarrollar para cargas graduales aplicadas será:

$$\tau_{\max} = \frac{P_{\max}}{\omega n} = \frac{90E_{af} V}{\pi n_s X_d}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times E_{af} V}{2\pi n_s X_d} = \frac{90 E_{af} V}{\pi n_s X_d}$$

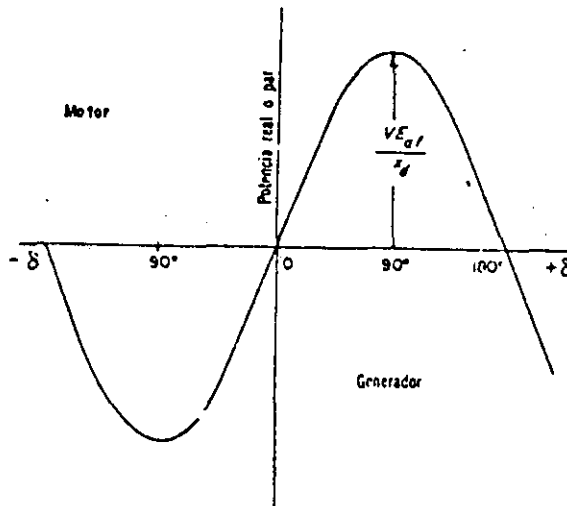


Fig. 28 Característica de ángulo de potencia o par de una máquina de rotor cilíndrico.

" El par de salida de un motor sincrónico es el par máximo sostenido que el motor desarrolla a velocidad sincrónica por un minuto, con un voltaje nominal aplicado a frecuencia nominal y con excitación normal"

19.- FACTOR DE POTENCIA.- CURVAS V

En los motores de inducción no puede cambiarse el f.p. para una carga determinada a menos que se modifique su diseño y estos siempre toman de la línea corriente atrasada.

En los motores sincros, puede modificarse el f.p. a cualquier carga, y la corriente puede adelantarse o atrasarse con solo cambiar la excitación del campo.

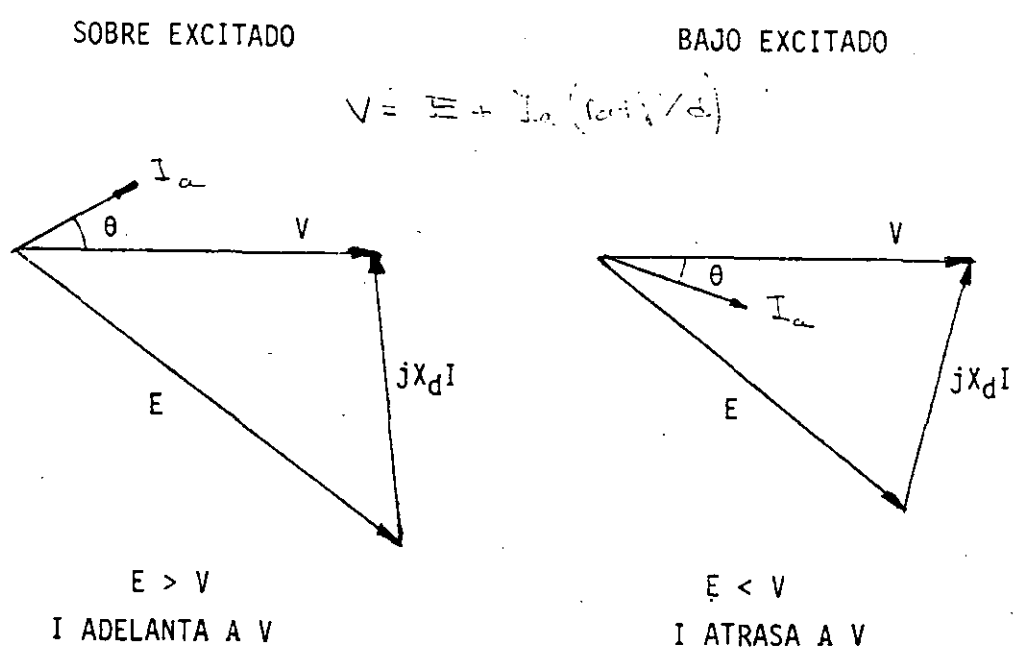


DIAGRAMA DE UN MOTOR SINCRONO

Cuando la I_c es pequeña, la I_a es atrasada. De manera que -
 aumenta I_a , (Fig.29), La I_a va disminuyendo su atraso hasta un --
 punto de $fp = 1.0$ P.u.

Siguiendo en aumento la I_c la I_a aumenta en magnitud y se ade
lanta. Esto es, la corriente I_a se adelanta y el motor sincrónico se con
porta como un circuito R - C en serie.

El valor mínimo de I_a en cada curva, es la corriente normal de -
 operación.

SIMBOLOS:

- | | |
|----------------------|------------------------|
| \uparrow = Mayor | \leftarrow Atrasa |
| \downarrow = Menor | \rightarrow Adelanta |

ENTONCES:

- 1) $I_c \downarrow$ al mínimo de I_a = Motor Bajo excitado y la $I_a \leftarrow$
- 2) $I_c \uparrow$ a mínimo de I_a = Motor sobre excitado y la $I_a \rightarrow$

Sobre excitado - el motor actua como capacitor y tomà corriente
 adelantada.

Bajo excitado.-El motor actua como una inductancia y toma corriente atrasada.

Cuando un motor sincrónico suministra una potencia mecánica mientras está energizado de una fuente de voltaje y frecuencia constantes, la corriente de armadura es una función de la excitación del campo siendo un mínimo cuando el factor de potencia del motor es unitario. Si la resistencia de armadura se desprecia y se aplica la teoría del rotor cilíndrico, se obtienen relaciones que son sumamente similares a aquellas desarrolladas para operaciones en paralelo de generadores sincrónicos. Si la corriente de armadura de un motor se grafica contra la excitación del campo para un valor de potencia mecánica, el resultado es una curva V. Las líneas sólidas en la Fig.29 representan una familia de curvas V para un motor sincrónico no saturado que tiene una reactancia sincrónica no saturada de 1.00 por unidad. Las líneas punteadas son el lugar geométrico para factor de potencia constante, se les denomina curvas compuestas.

La excitación de motores sincrónicos se ajusta de tal manera que el motor toma corriente adelantada, por lo tanto generando una potencia reactiva. De hecho, una máquina sincrónica sobrecitada genera potencia reactiva ya sea que se le opere como un motor o como un generador. Los sistemas eléctricos de potencia hacen uso de condensadores sincrónicos para generar algo de la potencia reactiva requerida. Un condensador sincrónico es usualmente una máquina del tipo de polos salientes que no tiene ni primotor ni una carga mecánica; es en efecto un motor sincrónico moviéndose libremente con un campo sobrecitado. Las curvas V para una potencia mecánica cero en la Fig.29 representa la operación de un condensador sincrónico. Cuando las pérdidas rotacionales y la resistencia -

de armadura se desprecian, la potencia real de un condensador sincrónico es cero y consecuentemente el ángulo del par $\delta = 0$. De acuerdo a la Ec. 39 la salida de la potencia reactiva es por tanto

$$Q = \frac{VE_{af} - V^2}{X_d}$$

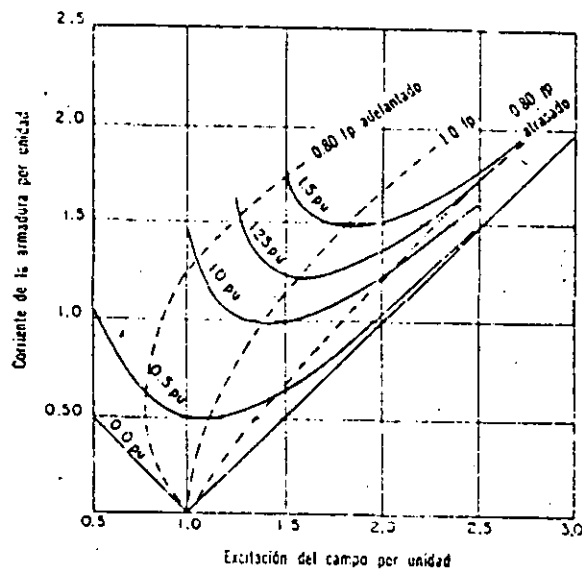


Fig. 29. Curvas V calculadas para un motor sincrónico no-saturado de 0,0.5, 1.0, 1.25 y 1.50 por unidad de la potencia mecánica. $X_d = 1.00$ por unidad.

20.- ARRANQUE DE LOS MOTORES SINCRONOS.

El motor sincrónico monofásico no puede arrancar por sí solo y debe ser llevado a sincronismo antes de conectarlo a la red de alimentación. Esto obedece al hecho de que la reacción del inducido monofásico no produce un campo giratorio. De aquí que estos motores se utilizan sólo excepcionalmente.

Los motores sincrónicos polifásicos arrancan por sí solos cuando se los conecta a la red y aceleran paulatinamente hasta llegar a la velocidad de sincronismo siempre que se le aplique tensión reducida a efectos de evitar que absorban corrientes demasiado intensas. En otros casos y siempre en vistas a reducir la intensidad absorbida en el arranque, los motores sincrónicos están provistos de motor auxiliar para la puesta en marcha; se llevan a la velocidad sincrónica y se sincronizan como si se tratara de alternadores. En algunos casos en que la excitatriz del motor está montada en el mismo eje, puede utilizarse como motor de arranque y si se tratara de un motor sincrónico que forma parte de un equipo motor-generador, este último puede hacer las veces de motor de arranque siempre que se disponga de una fuente de corriente continua.

También puede llevarse a cabo la maniobra de arranque empleando un motor asincrónico de inducción montado sobre el mismo eje que el motor

síncrono, debiendo tomarse la precaución de que el asíncrono tenga un número de polos menor que el síncrono y por consiguiente, una mayor velocidad síncrona: el motor síncrono se lleva a una velocidad superior a la de sincronismo, se desacopla el motor de inducción y se cierra la conexión a la red en el instante en que el motor síncrono pasa por la velocidad de sincronismo.

21.- UTILIZACION DEL MOTOR SINCRONO.

En los últimos tiempos, los fabricantes han mejorado notablemente las características de arranque y de funcionamiento de los grandes motores síncronos, al extremo de que se puede utilizar con éxito en servicios pesados industriales para los que anteriormente se consideraban inadecuados.

El alto factor de potencia y el elevado rendimiento de los motores síncronos, combinados con la circunstancia de que su costo inicial es ligeramente menor que el de los motores de inducción, han conducido a una extensiva utilización del mismo.

Los motores síncronos provistos de fuertes arrollamientos a jaula arrancan como motores de inducción y luego de sincronizados, continúan funcionando como síncronos.

Cuando se especifican las características de un motor sincrónico para un servicio dado, hay que considerar tres pares: en primer término, el arranque que da una idea de la habilidad del motor para arrancar la carga, desde el estado de reposo-en segundo lugar, el par de enganche que representa la habilidad del motor para mantenerse en funcionamiento mientras pasa de su condición de asincronismo a la de sincronismo y, finalmente, el par de desenganche que representa la capacidad del motor para mantenerse en funcionamiento soportando las sobrecargas a que se lo someta.

Los pares de arranque y de enganche lo caracterizan funcionando como motor sincrónico y quedan determinados por el cálculo de los arrollamientos de arranque. El par de desenganche lo define como motor sincrónico y depende directamente de la intensidad del campo.

Actualmente se contruyen motores sincronicos cuyo par de arranque puede estar dentro de un margen comprendido entre 50 y el 200 % del par normal (Plena carga) ; los pares de enganche estan comprendidos entre el 35 y el 125% del normal- y los de desenganche abarcan valores del orden del 300 al 400 % del normal.

$$50\% \tau_N \leq \tau_{\text{arranque}} \leq 200\% \tau_N \quad \therefore \tau_{\text{arranque}} \approx 50\% \tau_N$$

$$35\% \tau_N \leq \tau_{\text{enganche}} \leq 125\% \tau_N \quad \therefore \tau_{\text{enganche}} \approx 40\% - 50\% \tau_N$$

$$300\% \tau_N \leq \tau_{\text{desenganche}} \leq 400\% \tau_N \quad \therefore \tau_{\text{desenganche}} \approx 300\% \tau_N$$

Un motor debe tener un par de arranque igual al 50% de la plena carga; un par de enganche igual al 40-50 % y uno de desenganche de, aproximadamente, el 150 % del que corresponde a plena carga. Valores que dependen, en cierto modo, de la velocidad y potencia del motor, así como de la frecuencia de alimentación.

Al especificar los valores de estos tres pares, es conveniente mantenerlas lo más bajas posibles, dentro de las modalidades del servicio que ha de prestar el motor y con un razonable margen de seguridad, teniendo en cuenta las fluctuaciones de la tensión de la red y otras condiciones desconocidas, puesto que un aumento en el valor de cualquiera de dichos pares se traduce en un aumento del costo del motor.

En cuanto al arranque, es necesario que el par sea lo suficiente para poner en marcha la carga acoplada y acelerada bajo las condiciones más difíciles. Tal par varía con el cuadrado de la tensión aplicada al motor, y si éste es bajo, o si hay que arrancar con tensión reducida, a efectos de limitar la corriente absorbida, puede resultar tan débil que el motor no se ponga en movimiento, o si lo hace, --acelere tan lentamente que los arrollamientos se recalienten.

Por otra parte, es más difícil obtener un elevado par de enganche que un alto par de arranque, porque aquél es el que se origina en las cercanías de la velocidad sincrónica. Siempre va acompañado por una

alta corriente, y por tanto, sus valores deben mantenerse tan moderados como sea posible.

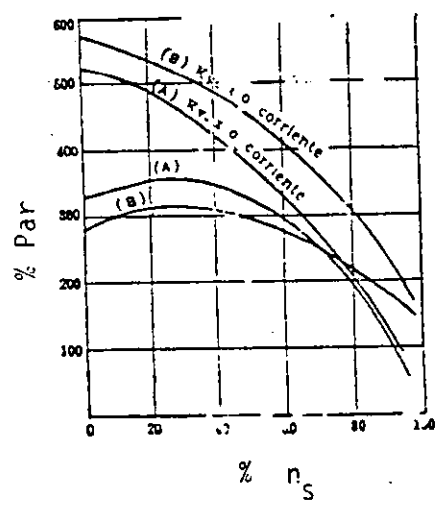


Fig. 30.- Características de arranque a tensión plena correspondientes a un motor sin crono de gran potencia, para 25 ciclos (A) con circuito de campo abierto y -- (B) con el circuito de campo cerrado a través de una resistencia.

① $\begin{cases} Z_{arr} = 50\% Z_u \\ Z_{eng} = 40\% Z_u \\ Z_{des} = 150\% Z_u \end{cases}$

② $\begin{cases} Z_{arr} = 50\% Z_u \\ Z_{eng} = 100\% Z_u \\ Z_{des} = 150\% Z_u \end{cases}$

Comparando un motor cuyas pares de arranque, de enganche y de desenganche valen respectivamente, el 50% el 40% y el 150% del de plena carga, con otro que posea el mismo par de arranque y de desenganche, pero con una de enganche del orden del 100% del de plena carga, éste resultará un 15% más caro; su rendimiento, a plena carga será 0.3% menor y la corriente de arranque el doble de la que corresponde al primer motor.

② 15% más caro > ① $I_{arr}^{(2)} > I_{arr}^{(1)}$
 $\eta_{(2)} < 0.3\% \eta_{(1)}$

La resistencia de los arrollamientos que constituyen la jaula de arranque, puede ser lo suficientemente elevada para dar una buena característica de arranque; pero esta condición no basta, ya que el par -

desarrollado debe ser capaz de acelerar al motor hasta llevarlo a una velocidad del orden del 95% de la sincronía, funcionando como motor de inducción y, llegando a este punto el par tiene que satisfacer las condiciones de funcionamiento del motor con la débil carga a que trabaja y, además llevarlo a velocidad de sincronismo.

La conexión del circuito de campo, tiene mucha importancia en lo que se refiere a las condiciones de arranque del motor sincrónico, puede estar abierto o cerrado a través de una resistencia. La Fig. 30 representa las características de arranque correspondientes a un motor de gran potencia, cuya frecuencia de alimentación es igual a 25 ciclos, sometido, durante el proceso de arranque, a plena tensión. Las curvas A corresponden a circuito de campo abierto y las B a circuito cerrado a través de una resistencia.

Cuando se trabaja con el circuito de campo abierto, el par de arranque puede llegar a 350% del de plena carga y los kilovolt-ampers es del orden de 525% de la nominal, mientras que cuando se trabaja con el circuito de campo cerrado a través de una resistencia conveniente, el par de arranque se reduce a 300% y los kilovolt-amper de arranque llegan al 575%.

El circuito de campo cerrado, actúa como si se tratara de un segundo circuito pero como está arrollado sobre los polos principales, a una cierta distancia del arrollamiento del inducido, y tiene muy alta reactancia, no es muy eficaz como arrollamiento de arranque, si bien, por otra parte, aumenta el par de enganche correspondiente al 95% de la velocidad sincrónica, desde el 50 al 150% al par de plena carga.

En consecuencia, cerrando el circuito de campo a través de una resistencia conveniente, el motor gana en par de enganche, a expensas de una pequeña disminución del par de arranque. Esta conexión, tiene, por

otra parte, la gran ventaja de limitar los valores de las tensiones inducidas en los arrollamientos de campo durante el proceso de arranque.

El par de desenganche debe establecerse para el máximo pico de carga que soportará el motor en las condiciones de trabajo especificadas. Este par varía directamente con la intensidad de campo y también con la tensión aplicada. Un motor calculado para trabajar con factor de potencia en adelanto, deberá tener un campo más intenso que otro calculado para trabajar con factor de potencia unitario y, por tanto, tendrá un mayor par de desenganche.

La velocidad rigurosamente constante que caracteriza al motor sincrónico, es una desventaja desde el punto de vista de las sobrecargas a que puede estar sometido, ya que no puede perder velocidad y por tanto, permitir que un volante contribuya a soportar el pico de carga.

Si se lleva a cabo el arranque, sometiéndolo a plena tensión, la corriente de arranque y la correspondiente potencia en kVA, pueden llegar al 450-600 % de la de plena carga, y estos valores dependen de los arrollamientos del inducido y arrancadores, así como de la regulación de la tensión en la línea.

En muchos casos es inconveniente la presencia de un bajo factor de potencia y la consiguiente elevada corriente absorbida, de modo que el motor debe ser puesto en marcha con tensión reducida mediante un compensador. La corriente de arranque disminuye en razón directa de la tensión aplicada en la maniobra y los kVA de arranque se reducen en razón cuadrática.

Es evidente que los pares de arranque y de enganche varían con el cuadrado de la tensión, porque durante estos dos procesos el motor funciona como si fuera de inducción.

TIPOS DE CARGA.- El motor sincrónico se aplica, comúnmente, a tres tipos de carga:

$T_{arr} = 30-50\% Z_{cu}$
 $Z_{cu} = 30-40\% Z_{cu}$
 $Z_{des} = 140-150\% Z_{cu}$

1) Máquinas tales como compresores, molinos de pulpas, etc. que permiten una sobre carga mínima parcial durante el arranque. Los motores destinados a estos fines, exigen pares de arranque y de enganche relativamente débiles, comprendidos, entre el 30 y el 50% para el primero y entre el 30 y el 40% para el segundo y, puesto que la carga es generalmente uniforme, será suficiente un par de desenganche del 140 a 150%.

2) Máquinas que requieren un par de arranque relativamente pequeña, pero fuerte par de desenganche. En este caso están comprendidas las máquinas centrífugas, como bombas y ventiladores, para las cuales el par de arranque es solamente el que resulta de la inercia y las pérdidas por rozamiento. Las bombas están equipadas, por lo general, con válvulas de descarga de funcionamiento automático y se las conecta al sistema en el momento en que han alcanzado su plena velocidad, lo cual exige que el motor sincrónico tenga fuertes pares de plena carga y de enganche. Por otra parte, como se trata de cargas uniformes, el par de desenganche puede ser relativamente bajo.

3) Máquinas que requieren valores elevados para los pares de arranque y de enganche y generalmente altos pares de desenganche como las que se hallan instaladas en las fábricas de tubos y de caucho, en bandas transportadoras, laminadoras y trituradoras. En cada caso, antes de elegir el motor hay que estudiar muy bien las exigencias de cada tipo de carga.

PROBLEMAS.

Un motor síncrono de:

2,000 HP; $f_p=1.0$; 3 \emptyset ; conexión γ

2,300 V; 30 polos; 60 cps; $X_d = 1.95 \Omega/\emptyset$

Desprecie las pérdidas.

Determine:

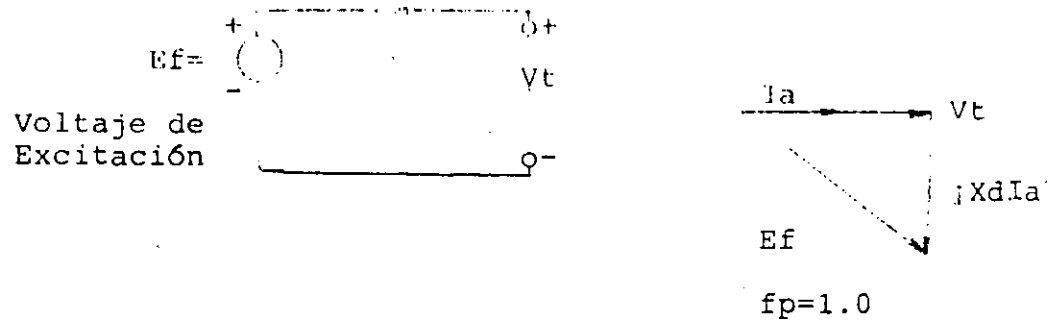
- 1) τ_{MAX} ; cuándo es energizado a Voltaje y Frecuencia constante (BUS INFINITO), y un valor de excitación de campo constante de manera que resulte un $f_p=1.0$ a carga nominal.
- 2) τ_{MAX} ; cuándo es energizado por un turbo-generador 3 \emptyset ; conexión Y; 2300 V; 1750 KVA; 2 polos; 3600 rpm; $X_d = 2.65 \Omega/\emptyset$.

El generador opera a η ; y los campos de excitación de ambos son ajustados de manera que el motor opere con $f_p=1.0$ a voltaje terminal nominal y carga nominal.

- 3) Determine el voltaje terminal cuando el motor entrega su τ_{MAX} .

Solución: Indudablemente este motor es del tipo de polos salientes.

1) $X_d = \text{React. Sincrona}$



$$1 \text{ HP} = 0.746 \text{ KVA}$$

$$2000 \text{ HP} = 1,492 \text{ KVA}$$

$$KVA_n = 1492,3 \text{ } \varnothing; KVA_{1\varnothing} = \frac{1492}{3} = 497.3$$

$$V_n = \frac{2300}{\sqrt{3}} = 1328 \text{ V}_{\varnothing-n}$$

$$VA_{1\varnothing} = V_{\varnothing-n} * I_n$$

$$I_n = \frac{497,300}{1328} = 374.47 \text{ Amps.}/\varnothing$$

$$jX_d I_a = j 1.95 * 374.47 = j 730.22 \text{ } \Omega/\varnothing$$

Del diagrama de Fasores:

$$E_{f_m}^2 = V_t^2 + (jX_d I_a)^2$$

$$E_{f_m} = \sqrt{(1328)^2 + (730.22)^2} = 1515.52 \text{ V}$$

$$E_{f_m} = 1515.52 \text{ V}$$

Cuando la fuente de poder es un Bus Infinito y la excitación del campo es constante, o sea:

Bus Infinito y $I_c = \text{cte}$

Resulta que: V_t y $E_{f_m} = \text{cte}$

Sustituyendo V_t por E_1

E_{f_m} por E_2

X_d por X

$$P_{\text{MAX}} = \frac{V_t E_{f_m}}{X_d} = \frac{E_1 E_2}{X}$$

$$P_{\text{MAX}} = \frac{1328 * 1515.52}{1.95} = 1032,107.98$$

$$P_{\text{MAX}} = 1,032 * 10^3 \text{ W/}\emptyset$$

$$P_{\text{MAX Tot}} = 1032 * 3 = 3096 * 10^3 \text{ W-3}\emptyset$$

y

$$\tau = \frac{P_{\text{MAX}}}{\omega}$$

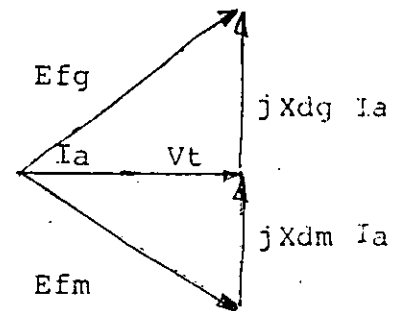
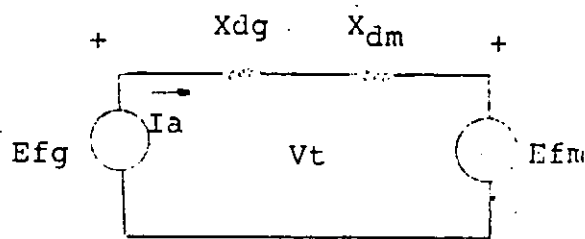
$$\omega = \frac{2\pi n}{60} ; \quad f = \frac{P}{2} \frac{n}{60}$$

$$n = \frac{120f}{P} = \frac{120 * 60}{30} = 240 \text{ rpm}$$

$$\tau_{\eta} = \frac{3096 * 10^3}{2\pi \frac{240}{60}} = \frac{3096 * 10^3}{25.13} = 123.18 * 10^3 \text{ N-m}$$

$$\tau_{MAX} = 123.18 * 10^3 \text{ N-m}$$

2)



$$V_t = 1,328 \text{ V} \phi - \eta$$

$$E_{fm} = 1,515.52 \text{ V}$$

La caída en el generador por X_{dg} es:

$$X_{dg} * I_a = 2.65 * 374.47 = 992.34 \text{ V}$$

Del diagrama de fasores:

$$E_{Lq}^2 = V_l^2 + (jX_{dq} I_a)^2$$

$$E_{fg} = \sqrt{(1328)^2 + (992.34)^2} = 1657.8$$

$$E_{fg} = 1657.8 \text{ V}$$

Como las revoluciones y los campos de ambas máquinas se mantienen constantes, E_{fg} y E_{fm} son también constantes.

Por lo anterior, podemos substituir:

E_{fg} por F_1

E_{fm} por E_2

y $X_{dm} + X_{dg}$ por X_d

Cuando los voltajes son constantes

$$P_{MAX} = \frac{E_1 \cdot E_2}{X}$$

$$P_{MAX} = \frac{E_{fm} * E_{fg}}{X_{dm} + X_{dg}} = \frac{1657.8 * 1515.52}{2.65 + 1.95}$$

$$P_{MAX} = 546,180.23 \text{ W/ø}$$

$$P_{MAX} = 546 * 10^3 \text{ W/ø}$$

$$y \quad P_{MAX} = 3 * 546 * 10^3 = 1638 * 10^3 \text{ W } 3\phi$$

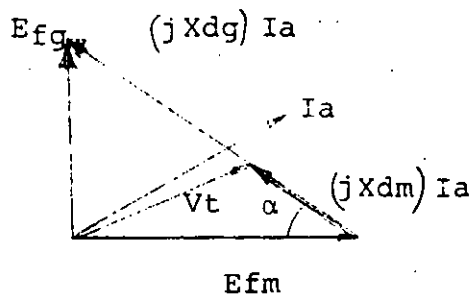
$$\tau_{MAX} = \frac{P_{MAX}}{\omega} = \frac{1638 * 10^3}{2\pi * \frac{240}{60}} = 65.17 * 10^3 \text{ N-m}$$

$$\tau_{MAX} = 65,170 \text{ N-m}$$

El sincronismo se perdería si aplicamos un par de carga mayor a éste. El motor se frenaría, el generador se sobre-revoluciona y el sistema se abriría por la acción de los interruptores.

3) Con excitación fija, la potencia máxima ocurre cuando:

E_{fg} adelanta 90° a E_{fm}



del diagrama:

$$H^2 = A^2 + B^2$$

$$[I_a (X_{dg} + X_{dm})]^2 = (E_{fg})^2 + (E_{dm})^2$$

$$I_a (2.65 + 1.95) = \sqrt{(1657.8)^2 + (1515.52)^2}$$

$$I_a (4.6) = 2246.3$$

$$I_a = \frac{2246.3}{4.6} = 488.33 \text{ Amps.}$$

$$I_a = 488.33 \text{ Amps.}$$

También

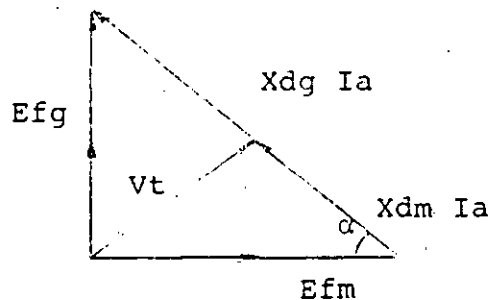
$$E_{fm} = I_a (X_{dm} + X_{dg}) \cos \alpha$$

$$E_{fg} = I_a (X_{dm} + X_{dg}) \sin \alpha$$

$$\cos \alpha = \frac{E_{fm}}{I_a (X_{dm} + X_{dg})} = \frac{1515.52}{488.33 (4.6)} = 0.674$$

$$\sin \alpha = \frac{E_{fg}}{I_a (X_{dm} + X_{dg})} = \frac{1657.8}{488.33 (4.6)} = 0.738$$

El fasor del voltaje terminal es:



$$V_{t_{fm}} = E_{fm} - (X_{dm} I_a) \cos \alpha$$

$$V_{t_{fg}} = E_{fg} - (X_{df} I_a) \sin \alpha$$

$$V_t^2 = (V_{t_{fm}})^2 + (V_{t_{fg}})^2$$

$$V_t^2 = [E_{fm} - (X_{dm} I_a) \cos \alpha]^2 + [E_{fg} - (X_{dg} I_a) \sin \alpha]^2$$

$$V_t^2 = [1515.52 - (1.95)(488.33)(0.674)]^2 + [1657.8 - (2.65)(488.33)(0.738)]^2 =$$

$$V_t = (873.71)^2 + (702.78)^2$$

$$V_t = 1121.28 \text{ V}$$

$$V_t = 1,121.28 \text{ V}_{\phi-\eta}$$

$$V_L = 3 * 1,121.28 = 1942.1 \text{ V}_L$$

$$V_L = 1,942.1 \text{ V}$$

Cuando la fuente es una turbina-generador, como en la parte 2, los efectos de su impedancia causan que disminuya el voltaje terminal a un aumento de carga, causando que reduzca la potencia de 3096 KW como en 1 a 1638 KW como en 2.

Sean:

$$\theta_m = \begin{cases} \text{mecánico} \end{cases}$$

$$\theta_{1\alpha} = \begin{cases} \text{eléctrico} \end{cases}$$

La densidad de flujo en θ es:

$$B_\theta = B_{amp} \text{ sen } \theta \quad \dots\dots\dots 1$$

y: $d\phi_B = B_\theta dA \quad \dots\dots\dots 2$

como: $S = R\theta$

y: $dA = LdS$

$$dS = \frac{D}{2} d\theta_m$$

$$dA = \frac{DL}{2} d\theta_m \quad \dots\dots\dots 3$$

Por otro lado:

$$\theta \text{ elect.} = \frac{P}{2} \theta_m \quad \dots\dots\dots 4$$

$$d\theta_m = \frac{2}{P} d\theta_{\text{elect.}} \quad \dots\dots\dots 5$$

sustituyendo 1 , 3 , y 5 en 2 .:

$$d\phi_B = \frac{DL}{P} B_{amp} \text{ sen}\theta d\theta$$

Considerando los costados de bobina como filamentos:

$$\phi_B = \frac{DL}{P} \text{ Bamp} \int_{\alpha}^{\alpha + \rho\Pi} \text{sen}\theta d\theta$$

$$\phi_B = \frac{DL}{P} \text{ Bamp} (\cos \alpha - \cos \alpha + \rho\Pi) \dots\dots\dots 6$$

Por: $\cos \alpha - \cos \beta = - 2 \text{ sen } \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \text{ sen } \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$

$$\cos \alpha - \cos (\alpha - \rho\Pi) = - 2 \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \text{ sen } (- \frac{\rho\Pi}{2})$$

y: $\text{sen} - \frac{\rho\Pi}{2} = - \text{sen } \frac{\rho\Pi}{2}$

$$\phi_B = \frac{2DL}{P} \text{ Bamp} \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 7$$

Multiplicando (2) por N_B :

$$N_B \phi_B = \frac{2DL}{P} \text{ Bamp} N_B \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 8$$

Haciendo: $\lambda_{B1} = \frac{2DL}{P} \text{ Bamp} N_B \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2})$

y: $\rho = 1; \text{ sen } \frac{\Pi}{2} = 1$

$$\lambda_{B1} = \lambda_B \text{ MAX}$$

y: $\lambda_{BMAX} = \frac{2DL}{P} \text{ Bamp} N_B \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 9$ ENCADENAMIENTO
MAXIMO DEL FLUJO

y: $K_P = \text{sen } \frac{\rho\Pi}{2} \dots\dots\dots 10$ FACTOR DE
PASO

Por 8 :

$$\lambda_B = \lambda_{MAX} \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 11$$

91

Impulsando el rotor a velocidad constante:

$$\alpha = - \omega t$$

sustituyendo en 11:

$$\lambda_B = \lambda_{BMAX} \text{ sen } \left(-\omega t + \frac{\rho\pi}{2}\right)$$

$$\lambda_B = - \lambda_{BMAX} \text{ sen } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right) \dots\dots\dots 12$$

Por Lenz:

$$e = - \frac{d\lambda}{dt}$$

$$e = - \frac{d}{dt} - \lambda_{BMAX} \text{ sen } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right)$$

como: $\frac{d}{dt} \text{ sen } u = \frac{du}{dt} \text{ cos } u$

$$\frac{d}{dt} \text{ sen } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right) = \omega \text{ cos } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right)$$

$$= \omega \text{ cos } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right) \dots\dots\dots 13$$

Finalmente:

$$e = \omega \lambda_{BMAX} \text{ cos } \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2}\right) \dots\dots\dots 14$$

Ahora: $\frac{2DL}{P} = \frac{DL}{\frac{P}{2}} = \text{Area X Pares de Polo} = A_{pp}$

Además: $\phi = BA$

$$\phi_{pp} = B_{amp} A_{pp}$$

$$\lambda_{BMAX} = \phi_{pp} NB \text{ sen } \left(\frac{\rho\pi}{2}\right)$$

Por 10

$$\lambda_{BMAX} = N_B \phi_{PP} K_P \dots\dots\dots 15$$

Sustituyendo en 14 :

$$e = w N_B K_P \phi_{PP} \cos \left(wt - \frac{\rho\pi}{2} \right)$$

Que representa la forma de onda del voltaje inducido en la bobina de la armadura.

Por otro lado:

$$w = 2\pi f$$

y:
$$E_{rms} = \frac{e}{\sqrt{2}}$$

tenemos:

$$E_B = 4.44 f N_B K_P \phi_{PP} [V] \dots\dots\dots 16$$

Para encontrar la forma de onda de la fmm podemos representar la por medio de la serie de Fourier.

$$f(t) = \frac{1}{2} a_0 + a_1 \cos wt + a_2 \cos 2 wt + a_3 \cos 3 wt + \dots + b_1 \sin wt + b_2 \sin 2 wt$$

donde:

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \cos wt \, d(wt)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \sin wt \, d(wt)$$

en: $0 < wt < \pi ; f(t) = \frac{N_B i a}{P}$

$\pi < wt < 2\pi ; f(t) = - \frac{N_B i a}{P}$

1ª El valor promedio y los términos cosenos son:

$$a_n = 0; \quad n = 0, 1, 2 \dots$$

2ª Los términos de senos:

$$b_n = \frac{2N_B i a}{\pi P n} (1 - \cos n\pi)$$

Para: $n = \text{Par}; b_n = 0$

Para: $n = \text{Non}$

$$b_1 = \frac{4N_B i a}{\pi P}$$

$$b_3 = \frac{4N_B i_a}{2\pi P}$$

$$b_5 = \frac{4N_B i_a}{5\pi P}$$

y:

$$f(t) = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \text{ sen } \omega t + \frac{4N_B i_a}{3\pi P} \text{ sen } 3\omega t + \frac{4N_B i_a}{5\pi P} \text{ sen } 5\omega t + \dots$$

Nos interesa únicamente la fundamental, puesto que las armónicas las eliminamos por medio del paso y la distribución del embobinado.

$$F = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \text{ sen } \theta \quad \dots\dots\dots 1$$

y su amplitud:

$$F_{\text{amp}} = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \quad \text{AMP-Vue/Polo} \quad \dots\dots\dots 2$$

Para una máquina de un par de polos:

$$F = \frac{2N_B i_a}{\pi P} \text{ sen } \theta \quad \dots\dots\dots 3$$

ahora si:

$$e_{ac} = \sqrt{2} E_{ac} \text{ sen } \omega t$$

$$y: \quad i_a = \sqrt{2} I_a \text{ sen } (\omega t - \theta_i) \quad \dots\dots\dots 4$$

substituyendo 4 en 1

$$F = 0.9 N_B I_a \text{ sen } \theta \text{ sen } (\omega t - \theta_i)$$

$$\text{como:} \quad 2 \text{ sen } \alpha \text{ sen } \beta = \cos(\alpha - \beta) - \cos(\alpha + \beta)$$

$$y: \quad \alpha = \theta$$

$$\beta = \omega t - \theta_i$$

$$F = 0.9 \frac{N_B I_a}{2} \cos(\theta - \omega t + \theta_i) - \cos(\theta + \omega t - \theta_i)$$

REFERENCIAS

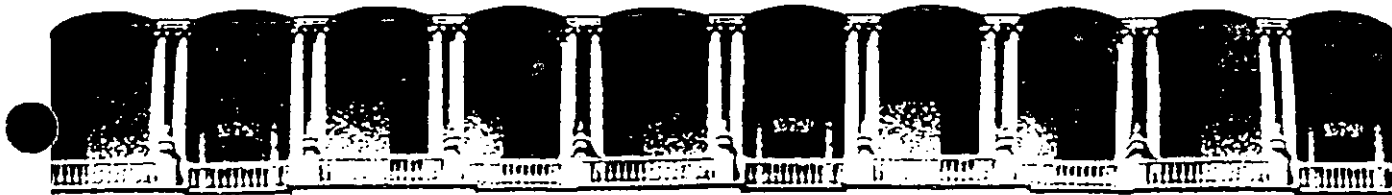
- 1.- C. I. DAWES.- INDUSTRIAL ELECTRICITY.- Vol. II.-
3a. Edición.- International Student Edition-1960.
- 2.- C. V. CHRISTIE.- ELECTROTECNIA GENERAL.- Vol. II.-
5a. Edición.- Editorial Ediar - 1949.
- 3.- C. LUCA M.- MAQUINAS ELECTRICAS.- 4a. Edición.-
Representaciones y Servs. de Ingeniería, S.A-1968.
- 4.- E. W. KIMBARK.- POWER SYSTEM STABILITY.- Vol. III.-
J. W. and S. - 1956.
- 5.- L. W. MATSCH.- MAQUINAS ELECTROMAGNETICAS Y ELECTRO
MECANICAS.- Representaciones y Servicios de Ingeniería,
ría, S.A. - 1972.
- 6.- FITZGERALD - KINGSLEY - KUSKO.- ELECTRIC MACHINERY.-
3a. Edición.- International Student Edition - 1971.

PLANTA	Potencia p/unidad MVA	No. U	X_d	X_q	X'_d	X'_q	X''_o	X''_q	X_2	T_{do}	T'_{qo}	T''_{qo}	H	D	
ANGOSTURA	191	5	0.85	0.45	0.25		0.18	0.18	0.13	5.4	0.05	0.06	3.91	1.0	
CHICOMSEN	350	4	0.82	0.56	0.32		0.21	0.21	0.12	10.0	0.08	0.06	4.20	1.0	
MALPASO	218	6	0.82	0.45	0.25		0.18	0.18	0.12	6.5	0.06	0.06	4.20	1.0	
TULA	346	2	1.64	1.55	0.26	0.70	0.23	0.23	0.10	5.8	0.06	0.7	0.06	3.16	1.0
INFIERNILLO	210	6	0.78	0.48	0.25		0.21	0.21	0.16	6.0	0.06	0.06	3.35	1.0	
VILLITA	80	4	0.80	0.48	0.28		0.22	0.22	0.15	5.5	0.06	0.06	3.67	1.0	
MANZANILLO	341	2	1.61	1.58	0.26	0.7	0.23	0.23	0.10	5.5	0.02	0.7	0.02	3.16	1.0
TAMPICO (2x150)	176	2	1.64	1.49	0.18	0.7	0.15	0.15	0.01	5.7	0.06	0.7	0.06	3.16	1.0
TAMPICO (2x300)	340	2	1.63	1.50	0.27	0.7	0.18	0.18	0.10	6.0	0.06	0.7	0.06	3.16	1.0
HUIHUALA	315	1	1.57	1.47	0.17	0.7	0.14	0.14	0.01	7.0	0.06	0.7	0.06	3.39	1.0

$X_d, X'_d, X''_d, X_q, X'_q, X''_q, X_2, H$ y D se expresan en P.U. a la potencia nominal de la máquina.

REFERENCIAS

- 1.- C. I. DAWES.- INDUSTRIAL ELECTRICITY.- Vol. II.-
3a. Edición.- International Student Edition-1960.
- 2.- C. V. CHRISTIE.- ELECTROTECNIA GENERAL.- Vol. II.-
5a. Edición.- Editorial Ediar - 1949.
- 3.- C. LUCA M.- MAQUINAS ELECTRICAS.- 4a. Edición.-
Representaciones y Servs. de Ingeniería, S.A-1968.
- 4.- E. W. KIMBARK.- POWER SYSTEM STABILITY.- Vol. III
J. W. and S. - 1956.
- 5.- L. W. MATSCH.- MAQUINAS ELECTROMAGNETICAS Y ELECTRO
MECANICAS.- Representaciones y Servicios de Ingenie
ría, S.A. - 1972.
- 6.- FITZGERALD - KINGSLEY - KUSKO.- ELECTRIC MACHINERY.-
3a. Edición.- International Student Edition - 1971.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

A N E X O

MOTORES SINCRONOS

ING. HUGO A. GRAJALES ROMAN

SEPTIEMBRE - 1992

PROBLEMA: UN MOTOR SINCRONO DE 75 CP (FLECHA)

$$3 \phi ; 440 \text{ V}; 900 \text{ Rpm}$$

CONEXION Y

$$\text{RES. EFICAS DE ARMADURA} = 0.15 \Omega$$

$$X_s = 2.0 \Omega / \phi$$

$$\eta = 90\%$$

DETERMINAR : A CARGA NOMINAL Y $\text{fp} = 0.8$ ADELANTADO

- LA FCEM INDUCIDA
- EN ANGULO DE POTENCIA
- LA POTENCIA MECANICA DESARROLLADA

SOLUCION:

$$a) \quad V = E_c + I_a Z_a$$

$$E_c = V - I_a Z_a$$

$$V = \frac{440}{\sqrt{3}} = 254 \text{ [V]}$$

$$P_e = \sqrt{3} \text{ VI} \cos \theta$$

$$P_e = \frac{75 \times 746}{0.9} = 62,167 \text{ [W]}$$

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} V \cos \theta} = \frac{62,167}{\sqrt{3} \times 440 \times 0.8} = 101.96 \text{ [A]}$$

$$I = 102 (\cos \theta + j \text{ sen} \theta) = 102 (0.8 + j 0.6)$$

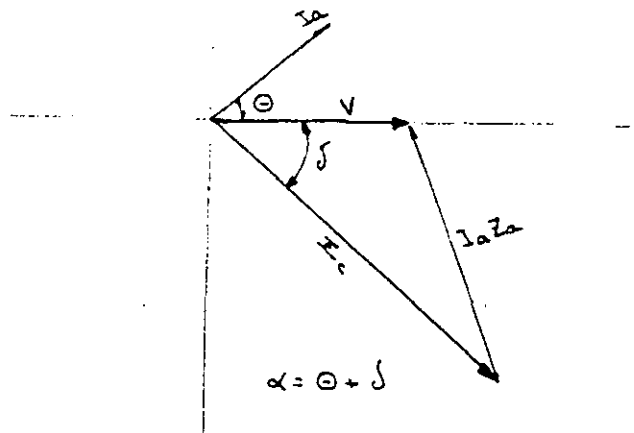
$$I = 81.6 + j 61.2 \text{ [A]}$$

$$E_c = 254 - [(81.6 + j 61.2) (0.15 + j 2)]$$

$$E_c = 254 - (12.24 + j 163.2 + j 9.18 - 122.4)$$

$$E_c = 364.16 - j 172.38 = 402.89 \angle - 25.3^\circ$$

EL SIGNO NEGATIVO INDICA QUE E_c ATRASA A V YA QUE V SE TOMO COMO REFERENCIA POR UN DESFASAMIENTO DE 25.3° QUE REPRESENTA EL ANGULO DE POTENCIA.



$$E > V$$

$$Y \quad V = E_c + I_a Z_a$$

$$b) \quad \delta = 25.3^\circ$$

$$c) \quad P_d = E_c I_a \cos \alpha \quad [\text{W} / \theta]$$

$$P_d = 3 E_c I_a \cos \alpha \quad [\text{W}]$$

$$\alpha = \theta + \delta = 36.9 + 25.3 = 62.2^\circ$$

$$P_d = 3 (403) (102) (0.466) = 57,485 \quad [\text{W}]$$

$$P_d = 57,485 \quad [\text{W}]$$

COMPROBACION: ESTA POTENCIA ES IGUAL A LA POTENCIA DE ENTRADA MENOS LAS PERDIDAS QUE ESTAN DADAS POR LA RESISTENCIA DE ARMADURA.

$$P_d = P_e - P_{\text{perds}} = 62,167 - 3 I_a^2 r_a$$

$$P_d = 62,167 - 3 (102)^2 (0.15)$$

$$P_d = 62,167 - 4,681.8 = 57,485$$

$$P_d = 57,485 \quad [\text{W}]$$

Y LA POTENCIA DESARROLLADA EN LA FLECHA DEL MOTOR, ES UN POCO MENOR QUE P_d DEBIDO A LAS PERDIDAS DE FRICCIÓN, AISLAMIENTO Y ENBOBINADO.

UN CALCULO DETERMINA ESTAS PERDIDAS;

$$Perds = P_d - P_e$$

$$Perds = 57,485 - 75(746) = 57,485 - 55,950$$

$$Perds = 1,535 \quad [W]$$

UN MOTOR SINCRONO DE :

2,200V; 3Ø ; CONEXION Y

$X_s = 2.6$

PENT = 820 KW

FCEM = 2800 V

CALCULAR:

a) δ

b) I_L

c) f_p

SOLUCION:

a)
$$P = \frac{E_c \cdot V}{X_s} \text{ sen } \delta$$

$$\text{Sen } \delta = \frac{P \cdot X_s}{E_c \cdot V}$$

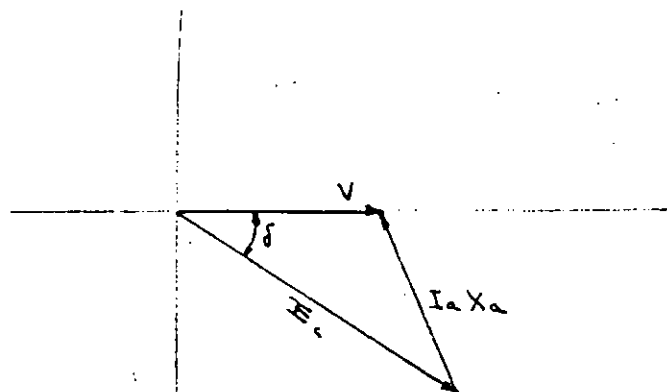
$$P = \frac{820,000}{3} = 273,333.3 \text{ [W/Ø]}$$

$$V = \frac{2200}{\sqrt{3}} = 1270 \text{ [V]}$$

$$E_c = \frac{2,800}{\sqrt{3}} = 1611.6 \text{ [V]}$$

$$\text{Sen } \delta = \frac{273,333.3 \times 2.6}{1611.6 \times 1270} = 0.364$$

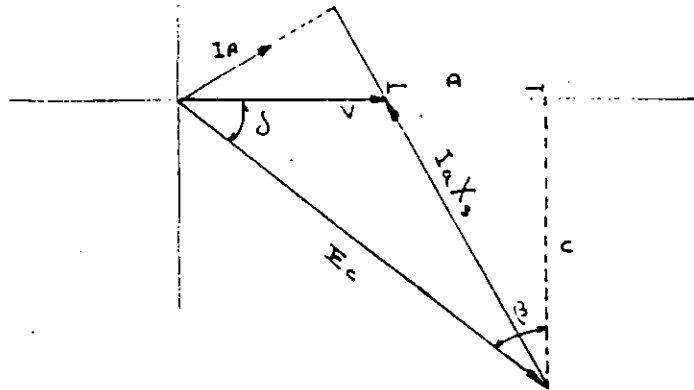
$$\delta = 20.25^\circ$$



$$E_c > V$$

$$V = E_c + I_a X_a$$

b)



$$1270 + A = E_c \cos \delta = 1616.6 \cos 24.25$$

$$1270 + A = 1516.7$$

$$A = 246.7$$

$$\delta + \beta = 90$$

$$\beta = 90 - 20.25 = 69.75$$

$$c = E_c \cos 69.76 = 1616.6 \times \cos 69.75$$

$$c = 559.5$$

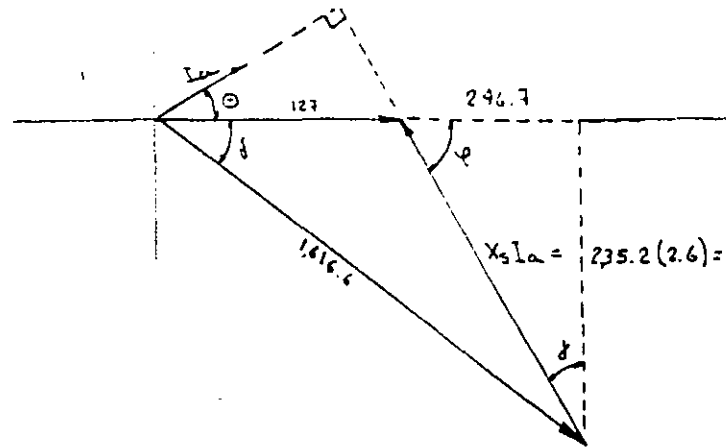
$$A^2 + C^2 = (I_a \cdot X_s)^2$$

$$(I_a \cdot X_s)^2 = (246.7)^2 + (559.5)^2 = 373,901.4$$

$$I_a = \frac{611.47}{2.6} = 235.2 \text{ [A]}$$

$$I_a = 235.2 \text{ [A]}$$

c)



$$559.5 = 611.52 \cos \gamma$$

$$\cos \gamma = \frac{559.5}{611.52} = 0.914$$

$$\gamma = 23.8^\circ$$

$$90 + \gamma + \varphi = 180$$

$$\varphi = 180 - 90 - 23.8 = 66.2^\circ$$

$$\theta = 90 - \varphi = 23.8^\circ = \gamma$$

$$fp = 0.915$$



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

MOTORES SINCRONOS Y MOTORES DE INDUCCION

ING. HUGO GRAJALES ROMAN

ING. DAVID CANO SAUCEDO

SEPTIEMBRE - 1992



FUNDAMENTALS OF SYNCHRONOUS MACHINES

INTRODUCTION

Polyphase synchronous machines have stators and stator windings essentially similar to those of induction motors. The primary difference between the synchronous and the induction motor lies in the rotor construction. For a machine to have synchronous characteristics, the rotor poles must remain fixed relative to the synchronous magnetic field produced by the armature windings. Therefore, there can be no voltage induced in the rotor windings by the stator under steady state conditions; and it is necessary to obtain the rotor field by the use of direct current excitation of the field poles.

MOTOR THEORY

A synchronized or running polyphase synchronous motor derives its torque exactly as does any other electric motor, that is from the forces of attraction and repulsion between a set of poles or magnets on the stator and a same number of poles or magnets on the rotor. The stator poles are generated similar to those in an induction motor. The current flowing in the polyphase winding in the slots of the stator laminations produces a fluxwave traveling around the air gap at the rate of two poles in 1/60 second for a 60 cycle supply. The rotor magnets are excited by direct current brought in through slip rings, or by a brushless exciter.

In any electric motor, no net average torque is developed if the rotor poles slip past the stator poles.

Even on an induction motor, which "slips", the rotor poles do not slip past the stator poles by virtue of the forward movement of the rotor poles relative to the rotor at slip frequency. In the synchronous motor, since the rotor magnet flux is fixed in position relative to the rotor, the rotor must therefore turn at synchronous speed. This is possible because slip is not necessary in order to induce a voltage in the rotor to generate the rotor magnets.

TORQUE

Torque is proportional to the tangential force between rotor and stator in the air gap. It equals

© 1975 General Electric Co.
E-63

the product of the rotor magnet strength times the strength of that component of the stator magnet which is separated by 90 electrical degrees in space along the air gap from the rotor magnet. Again, just as in the induction motor, the component of the stator magnet in phase with, or directly beneath the rotor magnet, produces only radial force.

While on the subject of torque and before going further into a discussion of synchronous motor theory, it may be well to define two kinds of torque pertaining to synchronous motors only.

PULL-OUT TORQUE

The pull-out torque of a synchronous motor is the maximum sustained torque which the motor will develop at synchronous speed with rated voltage applied at rated frequency and with normal excitation.

PULL-IN TORQUE

The pull-in torque of a synchronous motor is the maximum constant load torque under which the motor will pull its connected inertia load into synchronism, at rated voltage and frequency, when its field excitation is applied. The speed to which a motor will bring its load depends on the power required to drive it, and whether the motor can pull the load into step from this speed depends on the inertia of the revolving parts. So the pull-in torque cannot be determined without having the Wk^2 as well as the torque of the load.

FLUX

A determining condition in the synchronous motor, as well as in the induction motor, is that the net air gap flux must be of such magnitude that it produces a counter-voltage equal to line-voltage less the stator resistance and leakage reactance drop. For the present, we shall neglect stator resistance and leakage reactance drop.

Let E = counter-voltage generated in stator conductors by total of net air gap flux to balance applied line voltage.

ϕ_G = peak value of total or net air gap flux.

$E = \text{constant} \times \phi_G \times \text{freq.} \times \text{turns}$
or

$E = \text{constant} \times \phi_G$ for a given motor connection and power supply.

Let ϕ_R = peak value of rotor magnet flux.

ϕ_S = peak value of stator magnet flux generated by stator amperes.

Aside from leakage fluxes, only ϕ_R and ϕ_S exist. ϕ_G is the vectorial sum, or net air gap flux produced by ϕ_R and ϕ_S .

Vectorially $\overline{\phi_G} = \overline{\phi_R} + \overline{\phi_S}$

Torque = product of ϕ_R and the component of ϕ_S which is 90° separated in space along the air gap from ϕ_R .

To obtain a mathematical expression for this, we illustrate a sample motor condition, where the central axis of the net gap flux ϕ_G is the base line. Referring to Figure 1, consider an instant of time when the central axis of ϕ_G coincides with the axis of stator coil AB.

LOAD ANGLE

Delta (δ) as shown in Figure 1 is the physical angle that the axis of a rotor pole lags behind the resultant gap flux ϕ_G . It is called the Load Angle. The load angle for any given synchronous motor, as the name implies, is not a fixed or constant angle but one which varies with load. The load angle will also vary, even if the load on the motor is held constant, when there is a change in the line voltage applied to the motor or a change in the

amount of rotor excitation. The load angle may be more meaningful to you if you think of it in terms of stretch in a spring connected between points C and D of Figure 1. As the stator flux revolves around the stator frame it would pull on the spring at point D. With a small amount of load on the motor shaft, the spring stretch or the distance between points C and D would be relatively small. As the shaft load increases, the spring would stretch more and the distance between points C and D would now be larger than before. If the load on the rotor shaft is great enough, it will stretch the spring until the distance C-D is about 90° electrical degrees in space along the air gap at which time the spring breaks and the motor is said to have pulled out of step.

As for the change in load angle due to line voltage and/or rotor excitation changes, we can think of the spring being replaced by a spring of different stiffness for any change in line voltage or excitation. Thus, when the line voltage is raised or the rotor excitation is increased, we can think of the spring being automatically replaced by a stiffer spring. With the stiffer spring, a greater load on the rotor shaft can be carried before the 90° point of pull-out is reached.

Leaving the simile of the spring action, let us refer back and illustrate Figure 1 vectorially as shown in Figure 2.

Here we have projected the base line, including ϕ_G , on the vertical axis. ϕ_R lags behind ϕ_G at an angle of δ .

It takes Time δ for ϕ_R to reach a maximum at Base Line. It also takes Distance δ along the stator surface. So vector diagram angles are distances along the stator air gap.

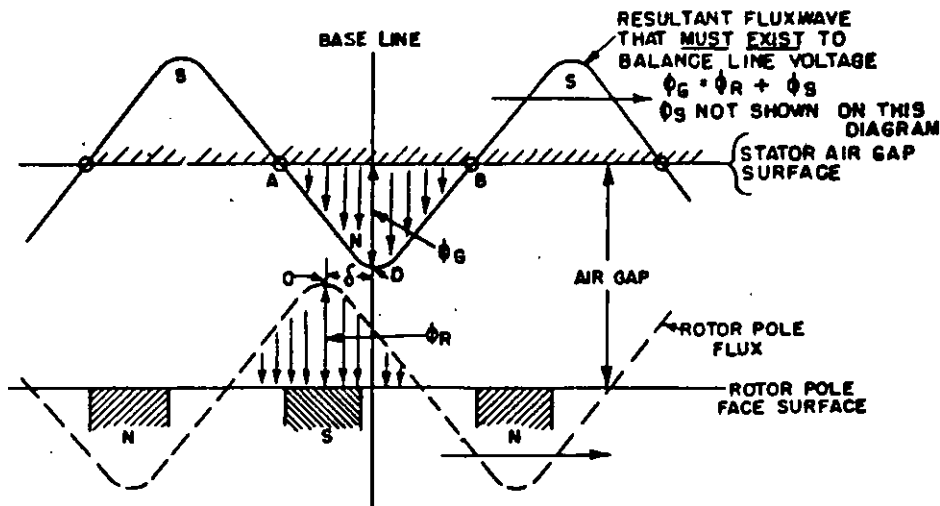


Figure 1.

3

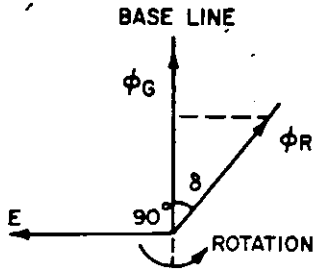


Figure 2.

But ϕ_G is not a flux by itself. It is the resultant of rotor flux wave, ϕ_R , and stator flux wave, ϕ_S . ϕ_S is produced by just the right amount of stator current to close the flux triangle. With reference to Figure 3, ϕ_G must be the net flux in order to balance line voltage. Note that ϕ_R lags ϕ_G by δ and ϕ_S leads ϕ_G by α for the load angle δ and rotor excitation shown.

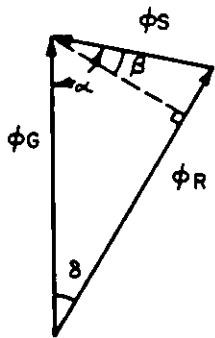


Figure 3.

We can redraw the air gap diagram and put in ϕ_S (dotted) so that

$$\phi_G = \phi_R + \phi_S$$

As has been stated, the net air gap flux in a synchronous motor is partly contributed by rotor pole flux, and partly by stator current flux. Note how this differs from the induction motor where the net gap flux is produced entirely by stator magnetizing current. The stator and rotor load current fluxes are equal and opposite, and cancel out in the induction motor. This should not imply that there is not any stator magnetizing current in a synchronous motor. You will recall, however, that in the induction motor, the stator magnetizing current was essentially constant regardless of changes in load current. In the synchronous motor, the stator magnetizing current is not constant and varies widely with the amount of load current being drawn by the machine and the amount of rotor excitation applied to the machine.

Earlier, it was stated that torque is equal to the product of the rotor magnet strength times the strength of that component of the stator magnet which is separated by 90 electrical degrees in the space along the air gap from the rotor magnet. With reference to Figure 5, it will be noted that the stator magnet component 90° away from ϕ_R is $\phi_S \cos \beta$.

The $\phi_S \sin \beta$ component produces only radial force. By geometry, Figure 5 shows us that $\phi_S \cos \beta$ is equal to $\phi_G \sin \delta$

Therefore, Torque = $\phi_R \times \phi_G \sin \delta$ (1)

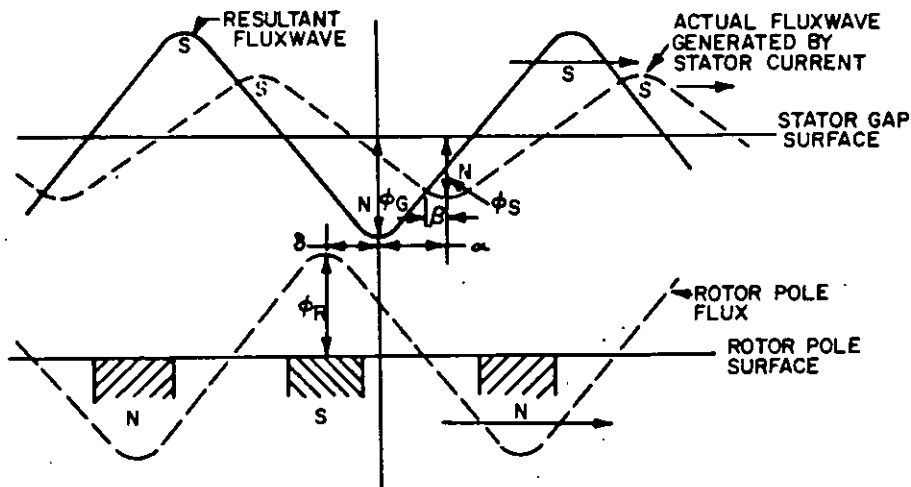


Figure 4.

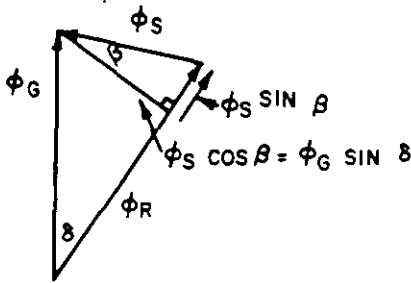


Figure 5.

But, as shown in Figure 6,

$$\phi_G = \phi_R \cos \delta + \phi_S \sin \rho \tag{2}$$

The $\phi_R \cos \delta$ component of equation 2 is produced by the rotor poles while the stator wattless or magnetizing current $I \sin \rho$ produces $\phi_S \sin \rho$. Later, we will see how the vector I in Figure 6 changes widely with operating conditions and thus the stator magnetizing current $I \sin \rho$ also varies quite widely.

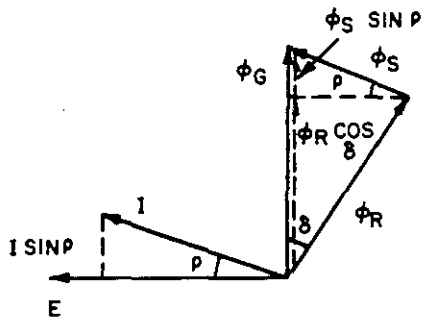


Figure 6.

It will be recalled that we established E as the counter-voltage generated in the stator conductors by the total or net air gap flux to balance the applied line voltage.

$$\text{Thus, } \phi_G = \text{constant} \times E \tag{3}$$

Sub. (3) in (1):

$$\text{Torque} = \text{constant} \times E \times \phi_R \times \sin \delta \tag{4}$$

SYNCHRONOUS MOTOR PRINCIPLES

A few principles of synchronous motor operation can be established from the above equation (4). The important principles are:

- 1) For zero torque, the load angle (δ) is zero.

- 2) For max. or pull-out torque, the load angle (δ) is 90° when such things as stator resistance and leakage reactance drop are neglected. Actually, max. or pull-out torque occurs at around 70 degrees.
- 3) For a motor operating with rated rotor excitation and at rated line voltage, the sine of the load angle is directly proportional to the load torque. This then means that the power factor of the motor will be more leading than rated when the load torque is below rated torque and the power factor will be more lagging than rated when the load torque is greater than rated torque.
- 4) For a given rotor excitation, pull-out torque is proportional to line voltage.
- 5) For a given voltage, pull-out torque is proportional to rotor excitation.

VECTOR DIAGRAMS

The vector diagram as developed above and as shown in Figure 6 explains in simple language everything fundamental that can happen to a synchronous motor. We need only to remember that the line current vector, I , is always in phase with the stator flux ϕ_S that it produces. Let us put this vector diagram through some paces:

Case 1 Suppose the mechanical load is zero, and that the rotor strength ϕ_R is less than ϕ_G . (Figure 7). Because the mechanical load is zero, the load angle δ is also zero. From equation 4, torque = $E \times \text{constant} \times \phi_R \times \sin 0^\circ$. To make up ϕ_G , ϕ_S must be produced by a current I at zero power factor lagging.

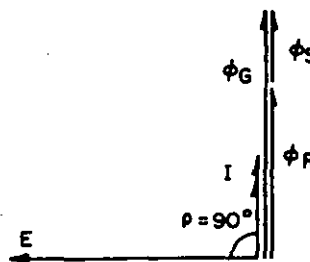


Figure 7.

Case 2 Now suppose ϕ_R is increased to equal ϕ_G . (Figure 8) ϕ_S is no longer needed, and the motor current, I , becomes 0.

5

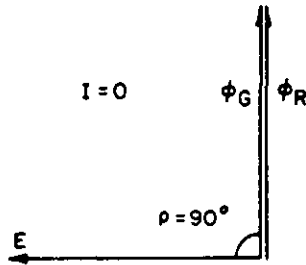


Figure 8.

Case 3 Suppose ϕ_R is made greater than ϕ_G by over excitation. (Figure 9) ϕ_S is needed to keep net flux at ϕ_G . Current I at zero power factor leading is required. Here we have a synchronous condenser, or a synchronous motor running light used to produce leading kva equal to EI .

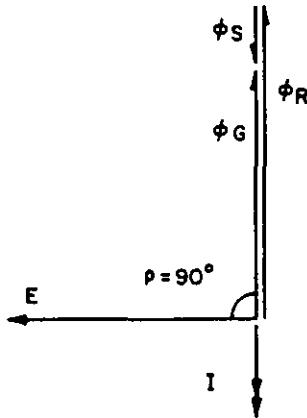


Figure 9.

Case 4 Suppose we now apply a load to the machine such that the load angle δ is just great enough to make $\phi_R \cos \delta = \phi_G$. (Figure 10) This could be a unity power factor synchronous motor operating at load conditions.

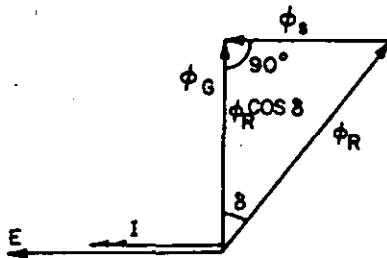


Figure 10.

Case 5 Suppose we increase the rotor excitation (keeping the same load torque) such that the current I leads voltage E by 37° . (Figure 11) This could be an 0.8 power factor (leading) motor operating at full rated load conditions. Operating as such, it provides $EI \sin 37^\circ$ corrective leading kva to the power system. Because the motor under this condition is producing the same load torque as in case 4, the same amount of in-phase current must be drawn from the line. Also, because the load torque has not changed $\phi_R \sin \delta$ must also be the same. This is in accordance with equation 4. However, ϕ_R has increased due to the increased rotor excitation and thus $\sin \delta$ has had to decrease. The load angle is now smaller than in case 4.

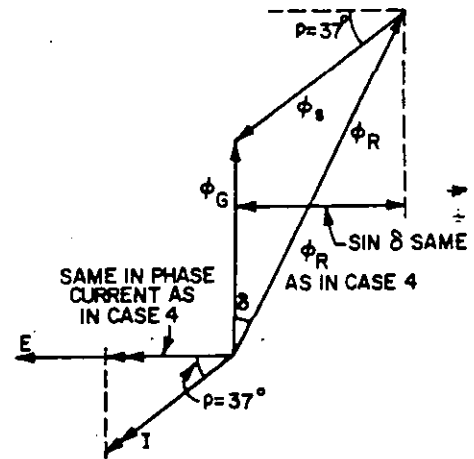


Figure 11.

Case 6 Suppose we now increase the load torque. The rotor hangs back a bit and the load angle δ increases. (Figure 12) ϕ_S and I also increase. The power factor angle ρ goes toward lag as can be expected from observing principle 3.

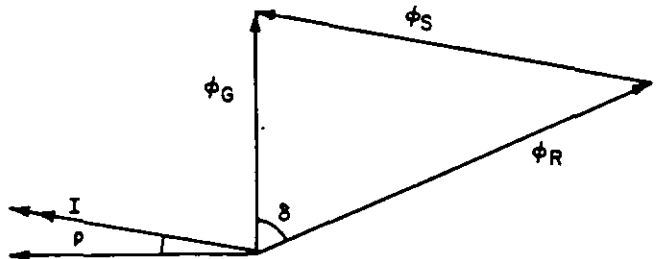


Figure 12.

Case 7 Suppose we call for full pull-out torque of the motor. The load angle is now 90° . (Figure 13)

6

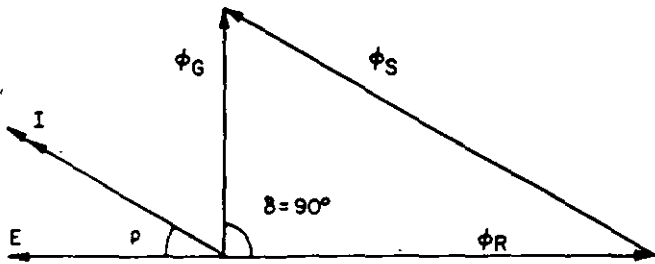


Figure 13.

Pull-out torque equals $E \times \phi_R \times \sin 90^\circ \times \text{constant} = E \times \phi_R \times \text{constant}$. Note that the current and ϕ_S have become high and lagging.

Case 8 If even more torque is demanded, the motor will fall out of step, and the rotor poles will slip backwards relative to the stator poles. The developed torque will be sinusoidal with zero average.

Case 9 Had the normal excitation ϕ_R been any less in Case 7, as in the case of a unity power factor motor, it would have taken less load torque to pull the motor out of step. Thus, and in accordance with principle #5, the unity power factor motor has a lower percentage pull-out torque than the same motor rated 0.8 power factor leading.

Important: This simplified study has neglected stator resistance and leakage reactance. The vector diagram in Fig. 14 illustrates their effect on power factor and the spread between counter EMF and the terminal or line voltage. Note the difference between the real power factor angle θ and the angle ρ that we have been calling the power factor angle.

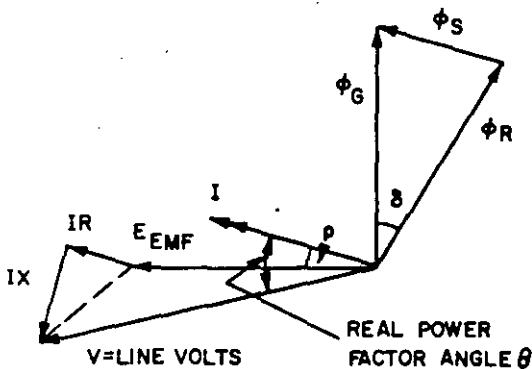


Figure 14.

STARTING CHARACTERISTICS

Many of the problems encountered in the application of synchronous motors are concerned with

their starting characteristics. Hence, it is important to have a general understanding of synchronous motor performance under starting conditions.

STARTING WINDING

Since the d-c excited rotor poles are only capable of producing a positive average motoring torque when the motor is synchronized, these poles are useless to start the motor from rest. To achieve starting, there is inserted in the rotor pole faces of synchronous motors a squirrel-cage winding sometimes called the starting winding. Perhaps this winding is better known to you as the amortisseur winding. Thus during the starting period, a synchronous motor operates exactly like a squirrel-cage induction motor. Power is applied to the stator winding only and the currents induced in the squirrel-cage winding (amortisseur) produce the torque. The torque produced at various speeds follows a curve (Figure 15) which, as would be expected, is similar in general shape to the speed-torque curve of a squirrel-cage induction motor.

TYPICAL SPEED TORQUE CURVES FOR SYNCHRONOUS MOTORS

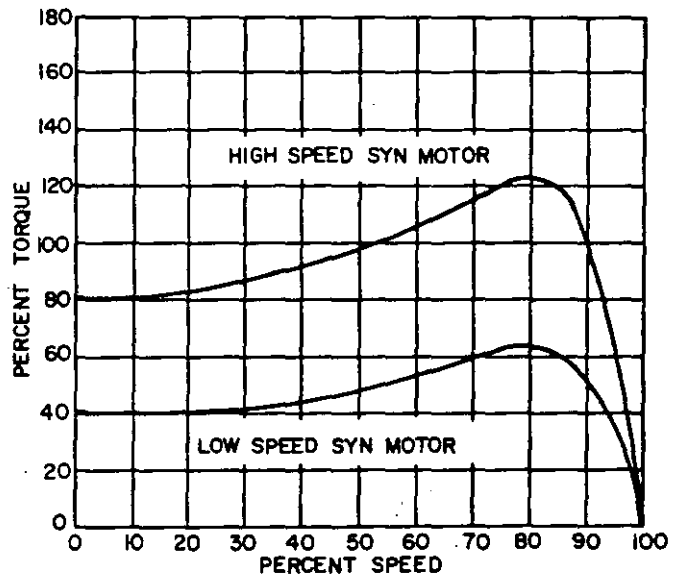


Figure 15.

Changing the resistance of the amortisseur winding has the same effect as a change in the resistance of the squirrel-cage of an induction motor. A low resistance winding produces characteristics similar to that of a type K induction motor. A high resistance winding produces a torque curve similar to that of a type KR motor. Again as in the induction motor, the torque during starting varies

2

as the square of the applied voltage, and the current drawn from the line varies directly with the line voltage.

The rotor squirrel cage winding also acts during normal running as a damping or "amortisseur" winding, thereby reducing speed oscillations or hunting of the motor.

D-C WINDING

During the starting period, the normal field circuit is usually shorted on itself through a discharge resistor. The high induced voltage is neutralized by counter-voltages generated by leakage flux, and by the drop across the resistor.

It should be noted that the "induction motor torque" decreases abruptly as full speed is approached and is zero at synchronous speed. Obviously, then, the motor cannot accelerate to synchronous speed if carrying any load unless some additional torque is provided. This additional torque is obtained by the application of d-c current to the field winding. The d-c field current provides a fixed magnetization of the field poles and a "synchronous" torque is now developed which is not dependent on slip but only upon the position of the rotor poles with respect to the poles of the rotating magnetic field produced by the stator. This torque may be plotted as shown in Figure 16. Note that the torque is positive only during one-half of the displacement cycle and is negative during the other half.

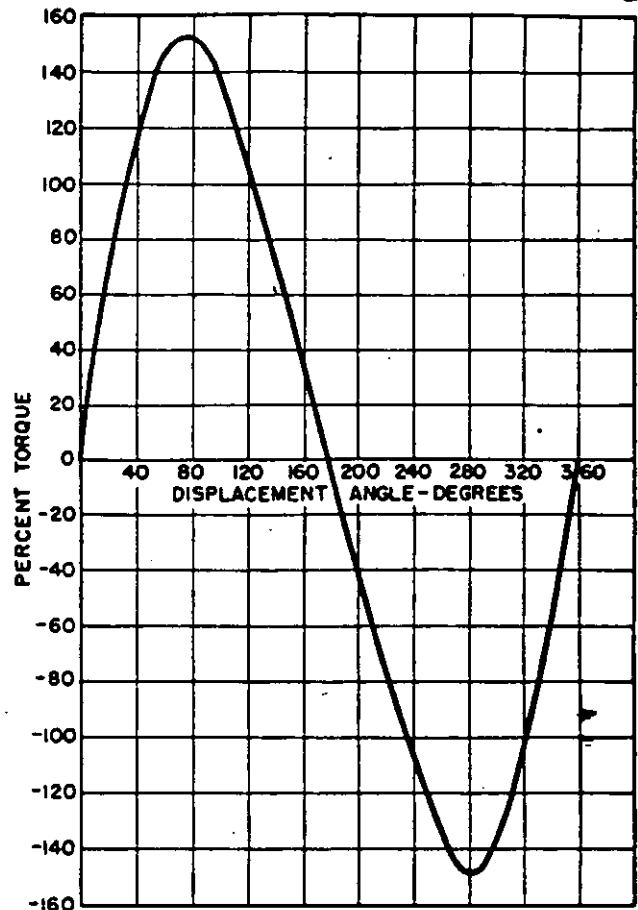


Figure 16.

Pull-In Torque The induction motor starting of a synchronous motor brings the motor up to some speed slightly below synchronous speed. The particular speed to which the motor is accelerated depends upon the shape of the torque curve, as determined by the design of the squirrel-cage winding, and the load torque on the motor. In general, a synchronous motor must be capable of accelerating the load to at least 95% speed by induction motor speed to synchronous speed practically instantaneously. From Figure 16, we note that the synchronous torque is positive only during 1/2 of the cycle, so the motor has to synchronize, that is, "pull into step" during one positive 1/2 cycle. Since acceleration of the motor and load is required in this very limited period of time, the Wk^2 of the load as well as the motor characteristics determine whether synchronization is successful. Hence, the "pull-in torque" of a motor is not actually a constant value, but one which will vary over a wide range depending upon the inertia of the connected load.

Any guarantee of pull-in torque must therefore be accompanied by the value of load Wk^2 on which the guarantee is based. Otherwise it has no meaning.

NORMAL LOAD Wk^2

In order to have a basis for comparison and for standardization of minimum values of pull-in torque for the various lines of synchronous motors, NEMA has set up a standardized value of Wk^2 called "Normal Load Wk^2 " for each motor rating. These values are listed in the modifications section of the synchronous motor handbook. They are calculated from the formula,

$$\text{Normal Load } Wk^2 = .375 \times \frac{(\text{hp})^{1.15}}{\left[\frac{\text{rpm}}{1000}\right]^2}$$

and are in the order of one-half the rotor Wk^2 of standard unity power factor motors.

Note that normal load Wk^2 is load Wk^2 and not the total Wk^2 of load and motor. It is of course, in terms of equivalent load Wk^2 referred to the motor shaft.

NOMINAL PULL-IN TORQUE

Some years ago the "pull-in torque" of a synchronous motor was defined simply as the induction motor torque developed at 95% speed. This indicated very crudely the relative pull-in ability of different designs and hence served as a rough basis of comparison. It has been superseded by the present definition given earlier. The induction motor torque at 95% speed is now defined by ANSI as the "nominal pull-in torque", and occasionally references are made to it. However, its use should be discouraged.

TORQUE EFFICIENCY

In comparing the torque efficiency of different designs of synchronous motors, it is desirable to calculate the torque efficiency on the basis of an "equivalent unity power factor" rating regardless of the actual power factor rating. This is because an 0.8 power factor motor, for example, will generally have a torque efficiency about 25% higher than a unity power factor motor of similar rating.

The 0.8 power factor machine has a full load rated current of about 25% more amperes than the equivalent unity power factor machine. Thus, the 0.8 power factor machine would draw about 25% more actual amperes from the line during starting than the unity power factor machine having the same percent starting current. The equivalent unity power factor torque efficiency can be calculated by the following formula:

Equiv. Unity p.f. Torque Eff. =

$$\frac{\% \text{ F. L. Torque}}{\left[\frac{100}{\% \text{ p.f.}} \right] (\% \text{ F. L. Current})}$$

As a practical matter, especially where medium and high torque induction motors are concerned, it takes amperes to get induction torque. To say it another way, for a drive requiring 150% starting and 100% pull-in torques, the actual amperes starting current will be about the same whether the motor is rated 1.0 or 0.8 PF.

The torque efficiency of standard low speed and high speed synchronous motors usually ranges between 15 and 20 percent (on a 1.0 power factor basis). The torque efficiency obtainable in special designs varies over a wide range, depending on a number of factors but particularly on (1) starting torque required, (2) ratio of starting to pull-in torque, and (3) pull-out torque required. These might be summarized by saying that maximum torque efficiency can be obtained if the motor is designed for:

- (1) A high starting torque
- (2) A low pull-in torque
- (3) A low pull-out torque
- (4) A leading power factor rating.

DOUBLE SQUIRREL-CAGE WINDINGS

Double squirrel-cage windings are frequently used to improve the torque characteristics of synchronous motors, especially for lower speed motors which are applied on drives requiring high starting and pull-in torques. The effect is the same as in the KG induction motor, i.e., a fairly high starting torque with a moderate starting current is obtained, and the torque remains high throughout the speed range. An oversize and considerably more costly machine may be required to provide sufficient space in the pole tips for a double cage amortisseur winding.

SUMMATION AND APPLICATION OF CHARACTERISTICS

Like the squirrel-cage induction motor, a synchronous motor is a constant speed machine. It has similar torque limitations, and it is just as inflexible in regard to modifications of its characteristics by control equipment. Furthermore, a synchronous motor requires an exciter or other d-c source for excitation of the field windings; and its control is more costly since field, as well as armature control, is required. Why then use a synchronous motor in preference to the simple and reliable squirrel-cage induction motor?

SPEED

The term "synchronous" immediately suggests a motor which operates normally at a constant and definitely fixed synchronous speed determined by the frequency of the power supply. With the exception of electric clocks, however, there are very few applications of synchronous motors which are based upon their synchronous characteristics. In fact, there are many types of drives such as those encountered in paper and steel mills which require synchronism of a sort for which direct current or even induction motors are much better suited. In many applications of synchronous motors, the actual instantaneous speed of the motor is far from constant. It is only the average speed which remains constant. A synchronous motor driven reciprocating compressor is an ideal example of varying instantaneous speed.

Although synchronous motors are sometimes used because of their synchronous characteristics, speed is usually not the primary reason for their application. Thus, as far as speed is concerned,

synchronous motors are usually applied only where low speed and high power are the requirements.

ECONOMIC CONSIDERATIONS

Initial Cost: There are a number of applications in which cost alone justifies its use. This holds true even though a d-c exciter and more expensive control must be included in the cost of a synchronous motor drive.

Whether or not a synchronous motor with exciter and control is cheaper than a squirrel-cage induction motor with control depends primarily on its horsepower and speed rating. But there are other factors involved, so it is impossible to draw a definite dividing line on a horsepower-speed chart and say that all ratings on one side will be cheaper as induction motors and all ratings on the other side cheaper as synchronous motors. This could be done only for a particular application where all mechanical features and electrical characteristics were specified.

The best way to determine relative prices of synchronous versus induction motor drives is to consult the pricebook for the specific ratings involved. Comparisons should include all features plus control and excitation needs. In general, the lower the speed the lower the horsepower rating will be at which synchronous drives are less expensive.

Efficiency: The unity power factor synchronous motor is generally about 1 to 3 percent more efficient than either a type K induction motor or a direct-current motor having the same speed and power rating. The increased I^2R loss of the 0.8 leading power factor motor results in a lowered efficiency, and hence is about equal to that of the induction motor in the higher speed ranges. The lower speed 0.8 leading power factor motors have a somewhat better efficiency than do induction motors. The larger the HP rating, the more important efficiency becomes, so that in the larger sizes and particularly at the lower speeds, the efficiency factor alone may justify the use of the synchronous motor.

Power Factor: Another advantage of synchronous motors is that they operate at unity or a leading power factor and thus improve the plant power factor. There are, of course, other methods of improving power factor such as the addition of capacitors. However, in a wide range of ratings, power factor correction can be obtained by use of synchronous motors at less cost than by any other method.

For instance, in ratings over 100 hp at 440 or 550 volts. and speeds of 600-1200 rpm, 0.8 power

factor synchronous motors are less costly than induction motors plus capacitors to give the same correction. More important, in many applications, is the flexibility and ease of adjustment of power factor that is offered by the synchronous motor. The amount of leading KVAR supplied to a plant's system can be changed by simply turning the rheostat governing the amount of excitation applied to a synchronous motor. This is in contrast to the more expensive and complicated "switching of capacitors" system required for comparable results.

Figure 17 shows approximately the amount of corrective leading kvar delivered by a synchronous motor at any load, provided the excitation is maintained at its rated full-load value.

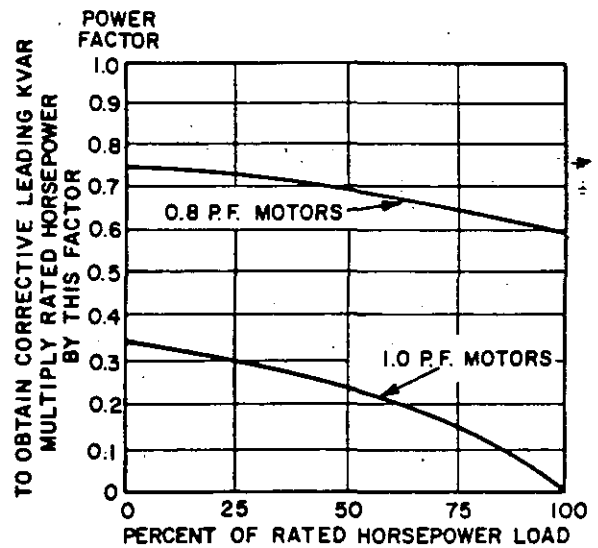


Figure 17.

Figure 18 shows the corresponding power factor at which the motor operates under this condition. The method of using these curves is indicated by the following sample calculation: Given a 125-hp, 0.8 pf synchronous motor. Required to find the kvar and the power factor of this motor when operated at 75 hp and normal excitation. The percent horsepower becomes $75/125 = 60$ percent. From the 0.8 curve of Figure 17, at this horsepower the leading kvar is $0.68 \times \text{rated horsepower} = 0.68 \times 125 = 85$ kvar. The 0.8 curve of Figure 18 shows the power factor at 60 percent load to be 58 percent.

As seen from Figure 17, an 0.8 pf synchronous motor operating at rated load will supply more kvar to the system than will be 1.0 pf motor at partial load or even no load. Thus, in order to obtain power factor improvement, do not use a 1.0 pf motor of larger horsepower rating than

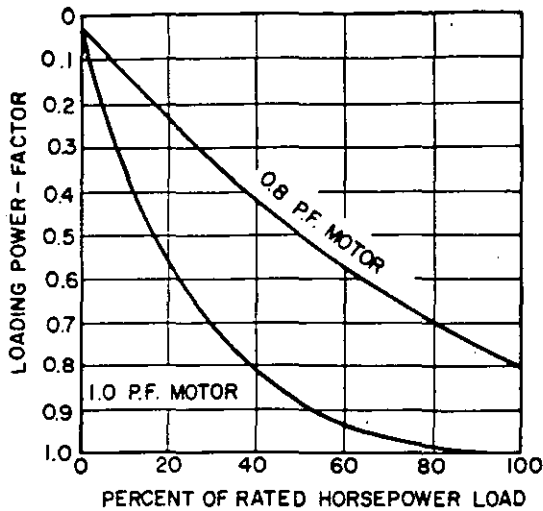


Figure 18.

required by the driven load. Instead, use a leading power-factor motor of the rating necessary to give the required power-factor correction, as shown in Figure 17.

VOLTAGE VS. HORSEPOWER

Synchronous motors are normally provided with fewer and larger coil slots in the stator than are induction motors. This is permissible due to the larger air gap in the synchronous motor which is 2 or 3 times as large as the induction motor air gap. The larger air gap not only offers mechanical advantages such as less critical alignment, but it also gives, through the use of larger coil slots, an electrical advantage. For instance, higher voltage insulation can be provided with less penalty in cost and operating characteristics. This is evidenced by the lower price additions listed for the higher voltages on synchronous motors than on induction motors, and by the lower "minimum horsepower" ratings offered at the various voltage levels for the synchronous machines.

A voltage versus horsepower selection must go far beyond the above mention that synchronous motors can have a higher voltage to horsepower ratio than induction motors.

TORQUES

In dealing with synchronous motors, we are primarily interested in three types of torques, namely, starting, pull-in, and pull-out. Both starting and pull-in torques have been discussed in some considerable detail earlier in this chapter and are therefore mentioned only briefly at this point.

Starting: The actual starting torques of standard listed synchronous motors may be somewhat in excess of the minimum values given in the pricing handbook. Therefore, sometimes only a slight modification of a standard design is necessary to meet the requirements of a variety of applications for which standard motors are not quite satisfactory. An example of this is the case of the synchronous motor driven motor-generator set where low starting current is a prime requirement. The synchronizing requirements are not severe because the motor can be synchronized before the generator is loaded. A high resistance amortisseur winding, such as in the high slip induction motor, may now be used to help reduce the starting current and to increase the starting torque above the value required to break the set away from standstill. After the set has been started, the torque requirement for acceleration and synchronization are quite small.

Pull-In Torque: As previously explained, the pull-in torque of the synchronous motor varies with the Wk^2 of its rotor and connected load. Hence the synchronous motor application must be given special consideration to ascertain whether the motor will accelerate and pull its connected Wk^2 load into synchronism under all conditions of load and applied voltage which may be encountered. In some applications, the load Wk^2 is of such a sufficiently high value as to require a modification in the standard designs in order to properly accelerate and synchronize the motor. An example of this might be the case of a synchronous motor driving a fan. Since some high speed fans have considerable inertia and since the motor must pull into synchronism under nearly full torque load, synchronism is possible only from about 98%. Hence, the motor must be designed with a low resistance amortisseur winding. Of course the low resistance winding results in low starting torque, and it is acceptable only because the starting torque required by the fan is also low.

Pull-Out Torque: The definition of pull-out torque was given earlier. We can also see pull-out torque graphically by referring back to Figure 16 where the maximum positive torque shown on this curve is the pull-out torque. At this point, it is appropriate to recall synchronous motor principles 4 and 5, which stated that the pull-out torque of a synchronous motor is directly proportional to the line voltage and directly proportional to the excitation current.

The stronger the rotor poles are made by increasing the rotor field current, the greater will be the maximum torque obtainable from the motor. For this reason leading power-factor motors, which are over-excited by high field current, have higher pull-out torques than unity power factor motors. Where the application requires a motor with higher

11

than standard pull-out torque, a check should be made of the possibility of using a leading power factor rather than a unity power factor machine. In most ratings, if the pull-out torque exceeds 200 percent, the price of the motor only will be less for an 0.8 power factor machine than for a unity power factor motor. Even with excitation equipment and control included, the 0.8 power factor motor will often be the least expensive, particularly in the larger horsepower sizes. It should be remembered too, that the inherently higher pull-out torque of the 0.8 power factor motor exists only at its rated field excitation. Reduction of field excitation to say unity power factor at full load will also lower the pull-out torque capacity of the motor.

If the use of diode rectifiers as the source of synchronous motor excitation is anticipated, a careful system analysis should be made. This is particularly true in cases where the margin of motor pull-out torque over the peak load torque requirement is small. If the power system to which the motor is connected is weak, the current drawn by the motor during peak load conditions may cause a substantial reduction in voltage at the motor terminals. This, per principle 4, will reduce the motor's pull-out torque. If the diode rectifiers are connected to the same power supply, either directly or through step-down transformers, the reduction in a-c voltage will result in a reduction of the applied motor excitation. Per principle 5 this also reduced the motor's pull-out torque. Thus, with the "same source" diode rectifier excitation, principles 4 and 5 are automatically combined; and the motor's pull-out torque becomes proportional to the square of the terminal voltage.

Transient Pull-Out Torque: If a high overload is suddenly applied to a synchronous motor for a short interval of time, it will develop a much higher maximum torque called the transient pull-out torque. This may be 50 percent higher than the steady state pull-out torque and results from the fact that the flux linkages in the field winding cannot change instantaneously in response to the load change. Although this high torque exists for too short a time to be depended upon to carry a motor through the load peaks usually encountered, its existence does allow the use of automatically controlled excitation to carry a motor through suddenly applied load peaks. Thus the transient pull-out torque will carry the load until the excitation system can respond and the field current built up to a value which will carry the load under steady state conditions. An excitation system with fairly rapid responses is required.

In practice, this characteristic of transient torque being higher than steady state pull-out may not be usable. Abrupt load changes cause oscillations in the mechanical-magnetic-electric circuits which

may result in usable values of transient pull-out torque being much less than ordinarily expected. Careful checks of the specific application should be made (usually by motor designers) before equipment is actually built to take advantage of transient torque being greater than pull-out torque. More detailed discussion of impact loading phenomena is given in another section.

USE OF FLYWHEELS

After studying the use of flywheels with induction motors and knowing that synchronous motors presumably operate at a fixed speed, it might be thought that flywheels are entirely useless on a synchronous motor drive. On the contrary, in some applications flywheels are not only useful but absolutely essential for successful operation. The explanation is that although the average speed of a synchronous motor remains fixed (with a fixed line frequency), its instantaneous speed can and does vary with changes in load. From the curve of Figure 16, it is apparent that the rotor of a synchronous motor is not rigidly coupled to the rotating magnetic field but rather through a fairly flexible link. The effect is essentially the same as if the rotor were attached to the rotating field in the stator by a spring, the stiffness of the spring being the slope of the torque-angle curve at the operating point. This system becomes a torsional pendulum and as such will have a natural frequency of torsional vibration. This frequency can be calculated from the formula

$$\text{Natural frequency} = \frac{35200}{\text{rpm}} \times \sqrt{\frac{P_r \times \text{line Freq.}}{\text{Total Wk}^2}}$$

cycles/minutes

where P_r is a motor constant representing the stiffness of the coupling between the rotor and rotating field. P_r is expressed in kilowatts per electrical radian displacement.

If the load has a pulsating torque whose frequency is close to the natural frequency of the motor, the load torque pulsation will be greatly amplified by the motor and a high current pulsation will result. The motor may even swing out of step. This condition is avoided by the proper choice of flywheel effect. How close to resonance it is permissible to operate will depend largely on the magnitude of the torque variation in the load. In some cases, a difference of 10 or 15 percent is sufficient, but in others the natural frequency must be made less than half of the impressed frequency for satisfactory operation.

Not only are the torque pulsations detrimental mechanically, but the high current pulsations play

12

havoc with electrical power supply system. Reciprocating compressors are a typical application where a careful choice of flywheel must be made in order to reduce the current pulsations to an acceptable level. A pulsation of 66% in line current is the allowable standard value for most synchronous motors driving compressors.

ACCELERATION OF HIGH WK² LOADS

As in the squirrel-cage induction motor, all losses which occur in a synchronous motor while accelerating the load must be dissipated within the motor itself. With a high Wk² load this may result in overheating, particularly of the amortisseur winding. In general, this is a more severe limitation for synchronous motors than for squirrel-cage induction motors since the former have less space available for the squirrel-cage. Also the heating of the various bars of the cage is not uniform so expansion stresses are set up.

In general, the design engineers will have to check motors for acceleration capacity. However, for a comparison of the severity of different acceleration cycles, the following relations may be useful. If the load is of the pure inertia type, i.e., the load torque is negligible, the total heat loss in the amortisseur winding during acceleration from standstill to full speed is equal to the kinetic energy stored in the rotating parts (motor plus load) at full speed. This may be written:

Heat loss in kilowatt seconds =

$$\left(\frac{\text{Syn. rpm}}{1000}\right)^2 \times .231 \times \text{Wk}^2$$

If the load torque is not negligible, the formula becomes

Heat loss in KW seconds =

$$0.231 \times \text{WK}^2 \times \left(\frac{\text{Syn. rpm}}{1000}\right)^2 \times \left(\frac{T_M}{T_M - T_L}\right) \times (S_1^2 - S_2^2)$$

where Wk² = Wk² of motor plus load in lb-ft²

T_L = load torque.

T_M = motor torque

$$S_{1,2} = \frac{\text{Syn. rpm} - \text{actual rpm } 1, 2}{\text{Syn. rpm}}$$

$$\frac{T_M}{T_M - T_L} = \text{average value of this expression over the speed range.}$$

Despite their limitations, synchronous motors have been successfully applied to loads having extremely high Wk² (eg., band saws and wood chippers). It often means oversize motors and special amortis-

seur winding construction. However, such motors with proper control often represent best economics as well as a sound application.

In case of motors arranged for part-winding starting, if the starting duty is severe, the stator winding rather than the amortisseur winding may be the limiting feature since only a portion of this winding is in use during acceleration.

TORSIONAL PULSATIONS DURING ACCELERATION

The effect of the saliency of the poles of a synchronous motor on the speed-torque characteristics is not shown on the typical speed-torque curves, but can be of considerable importance, especially when the motor is used in combination with a gear system. (See Figure 19) The curves generally supplied show only the average values of current and torque.

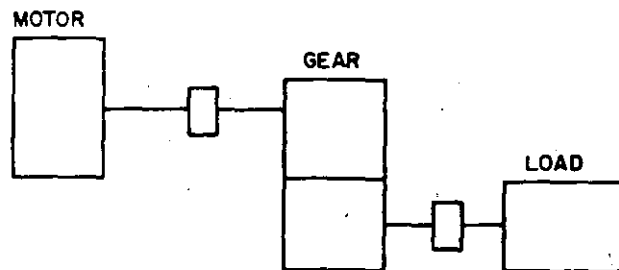


Figure 19. Motor and Gear-train Schematic

The instantaneous values of current and torque change because of the relative motion between the magnetic poles of the stator winding and the salient poles of the motor rotor. As the magnetic poles of the stator winding pass the iron core of the rotor poles, the flux meets a varying magnetic reluctance. When the axis of the magnetic field of the stator coincides with the axis of the rotor poles, the magnetic reluctance is a minimum. Therefore, the reactance, which is inversely proportional to the reluctance, is high and the current in the armature is minimum. Similarly, when the axis of the magnetic field of the stator coincides with an axis halfway between any two rotor poles, the magnetic reluctance is maximum, the impedance is low, and the current is maximum. (See A-109) The frequency of the current and torque pulsations at any instant is equal to the per-unit slip times twice the line frequency. Thus, for a 60-hertz motor the torque and current pulsations vary from 120 hertz to zero rotor speed to zero frequency at synchronous speed. These torque pulsations can cause torsional resonance of the driven equipment during acceleration.

The torsional analysis of a system such as in Figure 19 is beyond the scope of this manual. However, it is important to note that the motor designer is prepared to furnish the necessary data to enable the customer to make the system analysis. It is a common misconception, even by some system designers, that torque pulsation is the difference between the torque calculated by using first the direct axis quantities and then the quadrature axis quantities. The use of this value has been shown to be an inaccurate approach (usually too low). The proper figure for torque pulsation will be supplied by our designers as well as the direct and quadrature axis values of torque when this type of information is requested.

OUT-OF-STEP OPERATION

A synchronous motor may pull out of step because of any one or a combination of the following conditions:

- A gradual increase in load beyond pull-out capabilities of the motor with the field and line voltage remaining fixed
- A gradual reduction of field while carrying load
- A system fault or disturbance of sufficient duration to result in low line voltage and a consequent loss of synchronism even though the fault is subsequently removed
- A sudden impact load on the motor beyond its transient torque capabilities.

Once a synchronous motor is pulled out of step, severe torque pulsations will occur until the d-c excitation to the field is removed. The peak magnitude of the pulsating out-of-step torque can be shown to approach that of the short-circuit torque and the motor and driven equipment (i. e. shafts, couplings, etc.) should be designed to have an adequate margin to endure one or two cycles of torque pulsations. Prolonged operation out of step should be avoided to minimize mechanical damage resulting from torsional resonance and torque pulsations, there are large current pulsations which may approach the starting currents in magnitude. Since the winding has to have the thermal capacity and mechanical bracing to start, a few pole slippage cycles can be endured by the stator winding without damage.

If operation out-of-synchronism were to continue for any length of time, the motor would decelerate rapidly with the frequency of the torque pulsations passing through the entire frequency range from zero to twice line frequency. Since the pulsating torque has an appreciable magnitude throughout this range, it constitutes a serious hazard to the

mechanical system. In the range where the rotor nears a standstill, the magnitude usually exceeds short-circuit torque.

If the motor and driven equipment system is subjected to an impact load, such as a steel spike trying to go through a chipper, the torque experienced will be much higher because of the sudden release of the stored energy. In the event of this type fault, the motor protective equipment must act instantaneously to minimize the total damage. It is assumed that somewhere in the system there will be a failure. The system designer usually decides where the "shear link" will be.

BRUSHLESS SYNCHRONOUS MOTORS

The silicon semiconductor in both diode and thyristor forms has made possible the adaption of the synchronous motor excitation system so that a rectifier can be mounted on the motor rotor thus eliminating the need for the collector rings required when d-c for excitation is obtained from an external source. The schematic diagram in Figure 20 shows how an a-c generator, turned inside out, supplies 3 phase power to the silicon rectifiers. The current arrangement is to mount both the generator armature and the rectifier elements with the necessary mounting, heat sink and cooling assemblies on an extension of the synchronous motor shaft, as shown in Figure 21. The field discharge resistor, when used, is mounted on the motor rotor. Stationary leads to the a-c generator field thus provide a means for controlling excitation by varying a-c voltage without the need for collector rings. In effect, the motor designer now has more parameters to work with than in designing the conventional motor and he engineers some of the control functions that would otherwise be provided in the synchronous motor controller when conventional motors are used.

The advantages of the brushless motor are:

1. Elimination of collector rings with attendant need for maintenance of the rings, inspection, and replacement of brushes.
2. Particularly well suited for use in hazardous locations by eliminating the need for enclosed collectors and accessory ventilating system and the removal of the need for occasional cleaning of carbon dust.
3. The separately mounted controller can be simplified for some applications since the brushless motor provides the motor field power supply and the synchronizing control.

The brushless synchronous motor is limited in the amount of synchronizing torque it can develop as

14

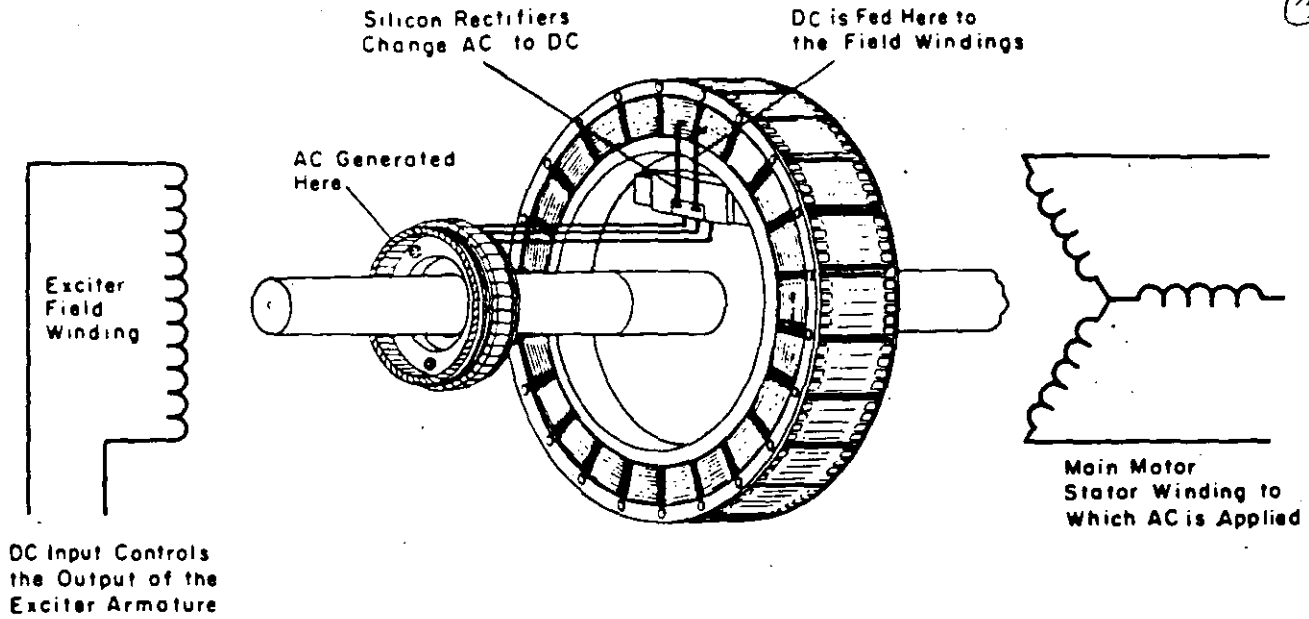


Figure 20. Diagram of Brushless Excitation

Figure 21. Brushless Exciter Rotor and Rectifier Assembly Rated 50 KW; 80 Volts, on the Shaft of a 18,000 HP, 1200 RPM Synchronous Motor

compared with a motor of equal size in conventional design. This is due to the limitation placed on the ability of the semiconductors to withstand the motor field induced voltage which is approximately proportioned to the value of the discharge resistor. Thus, applications requiring high synchronizing capability and long accelerating time, i. e. high inertia and a high load torque, need to be reviewed to see if the brushless motor or conventional design is indicated. A rule of thumb is that the brushless synchronous motor can be applied any time the Wk^2 does not exceed three times normal Wk^2 for the horsepower and speed considered, the actual pull-in torque required does not exceed 60%, and the calculated accelerating time of the motor and connected load does not

exceed 1.25 times the motor stall time. Applications involving normal inertias and low pull-in torques, such as required for many types of reciprocating compressors, are easily synchronized using the brushless motor; and many are so used particularly in hazardous locations.

The ramifications of the limitations placed upon the brushless motor by the need to meet voltage limits on the rectifiers will be covered in the section on control when reviewing the requirements for synchronizing.

All handbook listed ratings can be supplied with brushless exciters. 20,000 HP brushless synchronous motors have been built.



AC GENERATOR CURVES

15

SATURATION CURVE

Saturation curves have been discussed and for a specific standard alternator there is a copy of curve similar to that shown in Fig. 1. The no-load saturation curve is familiar. Checking for voltage, however, the curve is seen to be plotted against per unit armature voltage. We expect to find a saturation curve will show how much voltage is generated at various field currents. In this case, the value of the armature voltage can be determined as follows:

Multiply the rated nameplate voltage by the per unit value found on the vertical scale at the left for any value of field current we may select.

$$V_g = V_r \times \text{PU } V_a$$

For example, determine the generated voltage at a field current of 91 amperes.

$$\text{Generated } V_g = V_r \times \text{PU } V_a$$

where

V_g = Voltage generated at various field currents

V_a = 6900 V rated for unit

and

PU V_a is taken from curve at 91 field amperes.
The PU value is 1.0.

Using the equation we find:

$$V_g = 6900 \times 1.0 = \underline{6900 \text{ V}} \text{ at } 91\text{A field}$$

For a field current of 50 amperes the curve shows the PU V_a is 0.6 -

$$\begin{aligned} V_g &= V_r \times \text{PU } V_a \\ &= 6900 \times 0.6 \\ &= \underline{4140 \text{ Volts}} \end{aligned}$$

(Figure 1 is full page figure)

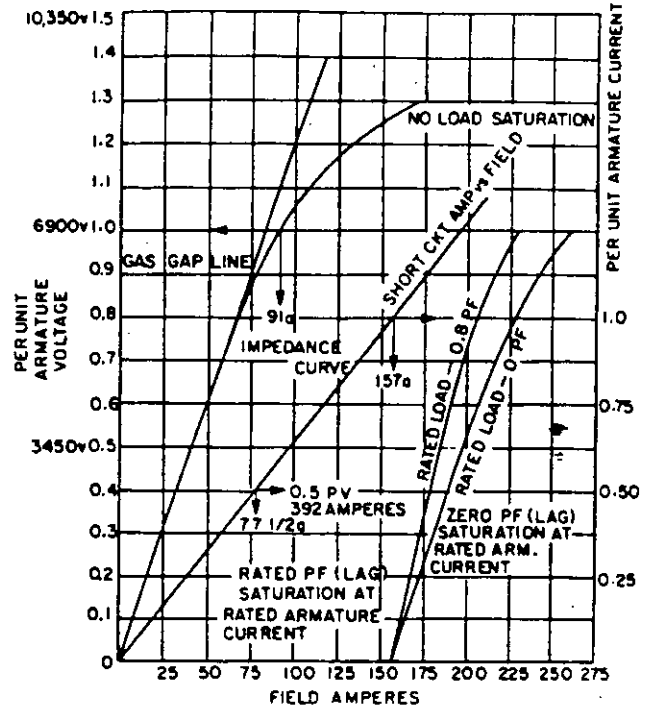


Figure 1. Estimated Saturation and Synchronous Impedance Curves

It is easy to find the generated voltage from this no-load saturation curve. The reason for using the per unit scale is that many calculations are carried out on a per unit basis for voltage, current, and several other system studies such as short circuit studies. This is a universal practice and permits use of the same scale for any item under consideration. It is necessary only to put the appropriate title along the vertical axis. Also, one saturation curve can serve for a number of machines without replotting data to suit various voltages.

GAS GAPLINE

The straight line tangent to the N. L. saturation curve is marked "gas gap line" and shows the generated voltage that would occur if there were no flux saturation of the air gap between the d-c field and a-c armature core.

IMPEDANCE CURVE

The impedance curve is a straight line seen between the two saturation curves. This straight line shows the per unit current (right hand scale) versus field current. Data is obtained by recording generator current for various field currents with the generator operating at rated speed and with the generator terminals shorted together.

The impedance curve shows that a completely shorted generator will produce rated armature current (784A) for a field current of 157 amperes dc. If the field current is only 77 1/2 amperes, then the shorted armature currents will be 0.5 PU armature current. The actual amperes are computed in the same procedure described for PU voltage.

$$I_g = I_r \times \text{PU Amp.},$$

where

I_g = Short circuit amperes

I_r = Rated current

and

PU is taken from the r. h. scale,

so,

$$I_g = 784 \times 0.5$$

$$= \underline{392 \text{ amperes}}$$

LOAD SATURATION CURVES

Two other saturation curves are found in Fig. 1. First is the saturation curve obtained by adjusting the generator load at various field currents in order to hold rated current (784A) at 0.8 pf lag. This curve is labeled Rated PF (lag) saturation at rated armature current.

The last curve is labeled zero PF (lag) saturation at rated armature current and is obtained in the same manner as the one just described except that PF is held at zero lag. These curves have no significance to us, but are used in one method (Potier) of determining machine reactance.

REACTIVE CAPABILITY

16

Since power is expressed as $KW = \sqrt{3} EI \cos \theta$, we might consider using this equation to calculate the power and reactive volt-amperes at various loads and power factors. For example, for the subject generator, rated 9350 kva - 0.8 pf we could make the following table and plot the data as a guide.

LAG-STRONG FIELD

PF	1.0	.95	.8	.6	.4
SIN	0	.31	.6	.8	.92
KW	9350	8900	7500	5600	3750
KVAR	0	2900	5600	7500	8600

LEAD-WEAK FIELD

PF	.95	.8	.6	.4
SIN	.31	.6	.8	.92
KW	8900	7500	5600	3750
KVAR	2900	5600	7500	8600

This data would plot as a semi-circle and it would seem that any generator operation could be tolerated as long as both KW and KVAR were inside the semi-circle. However, operation is restricted by several factors which limit capability once the generator power factor gets very far from 0.95 PF. The limits are described by the modified curve (Fig. 2) which has been plotted from data furnished after very careful calculation by the generator design engineers.

WEAK FIELD OPERATION

The lower section of the curve represents weak field or leading power factor operation. When running with a weak field two things can happen to get the generator in trouble. The first trouble that comes to mind when operating with a weak field is that a weak field would make it easy for the generator to get out of synchronism or pull out of step, just like a synchronous motor pulls out of step.

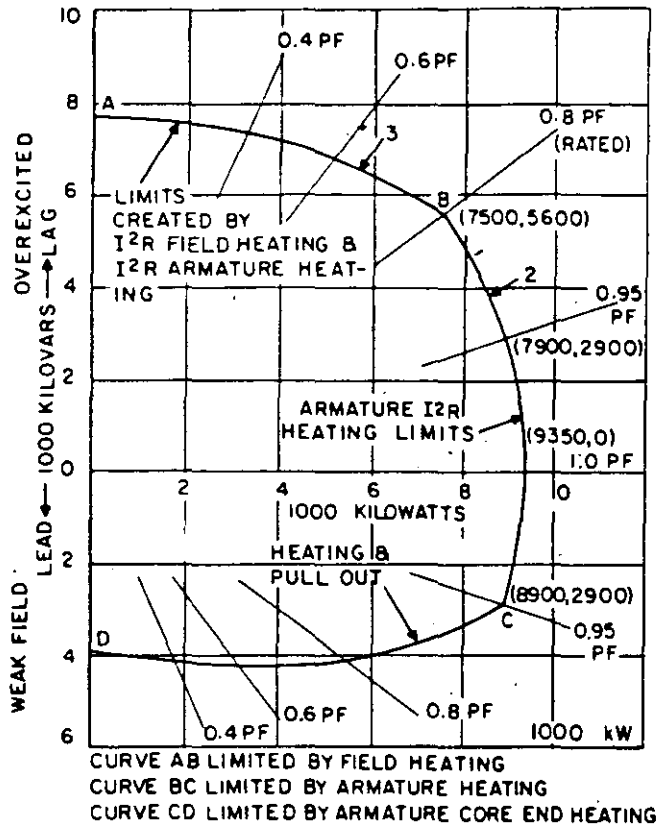


Figure 2. Estimated Reactive Capability Curves.

This definitely is a possibility. Assuming the generator is operating nicely with a weak field it nevertheless is vulnerable to changes in plant loading. For example, our generator suddenly may be burdened because another generator is dropped or a large motor is started. This load shock can slow the turbine for an instant and the generator slips a pole. The generator drops out of step delivering much less power. The turbine responds with a speed increase so our unit swings from too slow to too fast. The situation now is critical for the generator has excessive currents as great as would flow if synchronization were attempted with unit 180° out of phase. There may be 10 to 15 cycles of this oscillation or hunting until some protective device trips the generator off the line either electrically or mechanically via the turbine devices. Rarely does the machine resynchronize itself when hunting develops in the weak field mode.

Aside from this unstable performance is the serious service problem which develops on an underexcited machine. The flux in the air gap between the dc field and the ac armature becomes distorted so that considerable flux works on the exposed ends of the armature coils resulting in overheating of these end turns. Considerable testing has been done to measure the heating of these end turns and a curve is enclosed to show the temperature rise in the end turns of one machine as it was operated in the underexcited range. (See Fig. 3)

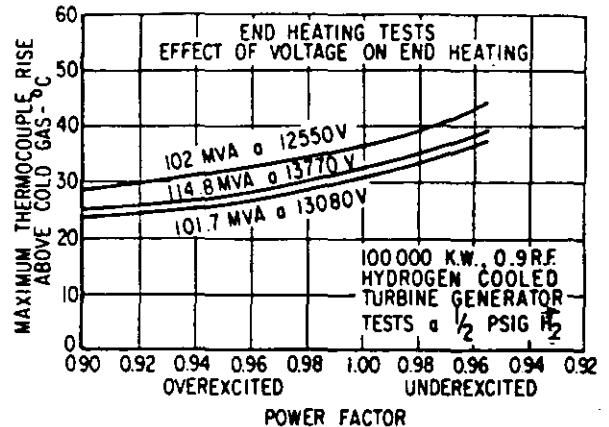


Figure 3. End Heating Tests

This curve shows that as field strength is reduced the heating begins to rise more rapidly. It may be considered that increased field current has a "cooling" effect on the end of the coils.

These two factors, then, restrict the power and reactive current that can be delivered by a generator with a weak field. Whenever operation in this zone is contemplated the limitations of the reactive capability curve must be adhered to rigorously.

The power equation $KW = \sqrt{3} EI \cos \theta$ applies from 0.8 pf lag through 0.95 pf lead, but operation at power factors outside this range must be in accord with the capability curve A-B-E-C-D. This shows that the reactive capability in the lead mode is less than half the lag or normal field mode. A comparison at 0.6 pf shows 3200 KW with 4200 KVAR compared to 5100 KW with 6800 KVAR when operating at 0.6 pf lag, or strong field mode.

Earlier it was noted that a generator in the weak field zone was prone to pull out of step readily in the face of load increases. The KW-KVAR curve of a unit in such trouble prior to pull out or trip has a spiral like characteristic about like Fig. 4.

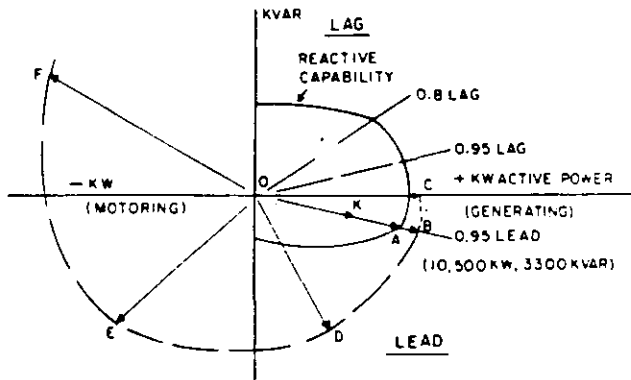


Figure 4. Vector Diagram of Generator Characteristic

Assume stable operation at .95 lead, (underexcited) with rated load, OA, of 8900 KW with 2900 KVAR when the machine is called on to deliver 10,500 KW, 3300 KVAR, represented by vector OB. The turbine would tend to slow down without taking the full increase. Immediately large reactive currents would flow as generator output vector tended to swing to vector position OD. By now the turbine governor will have called for more steam so that with the reduced KW output, as evidenced by the vector OD, and less KW demand, the machine may be overspeeding and turbine governor will throttle steam abruptly.

At this point it is possible that the generator will completely unload to swing through zero output and take power from the system to run as a motor driving the turbine. Some time before the characteristic vector reaches position OE an overcurrent relay should trip the breaker or as the vector position OF is approached the reverse power relays should trip the generator so that the turbine governor will take over to hold machine at synchronous speed.

It should be noted that this is the trend followed by the machine, but there will be considerable back and forth swinging of the load KW, the KVAR, and turbine speed. There also are wild load changes by all units on the system.

If the generator had been carrying a load well inside the machine capability, represented by vector OK at .95 pf, before the sudden increase, it probably would be accepted without trouble. If the increase approached or exceeded the vector OA, there could be hunting or instability which might diminish to stable operation. It is more likely, however, that conditions will progress to a trip-out of the generator breaker.

As mentioned earlier, power will surge in a cyclical pattern during these wild conditions about as illustrated in Fig. 5.

18

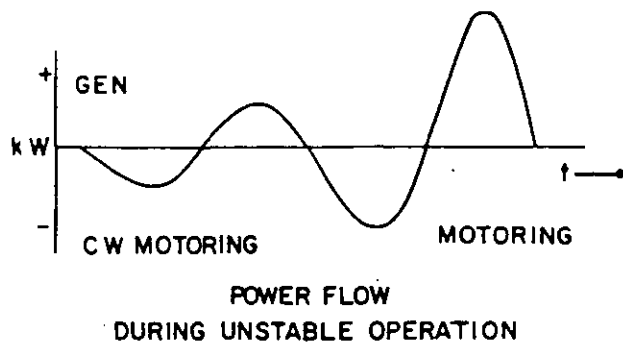


Figure 5. Power Flow During Unstable Operation.

Before the disturbance, the machine is generating and delivering power, but as conditions worsen it can be seen that the generator is alternately delivering power and accepting power to run as a motor. As the magnitude of these excursions increase the chance of damage increases so protective relays should trip the load breakers before destructive values are reached. The reactive portion of the machine current also can swing from lead to lag as may be observed on the spiral sketch of Fig. 4. Once the magnitude of an oscillation is great enough to pull the generator out of synchronism the behavior follows the spiral path described earlier. Incidentally, a generator operating as a motor has a characteristic capability as dotted on the spiral sketch. This is a mirror image of generator capability curve.

STRONG FIELD OPERATION

The term "strong field operation" is used only to distinguish it from the weak field performance just covered. This should be considered normal operation and has more range than an underexcited condition. In the case of sudden loads, the stronger field is more able to stay in step although extremely large loads can produce the same cycle of instability leading to tripping the breaker.

The limiting factor which applies to strong field operation is a two fold heating problem. The I^2R losses in the field limit the amount of field current which can be handled plus the I^2R losses in the armature coils. Heating of coil ends is not a problem here, but as power factor is reduced the total line current is increased for any given generator load.

19

In larger utility turbines the capability curve can be extended by cooling with hydrogen. This requires special enclosures and safety precautions. In general, the greater the hydrogen pressures the greater the cooling effected with greater electrical capacity. This is not an unending chain for the friction and windage losses of the rotor make themselves known as an increasing burden on the turbine.

To some extent the I^2R losses of the armature and field burden the turbine. The reason the field losses must be taken from the turbine horsepower is because field power frequently is taken from an exciter on the turbine shaft or from a portion of the generator output which is rectified for field excitation.

SUMMARY

We have covered the limitations on a generator in the lead and lag zones. Practically, it will be important to remember only that generator loading should be kept within the limits shown on the reactive capability curve. It is necessary to comply with these limits because I^2R losses reduce capacity in the strong field zone while heating of end coils and chance of pulling out of step plague us in the lead or underexcited zone.

From .8 pf lag to .95 pf lead the capability can be taken from the curve or the equation

$$KW = \sqrt{3} EI \cos \theta$$

$$KVAR = \sqrt{3} EI \sin \theta$$

A sample point at 0.8 pf lag is 7500 KW at 5600 KVAR.

GENERATOR "V" CURVES

"V" curves are so called because the shape of each curve resembles the letter "V". The "V" curve is a plot of line current versus field current and the data is obtained by recording field and armature currents on a machine delivering a constant load. The "V" curve is taken in the same fashion for a synchronous motor, but it must be remembered that a strong field represents a leading power factor for the motor.

This data was taken for a machine and is plotted in Fig. 6.

KW	DATA		CALCULATED		
	FIELD AMP.	ARM. AMP.	KVA	PF	
3750	55	525	6260	0.6	LEAD
3750	75	395	4675	0.8	LEAD
3750	112	315	3750	1.0	UNITY
3750	155	395	4675	0.8	LAG
3750	200	525	6260	0.6	LAG

The KVA is determined by,

$$KVA = \sqrt{3} EI$$

$$= \sqrt{3} \times 6900 \times 525 = \underline{6260} \text{ KVA}$$

The PF is determined by,

$$PF = \frac{KW}{KVA}$$

$$= \frac{3750}{6260} = \underline{0.6} \text{ PF (Leading)}$$

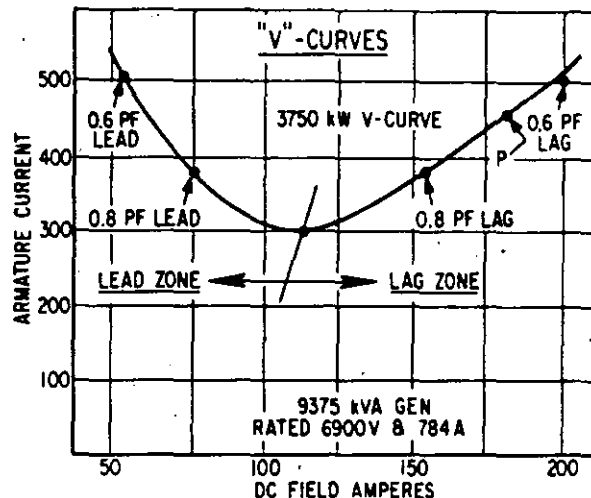


Figure 6 V Curve at 3750 KW Load

The "V" curve is useful because it tells what the line current will be for a 3750 KW load at various field currents, and from the line current may be calculated the KVA, the power factor, and the PU KVA.

We can determine the line current, KW, KVA, PF, and PU KVA for A point marked P, and determine whether it is leading or lagging PF.

From the curve:

Line current is approximately 480 amperes.

The KW is 3750 KW at any point on curve.

$$KVA = \sqrt{3} EI = \frac{1.73 \times 6900 \times 480}{1000} = \underline{5700} \text{ KVA}$$

$$PF = \frac{KW}{KVA} = \frac{3750}{5700} = \underline{0.657} \text{ PF}$$

$$PU\text{-KVA} = \frac{KVA}{9350} = \underline{0.61}$$

It is in the lagging zone.

The "V" curves of Fig. 7 are a family of curves taken at 3750 KW, 5625 KW, and 7500 KW along with plots of several power factors.

The series of long somewhat vertical curves, such as the center one marked 1.0 PF, is drawn by connecting points on the "V"-load curve having the same power factor. For 1.0 PF this line joins the minimum point of each curve which would be 0.8 PU-KVA for the 7500 KW load, the 0.6 PU-KVA for the 5625 KW load and so forth.

The same procedure would be used to plot the other PF lines. It would be necessary to calculate the points of intersection of the PF line with the various "V" curves. This is not difficult, but will not be done here for we already have the curves at hand.

Incidentally, the "V" curves can be constructed from the PF lines by easy calculation if only the PF lines are furnished. The PF lines are easily plotted from data collected when the generator is run over its load range while the field current is manipulated to hold constant power factor. Use the available switchboard instruments and take the data from low load to full load being careful that field current is not moved back and forth in value.

RECOMMENDED LOAD LIMITS ARE SHOWN BY DASHED LINE

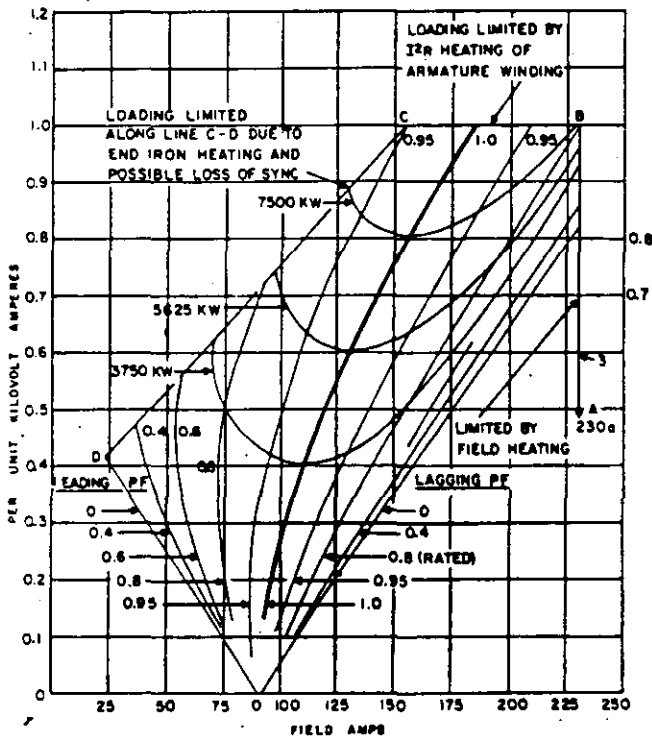


Figure 7. Estimated "V" Curves for 9350 kVA Turbine Generator.

Looking at Fig. 7 we see a "V" curve for 5625 KW and 7500 KW. Data for these is obtained just like it was for the 3750 KW curve just discussed.

This precaution is necessary because hysteresis would affect the PF line so that it might turn out to be a PF line with bumps rather than be a smooth line, and in some units could be quite misleading.

OPERATING LIMITS

From the discussion of the "reactive capability curve" it is evident that the field current cannot be too weak nor too strong. Moreover, even when the field strength is normal the generator load cannot exceed the machine rating. These three limitations are reflected on the "V" curves.

For example, the horizontal line BC across the top of the "V" curve sheet (Fig. 7) shows that loading must not exceed 1.0 PU KVA, which is the name-plate rating, even with PF near unity.

In the weak field or "leading" power factor operation of the generator the reactive capability discussion, Fig. 2, showed that capacity was reduced considerably. For the reasons developed, then, generator output is restricted along the line D-C drawn on the "V" curve, Fig. 7.

The "V" curve has a strong field, lagging power factor, limitation delineated by the line B-A. This is the limit imposed by I²R heating of the generator field and correlates with the line B-A on the capability curve, Fig. 2.

Reference to either the "V" or capability curves will show when limits are approached or being exceeded. For the three loads plotted in Figs. 2 and 7, the meter readings for the limits are tabulated as follows:

1		2		3		4		5		6	
CURVE LIMITS		METER READINGS									
PU	KVA	KVA	KW	PF LEAD+ LAG-	GEN. AMP.	FIELD AMP.					
.63	5900	3750	3750	.635-	496	66					
.40	3750	3750	3750	1.0	315	110					
.92	8625	3750	3750	.435+	722	230					
.74	6950	5625	5625	.808-	583	95					
.60	5625	5625	5625	1.0	472	132					
.955	8950	5625	5625	.628+	750	230					
.885	8300	7500	7500	.905-	697	128					
.80	7500	7500	7500	1.0	630	155					
1.0	9375	7500	7500	.802+	784	230					

The following outlines how each of the values is obtained.

Column one items are read from curve as intersection of generator load with limit lines.

Generator KVA is calculated by

$$\begin{aligned} & \text{(Col. \#1)} \\ \text{KVA} &= (\text{Rated KVA}) \times (\text{PU} - \text{KVA}) \\ &= 9375 \times .63 = \underline{5625} \text{ KVA} \end{aligned}$$

Kilowatt loads are arbitrarily selected for convenience. .

Power factor is determined by

$$\begin{aligned} \text{PF} &= \frac{\text{KW}}{\text{KVA}} = \frac{\text{Col. \#3}}{\text{Col. \#2}} \\ &= \frac{3750}{5900} = \underline{.635} \text{ PF.} \end{aligned}$$

Generator amperes are calculated by

$$\begin{aligned} \text{KVA} &= \sqrt{3} EI \div 1000 \\ I &= \frac{\text{KVA} \times 1000}{\sqrt{3} \times E} = \frac{1000 \times \text{Col. \#2}}{\sqrt{3} \times E} \\ &= \frac{5900 \times 1000}{1.73 \times 6900} = \underline{496} \text{ Amp.} \end{aligned}$$

Field current is read directly from the curve.

We have shown how the "V" curves may be plotted from tests on the generator and why there are three boundary lines to define operating limits on the generator operation.

The important thing is to be able to look at the KW meter and the PF meters, locate the load situation on the "V" curve or the capability curve and determine if loading is safe. If the load and PF are comfortably within the boundaries nothing more need be done. However, if either (or both) KW and PF are close to the limits it will be advisable to trim load or power factor until a safe margin is reached.

The reactive capability curve is easier to use as it is more open without as many lines crossing the paper.

GENERAL  ELECTRIC

(1281)

Temperature control of the generator components under full-load conditions is of major importance in meeting the contractual commitments and the requirements of the USA Standards Institute. Since it is not practical to operate a large generator at full load in the factory, evaluation of heating must be done in steps. By operating the generator at rated speed with no excitation, until temperatures have become stable, benchmark data are obtained for friction, windage, etc. Enough excitation may be applied to generate rated voltage, open circuit, and the generator run again until temperatures have stabilized. Comparison of these data with "zero excitation" data indicates the contribution due to core loss and a known amount of excitation.

The procedure can be repeated with the generator terminals short circuited and enough excitation to produce rated stator current, which will provide a

measure of the additional heating due to current. These "heat runs" may be conducted at different levels of voltage, current, hydrogen pressure, other variations of internal conditions for valuable data to confirm new designs or extrapolate for future use.

Field heating is one of the critical areas of generator design. Since the generator cannot be fully loaded in factory test it has been difficult to obtain heating effects in the field winding with excitation equivalent to full load. A means has been devised to connect part of the field coils of a test rotor so that the flux from the coils is bucking other coils, and the net magnetic output of the rotor is reduced to a fraction of its normal value, even at full field current. Field winding heating can be determined, separate from the effects of stator heating, with simulated full-load conditions.

OPERATION

This section includes only general philosophy concerning the operation of a turbine-generator. It should not be used as specific instructions for any one generator. Detailed instructions furnished with each unit cover the special features of that particular generator.

As indicated earlier, the steel producers have improved the temperature-sensitive properties of steel for field forgings so that virtually no prewarming of the forging is required. It is recommended that the field forging temperature be above a nominal "room temperature" (68-70 F) before operating the unit up to rated speed. For most indoor stations this occurs without special treatment.

NORMAL OPERATION

STARTUP

Tandem-Compound Turbine-Generators

Startup of a system as complex as a modern steam power plant involves a long check-list of equipment which must be operational. About the last to be started is the key piece of equipment, the turbine-generator.

Simultaneously with check-out of the turbine for operating readiness, including lube oil to the bearings, and placing the unit on turning gear operation, the hydrogen seal oil system can be started and the generator purged and filled with hydrogen to the required pressure. If a liquid-cooled generator is involved, the coolant pumping unit should be started and the entire system checked out.

At one time it was recommended that the generator field winding be preheated to expand it to normal position before being locked in place at speed by centrifugal force. The physical properties of slot insulation, turn separator, etc. have been greatly improved and there is less likelihood of damage from normal thermal cycling during application of load. Therefore, preheating the field winding is no longer recommended. As a matter of fact, with conductor cooling the effectiveness of the cooling increases quite rapidly with speed; unless a corresponding increase in field current is simultaneously applied to offset the improved cooling as the speed increases, the field will be subjected to greater thermal cycling rather than less.

Cooling water should be applied to the hydrogen coolers soon after the unit is rolled off turning gear with steam.

Rate of acceleration to speed must follow published instructions for the turbine, and no additional limitations will be imposed by the generator unless the field forging happens to be very cold at startup.

Prior to reaching rated speed the excitation equipment should be put in service. As the unit gets closer to rated speed, voltage may be adjusted manually to match the system voltage, and the voltage regulator is put in service. Final speed matching is done by observing the synchroscope in order to match the phase relation of the generator to the system before closing the circuit breaker.

Cross-Compound Turbine-Generators

Starting a cross-compound turbine-generator involves some additional precautions prior to rolling, but for the most part a cross-compound set is treated as a single unit. All of the steam flow is through the two turbine elements in series, controlled in effect by the valves on the high-pressure element. There are no control valves on the low-pressure element. At low steam flow during starting, the energy contained in the steam passed through the high-pressure element is fairly well spent before reaching the low-pressure element; thus the low-pressure element will not accelerate at the same rate as that of the high-pressure. For this reason the two elements are tied together electrically while on turning gear by energizing both fields from a separate exciter. Since the output of the two generators is paralleled at the transformer (on either the high or low side) circulating current between the stators will cause the generator which is behind to motor and thus follow the high-pressure element speed. Approximately 0.8 to 1.0 per-unit AFNL may be applied to each field (the exact current is not critical). Under this condition, with no ventilation in the field winding, it is desirable that the set be rolled with steam as soon as the two shafts are in step, in order to provide ventilation through the fields. Since excitation is required on turning gear for this type of installation, it is necessary to use a separate exciter during starting, even if a shaft-driven exciter is to be used for the normal excitation equipment.

After starting with steam the two shafts will remain in synchronism with each other and the turbine-generator can be accelerated to speed, controlled by the valves on the high-pressure element.

Speed and voltage matching for synchronizing will be the same as for a tandem unit.

Cross-Compound Turbine-Generators (with Bypass Steam Start)

23

The requirement to connect electrically the two generators of a cross-compound set on turning gear for starting imposes an expenditure for additional excitation equipment and switchgear, which is not necessarily desired by many users. To avoid this, and to simplify the starting technique for cross-compound sets, a steam bypass supply has been devised on General Electric turbines by which speed control of the low-pressure shaft can be obtained during starting.

Following admission of steam to the high-pressure element to roll it from turning gear, a separate small steam valve can be operated to admit steam to the low-pressure element to roll it as well. With these two separate controls, both turbine elements can be accelerated to approximately one-half speed, and the two electrical speeds matched. When a speed match of less than five percent difference is obtained, the excitation can be applied to both generators, and the two will pull in step very quickly.

The set can then be accelerated to speed, the voltage matched manually, and the voltage regulator put in service. After the two elements are tied together electrically, the bypass steam may be cut off and speed control effected by the high-pressure control valves, for synchronizing the unit to the system.

GENERATOR CHARACTERISTICS

Saturation curve. Figure 50 shows the generator output voltage as a function of excitation current. This shows the rate of voltage buildup with the generator terminals open... that is, with no current flow. For large generators the rate of voltage buildup as a function of excitation is quite consistent and this typical curve is reasonably accurate. It is calculated more accurately for each specific design, and is substantiated by factory tests on the first unit of that design series, to obtain a test value of field amperes at rated voltage, "AFNL."

Synchronous impedance, plotted on the same sheet, indicates the excitation required as a function of armature current, with the generator terminals shorted. Excitation at rated armature current is labeled "AFSI."

RATE OF LOADING

After the unit is synchronized and the auxiliary equipment is in operation, permissible rate of

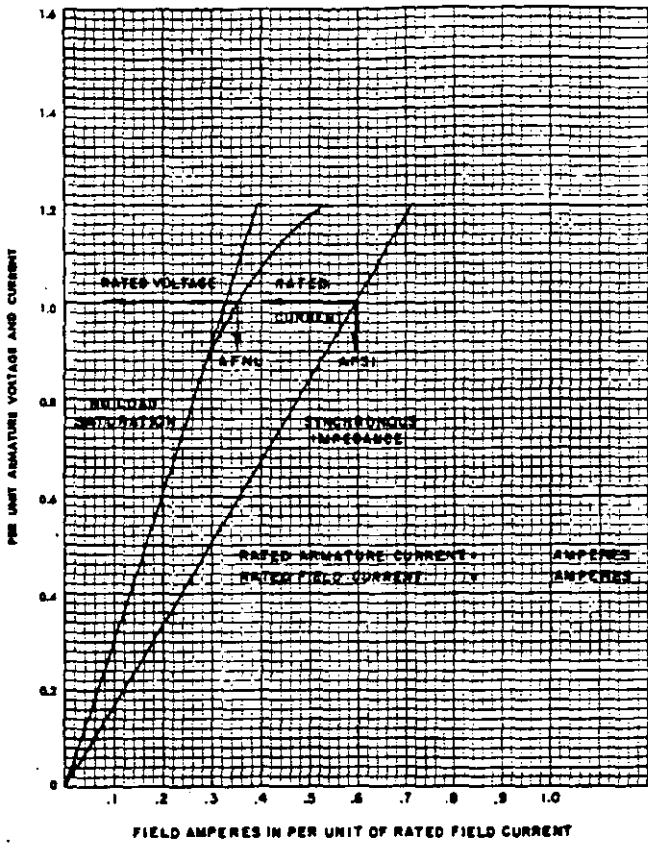


Fig. 50. Typical Saturation and Synchronous Impedance curves

loading will depend on temperatures in the turbine and the rate at which heavy-walled turbine sections can be warmed up. Due to the higher temperatures involved, load changes have traditionally imposed greater stress and strain on many turbine parts than on generator components, although the generator winding has been one of the areas affected. Present-day Micapal insulated windings, however, are much less sensitive to major temperature changes than the previous asphalt-mica insulated windings.

In liquid-cooled generator windings separate control of coolant temperature eliminates much of the thermal cycling in the winding. It can be said that the liquid-cooled generator does not require any special consideration in rate of loading or unloading; the recommendations are no more restrictive than those for operating the turbine.

POWER FACTOR

The term 'power factor' expresses the effectiveness or power content of the voltage and current

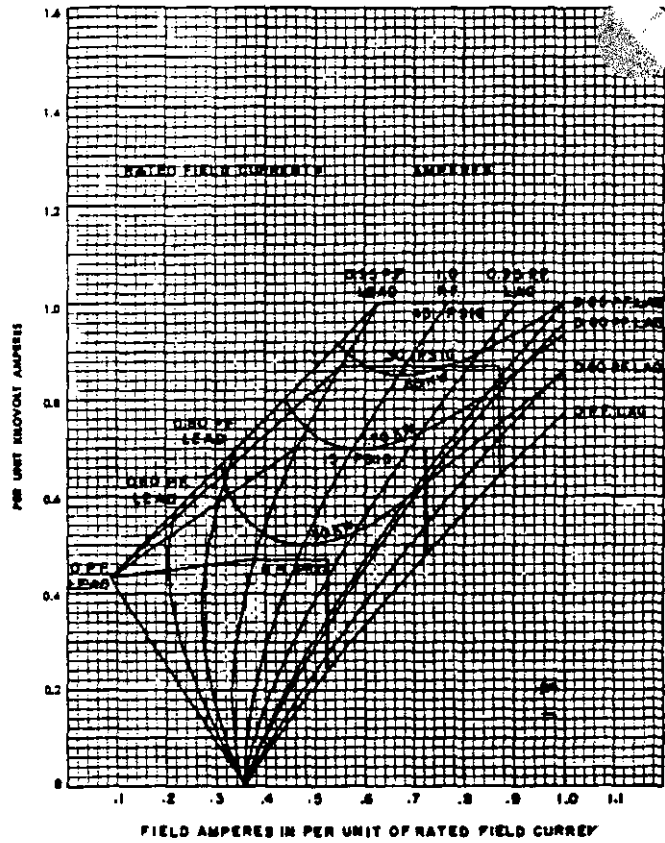


Fig. 51. Typical "V" curves

in a system. The number used for this expression is the cosine of the angle between the voltage and current vectors. An example which might be used to demonstrate the loss in effectiveness in a power circuit with a large phase angle is a sailboat working up-wind, with a lot of sideways motion, or tacking, to reach the desired point. The generator is designed to carry a certain maximum current, and this limit is fixed, regardless of phase angle. If this capability is used up by current circulating out of phase with the voltage ("reactive" amperes), the revenue-producing capability of the generator is limited.

Typical "V" curves. Figure 51 shows the correlation, at different loads, of excitation and power factor. At a given kva level the proportionate change in field current required to change from one power factor curve to another is shown. The right-hand limit of these curves is the 1.0 per-unit field current line at which generator load is usually limited by field heating. A change to improve power factor at any load level shows an appreciable reduction in field current.

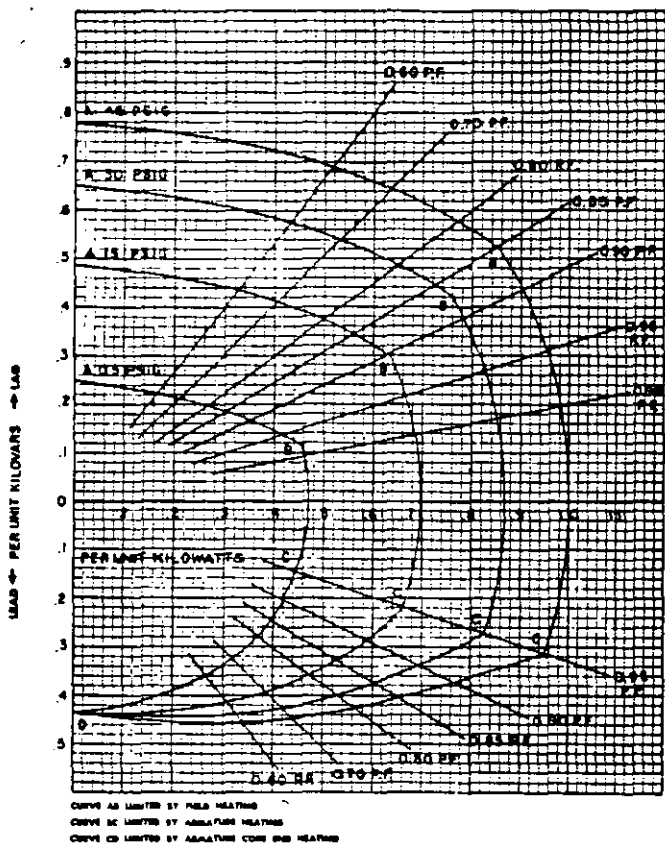


Fig. 52. Typical Reactive Capability curves

Typical Reactive Capability curves. The available kilowatt load on a generator as influenced by the power factor is indicated in Fig. 52, which is broken into three major components on each of the curves. These curves are divided so that the generator load is limited in each region as a function of the generator component most affected.

Operation on the upper portion of the curve (A-B) from zero to rated power factor is known as lagging power factor, and in this region the generator is referred to as being over-excited. Due to the value of excitation the field winding then becomes limiting for maximum capability of the generator. When operating in this region the guide parameter should be maximum field amperes as indicated by the manufacturer, and this limit should not be exceeded.

In the portion of the curve from B to C, which is from rated power factor lagging through unity, and to 0.95 power factor leading, the limit on the unit is stator current, and maximum nameplate stator amperes should not be exceeded. Part of this curve has an additional reduction required during under-voltage operation. From unity power factor to 0.95 lead the permissible kva at under-voltage is

reduced by a factor varying from 1.0 at unity power factor to a multiplier which is (per unit voltage)² at 0.95 power factor ... for example, at 0.9 voltage the maximum kva is 0.81 of rating. In this region end heating of the stator core becomes a bigger factor due to end leakage flux from the core at right angles to the laminations.

In the region from C to D on the curve, (leading power factor operation), end iron heating continues to be a factor. In addition, due to the greatly reduced field current, generator stability must also be considered. The combined effects require a reduction of generator capability as the load approaches zero power factor lead, as indicated in the curves.

CONTROL

The operation of modern interconnected a-c systems is a very complex phenomenon. The control of units within the system and of system behavior itself is beyond the scope of this paper. Only a few basic concepts will be mentioned here.

Although the system performance is quite complex, individual control on any one turbine-generator is a function of only two variables, steam flow to the turbine and excitation to the generator. The design characteristics of the generator, regulator, and excitation system, plus the characteristics of the transmission and distribution system, determine the over-all performance.

In an elementary system in which one generator is furnishing power to a purely resistive or unity power factor load, a change in generator voltage produces a linear change in the load current, proportional to voltage. If the load is expanded to include motors, transformers, transmission line, etc., so that both reactance and capacitance are involved, the load on the generator is no longer unity power factor. The load current at the generator terminals depends on the power factor or angle between voltage and current, and is no longer directly linear as a function of voltage. The generator power factor is a result of the combined effects of the load characteristics and the transmission system as well.

If the imaginary system is expanded still further to include several generators furnishing power in parallel, the complexity of the performance increases still more. Generator power factor is now affected directly by the operation of other generators as well as by the system and load characteristics. With no change in load the power factor can be changed by voltage variation between two generators so that a net differential exists. The current then circulates between the two generators regardless of load, but as a function of the gen-



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

MOTORES DE INDUCCION

ING. DAVID CANO SAUCEDO

SEPTIEMBRE - 1992

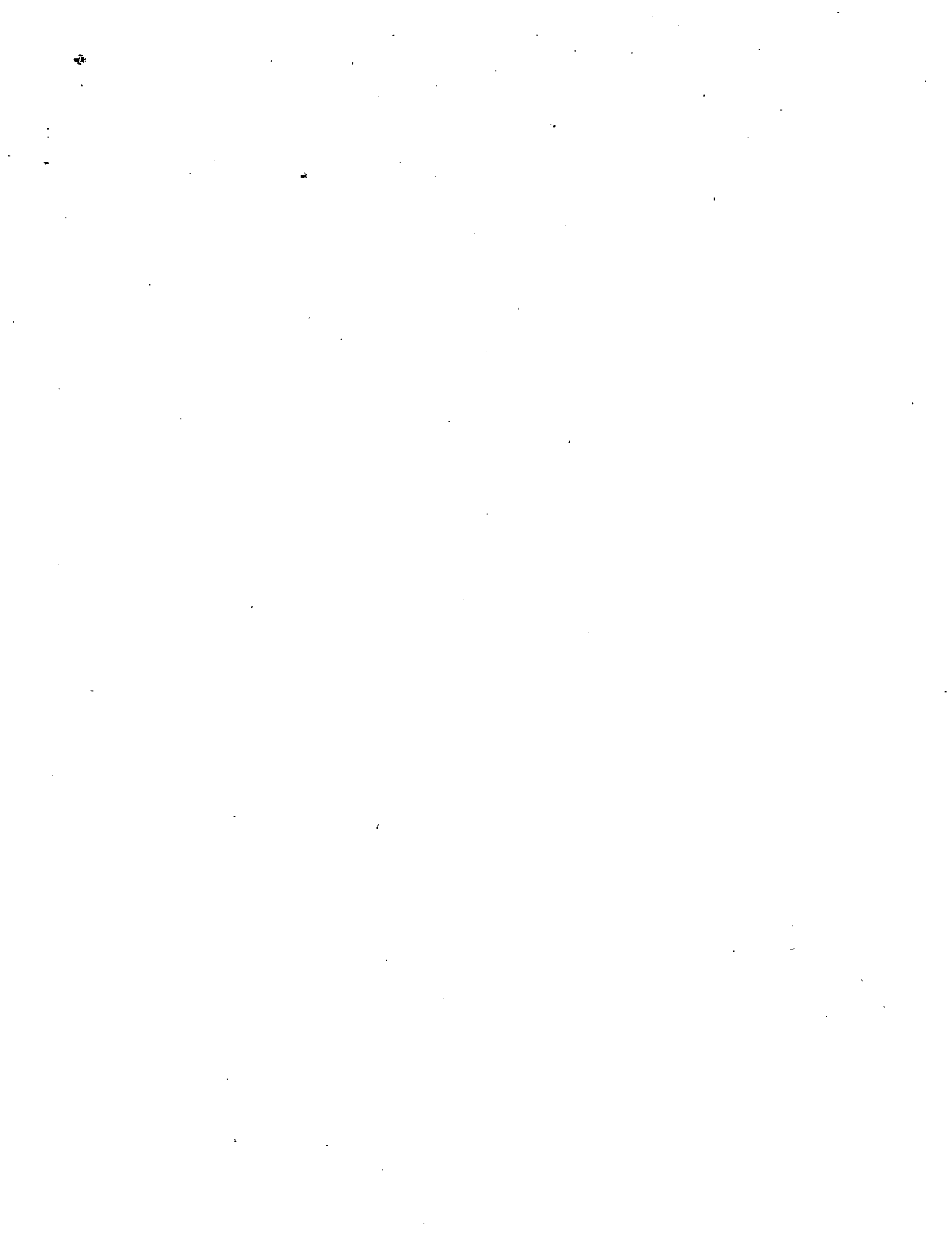
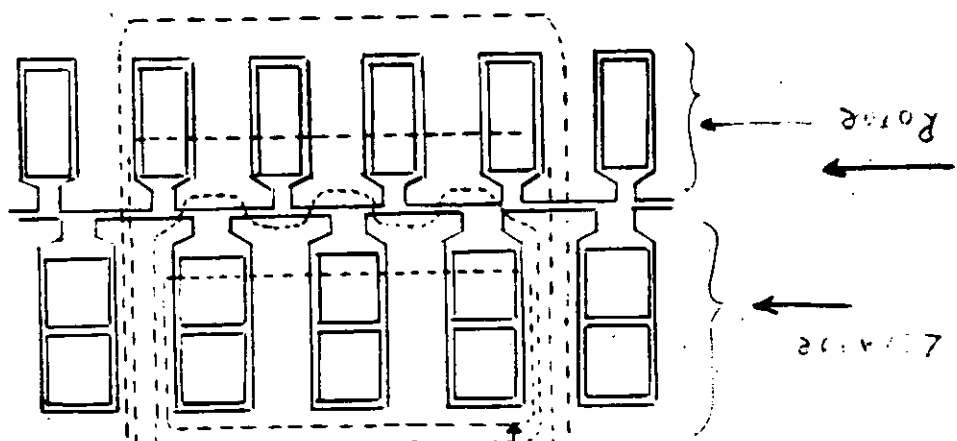
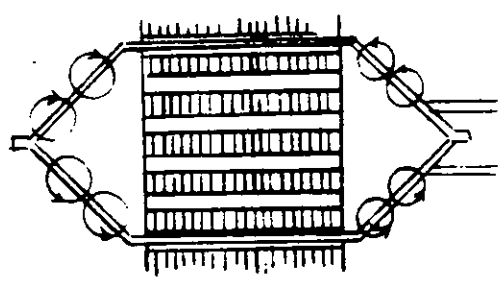


Fig 2 " b Flujos De Dispersión En La Corona Terminal DE Un Motor De Inducción

a Proyecciones Del Flujo Del Entrehierro



- 1 Dispersión De La F. A. Del Estator
- 2 Dispersión De La F. A. Del Rotor
- 3 Dispersión De La F. A. Del Estator
- 4 Flujo Magnetico

b

a

- a) Flujo de dispersión de las ranuras, flujo de dispersión de la parte superior del diente.
- b) Flujo de dispersión de la Terminal de la bobina.
- c) " " diferencial o del entrehierro.

Los flujos de dispersión de las ranuras (1) y (2) en la fig (2a) se dispersa a través de las ranuras y encadenan solamente los lados de la bobina - que produce estos flujos. Los flujos de dispersión de las terminales de la bobina en la fig (2b) encadenan las porciones de la bobina de un embobinado extendiéndose más allá del hierro, conocido como las conexiones terminales sin encadenar a los otros embobinados.

El Φ de dispersión diferencial resulta de las altas armónicas en el Flujo del entrehierro. El efecto de estas armónicas producidas por un embobinado es el de inducir corrientes parásitas en los otros embobinados. Un flujo - tal no es útil y se considera por lo tanto como un flujo de dispersión. El flujo de dispersión diferencial es pequeño en los embobinados que ocupan varias ranuras por fase y por polo y en embobinados de paso fraccionario:

"CORRIENTE DEL ROTOR Y DESLIZAMIENTO"

Ambas relaciones son las mismas para el motor de Inducción jaula de ardilla y rotor devanado.

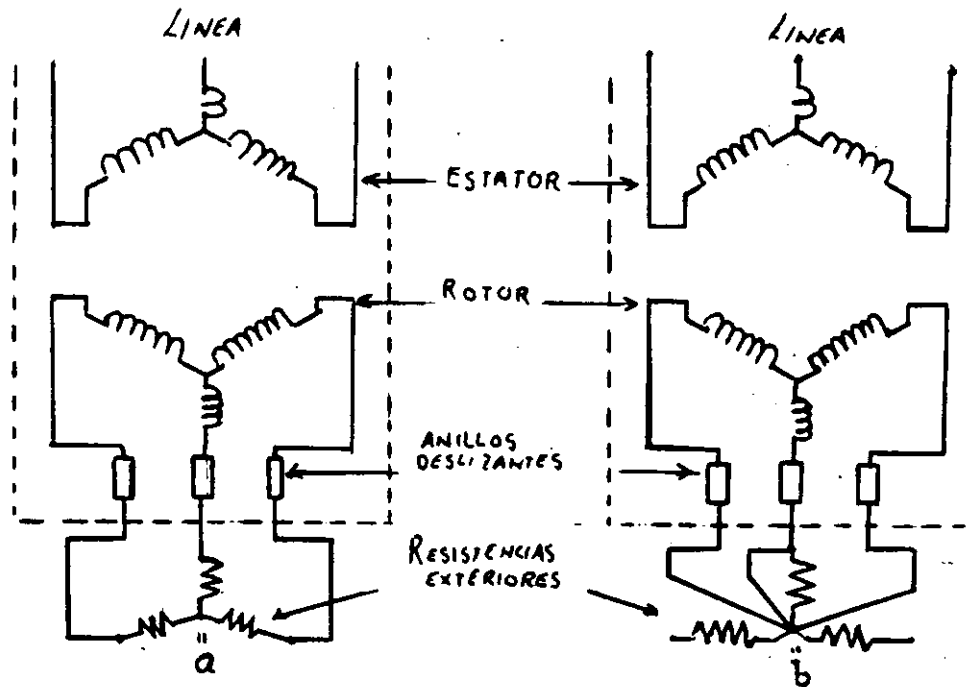


Fig 3: Diagrama Esquemático de un motor de Inducción de rotor devanado.
 a'' Con una resistencia externa en el circuito del rotor,
 b'' Con el rotor en corto circuito.

La fig (3a)) muestra un diagrama esquemático para un rotor devanado trifásico con resistencia externa en el circuito del rotor para el arranque ó condiciones de marcha en donde se tiene 1 velocidad variable al variar el valor de la Resistencia externa del rotor. En el diagrama de la fig (3b) se muestra al rotor en corto circuito que es la condición normal de operación bajo carga a velocidad Nominal.

Se considera al motor en punto de reposo con el rotor en corto circuito, - la Resistencia R externa de cada fase es infinita. Un voltaje trifásico -

balanceado aplicado al estator produce una corriente trifásica balanceada en el estator que produce una componente fundamental de la f. m.m. originando 1 onda de flujo practicamente distribuida senoidalmente girando a una velocidad sincrónica respecto al embobinado del estator.

El flujo fundamental se puede dividir en 2 componentes

$\bar{\phi}$: flujo mutuo $\bar{\phi}$ De dispersión	}	Como en el caso de los Transformadores:
--	---	--

El flujo mutuo corresponde al flujo del entrehierro.

Cuando el circuito del rotor está abierto la componente fundamental del flujo del entrehierro se expresa por la ecuación.

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_0 m D_s L K_w N_{ph} I}{p^2 a g_e} \dots \dots \dots \textcircled{5}$$

Si no existiera saturación considerese que los 2 embobinados "el del rotor y el del estator están conectados en Estrella".

Llamando

ϕ_m = "flujo mutuo" la componente fundamental del flujo del entrehierro

E2 = El voltaje por fase del estator inducido por flujo del entrehierro

Er = Volts inducidos por el flujo del entrehierro en cada fase del embobinado del rotor en el punto del reposo, entonces para:

$$\text{El Estator} \quad E_2 = \frac{4.44f K_{w1} N_{ph1} \phi_m}{a_1} \text{ --- Volts}/\phi \text{ --- } \textcircled{6}$$

$$\text{El Rotor} \quad E_r = \frac{4.44f K_{w2} N_{ph2} \phi_m}{a_2} \text{ --- V}/\phi \text{ --- } \textcircled{7}$$

En donde:

N_{ph1} N_{ph2} Son los No. de vueltas en los embobinados del estator y del rotor.

a_1 , a_2 Son el # correspondiente a las trayectorias de la corriente.

K_{w1} K_{w2} Son los factores de distribución de los embobinados

La Relación de Transformación es

$$b = \frac{E_2}{E_r} = \frac{K_{w1} N_{ph1} a_2}{K_{w2} N_{ph2} a_1} \text{ --- } \textcircled{8}$$

Cuando los anillos rozantes están conectados a 3 Resistencias iguales según la Fig (3a) y se evita que el rotor gire la operación es idéntica a la de un Transformador trifásico.

Con el rotor en el punto de reposo el flujo gira con una velocidad sincrónica relativa tanto al estator como al del rotor.

La frecuencia de la f.e.m. inducida en el rotor es la misma que la frecuencia del estator en el punto de reposo.

Deslizamiento del motor de Inducción

Supongase que el circuito del rotor está abierto y se hace que gire el rotor por algún medio externo a una velocidad N (r p m) en la dirección del flujo rotatorio ϕ_m . Si.

N_{sin} = Velocidad Sincrónica en r. p. m.

N_{sin} = Velocidad rotacional de el ϕ_m .

entonces el deslizamiento se define como

$$S = \frac{N_{sin} - N_r}{N_{sin}} \quad \text{--- --- --- (9)}$$

Cuando el rotor gira a un deslizamiento S, la velocidad del flujo del estator relativa al rotor no iguala ya a la velocidad sincrónica ya que es la velocidad de deslizamiento.

La frecuencia del rotor debe ser por lo tanto

$$f_2 = S f$$

También se tiene una reducción en la magnitud del voltaje del rotor desde un valor de punto de reposo hasta S E_r. que se tiene de la sustitución de S f - por f en la ecuación

$$E_r = \frac{4.44 S f K_w 2 N_{ph} 2 \phi_m}{a^2} \quad \text{--- --- --- (10)}$$

CORRIENTE DEL ROTOR:

Llamando r₂₂ a la resistencia del rotor devanado en $\frac{r_{22}}{2}$ de (línea a Neutro o un medio ($\frac{1}{2}$) de la resistencia entre los anillos de deslizamiento).

L₂₂ Es la inductancia de dispersión del rotor devanado en hy por fase, de línea a Neutro.

Entonces la Reactancia de dispersión es:

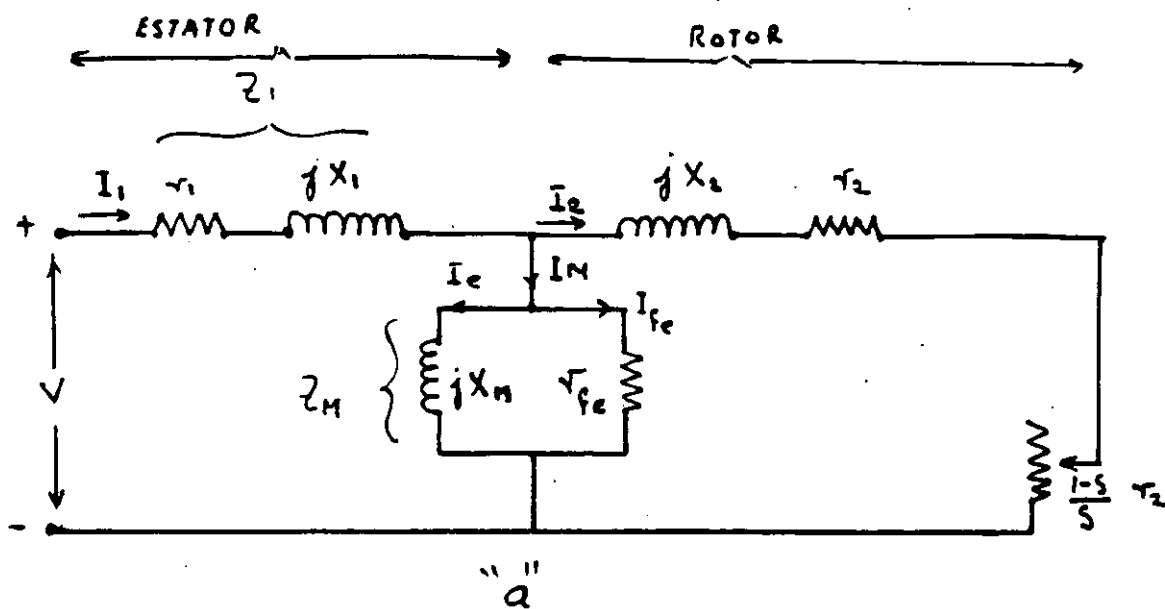
$$X_{22} = 2 \pi f L_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase}} \text{ en el punto de Reposo --- (11)}$$

El deslizamiento es

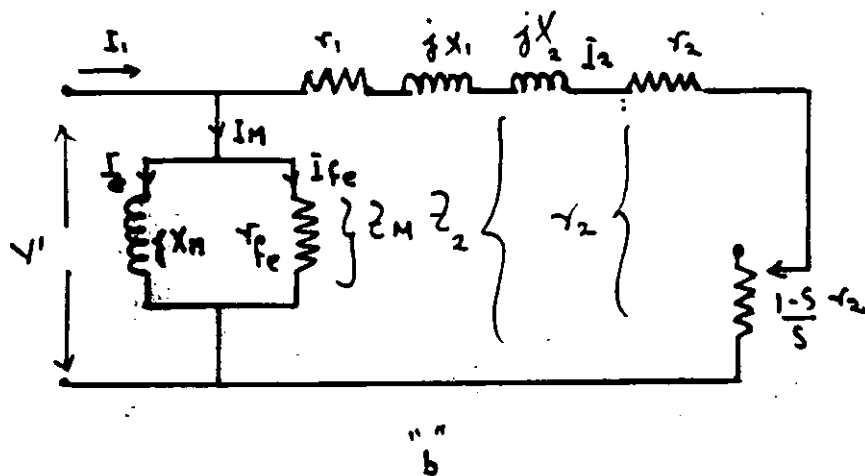
$$S X_{22} = 2 \pi f S L_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase.}} \quad \text{--- --- --- (12)}$$

Cuando los anillos de deslizamiento están en corto circuito la corriente del rotor está dada por la expresión

$$I_r = \frac{S E_r}{\sqrt{(r_{22})^2 + (S X_{22})^2}} = \frac{E_r}{\sqrt{\left(\frac{r_{22}}{S}\right)^2 + X_{22}^2}} \quad \text{--- (13)}$$



CIRCUITO EQUIVALENTE EXACTO DEL MOTOR DE INDUCCION Polifásico.



CIRCUITO EQUIVALENTE APROXIMADO DE UN MOTOR DE INDUCCION Polifásico

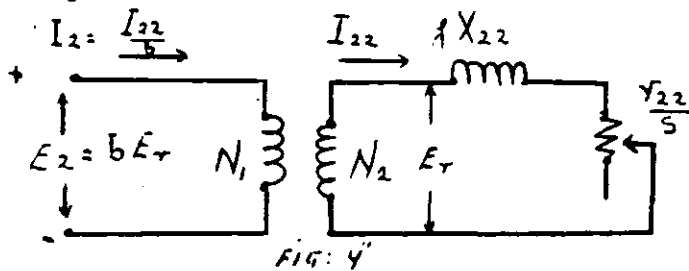
Esta ecuación expresa la \dot{I} en términos del voltaje punto de reposo que en combinación con las ecuaciones: (6) (7)

$$E_2 = \frac{4.44 f K_{w1} N_{ph1} \dot{\phi}_m}{a_1} \quad \text{--- (6)}$$

$$E_r = \frac{4.44 f K_{w2} N_{ph2} \dot{\phi}_m}{a_2} \quad \text{--- (7)}$$

Sugieren un Transformador ideal alimentando una carga compuesta por una Resistencia $\frac{r_{22}}{s}$ en serie con una reactancia inductiva X_{22} según la fig.

siguiente:



CIRCUITO EQUIVALENTE DEL ROTOR DE UN MOTOR DE INDUCCION DE POLOS DEBILADOS.

LAS CANTIDADES DEL ROTOR SE MUESTRAN EN EL SECUNDARIO DEL TRANSFORMADOR IDEAL.

La Corriente del rotor reacciona con el embobinado del estator a la frecuencia del estator sin tomar en cuenta el valor del deslizamiento bajo operación de estado estable balanceado induciendo un voltaje en el estator o embobinado primario sin tomar en cuenta el deslizamiento s .

Esto resulta del hecho de que las corrientes del rotor polifásico a un desliz

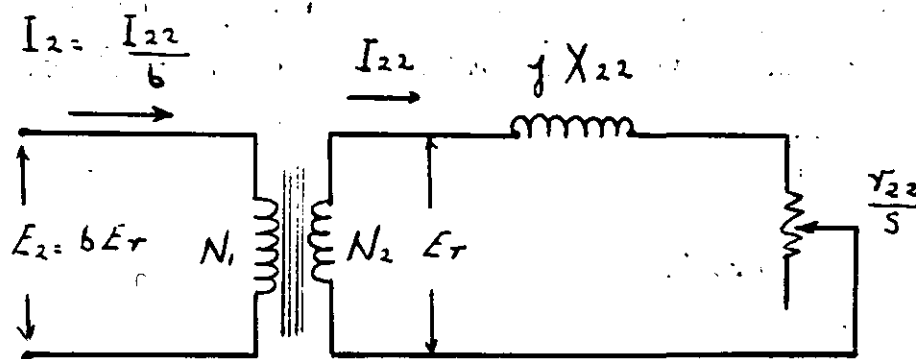
miento S tienen una frecuencia $S f$ produciendo una f. m. m. del rotor gira $S N_{sin}$ r.p.m. relativa al rotor, en la misma dirección rotacional que el flujo del estator mientras que el rotor está girando a una velocidad $(1-S) N_{sin}$ r.p.m. en la misma dirección.

La Velocidad resultante de la f.m.m. del rotor relativa a la del estator es la suma de estas 2 velocidades, es decir

$$S N_{sin} + (1 - S) N_{sin} = N_{sin} \quad \text{--- (14)}$$

Que es la velocidad sincrónica, también aquella de la f.m.m. producida por la corriente del estator a la frecuencia f del estator.

Se puede usar el Transformador ideal en el que el circuito equivalente del motor de Inducción es: FIG: 5



Las cantidades del rotor se muestran en el secundario del Transformador ideal.

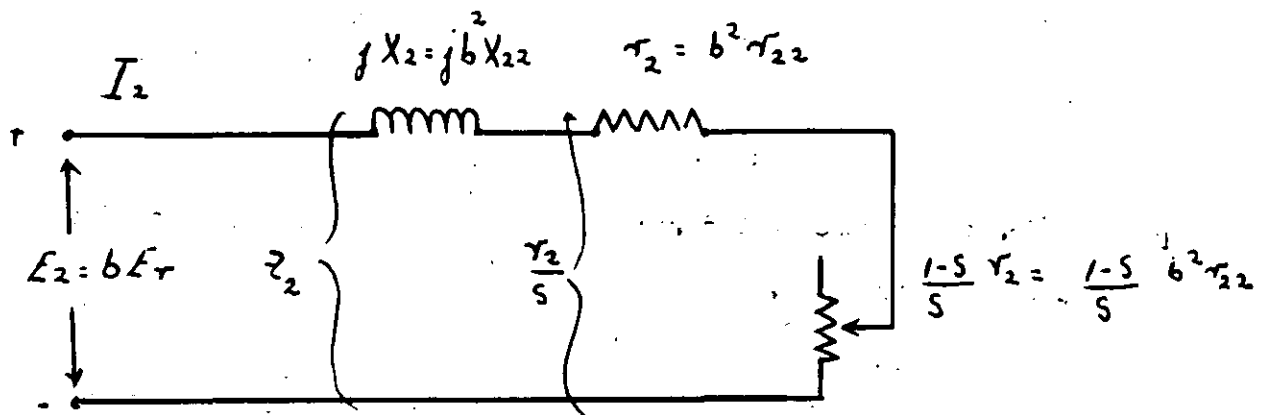


FIG: 6

En el motor de Inducción la Reactancia de magnetización X_m es alta para mantener la corriente I_M Baja.

El voltaje aplicado al estator igual que un voltaje aplicado al primario de un Transformador debe de ser no solo suficiente para producir el voltaje E_2 y -- adicionalmente debe sobreponerse a la Impedancia Z de dispersión del estator por lo que si

$$I_1 = \text{Corriente de estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

$$r_1 = \text{Resistencia del estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

$$X_1 = \text{reactancia de dispersión del estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

El voltaje aplicado al estator es V o 115 x fase entonces:

$$V_1 = (r_1 + jX_1) I_1 + E_2 \quad \text{--- (16)}$$

$$V = I Z + E_2$$

Esta expresión se aplica al Transformador y da como resultado que el circuito equivalente del Transformador sirva como un flujo del motor de inducción polifásico de rotor devanado como jaula de ardilla con Voltajes balanceados aplicados.

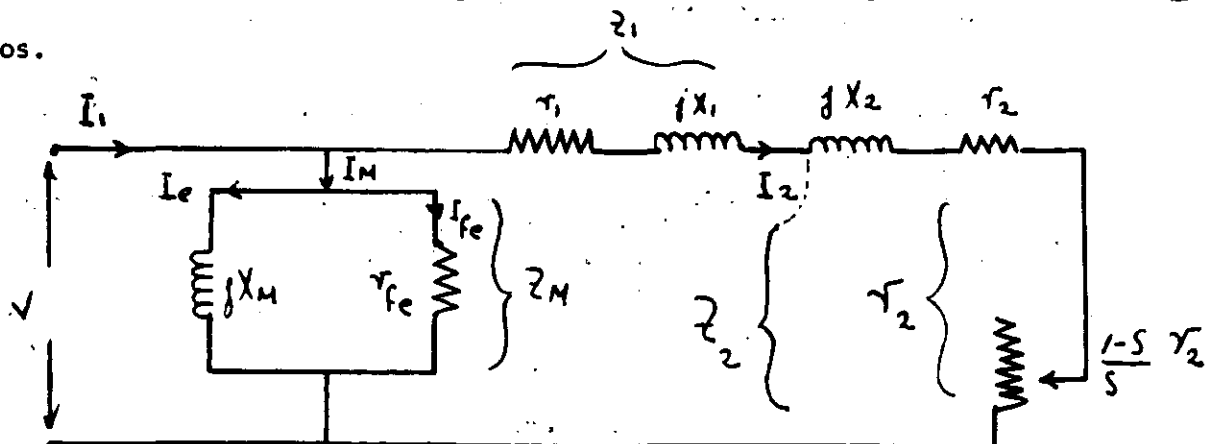


Fig 8b

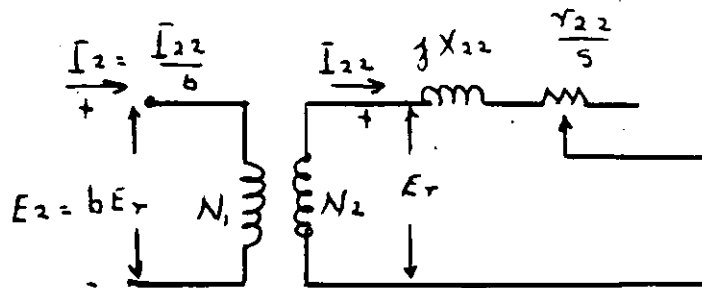
En los 2 circuitos la resistencia no inductiva $\frac{1-s}{s} r_2$ representa la carga mecánica que corresponde a una carga no inductiva en 1 Transformador.

La fig: (8_a) ofrece una base conveniente para los cálculos del funcionamiento cuando los valores numéricos de las constantes del motor son conocidos.

La fig: (8_b) Da una buena precisión para la mayoría de los Transformadores de núcleo de hierro y se usa para algunos cálculos numéricos aproximados del funcionamiento del motor de Inducción.

PERDIDAS EN EL COBRE Y DESLIZAMIENTO DEL ROTOR

DE LA FIG:



LA POTENCIA REAL DE ENTRADA AL ROTOR ES:

$$P_{2 \text{ ent}} = I_2^2 \frac{r_2}{s} \text{ ---- Watts} \text{ / fase} \quad \textcircled{A}$$

LA POTENCIA GASTADA EN CALENTAR EL ENBOBINADO DEL ROTOR ES

$$P_{2 \text{ perd}} = I_2^2 r_2 \text{ ---- Watts} \text{ / fase} \quad \textcircled{B}$$

SI LA ECUACION (B) SE DIVIDE ENTRE LA (A) OBTENEMOS EL DESLIZAMIENTO

$$\frac{P_{\text{calentamiento}}}{P_{\text{ent}}} = \frac{I_2^2 r_2}{I_2^2 \frac{r_2}{s}} = s \quad \textcircled{C}$$

$$s = \frac{\text{PERDIDAS DEL COBRE EN EL ROTOR}}{\text{POTENCIA REAL DE ENTRADA AL ROTOR}}$$

LA POTENCIA ELECTROMECANICA DESARROLLADA DEBE DE SER LA DIFERENCIA ENTRE LA POTENCIA DE ENTRADA Y LA POTENCIA QUE PRODUCE CALOR EN EL EMBOBINADO DEL ROTOR

$$P_{\text{electrom}} = P_{2 \text{ ent}} - P_{2 \text{ perd}} = I_2^2 \frac{(1-s)}{s} r^2 \text{ --- Watts fase --- } \textcircled{D}$$

ESTA ULTIMA ECUACION INCLUYE LAS PERDIDAS POR FRICCION Y VENTILACION $P_{f.w}$ A DEMAS DE LAS PERDIDAS DE LA CARGA PARASITAS P_{STY} :

LA POTENCIA MECANICA DE SALIDA NETA ES:

$$P_{MEC} = P_{\text{ent}} - (P_{f.w} + P_{STY}) \text{ --- } \textcircled{E}$$

LA ECUACION \textcircled{E} INDICA QUE:

LA POTENCIA MECANICA DESARROLLADA ES CERO $P_{MEC} = 0$

CUANDO a) SE TIENE VELOCIDAD SINCRONICA
ó A' CERO DESLIZAMIENTO $S = 0$

EL DESLIZAMIENTO ES NEGATIVO [$S = -S$]

CUANDO: LA VELOCIDAD DEL ROTOR ES MAYOR QUE LA VELOCIDAD SINCRONICA:
SEGUN LA ECUACION

$$S = \frac{\eta_{sin} - 1}{\eta_{sin}}$$

Y LA POTENCIA MECANICA DESARROLLADA ES POR LO TANTO NEGATIVA
ESTO SIGNIFICA QUE EL ROTOR DEBE SER IMPULSADO MECANICAMENTE
PARA ALCANZAR O EXCEDER LA VELOCIDAD SINCRONICA;

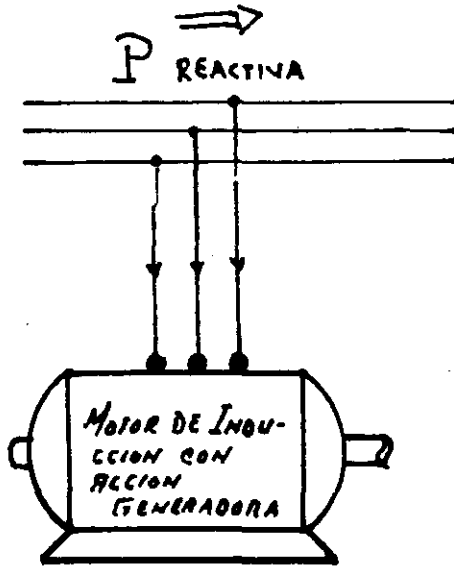
LA COMPONENTE DE LA CORRIENTE DEL ROTOR I_{22} EN FASE CON E_r
INVIERTE SU DIRECCION CUANDO EL DESLIZAMIENTO S PASA
DE UN VALOR POSITIVO (+) A UN VALOR NEGATIVO (-).

COMO SE PUEDE VER DE LA ECUACION

$$I_2 = \frac{SE_r}{\sqrt{22 + jSX_{22}}} \text{ --- AMPS} \quad \textcircled{F}$$

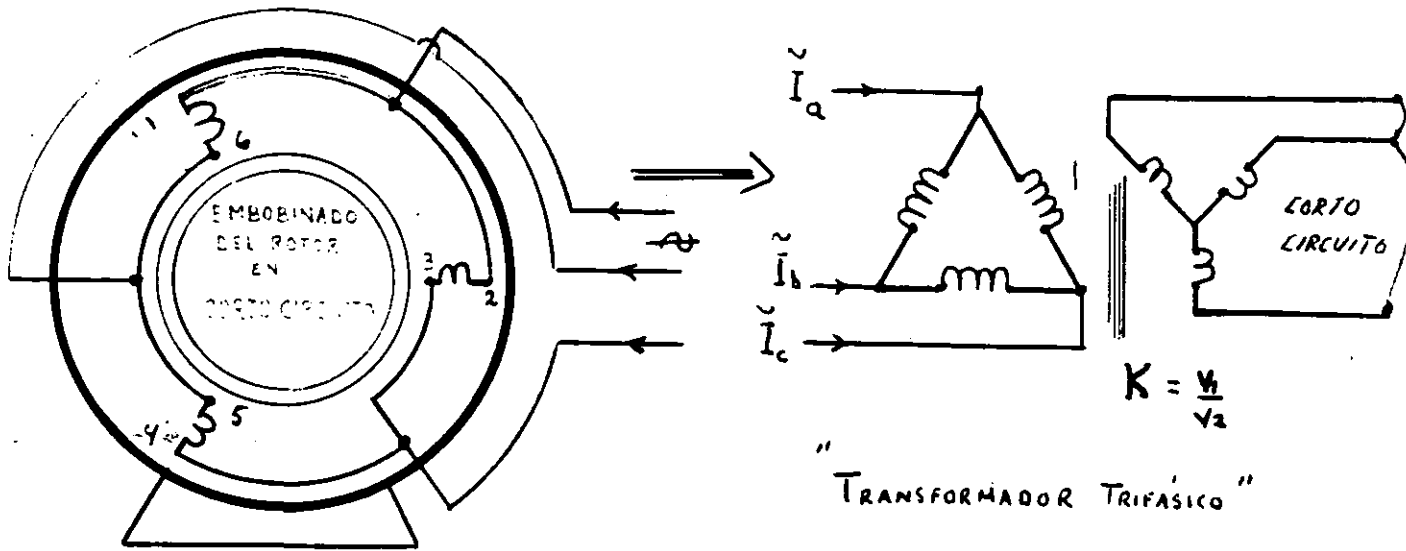
SU RESULTADO ES UNA ACCION GENERADORA:

LA ACCION GENERADORA SE LLENA A CABO SI SE ALIMENTA POTENCIA REACTIVA AL MOTOR DESDE EL BUS A DONDE ESTA CONECTADO



Relación de transformación del motor de inducción
Jaula de Árdilla.

Puesto que la jaula de ardilla es un embobinado en corto circuito la máquina tiene las características de un transformador funcionando también en corto circuito en idéntica forma sucede para el motor de inducción de rotor devanado.



"MOTOR DE INDUCCIÓN
JAULA DE ARDILLA"

FIG (9)

Para el motor de inducción la relación de transformación está dada por la expresión :

$$b = \frac{E_2}{E_1} = \frac{K_{w1} N_p h_1 a_2}{K_{w2} N_p h_2 a_1} \quad (17)$$

Esta expresión es bastante directa pues tanto el estator como el rotor de la máquina tienen un embobinado con un determinado número de vueltas.

Las corrientes en las barras del rotor que cubren un par de polos en el motor jaula de ardilla están fuera de fase entre sí como se indica por las diferencias entre las longitudes de las flechas de la fig(10) que representan el valor instantáneo de la corriente.

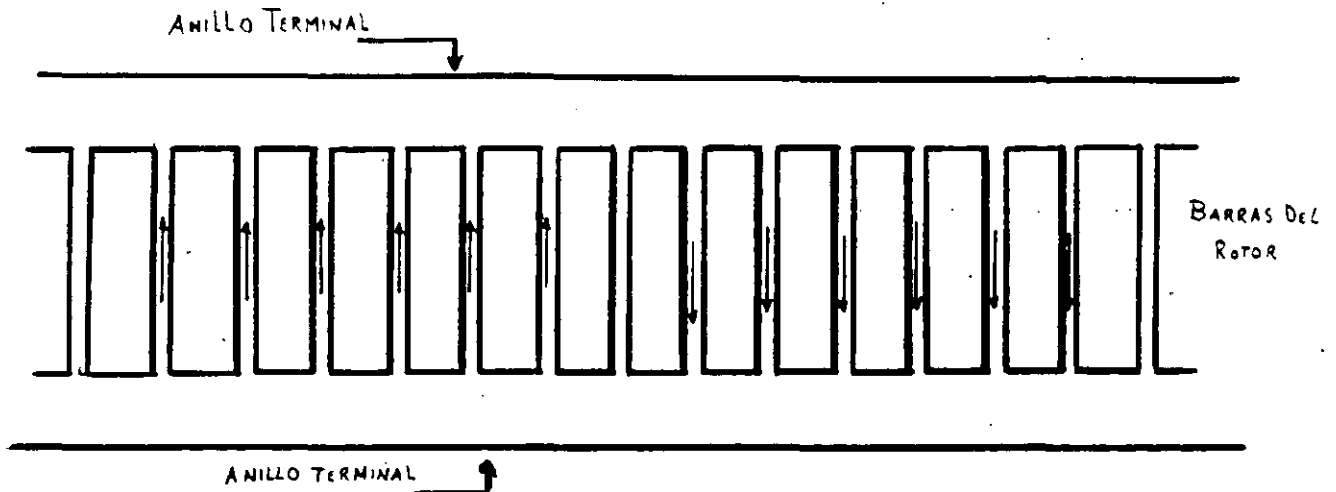


FIG 10''

En un sistema de m fases balanceado, el ángulo entre fases es de :

$$\frac{360^\circ}{m} = \star \quad \text{y según esto el número de fases en el rotor es el número}$$

de barras del rotor entre par de polos.

Llamando S_2 al número total de ranuras del rotor.

El número de fases en el rotor es de :

$$m_2 = \frac{2 S_2}{P} \quad \dots \quad (18)$$

Una vuelta de un bobinado de paso completo debe de tener 2 conductores activos desplazados entre sí 180° medidos electricamente y por lo tanto un barra del rotor corresponde a un mitad de una vuelta.

18

por fase:

$$N_2 = \frac{1}{2} \quad \text{--- (19)}$$

Las vueltas efectivas por fase están dadas por la expresión:

$$\frac{m_1 K_w N_{ph_1}}{q_1} \quad \text{--- (20)}$$

y las vueltas totales en el rotor $\frac{S_1}{2}$ (21)

de tal forma que la relación de transformación es:

$$b = \frac{m_1 K_w N_{ph_1}}{\frac{S_2}{2} q_1} = \frac{2 m_1 K_w N_{ph_1}}{S_2 q_1} \quad \text{--- (22)}$$

Llamando:

r_{22} = La resistencia de una barra del rotor incluyendo la de las secciones del anillo terminal asociadas con la barra.

I_{22} = Corriente en la barra del rotor

Las pérdidas totales en el Cobre en la carga del rotor es:

$$P_2 = \frac{I_{22}^2}{I_2^2} \cdot \frac{S_2 r_{22}}{m_1} \quad \text{--- Fase} \quad \sqrt{m_1 I_2^2 r_{22}} = S_2 I_{22}^2 r_{22} \dots W \quad \text{--- (23)}$$

Pero como $\frac{I_{22}}{I_2} = b$ --- Relación de Transformación. 23 b

Cuando estas últimas expresiones se sustituyen en la ecuación (23):

La expresión para la resistencia del rotor referida al estator

se transforma en:

$$r_2 = \frac{4 m_1 K_w^2 N_{ph_1}^2}{S_1 q_1^2} r_{22} \quad \text{--- Fase} \quad \text{--- (24)}$$

POTENCIA MECANICA Y PAR

La Potencia mecánica desarrollada en un motor de Inducción de "m" fases recordando la ecuación:

$$P = P_{2 \text{ ent}} - P_{2 \text{ perdidas}} = m I_2^2 \times \frac{1-s}{s} r_2 \dots \text{Watts/fase} \dots (25)$$

El Par desarrollado es la potencia mecánica dividida entre la velocidad angular del rotor

$$T = \frac{P_{\text{om}}}{\omega_m} \text{ Newtts. m.} \dots (26)$$

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(1-s)n_{\text{sin}}}{60} \dots (27)$$

Si se sustituyen las ecuaciones (25) y (27) en la expresión del Par

$$T = \frac{m 60 I_2^2 r_2}{2\pi n_{\text{sin}} s} \dots (28)$$

Llamando

$$m I_2^2 \frac{r_2}{s} = \text{Potencia real de entrada al rotor} \dots (29)$$

Que es la potencia transferida a través del entrehierro al embobinado del rotor.

APLICACIONES:

UN Motor de Inducción de rotor Devanado tiene los siguientes datos:

Potencia 15 H.P.

TENSION 440 V

Nº de fases 3

Nº de Polos 8

Estator y Rotor Conectados en Estrella.

La relación de las vueltas efectivas del rotor es $b = 2.4$ a 1.

Las pérdidas por fricción y Ventilación son 220 Watts, a Velocidad Nominal y se pueden considerar casi constantes

desde Cero Carga a plena Carga. EL estator y el rotor tienen las siguientes Constantes por fase.

Estator

$$r_1 = 0.52 \Omega$$

$$X_1 = 1.15 \Omega$$

$$X_M = 40 \Omega$$

$$r_{fe} = 360 \Omega$$

Rotor

$$r_{22} = 0.11 \Omega$$

$$X_{22} = 0.20 \Omega$$

Las pérdidas parásitas son de 120 Watts

Usando el circuito equivalente y considerando un deslizamiento

$S = 0.045$ con frecuencia y Voltaje Nominal balanceado aplicados al estator, y con los anillos rozantes del rotor en Corto Circuito.

Calcular:

- a) La Corriente del Estator
- b) El factor de potencia
- c) La Corriente en el embobinado del rotor
- d) La Potencia de Salida en H. P.
- e) La Eficiencia
- f) El Par.

Solucion:

observando los 2 circuitos adjuntos (a, b)

La Impedancia del rotor se refiere al estator con el uso de la relacion de Impedancia de modo tal que:

$$r_2 = b^2 r_{22} = 5.76 \times 0.110 = 0.634 \frac{\Omega}{\text{fase}}$$

$$b^2 = (2.4)^2 = 5.76$$

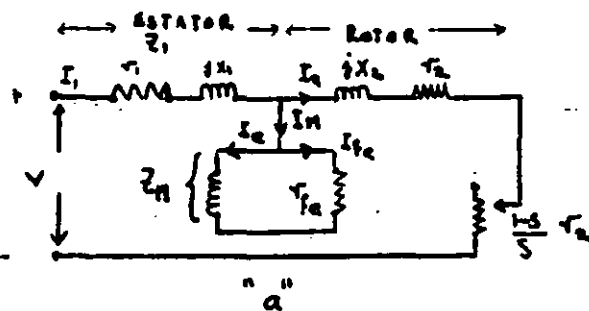
$$X_2 = b^2 X_{22} = 5.76 \times 0.20 = 1.15 \Omega/\text{fase}$$

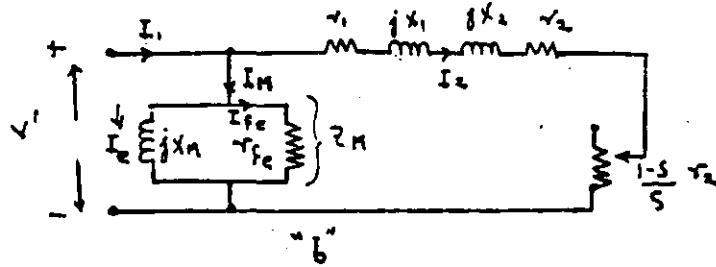
Cuando se tiene un deslizamiento $S = 0.045$

La Impedancia del rotor referida al estator es:

$$Z_2 = \frac{r_2}{S} + j X_2 = \frac{0.634}{0.045} + j 1.15$$

$$Z_2 = 14.10 + j 1.15 = 14.13 \angle 4.7^\circ \Omega/\text{fase}$$





La Impedancia de dispersion del estator es:

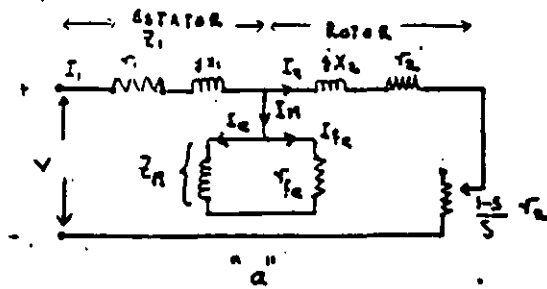
$$Z_1 = r_1 + jX_1 = 0.52 + j1.15 = 1.26 \angle 65.6^\circ$$

La Impedancia de excitación referida al Estator es

$$Z_m = \frac{r_{fe} j X_m}{r_{fe} + j X_m} = \frac{360 \times j 40}{360 + j 40}$$

$$Z_m = 39.8 \angle 83.65^\circ = 4.40 + j 39.5 \ \Omega/\text{fase.}$$

- a) Calculando la corriente del estator. Se divide el Voltaje aplicado a una fase del estator por la impedancia del circuito vease la fig (a)



$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$Z = 1.26 \angle 65.6^\circ + \frac{14.13 \angle 4.7^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{14.13 \angle 4.7^\circ + 39.8 \angle 83.65^\circ}$$

$$Z = 0.52 + j 1.15 + \frac{562 \angle 88.35^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

$$Z = 12.09 + j 6.0 = 13.47 \angle 26.4^\circ \quad \Omega/\text{fase}$$

El Voltaje en Cada fase es

$$V = \frac{440}{\sqrt{3}} = 254$$

Este voltaje produce la Corriente I_1 del Estator

$$I_1 = \frac{V}{Z} = \frac{254 \angle -26.4^\circ}{13.47} = 18.85 \angle -26.4^\circ \quad \text{Amp/fase}$$

b) El Factor de potencia del Motor es:

$$F.P = \cos \theta = \cos 26.4^\circ = 0.895.$$

e) La corriente en el embobinado del rotor es:

$$I_2 = \frac{E_2}{Z_2} = \frac{I_1 Z_2 Z_M}{(Z_2 + Z_M) Z_2} = \frac{I_1 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$= \frac{18.85 \angle -26.4^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

∴

$$I_{22} = b I_2 = 2.4 \times 16.75 \angle -8.35^\circ$$

$$= 40.2 \angle -8.35^\circ \text{ Amp/fase}$$

d) Potencia de Salida en H.P.

$$P_{em} = m I_2^2 \times \frac{1-s}{s} r_2 = 3 (16.75)^2 \left(\frac{1-0.045}{0.045} \right) \times 0.634$$

$$P_{em} = 11,300 \text{ Watts.}$$

$$P_{mec} = P_{em} - (P_{fw} + P_{Parasitas})$$

$$P_{mec} = 11300 - (220 + 120) = 10,960 \text{ Watts}$$

$$P_{mec} = \frac{10,960}{746} = 14.7 \text{ H.P.}$$

e) La eficiencia es la relación de la Potencia de Entrada a la Potencia de Salida.

La potencia real de Entrada es:

$$P_{ent} = m V I_1 \cos \theta$$

$$P_{ent} = 3 \times 254 \times 18.85 \times 0.895 = 12,880 \text{ Watts}$$

$$\eta = \frac{P_{ent} - P_{mec.}}{P_{ent}} = \frac{12,880 - 10,960}{12,880}$$

$$= 1 - \frac{10,920}{12,880} = 1 - 0.149 = 0.851$$

f) El Par es la relación de la potencia mecánica a la velocidad Angular de rotación

$$W_m = \frac{2\pi \eta}{60} = \frac{2\pi (1-s) \eta \sin}{60} = \frac{2\pi (1-0.045) \frac{120 \times 60}{8}}{60}$$

$$W_m = 90 \text{ rad/seg.}$$

$$T = \frac{P_{mec.}}{W_m} = \frac{10,960}{90} = 121.8 \text{ New. m.}$$

POR LO QUE CORRESPONDE A LOS METODOS DE ANALISIS
PARA ESTE TIPO DE MOTORES SE SUGIERE RECURRIR AL
LIBRO INTITULADO PRUEBAS DE EQUIPO ELECTRICO
MOTORES DE INDUCCION TRIFASICOS DE INDUCCION DEL.
ING: VICTOR PEREZ AMAOR, DE LA EDIT. LIMUSA.
Y CUYAS PRINCIPALES PRUEBAS TRATAREMOS.

BIBLIOGRAFIA.

Electric Machinery
Fitzgerald Kingsley Kusko
3^{ERA} Edic.
Edit. Mc.Graw. Hill.

Pruebas de Equipo Electrico
Motores Trifásicos De Inducción
Ing. Victor Perez Amador. B
Edit. LIMUSA.

Maquinas Electromagneticas y
Electromecanicas.
Leander W. Matsch.
Representaciones y Servicios De Ingenieria
S.A. Mexico.

Generalidades de Motores de Corriente Alterna
Ing. Horst Huter.
Ponencia presentada en el I.P.N. 10-II-75.

CONTENIDO

	Pag.
Principio de funcionamiento de los motores de inducción Asíncronos	2 - 5
Reactancia de Magnetización	7
Corriente del Rotor y Deslizamiento	11
Circuito equivalente del Motor de Inducción Polifásico	18
Pérdidas en el cobre y Deslizamiento del Rotor	22
Relación de transformación del motor de Inducción jaula de ardilla	25
Potencia mecánica y par	28
Problema de aplicación de las ecuaciones obtenidas de un circuito equivalente del motor de inducción	29
Bibliografía	36

Funcionamiento

Principio de funcionamiento de los motores de inducción-asiíncronos:

El principio básico de funcionamiento de estas máquinas consiste esencialmente en la formación de un campo magnético giratorio en el estator del motor. La teoría es válida tanto para máquina con rotor de Jaula de Ardilla como para rotor de anillo rosante.

Para entender claramente el fenómeno, examinemos el efecto que produce una corriente alterna trifásica en cada fase del estator; en la Figura (I₂) está representado un sistema senoidal para las tres fases y podemos observar las condiciones cambiantes de las corrientes en 12 diferentes tiempos, si fijamos que la corriente arriba del eje cero es positiva y la dibujamos de frente hacia el papel (entrante) representada por una cruz y la corriente negativa abajo del eje cero con una dirección - del papel hacia el observador (saliente), la representamos con un punto en el centro.

Para formas senoidales simples tenemos después las condiciones que están marcadas en la mitad superior de la fig. I_B^M , en este caso para bobinas de 2 polos, contiene para cada una de las fases 6 ranuras. Las entradas de corriente de estas 3 fases están identificadas por UVW. en el punto de tiempo 0, la curva de la corriente en la fase U es en este momento igual a 0; esto significa que la fase U está sin corriente.

La fase V tiene en el mismo punto de tiempo casi el máximo de la corriente pero en dirección negativa, a la mitad de la figura de tiempo 0, en el principio de la bobina de esta fase, la corriente tiene la dirección hacia el observador y en el lado contrario de la misma fase V la corriente es entrante. En el mismo instante la corriente de la fase W ha pasado el valor máximo de la corriente positiva y tiene la misma fuerza que la corriente de la fase V, pero en dirección contraria.

Al principio de la bobina de la fase W, circula la corriente entrante hacia el papel y en las 3 ranuras opuestas, la corriente se invierte.

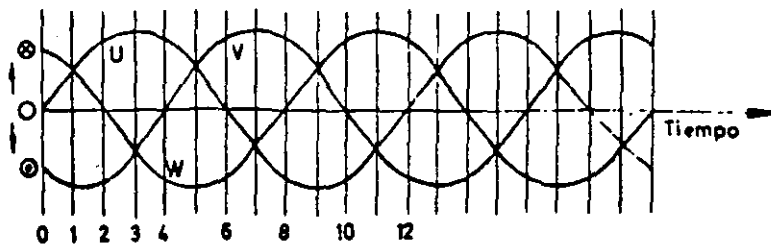
En resumen, en el punto de tiempo 0 al lado izquierdo del estator, la corriente circula hacia el papel y al lado derecho hacia el observador.

Regla de la mano derecha

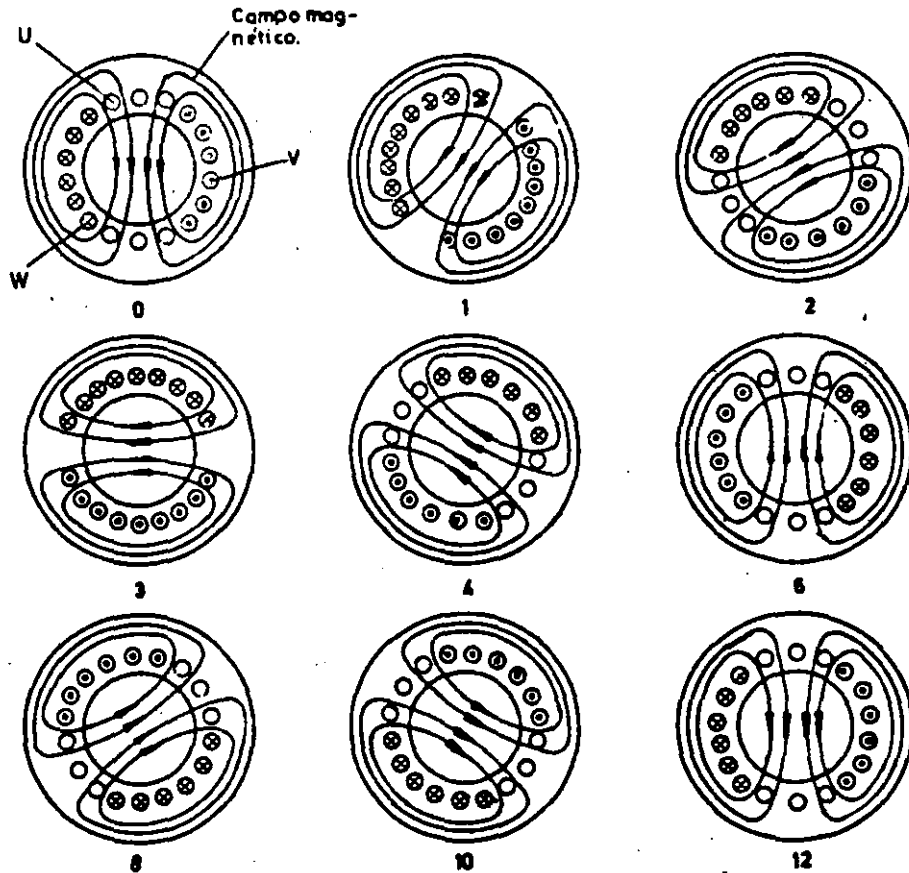
Esta regla establece que cuando se toma un conductor que conduce corriente con la mano derecha y se coloca en el dedo pulgar en dirección de la misma, los dedos restantes nos indicarán la dirección del flujo magnético; lo mismo sucede cuando se tienen grupos de alambres que tienen la corriente en la misma dirección.

Observamos las condiciones de corriente en el punto de tiempo 1; la corriente de fase U tiene ahora la mitad de su valor máximo en dirección positiva. En las 3 ranuras superiores de la fase U, la corriente circula por ésta y corre hacia el papel y en las ranuras contrarias en sentido opuesto. La corriente de la fase V tiene su valor máximo negativo, por esto tiene todavía la misma dirección que en el punto de tiempo 0, solamente con una fuerza mas grande por tener mayor intensidad. La corriente de la fase W ha disminuido a la mitad de su valor positivo y tiene la misma fuerza y dirección que la corriente de la fase U, por esto la dirección es todavía la misma que en la fase V

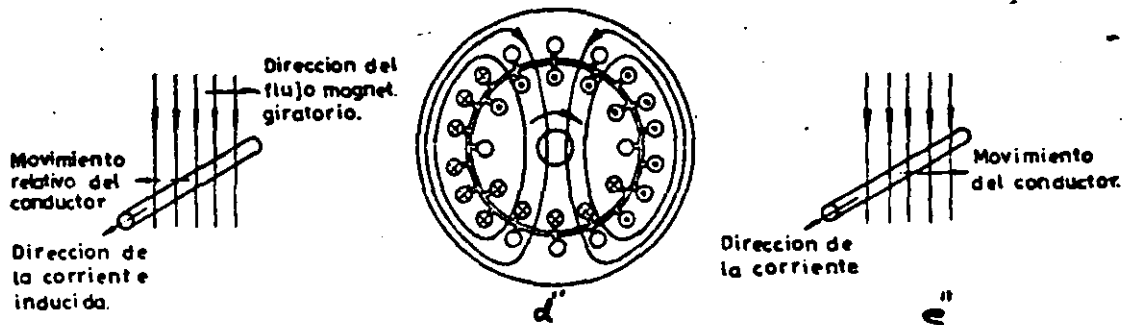
Dibujamos otra vez el campo magnético según la Ley del pulgar de la mano derecha, en la figura el campo magnético gira a la derecha arriba y hacia la izquierda abajo y giró una doceava parte en sentido de las manecillas del reloj, los mismos conceptos anteriores tienen valor para los puntos de tiempo desde 2 hasta 12 por lo tanto, al concluir estos razonamientos encontramos que el campo magnético en el tiempo de duración del ciclo, ha girado 360°, por esto las condiciones en el punto de tiempo 12 son las mismas que el punto de tiempo 0.



a Curva senoidal para la corriente respecto al tiempo en las tres fases del Estator.



b Origen del campo magnético giratorio.



c Influencia del campo magnético giratorio en los conductores del rotor.

Fig I.

Principiando un nuevo período, comienza el mismo juego, esto significa que el campo magnético gira en el mismo tiempo 360° en donde con corriente trifásica corre un ciclo completo. Para motores o máquinas de 2 polos, los grados eléctricos equivalen a los grados geométricos. Para máquinas con más polos existe de acuerdo con la cantidad de polos, geoméricamente menos giro, siendo inversamente proporcional a 360° en 2 polos. Esto es para una máquina de 4 polos, por ejemplo, en los 12 intervalos de tiempo del ciclo completo el campo magnético girará solamente $360^\circ \times 2/4 = 180^\circ$ geoméricos que equivale lógicamente a $1/2$ de velocidad en 2 polos. Como podemos observar las cantidades de líneas magnéticas en la Fig 0 a 12, es la fuerza resultante del campo magnético durante una rotación o giro constante.

Si introducimos en este campo giratorio un conductor el cual induce en éste una diferencia de potencial y una vez conectado circula corriente que produce una fuerza electromotriz, la dirección de esta corriente se encuentra también con regla del pulgar de la mano derecha, para entender esta aplicación de la regla del pulgar, ponemos el siguiente ejemplo: Tenemos la mano derecha extendida, con el pulgar hacia afuera las líneas magnéticas entrando en el área de la palma de la mano y el pulgar hacia afuera nos indicará la dirección de la causa o la dirección del movimiento del conductor que es contrario a la dirección del movimiento del campo giratorio, los otros dedos de la mano señalan directamente la dirección de la corriente.

La corriente según la figura de la esquina izquierda abajo, circula de atrás hacia el observador, cuando introducimos mas conductores alrededor del rotor como lo muestra la figura del centro abajo, existe en los conductores de corriente el mismo efecto que para un solo conductor del rotor como muestra el dibujo, únicamente la inducción será mas fuerte en los alambres de arriba y abajo, que en los lados.

Cuando se introduce un conductor con corriente dentro del campo magnético se observa que éste ejerce una fuerza mecánica cuya dirección la podemos identificar también con la regla de la mano derecha, sin tomar en cuenta la dirección o movimiento del giro magnético. Tenemos en el dibujo (derecha abajo) movimiento del conductor de izquierda a derecha, el uso de la regla de la mano derecha es como sigue: las líneas magnéticas entran arriba (en la palma de la mano) y la dirección del pulgar tiene la dirección de la causa que es en este caso la corriente, los otros dedos significan la dirección del efecto o dirección del movimiento del conductor.

En la misma forma todos los conductores del rotor se mueven en la dirección en que gira el campo magnético; el rotor gira en el sentido de las agujas del reloj (Ver Fig. dibujo centro abajo).

Id

El campo magnético quiere girar al conductor con la misma velocidad que él, cuando esto sucede no hay movimiento relativo entre el conductor del rotor y el campo magnético giratorio y por lo tanto no puede haber corriente en el conductor, ya que no hay corte de líneas por los conductores del rotor, haciendo nula la inducción; al no inducir corriente no creamos un campo magnético y no tenemos la causa que mueve el conductor; según esto el rotor disminuye su rotación o velocidad, pero al mismo tiempo produce corriente y nuevamente hay una fuerza que mueve el conductor.

El rotor se mueve siempre atrasando su velocidad en relación a la del campo giratorio. Según las necesidades del par resistente se induce corriente para producir una fuerza que mueve el conductor suficiente para vencer la fuerza de fricciones en el trabajo en vacío y con carga mayor que el momento de oposición. La velocidad geométrica del campo giratorio depende de la cantidad de par de polos de los motores y es idéntica al número de revoluciones sincronas que podemos calcular en la siguiente forma:

$$n_s = \frac{f \cdot 60}{p} \text{ r.p.m.} \quad \text{--- (1)}$$

f = Frecuencia de corriente trifásica

p = Cantidad de par de polos

La diferencia entre el número de revoluciones sincronas n_s y el número real de revoluciones del rotor sobre las revoluciones sincronas expresadas en por ciento se llama deslizamiento:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100\% \quad \text{--- (2)}$$

Reactancia de magnetización y reactancia de dispersión

El Motor de inducción tiene un entrehierro que es uniforme excepto por la presencia de las ranuras

El Motor de Inducción

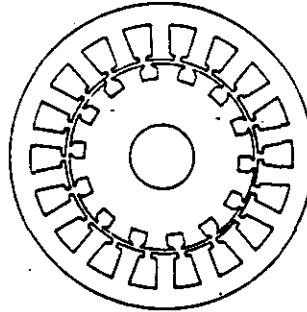


Fig. Sección del circuito magnético en un motor de inducción.

La Reactancia de magnetización. Para un embobinado del estator de m fases cuando el hierro no está saturado está dada por la expresión:

$$\chi_{M4} = \frac{8f\mu_0 m D_g L}{g_c} \left(\frac{K_w N_{\phi 1}}{p a_1} \right) \dots \dots \textcircled{3}$$

El No. (1) se refiere a la letra del estator.

En esta ecuación: K_i .

Es un factor que cae entre valores de 1.15 y 1.40 según sea el campo ó la armadura.

G_e : Es la longitud del entrehierro

D_g : Es el diámetro medio en el entrehierro

L : Longitud axial efectiva del hierro

μ_0 : $4\pi \times 10^{-7}$

P = Polos

$N_{\phi 1}$ = # total de vueltas en c/ fase de flujo

m = Fases.

K_w = Factor de embobinado

p = Polos

f = Frecuencia de giro

La reactancia de magnetización es menor debido a la saturación que puede tomarse en cuenta por el factor K_i .

31° $m = 3$ y $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$

$$X_m = \frac{3.02 f D_g L}{K_r \xi_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a_i} \right)^2 \times 10^{-5} \text{ --- } \frac{\Omega}{\text{fase}} \text{ --- } \textcircled{4}$$

La Reactancia de Dispersión:

Los métodos analíticos para el cálculo de la Reactancia de Dispersión no son tan directos como los de la reactancia de magnetización.

Los efectos de la Reactancia de dispersión son muy semejantes entre el --
embobinado del Transformador y del motor de inducción. Aún cuando física-
mente hay un solo flujo en el cual la configuración cambia en la variación
instantánea de las corrientes en los embobinados respecto al tiempo los --
flujos de dispersión pueden dividirse en los siguientes componentes: Según
la fig: (2a)

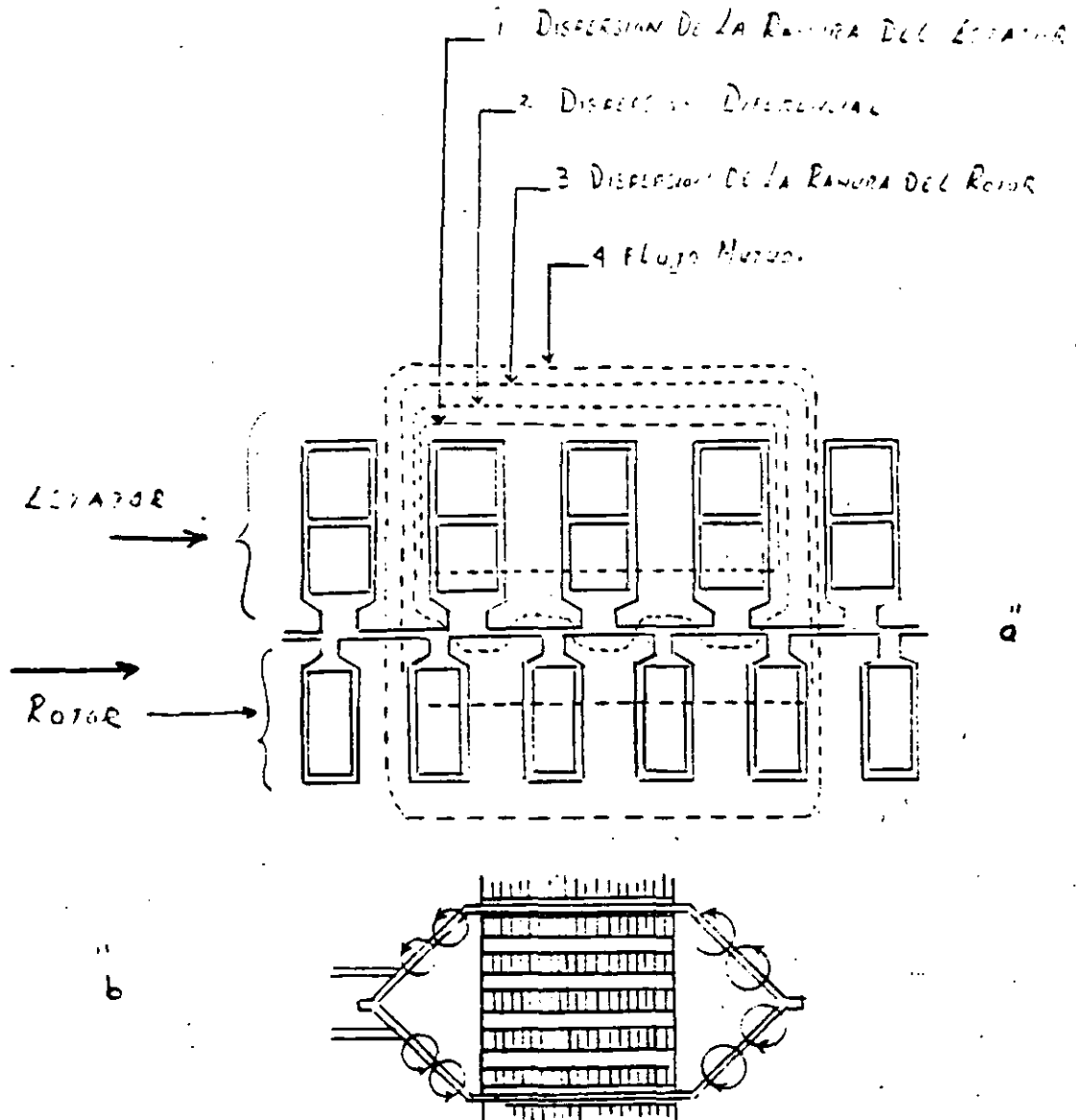


FIG 2 " a TRANSECCION DEL FLUJO DEL ESTATOR
 " b FLUJO DE UN EN LA CONEXION TERMINAL DE UN MOTOR DE INDUCCION



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES DE INDUCCION

ING. DAVID CANO SAUCEDO

SEPTIEMBRE - 1992

EFICIENCIA.

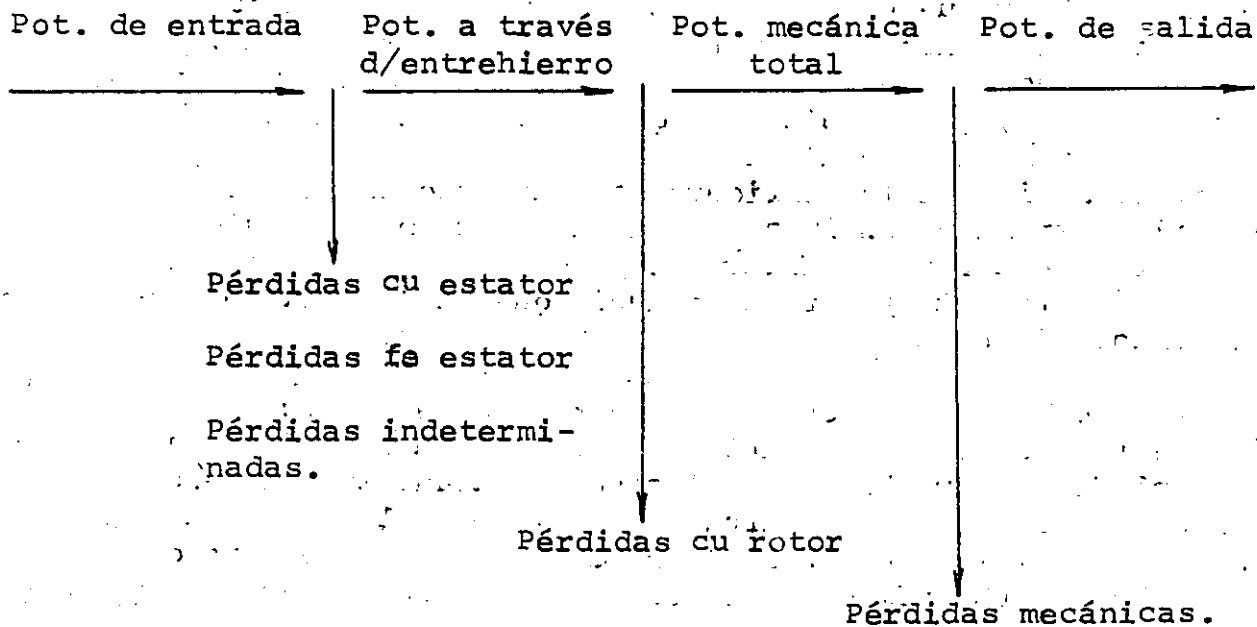
La eficiencia de un motor eléctrico se define como la relación de la potencia de salida entre la potencia de entrada, es decir:

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia} &= \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \\ &= \frac{\text{Potencia de entrada} - \text{pérdidas}}{\text{Potencia de entrada}} \\ &= \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de salida} + \text{pérdidas}} \end{aligned}$$

Por otra parte, las pérdidas en un motor de inducción pueden clasificarse como sigue:

- a) Pérdidas en el cobre del estator
- b) Pérdidas en el núcleo del estator
- c) Pérdidas indeterminadas
- d) Pérdidas en el cobre del rotor
- e) Pérdidas mecánicas (fricción y ventilación)

El flujo de potencia podría ilustrarse como sigue:



Si consideramos la potencia transferida a través del entrehierro como la potencia de entrada al rotor PER, podemos establecer la siguiente igualdad:

$$PER = \text{Pot. mecánica total} + \text{pérdidas en rotor}$$

Como de acuerdo con el circuito equivalente las pérdidas en el cobre del rotor valen

$$PER \times s$$

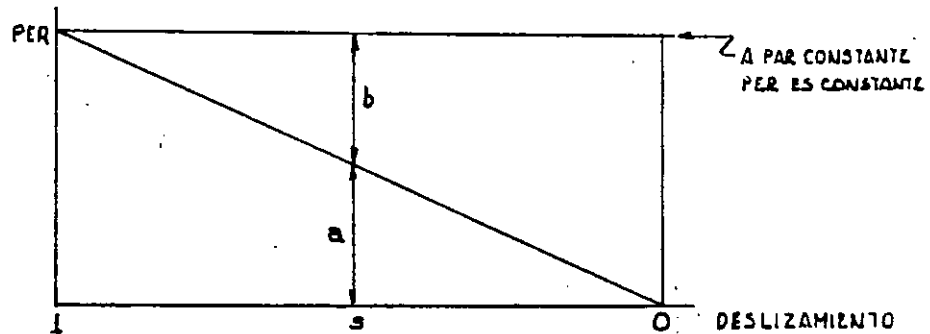
Y la potencia mecánica total vale

$$PER (1 - s)$$

Podemos escribir

$$PER = PER (1 - s) + PER \times s$$

Lo cual puede representarse gráficamente como sigue:



A un deslizamiento s , a representa las pérdidas en el cobre del rotor P_r y b la potencia mecánica total P_m .

Si conocemos la potencia mecánica total, podemos calcular las pérdidas en el cobre del rotor por la relación:

$$P_r = \frac{s}{1 - s} P_m$$

EJEMPLO.

Supongamos un motor de inducción de 400 HP que trabaja con un deslizamiento a plena carga de 2% y que tiene pérdidas por fricción y ventilación de 5 KW.

La potencia de salida valdrá : $400 \times .746 = 298 \text{ KW}$.

La potencia mecánica total = $298 + 5 = 303$ KW.

Las pérdidas en el rotor = $\frac{.02}{1 - .02} 303 = 6.2$ KW

Y la potencia de entrada al rotor = $303 + 6.2 = 309.2$ KW.

Lo anterior nos indica que un motor que opera a un deslizamiento de 2% tiene pérdidas en el rotor que equivalen a un 2% de su potencia de salida. Esto equivale a decir que las pérdidas en el cobre del rotor siempre podrán medirse determinando el porcentaje de caída de la velocidad, a partir de la velocidad de sincronismo.

CURVAS PAR-VELOCIDAD.

La curva que relaciona la velocidad con el par presenta algunos puntos que merecen especial atención.

En primer lugar el valor de par correspondiente a velocidad cero o sea el par de arranque, que nos da una idea de la capacidad del motor para poner en marcha la carga impulsada.

En seguida la curva par-velocidad presenta por lo general una disminución del par después del arranque. El valor mínimo que se lee en la curva representa un punto crítico en el período de aceleración de la carga.

Continuando el examen de la curva encontramos el valor del par máximo o par de desenganche que nos da una medida de la capacidad extrema del motor, aún cuando esta capacidad no este normalmente disponible por encontrarse en una región de operación inestable, su valor es de suma importancia.

Finalmente encontramos el valor nominal del par que identifica el punto de operación para el cual fué diseñado el motor.

Si la curva de par-velocidad del motor se dibuja en conjunto con la correspondiente a la carga impulsada, la diferencia de abscisas a cualquier velocidad, representa el par de aceleración, o sea el excedente del par requerido para vencer la resistencia de la carga y que por lo tanto queda disponible para permitir que se incremente la velocidad.

Existen 5 diseños normalizados de motores que pueden caracterizarse por su curva par-velocidad y están designados por las letras A, B, C, D, y F.

El diseño B puede ser considerado el de aplicación general ya que sus características satisfacen la mayor parte de los requerimientos prácticos.

De acuerdo con la norma respectiva el par de arranque de los motores diseño B puede variar entre el 175 y el 100% para motores de dos polos, entre el 275 y 100% para motores de cuatro polos y así sucesivamente.

La corriente de arranque de estos motores no debe exceder por su parte del límite fijado por la misma norma.

Por lo que respecta al par máximo, la Norma indica valores mínimos de 250% para motores de baja capacidad en dos polos y de 200 % en motores hasta de 200 HP, a la misma velocidad. En cuatro polos los límites van de 300 a 200 %.

El deslizamiento a carga nominal de un motor de diseño B no deberá exceder por Norma del 5%, sin embargo comercialmente es usual encontrar valores entre el 2 y el 4%.

Las características del motor de diseño A son muy similares a las del B con la única salvedad de que la corriente de arranque no está limitada en el caso del diseño A. Puede decirse en general que este diseño tiene un par de arranque ligeramente menor que el B y un par máximo ligeramente mayor.

El motor de diseño C por su parte proporciona un par de arranque mayor que el de los dos tipos mencionados. Su par de arranque debe estar entre el 250 y el 200% del de plena carga lo cual se logra mediante un diseño especial de la jaula del rotor que obliga a sacrificar el % del par máximo.

La corriente de arranque para un motor de diseño C está sujeta a los mismos límites que para el diseño B y su deslizamiento tampoco deberá exceder del 5%.

Un motor de diseño D desarrolla un elevado par de arranque como puede verse en su curva par-velocidad.

Dicho par de arranque no debe ser inferior al 275 % del par nominal y este valor debe representar el valor máximo de par desarrollado por el motor.

Una característica importante del motor de diseño D, es su elevado deslizamiento, que debe ser superior al 5% y puede alcanzar en casos especiales hasta el 20%

La corriente de arranque de un motor diseño D, también está sujeta a los límites especificados para motores A, B y C, aunque por lo general se encuentra muy por debajo de este límite.

Por último, el motor de diseño F es de aplicación mucho más limitada, lo cual es entendible si examinamos su curva par-velocidad. Esta curva presenta un par de arranque y un par máximo menores que las de cualquier otro tipo. El deslizamiento es mayor que para los diseños A, B y C y la única ventaja es la de requerir una menor corriente de arranque, típicamente 9 Amperes por HP a 220 Volts contra 14.5 Amperes/HP para los diseños B, C y D en capacidades de 30 a 200 HP.

MOTORES DE ROTOR DEVANADO

Si nosotros podemos variar la resistencia del circuito secundario de un motor de inducción, podemos obtener diferentes curvas de operación como se muestra en la figura 5.

La inserción de resistencia nos permite desde luego variar el par de arranque del motor, pero no nos permite variar el par máximo cuyo valor queda fijado por la reactancia de dispersión del primario y del secundario $X_1 + X_2$. Lo que si podemos variar es el deslizamiento al que ocurre el par máximo.

La adición de resistencias externas en un motor de rotor devanado permite:

- Disminuir la corriente de arranque
- Incrementar el par de arranque hasta el valor del par máximo.
- Ajustar la velocidad de operación dentro de ciertos límites.

ELEVACION DE TEMPERATURA.

Para un tamaño de motor y un sistema de ventilación determinados, es posible establecer una capacidad de disipación en $^{\circ}\text{C}/\text{Watt}$, que nos permita calcular la elevación de temperatura en función de las pérdidas del motor que contribuyen al calentamiento.

Todos los materiales aislantes son afectados por el calor, que los envejece y deteriora gradualmente hasta llegar el momento en que el aislamiento falla o pierde por completo sus propiedades.

Los sistemas de aislamiento están clasificados según la temperatura de operación a la cual puede esperarse que su duración sea normal.

El método clásico para determinar la elevación de temperatura de un motor consiste en medir la resistencia del devanado R_1 , a la temperatura ambiente T_1 y posteriormente a la temperatura de operación nominal T_2 , calculándose el valor de la temperatura de operación con la fórmula :

$$T_2 = \frac{R_2}{R_1} (234.5 + T_1) - 234.5$$

La elevación de temperatura permisible para las diferentes clases de aislamiento es la indicada en la tabla siguiente:

Clase de Aislamiento	105	130	155	180
Tem. Ambiente	40°	40°	40°	40°
Elevación de temperatura (medida por resistencia).	60°	80°	105°	125°
Margen para el punto más caliente.	5°	10°	10°	15°
Temp. del punto más caliente.	105°	130°	155°	180°

FACTOR DE SERVICIO.

Cuando la placa de un motor tiene estampado un factor de servicio mayor de 1.0, este factor nos indica la capacidad de sobrecarga del motor a tensión y frecuencia nominales.

Cuando la carga del motor es igual a su potencia nominal multiplicada por el factor de servicio; la eficiencia, el factor de potencia y la velocidad, serán diferentes de los valores a 100% de carga.

Por lo que respecto a la elevación de temperatura cuando el motor opera a su factor de servicio, podemos ver en la gráfica respectiva que a 115% de carga el motor operaría 10°C arriba de la elevación de temperatura indicada en la tabla anterior, lo que equivale a decir que ya no existe margen para el punto más caliente, factor que evidentemente limitará la duración del motor.

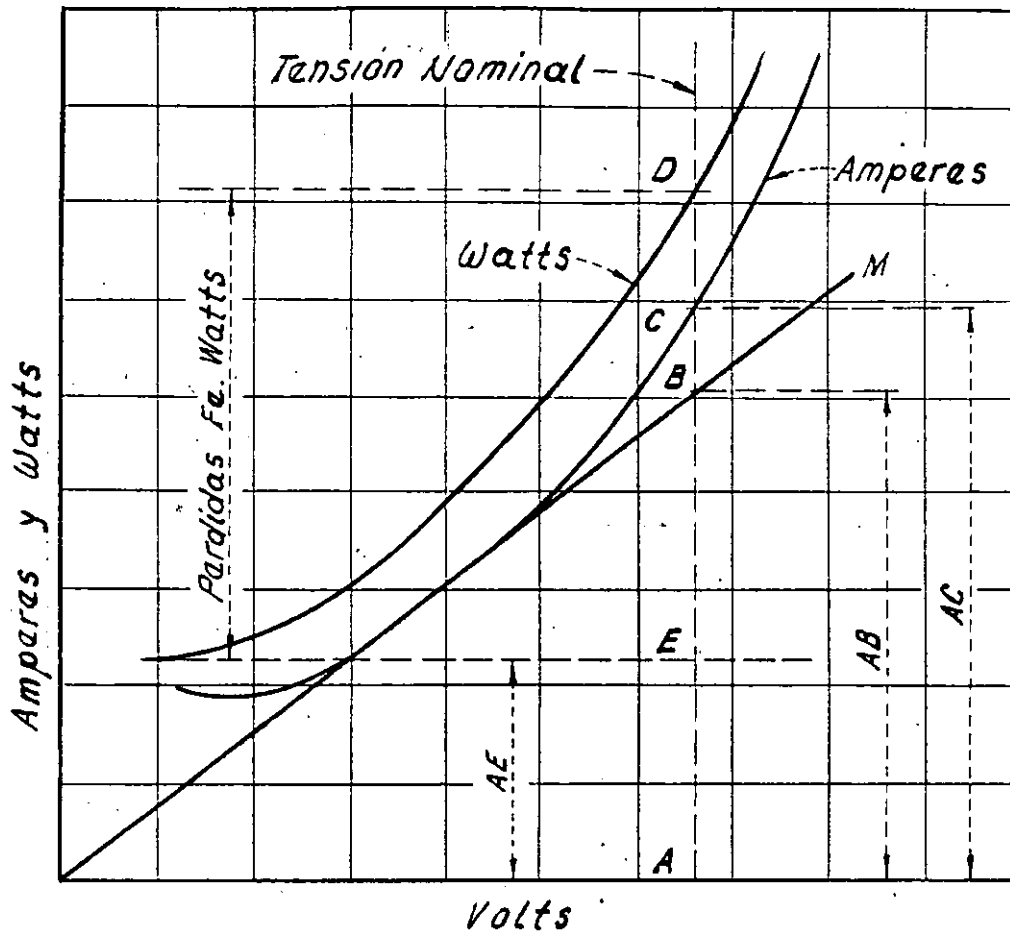
Puede decirse que un motor con factor de servicio de 1.15 tiene un margen en cuanto a su elevación de temperatura a 100% de carga lo cual le permite operar con sobrecargas hasta de 115% sin exceder la capacidad térmica del aislamiento, notándose sin embargo que a este valor de sobrecarga la elevación de temperatura excede al valor normal de un motor con factor de servicio unitario.

VARIACION DE TENSION Y FRECUENCIA

Por Norma, un motor debe tener una cierta reserva de capacidad que le permita operar satisfactoriamente a una tensión 10% arriba o abajo de la nominal, a una frecuencia 5% arriba o abajo de la nominal o sujeto a una variación combinada de voltaje y frecuencia que no exceda del 10% siempre y cuando la variación de frecuencia no sea superior al 5%.

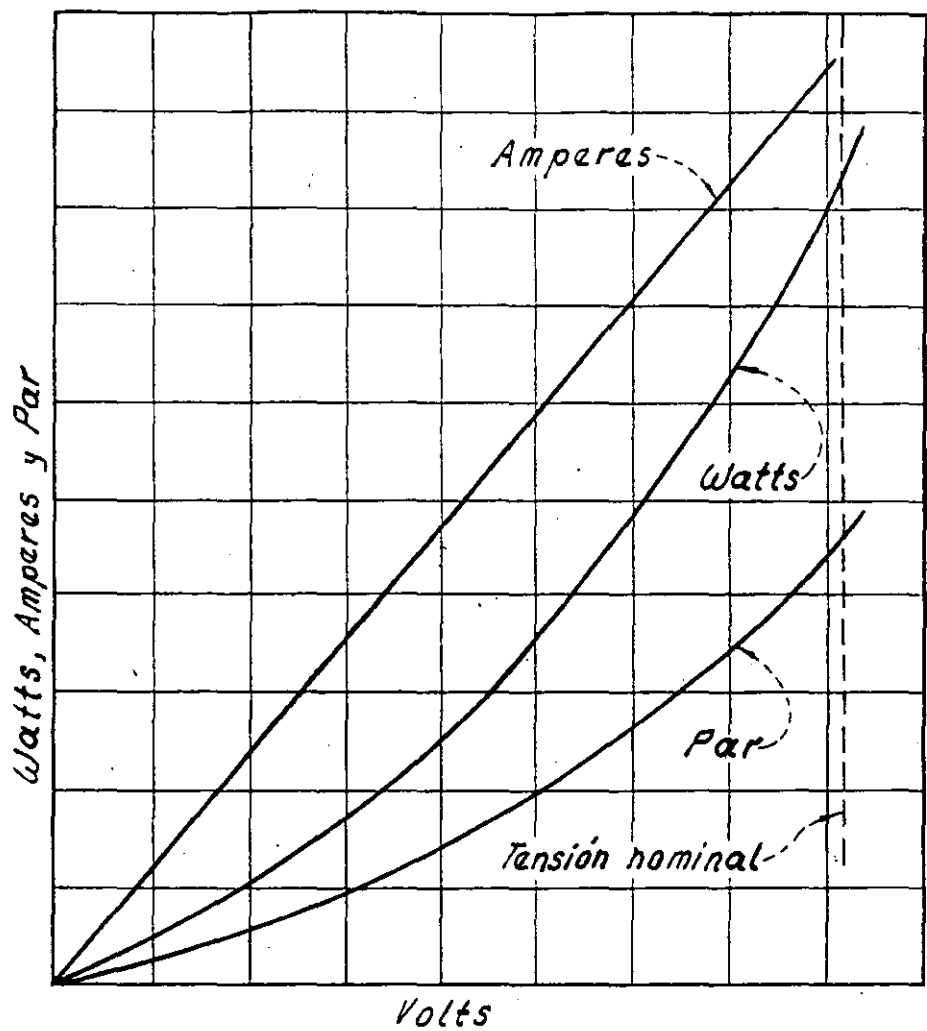
Cabe mencionar que en condiciones diferentes de las nominales, los valores de eficiencia, factor de potencia, elevación de temperatura, etc. podrán ser diferentes de los garantizados por el fabricante para operación normal.

Debe señalarse igualmente que si un motor se opera con una sobrecarga equivalente a su factor de servicio, no pueden admitirse simultáneamente variaciones de tensión o de frecuencia.



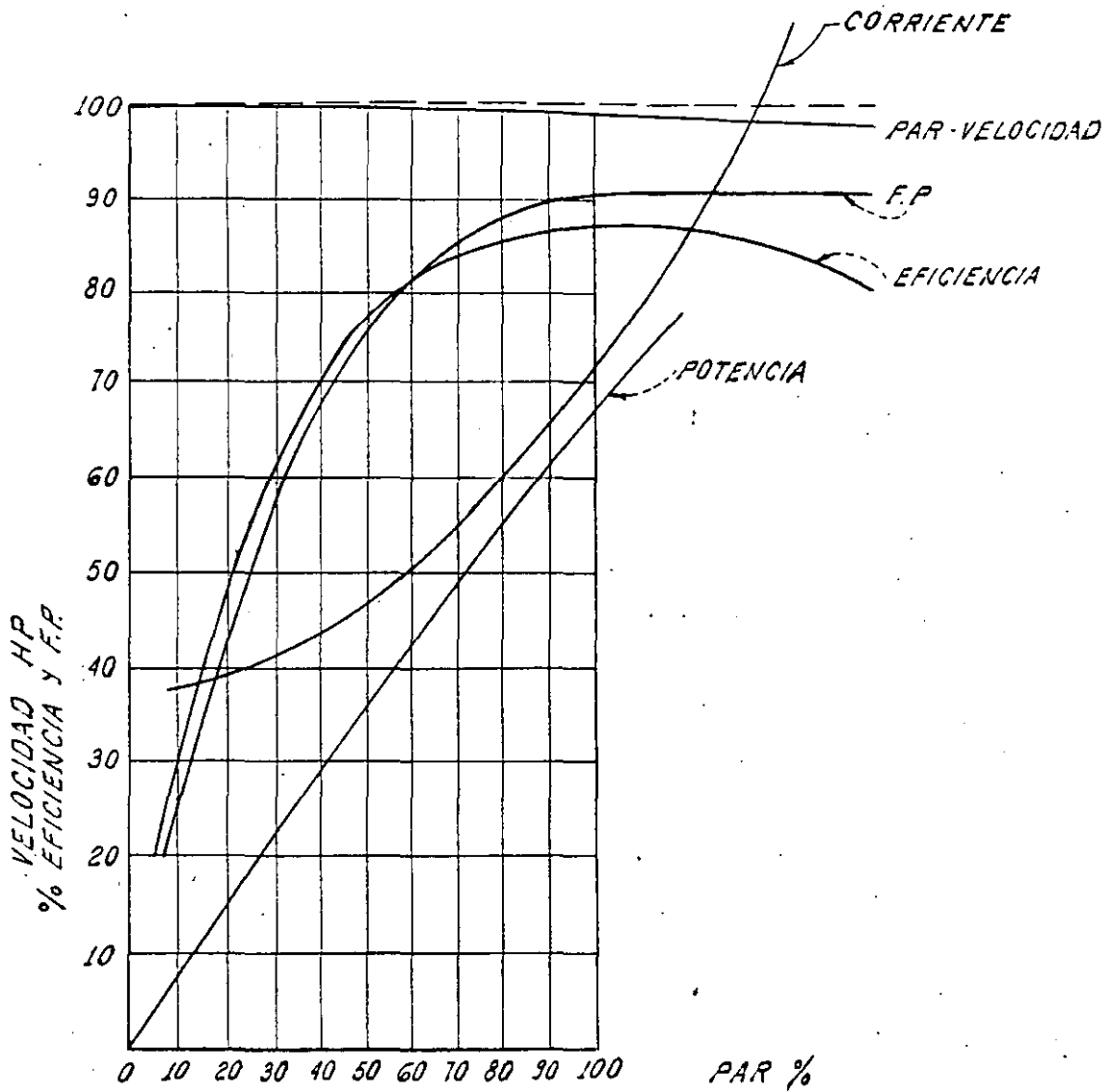
SATURACION EN VACIO

FIG. 1



SATURACION A ROTOR BLOQUEADO

FIG. 2



CURVAS DE OPERACION

FIG. 3

FIG. 4

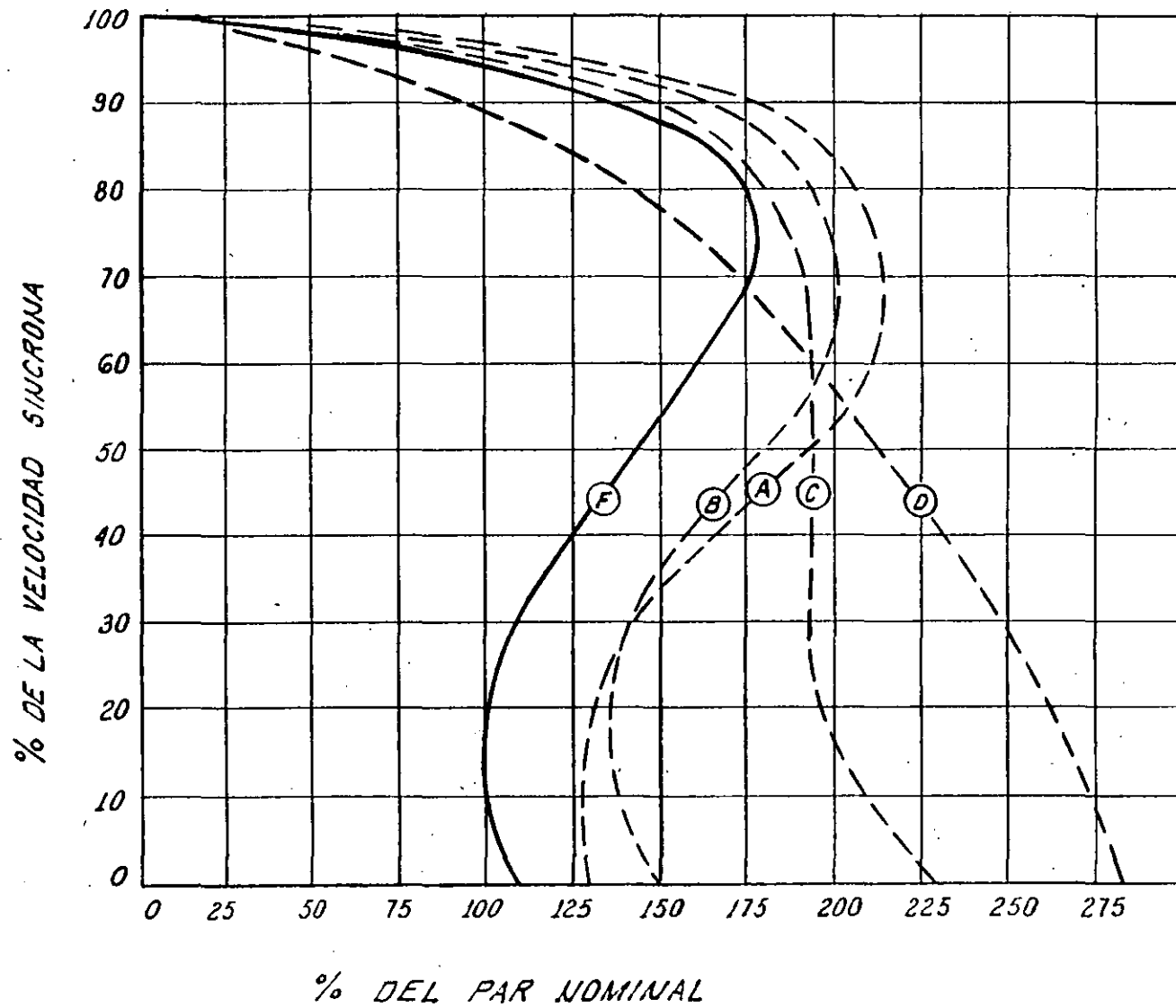
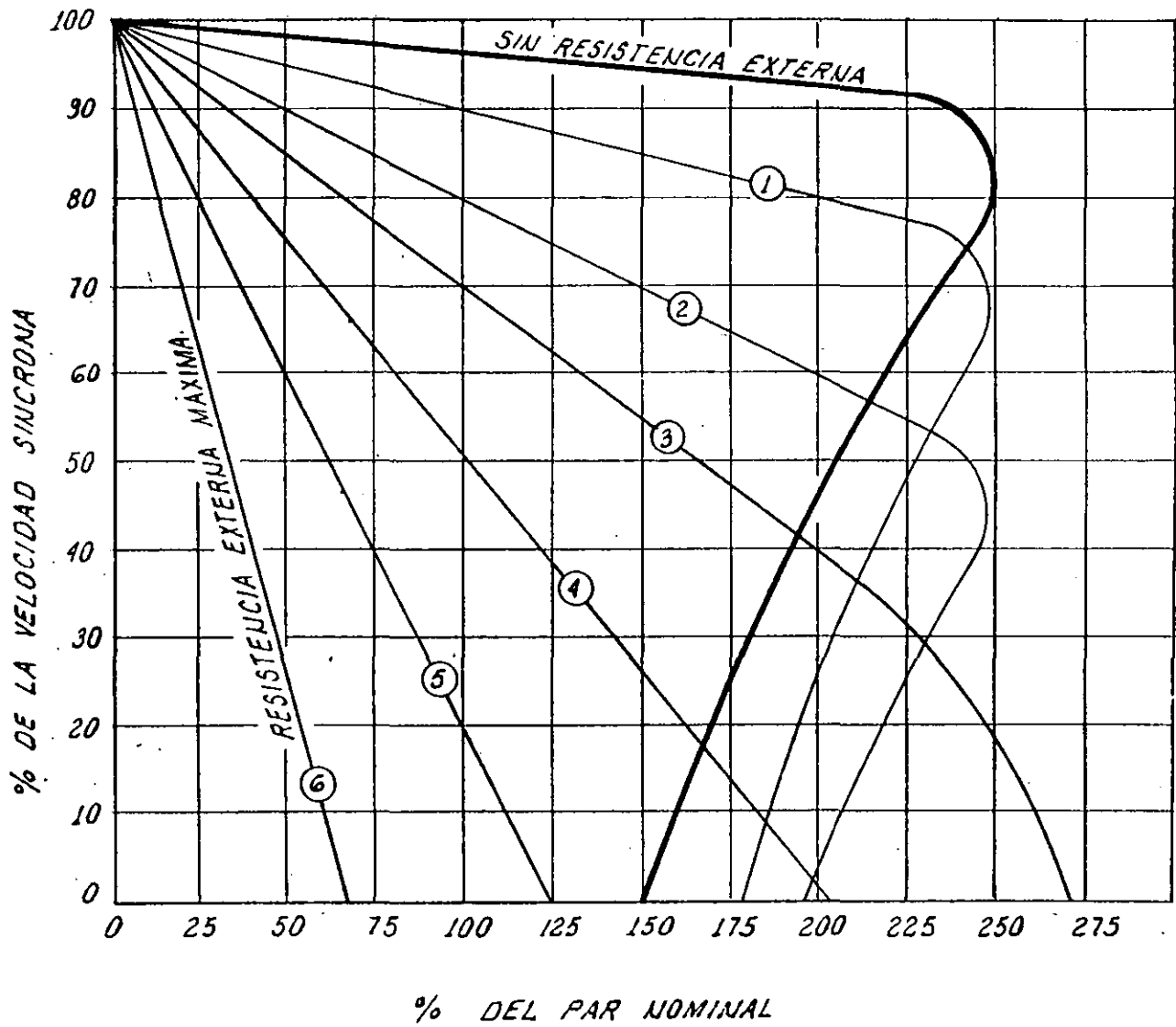
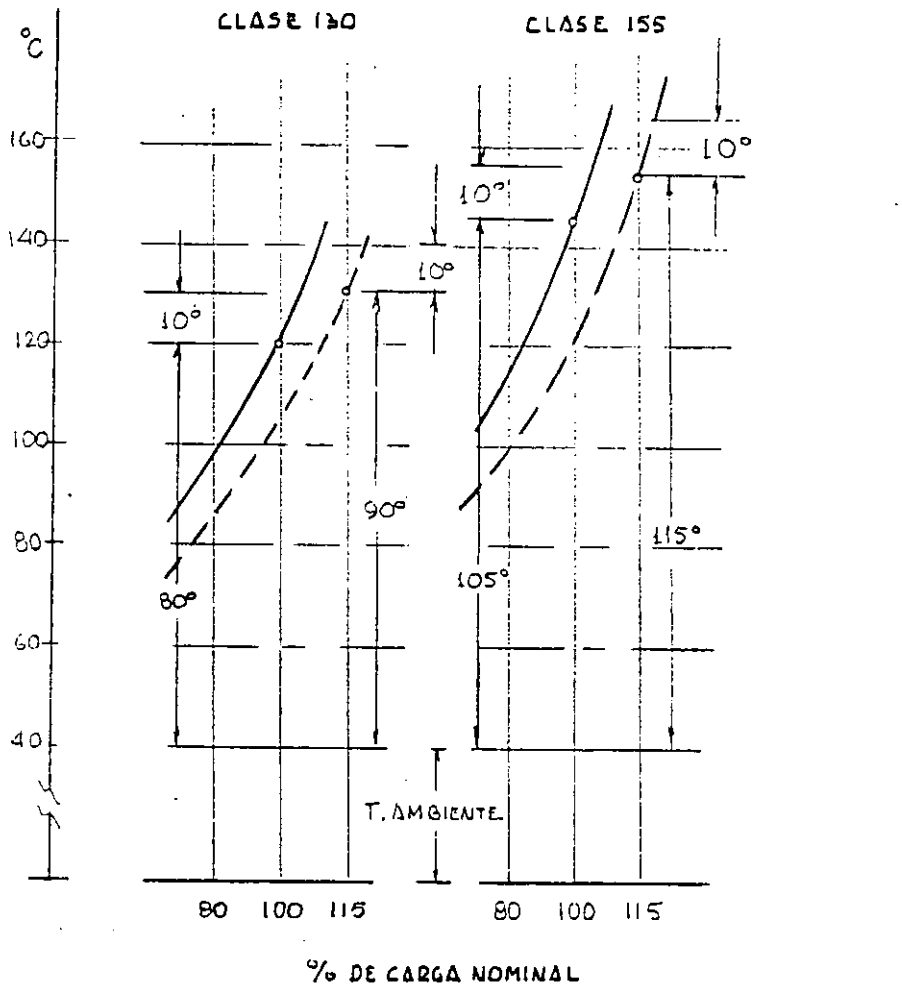


FIG. 5

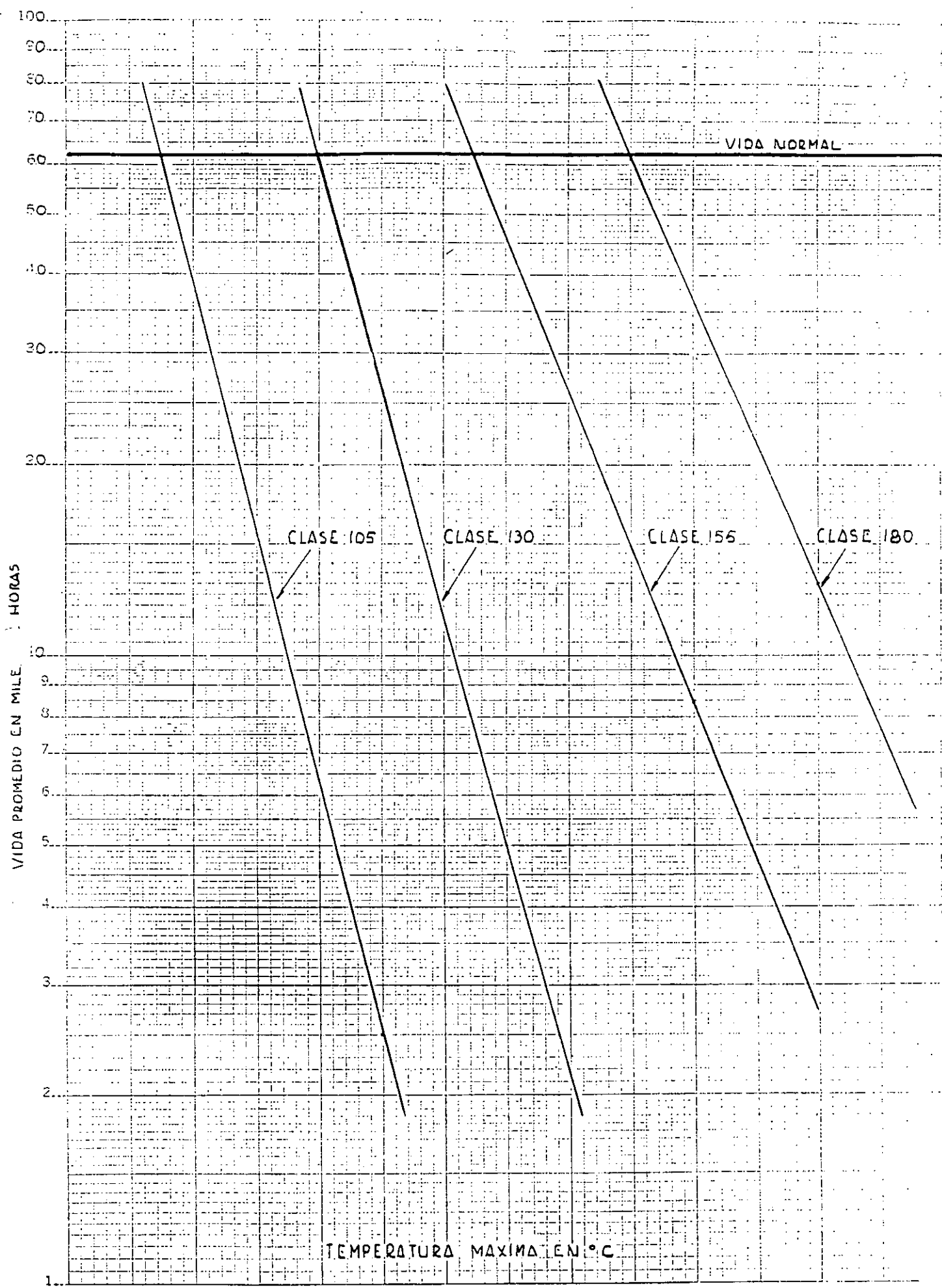




MOTORES CON F.S. = 1.0 ———

MOTORES CON F.S. = 1.15 - - - - -

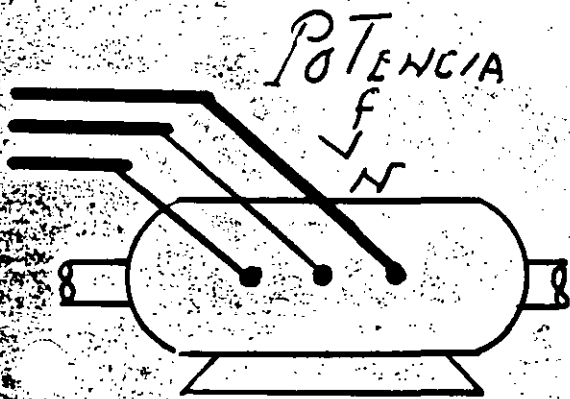
FIGURA 6



1

· CARACTERÍSTICAS DE MOTORES DE INDUCCIÓN

EN LA APLICACION DE LOS MOTORES DE INDUCCION
ES NECESARIO CONOCER LAS CARACTERÍSTICAS
DE OPERACION.



ESTOS PARAMETROS QUEDAN
FIJOS POR EL CIRCUITO
DE ALIMENTACION
O REQUISITOS DE OPERACION

**CARACTERÍSTICAS
IMPORTANTES SON**

- 1- EFICIENCIA
- 2- FACTOR DE POTENCIA
- 3- PAR DE ARRANQUE
- 4- PAR MAXIMO
- 5- CORRIENTE DE ARRANQUE
- 6- EVUACION DE TEMPERATURA

**EL
CONTROLA EL
FABRICANTE
O
DISEÑADOR**

AL COMPARAR 2 MOTORES SE DEBE DE
TOMAR ESTAS CARACTERÍSTICAS.

LA EFICIENCIA DE UN MOTOR ES FUNCIÓN DE:

- PAR DE ARRANQUE T_a
- DE LA CORRIENTE DE ARRANQUE I_a
- Y DE LA RESISTENCIA DE LA SAULA DEL ROTOR R_a

EL PARTES FUNCIÓN } 1- DEL FACTOR DE POTENCIA
2- DE LA EFICIENCIA

Se pueden Reducir las espiras del Estator
Se incrementa el campo magnético
La I magnetizante y pérdidas en el Hierro.

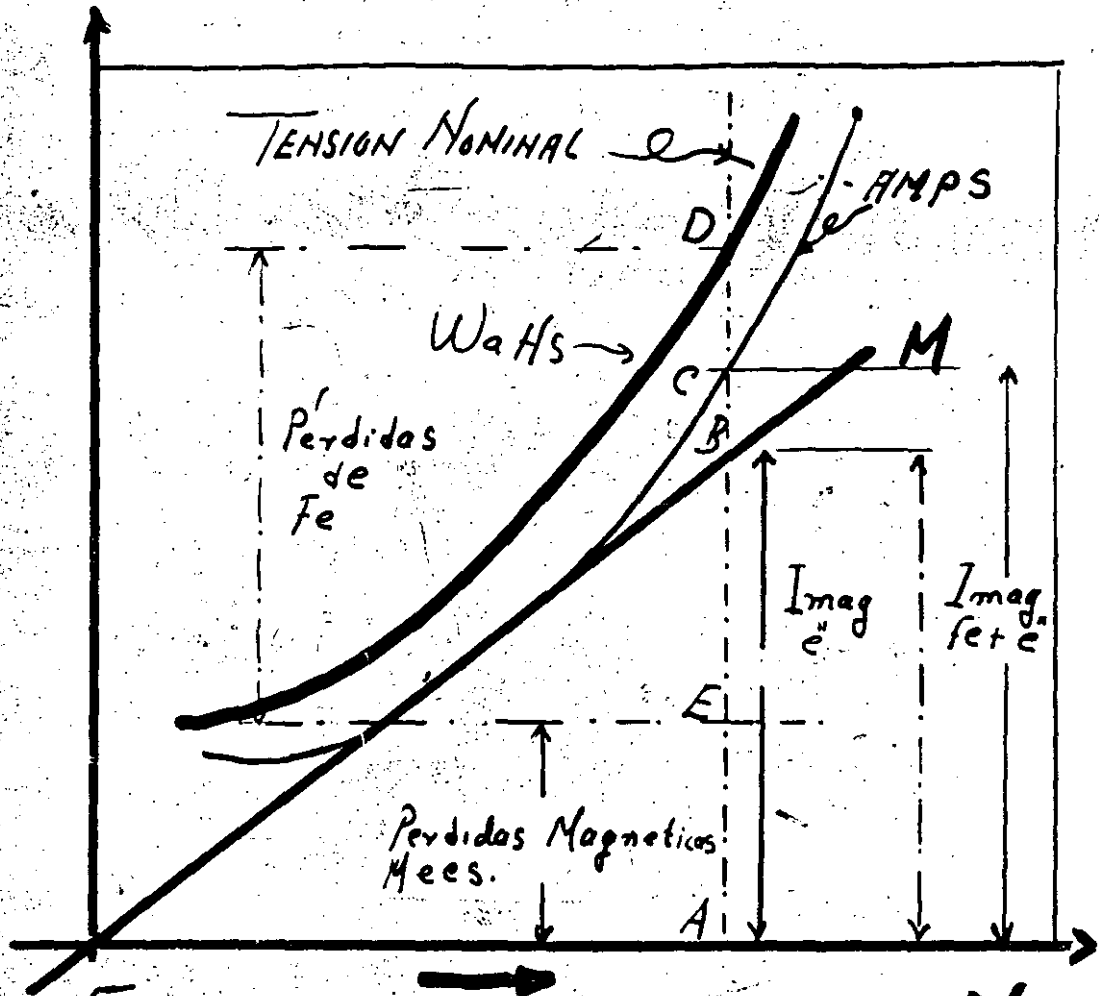
3 JUEGOS DE LECTURAS PERMITEN GRAFICAR EL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR DE INDUCCIÓN

- 1.- $I, V, P_{OT} \Rightarrow$ EN VACIO
- 2.- $I, V, P_{OT} \Rightarrow$ ROTOR BLOQUEADO
- 3.- R_a , del Estator \Rightarrow EN UNA
TEMPERATURA
DETERMINADA

I, W,

SATURACION EN VACIO

3



$F (F_{ete})$ = GRADO AL CUAL SE TRABAJA EL Fe.

$F (e)$

Perdidas mecs. (AE) SON Perdidas Constantes
 Perdidas Hierro (ED) de la maquina

LAS CURVAS SON NECESARIAS
 PARA DETERMINAR LA:

$\eta\%$. Y F.P.

LA CORRIENTE MAGNETIZANTE
 CONSTITUYE LA CORRIENTE REACTIVA
 Y AFECTA AL F.P.

CURVAS DE ROTOR BLOQUEADO

LECTURAS, V , I , POTENCIA, $T_{mecanico}$

SE TOMAN LECTURAS A VOLTAGE REDUCIDO

Y LAS CURVAS RESULTANTES **WATTS, T**
VARIAN CON $\sqrt{2}$

LAS CURVAS DE SATURACION PROPORCIONAN
EL PAR DE ARRANQUE A f_s TENSIONES

Y LA $T_{mecanica}$ para T determinado.

CURVAS DE OPERACION

SON LAS MAS IMPORTANTES DAN LA IMAGEN COMPLETA
DEL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR.

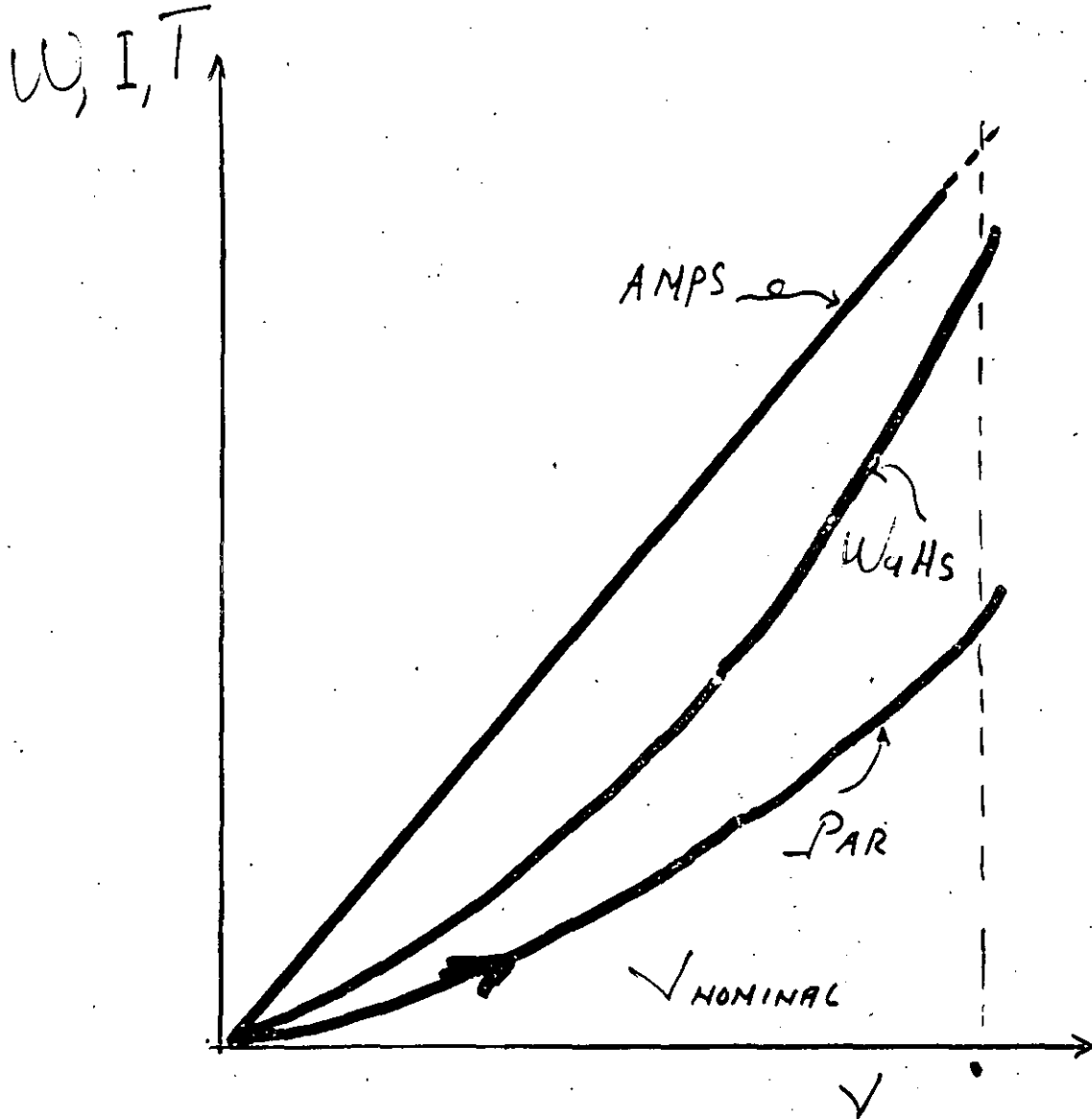
• EN LAS GRAFICAS SIGUIENTES SE OBTIENEN DIRECTAMENTE DEL DINAMOMETRO.

• VARIANDO LA CARGA APLICADA.

DESDE UN 25% al 150% de la Carga Nom.

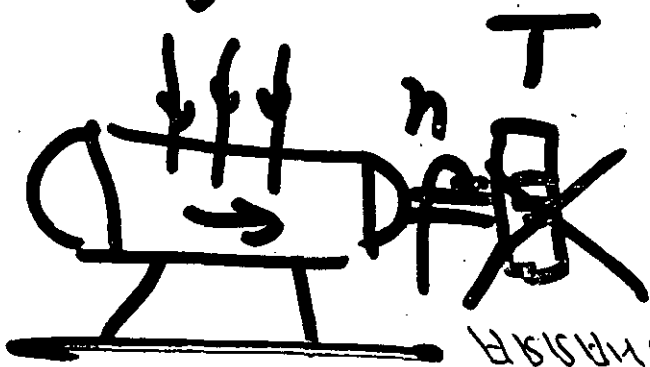
$\sqrt{2} K_m$

• Se toman LECTURAS DE N , I , T , Potencia.



SATURACION ROTOR BLOQUEADO

Fig 2



EFICIENCIA DE
 TRANSFERENCIA DE
 ENERGIA

La eficiencia es función de ω

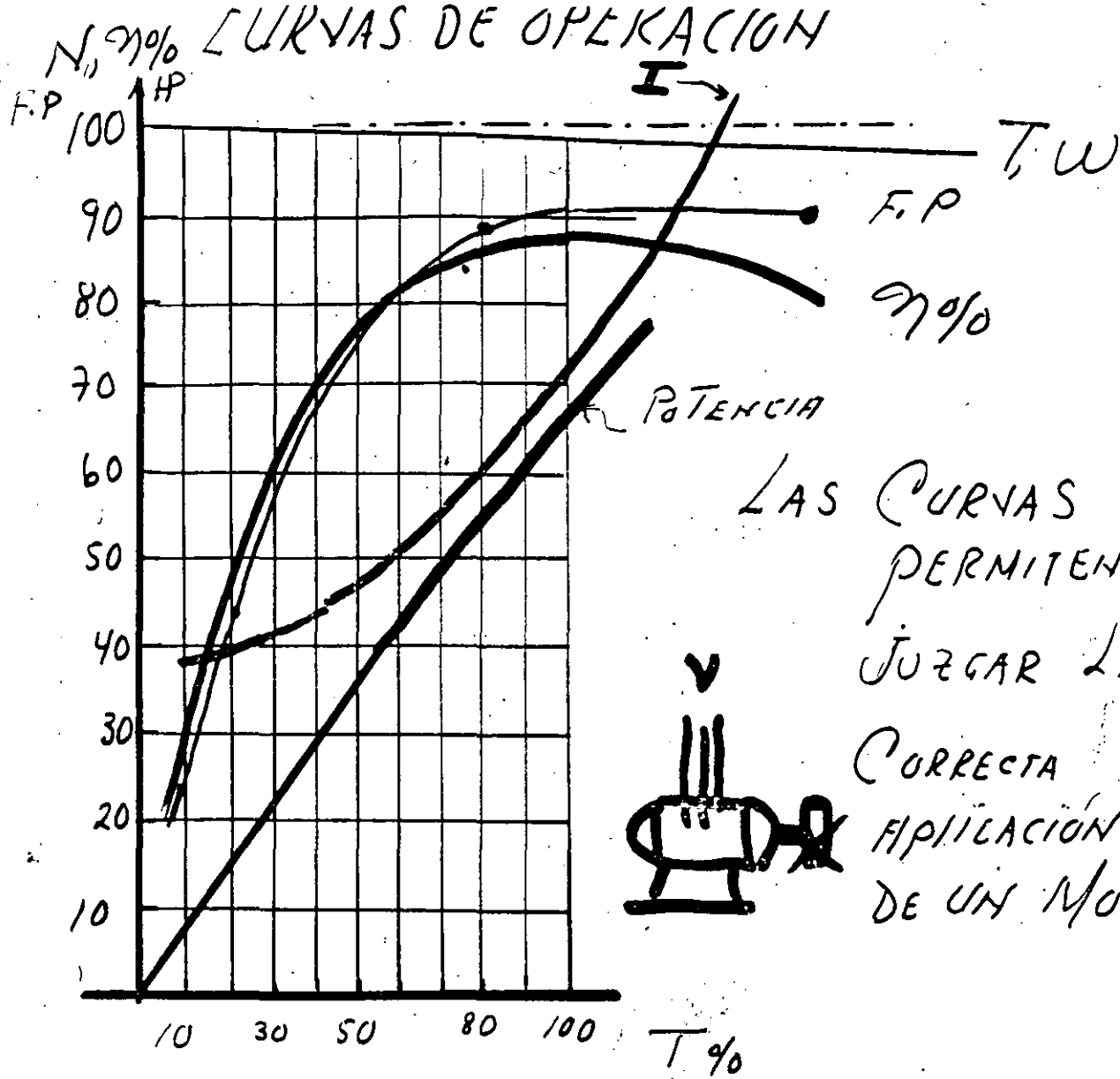
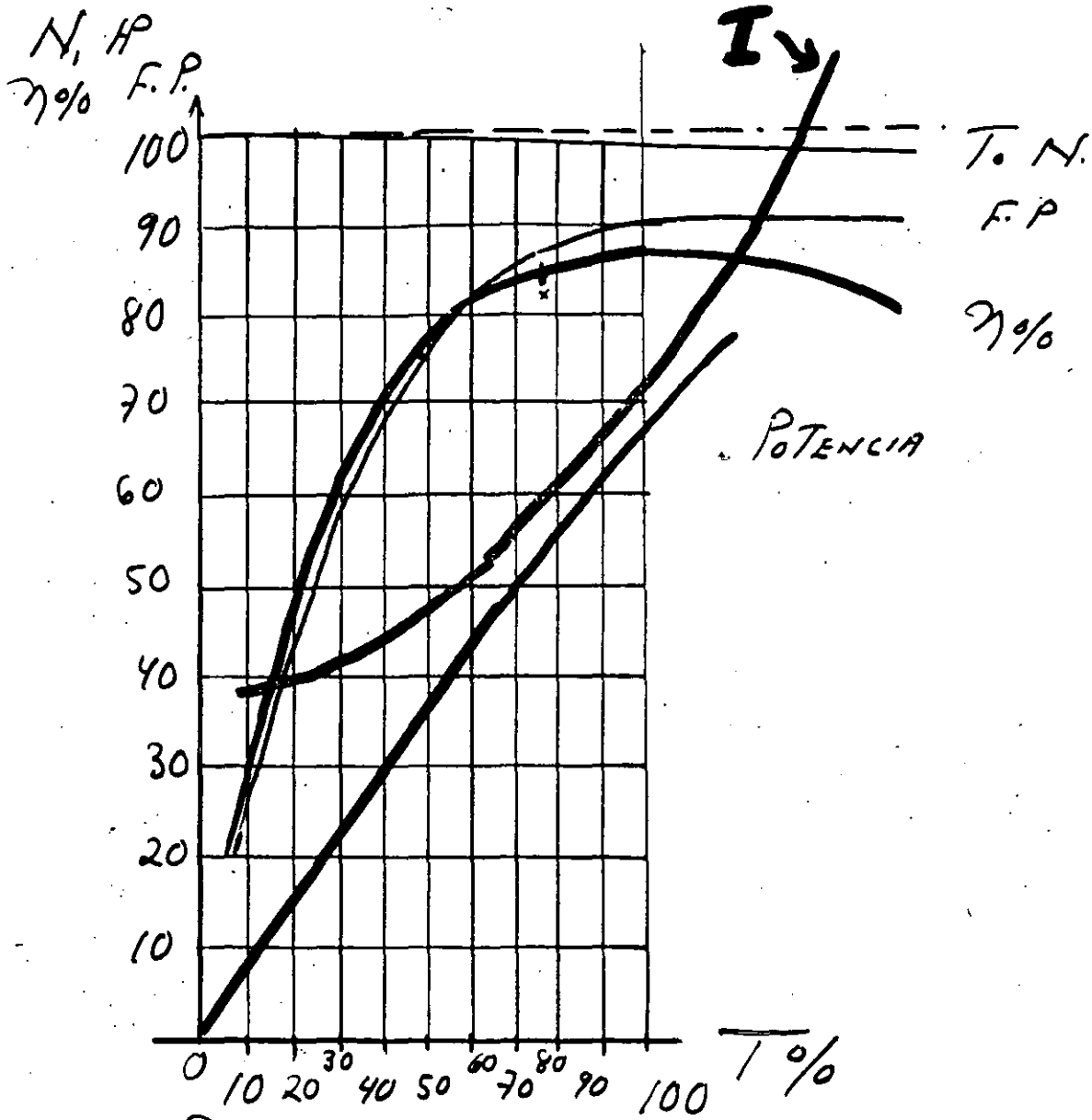


Fig 3

LA CURVA DE F.P. MUESTRA UN CAMBIO RAPIDO
 SE DEDUCE QUE LA CORRIENTE REACTIVA
A POCA CARGA TIENE MENOR IMPORTANCIA
 QUE CON CARGAS MAYORES.

ENTONCES EL F.P. A BAJA CARGA ES ALTO
 EL T_{MAX} ES ADECUADO
 LA I_{MAGNETIZANTE} ES BAJA CON LA ASOCIADA AL
 φ DE DISPERSION

CURVAS DE OPERACION



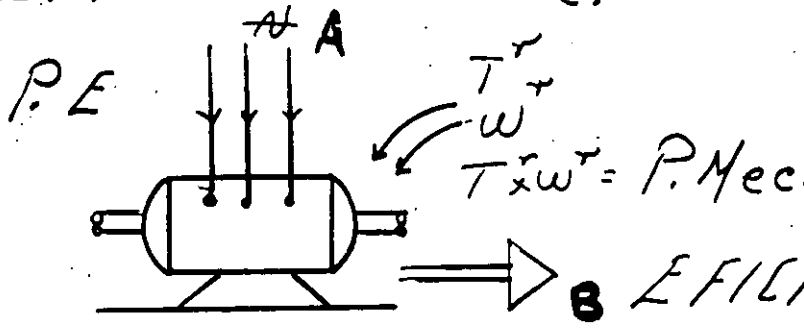
EL QUIEBRE EN LA CURVA DE EFICIENCIA INDICA QUE LAS PERDIDAS CONSTANTES SON BAJAS RESPECTO A LAS PERDIDAS VARIABLES.

LA η OCUERRE AL 75% DE LA CARGA NOMINAL:

SIGNIFICANDO UN EQUILIBRIO EN DISEÑOS DISTRIBUCION DE PERDIDAS:

CONCLUSION BUEN FUNCIONAMIENTO

EFICIENCIA %

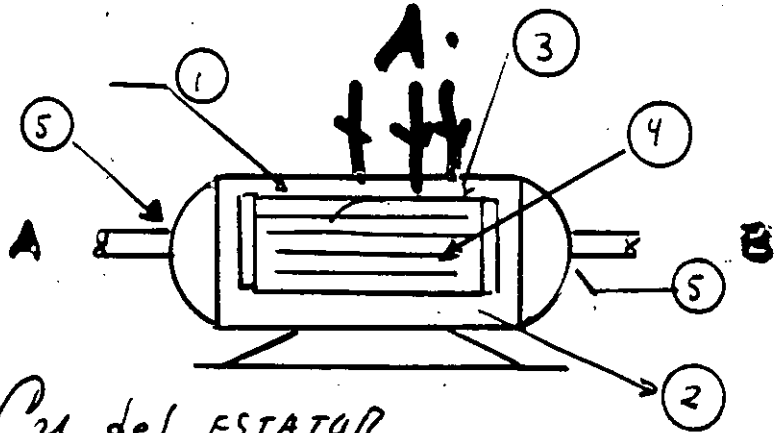


EFICIENCIA = $\frac{Pot. SALIDA}{Pot. ENTRADA}$

EFICIENCIA = $\frac{Pot. ENTRADA - PERDIDAS}{Pot. ENTRADA}$

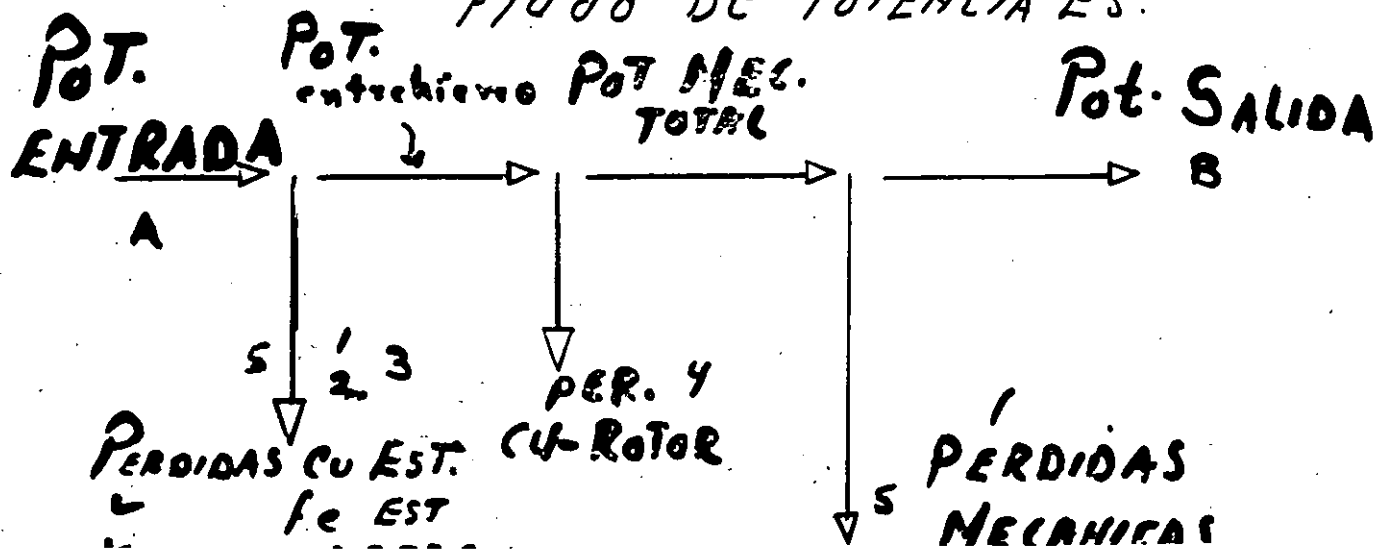
= $\frac{POTENCIA SALIDA}{Pot. SALIDA + PERDIDAS}$

PERDIDAS
MOTOR INDUCCION



- 1- PERDIDAS EN Cu del ESTATOR
- 2- NUCLEO ESTATOR
- 3- PERDIDAS INDETERMINADAS
- 4- PERDIDAS EN Cu DEL ROTOR
- 5- PERDIDAS MECANICAS

FLUJO DE POTENCIA ES:



9
 LLAMANDO **PER** - POTENCIA ENTRADA
 AL ROTOR

$$PER = P_{OT. MEC. TOTAL} + P_{ERO. ROTOR}$$

PERDIDAS EN EL COBRE DEL ROTOR.

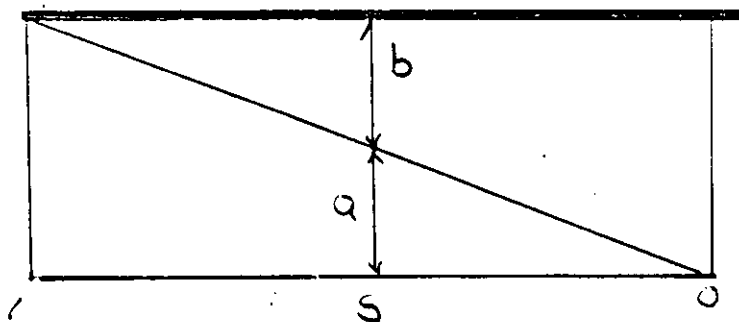
$$= PER \times S \quad S = \text{deslizamiento}$$

$$P_{OT. MEC. TOTAL} \text{ vale: } = PER (1 - S) \quad \text{ENTONCES}$$

$$PER = PER (1 - S) + PER \times S$$

GRAFICAMENTE:

PER



AL PAR CONSTANTE

$$PER_{ES} K$$

DESPLAZAMIENTO

SI HAY UN DESPLAZAMIENTO S

a = PERDIDAS EN EL COBRE (ROTOR) P_r

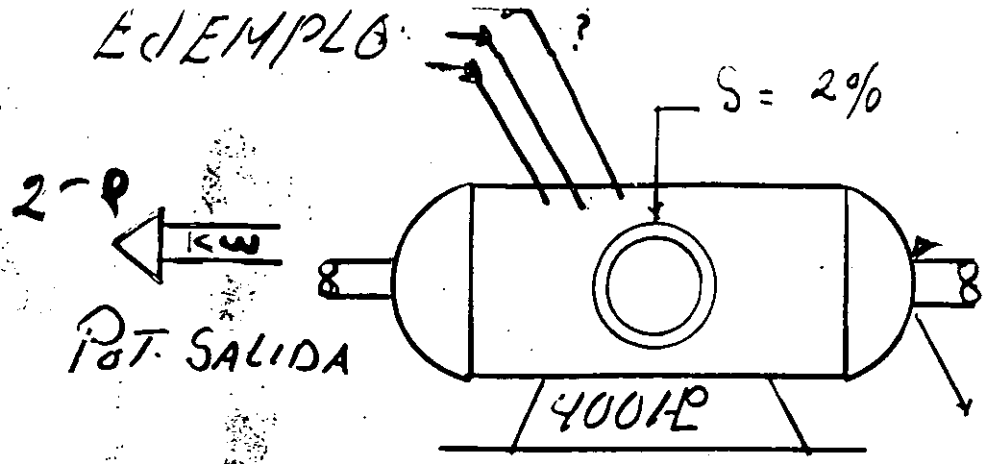
b = POTENCIA MEC. TOTAL P_m

CONOCIDA P_m total:

PERDIDAS
 EN EL COBRE
 ROTOR:

$$P_r = \frac{S}{1 - S} P_m$$

EJEMPLO



CALCULAR
Pot. ENTRADA
ROTOR

POT. SALIDA: $= 400 \times 0.746 = 298 \text{ KW}$

POT. MECANICA TOTAL: $\text{Pot. SALIDA} + \text{Pot. Fricción}$
 $298 + 5 = 303$

PERDIDAS ROTOR $= \frac{\text{DESGLIZAMIENTO}}{(1 - S)} \times \text{Pot. MEC. TOTAL}$

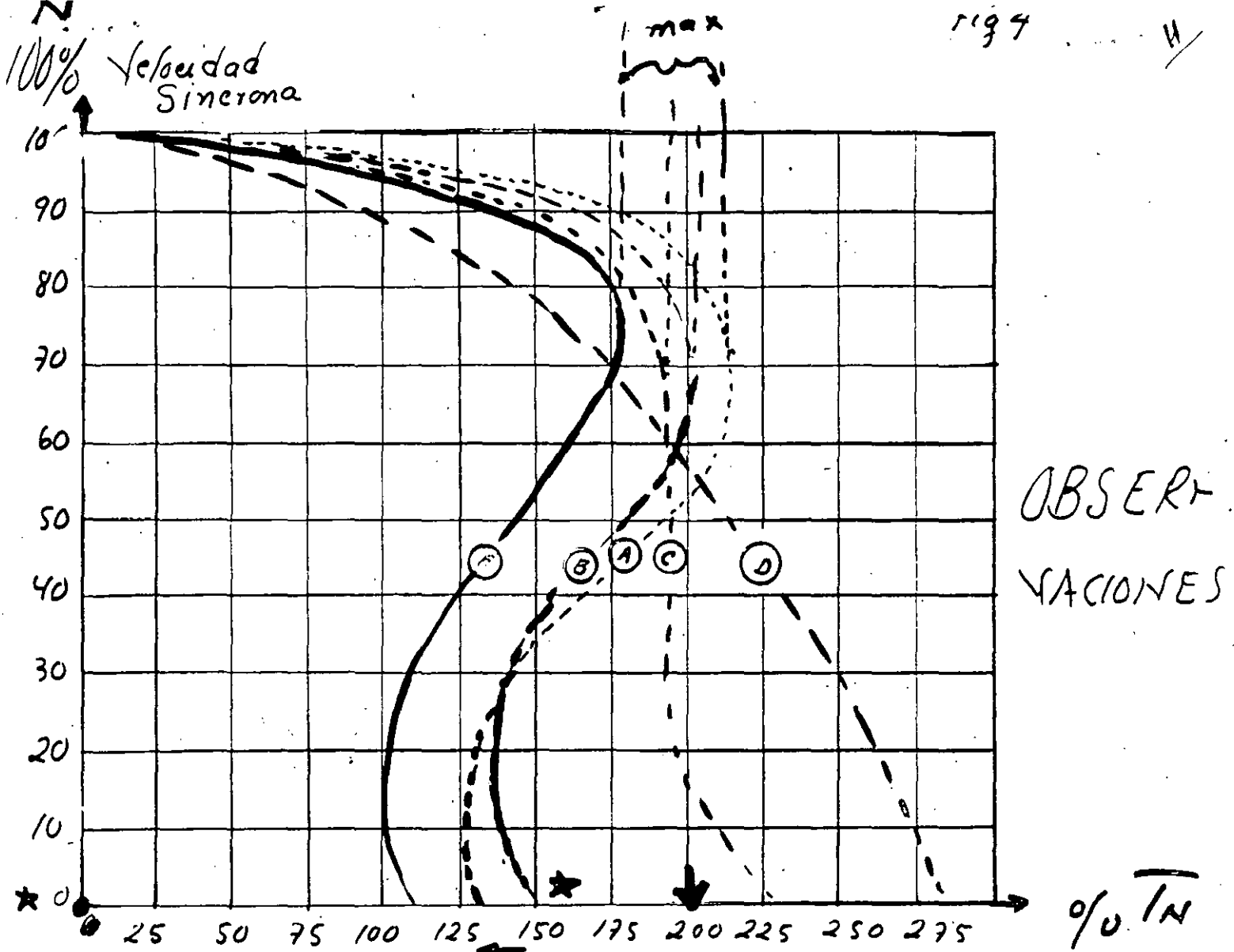
PERDIDAS ROTOR $= \frac{(0.02)}{(1 - 0.02)} \times \text{Pot. MEC. TOTAL}$

PERDIDAS ROTOR $= \frac{0.02}{1 - 0.02} \times 303 = 6.2 \text{ KW}$

POT. ENTRADA ROTOR: $303 + 6.2 = 309.2 \text{ KW}$
 $= \text{Pot. MEC. TOTAL} + \text{PERD. ROTOR}$

CONCLUSIÓN:
 SI UN MOTOR OPERA A UN 2% DE DESGLIZAMIENTO
 TIENE PERDIDAS EN EL ROTOR DEL 2% DE LA
 POTENCIA DE SALIDA.

LAS PERDIDAS EN EL COBRE DEL ROTOR
 SE MIDEN DETERMINANDO EL (%) N A PARTIR
 DE LA VELOCIDAD DE SINCRONISMO*



DISEÑOS NORMALIZADOS PARA MOTORES CARACTERIZADOS POR LAS CURVAS PAR VELOCIDAD

- * 1 - VALOR DEL PAR CORRESPONDIENTE A VELOCIDAD CERO
 - o PAR DE ARRANQUE DA UNA IDEA DE LA CAPACIDAD DEL MOTOR PARA PONER EN MARCHA LA CARGA IMPULSADA.
- ← 2 - HAY UNA DISMINUCION DEL PAR DESPUES DEL ARRANQUE EL VALOR MINIMO QUE SE LEE EN LA CURVA ES UN PUNTO CRITICO EN EL PERIODO DE ACELERACION DE LA CARGA.

EL VALOR DEC PAR MAX. NOS DA UNA MEDIDA DE LA CAPACIDAD EXTREMA DEL MOTOR.

SE IDENTIFICA EL VALOR DEL T_{NOMINAC} O PUNTO PARA EL CUAL FUE DISEÑADO EL MOTOR.

AL DIBUJAR PARALELAMENTE LAS CURVAS (T-N) Y CARGA IMPULSADA. LA DIFERENCIA DE ABCISAS A CUALQUIER VELOCIDAD ES EL PAR DE ACCELERACION. QUE QUEDA DISPONIBLE PARA PERMITIR QUE SE INCREMENTE LA VELOCIDAD

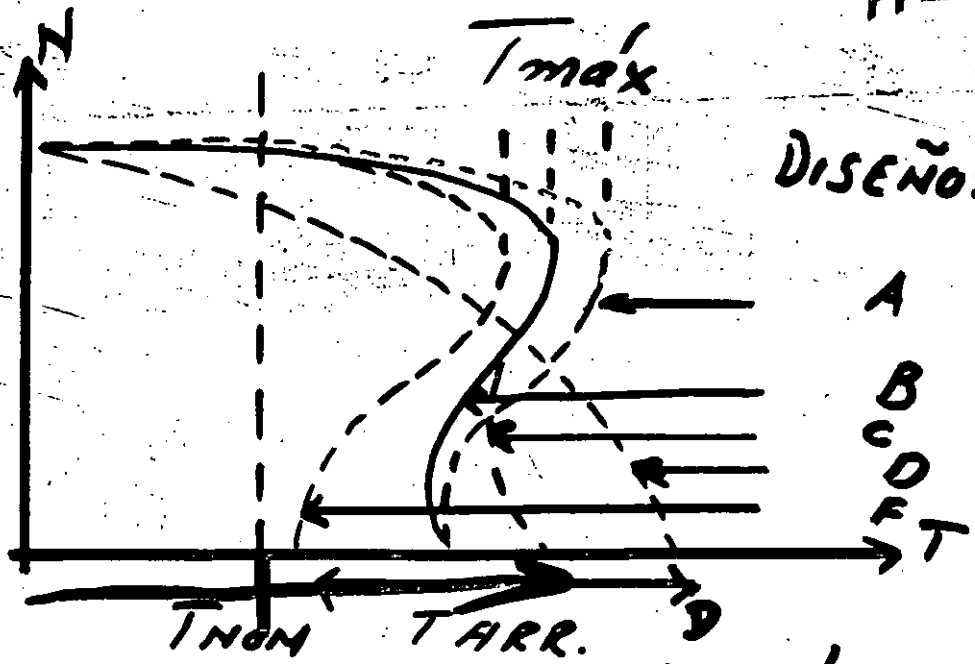
EL DISEÑO B SATISFACE LA MAYOR PARTE DE REQUERIMIENTOS PRACTICOS.

CARACTERISTICAS DEL DISEÑO B

VARRANQUE -- TIENE UNA VARIACION ENTRE EL (175 y 100%) PARA MOTORES DE 2 POLOS y (275 al 100%) PARA MOTORES DE 4 POLOS.

VARRANQUE -- NO DEBE EXCEDER EL LIMITE FIJADO POR LA NORMA.

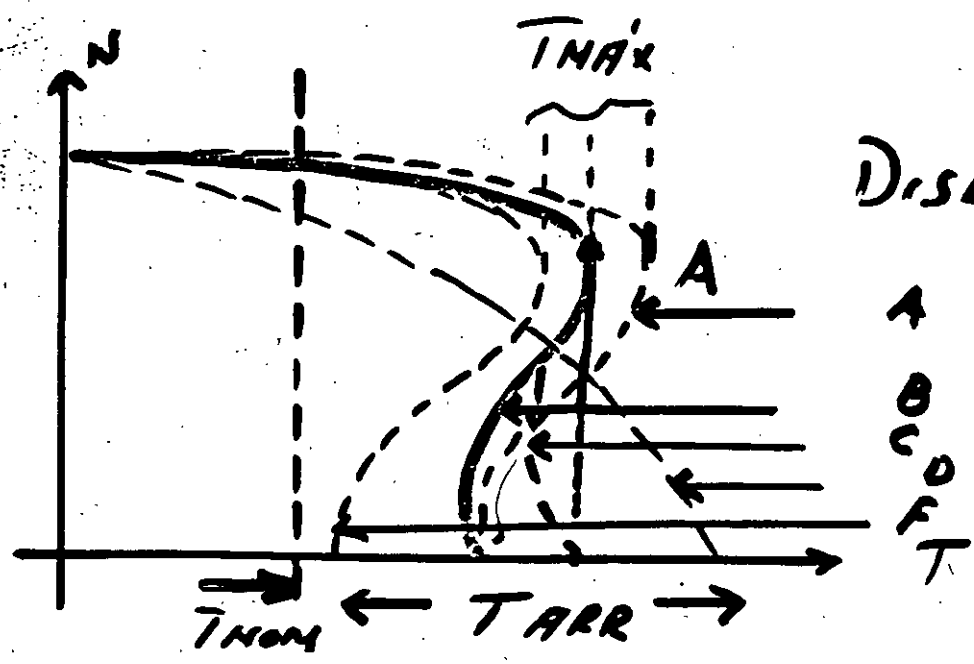
T_{MAX} -- DEBE TENER VALORES MINIMOS DEL (250% PARA MOTORES DE BAJA CAPACIDAD EN 2 POLOS y 200% EN MOTORES HASTA 200 HP EN 4 POLOS LOS LIMITES SON DEL



DISEÑOS

A
B
C
D
E
F

100% CURVAS - PAR VELOCIDAD



DISEÑOS

A
B
C
D
E
F

DESLLIZAMIENTO

La CARGA NOMINAL NO DEBE EXCEDER EL 5%
COMERCIALMENTE HAY ENTRE (2 y el 4)%.

CARACTERISTICAS MOTOR A

SIMILARES A LAS DEL DISEÑO B

- 1.- LA CORRIENTE DE ARRANQUE I_{ARR} . NO ESTA LIMITADA
- 2.- PAR DE ARRANQUE T_{ARR} . \ll DISEÑO B.
3. T_{MAX} LIGERAMENTE $>$ DISEÑO B

CARACTERISTICAS MOTOR C

$$I_{ARR} > I_{B,A}$$

(COLOCADO ENTRE EL (250 y 200)% de T_{plena} Carga.
TIENE UN DISEÑO ESPECIAL DE LA SAUOLA DEL ROTOR

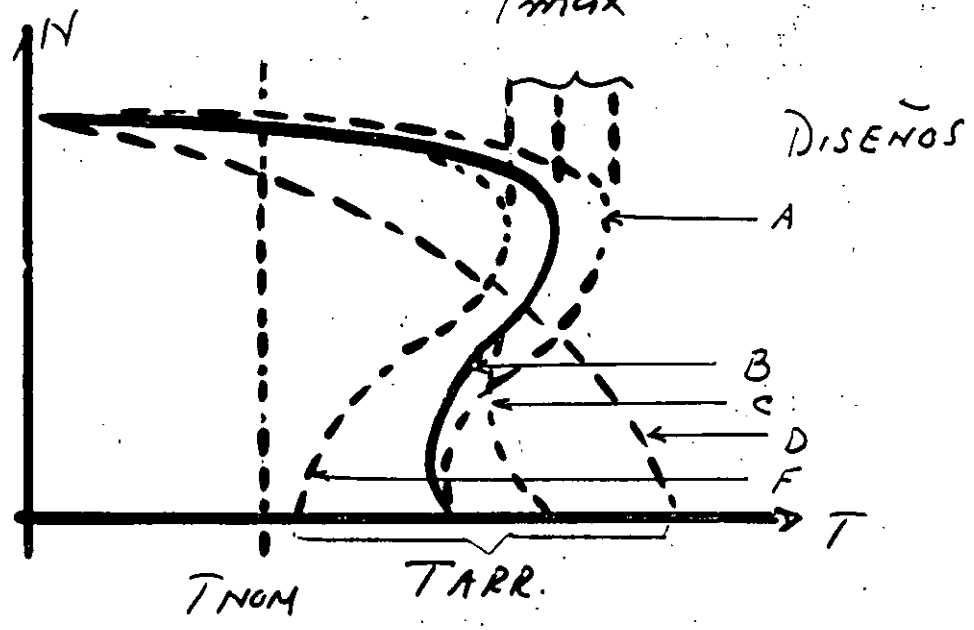
- I_{ARR}^{AMPS} TIENE LOS MISMOS LIMITES DEL DISEÑO B
- EL DESLLIZAMIENTO NO EXCEDE DEL 5%

CARACTERISTICAS DEL MOTOR D

- T_{ARR} MUY ELEVADO VEASE GRAFICA ($T-N$)
- NO DEBE EXCEDER AL 275% DEL PAR NOMINAL.
- ELEVADO DESLLIZAMIENTO S PUEDE SER SUPERIOR AL 5%
- $T_{ARRANQUE}$ ESTA SUJETO A LOS LIMITES ESPECIFICADOS

CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR "F"

OBSERVENSE LA CURVA (T-N)
 I_{max}



APLICACION LIMITADA..

- $T_{ARR} \text{ y } T_{MAX} < A, B, C, D$
- $S > A, B, C$
- VENTAJA TIENE UNA $T_{ARRANQUE}$ MENOR.

$V_s \rightarrow 9 \text{ AMPS} \times \text{C/HP} \text{ a } 220V$
 $14.5 \times \checkmark$

DISEÑOS B, C, D
 EN CAPACIDADES DE 30 A 200 HP.

MOTORES DE ROTOR DEVANADO

CURVAS DE OPERACION PARA MOTORES DE INDUCCION CUANDO SE VARIA ~~DE UNA~~ LA RESISTENCIA DE ~~LA~~ CIRCUITO SECUNDARIO

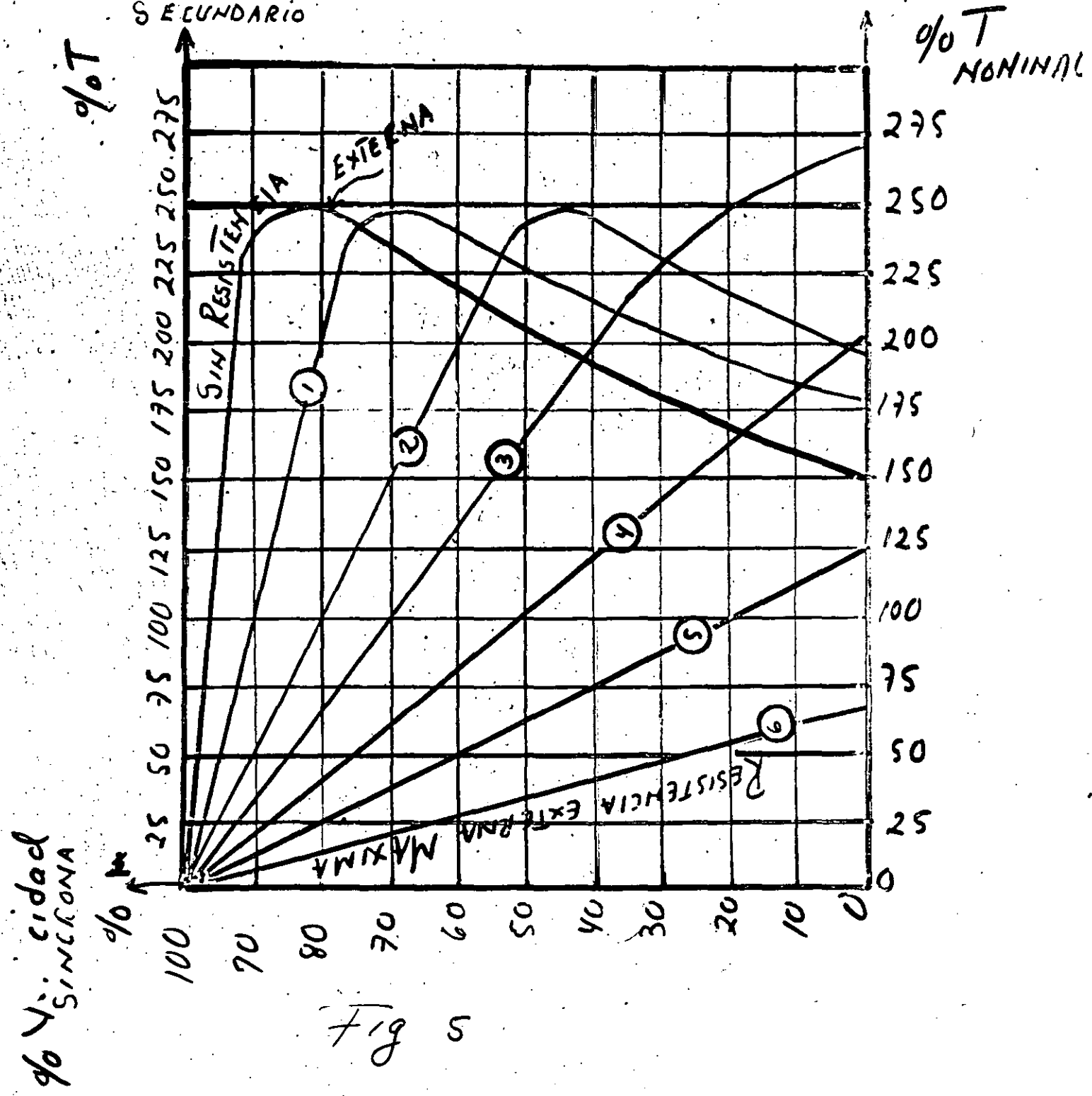
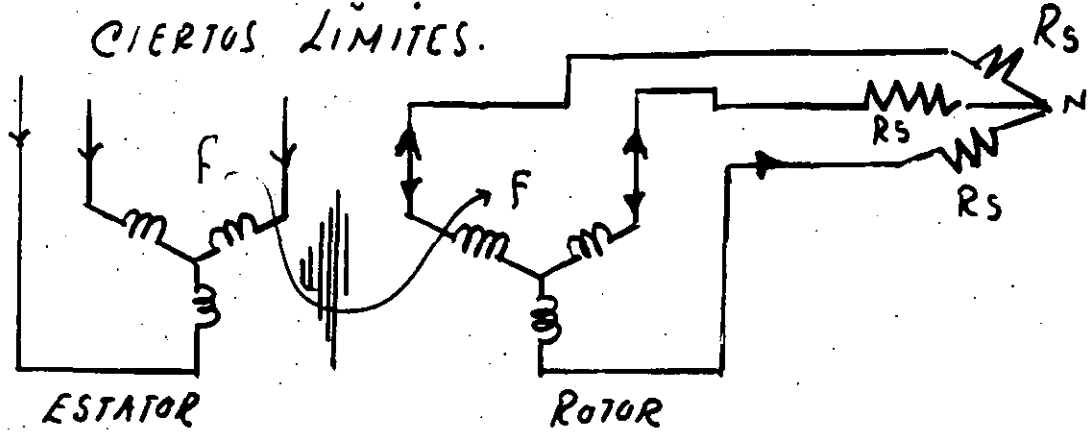


Fig 5

AL VARIAR LA RESISTENCIA DEL CIRCUITO SECUNDARIO DEL MOTOR DE INDUCCION PERMITE:

- VARIAR EL PAR DE ARRANQUE DEL MOTOR
- VARIAR EL DESLIZAMIENTO AL QUE OCURRE EL PAR MAX.
- DISMINUIR LA I DE ARRANQUE
- AUMENTAR EL PAR DE ARRANQUE HASTA EL VALOR DEL PAR MAXIMO
- AJUSTAR LA VELOCIDAD DE OPERACION DENTRO DE CIERTOS LIMITES.



ELEVACION DE LA TEMPERATURA:

LA ELEVACION DE LA TEMPERATURA PERMISIBLE PARA LAS DIFERENTES CLASES DE AISLAMIENTO SE ENCUENTRA EN LA SIGUIENTE TABLA: SU METODO CONSISTE EN MEDIR LA RESISTENCIA DEL DEVANADO R_1 A LA TEMPERATURA AMBIENTE T_1 , Y POSTERIORMENTE A LA TEMPERATURA DE OPERACION NOMINAL T_2 . SE CALCULA LA [TEMPERATURA] DE OPERACION \star .

$$\text{Ecuacion } \frac{R_1}{R_2} = \frac{T_1 + 234.5}{T_2 + 234.5}$$

CLASES DE AISLAMIENTO:

	105°	130	155	180
TEM. AMBIENTE	40°	40°	40°	40°
ELEVACION DE LA TEMPERATURA (MEDIDA POR RESISTENCIA)	60°	80°	105°	125°
MARGEN PARA EL PUNTO MAS CALIENTE	5°	10°	10°	15°
TEMPERATURA DEL PUNTO MAS CALIENTE	105°	130°	155°	180°

VIDA PROMEDIO EN NILES DE HORAS

VIDA NORMAL

100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
9
8
7
6
5
4
3
2

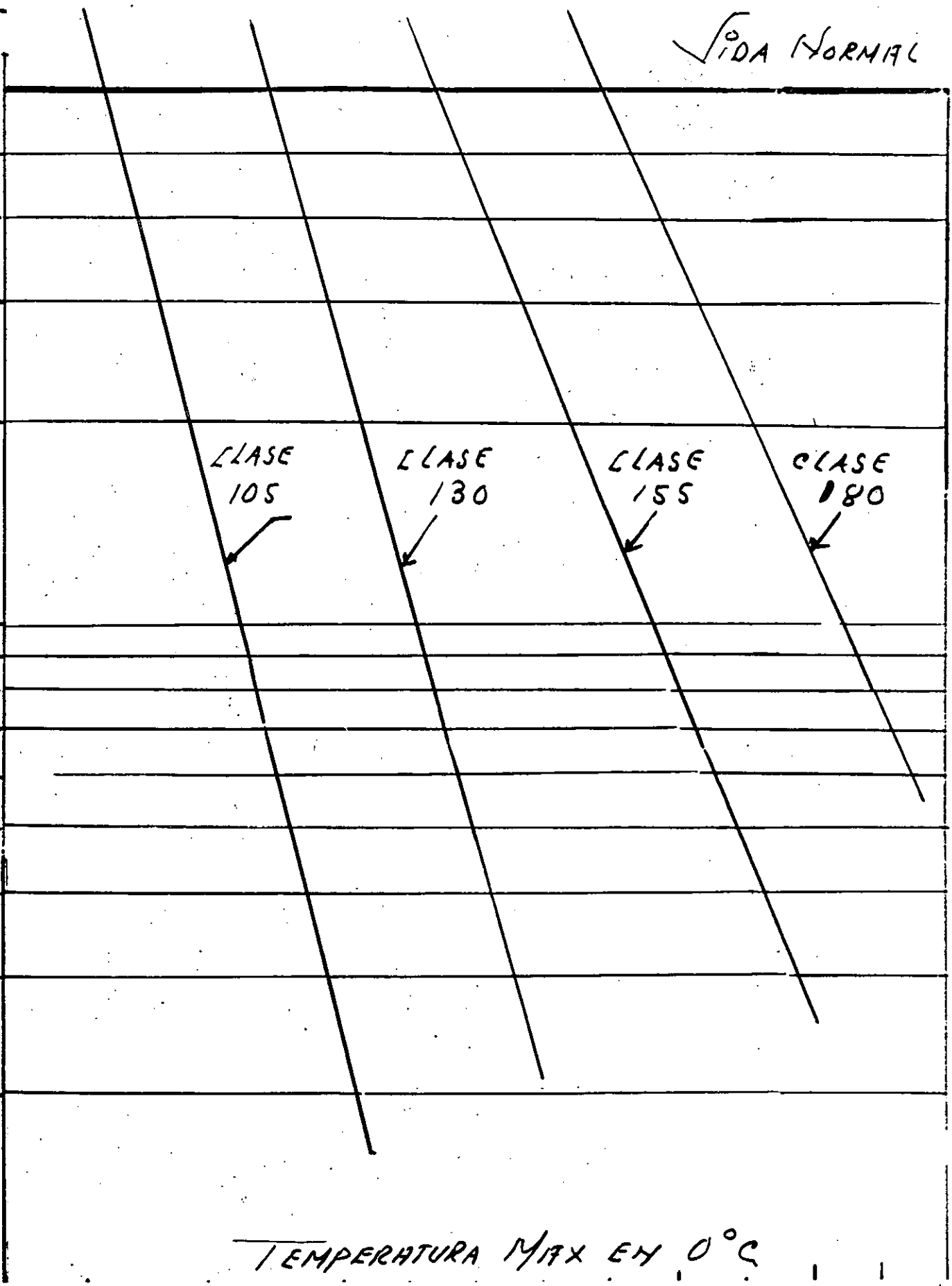
CLASE 105

CLASE 130

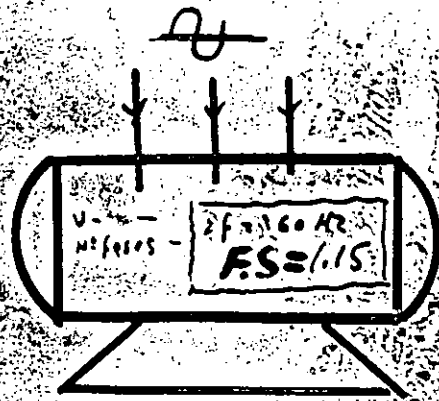
CLASE 155

CLASE 180

TEMPERATURA MAX EN °C



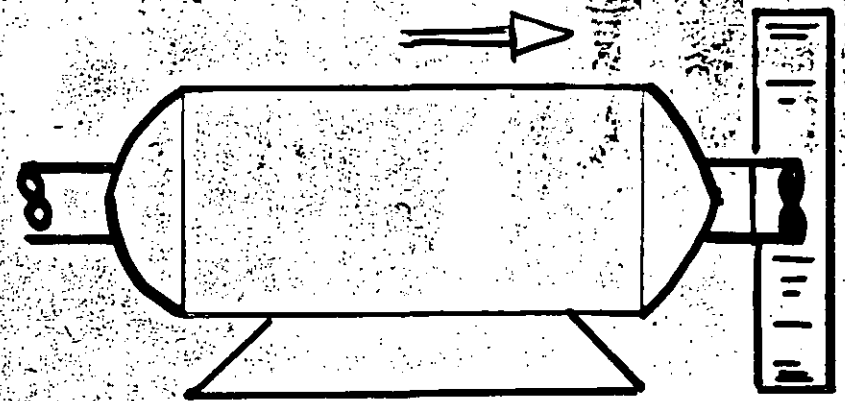
FACTOR DE SERVICIO



EL FACTOR DE SERVICIO INDICA LA CAPACIDAD DE SOBRECARGA DEL MOTOR A TENSION Y FRECUENCIA NOMINALES.

Si:

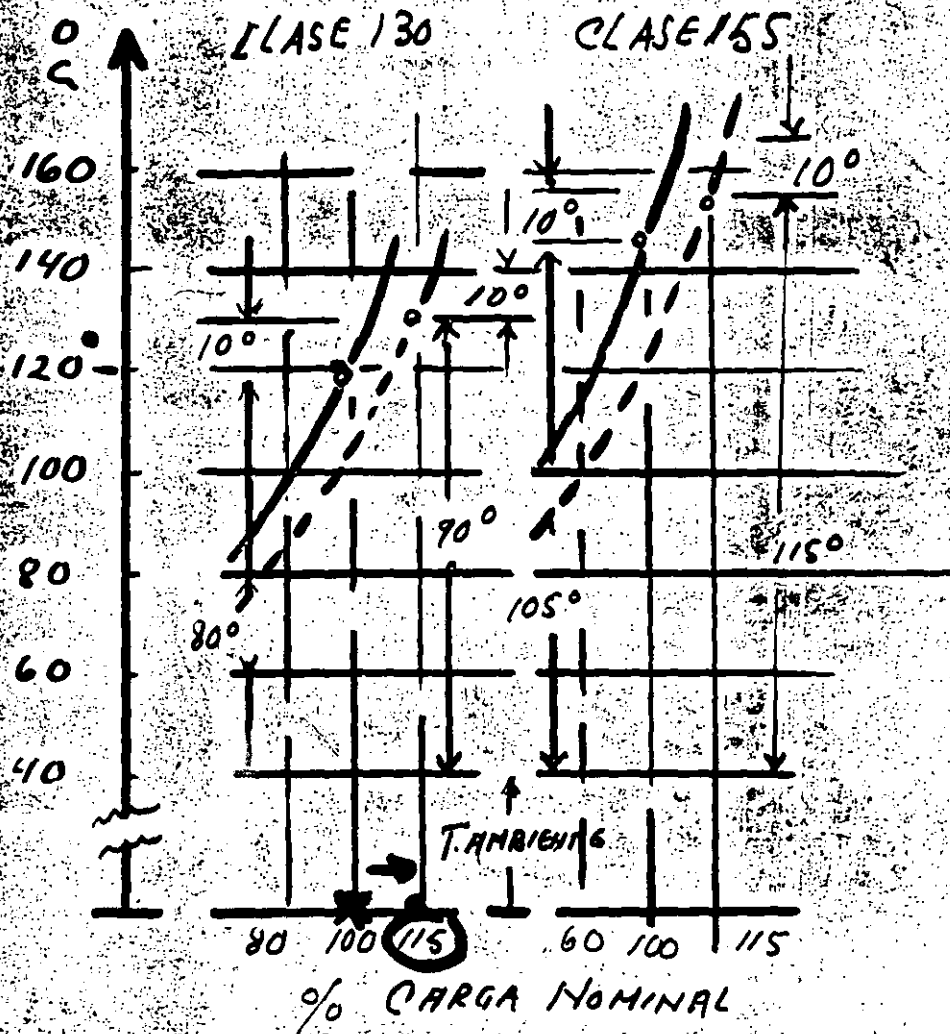
$$CARGA = P_n \cdot S.F.$$



ENTONCES:

$$f.p = \frac{N}{s} a$$

Los valores del 100%

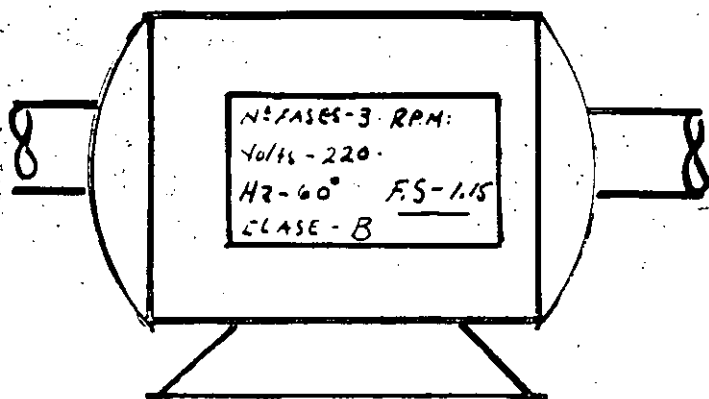


MOTORES CON F.S. = 1.0
 MOTORES CON F.S. = 1.15

FIG. 6

EN LA ELEVACION DE LA TEMPERATURA TOMADA COMO REFERENCIA:

A. 115% DE CARGA EL MOTOR OPERA 10°C ARRIBA DE LA ELEVACION DE T INDICADA EQUIVALE DECIR QUE YA NO EXISTE MARGEN PARA EL PUNTO MAS CALIENTE FACTOR QUE LIMITARA LA DURACION DEL MOTOR



UN MOTOR CON F.S = 1.15 TIENE UN MARGEN EN CUANTO A LA ELEVACION DE T° A 100% DE CARGA. QUE LE PERMITE OPERAR CON SOBRECARGA DE HASTA 115%

SIN EXCEDER LA CAPACIDAD TERMICA DEL AISLAMIENTO.

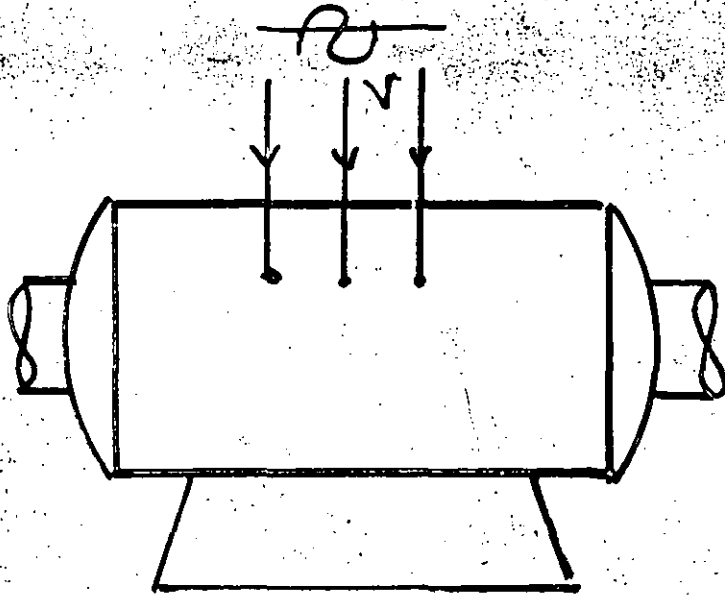
Y A ESTE VALOR DE SOBRECARGA.

LA ELEVACION DE TEMPERATURA EXCEDE

AL VALOR NORMAL DE UN MOTOR CON

F.S = 1.0

VARIACION DE LA TENSION Y FRECUENCIA:



VARIACION

SIMPLE

$$\begin{aligned} V_m &\pm 10\% \\ f_m &\pm 5\% \end{aligned}$$

COMBINADA

$$\begin{aligned} V_m &\pm 10\% \\ f_m &\pm 5\% \end{aligned}$$

SI UN MOTOR OPERA CON UNA SOBRECARGA
EQUIVALENTE. ~~EXISTENTE~~ A CIN F.S NO SE
PUEDEN ADMITIR SIMULTANEAMENTE
VARIACIONES DE V Y f frecuencia:

LA RACTERISTICAS DE MOTORES DE INDUCCION 23

CLASE	INORMAL DE ARRANQUE	PAR DE ARRANQUE	REACTANCIA	ARRANQUE A TENSION PLENA	TENSION DE ARRANQUE	OTRAS	USOS APLICACIONES INDUSTRIALES
A	DE 5 a 7 LA INOMINAL	NORMAL ALREDEDOR DEL 150% DEL DE REGIMEN	—	—	REDUCIDA EN MOTORES DE 7.5 HP y 7	—	MARS HERRAMIENTAS BOMBAS CENTRIFUGAS - GRUPOS MOTOR - GS. VENTILADORES ASPIRADORAS EQUIPOS QUE REQUIEREN PAR DE ARRANQUE BAJO.
B	REDUCIDA DE 4.5 a 5 LA NOMINAL	NORMAL 150% del NOMINAL	ALTA	✓	—	—	SEMEDANTE A LA DE LA CLASE A
C	BAJA DE 4.5 a 5 LA INOMINAL	225% DEL NOMINAL	—	✓	—	DOBLE JAULA DE ARONIA	BOMBAS DE MOVIMIENTO ALTERNATIVO, TRITURADORAS MEZCLADORAS, COMPRESORAS DE AIRE, MAQUINAS RETRICE RANTES GRANDES EQUIPOS QUE REQUIEREN UN PAR DE ARRANQUE.
D	BAJA	ELEVADO 275% del NOMINAL	—	✓	—	—	PRENSAS DE EMBUTIR GUILLOTINAS, MARTINETES, GRUAS PEQUEÑAS - MAQUINAS VOLANTES, CENTRIFUGAS DE AZUCARERAS.





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

CURSOS ABIERTOS

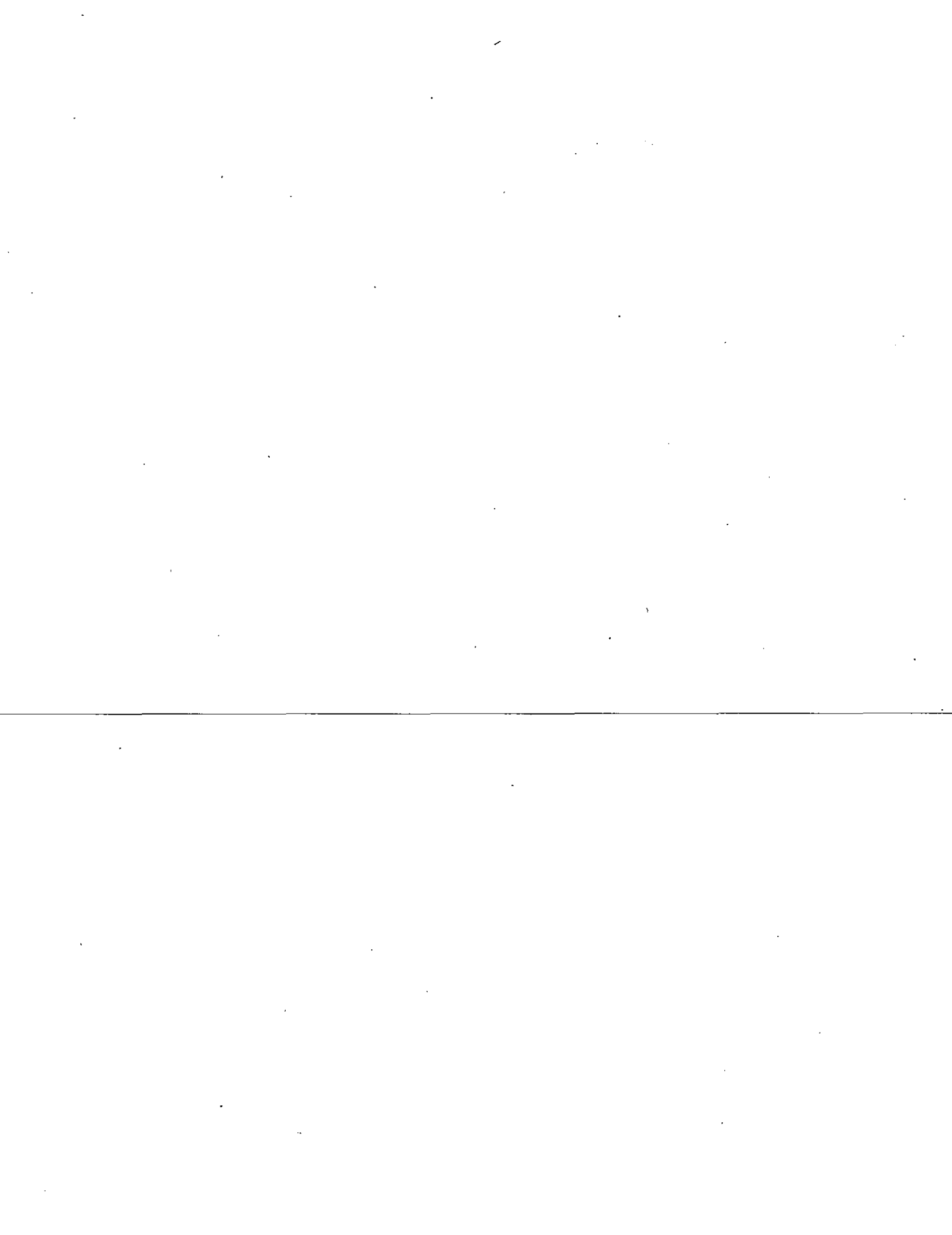
MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

NORMAS PARA MOTORES DE INDUCCION

ING. DAVID CANO SAUCEDO

SEPTIEMBRE - 1992



MG 1-12.38 Breakdown Torque of Single-speed Polyphase Squirrel-cage Integral-horsepower Motors with Continuous Ratings

A. The breakdown torque of Design A* and B, 60- and 50-hertz, single-speed, polyphase squirrel-cage motors, with rated voltage and frequency applied, shall be in accordance with the following values which are expressed in percent of full-load torque and represent the upper limit of the range of application for these motors:

Hp	Synchronous Speed, Rpm							
	60 hertz	3600	1800	1200	900	720	600	514
	50 hertz	3000	1500	1000	750
1/2	225	200	200	200	200
3/4	275	220	200	200	200	200
1	...	300	265	215	200	200	200	200
1 1/2	250	280	250	210	200	200	200	200
2	240	270	240	210	200	200	200	200
3	230	250	230	205	200	200	200	200
5	215	225	215	205	200	200	200	200
7 1/2	200	215	205	200	200	200	200	200
10-125, inclusive	200	200	200	200	200	200	200	200
150	200	200	200	200	200	200	200	...
200	200	200	200	200	200
250	175	175	175	175
300-350	175	175	175
400-500, inclusive	175	175

* Design A values are in excess of values shown above.

B. The breakdown torque of Design C, 60- and 50-hertz, single-speed, polyphase squirrel-cage motors, with rated voltage and frequency applied, shall be in accordance with the following values which are expressed in percent of full-load torque and represent the upper limit of the range of application for these motors:

Hp	Synchronous Speed, Rpm			
	60 hertz	1800	1200	900
	50 hertz	1500	1000	750
3	...	225	200	200
5	200	200	200	200
7 1/2-200, inclusive	190	190	190	190

C. For motors having nameplate voltages of 208-220/440 volts or 208-220 volts, the breakdown torques given in par. A and B apply to operation on 220 volts (or 440 volts); on 208 volts, the breakdown torques are somewhat lower as given in MG 1-14.31.

NEMA Standard 1-26-1948, revised 6-24-1949; 11-17-1955; 11-17-1966.

hertz = cycles per second.

MG 1-12.42 Temperature Rise for Single-phase and Polyphase Induction Motors

The temperature rise, above the temperature of the cooling medium, for each of the various parts of the motor shall not exceed the values given in the following table when tested in accordance with the rating, except that for motors having a service factor greater than 1.0, the temperature rise shall not exceed the values given in the following table when tested at the service factor load.

CLASS OF INSULATION SYSTEM	B	F*†	H*‡
TIME RATING (may be continuous or any short-time rating given in MG 1-10.36)			
TEMPERATURE RISE (based on a maximum ambient temperature of 40 C)			
1. WINDINGS—FRACTIONAL-HORSEPOWER MOTORS			
a. Open motors other than those given in par. 1.b and 1.d—resistance.	80 C	105 C	125 C
b. Open motors with 1.15 or higher service factor—resistance	90 C	115 C	...
c. Totally-enclosed nonventilated and fan-cooled motors, including variations thereof—resistance	85 C	110 C	135 C
d. Any motor in a frame smaller than the 42 frame—resistance	85 C	110 C	135 C
2. WINDINGS—INTEGRAL-HORSEPOWER MOTORS			
a. Motors other than those given in par. 2.b, 2.c, 2.d and 2.e—resistance	80 C	105 C	125 C
b. All motors with 1.15 or higher service factor—resistance	90 C	115 C	...
c. Totally-enclosed fan-cooled motors, including variations thereof—resistance	80 C	105 C	125 C
d. Totally-enclosed nonventilated motors, including variations thereof—resistance	85 C	110 C	135 C
e. Motors with encapsulated windings and with 1.0 service factor, all enclosures—resistance	85 C	110 C	...
3. THE TEMPERATURES ATTAINED BY SQUIRREL-CAGE WINDINGS, CORES AND MECHANICAL PARTS (SUCH AS BRUSHOLDERS, POLE TIPS, UNINSULATED SHADING COILS, COMMUTATORS, COLLECTOR RINGS, ETC.) SHALL NOT INJURE THE MACHINE IN ANY RESPECT.			

Temperatures shall be determined in accordance with the latest revision of the following:

1. For single-phase motors—IEEE *Test Procedure for Single-phase Induction Motors*, Publication No. 114.
2. For polyphase induction motors—IEEE *Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators*, Publication No. 112A.

* Where a Class F or H insulation system is used, special consideration needs to be given to bearing temperatures, lubrication, etc.

† This column applies to integral-horsepower and polyphase fractional-horsepower motors.

‡ This column applies to polyphase induction motors only.

Suggested Standard for Future Design 5-24-1960, revised 7-12-1961; 5-21-1962; 1-21-1964; 11-12-1964, reaffirmed 7-13-1967.

NOTE I—Abnormal deterioration of insulation may be expected if the ambient temperature of 40 C is exceeded in regular operation. See Note II.

NOTE II—The temperature rises given in the above table are based upon a reference ambient temperature of 40 C. Motors intended for use in any other ambient temperature should have temperature rises not exceeding the value calculated from the appropriate formula below, rounded off to the nearest 5 degrees:

For motors given in items 1.a, 1.b, 2.a, 2.b and 2.c:

$$\text{Temperature rise} = 0.9(T_{hs} - T_a)$$

For motors given in items 1.c, 1.d, 2.d and 2.e:

$$\text{Temperature rise} = 0.965(T_{hs} - T_a)$$

where

T_a = ambient temperature

T_{hs} = hot spot temperature = for all items except 1.b and 2.b
 130 C for Class B insulation system
 155 C for Class F insulation system
 180 C for Class H insulation system
 for items 1.b and 2.b
 140 C for Class B insulation system
 165 C for Class F insulation system

When a higher ambient temperature than 40 C is required, preferred values of ambient temperature are 50 C, 65 C, 90 C and 115 C.

NOTE III—The foregoing values of temperature rise are based upon operation at altitudes of 3300 feet or less. For temperature rises for motors intended for operation at altitudes above 3300 feet, see MG 1-14.08.

Authorized Engineering Information 7-12-1961, revised 5-21-1962; 1-21-1964; 8-19-1964; 11-12-1964.

MG 1-12.47.a Service Factor of Alternating-current Motors

A. GENERAL-PURPOSE ALTERNATING-CURRENT MOTORS

When operated at rated voltage and frequency, general-purpose alternating-current motors having a rated temperature rise in accordance with MG 1-12.42 shall have a service factor in accordance with the following (see MG 1-14.34.a):

Hp	Service Factor						
	Synchronous Speed, Rpm						
	3600	1800	1200	900	720	600	514
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*
1 1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*

* In the case of polyphase squirrel-cage integral-horsepower motors, these service factors apply only to Design A, B and C motors.

B. OTHER OPEN-TYPE MOTORS

When operated at rated voltage and frequency, other open-type alternating-current motors having horsepower ratings from 250 to 500, inclusive, and a rated temperature rise in accordance with MG 1-12.42 shall have a service factor of 1.0.

Suggested Standard for Future Design 11-12-1964; revised 8-20-1966.

In those applications requiring an overload capacity, the use of a higher horsepower rating, as given in par. D of MG 1-10.32, is recommended to avoid exceeding the temperature rises for the class of insulation system used and to provide adequate torque capacity.

Authorized Engineering Information 8-20-1966

MG 1-12.33 Locked-rotor Current of Single-phase Integral-horsepower Motors, Designs L and M

The locked-rotor current of single-phase, 60-hertz, Design L and M motors of all types, when measured with rated voltage and frequency impressed and with the rotor locked, shall not exceed the following values:

Hp	Locked-rotor Current, Amperes		
	Design L Motors		Design M Motors
	115 Volts	230 Volts	230 Volts
1	70	35	...
1½	..	50	40
2	..	65	50
3	..	90	70
5	..	135	100
7½	..	200	150
10	..	260	200
15	..	390	300
20	..	520	400

NEMA Standard 8-7-1947; revised 1-23-1951.

MG 1-12.34 Locked-rotor Current of 3-phase 60-hertz Integral-horsepower Squirrel-cage Induction Motors Rated at 220 Volts

The locked-rotor current of single-speed, 3-phase, constant-speed induction motors rated at 220 volts, when measured with rated voltage and frequency impressed and with rotor locked, shall not exceed the following:

Hp	Locked-rotor Current, Amperes*	Design Letters
½	20	B, D
¾	25	B, D
1	30	B, D
1½	40	B, D
2	50	B, D
3	64	B, C, D
5	92	B, C, D
7½	127	B, C, D
10	162	B, C, D
15	232	B, C, D
20	290	B, C, D
25	365	B, C, D
30	435	B, C, D
40	580	B, C, D
50	725	B, C, D
60	870	B, C, D
75	1085	B, C, D
100	1450	B, C, D
125	1815	B, C, D
150	2170	B, C, D

(continued)

hertz = cycles per second.

(Continued)

Hp	Locked-rotor Current, Amperes*	Design Letters
200	2900	B, C
250	3650	B
300	4400	B
350	5100	B
400	5800	B
450	6500	B
500	7250	B

* The locked-rotor current of motors designed for voltages other than 220 volts shall be inversely proportional to the voltages, except for motors rated at 230 volts (see MG 1-12.34.a).

Recommended Standard 8-7-1947, revised 8-24-1949; 11-17-1949, NEMA Standard 11-12-1953, revised 1-21-1964; 8-20-1966; 11-17-1966.

MG 1-12.34.a Locked-rotor Current of 3-phase 60-hertz Integral-horsepower Squirrel-cage Induction Motors Rated at 230 Volts

The locked-rotor current of single-speed, 3-phase, constant-speed induction motors rated at 230 volts, when measured with rated voltage and frequency impressed and with rotor locked, shall not exceed the values given in MG 1-12.34.

NOTE—The locked-rotor current of motors designed for voltages other than 230 volts shall be inversely proportional to the voltages, except for motors rated at 220 volts (see MG 1-12.34).

Suggested Standard for Future Design 7-7-1965, revised 8-20-1966; 11-17-1966.

MG 1-12.35 Locked-rotor Current of 3-phase 50-hertz Integral-horsepower Squirrel-cage Induction Motors Rated at 220 Volts, Design B

(Under development.)

MG 1-12.36 Torque Characteristics of Polyphase Fractional-horsepower Motors

The breakdown torque of a general-purpose polyphase squirrel-cage fractional-horsepower motor, with rated voltage and frequency applied, shall be not less than 140 per cent of the breakdown torque of a single-phase general-purpose fractional-horsepower motor of the same horsepower and speed rating given in MG 1-12.31.

NOTE I—Motors rated 208 volts may have 10 per cent lower torques than 220-volt motors having the same horsepower and speed rating.

NOTE II—The speed at breakdown torque is ordinarily much lower in fractional-horsepower polyphase motors than in fractional-horsepower single-phase motors. Higher breakdown torques are required for polyphase motors so that polyphase and single-phase motors will have interchangeable running characteristics, rating for rating, when applied to normal single-phase motor loads.

NEMA Standard 6-4-1948, revised 6-24-1949.

MG 1-12.37 Locked-rotor Torque of Single-speed Polyphase Squirrel-cage Integral-horsepower Motors with Continuous Ratings

A. The locked-rotor torque of Design A and B, 60- and 50-hertz, single-speed, polyphase squirrel-cage motors, with rated voltage and frequency applied, shall be in accordance with the following values which are expressed in percent of full-load torque and represent the upper limit of the range of application for these motors. For applications involving higher torque requirements, see the locked-rotor torque values for Design C and D motors.

Hp	Synchronous Speed, Rpm								
	60 hertz		3600	1800	1200	900	720	600	514
	50 hertz	3000	1500	1000	750	
1/2	140	140	115	110	
3/4	175	135	135	115	110	
1	275	170	135	135	115	110	
1 1/2	175	250	165	130	130	125	115	110	
2	170	235	160	130	125	115	110	110	
3	160	215	155	130	125	115	110	110	
5	150	185	150	130	125	115	110	110	
7 1/2	140	175	150	125	120	115	110	110	
10	135	165	150	125	120	115	110	110	
15	130	160	140	125	120	115	110	110	
20	130	150	135	125	120	115	110	110	
25	130	150	135	125	120	115	110	110	
30	130	150	135	125	120	115	110	110	
40	125	140	135	125	120	115	110	110	
50	120	140	135	125	120	115	110	110	
60	120	140	135	125	120	115	110	110	
75	105	140	135	125	120	115	110	110	
100	105	125	125	125	120	115	110	110	
125	100	110	125	120	115	115	110	110	
150	100	110	120	120	115	115	
200	100	100	120	120	115	
250	70	80	100	100	
300	70	80	100	
350	70	80	100	
400	70	80	
450	70	80	
500	70	80	

B. The locked-rotor torque of Design C, 60- and 50-hertz, single-speed, polyphase squirrel-cage motors, with rated voltage and frequency applied, shall be in accordance with the following values which are expressed in percent of full-load torque and represent the upper limit of the range of application for these motors:

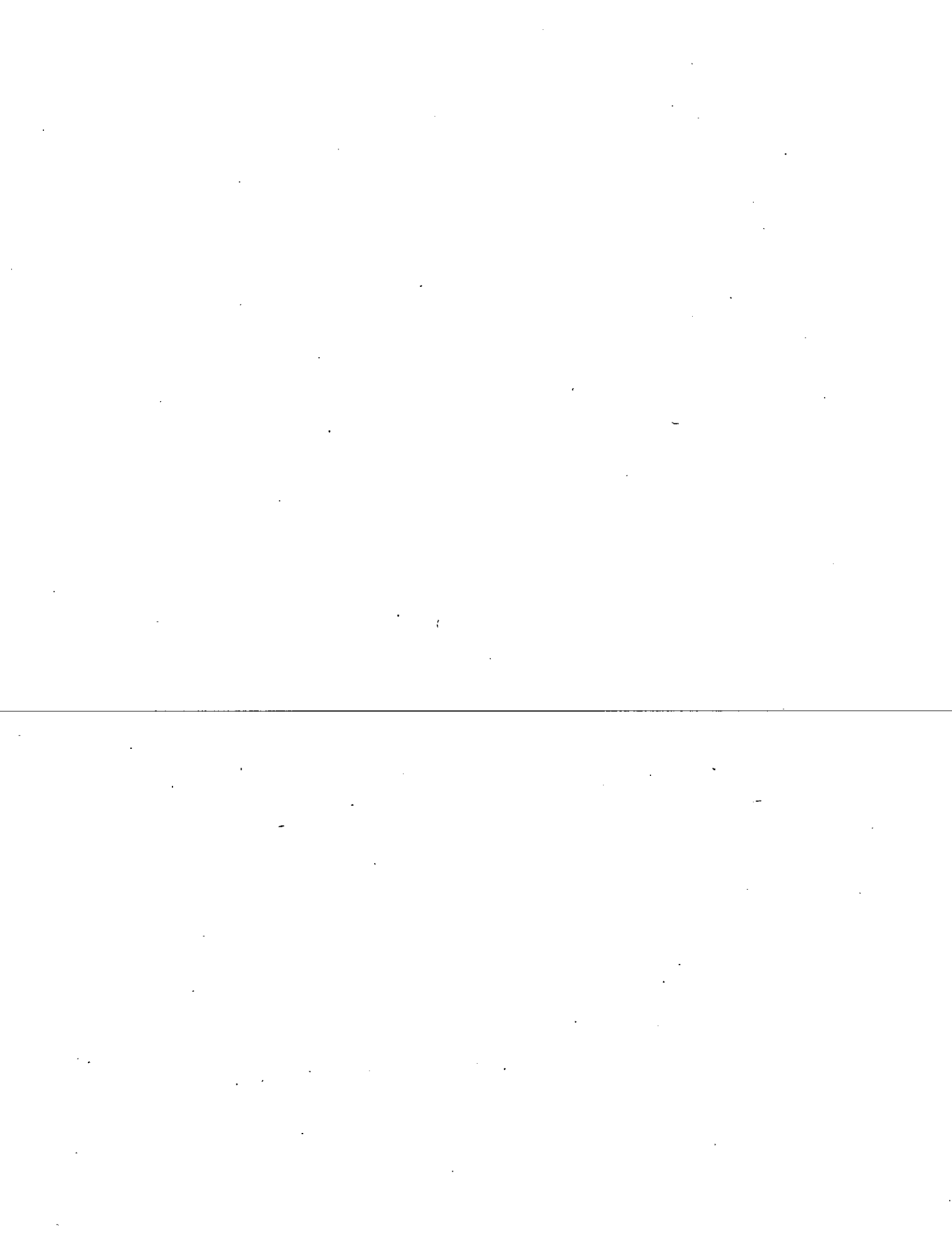
Hp	Synchronous Speed, Rpm				
	60 hertz		1800	1200	900
	50 hertz	1500	1000	750	
3	250	225	
5	250	225	
7.5	250	200	
10	250	200	
15	225	200	
20-200, inclusive	200	200	

C. The locked-rotor torque of Design D, 60- and 50-hertz, 4-, 6- and 8-pole, single-speed, polyphase squirrel-cage motors rated 150 horsepower and smaller, with rated voltage and frequency applied, shall be 275 percent, expressed in percent of full-load torque, which represents the upper limit of application for these motors.

D. For motors having nameplate voltages of 208-220/440 volts or 208-220 volts, the locked-rotor torques given in par. A, B, and C apply to operation on 220 volts (or 440 volts); on 208 volts, the locked-rotor torques are somewhat lower as given in MG 1-14.31.

NEMA Standard 8-7-1947, revised 6-24-1949; 11-17-1955; 11-17-1966.

hertz = cycles per second.





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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

SELECCION DEL TIPO DE MOTOR

ING. JOSE TELLEZ GIRON

SEPTIEMBRE - 1992

SELECCION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA (C. D.)

I N D I C E

I	-	INTRODUCCION	1
II	-	EXPRESIONES BASICAS	2
III	-	CARACTERISTICAS PAR - VELOCIDAD .	3
IV	-	CONTROL DE VELOCIDAD	9
V	-	FRENADO	15
VI	-	APLICACIONES INDUSTRIALES.	18
VII	-	APLICACIONES TRACTIVAS	21

SELECCION DE LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA (C.D.)

I - I N T R O D U C C I O N

A FINALES DEL SIGLO PASADO LAS OPERACIONES INDUSTRIALES Y DE TRANSPORTE SE REALIZABAN MEDIANTE TRANSMISIONES DE MAQUINAS DE VAPOR.

CON LA APARICION DE LA ENERGIA ELECTRICA EMPEZARON A DESTACAR LAS VENTAJAS QUE SOBRE LA MAQUINA DE VAPOR, OFRECIAN LAS MAQUINAS ELECTRICAS. EN EL CASO MAS SIMPLE LOS MOTORES ELECTRICOS SE PODIAN ACOPLAR DIRECTAMENTE A LAS MAQUINAS DE PRODUCCION EVITANDO LAS COMPLICADAS TRANSMISIONES DE LAS MAQUINAS DE VAPOR.

HOY EN DIA LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA PRESENTAN DIVERSAS VENTAJAS SOBRE LOS MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA, ESPECIALMENTE EN APLICACIONES DONDE LOS REQUIRIMIENTOS DE OPERACION EXIGEN AMPLIOS RANGOS DE REVOLUCIONES, VARIACION RAPIDA DE VELOCIDAD, CAMBIO BRUSCO DEL SENTIDO DE GIRO, ELEVADA CAPACIDAD DE SOBRECARGA Y DEMANDAS DE PARES ALTOS EN LOS ARRANQUES.

A CONTINUACION SE ENUNCIAN ALGUNOS DE LOS PRINCIPIOS ELEMENTALES QUE JUSTIFICAN LA APLICACION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA EN CIERTAS APLICACIONES ESPECIFICAS.

SELECCION DE MOTORES DE C. D.

II. EXPRESIONES BASICAS

$$1 \quad T = K_1 \emptyset I_A$$

$$2 \quad N = \frac{V - I_A R_A}{K_2 \emptyset}$$

$$3 \quad N = \frac{V - \frac{R_A T}{K_1 \emptyset}}{K_2 \emptyset} = \frac{V}{K_2 \emptyset} - \frac{R_A T}{K_1 K_2 \emptyset^2}$$

T = PAR

\emptyset = FLUJO MAGNÉTICO

I_A = CORRIENTE DE ARMADURA

R_A = RESISTENCIA DE ARMADURA

N = VELOCIDAD ANGULAR EN RPM

V = TENSIÓN APLICADA

E = TENSIÓN INDUCIDA

K_1, K_2 = CONSTANTES DEPENDIENTES DE UNIDADES Y CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DE CADA MÁQUINA.

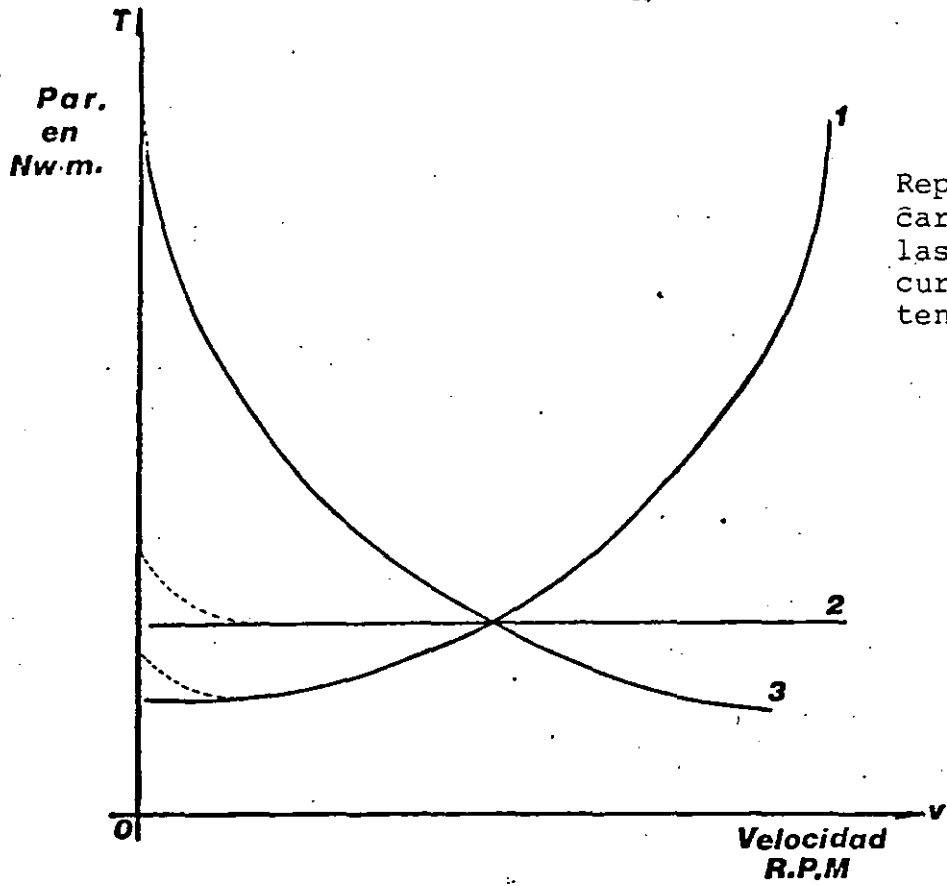
III - CARACTERISTICAS PAR - VELOCIDAD

LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA PRESENTAN CARACTERISTICAS DE PAR-VELOCIDAD DIFERENTES A LOS OTROS TIPOS DE MOTORES, COMO LOS MISMOS DE CORRIENTE ALTERNA O DE COMBUSTION INTERNA.

LOS REQUERIMIENTOS DE CARGA IMPUESTOS POR ALGUNOS TIPOS DE OPERACIONES SON MUY COMPATIBLES CON LOS PERFILES PAR-VELOCIDAD SUMINISTRADOS POR LOS MOTORES DE C.D., EN ESPECIAL AQUELLAS CARGAS DE TIPO INERCIAL; ES POR ELLO QUE ESTAS MAQUINAS COMPITEN VENTAJOSAMENTE CON LAS DE COMBUSTION INTERNA EN APLICACIONES TRACTIVAS.

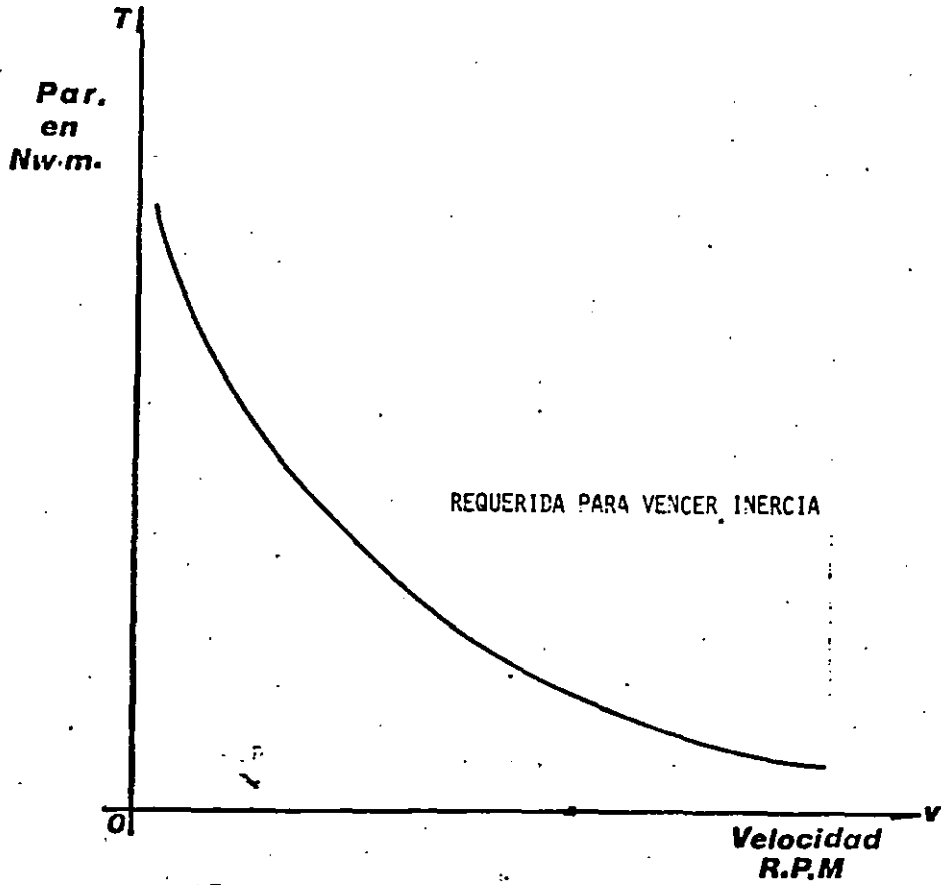
DETALLES ESPECIFICOS DE ESTOS CONCEPTOS, SE MUESTRAN A CONTINUACION.

Graficas Velocidad - Par

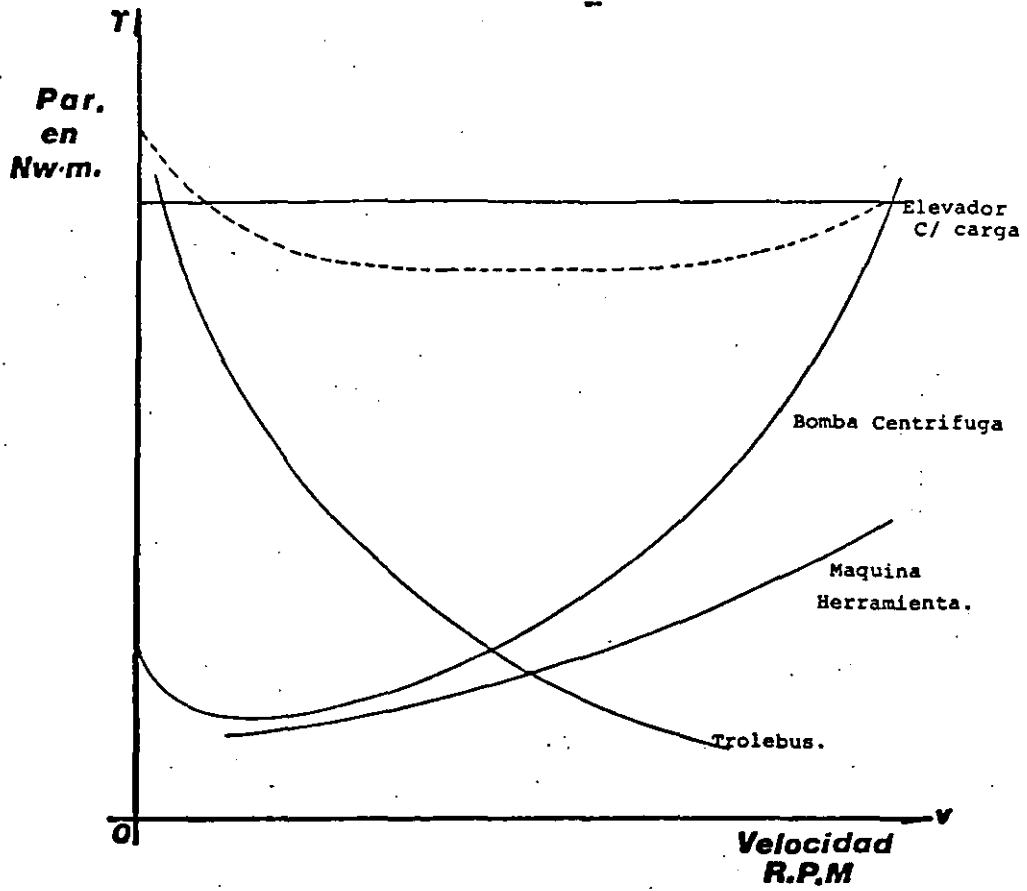


Representación característica de las principales curvas de par resistente

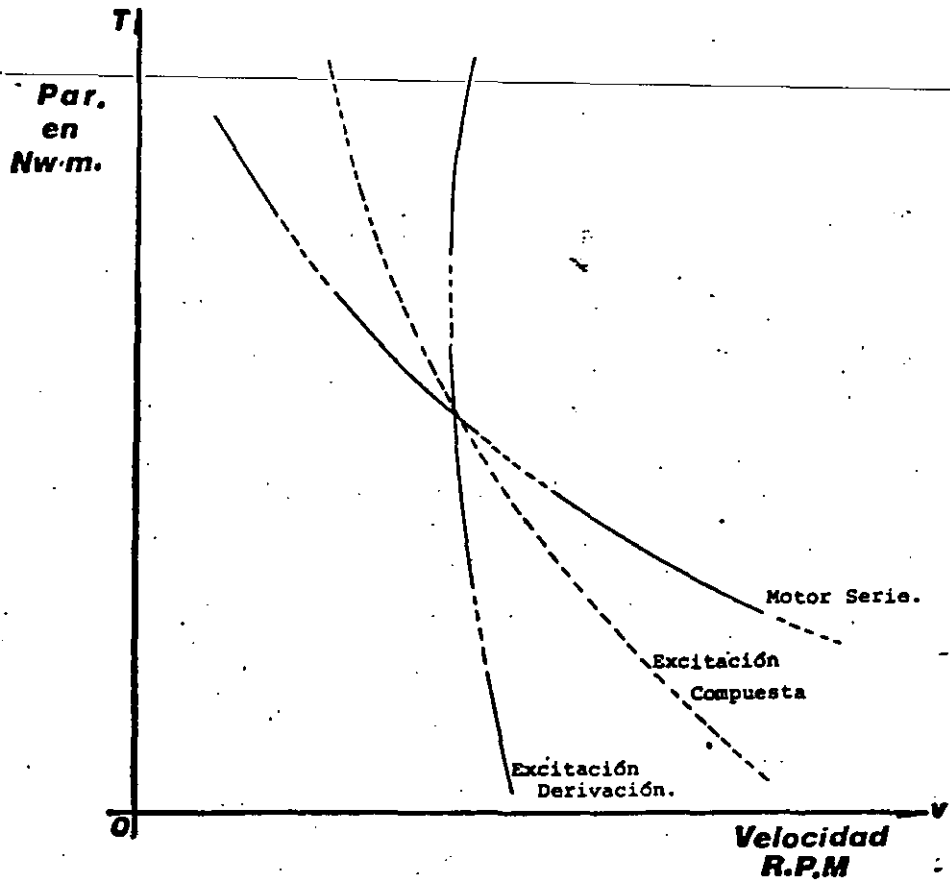
Graficas Velocidad - Par



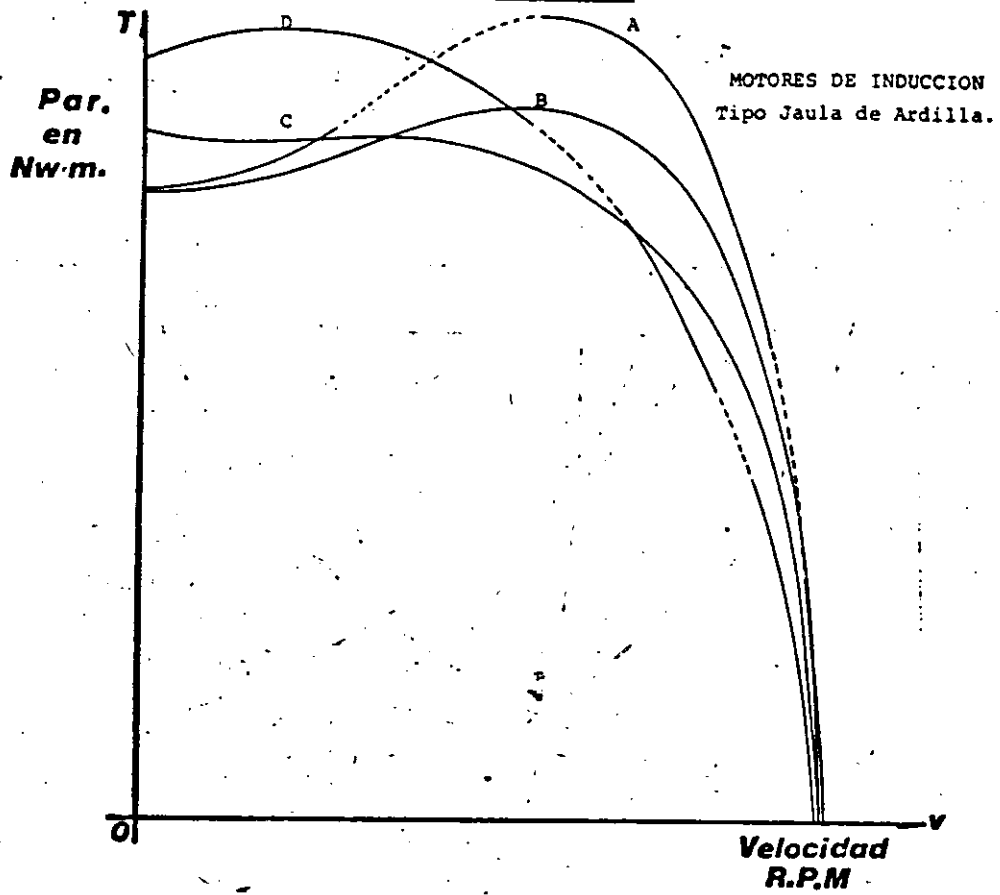
Graficas Velocidad-Par



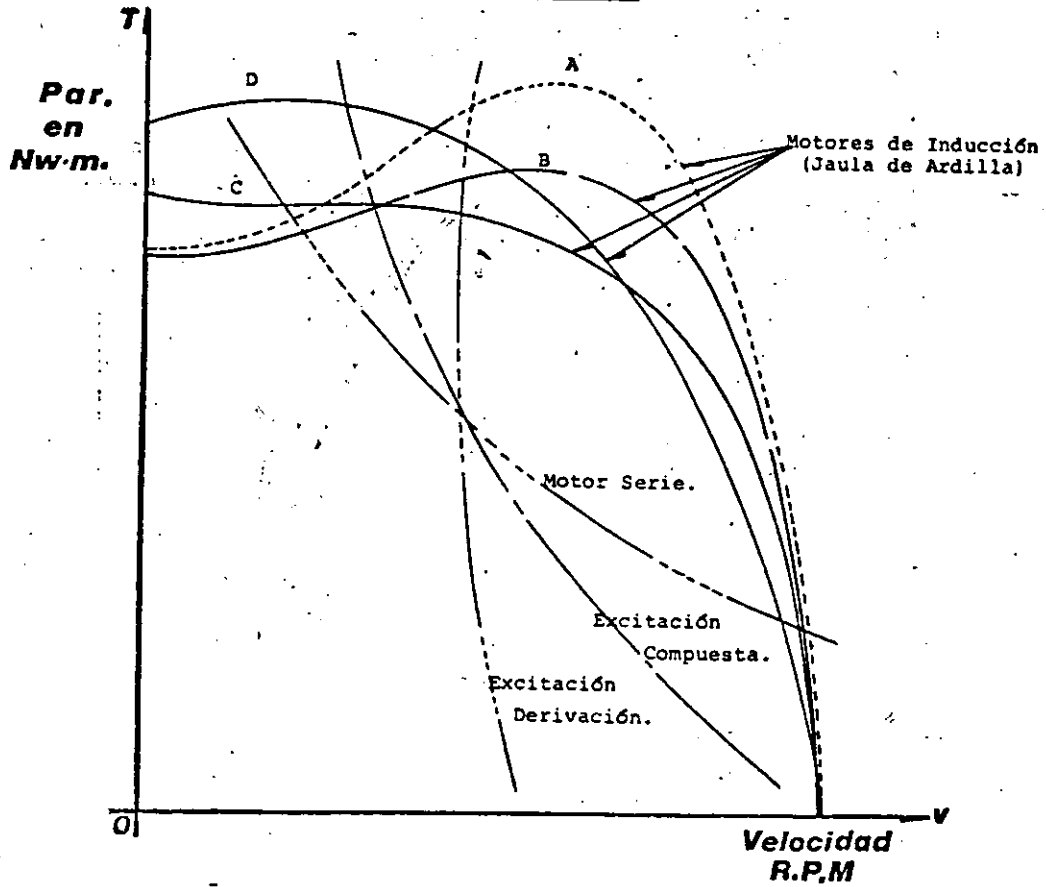
Graficas Velocidad-Par



Graficas Velocidad-Par



Graficas Velocidad-Par



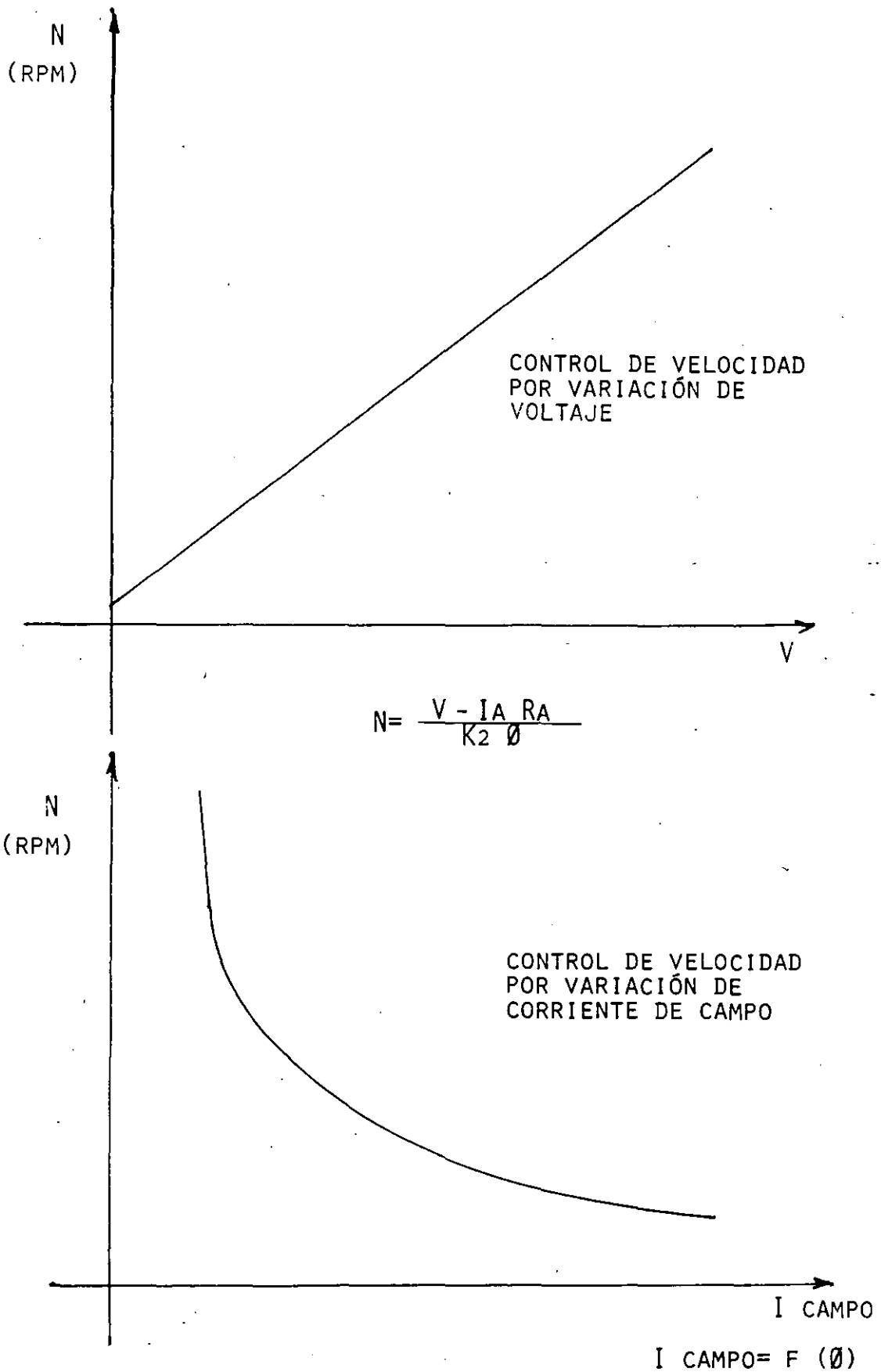
IV - CONTROL DE VELOCIDAD EN MOTORES DE C.D.

SEGURAMENTE QUE UNA DE LAS CARACTERISTICAS, QUE HACEN MAS ATRACTIVA LA OPERACION DE LOS MOTORES DE DIRECTA, LO REPRESENTA SU CONTROL DE VELOCIDAD EN RANGOS MUY PRECISOS.

ESTA PROPIEDAD LO HA HECHO DESPLAZAR AL MOTOR DE INDUCCION DE C.A., SOBRE TODO EN AQUELLAS APLICACIONES EN DONDE EL CONTROL DE VELOCIDAD RESULTA RELEVANTE.

EL TIPO DE CONTROL, COMO SE MUESTRA EN LAS SIGUIENTES LAMINAS PUEDE EFECTUARSE PRINCIPALMENTE A TRAVES DE DOS METODOS, A SABER CONTROL POR VARIACION DE LA TENSION APLICADA Y POR MODIFICACION DE LA CORRIENTE DE CAMPO (FLUJO MAGNETICO). NO OBSTANTE, LA MAYOR PRECISION DEL PRIMERO DE ELLOS, AUNADO A LOS DIFERENTES METODOS DE CONTROL DE TENSION DE QUE SE DISPONE HOY EN DIA, LO HACEN MAS UTILIZADO; SIRVIENDO EL SEGUNDO (CONTROL DE CORRIENTE DE CAMPO) COMO COMPLEMENTO DEL PRIMERO.

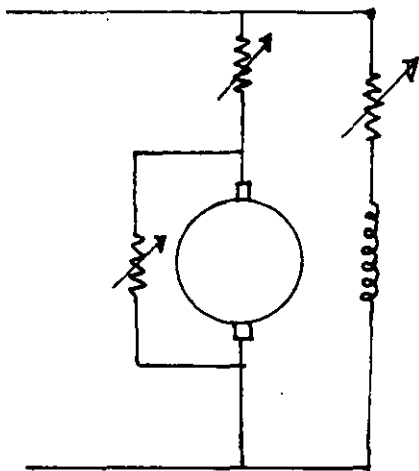
CONCEPTOS BASICOS DE CONTROL DE VELOCIDAD



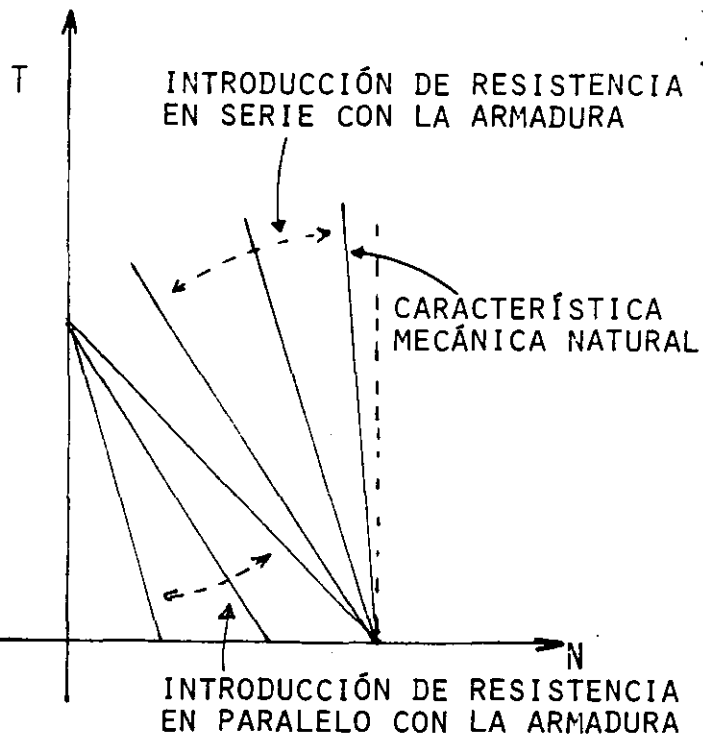
CONTROL DE VELOCIDAD VARIANDO EL VOLTAJE

+ CONTROL POR RESISTENCIAS Y SU EFECTO EN LA CURVA DE PAR

MOTOR EXCITACIÓN DERIVACIÓN

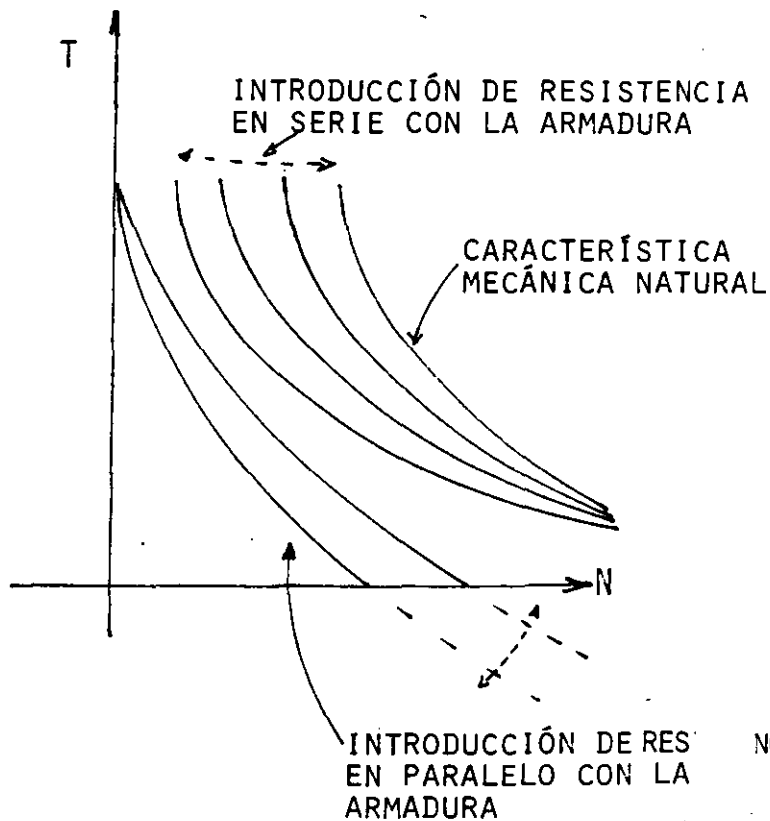
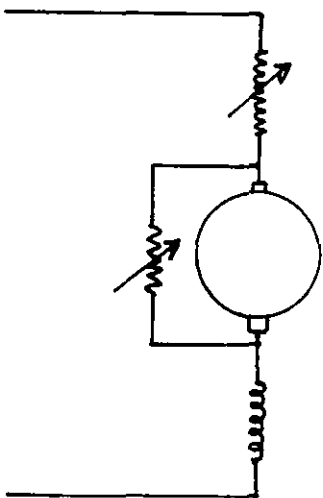


$$N = \frac{V - \frac{R_A T}{K_1 \Phi}}{K_2 \Phi}$$

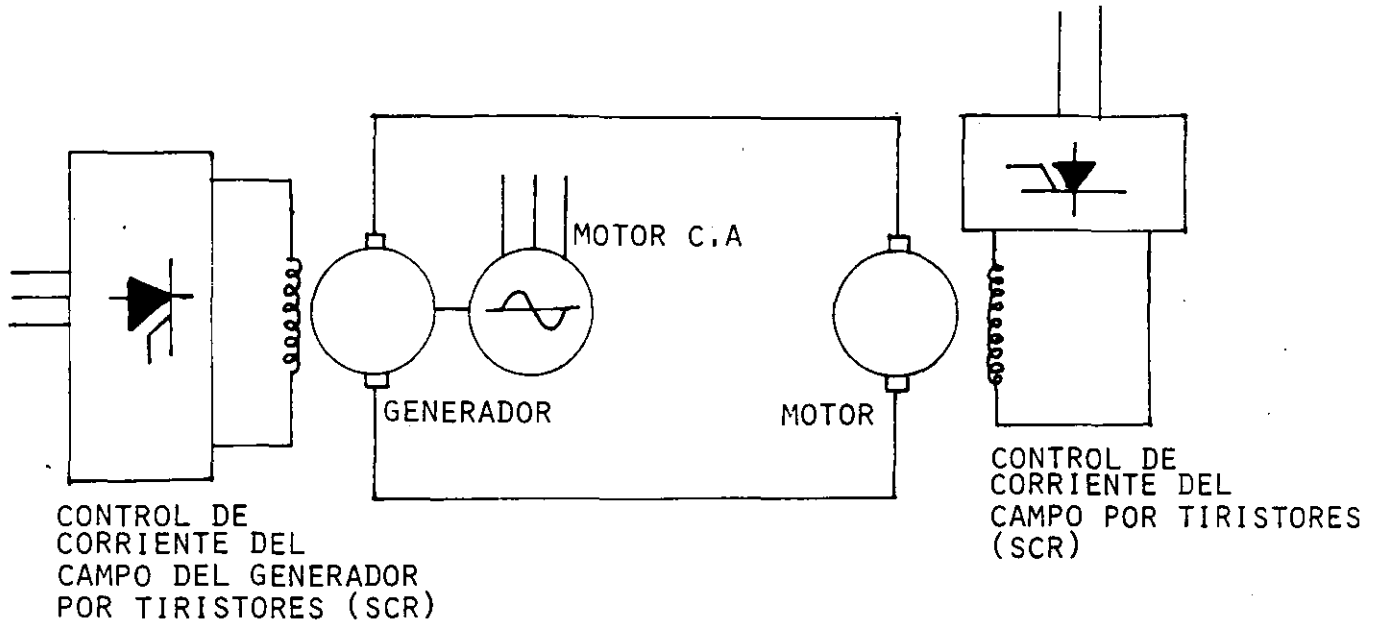


$$T = K_1 \Phi I_A$$

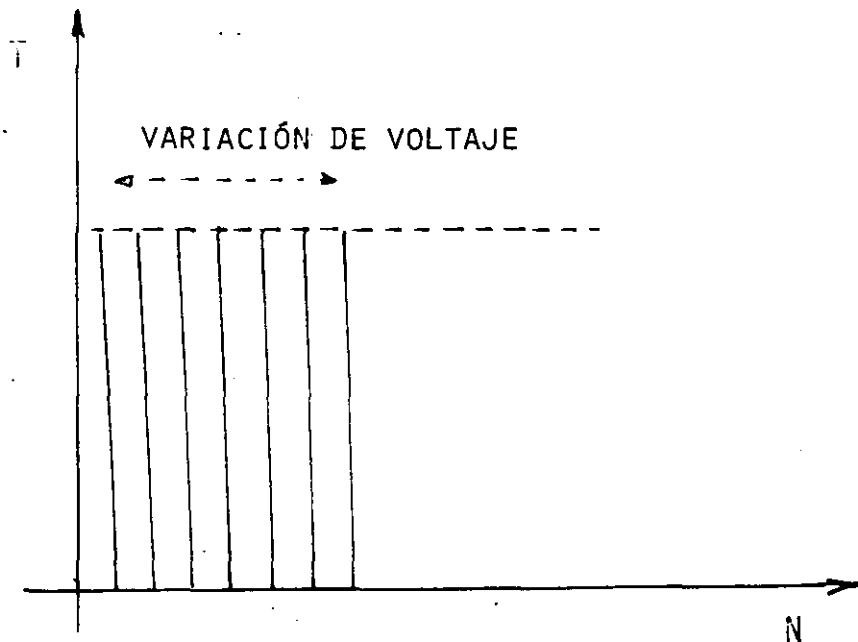
MOTOR EXCITACIÓN SERIE



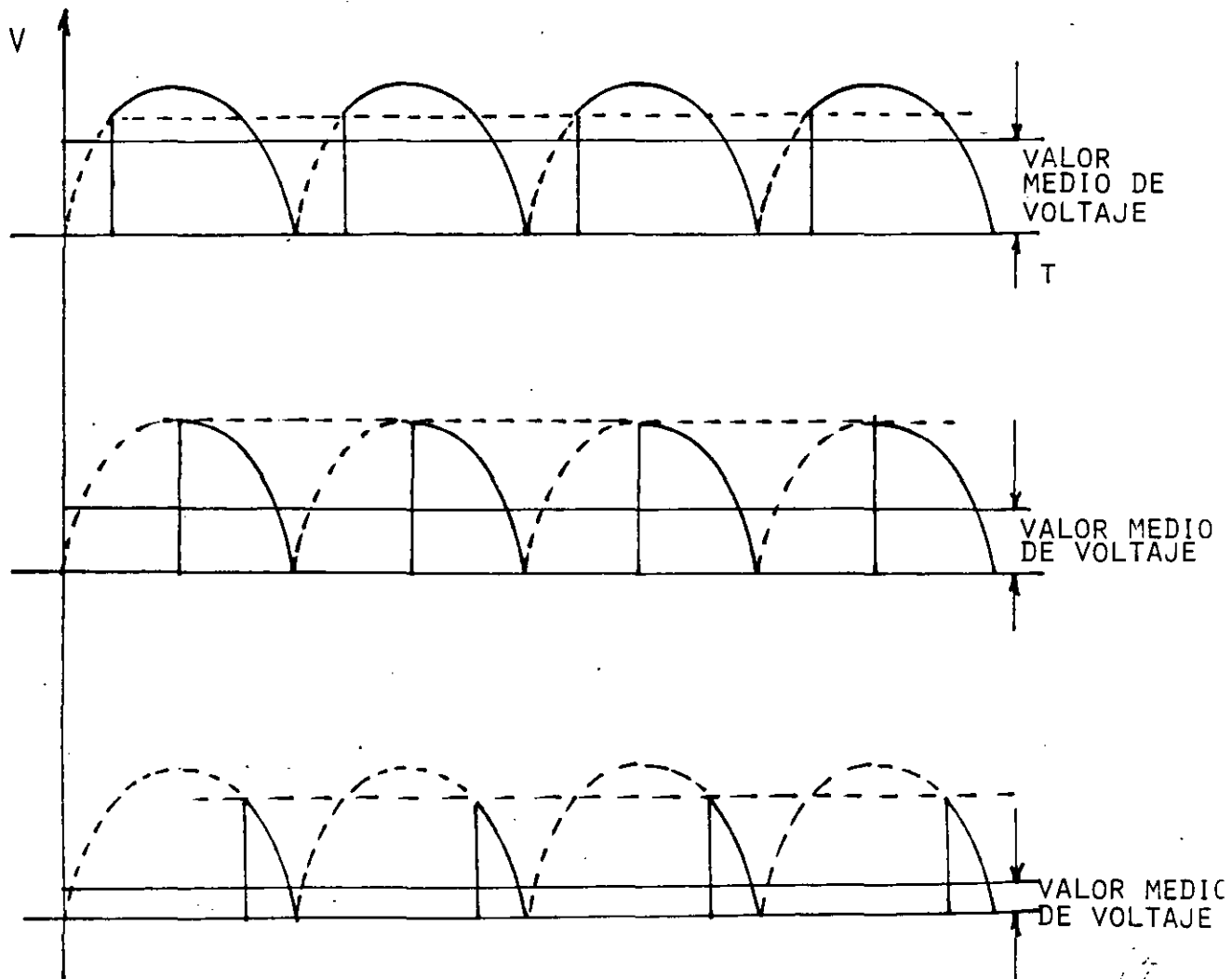
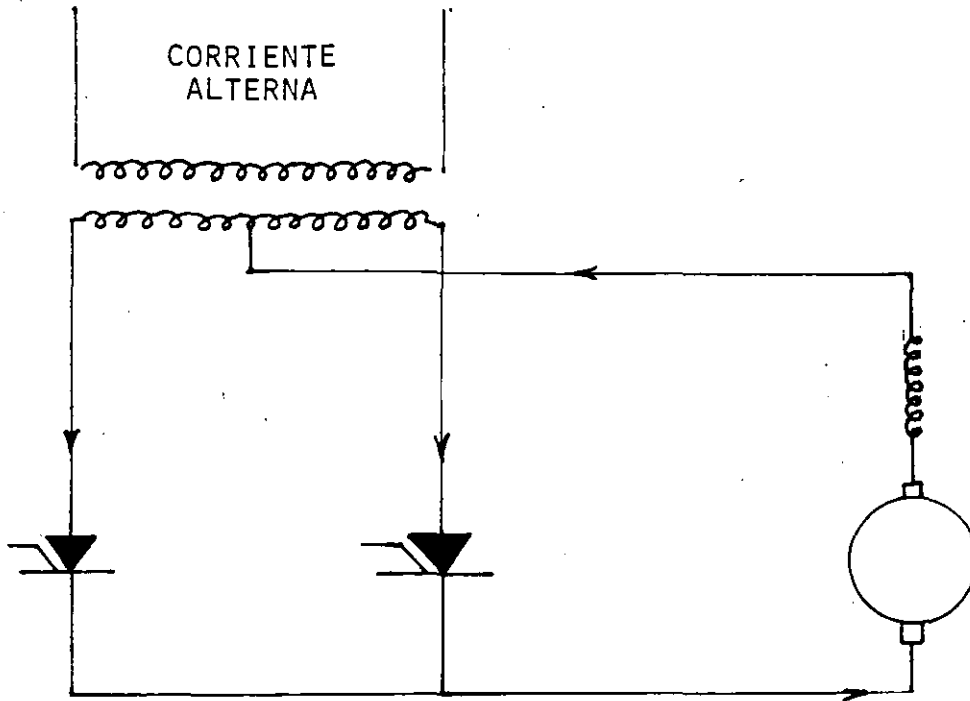
CONTROL DE VELOCIDAD WARD-LEONARD



$$N = \frac{V - \frac{R_A I}{K_1 \Phi}}{K_2 \Phi}$$

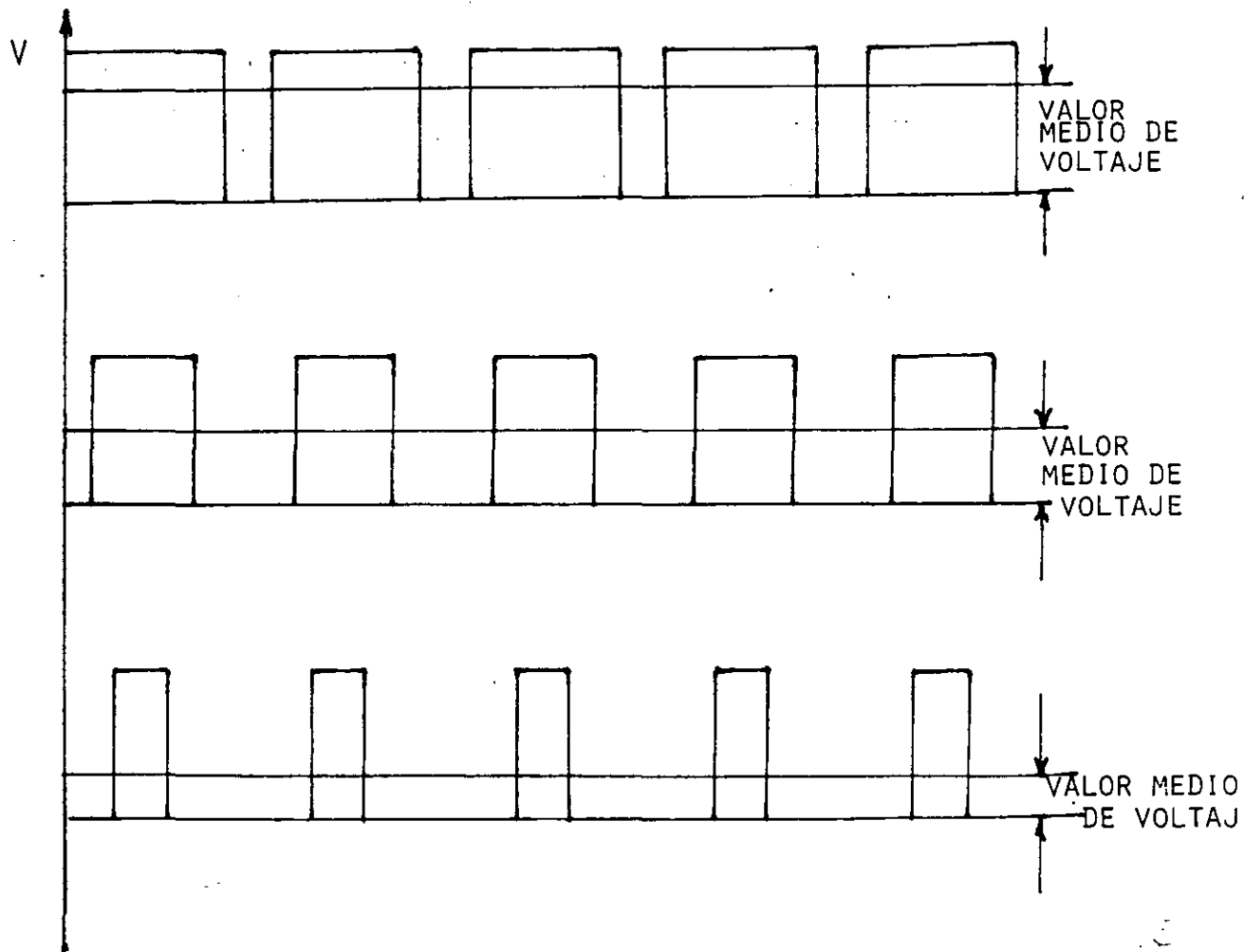
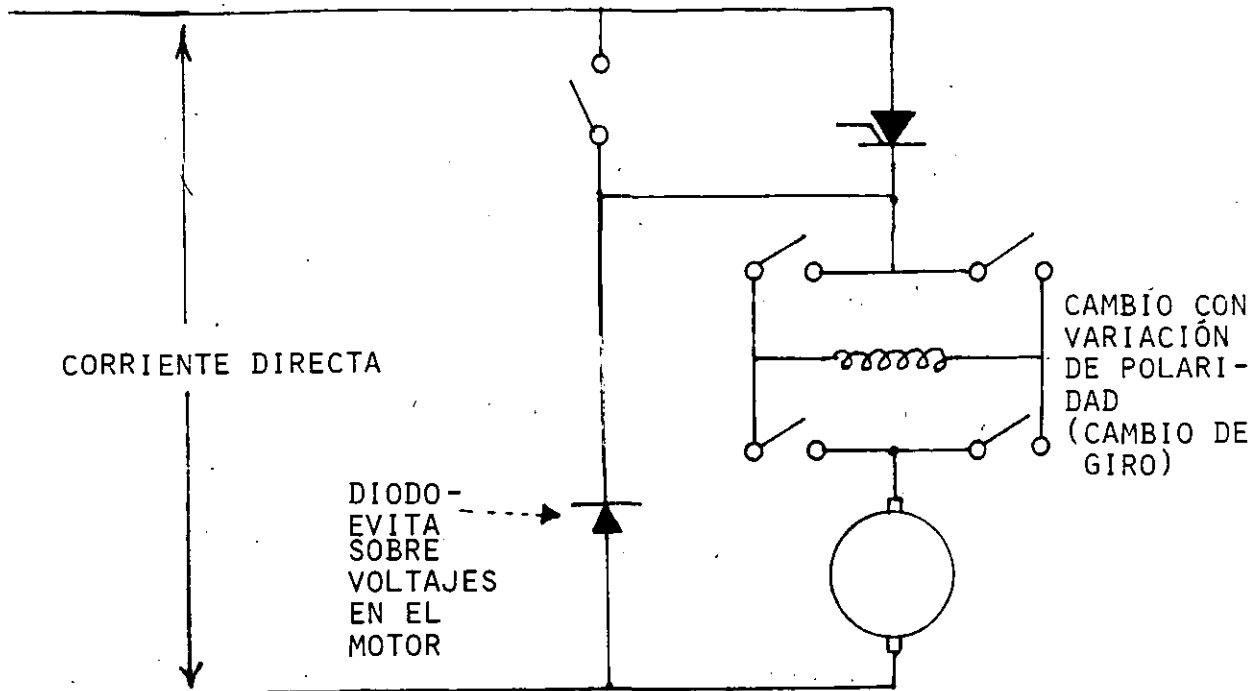


CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE ALTERNA



CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA
POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE DIRECTA

- 15



V - FRENADO EN MOTORES DE C.D.

UNA DE LAS CARACTERISTICAS MAS FAVORABLES QUE PRESENTAN LOS MOTORES DE C.D., ES LA OPERACION DE FRENADO QUE PUEDEN EFECTUAR GRACIAS A LA REVERSIBILIDAD AL ACTUAR COMO GENERADORES.

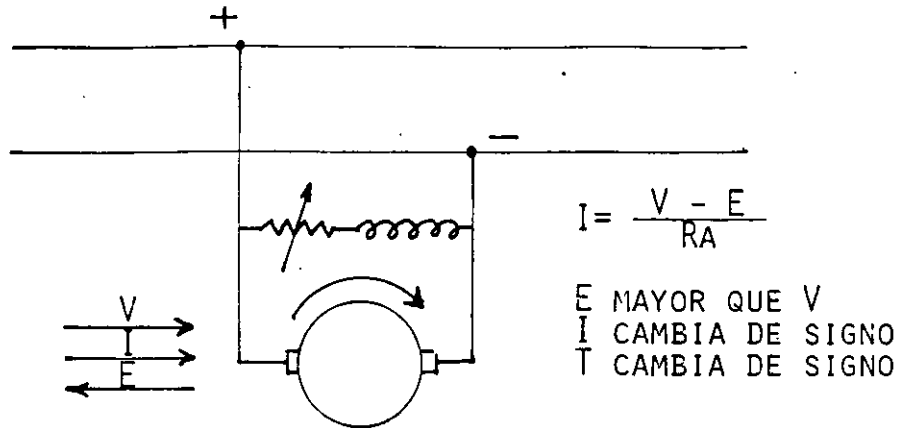
LAS VENTAJAS DEL FRENADO ELECTRICO ESTRIBAN EN LA ADECUADA REGULACION, FINO ESCALONAMIENTO Y SOBRE TODO EN LA AUSENCIA DE DESGASTES QUE IMPLICA BAJO MANTENIMIENTO.

A FIN DE QUE UNA MAQUINA DE DIRECTA, PROPORCIONE UN PAR DE FRENADO ES NECESARIO QUE EL CAMPO O LA CORRIENTE DE ARMADURA INVIERTAN SU SENTIDO RESPECTO AL FUNCIONAMIENTO COMO MOTOR, ASI LA ENERGIA GENERADA SE TRANSFORMA EN CALOR A TRAVES DE RESISTENCIAS O SE DEVUELVE A LA RED.

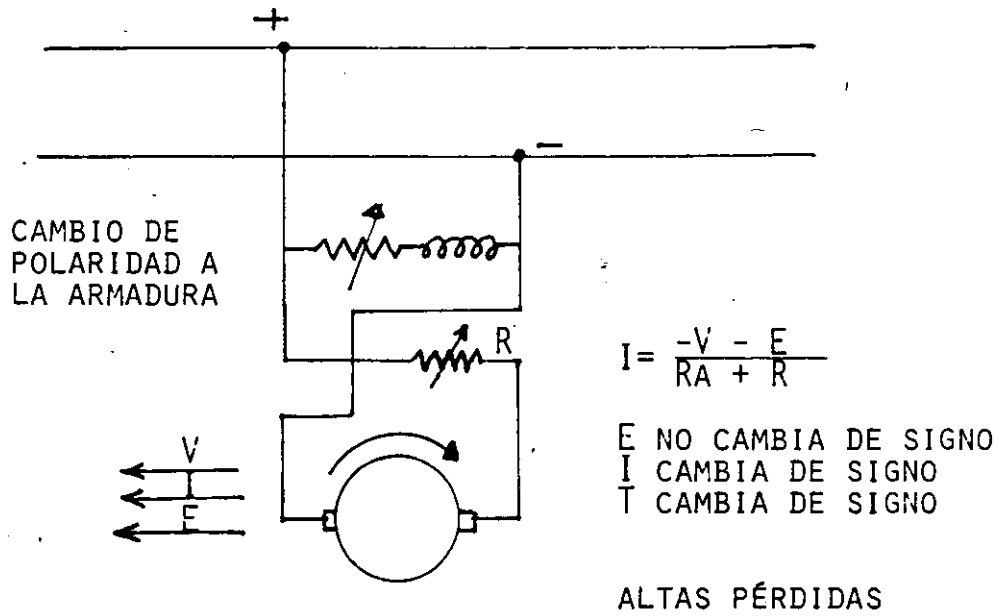
LOS TIPOS PRINCIPALES DE FRENADO, SE ENUNCIAN A CONTINUACION:

TIPOS BASICOS DE FRENADO

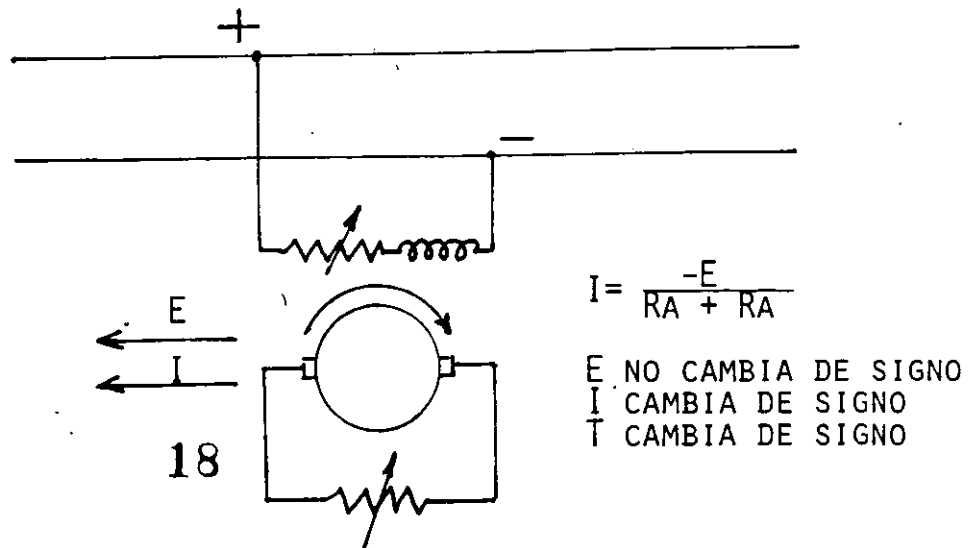
1) FRENADO REGENERATIVO



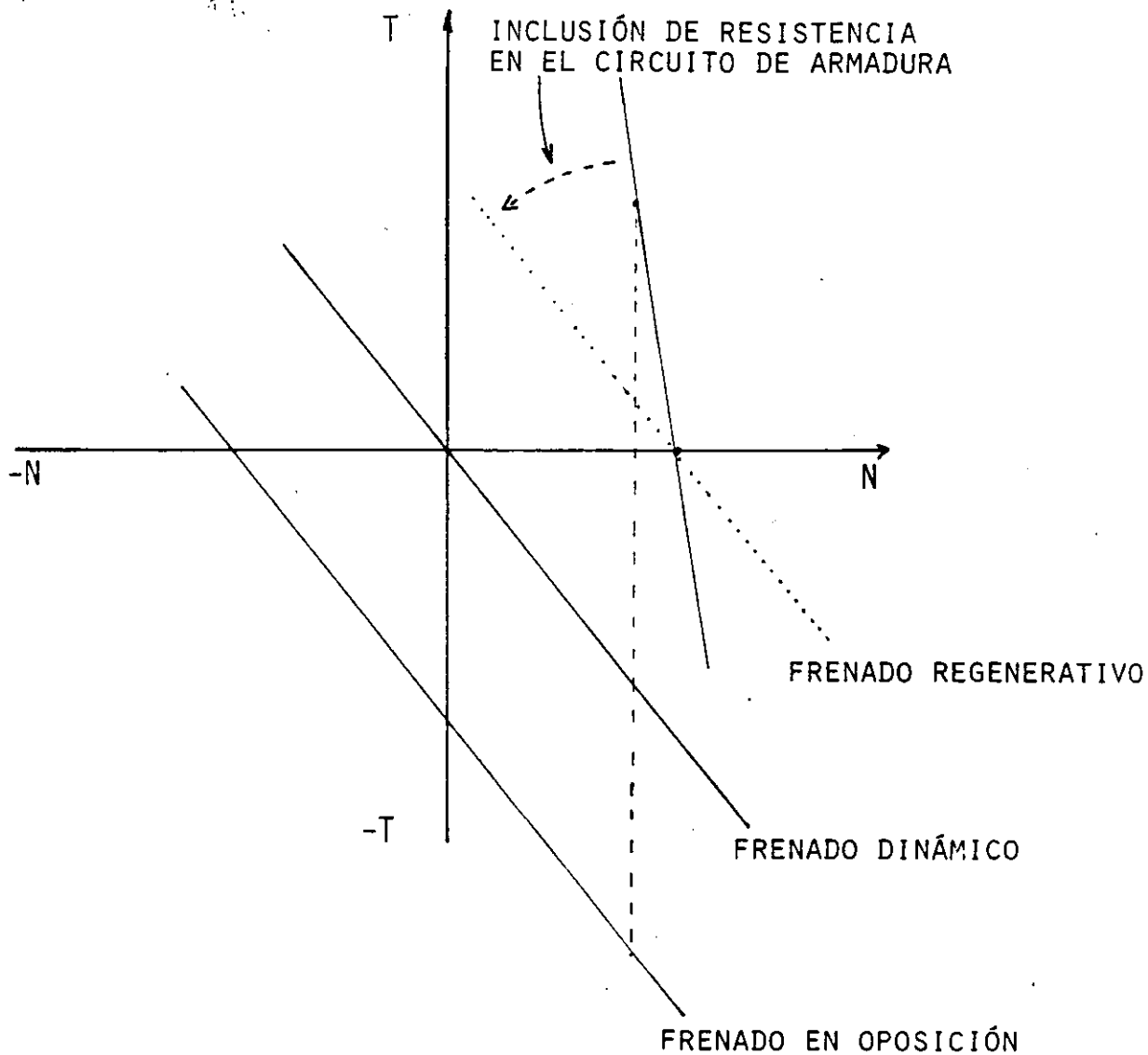
2) FRENADO EN OPOSICIÓN



3) FRENADO DINÁMICO



COMPORTAMIENTO MECANICO DE UN MOTOR EXCITACION
DERIVACION EN CONDICIONES DE FRENADO



VI - APLICACIONES INDUSTRIALES DE LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA

LA PREGUNTA DE SI ELIGE UN MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA O DIRECTA, SE PLANTEA NO SIN RAZON. SIN EMBARGO, DADA LA DIVERSIDAD DE REQUERIMIENTOS Y LAS DIFERENTES CARACTERISTICAS QUE OFRECEN LAS FAMILIAS DE AMBOS TIPOS DE MAQUINAS, NO ES FACIL CONTESTAR SIN UN CONOCIMIENTO PROFUNDO DE LAS CONDICIONES QUE EN LA MAYORIA DE LOS CASOS VIENEN DADAS POR:

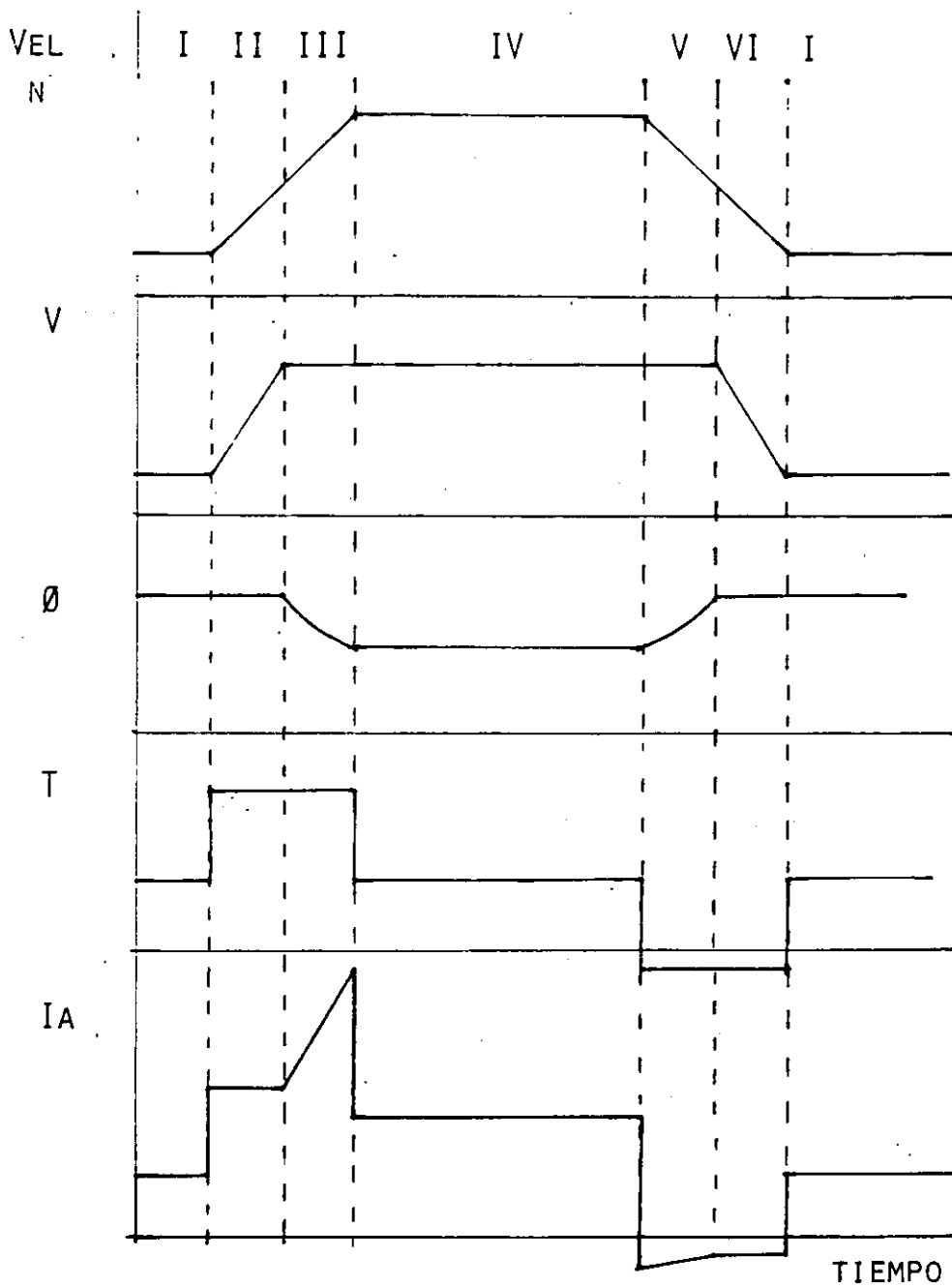
- TIPO DEL PROCESO DE PRODUCCION (EXIGENCIAS DE CONTROL, REGULACION Y AUTOMATIZACION.
- COMPORTAMIENTO PAR - VELOCIDAD DE LA MAQUINA A OPERAR
- EXIGENCIAS DE ACELERACION, DECELERACION.

ALGUNAS APLICACIONES ESPECIFICAS SE ENCUENTRAN EN:

- TRENES DE LAMINACION -

EN GENERAL ESTE TIPO DE PROCESO SE CARACTERIZA POR OPERACIONES CON CAMBIOS DE VELOCIDAD, ACELERACIONES Y DECELERACIONES RAPIDAS Y CONTROL DE VELOCIDAD MUY PRECISO, UN EJEMPLO DEL COMPORTAMIENTO DE ESTE TIPO DE PROCESO SE MUESTRA A CONTINUACION:

COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA EN UN TREN DE LAMINACIÓN



INTERVALOS DE OPERACIÓN

- I.- VELOCIDAD EN VACIO
- II Y III.- ACELERACIÓN
- IV.- VELOCIDAD DE OPERACIÓN
- V Y VI.- DECELERACIÓN

- MAQUINAS PARA LA INDUSTRIA DE PAPEL -

UN GRAN NUMERO DE MAQUINAS DE ESTE TIPO REQUIEREN FRECUENTEMENTE DE UN PAR CONSTANTE, DENTRO DE UN AMPLIO MARGEN DE REVOLUCIONES: EN ALGUNOS CASOS ES NECESARIO AJUSTAR LA VELOCIDAD EN UN MARGEN DE 1:3 HASTA 1:7 Y OCASIONALMENTE HASTA 1:20. LA SINCRONIZACION DE LOS GRUPOS DE MOTORES EN EL PROCESO RESULTA MUY CRITICA, GENERALMENTE EN EL ORDEN DE 0.1% A 0.03%.

- MAQUINAS HERRAMIENTAS -

EL DESARROLLO MODERNO DE ESTE TIPO DE MAQUINAS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE MAQUINAS DE CONTROL NUMERICO PARA VERSIONES DE TORNOS O CENTROS DE MAQUINADO, IMPONEN CARACTERISTICAS, TALES COMO: AMPLIO MARGEN DE REVOLUCIONES, CON VARIACION PAULATINA; CAMBIO SENCILLO DE GIRO; BUENAS POSIBILIDADES DE REGULACION DINAMICA Y CON ELLO BUENA ADAPTABILIDAD DEL PAR, ACELERACION Y DECELERACION A LAS CONDICIONES DE TRABAJO EN CADA CASO.

- GRUAS Y ELEVADORES -

HOY EN DIA SE FABRICAN MOTORES PARA SU APLICACION EN GRUAS HASTA POTENCIAS DE UNOS 750 Kw POR UNIDAD.

LA APLICACION EN ESTOS CASOS ES UNIVERSAL Y LOS MOTORES DE C.D. SE ENCUENTRAN EN GRUAS DE ASTILLEROS, SIDERURGIA, INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCION, ALMACENES, ETC.

GENERALMENTE SE BUSCAN AMPLIOS MARGENES DE REVOLUCIONES, CAMBIO DE GIRO Y TIEMPOS DE ACELERACION Y DECELERACION MUY CORTOS.

LA APLICACION DE MOTORES DE C.D. RESULTA TIPICA EN ELEVADORES DE ALTA VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE PERSONAS UTILIZADOS EN EDIFICIOS MUY ELEVADOS, EN CONTRASTE CON LOS UTILIZADOS EN EDIFICIOS DE APARTAMENTOS DE BAJA VELOCIDAD, GENERALMENTE ACCIONADOS POR MOTORES DE INDUCCION.

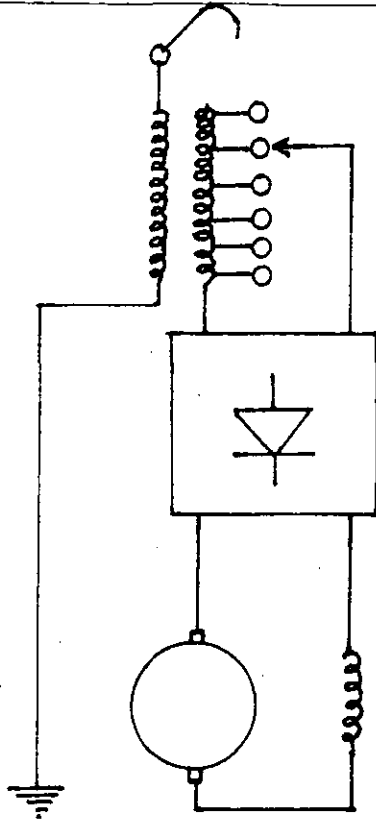
VII - APLICACIONES TRACTIVAS

EL CAMPO NATURAL DE LOS MOTORES DE C.D. Y EN ESPECIAL EL DE EXCITACION SERIE SE DA EN EL TERRENO DE TRANSPORTE, ASI ELLOS SE ENCUENTRAN EN TODO TIPO DE VEHICULOS TALES COMO: LOCOMOTORAS, TRANVIAS, TROLEBUSES, SISTEMAS DE TRANSPORTE COLECTIVO (METRO), ETC.

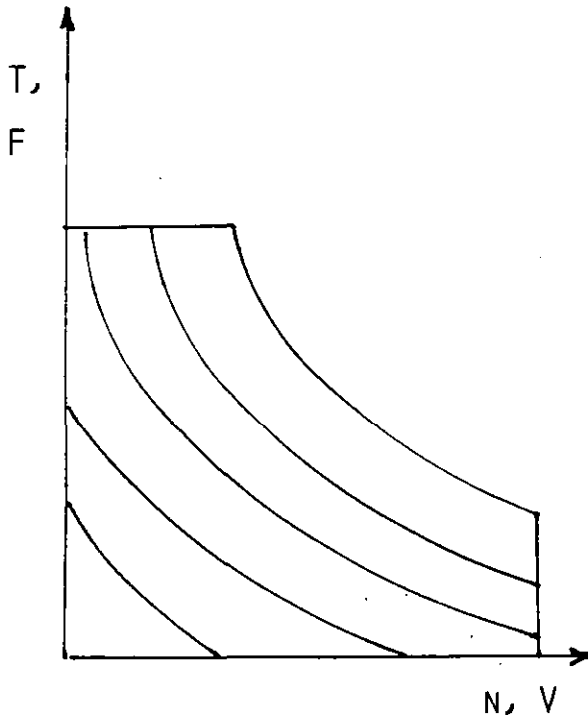
LA FUENTE DE ALIMENTACION PROVIENE DE REDES DE C.A. Y C.D.; SI EL VEHICULO ES AUTOPROPULSADO ENTONCES LA ENERGIA PROVIENE DE BATERIAS O GENERADORES ACCIONADOS POR MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, GENERALMENTE A DIESEL.

A CONTINUACION SE MUESTRAN CASOS ESPECIFICOS AL RESPECTO.

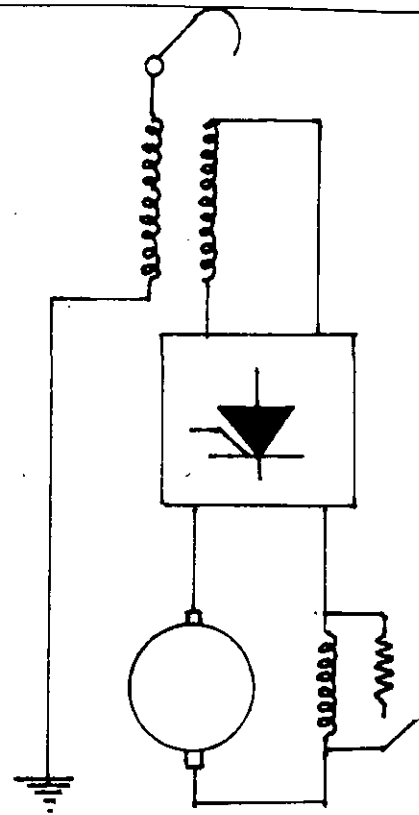
CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE VARIACIÓN DE TENSIÓN Y ALIMENTACIÓN DE C.A.



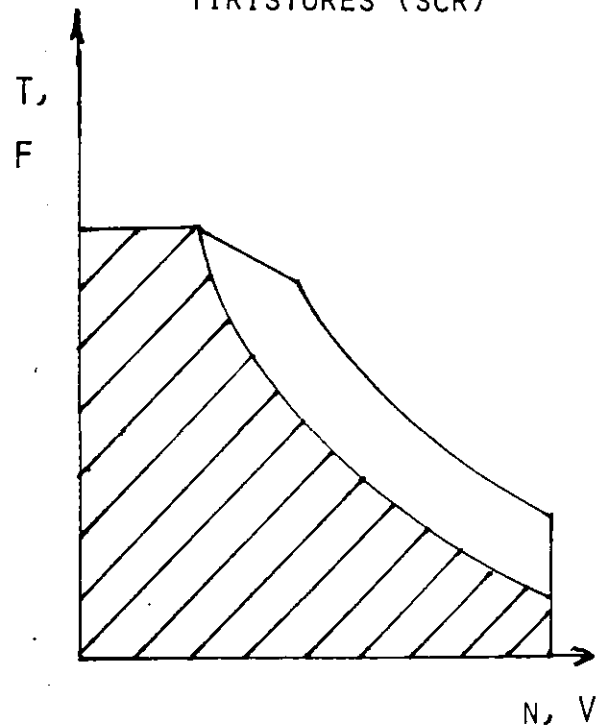
CONTROL CON TRANSFORMADOR CON DERIVACIONES DE VOLTAJE Y RECTIFICADOR



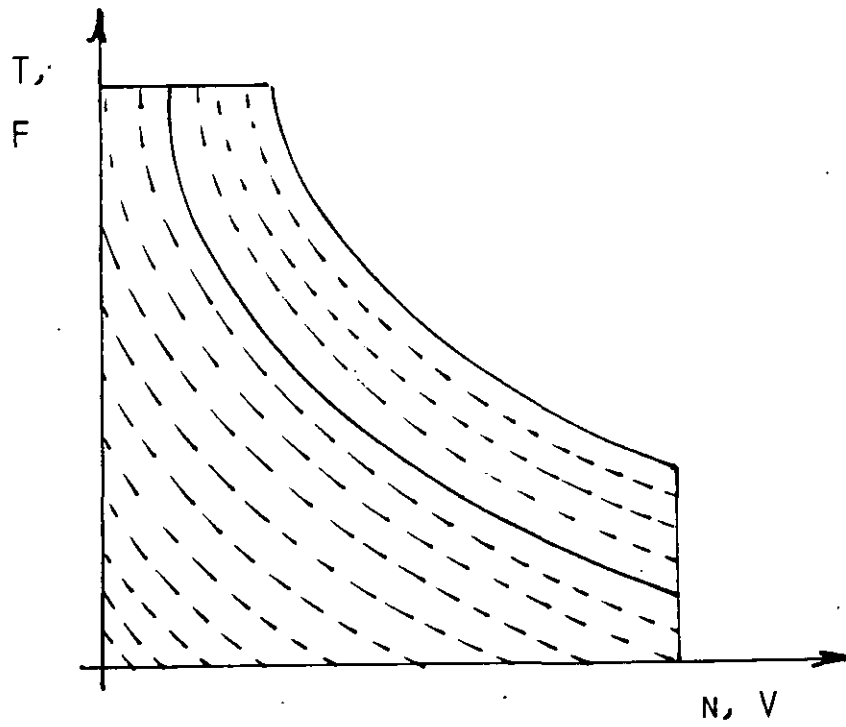
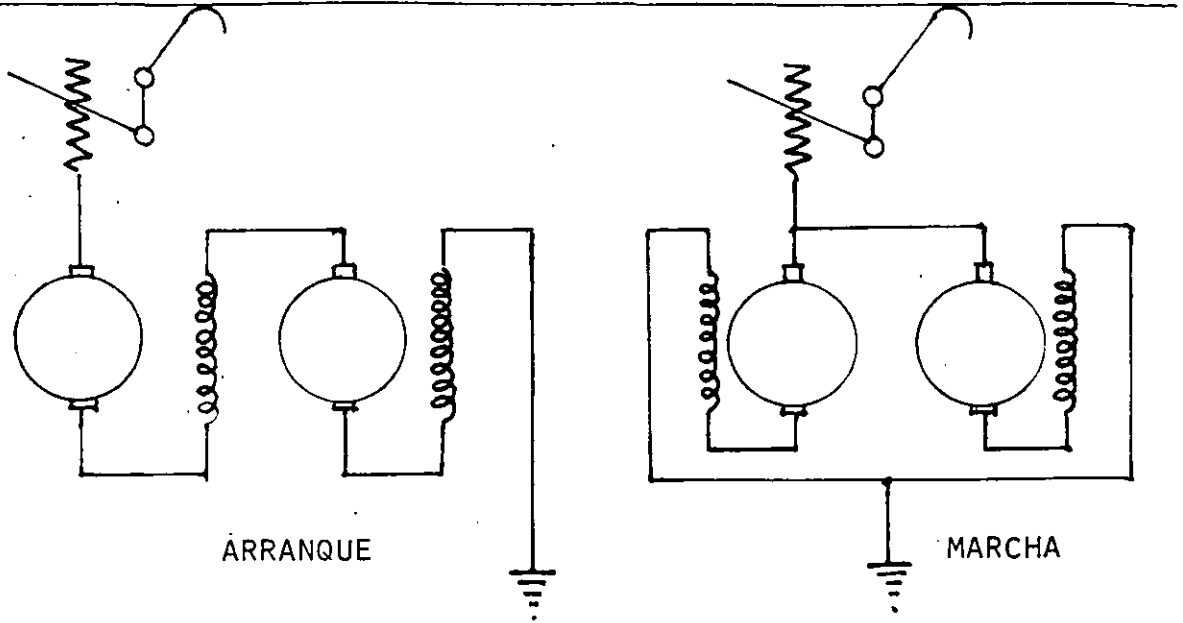
F= FUERZA TRACTIVA
V= VELOCIDAD DEL VEHÍCULO

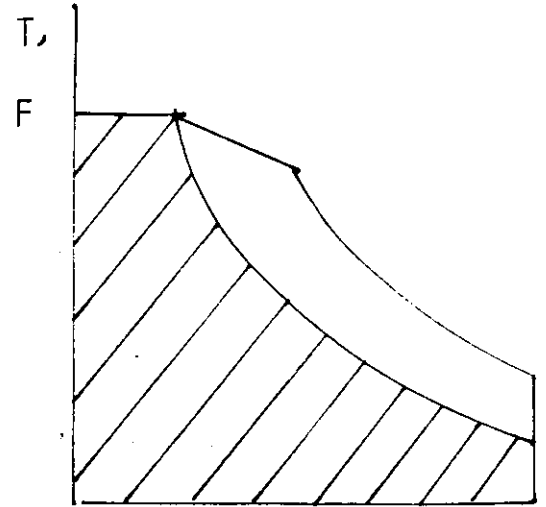
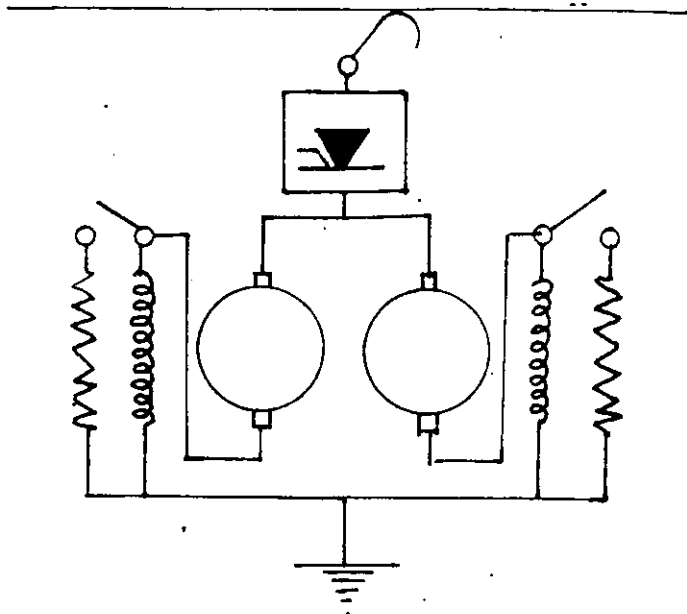


CONTROL CON VARIACIÓN DE VOLTAJE POR MEDIO DE TIRISTORES (SCR)

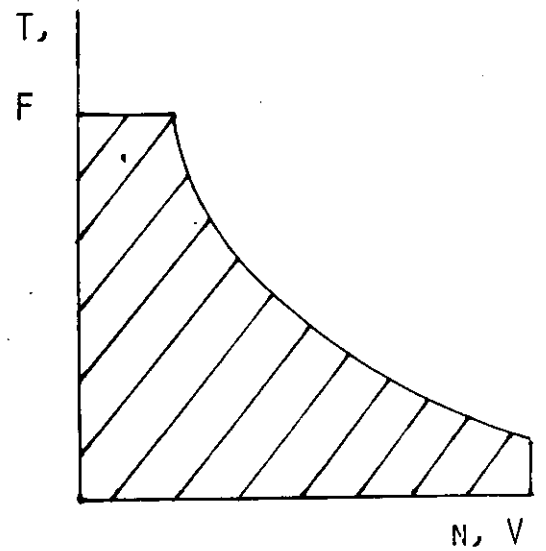
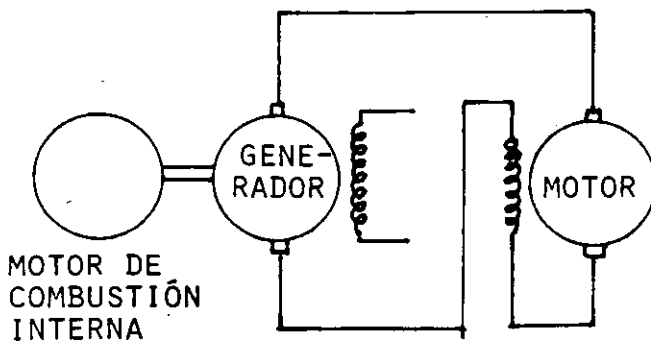


CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE CONEXIÓN SERIE-PARALELO Y ALIMENTACIÓN DE C.D.





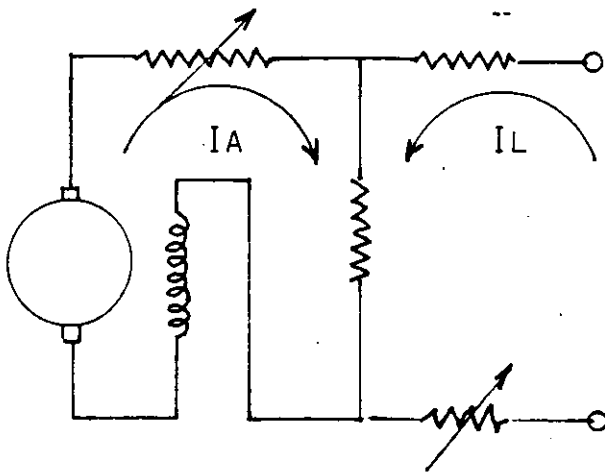
CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE TIRISTORES Y ALIMENTACIÓN DE C.D.



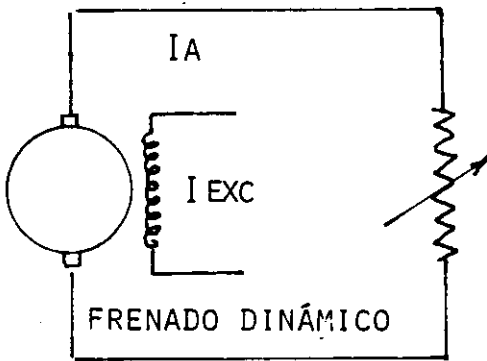
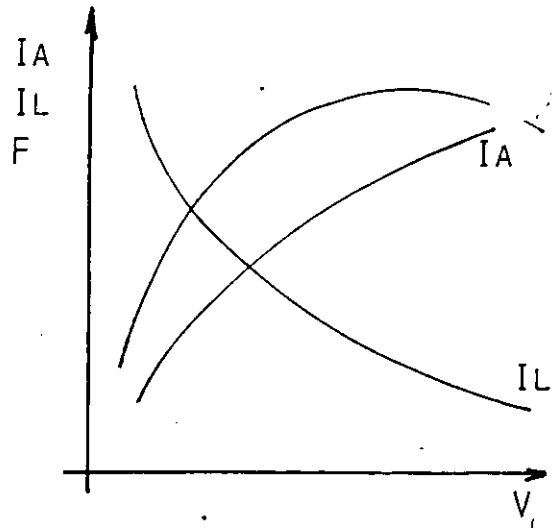
CONTROL DE VELOCIDAD EN VEHÍCULOS AUTO PROPULSADOS CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

EJ.: (LOCOMOTORAS DIESEL-ELÉCTRICAS)

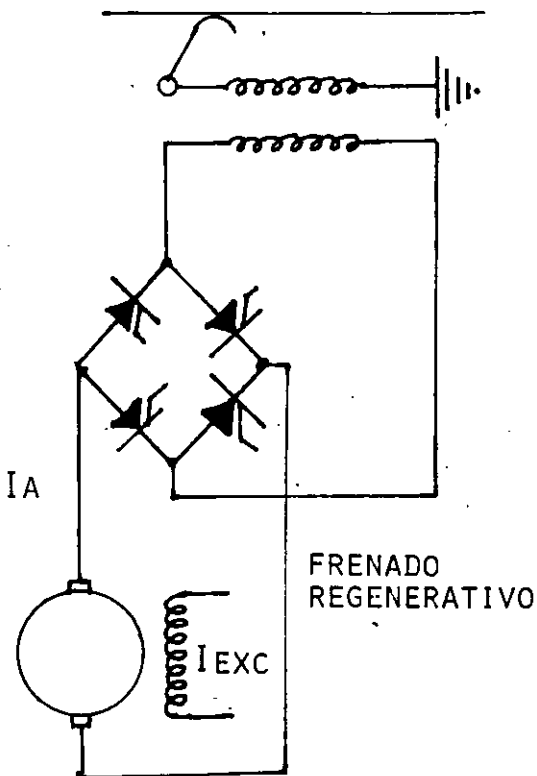
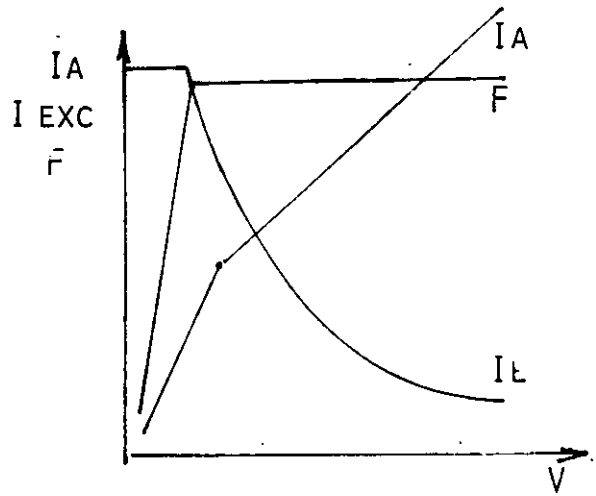
DIFERENTES CONDICIONES DE FRENADO Y SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS



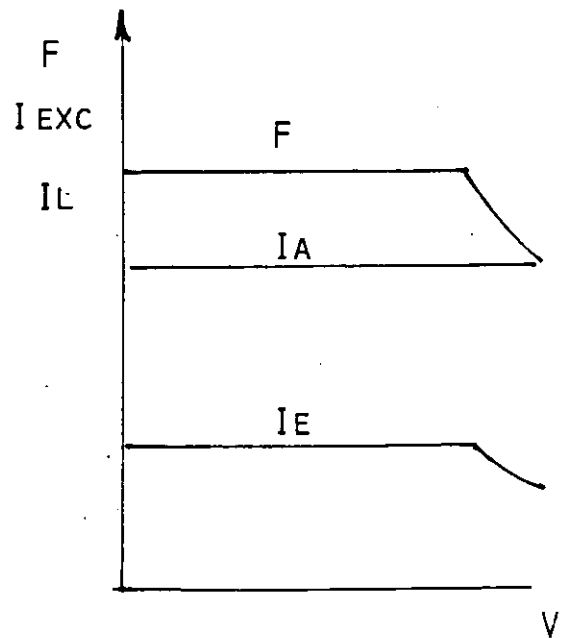
FRENADO DINÁMICO CON RESISTENCIA DE COMPENSACIÓN



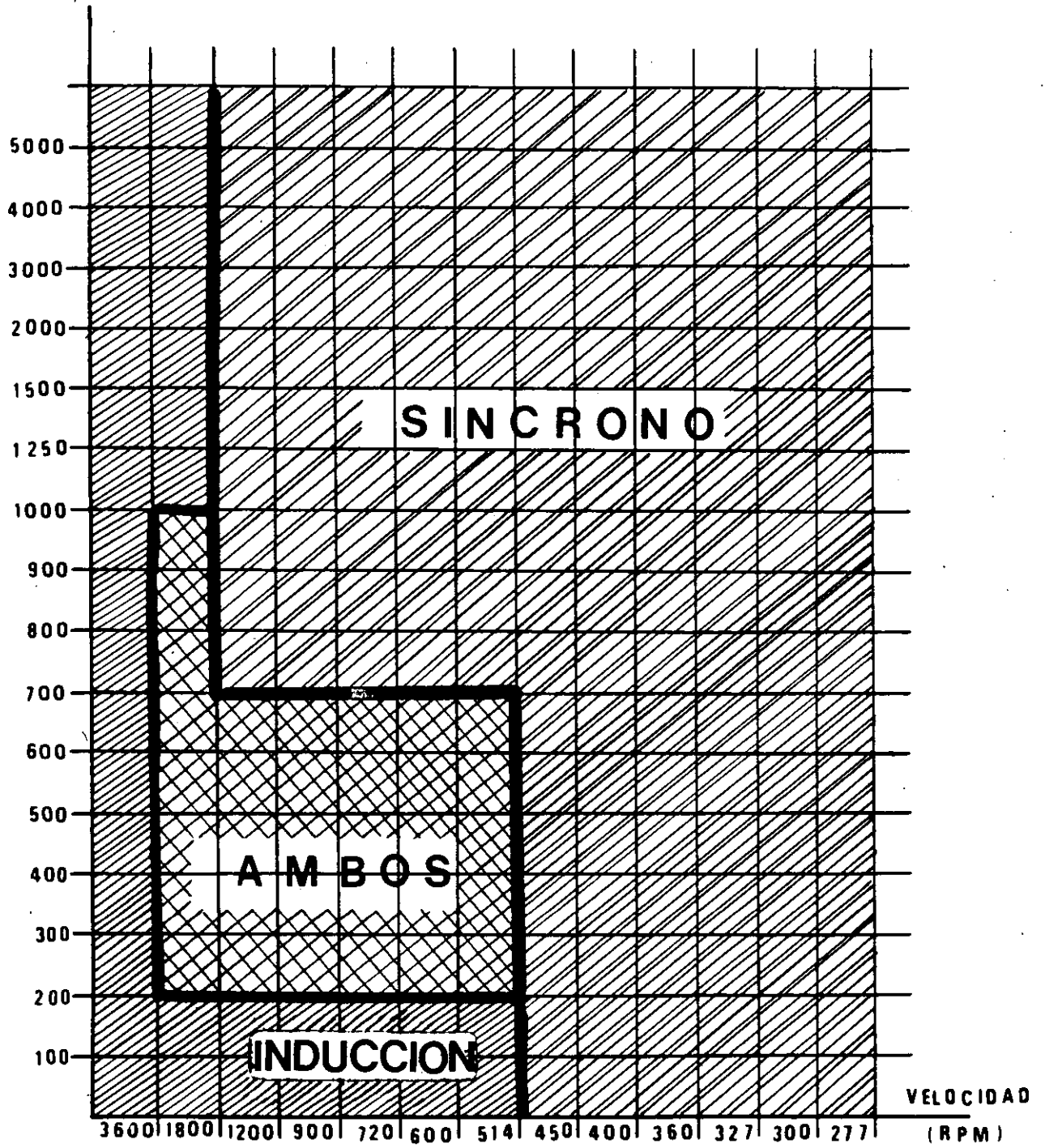
FRENADO DINÁMICO



FRENADO REGENERATIVO



POTENCIA
(HP)



● Tabla para Selección de Motores Eléctricos

Velocidad		Fuente de Energía		Tipo de Motor		Rango de Potencias		Par de Arranque (1)		Par Máximo (1)		Regulación de Velocidad % de Deslizamiento		Notas Generales		Aplicaciones																										
Velocidad Constante		Corriente Alterna 3 y 2 Fases		Jaula de Arditilla Estándar Par Normal, Corriente de Arranque Norm.		Jaula de Arditilla, Par Normal, Baja Corriente de Arranque		Jaula de Arditilla, Par Elevado Baja Corriente de Arranque		Jaula de Arditilla, Par Elevado, Alto Deslizamiento		Jaula de Arditilla, Par Bajo, Baja Corriente de Arranque		Jaula de Arditilla Par Bajo		Rotor Devanado de Anillos		Motores sincros		Corriente Continua		Velocidad Ajustable			Velocidad Variable			Agitadores-Mescladores Bombas Alternativas Bombas Centrífugas y de Turbina Cabrestantes Compresoras Elevadores de Cangilones Extractores (Lavandería y Químicos) Fichas de Transmisión Frezadoras Grúas, Maltacates, Elevadores Lavadoras Máquinas de Carpintería Máquinas Roladoras Molidoras de Masa Molinos de Bolas o Rodillos Molinos de Martillos Moto-Generadores CA-CC Moto-Generadores CC-CA Prensas Embalaje, Prensas de imprenta, Sencillos Prensas de imprenta, Cama Plana Prensas de imprenta, Rotatorias y Offset Pulidoras Quebradoras y Pulverizadoras (con volante) Quebradoras y Pulverizadoras (sin volante) Secadores Oscilantes Sopladores (Tipo Root) Taledros Tornos Transportadores (Arrancan Cargador) Troqueles, Cilindros y Martillos Ventiladores														
Velocidad Constante	Corriente Alterna 3 y 2 Fases	Jaula de Arditilla Estándar Par Normal, Corriente de Arranque Norm.		1/2 o 300 HP	150	200 o 250	2 o 5	Usos Generales Amplia Aplicación Control Sencillo																																		
		Jaula de Arditilla, Par Normal, Baja Corriente de Arranque		7/8 o 200 HP	125 o 150	200 o 225	2 o 5																																			
		Jaula de Arditilla, Par Elevado Baja Corriente de Arranque		3 o 100 HP	200 o 250	175 o 225	4 o 5																																			
		Jaula de Arditilla, Par Elevado, Alto Deslizamiento		1/2 o 100 HP	200 o 300	200 o 300	8 o 15																																			
		Jaula de Arditilla, Par Bajo, Baja Corriente de Arranque		40 o 100 HP	50 o 80	125 o 150	4 o 5																																			
		Jaula de Arditilla Par Bajo		1/2 o 10 HP	100 o 125	175 o 200	4 o 5																																			
	Motores sincros	Rotor Devanado de Anillos		1/2 o 300 HP	200 o 250	200 o 250	3																																			
		De Capacitor, Fase Perdida, Par Abajo		1/2 o 10 HP	50 o 75	175 o 200	4 o 6																																			
		De Capacitor, inducción Repulsión, Par Normal		1/2 o 10 HP	150 o 200	175 o 200	4 o 6																																			
		Corriente Continua	Devanado Derivado		1/2 o 75 HP	150	2	5 o 10																																		
			Devanado Compound		1/2 o 75 HP	175 o 200	2	10 o 25																																		
			Devanado Serie		1/2 o 75 HP	300 o 400	2	3																																		
Velocidad Ajustable	Corriente Alterna 3 y 2 Fases	HP Constante, 2-3-4 Velocidades		1/2 o 150 HP	125 o 150	175 o 200	4 o 6																																			
		Par Constante 2-3-4 Velocidades		1/2 o 200 HP	125 o 150	175 o 200	4 o 6																																			
		Par Variable, 2-3-4 Velocidades		1/2 o 200 HP	125 o 150	175 o 200	4 o 6																																			
	C.A.	Control de Campo		1/2 o 30 HP	150	2	5 o 10																																			
		Control de Voltaje Variable		1/2 o 30 HP	150	2	3																																			
		Rotor Devanado		1/2 o 30 HP	200 o 250	200 o 250	3																																			
Velocidad Variable	Corriente Continua Derivado	Control de Armadura		1/2 o 75 HP	150	2	3																																			
		Control de Armadura y Campo		1/2 o 50 HP	150	2	3																																			
		Control de Voltaje Variable		1/2 o 30 HP	150	2	3																																			
		Control de Armadura y Campo		1/2 o 75 HP	175 o 200	2	3																																			
	Serie Compound	Control de Armadura y Campo		1/2 o 50 HP	175 o 200	2	3																																			
		Control de Voltaje Variable		1/2 o 30 HP	175 o 200	2	3																																			
		Control de Armadura y Campo		1/2 o 50 HP	175 o 200	2	3																																			
		Control de Armadura		1/2 o 75 HP	300 o 400	2	3																																			

(1) % Del Par de Plena Carga

(2) El Par Máximo esta limitado por la conmutación, bajo condiciones normales el Motor CC desarrolla 200-400 % de par máximo momentáneamente.

(3) Dependiendo de la Carga a Velocidad Normal

SAVING ENERGY WITH ELECTROMAGNETIC CLUTCHES AND BRAKES

Electromagnetic clutches and brakes react quickly and cycle rapidly. Thus, they are well suited to applications requiring fast, smooth starts and stops, frequent jogging, and accurate indexing or reversing. What's more, they often conserve energy by allowing the use of a smaller motor.

JAMES J. WILSON
Electroid Co.
Union, N. J.

THE ENERGY shortage has stirred interest in finding new applications for electromagnetic clutches and brakes. With these components, starting and stopping torques often can be produced with much smaller motors. The motor can be brought up to speed separately and then coupled to the load through the clutch. Thus, the motor need not provide high starting torque to overcome the breakaway friction of the load.

Improving Lathe Performance with Electromagnetic Clutches and Brakes

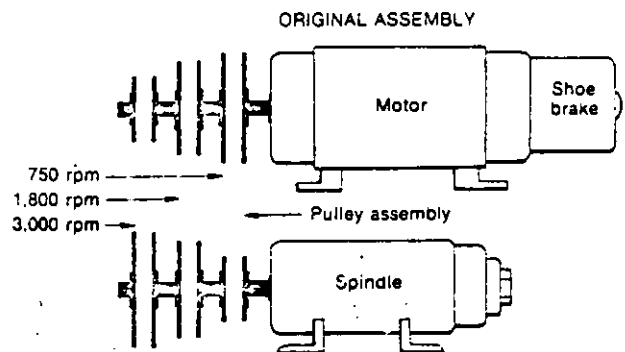
In a typical application of an electromagnetic clutch/brake assembly, the cycling rate of a common machine-shop lathe was doubled to increase production. Originally, the three-speed pulley arrangement was run by a 0.5-hp ac motor with a shoe-brake assembly. The load was picked up directly by the motor, and the shoe-brake stopped the lathe when the motor shut off.

A disadvantage of this machine was its slow response. Considerable time was required for the motor to come up to full speed and for the brake to stop the spindle. Thus, the machine was not suited for high production operation with high cycling rates.

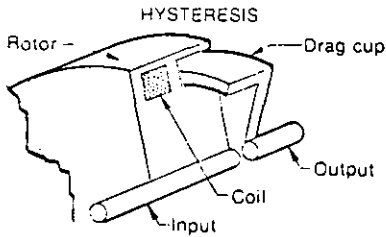
By replacing the existing shoe-brake with an electromagnetic clutch assembly, however, cycling time was increased by 100%, motor life improved, and considerable energy saved. The figures show the lathe assembly before and after the modification.

In the modified assembly, the motor is connected to the load through the clutch/brake combination. The motor runs continuously at constant speed, and the load is engaged by the clutch. At the end of a cycle, the clutch disengages and the brake stops the spindle.

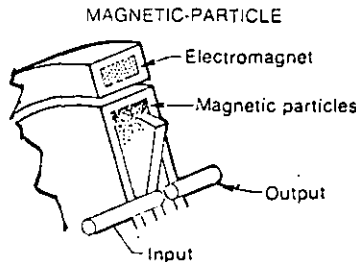
To find the proper clutch/brake assembly to increase the cycling rate from 35 to 70 cycles/hr, first calculate the required torque from Equation



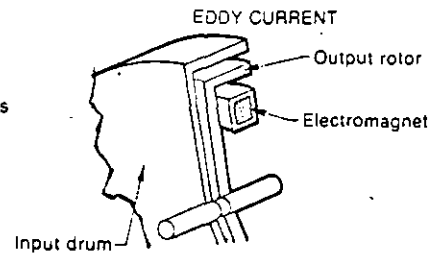
Nonfriction Clutches and Brakes



Hysteresis currents couple input and output. These devices are limited to low-torque applications such as tape drives and instrumentation servos.



Magnetic particles form rigid bond between input and output. These devices provide high torque-to-signal linearity over a wide control range.



Eddy currents couple input and output rotors. These devices have a moderately slow response and are widely used in adjustable-speed drive systems.

1. This is a light-duty application, so $K = 1.5$. Also, the low-speed condition requires the highest torque, therefore, $N = 750$ rpm. Torque is

$$\begin{aligned} T &= 5,250 (1.5) (0.5) / 750 \\ &= 5.25 \text{ lb-ft} \\ &= 63 \text{ lb-in.} \end{aligned}$$

From the chart, a 2½-in. diameter brake unit delivers the required torque. Now, the brake must be checked for heat capacity. Because high speed operation is the worst case for heat generation, $N = 3,000$ rpm is used in this calculation. From the table, $A = 14$ for this clutch/brake. Also, inertia of the system is $WR^2 = 0.398$ lb-ft²/in. Therefore, the maximum number of starts or stops at 3,000 rpm is

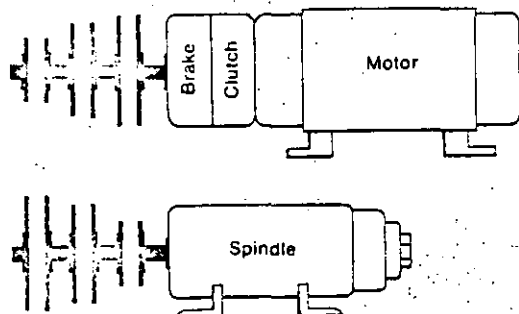
$$\begin{aligned} C &= \frac{4 \times 10^5 (14)}{(0.398) (3,000)^2} \\ &= 1.56 \text{ operations/min} \\ &= 94 \text{ operations/hr} \end{aligned}$$

which is greater than the required 70 operations/hr. From Equation 3, heat input is

$$\begin{aligned} E &= 1.71 (0.398) (1.56) (3,000/100)^2 \\ &= 949 \text{ lb-ft/min} \end{aligned}$$

Checking the heat dissipation graph, the 2½-in. diameter brake has a capacity of 3,100 lb-ft min, therefore it is adequate for the application.

MODIFIED ASSEMBLY



Electromagnetic clutches use electromagnetism to couple the input and output shafts. An electric coil generates a magnetic field that attracts the mating faces into engagement to transmit rotary power. The amount of current applied to the coil controls the strength of the magnetic field and, thus, the torque transmitted.

Similarly, electromagnetic brakes use a magnetic field to attract the brake faces into engagement. In this case, though, one of the faces is stationary while the other rotates with the turning member.

In addition to separate units, combined brake and clutch assemblies also are available. These assemblies operate according to the same principles as the separate units.

Generally, electromagnetism is surrounded by an aura of mystery. As a result, there is some confusion about recommended design procedures for electromagnetic clutches and brakes, even though the devices themselves are not overly sophisticated. This article shows how to evaluate electromagnetic clutches and brakes and presents a

simplified procedure for picking the best one for an application.

Two Basic Types

Electromagnetic clutches and brakes can be grouped into two main categories: frictionless types which do not use physical contact between the input and output, and friction types which also include positive engagement devices.

Frictionless clutches and brakes include magnetic particle, eddy current, and hysteresis. In the magnetic particle clutch, fine magnetic powder in the demagnetized state is free-flowing between the input and output members. When the coil is energized, the particles are magnetized and brought together to form a chain almost like a solid mass of metal. More expensive than friction units, they provide fast response and smooth operation. Torque is independent of slip speed.

The eddy current clutch employs a magnetic field in which eddy currents produce the driving force. With this method, the input drum must rotate faster than the output rotor to produce torque. As a result, this type of clutch cannot be used for zero-slip applications. It also may be sensitive to temperature. Eddy current clutches are used in adjustable speed drives for web processing equipment, extruders, conveyors, hydraulic test stands, printing presses, and packaging machines.

The principle behind the hysteresis clutch is that the magnetic field alone provides the force necessary to transmit torque. This type of clutch is usually limited to the lower torque ranges (less than 10 lb-ft). Its main advantage is good linearity over a wide control range. Torque is independent of slip speed.

Friction clutches and brakes are called the workhorses of industry — they are inexpensive, versatile, and fast acting. In an electrically-actuated friction clutch, the rotor is mounted to the motor shaft and held with a key. Inserted into the rotor face is a ring of friction material that provides a surface for distributing the engagement force over a large area, resulting in long wear.

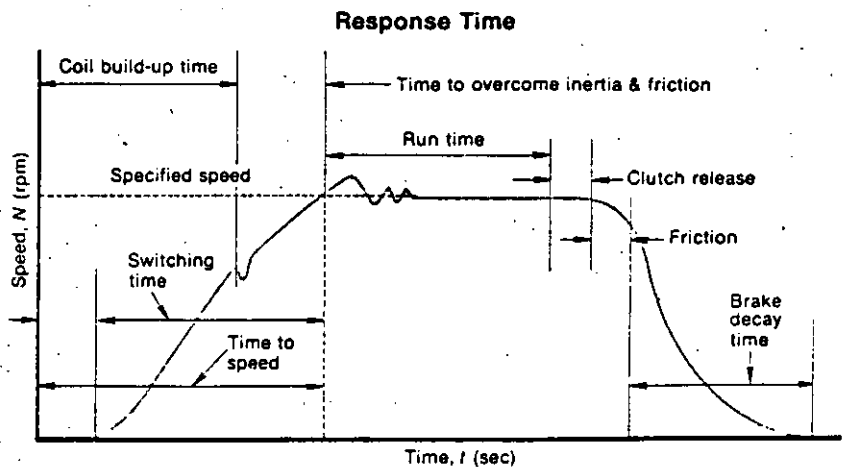
In many applications, a load must be picked up gradually, and when one clutch member rotates faster than the other, the clutch slips. As the two parts are brought closer, friction between them increases, and the driven part rotates faster and faster until both parts are operating at the same speed (no slip). This gradual engagement allows the load to be picked up slowly and smoothly. (*Slip speed* is the speed at which the driver is turning, minus the speed of the driven member.)

A nonmetallic friction material usually is mounted between the driving and driven mem-

bers for good wear resistance. A variety of materials is available to suit almost any application. The main drawbacks to friction clutches are the wear of contact surfaces, and their need for adjustment and eventual replacement. In addition, units have to be derated for continuous slip.

Single and multiple disc designs are available for both axial and radial clutches. While a single-disc design may have greater contact surface per disc, a multiple-disc clutch has greater total surface, therefore greater capacity. By stacking, or increasing the number of discs, the diameter of a friction clutch can be reduced without a loss of capacity. This feature is useful where available space on the machine or system is limited. However, multiple-disc clutches usually are not recommended for continuous slip.

A positive engagement clutch can be used in situations where the gradual engagement of the load is not required. In this case, a toothed armature is drawn



This response curve shows how speed varies with time for a typical clutch/brake assembly. Response time, or time to speed, is defined as the time from the moment of energization until rotation reaches a specified speed.

These tables provide a quick guide for sizing an electromagnetic clutch or brake for an application. To use the tables, first determine if the application is light-duty ($K = 1.5$) or heavy-duty ($K = 3.0$). Then, use the motor horsepower rating and the shaft speed to determine the diameter of the clutch or brake. These tables produce basically the same result as using Equation 1 and the heat dissipation and inertia tables. Of course, once the size is found, the heat capacity must also be checked.

Light Duty

Motor Size (hp)	Shaft Speed (rpm)														Clutch Diam (in.)	
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800		
1/50																1 3/4
1/20																
1/11																
1/8																
1/6																2 1/4
1/4																
1/3																2
1/2																
3/4																4 1/4
1																
1 1/2																8 1/2
2																
3																

Heavy Duty

Motor Size (hp)	Shaft Speed (rpm)														Clutch Diam (in.)	
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800		
1/50																1 3/4
1/20																
1/11																
1/8																
1/6																2 1/4
1/4																
1/3																2 5/8
1/2																
3/4																4 1/4
1																
1 1/2																5 5/8
2																
3																8 1/4

into contact axially with a magnetic body that has mating teeth. As soon as contact is made, speed of the driven member equals that of the driving member.

Positive - engagement clutches and brakes have a large torque capacity for their size. However, because of the shock loading generated by this type of engagement, their top speed is limited to 300 rpm. Heat dissipation is not a factor. Because the mating surfaces do not slip, this type of clutch does not generate appreciable heat during engagement. The need for an "on-off" device is probably the main limitation of the positive engagement clutch.

Key Design Factors

There are certain key characteristics and parameters that determine the right size clutch or brake for a specific job. One of the most important design considerations is response time. Clutch response or "time to speed" is defined as the time from the moment the clutch is energized until a specified speed is reached.

Rotation, however, does not start until the torque output of the clutch exceeds the friction load. Where the load is small, time to overcome friction can be ignored because the clutch has enough output at the instant of contact.

Faster overall response can be produced by applying forcing voltages of up to 50 times the continuous-duty coil voltage rating. This technique can reduce response time by 50% to 80%. Energizing a 1.5-Vdc coil with 75-Vdc for several milliseconds is an example of the method.

Actual response time depends upon the load on the clutch or brake or the difference in angular speed between driver and driven load. Decay time de-

depends on both switching technique and contact protection. Without contact protection, disengagement times of about 50% or less of response time values can be expected.

To ensure fast response operation, switching must be performed on the dc side of the power supply rather than the ac side. In this way, response time is not affected by the time required to stabilize the filtering network of the power supply.

The capacity of a clutch is determined by its ability to maintain contact between driver and driven machine; namely, to transmit torque. Generally, the larger the working surface or contact area of a clutch face, the greater its capacity to transmit torque.

Three types of torque are important in clutch applications. The torque a clutch can transmit during slip is called dynamic torque. A second type of torque, encountered when a load must be accelerated or brought from rest to a certain speed within a given time period, is known as time-to-speed or average torque. When the clutch is fully engaged, a condition of zero slip, the clutch transmits its maximum running torque, called static or full-load running torque.

The torque for clutch/brake selection can be expressed in terms of horsepower and speed, or time and speed, thus

$$T = 5,250KP/N \quad (1)$$

$$T_{acc} = (\Delta N)WR^2/308t \quad (2)$$

When the actual torque requirement is not available and the inertia of the load WR^2 cannot be determined easily, Equation 1 must be used. The value of safety factor K generally varies between 1.5 and 3. For light or medium duty applications, such as milling machines which begin to cut after the tool has been brought up to speed, the

service factor is 1.5. In this case, maximum torque is required *after* acceleration.

A service factor of 3 is used in heavy-duty applications, for example starting the mixing barrel of a cement truck. In this case, the load must be accelerated from zero speed to some running speed, and maximum torque is required *during* acceleration. The tables in the box provide a quick guide for the sizing of the clutch/brake unit for a particular horsepower of the prime mover and shaft speed. Equation 2 accounts for the inertia of the system and the additional torque needed to overcome friction.

Finally, the heat dissipation capacity and cycling rate of the

unit also should be checked. During acceleration or deceleration of the load, heat is generated as the friction surface slips. The heat generated is and from

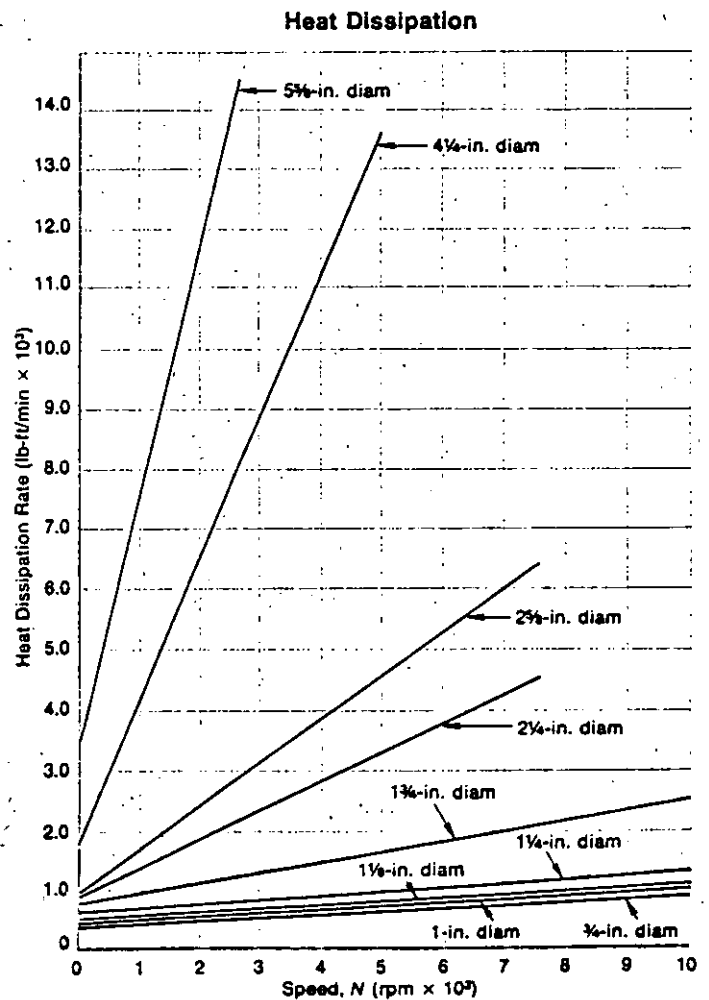
$$E = 1.7WR^2C(N/100)^2 \quad (3)$$

The upper limit on the number of starts or stops per minute is

$$C = (4 \times 10^5)A/WR^2N^2$$

The faster the cycling rate, the higher the heat input. Heat increases coil resistance, resulting in further slippage and increasing the heat input to the coil.

A high cycling rate (50% of duty cycle) usually produces greater wear and reduces operating life by as much as 50%



This graph is used to determine if the heat dissipation capacity of the selected clutch or brake is adequate. First heat input E is calculated from Equation 3. Then, the heat dissipation rate of the device is found on the graph. If the calculated E is less than the rate from the graph, the selected unit is adequate.

Clutch/Brake Moments of Inertia

Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)
3/4	0.00006	10-1/2	2.35	32	201.8
1	0.0002	10-3/4	2.58	33	228.2
1-1/4	0.0005	11	2.83	34	257.2
1-1/2	0.001	11-1/4	3.09	35	288.8
1-3/4	0.002	11-1/2	3.38	36	323.2
2	0.003	11-3/4	3.68	37	360.7
2-1/4	0.005	12	4.00	38	401.3
2-1/2	0.008	12-1/4	4.35	39	445.3
2-3/4	0.011	12-1/2	4.72	40	492.8
3	0.016	12-3/4	5.11	41	543.9
3-1/2	0.029	13	5.58	42	598.8
3-3/4	0.038	13-1/4	5.96	43	658.1
4	0.049	13-1/2	6.42	44	721.4
4-1/4	0.063	13-3/4	6.91	45	789.3
4-1/2	0.079	14	7.42	46	861.8
5	0.120	14-1/4	7.97	47	939.3
5-1/2	0.177	14-1/2	8.54	48	1021.8
6	0.250	14-3/4	9.15	49	1109.6
6-1/4	0.296	15	9.75	50	1203.1
6-1/2	0.345	16	12.61	51	1302.2
6-3/4	0.402	17	16.07	52	1407.4
7	0.464	18	20.21	53	1518.8
7-1/4	0.535	19	25.08	54	1636.7
7-1/2	0.611	20	30.79	55	1761.4
7-3/4	0.699	21	37.43	56	1893.1
8	0.791	22	45.09	57	2031.9
8-1/4	0.895	23	53.87	58	2178.3
8-1/2	1.00	24	63.86	59	2332.5
8-3/4	1.13	25	75.19	60	2494.7
9	1.27	26	87.96	66	3652.5
9-1/4	1.41	27	102.30	72	5172
9-1/2	1.55	28	118.31	78	7125
9-3/4	1.75	29	136.14	84	9584
10	1.93	30	155.92	90	12629
10-1/4	2.13	31	177.77	96	16349
				102	20836

when operating at full torque capacity. Thus, locating a clutch or brake on a high or low speed shaft has a profound effect on capacity. For instance, locating a unit on the high-speed shaft results in a smaller unit, lower unit cost, and greater ability to dissipate heat because convective heat dissipation is greater. However, heat input is also higher because of greater slippage. Generally, the higher-speed shaft is selected in spite of the higher heat.

Sizing a Unit

When specifying a clutch, brake, or combination for a par-

ticular application, two key points must be considered first:

- When selection is made on the basis of torque requirements, the heat dissipation capacity must be evaluated carefully.

- Time response of a unit must not affect the overall response of the system.

The sizing procedure in general terms includes:

1. Find the required torque to do the job (Equation 1 or 2), based on available information about the application: motor size, speed of operation or shaft speed, and cycling rate.

2. Find the clutch/brake unit from the torque to the diameter

Heat Dissipation Factors

Diam (in.)	Dissipation Factor, <i>A</i>
7/8	2.0
1	3.5
1 1/8	3.5
1 1/4	4.0
1 1/2	5.0
1 3/4	6.0
2 1/4	8.0
2 5/8	14.0
4 1/4	25.0
5 5/8	40.0
8 19/32	140.0

relationship. (See tables.)

3. Check the selected unit for heat dissipation capacity. (See heat dissipation graph.)

In tension-control applications, the selection procedure for clutch or brake units also must account for slippage. This condition generates more heat, especially at low speeds. Therefore, the calculations include mandrel shaft speed at maximum mandrel radius:

$$N = N_s/2\pi R$$

The torque is calculated at a point of maximum mandrel radius

$$T = FR$$

Using the above values of N and T , the horsepower and energy dissipation are calculated as before by using Equation 1 and 3.

MD

Nomenclature

<i>A</i>	= Heat dissipation factor
<i>C</i>	= Cycling rate, min ⁻¹
<i>E</i>	= Heat input, lb-ft/min
<i>F</i>	= Tension force, lb
<i>K</i>	= Safety factor
<i>N</i>	= Rotational speed, rpm
<i>N_s</i>	= Mandrel shaft speed, rpm
<i>P</i>	= Motor rating, hp
<i>R</i>	= Radius of gyration, ft
<i>T</i>	= Torque, lb-ft
<i>T_{acc}</i>	= Acceleration or deceleration torque, lb-ft
<i>t</i>	= Response time, sec
<i>W</i>	= Weight, lb/in.

SOFT-START COUPLINGS

SLIP couplings act as cushions between load and driver, such as an electric motor or internal-combustion engine. During a start, the slip coupling allows the input shaft to turn unloaded and gradually applies increasing torque to the output until the load accelerates to full speed. This cushioning effect not only protects the load from jerky starts but also permits the driver to function at its most effective operating speed while the load is accelerating. In addition, the slip coupling applies a smooth torque demand to the driver by absorbing load shocks caused by machinery jams or abrupt load increases. Because of this improved driver performance and load protection associated with soft starts, slip couplings are used in a wide variety of applications, such as vehicles, operator-controlled tools, amusement rides, cranes, conveyors, and heavy industrial machinery.

Slip couplings are classified according to the type of coupling medium used. Fluid couplings contain oil that circulates between an input impeller and an output turbine. Centrifugal couplings use centrifugal force to press a friction member against a driven drum. Magnetic couplings use either eddy currents or hysteresis to couple the input and output members by magnetic force, or an electromagnet may pack ferromagnetic particles between an input disc and a driven drum for coupling.

Slip couplings all provide soft starts for load cushioning and driver protection. But there are many coupling types available, and they all slip differently. Here's how each type operates, and what it has to offer.

JOHN K. KROUSE
Staff Editor

Fluid Couplings

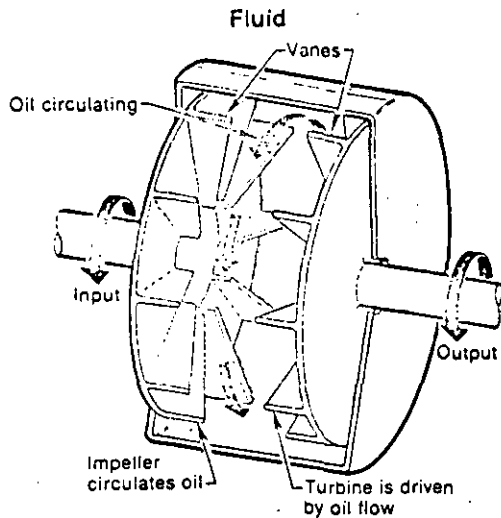
Fluid couplings are the smoothest-operating slip-type coupling and are thus well-suited for soft starts and protection against load shocks and jam-ups. They also dissipate heat well through the fluid fill, either to ambient air or auxiliary coolers. Therefore, they are often used when frequent starts and stops are required and where high-inertia loads require long acceleration times. Because the coupling bearings are constantly lubricated by the oil fill, fluid couplings have long service lives with little or no maintenance. Fluid couplings, however, have a limited torque capacity and are inherently less efficient than other types because 2 to 6% minimum slippage is required to develop full torque.

The torque capacity of a fluid

coupling and the slip time required to accelerate the load to full speed depend upon impeller speed and the level of oil in the coupling. The basic fluid coupling is the constant-fill type that always carries a full load of hydraulic fluid.

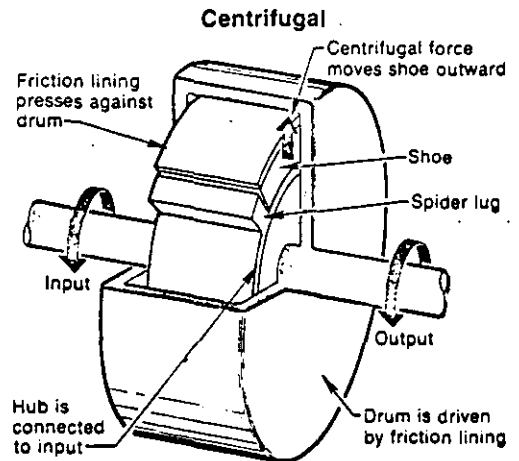
A variation of the basic constant-fill coupling is the variable-fill type, which is specially designed to operate at high slip rates. Hydraulic fluid-fill level is pre-adjusted to control output speed and slip time. However, this action also produces turbulence and heat at high operating speeds, so auxiliary coolers are usually required to maintain safe operating temperatures. More sophisticated fluid couplings have a reservoir that gradually fills the impeller-turbine housing as the load accelerates. By varying the fluid-fill during operation this type provides long slip

Ways to Transmit Torque



Fluid or hydraulic couplings consist of an input impeller, connected to the driver, and an output turbine wheel facing each other in a sealed housing filled with oil. The powered impeller circulates the oil, which strikes and rotates the turbine, the vanes of which are shaped so that power flow is more from hydrodynamic lift than from simple and less efficient oil impingement.

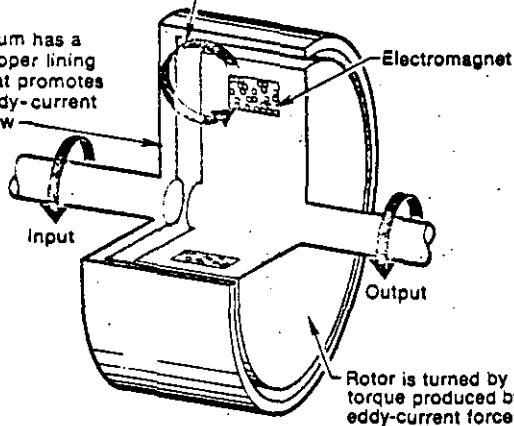
Shoe-type couplings have friction-lined shoes driven by an input and expanded outward by centrifugal force against an output housing. At low speed, centrifugal force is low and not sufficient to press the shoe outward, so the coupling is fully disengaged. As input speed increases, the shoe gradually engages with the output over some predetermined speed range.



Eddy-Current

Magnetic field induces eddy currents in drum

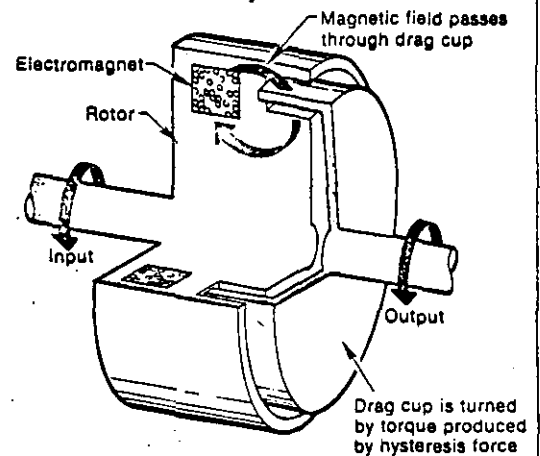
Drum has a copper lining that promotes eddy-current flow



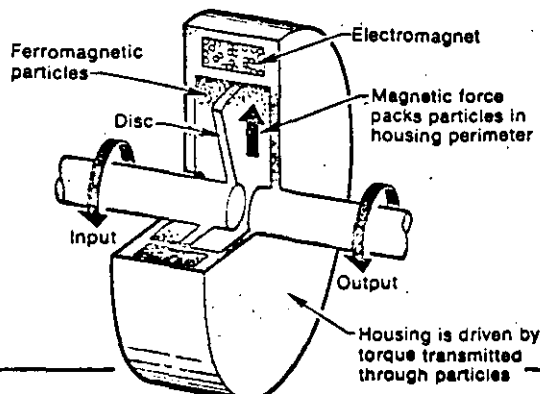
Eddy-current couplings have a driven input drum that rotates around an output rotor containing an electromagnetic coil. The input drum is made of soft iron or lined with copper to promote eddy-current flow. Torque is transmitted by the force developed as the eddy currents encounter electrical resistance in the rotating drum.

Hysteresis couplings contain an input rotor with an electromagnet and an output drag cup made of high-hysteresis steel. Salient poles on the magnetic rotor induce corresponding magnetic poles on the drag cup across an air gap. Once established, these poles resist displacement and tend to maintain their alignment. Thus, the input rotor and output drag cup rotate synchronously as if directly coupled, as long as the load does not exceed the coupling's torque rating.

Hysteresis



Magnetic-Particle



Particle couplings contain a ferromagnetic powder in an annular working gap between an input disc and an output housing. When a magnetic field is induced through the gap by an electromagnet, the iron particles form chains that resist shearing in proportion to coil current. With maximum coil current, the particles lock the disc and housing together for zero slippage. The iron particles are frequently contained in a dry lubricant such as flake graphite or are suspended in oil.

times during starting and higher efficiency at normal running speeds.

Centrifugal Clutches

Centrifugal couplings mechanically interlock input and output shafts at full-speed operation and, therefore, have high torque capacity. In addition, centrifugal couplings are efficient and capable of operating at very high speeds. However, the relatively large coupling diameter required to produce sufficient centrifugal force makes the centrifugal coupling generally too costly and cumbersome for low-speed applications. And because of frictional wear, centrifugal couplings are used mostly in applications with little cumulative starting time.

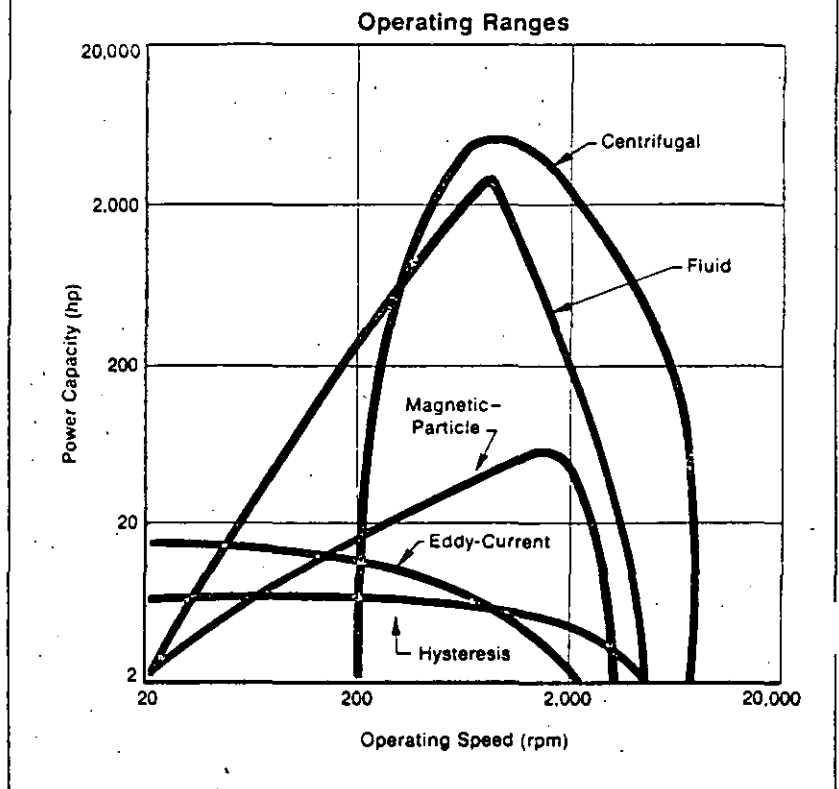
There are several different kinds of shoe-type couplings having various shoe-connection arrangements to achieve particular output characteristics. Free-shoe couplings are the simplest type with weighted shoes free to move between lugs of a driven spider hub. Servicing this free-shoe type is simple because shoes are easily replaced, and torque capacity, slip time, and engagement speed can be varied easily, simply by changing the number of shoes or by inserting shoes of different weights.

Restrained-shoe couplings are similar to free-shoe types but have shoes spring-loaded to resist centrifugal action so that the input is accelerated to some predetermined speed before the coupling starts to engage. Increasing spring tension lengthens slip time and reduces startup torque.

Another variation of the basic shoe coupling is the connected-shoe type, which has a series of shoes connected to the input hub with steel links and rubber bushings. The steel links con-

Comparing Couplings

Generally, the two most important operating parameters of a slip coupling are power capacity and operating speed. This graph shows how these operating ranges compare for each type of coupling.



control the coupling action more closely than the free-shoe and restrained-shoe types, and the rubber bushings reduce noise and minimize load shocks transmitted through the device. Also, the spring action of the bushings compensates for any misalignment between the input and output shafts.

Another type of centrifugal shoe coupling uses liquid mercury instead of mechanical connections to force the friction shoe outward. An input hub encloses a mercury reservoir that flows outward through an orifice when the coupling rotates and expands friction shoes against an output drum. When rotation stops, tension springs attached to the hub retract the shoes and force the mercury back into the reservoir. Proper

combinations of orifice size and spring tension control slip time, and the high-inertia of liquid mercury provides a time delay and engagement smoothness not usually found with mechanically actuated centrifugal couplings.

The steel-shot coupling is another type of centrifugal coupling that contains steel shot instead of friction shoes. Starting torque and slip time of the steel-shot coupling depend on the amount of charge contained in the housing. Ports in the device housing allow the amount of shot charge to be easily varied. The charge has a typical service life of two million revolutions and is usually inspected for shot deterioration twice a year in most industrial applications. When about half

the charge has been reduced to powder, it is replaced so that starting characteristics are not affected. The steel-shot type coupling has smoother engagement properties than the shoe-type, but lacks the torque capacity and high-speed capability of shoe coupling.

Magnetic Couplings

Magnetic couplings are the most accurate and controllable types of slip couplings. However, the high cost and complexity of the associated electrical or electronic control circuitry usually restricts these couplings to high-precision, stationary applications where starting torque and slip time curves must be closely programmed.

Magnetic couplings require an external dc electrical supply to deliver controlled current flow through a coil in the device, with slip being inversely proportional to the applied current. The control circuit that regulates coil current flow is usually a timed circuit tripped by motor-start current. The circuit delivers increasing coil current from zero to maximum in a predetermined time for the load to accelerate to full speed. In applications where the load varies or where extremely high precision is required, an electronic feedback circuit compares input and output speeds and regulates coil current individually for each start. The major types of magnetic coupling are particle, eddy-current, and hys-

teresis types.

Magnetic-particle couplings have the highest torque capacity of the magnetic couplings, but have a limited service life because of mechanical wear of the particles acting on input and output members. Also, magnetic-particle couplings have higher de-energized residual drag than the other magnetic types because of the inevitable presence of ferromagnetic powder. Magnetic-particle couplings may also require auxiliary cooling because of heat generated by friction.

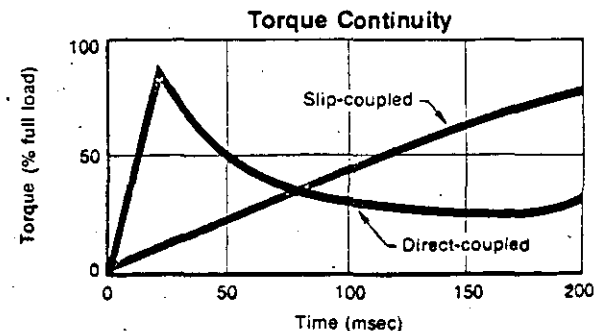
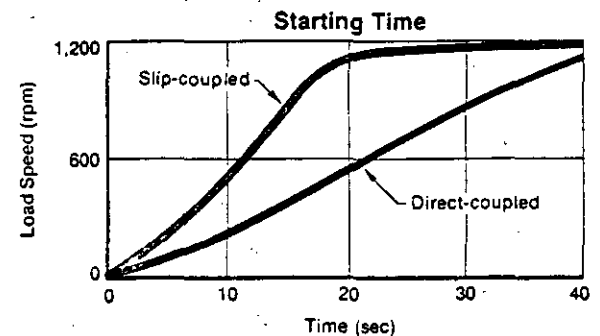
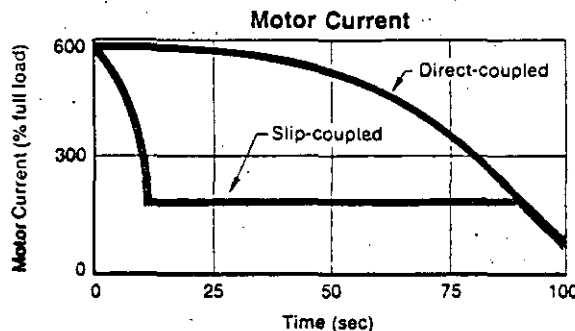
Eddy-current types require some slippage to develop full torque, so eddy-current couplings are inherently less efficient. And because eddy-current flow is affected by heat,

Why Soften the Start?

The major advantage of using a slip coupling versus direct coupling is improved driver starting performance. A system with a slip coupling provides faster, smoother starts requiring less power compared to a direct-coupled system. For example, consider a 200-hp induction motor driving a fan with a moment of inertia of 3,000 lb-ft².

During the first few hundred milliseconds after the motor is started, a direct-coupled motor imparts a sharp torque impulse to the load. The torque output of the slip coupling, however, is gradual and linear during this time. Total starting time of the slip-coupled system is about half that of the direct-coupled system. In addition, current required by the motor to accelerate the load is much less. With the slip-coupling, motor current declines rapidly to about 180% of full-load current and remains there until the load comes up to full speed, and then declines again. With direct coupling, motor current takes much longer to

decrease to low levels. Because of this reduced power requirement and starting time, it is possible to use a smaller motor in the system than would be required with direct coupling.



Coupling Characteristics

Centrifugal couplings are the least expensive slip coupling with the highest torque capacity, but coupling engagement is not so smooth and precise as it is with other types. The centrifugal coupling is often inserted between an internal-combustion engine and its load on small operator-controlled engine-driven devices such as lawn mowers and chain saws as well as larger industrial equipment and vehicles. By automatically disengaging at low speed, the coupling provides a simple means of connecting the engine to the load by simple throttle control where precise engagement is not critical.

Fluid couplings are more expensive and smoother operating than centrifugal types, but efficiency is lower because the fluid coupling does not lock input and output together. Fluid couplings are used typically in applications requiring extremely soft starts, protection against load shocks, and high-inertia loads with long start-up times such as conveyors, amusement rides, and large fans.

Magnetic couplings provide the highest precision of any slip coupling, but they require an external electrical supply and control circuitry. Slip characteristics are regulated either by knob-adjustment, or by external input signals applied directly to electronic controls. Because of the bulk, delicate nature, and cost of their controls and power supplies, magnetic couplings are generally confined to stationary, precision applications such as high-speed indexing in computer peripherals.

eddy-current couplings cannot be used effectively in ambients above 180 to 200°F. However, the couplings have the greatest cushioning action of any magnetic coupling and are, therefore, useful where very soft starts and load-shock protection are required. Also, reliability and service life are excellent because there is no physical connection between input

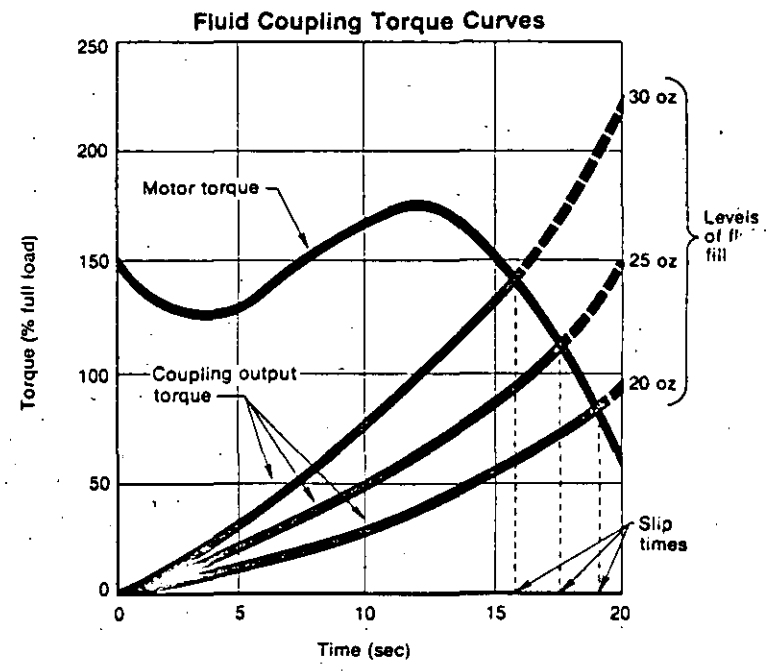
Changing the Slip Time

Slip time required to accelerate the load from rest to full speed is usually 1 to 20 sec. To match slip time more precisely to start-up time requirements, the torque-transmitting medium in the coupling is sometimes modified. For example, decreasing the fluid level in a fluid coupling increases slip time, as shown in the accompanying graph. This same effect is obtained in other types of couplings by decreasing coil current in magnetic couplings and by restraining the friction member in a centrifugal coupling.

As the slip time is increased, however, starting torque is decreased and the amount of heat dissipated increases. For this reason, most slip couplings have maximum rated slip times based on thermal capacity. Maximum slip times are typically only a few minutes, but some couplings have centrifugal fans on the input shaft to circulate air and prevent overheating for long slip times. Minimum slip time for an application can be calculated from motor and load parameters with the following equation

$$t = IN^2 / (1.61 \times 10^6 P)$$

where t = slip time, sec; I = load inertia, lb-ft²; N = motor speed under load, rpm; and P = rated coupling power, hp.

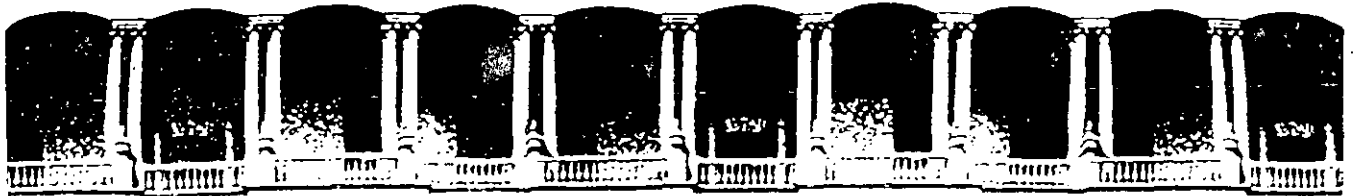


and output members.

Hysteresis couplings are very efficient and are the most accurate of all magnetic couplings with some high-precision units capable of 0.1% repeatability. Also, like eddy-current types, they are reliable and have extremely long service lives because of the lack of any physical connection between input and output members. However, hys-

teresis devices are larger per unit torque capacity than other magnetic couplings and, therefore, have a slower response time and higher price than other magnetic couplings. MD

Technical assistance for this article was provided by Dana Corp., Industrial Power Transmissio Webster, Mass.; Fairchild Industries, In Products Div., Winston-Salem, N.C.; Hillian Elmira, N.Y.; Magtrol Inc., Buffalo, N.Y.; Renaissance Electric Co., Dodge Div., Mishawaka, Ind.; and Veith Transmissions Inc., Appleton, Wis.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

SELECCION DE ARMAZONES DE MOTORES

ING. HUMBERTO SANCHEZ SANCHEZ

SEPTIEMBRE - 1992

CONCEPTOS BASICOS Y CLASIFICACION DE LOS MOTORES DE INDUCCION

1.- CONSTITUCION DE UN MOTOR DE INDUCCION..

Un motor de inducción o asíncrono (Fig. 1) posee una carcasa "A" provista interiormente de un circuito magnético o núcleo estator "B", constituido por un paquete de laminaciones de acero al silicio, cuyas ranuras contienen espiras de conductor de cobre formando las bobinas o devanado "C". Este devanado está unido a la red de alimentación mediante las terminales alojadas en una caja de conexiones "D". El conjunto de estas piezas constituye el estator del motor.

En ambos extremos del estator ven montados los soportes de cojinetes o tapas "E" que permiten por intermedio de los rodamientos "F", la rotación de un eje o flecha "G" sobre el cual se ensambla el núcleo rotor "H", constituido a su vez por un paquete de laminaciones de la misma naturaleza que las del estator y, como aquellas, provistas también de ranuras.

En los motores de inducción tipo jaula de ardilla, dichas ranuras están ocupadas por barras de cobre o de aluminio cuyas extremidades por uno y otro lado del núcleo están conectadas entre sí por los anillos de cortocircuito "J". El conjunto de las barras y de los anillos se asemeja bastante a una "jaula de ardilla", expresión que da nombre a este tipo de motor conocido también como "motor con rotor en cortocircuito" por estar el circuito eléctrico formado por las barras, efectiva y definitivamente puesto en cortocircuito por los anillos.

La flecha sobresale por una de las tapas de manera que permita accionar una carga, mientras que por el otro extremo acciona generalmente un ventilador "K" que impulse aire a la carcasa con el fin de asegurar su enfriamiento. Una cubierta metálica "L" protege el ventilador contra contactos accidentales.

La descripción anterior nos permite definir los órganos esenciales, cuyo conocimiento es necesario para comprender el funcionamiento, pues corresponde a un tipo de motor perfectamente clásico y muy conocido y, solo tiene por objeto, fijar las ideas, puesto que existen numerosas variantes de construcción las cuales se describirán brevemente en la tercera parte de este mismo capítulo. Para este objeto el motor se divide en tres partes principales

- a) ESTATOR
- b) ROTOR
- c) PARTES MECANICAS Y ACCESORIOS

ESTATOR

CARCAZA.- Es el soporte mecánico de la máquina y puede ser de fundición de hierro gris o armada de lámina de acero suave rolada en frío (Fig. 2) dependiendo del tipo de motor diseñado y de los recursos de manufactura disponibles.

NUCLEO ESTATOR.- Como ya se dijo antes forma parte del circuito magnético y está constituido por un paquete de laminaciones de acero al silicio con espesores que varían entre 0.45 y 0.65 mm. (Fig. 3) previamente troqueladas con la forma, dimensiones y número de ranuras requerido. Cuando es necesario reducir al mínimo las pérdidas en el acero a dichas laminaciones se les da un recubrimiento con materiales aislantes y se someten a un proceso de recocido para desarrollar el máximo sus propiedades eléctricas. Las laminaciones de estator se unen por medio de soldadura y soleras de sujeción o se sujetan por medio de cinta de lámina para formar el núcleo estator.

BOBINAS O DEVANADO.- Ya ensamblados el núcleo y la carcasa se coloca el devanado formado prácticamente por un conjunto de bobinas simples que integran la parte eléctrica del estator. Dichas bobinas están constituidas por un hilo conductor que se enrollado sobre sí mismo un número previsto de vueltas (Fig. 4) y dicho conductor elemental está formado en la mayoría de los casos por uno o varios alambres de cobre cubiertos con una fina película de esmalte aislante. Un grupo de bobinas consta de una, dos o más bobinas simples que no están co-

calidad de los motores.

CAJA DE CONEXIONES.- Esta es una pieza que da protección mecánica a los terminales, se construye de fundición de hierro o de aluminio. Las demás piezas que constituyen el motor son partes común y corrientes y entre ellas se encuentran:

Tornillería
Pieza Descriptiva
Pintura
Grasa
Empaques etc.

2.- PRINCIPIOS DE OPERACION Y FUNCIONAMIENTO.

CAMPO GIRATORIO.- Todo el funcionamiento de los motores de inducción se basa en el principio del campo giratorio. De hecho, es muy fácil imaginar el fenómeno y, tan solo con enunciar su nombre, se ve, como en la Figura 7, un campo magnético representado por el vector H girando en el sentido "r" alrededor de un eje "Z" perpendicular a dicho vector.

Para obtener un campo giratorio en corriente continua, se tiene que hacer girar alrededor del eje "Z" un electroimán cuya bobina es recorrida por una corriente. Pero una de las propiedades más características de la corriente alterna polifásica es, precisamente; la de ser capaz de producir un campo giratorio a partir de elementos fijos únicamente.

Imaginemos primero (Fig. 8) una espira plana conectada en a y b a una fuente de corriente alterna. En el centro O de esta espira, según el eje XX' perpendicular a su plano, se situará la resultante "h" del campo magnético creado en la espira según las leyes del electromagnetismo. Al ser alterna la corriente que atraviesa la espira, lo será también la resultante "h" del campo magnético, o sea que, si la corriente varía de $-I$ a $+I$ según una ley senoidal, la resultante "h" variará de $-h$ a $+h$. De esta manera, una corriente senoidal que atraviesa una espira, induce en ella un campo magnético de la misma naturaleza, cuya resultante es perpendicular al plano de la espira.

Supongamos ahora que colocamos perpendicularmente, dos espiras planas como se indica en la Figura 9 e identificadas respectivamente por A y B. Alimentamos cada una de estas espiras por una corriente alterna y senoidal variando de $-I$ a $+I$ pero desfasadas en el tiempo, como se muestra en la Figura 10.

En realidad, nuestras dos espiras se alimentan mediante una clásica corriente bifásica. Podemos situar en el centro O, común a las dos espiras, por una parte la resultante 'a' del campo creado por la espira A y por otra la resultante 'b' del campo creado por la espira B, cada una de ellas variando senoidalmente entre dos valores extre-

mos $-H$ y $+H$ en sus ejes respectivos, perpendiculares al plano de las espiras que han dado origen a dichos campos.

El campo resultante del conjunto constituido por las dos espiras tendrá por expresión el vector R obtenido por suma geométrica de a y b . Refiréndonos ahora a la Figura 11 que, para simplificar, solo reproduce los vectores de campo, suprimiendo la representación de las espiras.

En el instante 1, las corrientes expuestas en la Figura 10 producen, respectivamente, campos cuyos componentes a_1 y b_1 tienen como resultante R_1 . Un poco más tarde, en el instante 2, los campos elementales tienen como componentes a_2 y b_2 , y R_2 como resultante.

Igualmente en el instante 3, las componentes de los campos han pasado a ser a_3 y b_3 que se componen dando R_3 . Ahora bien, mientras a ha tomado progresivamente los valores a_1, a_2, a_3 , el vector b ha adquirido los valores b_1, b_2, b_3 . La resultante de estos dos campos ha ido girando efectivamente, sin desaparecer nunca, valiéndose R_1, R_2 y R_3 , sucesivamente. Como es lógico, la demostración pueda hacerse extensiva, de la misma manera, a las posiciones anteriores al tiempo 1, ó a las posteriores al tiempo 3, e incluso a posiciones intermedias a los tiempos 1, 2 y 3.

Queda por demostrar que la resultante R conserva el mismo valor absoluto en cualquier posición para lo cual podemos referirnos a la Figura 12.

Por el mismo principio de las corrientes senoidales, resulta que la componente a posee, en un instante t dado, el valor:

$$a = H \text{ sen } \omega t$$

Por construcción, el valor de b en el mismo instante será:

$$b = H \text{ sen } (\omega t + \frac{\pi}{2}) = H \text{ cos } \omega t$$

Y en el triángulo A O B rectángulo en B:

$$R^2 = a^2 + b^2$$

De donde:

$$R^2 = H^2 \text{ sen}^2 \omega t + H^2 \text{ sen}^2 \omega t + H^2 (\text{sen}^2 \omega t + \text{cos}^2 \omega t) = H^2$$

$$\text{Puesto que } \text{sen}^2 \omega t + \text{cos}^2 \omega t = 1$$

Y finalmente, $R = H$.

Se demuestra de la misma manera, que tres espiras desfasadas 120° en el espacio una con relación a la otra, y atravesadas por una corriente senoidal desfasada en el tiempo de $1/3$ de período en cada espira con relación a las otras (lo que es el caso de las corrientes trifásicas) producen un campo giratorio según el mismo proceso. Si en cada espira, la componente del campo elemental varía de $-H$ a $+H$, la resultante R del campo giratorio presentará esta vez el valor $3H/2$. Así pues, las espiras de los enrolamientos estáticos del motor de inducción, aunque perfectamente inmóviles, dan origen a un campo giratorio, simplemente debido al hecho de que están alimentadas por una corriente polifásica senoidal.

Examinemos los efectos de este campo en el rotor (Fig. 13).

La componente H al girar, por ejemplo, en el sentido F interesará sucesivamente cada una de las barras del rotor que estará, por consiguiente, sometida a un campo magnético variando alternativamente de un valor nulo a un valor máximo. Según que H pase entre dos barras o por el eje de una de ellas.

Esta variación del campo magnético induce en las barras una corriente perpendicular al campo, puesto que este se propaga en las barras. Entonces, según las leyes del electromagnetismo, estas barras quedarán sometidas a una fuerza F dirigida de tal manera que tendrá por efecto oponerse a la causa que la ha producido (Ley de LENZ). Las barras tendrán, pues, tendencia a correr detrás del campo giratorio para suprimir la variación de flujo por disminución de la velocidad relativa de un campo con respecto al otro. El rotor girará, pues, en el mismo sentido que el campo giratorio. (1)

Pero el rotor no alcanza jamás su objetivo. En efecto, si girase a la misma velocidad que el campo estático, no habría ya ninguna variación de flujo en las barras, es decir, corriente inducida en la jaula rotórica, por lo tanto, al quedar suprimidas las fuerzas F , ya no habría par motor, puesto que este no es otra cosa que el resulta-

do de la combinación de las fuerzas F actuando sobre cada una de las barras de la jaula. El hecho de que el rotor gire más lentamente que el campo magnético que le arrastra y que, por lo tanto, no llegue nunca a girar sincrónicamente con él, hace que se de a este tipo de motor el calificativo de asíncrono (que no es sincrónico).

VELOCIDAD DE SINCRONISMO.- La velocidad de sincronismo es la del campo giratorio, expresado por el número de revoluciones por minuto (RPM). Solo depende de la frecuencia del sistema y del número de polos del motor. Se expresa mediante la relación:

$$V_s = \frac{120 f}{P}$$

En la que:

f es la frecuencia en ciclos por segundo (M_2)

n es el número de polos del devanado estatorico

Esta relación demuestra que la velocidad de sincronismo es independiente de la tensión, así como del número de fases de la red de alimentación.

DESGLIZAMIENTO.- En un motor de inducción sometido a una carga, es decir, sufriendo un cierto par resistente, existe un campo girando a la velocidad de sincronismo, mientras que el rotor gire más lentamente, condición absolutamente necesaria, tal como hemos visto, para que este motor suministre un par. Todo sucede, pues, como si el rotor deslizara con respecto al campo en el sentido opuesto al sentido de rotación común.

Si se designa por V_s la velocidad de sincronismo y por V_c la velocidad en carga, se llama deslizamiento "S" del rotor la relación, expresada en tanto por ciento:

$$S = \frac{V_s - V_c}{V_s} \times 100$$

$$\frac{S V_s}{100} = \frac{V_s - V_c}{100} \cdot V_c$$

A igualdad de velocidad de sincronismo y de potencia, un motor es tanto más satisfactorio cuanto menor es su deslizamiento, o lo que es equivalente, cuanto mayor es su velocidad en carga.

$$V_c = V_s - \frac{S V_s}{100}$$

FACTOR DE POTENCIA.- Cuando una corriente alterna senoidal atraviesa un circuito, la tensión y la intensidad que engendra en el mismo varían según una misma ley senoidal de idéntico período. Cada una de ellas pasa, una vez por período, por un máximo y por un mínimo. Pero, generalmente, el máximo de la tensión no se produce al mismo tiempo que el máximo de la intensidad, y lo mismo sucede, por consiguiente, para los valores mínimos.

La tensión tomada como origen, tiene por ecuación:

$$v = V \sin \omega t$$

Mientras que la intensidad se expresa por:

$$i = I \sin (\omega t + \theta);$$

Siendo θ el ángulo de desfase.

Un circuito resistivo puro es aquel que no es afectado por ningún coeficiente de auto-inducción ni de capacidad, caso rarísimo en la práctica. Este circuito constituye el único caso en el que no hay desfase entre la tensión y la intensidad ($\theta = 0$).

Se denomina circuito capacitivo, aquel en el que la intensidad de corriente está en avance con respecto a su tensión. Este nombre se deriva de que justamente una propiedad característica de los capacitores es producir un desfase hacia delante de la corriente que lo atraviesa.

Se llama circuito reactivo, aquel en que la intensidad está retrasada con respecto a la tensión tal como representa la Figura 14.

Este tipo de circuito se designa también con el calificativo de inductivo debido a la propiedad que poseen las bobinas de auto-inducción de retrasar respecto a la tensión la intensidad que las atraviesa.

El ángulo de desfase θ es tanto mayor cuanto más importante es el efecto inductivo del circuito. Pero no puede alcanzar 90° , puesto que no existe inducción perfecta, lo que requeriría una bobina desprovista de toda resistencia eléctrica.

Los circuitos estatoricos de los motores de inducción son reactivos; su intensidad está retrasada con respecto a la tensión tal

(9)

como indica la Figura 14. El defasaje no se expresa mediante el ángulo β sino mediante su coseno, al cual se le llama factor de potencia.

Conviene, evidentemente que el factor de potencia del motor se aproxime todo lo posible a 1, lo que quiere decir que el ángulo de defasaje debe ser lo más reducido posible.

En la práctica se puede elevar el factor de potencia de una instalación con la ayuda de capacitores. Pero siempre es más conveniente, en igualdad de circunstancias, utilizar un motor de cos β elevado.

PARES.- Se han examinado ya los efectos del campo giratorio en el rotor y como nacen las fuerzas elementales que originan el par motor. Pero este par no tiene un valor constante en cualquier circunstancia sino por el contrario, varía en función de la tensión de alimentación del motor y según su velocidad de rotación. Si logramos que la tensión de alimentación permanezca constante, podemos trazar la curva característica par-velocidad de un motor, llevando sobre una gráfica, por una parte, los pares y por otra las diferentes velocidades correspondientes (Fig. 15). Esta característica muy importante, es la base del funcionamiento de los motores de inducción. En el momento del arranque, cuando la velocidad es prácticamente nula, el par tiene un valor igual a T_a que se denomina par de arranque. Luego la velocidad aumenta hasta que el par disminuye hasta el valor T_0 , par mínimo. Luego, al seguir aumentando la velocidad, el par vuelve a crecer hasta alcanzar el valor T_m o par máximo. Finalmente, a partir de ahí, el valor del par disminuye para hacerse nulo a la velocidad de sincronismo.

Si a esta gráfica llevamos el valor del par nominal, es decir, el valor del par que determina la potencia nominal, obtenemos el punto de funcionamiento P, cuya otra coordenada es la velocidad en carga, V_n . Para otra potencia, es decir, para otro par, T' por ejemplo, el punto de funcionamiento pasa a P' , mientras que la velocidad en carga pasa a ser V'_n . Si arrancamos un motor en vacío, su punto

de funcionamiento describe toda la característica durante la corta duración del arranque, y su velocidad de equilibrio se establece muy cerca de la velocidad de sincronismo, es decir, que su punto de funcionamiento está en P_v . Cuando aumentamos el par resistente, el punto de funcionamiento remonta la curva característica. Mientras el par resistente permanece comprendido entre 0 y T_m , el motor estará en régimen estable: la velocidad disminuye si el par aumenta y viceversa y, a cada valor del par corresponde un valor de la velocidad y nada más.

Pero si el par resistente sobrepasa, aunque sea muy ligeramente el valor T_m , el motor cesa de girar: se dice que se ha "desenganchado" y, por este motivo, T_m recibe a veces la denominación de par de desenganche. Pero si luego reducimos lentamente el par resistente, el motor permanece parado mientras no demos a este par un valor inferior al par de arranque T_a . Sin embargo, esta condición no es aún suficiente para que el motor pueda arrancar con normalidad. Es preciso, necesariamente, que el par resistente sea inferior al par mínimo T_0 , para que el funcionamiento del motor sea correcto. Si mantenemos el par resistente, por ejemplo en el valor T'' , el punto de funcionamiento del motor estará en P_1 o en P_2 , según que la aplicación de este par al motor se haga antes o después de su paso por el par mínimo T_0 . Pero, en ambos casos, el motor no ha alcanzado su velocidad de régimen. La zona de la característica par-velocidad a tensión constante comprendida entre el par de arranque T_a y el par máximo T_m caracteriza un funcionamiento inestable del motor, y no debe ser utilizada en funcionamiento normal: para un par resistente dado, puede haber dos velocidades distintas de rotación, y una variación negativa del par pueda originar igualmente una variación negativa de la velocidad (Zona $T_a - T_m$).

Se ha precisado que la característica par-velocidad de la Figura 15 estaba establecida a tensión constante. En igualdad de condiciones, el par suministrado por un motor de inducción varía con el cuadrado de la tensión de alimentación. Si se aplica a un motor de este tipo un par resistente igual a su par nominal (para tensión nominal),

mientras que la tensión de la red a la que está conectado es, por decir, inferior en un 10% a su tensión nominal, todos los valores del par de este motor quedarán disminuidos en un 20%.

POTENCIA.- Existe una relación rígida entre el par T de un motor, su potencia P y su velocidad angular de rotación W:

$$P = T W \text{ o también } T = P/W$$

Cuando T esté dado en libras-pie y W en radianes por segundo, P se obtiene en libras-pie por segundo. Pero es fácil pasar a las unidades usuales.

Sabemos que 2π radianes equivalen a un ángulo de 360° , es decir, a una vez la circunferencia. Así pues, un motor girando a n revoluciones por minuto, posee una velocidad angular de:

$$W = 2\pi \times \text{RPM} \text{ Radianes/Minuto}$$

Por otra parte un caballo de potencia (C.P.) equivale a 33,000 Lb-pie/Min., por lo tanto

$$P = \frac{T \times 2\pi \times \text{RPM}}{33000} = \frac{T \times \text{RPM}}{5250} \text{ (En C.P.)}$$

Y de donde

$$T = \frac{5250 P}{\text{RPM}} \text{ (En Lb-pie)}$$

3.- CLASIFICACION Y NORMAS DE LOS MOTORES DE INDUCCION.

Los motores de inducción se pueden clasificar en varias formas (Fig. 16):

a).- Por su construcción eléctrica.

Jaula de Ardilla.
Rotor Devenado.

b).- Por su construcción mecánica.

Abiertos a prueba de goteo.
A prueba de intemperie.
Totalmente cerrados sin ventilación.
Totalmente cerrados con intercambiador de calor.
Totalmente cerrados con ventilación forzada.
A prueba de explosión.

c).- Por su tipo de montaje.

Horizontales.
Verticales.

d).- Por su rango de voltaje.

220/440 Volts.
2300 " "
4000 " "
6600 " "

e).- Por su tipo de aplicación.

Usos Generales.
Usos Específicos.

NORMAS.- En los primeros días de los motores eléctricos, cada fabricante los construía de acuerdo a sus propias Normas. Cada marca de motor tenía diferente nomenclatura, dimensiones, rangos de valores etc. El resultado final fue una total confusión en el campo. Para

remediar esta situación se estableció en los Estados Unidos una asociación oficial conocida como National Electrical Manufacturers Association o NEMA.

La Norma Oficial Mexicana (NOM) para equipo eléctrico se basa y es prácticamente una traducción al Castellano de las Normas NEMA. NEMA es una organización no comercial subsidiada y soportada por los fabricantes y proveedores de equipo eléctrico. Sus Normas son adoptadas por el interés público pretendiendo así, facilitar el entendimiento entre el fabricante y el usuario así como asesorar al Cliente en la selección y obtención del producto apropiado a sus necesidades.

OTRAS NORMAS.- A pesar de que casi la totalidad de las Normas usadas en la manufactura de motores eléctricos son establecidas por NEMA o NOM, existen algunas otras Normas que se utilizan tales como las del IEEE (Institute of Electrical and Electronic Engineers) para aislamientos, las del JIC (Joint Industry Conference) para requerimientos del equipo para industria automotriz etc.

DISEÑO ELECTRICO.- Por lo que a diseño eléctrico se refiere, los motores eléctricos de inducción tipo jaula de ardilla se clasifican en cinco diferentes:

Diseño Nema A	
•	• B
•	• C
•	• D
•	• F

Es extremadamente importante entender las características de cada uno de estos diseños. En la mayoría de los casos se usará el diseño Nema B. Pero habrá ocasiones en que un diseño A C ó D puede manejar mejor la carga.

La gráfica de la Fig. 17, muestra las curvas par-velocidad para dichos diseños Nema A, B, C, D y F.

Las características de los diseños A y B son muy similares. La diferencia estriba en que las corrientes máximas o de arranque para el diseño B están limitadas por Normas; no así para el diseño A. El diseño A tiene un par de arranque ligeramente más bajo y un par máximo ligeramente más alto que el diseño B.

Un motor con diseño C, tiene un par de arranque mayor que el A o el B (225% aprox). En cambio el par máximo es menor que para los diseños A o B y a pesar de que no hay un punto definido para este par, su valor se establece en 190% aprox.

El diseño Nema D desarrolla un par de arranque muy alto y es aprox. el 275% del par a plena carga. Sin embargo como puede verse en la curva, el par decae gradualmente durante el período de aceleración, por lo que no hay un par máximo o de desenganche bien definido como en los diseños A y B.

El diseño Nema F tiene un muy bajo par de arranque y un par máximo moderado. Su única característica deseable es la baja corriente absorbida en el arranque.

SELECCION, APLICACION Y MANTENIMIENTO DE MOTORES DE INDUCCION TIPO JAULA

En el presente trabajo se indican los puntos notables en la selección y aplicación de los motores de inducción tipo jaula, que en la actualidad son manufacturados por las empresas dedicadas a ello.

Es posible que la mayoría de ustedes conozcan los diferentes tipos de motores de inducción que existen; en la figura 1 se indica un cuadro sinóptico de los principales diseños conocidos, de los cuales en nuestra plática, hablaremos más particularmente de los motores trifásicos, tipo jaula de ardilla, que son los más empleados en nuestra industria en general.

Por lo tanto para una mejor explicación dividiremos estos tipos de motores tipo jaula en dos grandes grupos, de acuerdo a su diseño:

- 1.- MECANICO
- 2.- ELECTRICO

1.- DISEÑO MECANICO.- Al hablar del diseño mecánico nos referiremos al tipo de construcción o protección mecánica que poseen los motores para operar satisfactoriamente en las condiciones ambientales y de seguridad para las que fue seleccionado, estos tipos son los siguientes:

- a).- A prueba de goteo (APG)
- b).- Totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)
- c).- Protegidos contra la Intemperie tipo I (WP I)
- d).- Protegidos contra la Intemperie Tipo II (WP II)

Además por la posición de la flecha se dividen en:

- I.- Horizontales
- II.- Verticales

La descripción de cada uno de los tipos anteriores es:

a).- A PRUEBA DE GOTEADO.- Estos motores como lo indica su denominación, están contruidos para impedir que líquidos que goteen con ángulo de proyección no mayor de 15° con respecto a la vertical, no pasen

tren hacia el interior del motor; sin embargo, el aire del medio ambiente tiene libre acceso al interior, con lo cual se tiene una muy buena disipación de la temperatura de los devanados y núcleos del motor.

La aplicación de este motor es la más generalizada en la industria y se les encuentra montados en máquinas herramientas, ventiladores, bombas centrífugas, ciertos tipos de transportadores. Es decir, en general estos motores encuentran su aplicación en aquellos lugares en donde el medio ambiente no sea perjudicial a las partes internas del motor y además no haya salpicadura de líquidos.

b).- TOTALMENTE CERRADOS CON VENTILACION EXTERIOR.- Este tipo de construcción nos proporciona un motor totalmente hermético y por lo tanto el aire del medio ambiente nunca llega a tocar sus devanados y núcleos.

La disipación de la temperatura del motor se hace por radiación a través de la superficie estriada de la carcasa o armazón. Además, este calor es barrido por la acción de un ventilador que va montado sobre la extensión frontal de la flecha, por lo tanto al girar ésta obliga a disipar más rápidamente la temperatura o calor del motor.

Este tipo de motores se aplican para mover máquinas o equipos instalados en ambientes polvosos, abrasivos, húmedos y/o ligeramente corrosivos.

Se les encuentra acoplados a máquinas-herramientas, ventiladores, transportadores, quebradoras, etc. En general su aplicación es en aquellos lugares en donde el medio ambiente puede ser perjudicial a las partes internas del motor.

c).- PROTEGIDOS CONTRA LA INTEMPERIE TIPO I.- Una máquina a prueba de intemperie Tipo I es una máquina abierta cuyas entradas para ventilación están contruidas, de manera que se logra minimizar la entrada de lluvia, nieve y partículas de aire "cargadas", transportadas por (y/o a través de) el aire hacia las partes eléctricas, y cuyas aberturas de ventilación están contruidas para prevenir (impedir) la entrada de una barra cilíndrica de 19 mm. (3/4") de diámetro".

d).- PROTEGIDOS CONTRA LA INTEMPERIE TIPO II.- " Una máquina a prueba de intemperie Tipo II es una máquina abierta cuyas entradas para ventilación estén construídas de manera que se logre minimizar la entrada de lluvia, nieve y partículas de aire "cargadas", transportadas por (y/o a través de) el aire hacia las partes eléctricas, y cuyas aberturas de ventilación estén construídas para prevenir (impedir) la entrada de una barra cilíndrica de 19 mm. (3/4") de diámetro.

Los pasajes de ventilación, tanto a la entrada como a la salida, deberán estar dispuestos de tal manera que aire de alta velocidad y partículas de aire "cargadas" sopladas hacia la máquina por temporales o vientos fuertes, puedan ser descargados sin entrar en los pasajes internos de ventilación que van directamente hacia las partes eléctricas de la máquina propiamente dicha. La trayectoria normal del aire de ventilación que entra a las partes eléctricas de la máquina, debe ser conducida por medio de deflectores o cuerpos separados de manera que produzcan por lo menos tres cambios de dirección, siendo ninguno de ellos menor de 90°. Además, se deberá proveer la trayectoria del aire de entrada, de una sección de baja velocidad que no exceda los 183 metros por minuto (600 pies por minuto), para minimizar la posibilidad de que se transporte hacia adentro de las partes eléctricas de la máquina humedad o suciedad.

I.- HORIZONTALES.- Tal como lo indica el nombre la operación de la flecha del motor es horizontal, esta es la construcción más generalizada y se combina con las descripciones mencionadas anteriormente.

Por lo tanto tendremos:

Motores horizontales a prueba de goteo; motores horizontales totalmente cerrados con ventilación exterior, etc.

II.- VERTICALES.- Esta es el caso típico de los motores que se acoplan a bombas de pozo profundo, de recirculación o en máquinas cuyos diseños requieren que el motor opere con la flecha en posición vertical. Igual que en el caso anterior, esta construcción se combina con las protecciones indicadas en a, b, c y d.

Existe en la industria un tipo de motores que por su aplicación en ambientes altamente peligrosos requieren de una construcción muy especial y estos son los motores totalmente cerrados con ventilación exterior a prueba de explosión.

Un MOTOR A PRUEBA DE EXPLOSION, tiene una construcción muy similar al motor totalmente cerrado, con la excepción de los espesores mínimos recomendados por los Laboratorios de Underwriters Laboratories de U.S.A., en la carcasa, tapas y caja de conexiones, así como ajustes muy precisos entre las tapas y la salida de la flecha, ajuste entre tapa y carcasa, cierre con superficie maquinada entre las dos mitades de la caja de conexiones, temperatura superficial que no exceda de 80°C totales, etc. Los motores a prueba de explosión se clasifican de acuerdo al Código Nacional Eléctrico en EE UU (National Electrical Code) en 3 clases:

CLASE I.- Líquidos y vapores o gases combustibles.

CLASE II.- Polvos combustibles.

CLASE III.- Fibras inflamables.

A su vez las clases I y II se dividen en grupos:

	Grupo A : Acetileno
	Grupo B : Hidrógeno, gases o vapores de peligrosidad similar como gases fabricados.
Clase I	Grupo C : Etil, Etileno, Ciclopropano.
	Grupo D : Gasolina, Hexano, Nafta, Bencina, Butano, Propano, Alcohol, Acetona, Bencol, Gas Natural.
	Grupo E : Polvos metálicos, incluso Aluminio o Magnesio y otras aleaciones comerciales.
Clase II	Grupo F : Carbón Negro, Antracite o polvo de coque.
	Grupo G : Harina, Almidón, polvo de granos.
Clase III	: Fibras Textiles.

Los grupos a su vez se dividen en:

División 1.- Comprende locales donde pueden existir gases o vapores inflamables, durante condiciones normales de operación, durante reparación o mantenimiento.

División 2.- Comprende locales en donde gases o vapores inflamables o líquidos volátiles se manejan ya sea en sistemas cerrados o confinados dentro de recipientes adecuados, o donde se evitan normalmente concentraciones peligrosas por medios mecánicos positivos de ventilación.

Las áreas adyacentes a los locales clasificados como división 1, hacia las cuales pueda haber flujo ocasional de gases, también pertenecen a la división 2.

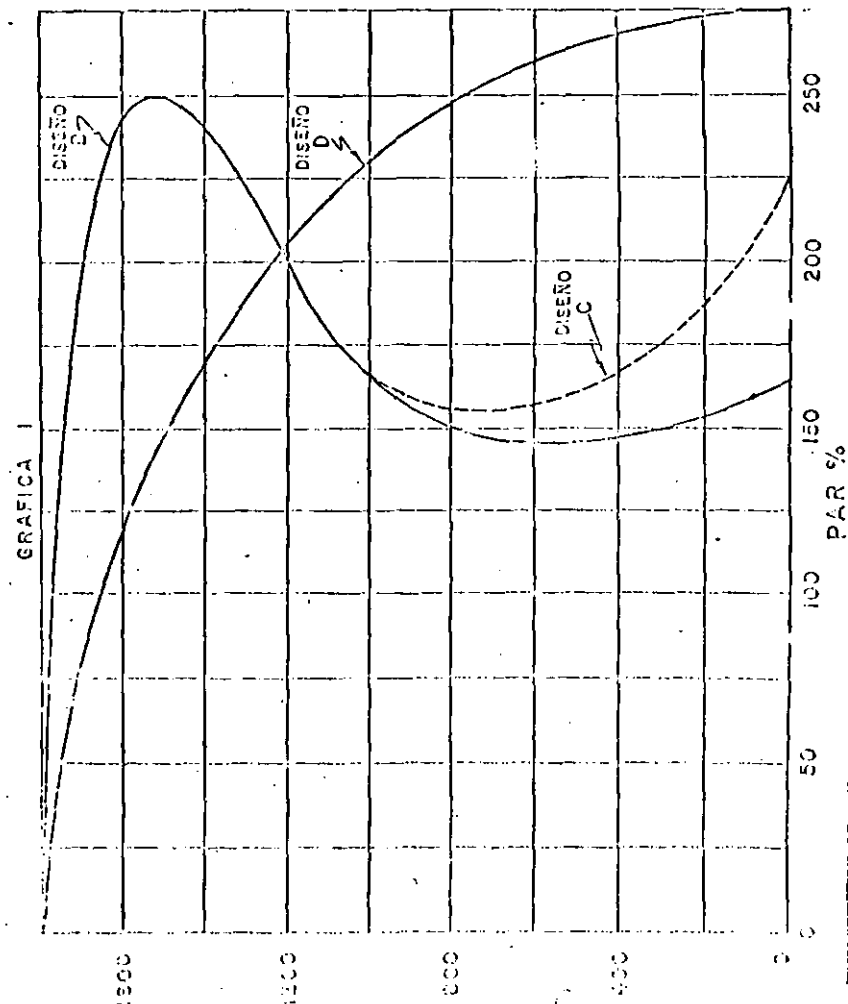
En esta división por lo consiguiente se considera no peligrosa y por lo tanto pueden usar motores totalmente cerrados con ventilación exterior estándar, con excepción del ventilador que debe ser de material no chispeante.

Los motores para los grupos A, B y C deberán ser llenados con algún gas inerte. Estos motores tienen tapas herméticas y sellos de aceite alrededor de la flecha, para reducir las fugas del gas al mínimo, además tienen instrumentos lectores de presión para que en caso de alguna falla de presión, el sistema de control desconecte el motor, al mismo tiempo que haga funcionar una alarma. Estos motores son muy costosos, por lo tanto sólo se emplean en zonas demasiado peligrosas.

Los motores a prueba de explosión deberán tener paredes y un espesor mínimo adecuado para impedir que una explosión interna deteriore la carcasa o tapas, también las distancias de fuga deberán tener una longitud tal que los gases calientes que se producen internamente por una explosión o corto circuito, se deben enfriar para que al salir al medio ambiente no presenten un foco de principio de ignición.

Lo anterior se logra con espesores mínimos de 3/8 de pulgada y longitudes de fuga de mínimo 2 a 2 1/2 pulgadas y concheros entre partes fijas y móviles (carcasas y flecha) de 25 milésimas máximo el diámetro, contando además con sellos en las flechas de material no chispeante bronce o latón con lo cual se evita cualquier producción de chispas entre partes fijas y partes móviles.

Es muy importante hacer notar que cuando un motor aprobado por UL para locales peligrosos es abierto para su reparación, la aprobación queda anulada automáticamente a no ser que un Inspector autorizado por UL esté



presente para vigilar el trabajo de reparación y armado del motor, certificando esta persona el uso del motor para áreas peligrosas, además se deberá agregar una placa que diga "REPARADO" autorizada por el Inspector de Underwriters Laboratories Inc.

DISEÑO ELECTRICO

Por lo que a diseño eléctrico se refiere, se fabrican los siguientes:

DISEÑO B

DISEÑO C

DISEÑO D

DISEÑO B

El diseño "B" corresponde a aquellos motores cuya corriente y pares de arranque son normales. Corriente de arranque normal se considera aquella cuyo valor se encuentra entre 5 y 6 veces la corriente de carga plena de un motor y las cifras de los pares de arranque normales están tabuladas por las normas NEMA, así como por las normas nacionales (NOM y CONNIE), reconocidas oficialmente por la Secretaría de Industrias y Comercio y elaboradas por los principales fabricantes de motores del país. Además, el deslizamiento de estos motores a carga plena debe ser de 1 a 5%.

Obviamente, se comprende que este motor es el de mayor consumo y aplicación en la industria, ya que por propia conveniencia los fabricantes de maquinaria llevan a cabo sus diseños de tal manera que los motores que van a requerir sean los más apegados a lo que se conoce como motor estándar, desde el punto de vista de diseño eléctrico. Ver gráfica No. 1.

DISEÑO C

El diseño "C" se refiere a aquellos motores que teniendo una corriente normal de arranque, desarrollan pares de arranque superiores a los que desarrolla un motor de diseño "B". Los valores para par de arranque del diseño "C", también están tabulados tanto en las normas NEMA como en las nacionales.

PA = 200% mínimo.

Las características de este diseño hacen fácil de definir y comprender su campo de aplicación, ya que se refiere a todos aquellos casos en los que por la naturaleza de la carga, se requiere un momento con valor absoluto elevado, para vencer la inercia y una vez iniciado el movimiento, el comportamiento que se le solicite al motor es idéntico al del diseño "B". Un caso típico de aplicación para estos motores se refiere a transportadores, que por cualquier causa prevista, tenga que iniciar un ciclo de trabajo con la carga aplicada.

El deslizamiento de estos motores a carga plena debe ser de 2 a 5%. Ver gráfica No. 1.

DISEÑO D

El diseño "D" se refiere a motores que desarrollen un par de arranque nunca menor que el 275% del par a carga plena con una corriente de arranque normal y con un deslizamiento que nos permite hacer 3 grupos; el primero, que es el que INDUSTRIAS IEM fabrica, tiene un deslizamiento de 5 a 8%; el segundo, requiere un deslizamiento de 8 a 13% y el tercero de 13 a 18%.

Los motores de este tipo de diseño tienen su principal aplicación en máquinas como cizallas, prensas y en general en todos aquellos casos en donde el equipo a mover viene dotado de un volante cuya función es almacenar energía para "acar a flote" al motor, durante los lapsos en que se presenta la demanda máxima de potencia.

Por lo consiguiente, al especificar un motor, entre otras características es necesario mencionar su tipo de diseño mecánico (protección contra el ambiente) y el tipo de diseño eléctrico. Ver gráfica 1.

APLICACION DE MOTORES DE INDUCCION

El problema de la aplicación de motores de inducción jaula de ardilla, se reduce esencialmente a determinar con el máximo cuidado los factores siguientes:

1. Características de la carga y del motor tales como: acoplamiento del motor a la carga, velocidad, capacidad en CP, pares requeridos, características de inercia, aceleración y ciclo de trabajo.
2. Sistemas de arranque del motor en relación a la fuente de energía alimentadora, tales como: variaciones permisibles de la tensión al aplicar la corriente de arranque y capacidad requerida en KVA.
3. Condiciones ambientales tales como: temperatura ambiente, altura sobre el nivel del mar, abuso mecánico y contaminantes. Estos factores determinan el tipo de aislamiento, así como la cubierta o protección del motor.

Características de la carga y del motor

Métodos de acoplamiento:

Acoplamiento directo. Las estadísticas demuestran que solamente el 20% de las máquinas movidas opera a la misma velocidad que el motor que le mueve. Cuando el motor se acopla directamente a la carga, las condiciones de aplicación son distintas que cuando se usa una transmisión intermedia para aumentar o disminuir la velocidad.

El acoplamiento directo sólo es práctico si la carga puede accionarse a la misma velocidad que el motor como sucede en bombas, compresores centrífugos y moto-generadores. Para estas aplicaciones lo más conveniente es usar un motor con extensión de flecha corta. Por lo que se refiere al problema mecánico de acoplamiento en sí, es necesario nivelar, alinear y anclar perfectamente el grupo.

Transmisión con banda o cadena. Al aplicar estos métodos de transmisión y reducción de velocidad a motores, deben comprobarse siempre dos factores:

- a).- Carga radial adicional sobre la chumacera o rodamiento del motor.
- b).- Carga combinada de flexión y torsión sobre la extensión de la flecha.

Los límites prácticos establecidos por NEMA para este tipo de transmisiones para asegurar buena vida en las chumaceras y prevenir esfuerzos excesivos en la flecha, son como sigue:

Motor Arm.	Nº de Polos	Velocidad Sincrónica, RPM	CP Máximos por Transmitir
256 T	2	3600	25
445 T	4	1800	200
445 T	6	1200	125
445 T	8	900	100

En el caso de transmisión por bandas V o banda plana es necesario proveer un dispositivo para ajustar la tensión. Esto puede ser una base de rieles deslizables.

La tendencia natural de la mayoría de los mecánicos es ajustar las bandas demasiado tensas. Una regla práctica que debe recordarse es que la banda o bandas que no patinan ligeramente al arrancar la carga, están demasiado tensas, ésto acorta considerablemente la vida de la chumacera y puede causar vibración o fractura de la flecha.

Selección del motor:

Datos básicos. En general son tres los datos básicos que hay que conocer de una máquina para seleccionar el motor y son:

- a. La velocidad o velocidades de operación.
- b. La capacidad requerida en Caballos.
- c. Los pares requeridos en puntos críticos del ciclo de operación.

Velocidad. La velocidad debe calcularse en relación a la velocidad en la flecha del motor. Tómese en cuenta que el par varía en proporción inversa a la velocidad angular en el caso de transmisiones por engranes, banda o cadena.

Además la máquina puede requerir de:

- a. Una sola velocidad.
- b. Dos o más velocidades fijas.
- c. Velocidad infinitamente ajustable.

Potencia en CP. Este dato generalmente es más difícil de determinar que la velocidad; sin embargo, hay tres maneras fundamentales de obtenerla:

- A. Especificaciones o datos de placa. Si la máquina se ha comprado, la potencia requerida se especifica por el fabricante de la misma en su placa o se lista en las características de operación.
 - B. Pruebas. Si no hay manera de obtener los datos del fabricante, se puede aplicar un motor de características conocidas para duplicar las condiciones de operación. Midiendo con un analizador industrial los watts de entrada al motor, se deduce la potencia de:
- $$CP \text{ en la flecha} = \frac{\text{Watts de entrada} \times \text{eficiencia del motor}}{736}$$
- C. Comperación. Si A o B resultan imprácticos, hágase una comparación cuidadosa de la máquina a propulsarse con máquinas similares cuyas necesidades de potencia sean conocidas. Este método es el más errático de los tres y solo debe usarse en casos extremos.

Pares. Los requerimientos de par de la máquina a moverse deben conocerse en tres condiciones adicionales a las del par a plena carga, éstas son:

- A. Par de arranque. Este es especialmente importante en cargas de alta fricción e inercia, tales como: compresores cargados, prensas troqueladoras con volantes pesados, molinos de bolas o martillos, molinos de hule o desmenuzadores de troncos en la industria del papel. Ver figura 2.
- B. Par de aceleración. En cargas de alta inercia tales como las antes mencionadas, el par en exceso que desarrolle el motor y que sirve para acelerar la carga en un tiempo determinado es importante para que el motor no se sobre caliente. Este aspecto lo veremos

más en detalle al analizar las características de pares de los motores. Ver Fig. 2.

- C. Par máximo. En el caso de cargas variables, el motor debe ser capaz de desarrollar suficiente Par para prevenir que el mismo se frene o se 'siente', cuando la demanda de energía por parte de la máquina accionada es máxima. Ver figura 2.

DEFINICION DE LOS PARES DEL MOTOR DE INDUCCION

Par y fuerza son similares, excepto que el término "fuerza" se usa cuando se habla de movimiento lineal y "par" cuando se trata de movimiento de rotación.

Par es el producto de fuerza (Kgs.) por el radio (mts.). El valor resultante pues en Kg-mts., que indica el número de kilogramos aplicados a un radio de tantos metros.

En el caso de una máquina accionada, el par es la fuerza rotacional que absorbe la máquina para moverse. En el de un motor, par indica la fuerza rotacional que el mismo produce en su flecha.

La curva típica "Par-Velocidad" de un motor de inducción mostrada en la Figura se ilustran los diferentes pares que desarrolla el motor:

"Par de arranque" es el que desarrolle el motor en reposo en el momento en que se le aplica energía eléctrica a sus devanados y la flecha empieza a girar.

La flecha en (1) muestra este par a velocidad cero, también se le llama "Par a rotor bloqueado".

El "Par Mínimo" se muestra en (2). Este es el par mínimo en el área de la cúspide que sigue el arranque. Como veremos más adelante, en muchos motores no hay este descenso de par, después de arrancar.

El "Par Máximo" es aquel que puede desarrollar el motor sin frenarse o "sentarse" súbitamente. Este se muestra en el punto (3) y generalmente se desarrolla alrededor del 80% de la velocidad sincrónica. También se le llama "Par de desenganche".

"Par de plena carga" es aquel que desarrolla el motor para producir la potencia de placa a la velocidad especificada, como se muestra en el punto (4) de la curva.

"Par de aceleración" es la diferencia o exceso de pares entre los desarrollados por el motor y los demandados por la carga. El área ahurada (5) es proporcional a la potencia en exceso desarrollada por el motor para acelerar la carga.

Los "pares de aceleración" son la diferencia entre las dos curvas y están dentro de esta misma área.

Estos pares son extremadamente importantes y deben entenderse perfectamente para aplicar adecuadamente los motores a cargas variadas.

CARACTERISTICAS DEL MOTOR

Existen cinco parámetros que definen las características de operación de un motor:

- Velocidad en RPM
- Capacidad en CP
- Par en Kg-mts.
- Corriente de arranque o máxima
- Aumento de temperatura

Los primeros tres ya han sido discutidos brevemente bajo "Selección del Motor" y en relación a la máquina cuyo motor tratamos de seleccionar. Los dos últimos parámetros cubren características del motor en sí. En la práctica debemos adecuar la velocidad del motor, su capacidad y sus características de par a la carga y después cerciorarnos que el motor operará dentro de sus límites de corriente y de temperatura.

Cada uno de estos parámetros se combine con todos los demás para producir un resultado total satisfactorio. Tenemos pues que analizar cada uno de ellos e interpretarlos, para lograr la aplicación correcta de los motores.

Interrelación entre potencia, par y velocidad

La interrelación de estos tres parámetros se define como sigue:

- F = Fuerza en kilogramos
- d = Distancia en metros
- t = Tiempo en minutos
- T = Par en Kg-mts. a un metro de radio
- RPM = Velocidad angular en revoluciones por minuto.

$$\text{Potencia} = \frac{Fd}{t} = 2\pi T \times \text{RPM Kgmts/min.}$$

$$1 \text{ CP} = 75 \text{ Kgmts/seg.} = 4500 \text{ Kgmts/min.}$$

$$\text{Potencia en CP} = \frac{T \times \text{RPM} \times 2\pi}{4500}$$

$$\text{Potencia en CP} = \frac{T \times \text{RPM}}{716} \dots (I)$$

La simple fórmula anterior nos muestra la interrelación entre potencia, par y velocidad. Esta fórmula frecuentemente se olvida al seleccionar los motores.

Supongamos, por ejemplo, que tenemos una máquina que requiere un motor de 10 CP y que tiene una velocidad de operación de 1160 RPM. El cliente pide un motor de esa capacidad, 6 polos, que a la frecuencia de 60 hertz da precisamente esa velocidad, para transmitir con bandas V y poleas con relación de diámetros 1:1; sin embargo, el Ingeniero que ha comprendido la importancia de la fórmula anterior, puede demostrarle al cliente como ahorrar dinero al cambiar la relación de poleas usando un motor de la misma potencia, pero de mayor velocidad. Puede probar que seleccionando

(9)

un motor de 2 polos con 3475 RPM puede usarse una polea de 1/3 del diámetro original, o sea una relación de poleas de 1:3.

También puede proponer un motor de 4 polos con 1745 RPM y relación de poleas de 1:1.5.

A continuación hemos listado el costo relativo de los tres motores. El motor de 6 polos tiene más cobre y hierro para poder desarrollar un par mayor que los motores de 2 y 4 polos, (se tomará el motor de 4 polos como base comparativa).

Costo relativo de motores de 10 CP, abiertos.

Polos	Velocidad en la flecha a 60 Hz. RPM	Armazón	Costo Relativo
2	3475	213 T	103 %
4	1745	215T	100 %
6	1160	256 T	150 %

Si el cliente puede usar un motor de mayor velocidad, el ahorro es evidente y además el motor será más ligero y más fácil de montar.

Las únicas precauciones por tomar con motores de más alta velocidad, es el comprobar que la flecha es adecuada para transmitir por banda. También, si el sentido de rotación del motor tiene que invertirse frecuentemente, los motores de alta velocidad tienen menos capacidad térmica por ello que los de baja velocidad.

Factor de Servicio. La capacidad en CP estampada en la placa del motor, no necesariamente indica la capacidad máxima, excepto cuando el F.S.=1.0. Cuando el factor de servicio es superior a 1.0, por ejemplo 1.15, el motor podrá sobrecargarse sin peligro en un 15% por arriba de su capacidad nominal en forma continua; sin embargo, es importante hacer notar que el

factor de servicio solo es aplicable cuando prevalecen y se mantienen las condiciones de tensión y frecuencia establecidas en la placa. También, es preciso advertir al cliente, que al aplicar el factor de servicio aumentará la temperatura de operación del motor y afectará la vida útil del devanado, el factor de potencia, la eficiencia y la velocidad.

Sistemas de arranque aplicables al motor.

El problema de arranque del motor se refiere a las limitaciones que se presentan debidas a la capacidad de la fuente alimentadora, tales como caídas de tensión permisibles en el sistema al aplicar la corriente de arranque del motor y la capacidad momentánea en KVA que se requiere para este mismo objeto.

Arranque del motor a través de la línea.

Desde luego, el sistema más económico para arrancar un motor es a plena tensión conectándolo a través de un arrancador apropiado, directamente a la línea alimentadora.

Los ventajas de este sistema, además de lo económica ya apuntada, es que el motor desarrollará sus plenos pares tanto de arranque como máximo o de desenganche; por lo cual, la carga se arrancará y se acelerará en forma rápida y segura.

Por otro lado las desventajas de este sistema de arranque también son múltiples y se refieren al hecho de que un motor de inducción toma entre cinco y seis veces el valor de la corriente de plena carga al ser arrancado a plena tensión. Esta fuerte demanda de energía y de corriente, aunque momentánea, puede ser indeseable por la elevada caída de tensión que se produce en las líneas alimentadoras, causando parpadeo en las luces o disturbios en equipo sensible a las variaciones de voltaje. También puede ser objetable desde el punto de vista de las limitaciones de demanda en

KVA que establece la compañía alimentadora de energía, o bien la propia subestación. Otro aspecto indeseable puede constituirlo la carga misma, que requiere unaceleración paulatina y amortiguada.

Por lo general, el arranque directo sobre la línea se puede efectuar hasta 50 CP en 220 Volts y hasta 100 CP en 440 Volts. Arriba de estos límites habrá que usar algún sistema de arranque a tensión o voltaje reducido. Localmente en el D.F. la Compañía de Luz limita estos valores a 7.5 CP en 220 Volts y 15 CP en 440 Volts.

Existen varios sistemas de arranque a tensión reducida que pueden usarse, pero generalmente solo uno de ellos producirá los resultados deseados en la forma más económica posible. Vamos a describir brevemente cuáles son las aplicaciones de estos distintos arrancadores.

Arrancador con autotransformador.

Este es uno de los métodos más comúnmente usados para arrancar a voltaje reducido debido a su economía, eficiencia y flexibilidad para ajustar el voltaje de arranque deseado. Toda la energía aplicada se transmite al motor, excepto las pérdidas del autotransformador que son pequeñas, por lo que la carga se acelera suave y seguramente. Las derivaciones en el autotransformador permiten el ajuste de la corriente y del par de arranque, de acuerdo con las necesidades de la mayoría de aplicaciones. Las características que producen las tres derivaciones de voltaje comúnmente usadas son como sigue:

Derivación	Par de Arranque (% del par a plena tensión)	Corriente de arranque en la línea (% de la misma a plena tensión)
50%	25	28
65%	42	45
85%	64	67

Como puede apreciarse del cuadro anterior, tanto la corriente como el par varían en este caso en proporción inversa al cuadro del voltaje. La corriente aumenta ligeramente sobre la proporción indicada debido a la co-

rriente de magnetización del autotransformador.

Estos arrancadores se construyen para operación manual con transición abierta (se conocen vulgarmente como "compensadores") en capacidades hasta de 300 CP en 440 Volts y 60 Hertz.

También se construyen para operación automática con transición cerrada en capacidades hasta de 100 CP en 440 Volts y 60 Hertz.

La ventaja de la transición cerrada sobre la abierta, es que la aplicación de la tensión es suave y continua desde el valor reducido hasta el pleno voltaje. Como el motor no queda momentáneamente desconectado de la línea, no hay interrupción de la corriente de línea que podría causar un segundo transitorio de corriente durante la transición.

Los arrancadores con autotransformador se usan para arrancar cargas pesadas, tales como: compresores, bombas, molinos de bolas y de martillos, molinos de hule, centrífugas en la industria del azúcar, etc.

Arrancadores con resistencias.

Estos arrancadores se usan poco porque no tienen ni la eficiencia, ni la flexibilidad del sistema anterior. Generalmente se construyen para reducir el voltaje aplicado al motor al 80% de su valor de línea, con lo cual la corriente de arranque se reduce en la misma proporción y el par de arranque se reduce al 64% de su valor a plena tensión. Esto se logra conectando momentáneamente las resistencias de arranque en serie con los devanados del motor. El ciclo de arranque es de transición cerrada. (13)

Se aplican para arrancar maquinaria delicada, como maquinaria textil, escaleras eléctricas y transportadores que tengan que arrancar suavemente.

Arrancadores para devanado bipartido.

Estos arrancadores proveen un sistema de arranque muy económico, cuando

las necesidades de par durante el arranque pueden manejarse con el 50% del par a plena tensión. Pueden usarse con motores "standard" diseñados para voltaje dúal por ejemplo: 220/440 Volts en el voltaje menor, es decir 220 Volts. También pueden usarse con motores específicamente diseñados para este tipo de arranque, en cualquier otro voltaje.

Cuando se usen motores "standard" de voltaje dúal, es necesario cerciorarse de que el par desarrollado durante el arranque (50%) es suficiente para acelerar la carga lo suficientemente sin producir un transiente indeseado al conectar todo el devanado a la línea, o bien un "trancazo" o golpe en la carga movida al ser ésta acelerada a plena par.

Este tipo de arrancador es muy usado para arrancar cargas ligeras como compresores descargados, bombas centrífugas, máquinas-herramientas, etc.

Se construyen en capacidades "standard" hasta de 200 CP en 440 Volts.

Arrancadores Estrella-Delta

Estos arrancadores muy usados en Europa son menos económicos que el arrancador de devanado bipartido, ya que requieren por lo menos de un contactor más de dos polos.

Se usen en aquellos casos en que los requerimientos de par durante el arranque son bajos (33% del par de arranque a plena tensión), pero el período de aceleración es prolongado debido a la alta inercia de la carga.

Se pueden usar con motores conectados en Delta para operación normal y que estén provistos con 6 puntas de salida (2 para cada una de las fases). Al arrancarse el motor conectado en Estrella se aplica aproximadamente el 56% del voltaje de línea a los devanados y el motor toma el 33% de la corriente normal de arranque y desarrolla 33% del par de arranque a plena tensión. Una vez que el motor ha acelerado, se reconecta en Delta para operación normal.

Generalmente se construyen estos arrancadores en capacidades "standard" hasta de 150 CP en 440 Volts, con transición abierta.

Si la transición abierta es objetable, debido a los inconvenientes ya apuntados, se puede construir este arrancador con transición cerrada, pero resulta relativamente caro por el equipo adicional requerido (un contactor de tres polos y tres resistencias de transición). En este caso, conviene analizar cuidadosamente si no es más económico usar un arrancador de autotransformador con transición cerrada.

SELECCION Y APLICACION DE MOTORES DE INDUCCION (SEGUN AMBIENTES)

Condiciones ambientales y aislamiento.

INTRODUCCION. La mayoría de los motores comprados en la actualidad son para ser usados en localizaciones comunes en donde el aire es relativamente limpio, la temperatura se mantiene dentro de límites normales tolerables por seres humanos y las condiciones extremas de carga en los motores solo se presentan excepcionalmente; sin embargo, miles de motores se usan en aplicaciones en donde estas condiciones ideales no existen. El propósito de este artículo es discutir los problemas que presentan las condiciones ambientales extremas y los sistemas de aislamiento disponibles para resolver estas aplicaciones.

Desde el punto de vista del usuario, el aislamiento es uno de los aspectos más importantes del motor, ya que es el elemento que decide:

LA VIDA UTIL DEL MOTOR y el mantenimiento aplicable al mismo.

Además los sistemas de aislamiento son constantemente investigados y desarrollados para mejorarlos. El adelanto tecnológico que se ha obtenido en este aspecto durante los últimos 20 años es muy notable.

Es por ello que el usuario de motores está vitalmente interesado en obtener el aislamiento que otorgue máxima protección a un costo razonable. Parte de la respuesta se encuentra en las características del sistema de aislamiento, mientras que la otra parte consiste en seleccionar la cu-

bierte en el motor más adecuado a la aplicación. Trataremos de cubrir ambos aspectos en este artículo.

Condiciones ambientales

Las condiciones que listamos a continuación son las que determinan las áreas problemáticas. Si alguna de ellas existe, hay que tomar medidas para proteger el motor o sus partes.

Condiciones ambientales perjudiciales

Temperatura ambiente (arriba de 40°C)
Altura sobre el nivel del mar (arriba de 1000 Mts.)
Abuso mecánico (por impacto o vibración)
Contaminantes atmosféricos:

Agentes químicos corrosivos
Agentes abrasivos (polvos y partículas)
Agentes obstruyentes (polvo, palusa, nieve)
Humedad (alta humedad relativa, escarpadura)

Forma de los contaminantes:

Sólidos, líquidos o gases

Forma en que se mueven:

Suspendidos en el aire.
Cayendo por gravedad
Rebotando de superficies adyacentes
Impulsados por fuerzas definidas

TEMPERATURA AMBIENTE ALTA (ARRIBA DE 40°C)

Esto afecta en primer lugar a los aislamientos, causando deterioro rápido y envejecimiento. También reduce la viscosidad de la grasa o del aceite en las chumaceras, pudiendo llegar a degradar sus propiedades lubricantes.

Para afrontar este problema, deben usarse aislamientos especiales para temperaturas más altas como los clase F (155°C temp. total) o clase H

(180°C temp. total). Las chumaceras si son de bolas deberán ir cargadas con grasa para alta temperatura y los baleros deberán tener un juego interno entre bolas y pistas mayor que el normal (C-3 en lugar de C-2 que es el normal). Si el lubricante es aceite, este deberá ir provisto de aditivos especiales para mantener el índice de viscosidad a altas temperaturas, para inhibir la oxidación y reducir la fricción y el espumeo.

GRAN ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR

Este factor que es uno de los principales problemas en México, debido a su topografía, afecta el aumento de temperatura en los aislamientos. Al reducirse la densidad del aire con la altura, disminuye su capacidad refrigerante y la disipación del calor decrece.

Ahora bien, en los motores diseñados actualmente, se ha tomado en cuenta este factor para que el aumento de temperatura no exceda los valores normales por NOM a la altura de la ciudad de México (2,280 mts. sobre el nivel del mar).

En casos en que haya necesidad de operar los motores a alturas muy superiores a la arriba indicada, habrá necesidad de usar las mismas medidas ya indicadas.

La única ventaja que se presenta en este caso es que generalmente la temperatura ambiente decrece al aumentarse la altura.

IMPACTO Y VIBRACION

Estas condiciones deterioran rápidamente al motor completo, causando rotura de las patas, armazón, tapas y flecha, causen fatiga y falla prematura en los rodamientos y aislamientos.

En esta condición, más vale prevenir que lamentar. Los factores antes apuntados pueden prevenirse mediante un alineamiento perfecto entre el

38

motor y la carga y comprobando que el balanceo dinámico de la carga no produzca vibración excesiva (arriba de 0.050 mm. de amplitud total).

Si el impacto se origina al arrancar y acelerar el motor, habrá que cambiar a algún sistema de arranque más suave y de transición cerrada, como quedó apuntado anteriormente.

CONTAMINANTES ATMOSFERICOS-

Estos, como ya apuntamos, pueden ser:

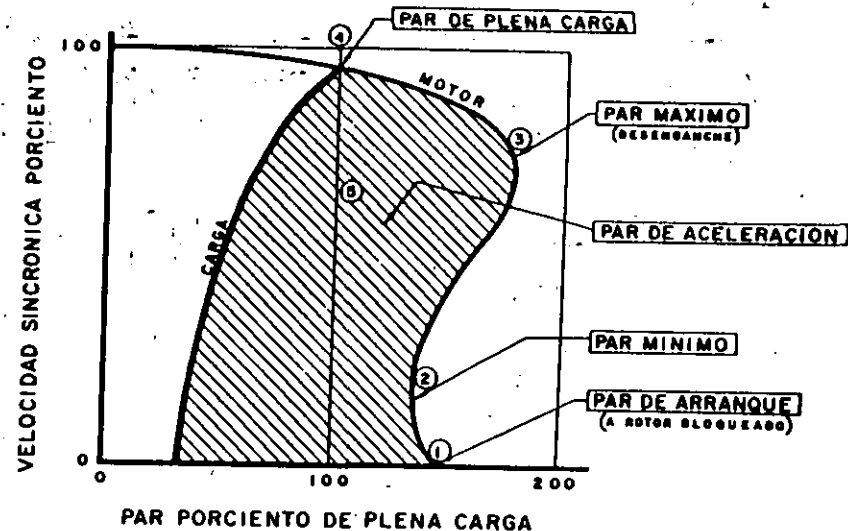
Químicos corrosivos
Polvos Abrasivos
Polvos Obstruyentes
Alta humedad relativa

Para hacer frente a estos agentes destructivos, se han desarrollado últimamente:

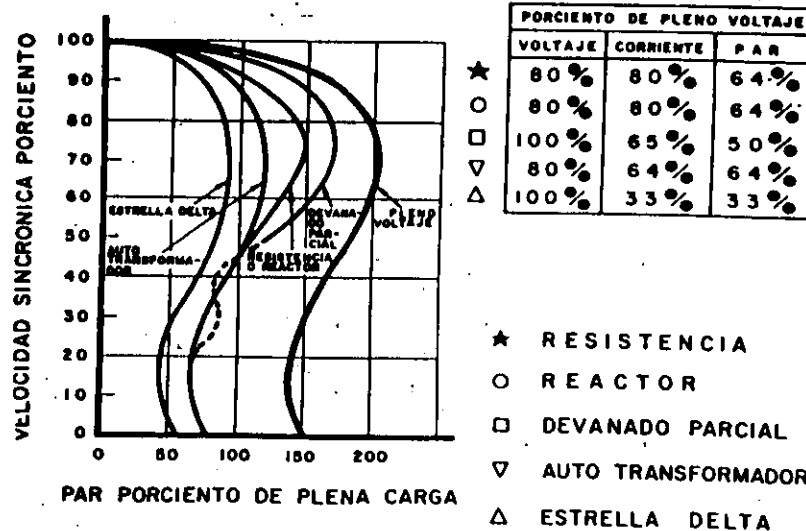
- a).- Un aislamiento especial a prueba de humedad, corrosión y abrasión (APH).
- b).- Motores totalmente cerrados con acabados epóxicos especiales y en los cuales naturalmente se aplica el aislamiento APH.

Estos motores se conocen bajo el nombre genérico de "Tipo Químico" y además de los factores antes enumerados, también llevan aislamientos "Clase F" para resistir las sobrecargas y altas temperaturas ambientales.

Para finalizar presentamos una tabla de selección de motores en función de las condiciones ambientales:



— Pares de un Motor de Inducción —



— Características de Arranque a Tensión Reducida —

(21)

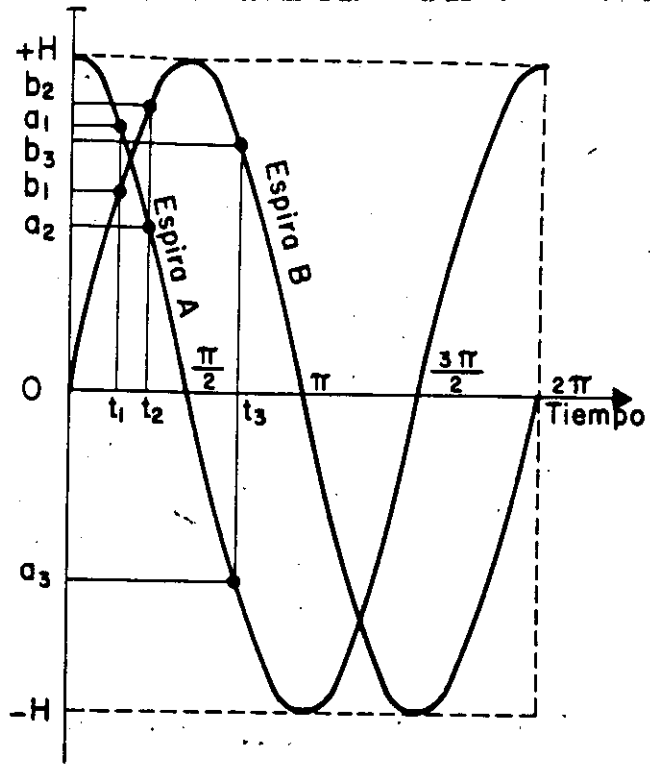


FIG. 10.- CORRIENTE BIFASICA EN ESPIRAS A Y B

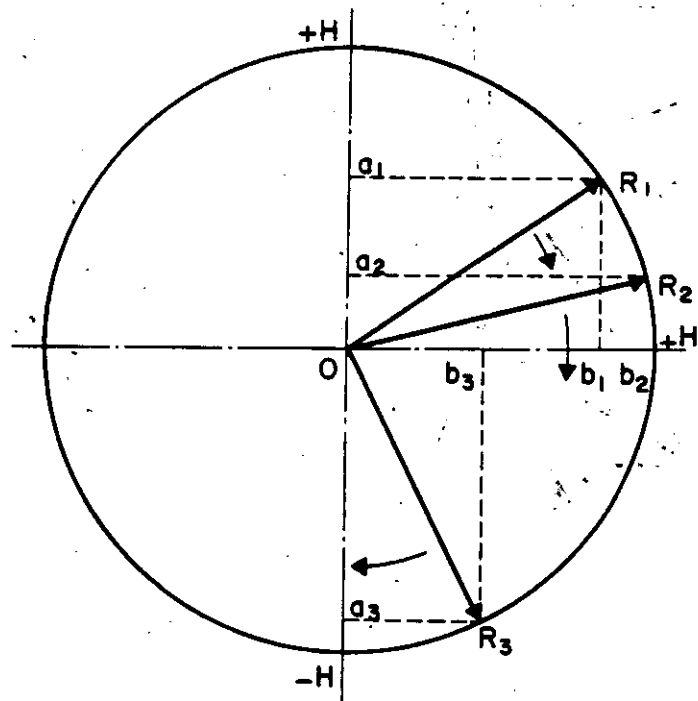
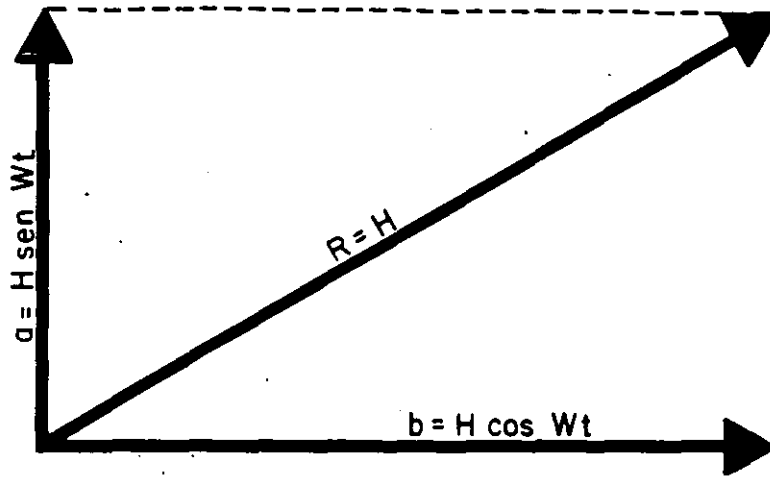


FIG. 11.- VECTORES DE CAMPO MAGNETICO



27

FIG. 12.- RESULTANTE DEL CAMPO MAGNETICO

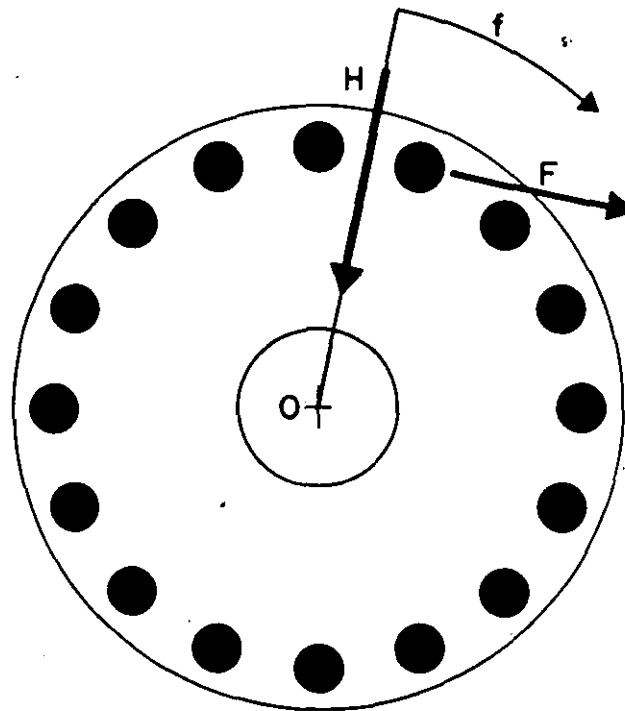


FIG. 13.- EFECTOS DEL CAMPO MAGNETICO EN EL ROTOR

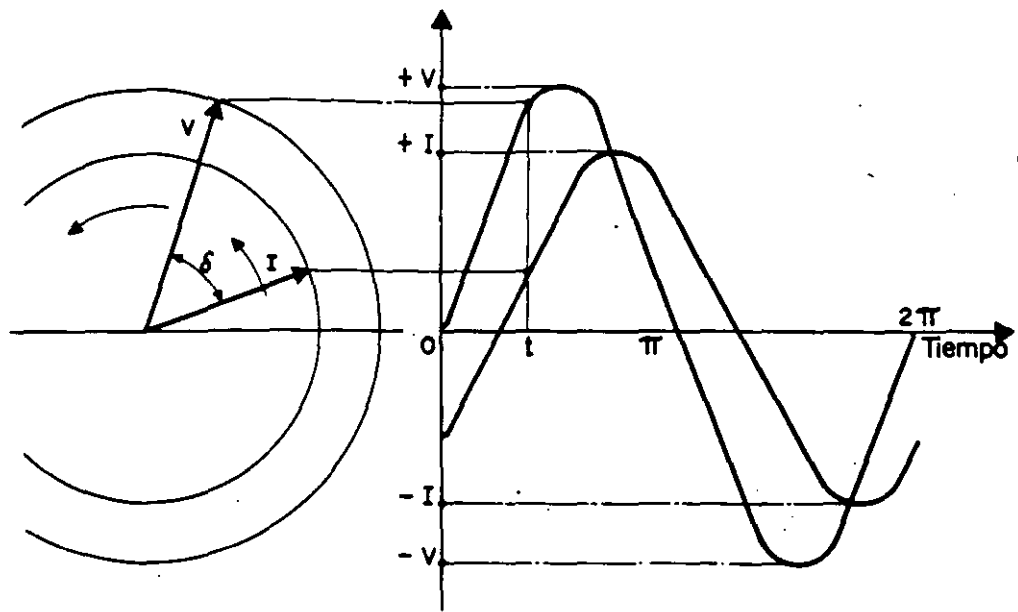


FIG. 14.- DEFASAJE ENTRE EL VOLTAJE Y LA INTENSIDAD DE CORRIENTE EN UN CIRCUITO REACTIVO.

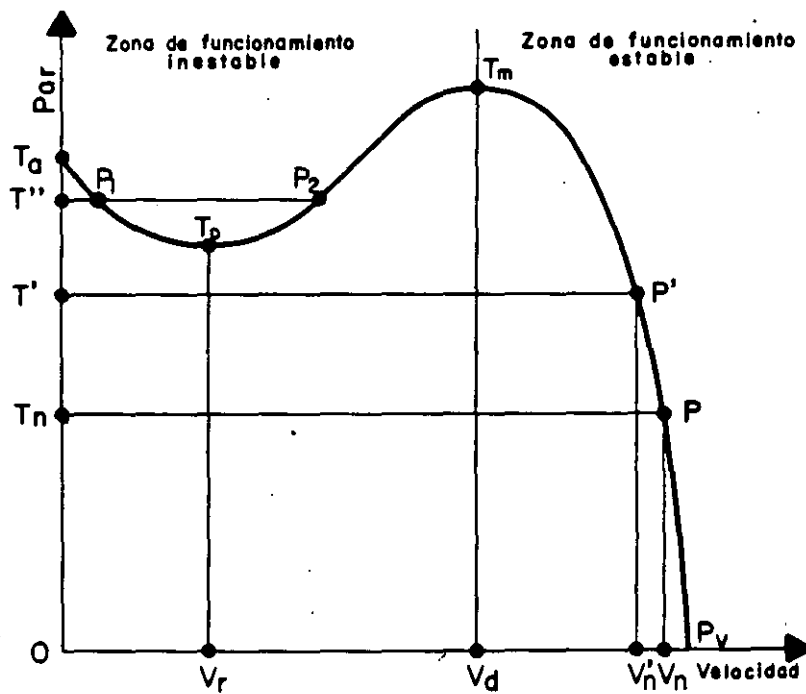


FIG. 15.- CURVA CARACTERISTICA PAR-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCION, JAULA DE ARDILLA.

- 1: VERTICAL A PRUEBA DE GOTEO
 2: HORIZONTAL A PRUEBA DE GOTEO
 3: HORIZONTAL CERRADO CON VENTILACION
 4: VERTICAL CERRADO
 5: HORIZONTAL GRANDE A PRUEBA DE GOTEO
 6: HORIZONTAL CERRADO
 7: HORIZONTAL A PRUEBA DE GOTEO

(29)

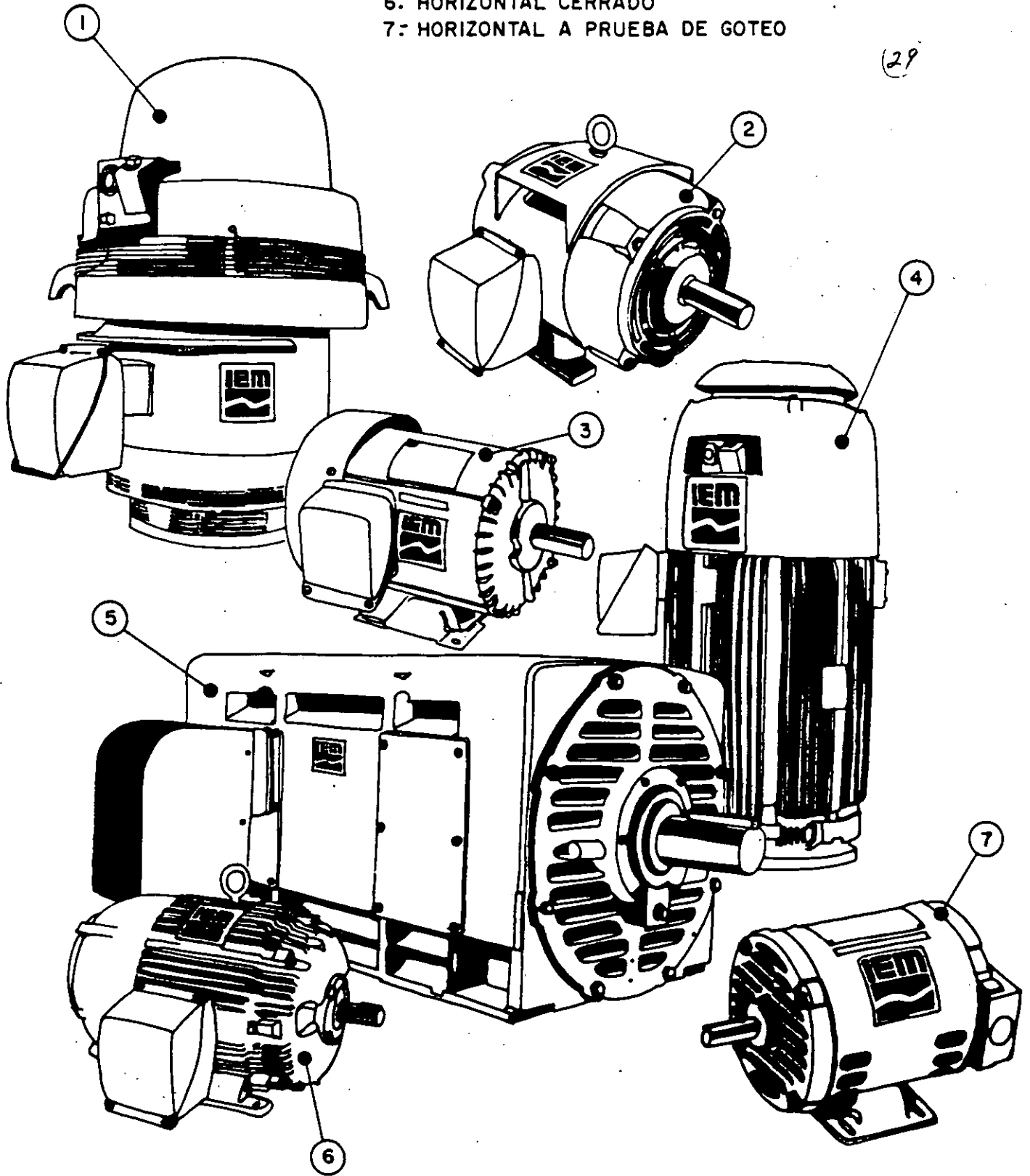


FIG. 16.- DIFERENTES TIPOS DE MOTORES DE INDUCCION

CALIBRE NOMINAL AWG	DIAMETRO DESNUDO (PLG.)	DIAM. MAX. AISLADO (PLG.)	DIAM. MAX. AISLADO AL CUADRADO	AREA (PLG ²)	PESO (LBS/1000)	RESISTENCIA A 75°C OHMS/1000)
14	0.064	0.0684	0.00468	0.003225	12.74	3.07
15	0.057	0.0613	0.00375	0.002558	10.11	3.87
16	0.051	0.0548	0.00300	0.002028	8.07	4.88
17	0.045	0.0492	0.00241	0.001609	6.35	6.16
18	0.040	0.0440	0.001936	0.001276	5.04	7.77
19	0.036	0.0395	0.001552	0.001012	4.01	9.79
20	0.032	0.0353	0.001246	0.000800	3.19	12.35
21	0.0285	0.0302	0.001005	0.000636	2.52	15.57
22	0.0254	0.0284	0.000807	0.000505	2.00	19.63
23	0.0226	0.0255	0.000651	0.000400	1.59	24.80
24	0.0201	0.0229	0.000524	0.000317	1.27	31.20
25	0.0179	0.0206	0.000424	0.000252	1.00	39.36
26	0.0159	0.0185	0.000342	0.000200	0.788	49.64
27	0.0142	0.0165	0.000272	0.000158	0.634	62.59
28	0.0126	0.0148	0.000219	0.000126	0.501	78.93
29	0.0113	0.0134	0.000179	0.000100	0.404	99.52
30	0.0100	0.0120	0.000144	0.000079	0.317	125.48

TABLA IV.- CARACTERISTICAS DE ALAMBRES MAGNETO DE COBRE.

30

Tabla 3: Resumen de averías y de las medidas a tomar para su eliminación:

Causa	La tensión de la red y la frecuencia que varían considerablemente en la zona propuesta	Frecuencia de maniobras excesivamente elevada	Falta de mantenimiento preventivo en los aparatos eléctricos	Falta de mantenimiento preventivo en los aparatos eléctricos	Falta de mantenimiento preventivo en los aparatos eléctricos	Interrupción de la alimentación eléctrica en el momento de arranque	Corriente excesiva en el momento de arranque	Corriente excesiva en el momento de arranque	El motor o el ventilador suena	Ajuste o modificación de los datos de la protección contra sobrecarga	Vista del aire de refrigeración obstruido	Desgaste de la máquina durante la carga
Averías habituales												
El motor se enciende en corto o lo hace con dificultad				■		△	□		○			◆ ●
El motor se enciende con carga y lo hace con una velocidad de giro inferior a la normal				■	◆	△	□	▽	○			◆ ●
Velocidad de rotación demasiado reducida, hasta detenerse	◆				◆			▽	○			◆ ●
Fuente inadecuada del desarrollo del motor o del sistema de arranque		▲	■	■	◆	△	□	▽			⊕	◆ ●
Excesiva intensidad de corriente en los conductores de alimentación						△	□	▽				
No hay corriente en uno de los conductores de alimentación						△						
Al observar está la conexión eléctrica como sobrecarga		▲		■		△		▽		+		
El motor se calienta demasiado durante el arranque			■	■	◆	△	□	▽				◆ ●
El motor suena						△	□	▽				
La protección térmica del motor se activa en exceso durante el arranque	◆	▲	■	■	◆	△		▽		+	⊕	
Capacitor demasiado caliente	◆	▲	■		◆							

Causa	Falta de mantenimiento	Mala configuración en el sitio	Demasiado peso en el motor	Corriente excesiva en el momento de arranque	Peligro de sobrecarga durante el arranque	Peligro de sobrecarga durante el arranque	Deficiencia en los sistemas de protección	Excesiva corriente en el momento de arranque	La máquina suena	Falta de mantenimiento	La corriente excesiva durante el arranque	El motor suena	Excesiva temperatura
Averías habituales													
Velocidad reducida	■	○								●	●		○
Capacitor demasiado caliente			×	●	■			○	●	●	●	●	●
Capacitor suena				●		■		○	●				
Capacitor suena					■			○	●				
Capacitor en desajuste				●				○	●	●	●	●	●

31

- Empleo inadecuado de la red de alimentación
 - ▲ Proteger el sistema de refrigeración y reducir la frecuencia de arranque
 - Cambiar la conexión
 - △ Localizar la interrupción y eliminarla
 - Localizar el sobrecalentamiento excesivo y eliminarlo
 - Sustituir los aparatos eléctricos y repararlos
 - ▽ Comprobar si existen sobrecargas excesivas, que elimine o sea más y eliminarlas
 - +
 - ⊕ Comprobar los ajustes y cambiarlos si es necesario
 - Ajustar y limpiar de aceite
 - Cambiar los ajustes
 - Mantener el funcionamiento
 - ×
 - Limpiar el motor
 - ◆ Reducir la carga
- Fig. N° 3
Averías, sus causas y medidas para eliminarlas

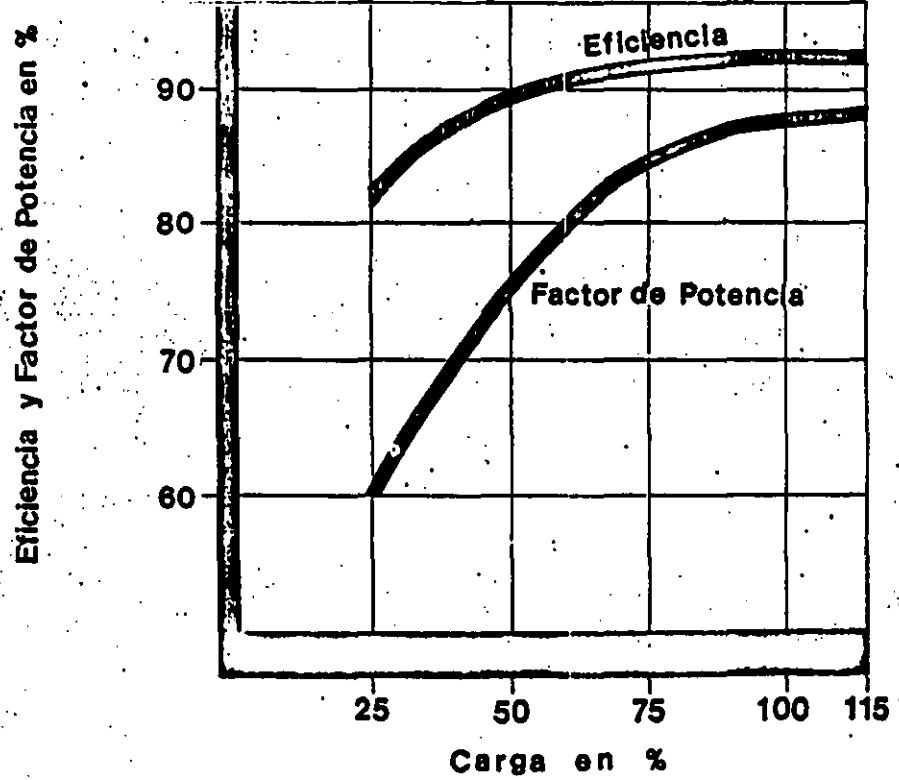


Fig. N°3 Variación de la Eficiencia y del Factor de Potencia con la Carga en un motor de inducción típico.

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 400 C.P.
 QUE CONSUME 315000 WATTS Y TIENE UNA
 CORRIENTE NOMINAL DE 442 AMPS. A 440 V.

$$F.P. = \frac{We}{\sqrt{3} V_n I_n} = \frac{315000}{\sqrt{3} (440) (442)}$$

$$F.P. = .94$$

FACTOR DE POTENCIA EN MOTORES TRIFASICOS

$$F.P. = \frac{W_{ent.}}{\sqrt{3} V_{nom} I_{nom}}$$

Donde:

F.P. = $\cos \phi$ = FACTOR DE POTENCIA

W_{ent} = POTENCIA QUE CONSUME EL MOTOR EN WATTS

V_{nom} = VOLTAJE NOMINAL (VOLTS)

I_{nom} = CORRIENTE NOMINAL (AMPERES)

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 400 C.P.
QUE CONSUME 31500 WATTS

$$\eta = \frac{400 \times 746}{315000} \times 100 = 94.7$$

$$\eta = 94.7\%$$

EFICIENCIA

$$\eta = \frac{W_s}{W_e} = \frac{W_e - \text{PERDIDAS}}{W_e}$$

$$\eta = \frac{746 \times \text{C.P.}}{W_e} \times 100$$

DONDE:

η = EFICIENCIA DEL MOTOR

W_s = POTENCIA DE SALIDA (WATTS)

W_e = POTENCIA DE ENTRADA

C.P. = POTENCIA EN CABALLOS DE POTENCIA

FACTOR DE POTENCIA EN MOTORES TRIFASICOS

$$F.P. = \frac{Went.}{\sqrt{3} Vnom Inom}$$

Donde:

F.P. = Cos φ = FACTOR DE POTENCIA

Went = POTENCIA QUE CONSUME EL MOTOR EN WATTS

Vnom = VOLTAJE NOMINAL (VOLTS)

Inom = CORRIENTE NOMINAL (AMPERES)

LETRA CODIGO A ROTOR BLOQUEADO

$$\frac{KVA R.B.}{C.P.} = \frac{\sqrt{3} V\eta IR.B.}{1000 \times C.P.} = \#$$

DONDE:

KVA R. B. = KILO VOLTS-AMPS. EN ARRANQUE

C.P. = POTENCIA DEL MOTOR EN CABALLOS DE POTENCIA

Vη = VOLTAJE NOMINAL (VOLTS)

IR.B. = CORRIENTE DE ARRANQUE (AMPERES)

= RELACION OBTENIDA PARA CONSULTAR TABLA DE NORMA MG1-10.36 PARA OBTENER LETRA CLAVE.

Letter Designation	kVA per Horsepower*	Letter Designation	kVA per Horsepower*
A	0-3.15	K	8.0-9.0
B	3.15-3.55	L	9.0-10.0
C	3.55-4.0	M	10.0-11.2
D	4.0-4.5	N	11.2-12.5
E	4.5-5.0	P	12.5-14.0
F	5.0-5.6	R	14.0-16.0
G	5.6-6.3	S	16.0-18.0
H	6.3-7.1	T	18.0-20.0
J	7.1-8.0	U	20.0-22.4
		V	22.4-and up

*Locked kVA per horsepower range includes the lower figure up to, but not including, the higher figure. For example, 3.14 is designated by letter A and 3.15 by letter B.

$$I.R.B. = \frac{1000 \times C.P. \times \#}{\sqrt{3} \quad V_n}$$

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 400 C.P.
QUE OPERA A 440 VOLTS Y TIENE
LETRA CLAVE G.

$$I.R.B. = \frac{1000 \times 400 \times 6.3}{\sqrt{3} \times 440}$$

$$I.R.B. = 3306 \text{ AMPS.}$$

INTERRELACION ENTRE POTENCIA, PAR Y VELOCIDAD

SIMBOLOS:

F = FUERZA (LBS.)

d = DISTANCIA (PIES)

t = TIEMPO (MINUTOS)

T = PAR (LB-PIE)

ω = VELOCIDAD ANGULAR (RAD./MIN. o RPM) δ

S = VELOCIDAD (PIE/MIN.)

$$\text{POTENCIA} = \frac{F d}{t} = F \omega$$

SI 1 HP = 33,000 LB-PIE/MIN.

PARA MOV. LINEAL

$$\text{HP} = \frac{F \times d}{33,000 \times t}$$

PARA MOV. GIRATORIO $\omega = 2 \pi \times \text{RPM}$

$$\text{HP} = \frac{T \times \text{RPM} \times 2 \times 3.14}{33,000}$$

$$\text{HP} = \frac{T \times \text{RPM}}{5250} \quad \delta$$

$$T = \frac{5250 \text{ HP}}{\text{RPM}}$$

$$T = 1181 \text{ LB-PIE}$$

$$T = \frac{5250 \times \text{CP}}{\text{RPM}} = \frac{5250 \times 400}{1777}$$

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 400 C.P.
4 POLOS QUE GIRA A 1777 R.P.M.

RPM

38

POLOS	60 HZ.	50 HZ.
2	3600	3000
4	1800	1500
6	1200	1000
8	900	750

$$N_s = \frac{120 f}{P}$$

donde:

N_s = VELOCIDAD SINCRONA (R.P.M.)

f = FRECUENCIA (HZ.)

P = No. DE POLOS

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 4 POLOS QUE OPERA A
60 HZ. Y GIRA A 1750 RPM. (38)

$$\%S = \frac{N_s - N_r}{N_s} \times 100 = \frac{1800 - 1750}{1800} \times 100$$

$$\%S = 2.77\%$$

DESLIZAMIENTO

$$\% S = \frac{N_s - N_r}{N_s} \times 100$$

Donde:

$\%S$ = % DE DESLIZAMIENTO

N_s = VELOCIDAD SINCRONA

N_r = VELOCIDAD DEL ROTOR

EJEMPLO: PARA UN MOTOR DE 4 POLOS OPERANDO A 60 HZ.

$$N_s = \frac{120 f}{P} = \frac{120 (60)}{4} = 1800 \text{ R.P.M.}$$



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

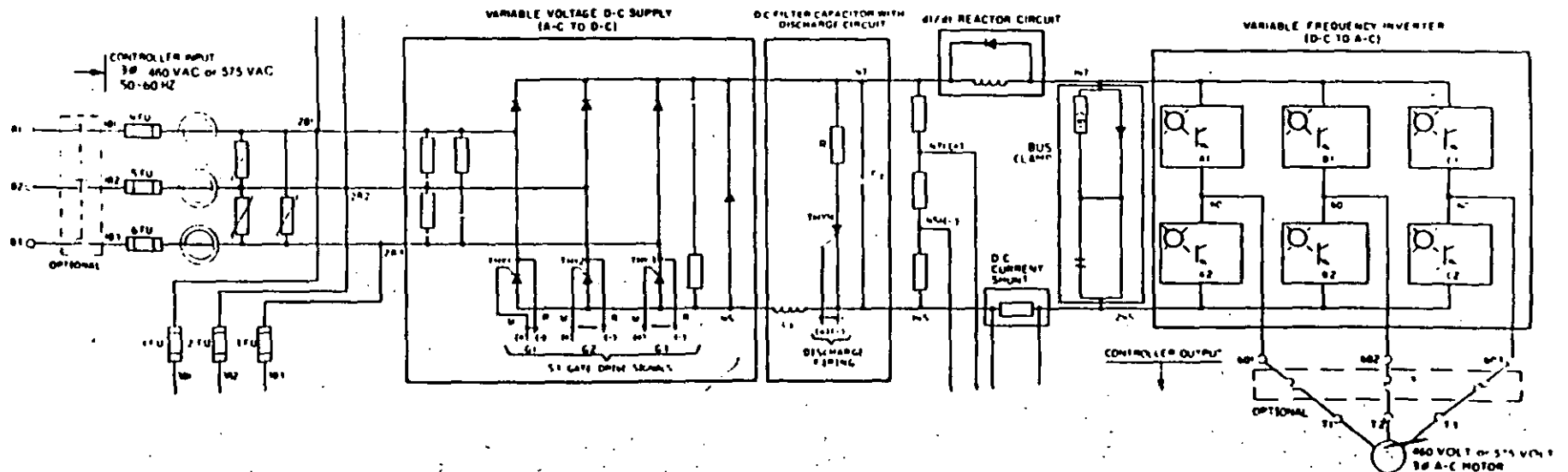
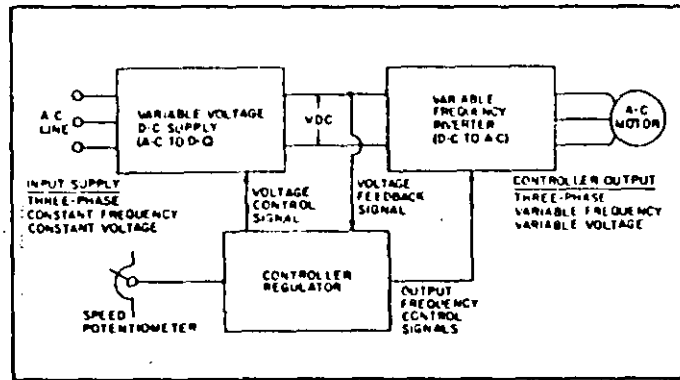
CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

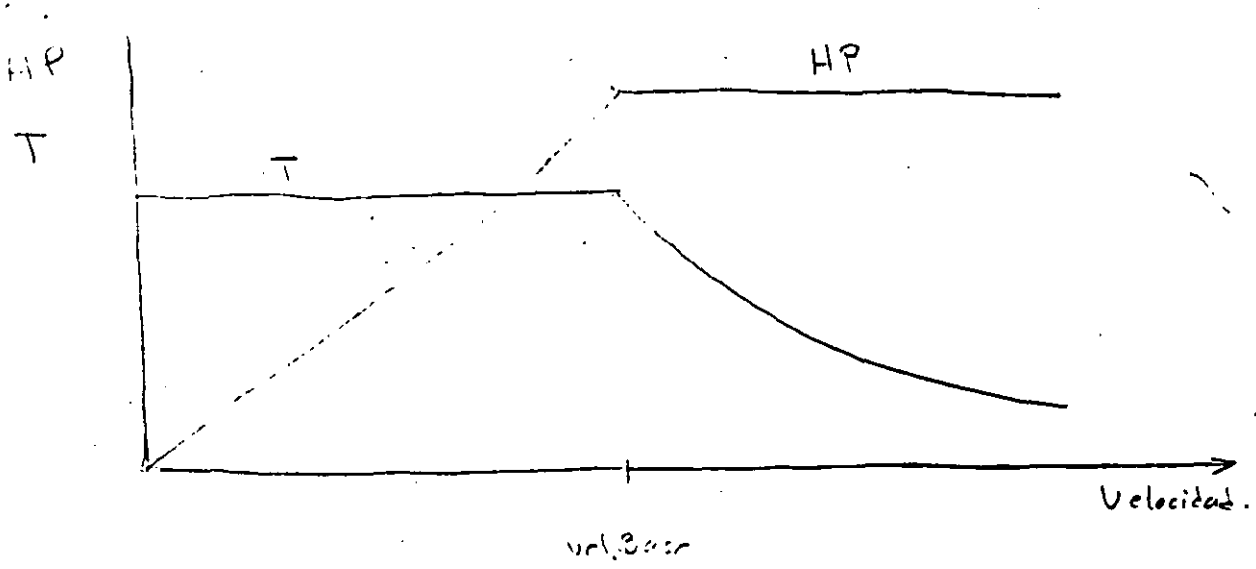
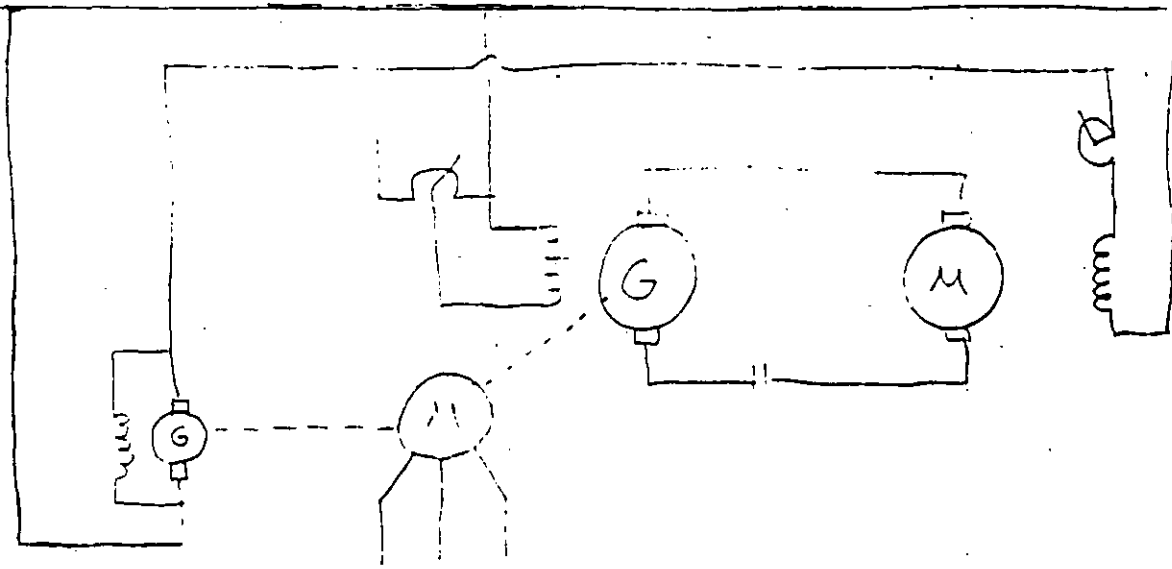
CONTROLES DE VELOCIDAD

ING. GABRIEL RAMIREZ ALMANZA

SEPTIEMBRE - 1992



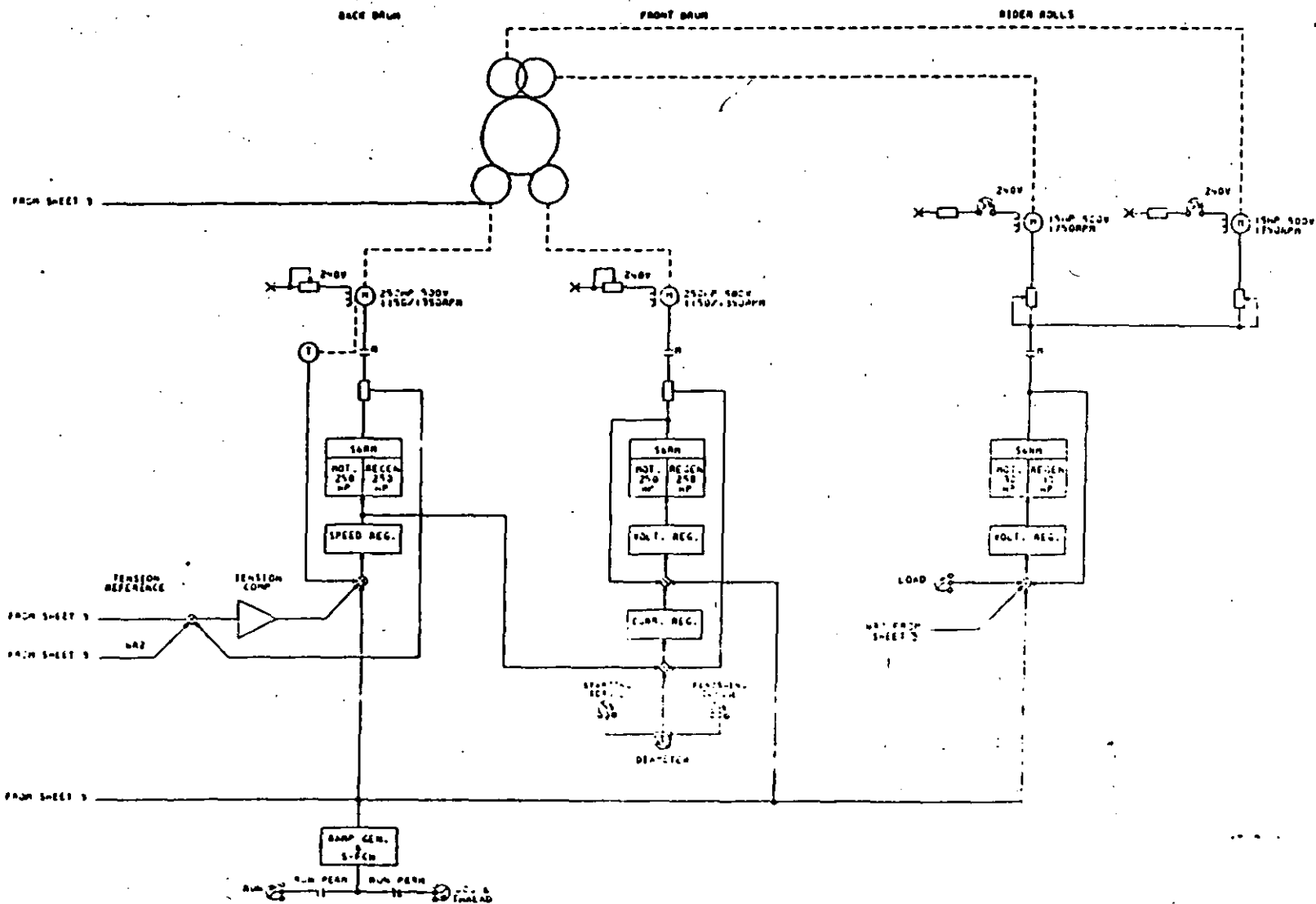
Ward Leonard



x — campo pleno — x — campo debilitado.

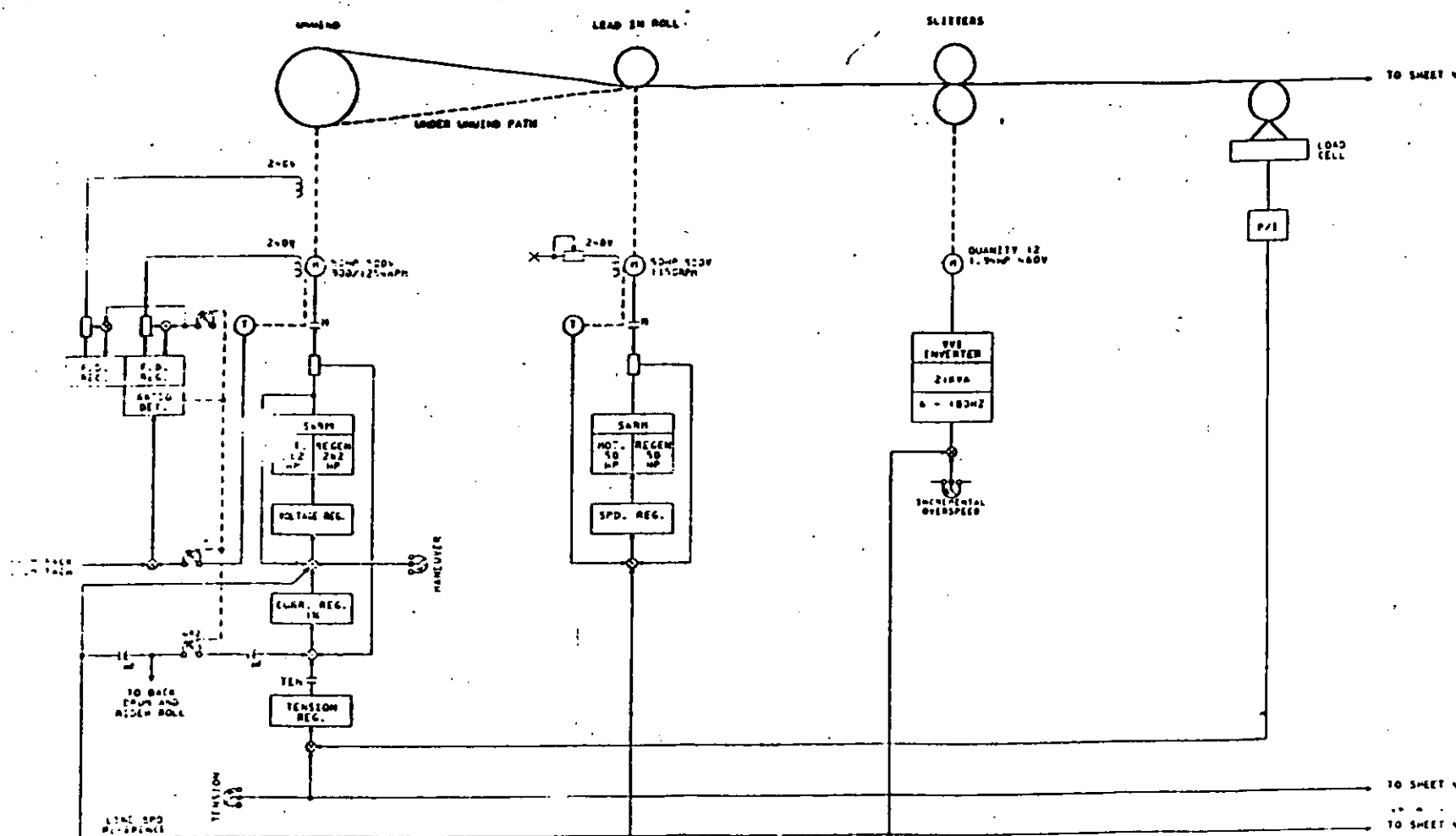
Motor $E_T = E_{CEM} + I_A R_A$

$$T = k \phi I_A$$



5-2C4-0

CA

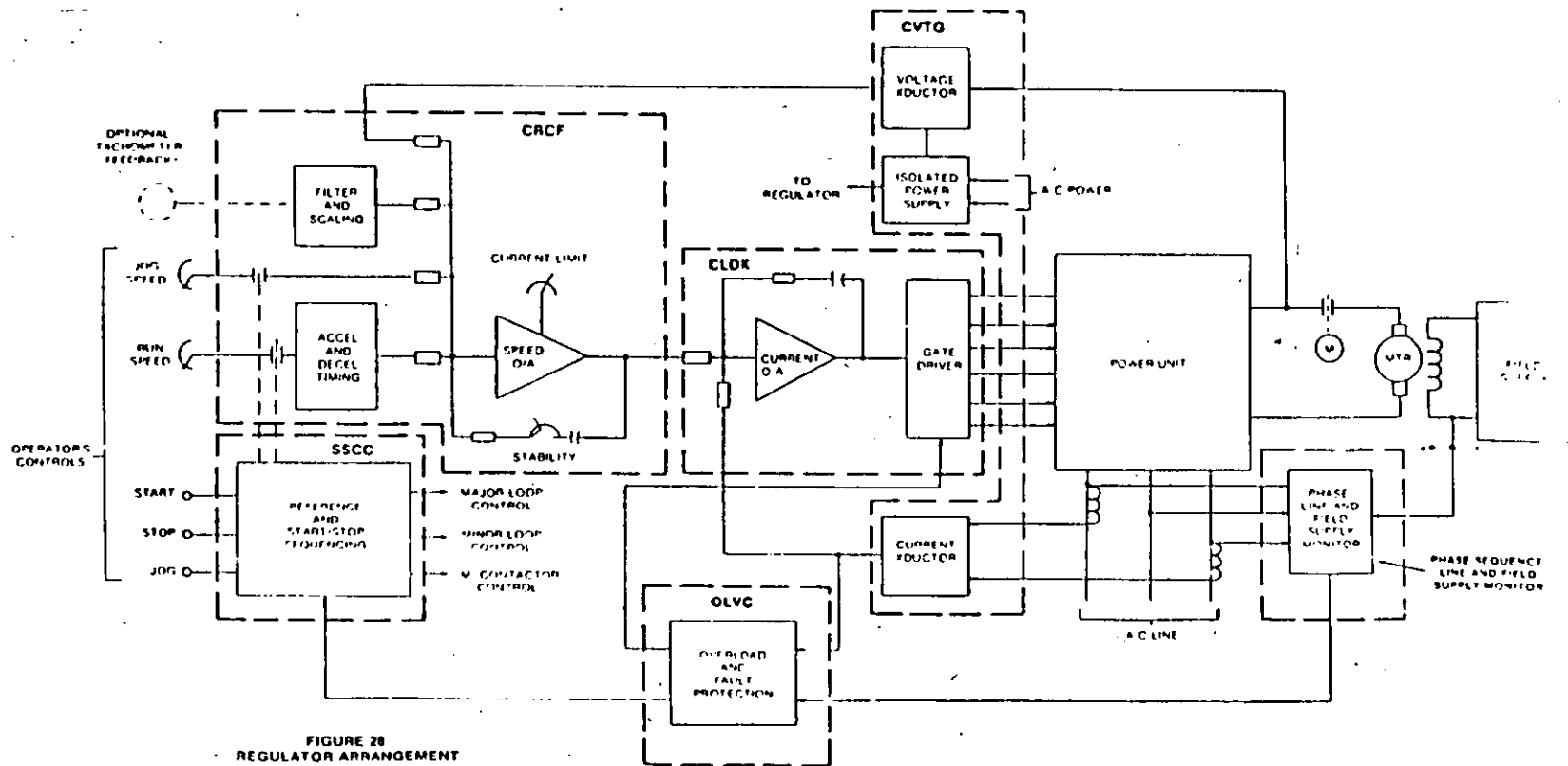
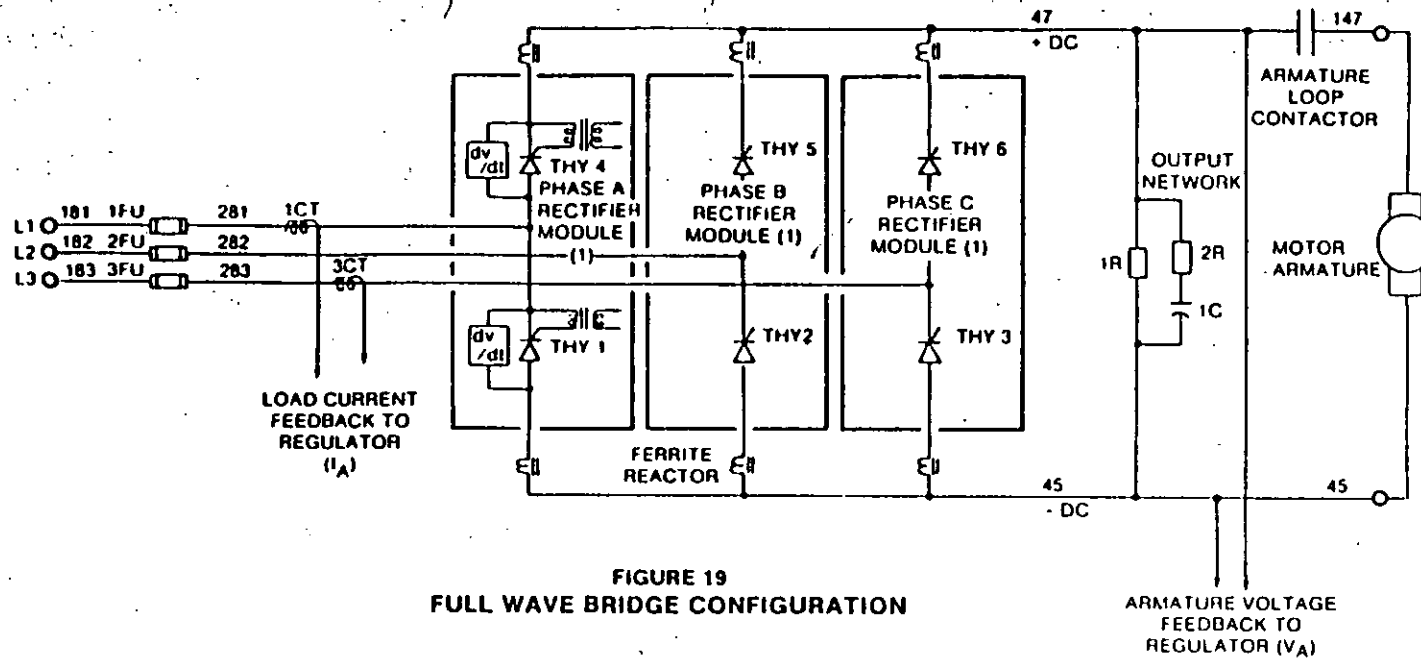


SHEET 3
 MILLING 150
 PROJECT 150
 DATE 10-9-81
 DR. # 10-9-81
 APPLICATION 1001 AC 150Z 2
 WINDING

SHEET 3
W/E 433023

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 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 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

LAST CAN. NO. USED



Principio de Regulación.

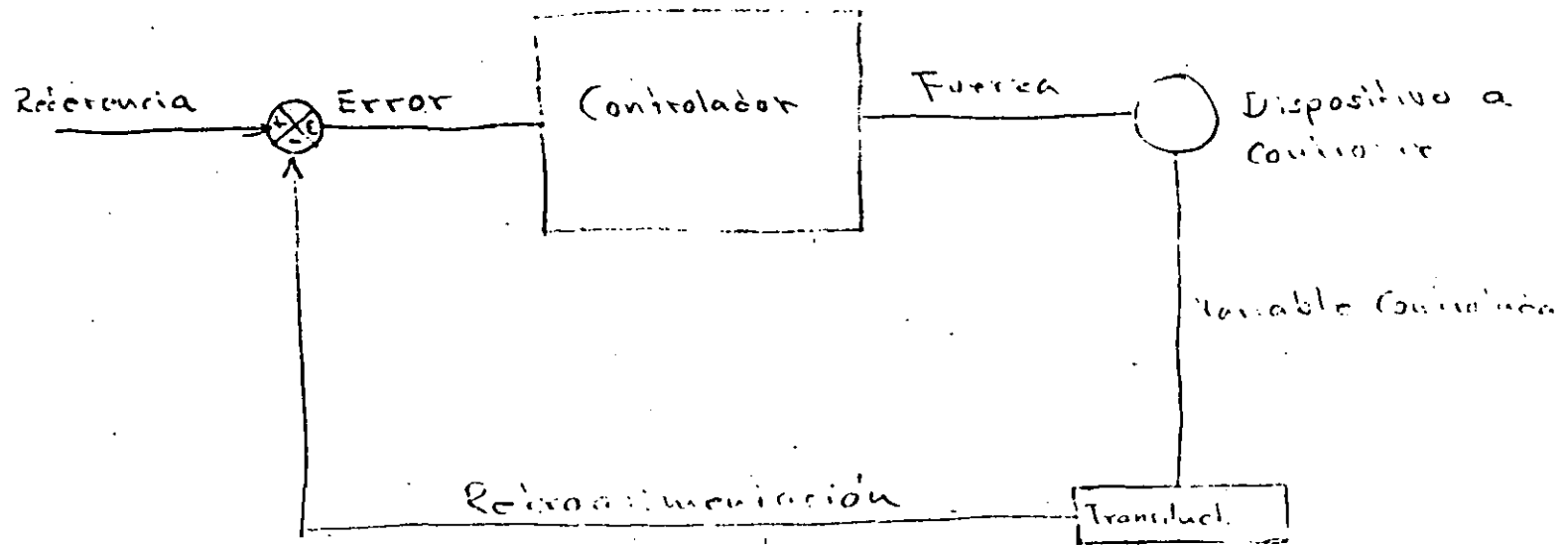
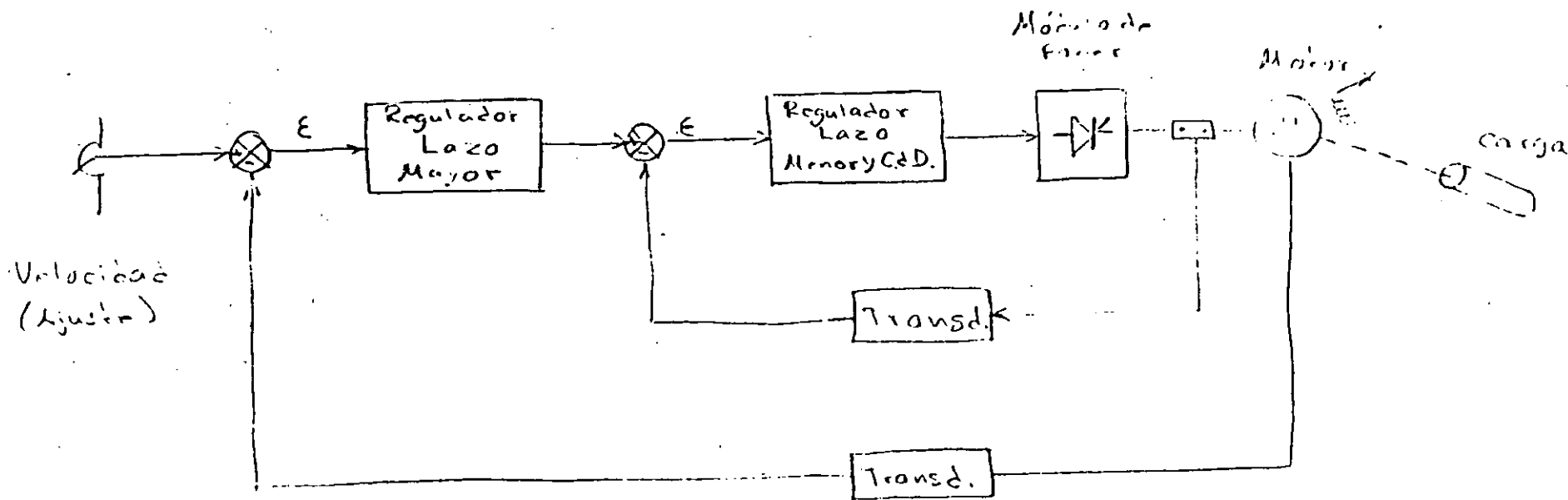
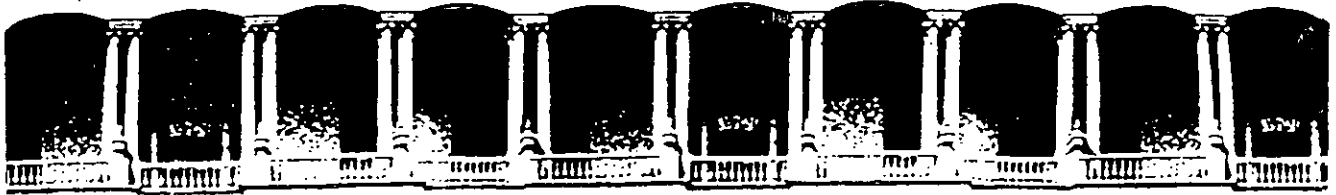


Diagrama típico de un controlador de velocidad

Variable para motor de CD



- 1. Voltaje
- 2. Velocidad
- 3. Corriente
- 4. Posición
- 5. Tensión etc ...



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1º de octubre de 1992

CONTROLES DE VELOCIDAD

SEPTIEMBRE - 1992

División de Educación Continua.
Facultad de Ingeniería. UNAM.

Motores Eléctricos para la Industria.

Instalaciones Eléctricas. Control.

1. Motores de Corriente Directa.

Un motor o máquina de corriente directa consiste básicamente de un embobinado de armadura que gira en un campo magnético producido por un embobinado estacionario llamado campo.

1.1. Ley de Faraday. Un campo magnético que varía con el tiempo, produce (Induce) una fuerza electromotriz que puede establecer una corriente en un circuito cerrado.

$$fem = - \frac{d\phi}{dt} \quad \text{--- 1}$$

1.2. Ecuación general de la fem para máquinas de corriente directa.

$$E = P \frac{\omega_m}{2\pi} \frac{Z}{a} \phi_d \quad \text{--- 2}$$

P Número de polos.

ω_m Velocidad angular de la armadura.

Z Número de conductores de armadura.

a Número de trayectorias de corriente paralelas en el embobinado de armadura.

ϕ_d Flujo directo por polo.

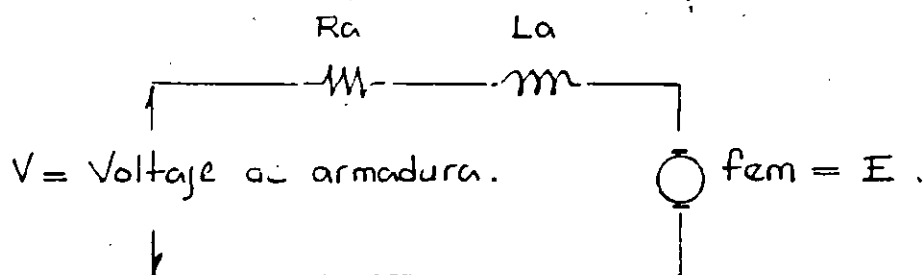
para una máquina de diseño definido P , Z y a son constantes, por lo que la expresión 2 queda como sigue:

$$E = K_g \omega_m \phi_d. \quad - 3$$

o bien

$$E = K_{gc} \omega_m \quad \text{con } \phi_d \text{ constante} \quad - 4$$

1.3. Circuito equivalente de un motor de corriente directa.



$$V = R_a i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + K_{gc} \omega_m \quad - 5$$

con $i_a(t) = I_a = \text{constante}$

$$V = R_a I_a + K_{gc} \omega_m \quad \rightarrow \quad \omega_m = \frac{V - R_a I_a}{K_g \phi_d} \quad - 6$$

$$\omega_m = \frac{V - R_a I_a}{K_g K_f I_f} \quad \text{con } \phi_d = K_f I_f \quad - 7$$

I_f Corriente de campo

1.4. Par Motor. - Tendencia de un acoplamiento mecánico (de una fuerza y su distancia radial a un eje de giro) para producir una rotación.

$$T_m = K_g N_f I_f \left(\mu_0 \mu_r \frac{A_f}{l_f} \right) I_a \quad - 8$$

$$T_m = K_g \phi_d I_a \quad - 9$$

N_f Número de vueltas en el campo por polo.

I_f Corriente en el circuito de campo.

$\mu_0 \mu_r$ Permeabilidad del circuito magnético de campo.

A_f Sección transversal de los embobinados de campo por polo.

l_f Longitud media de la trayectoria del flujo de campo por polo

I_a Corriente del circuito de armadura.

Para una máquina específica N_f , $\mu_0 \mu_r$, A_f y l_f son constantes definidas, por lo que la expresión 9 quedará como sigue:

$$T_m = K_g c I_a \quad \text{con } \phi_d \text{ constante} \quad - 10$$

$$T_m = K_g f I_f \quad \text{con } I_a \text{ constante} \quad - 11$$

1.5. Potencia. Cantidad de trabajo desarrollado por unidad de tiempo, y es igual al producto de la fuerza por velocidad.

$$P = F V = T_m \omega_m. \quad \text{o bien} \quad \text{--- 12}$$

$$\text{HP} = \text{Horse Power} = \frac{T_m \omega_m}{5250} \quad \text{--- 13}$$

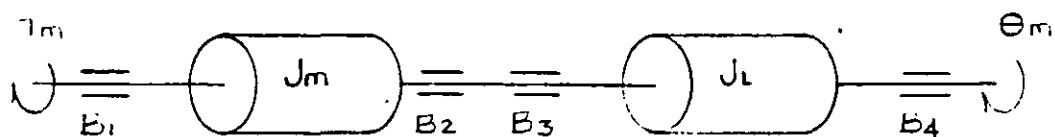
T_m Par motor en Libras-ft.
 ω_m Velocidad angular en rpm.

1.6. Par de aceleración. Es el necesario para llevar una carga desde una velocidad hasta otra.

$$T_a = \frac{(WK^2) \times (\omega_2 - \omega_1)}{308t} = \frac{(WK^2) \times (\Delta\omega)}{308t} \quad \text{--- 14}$$

T_a Par de aceleración en Libras-ft.
 WK^2 Inercia total - motor & carga-.
 $\Delta\omega$ Incremento de velocidad.
 t Tiempo de aceleración de la carga.

1.7. Ecuaciones Mecánicas.



donde

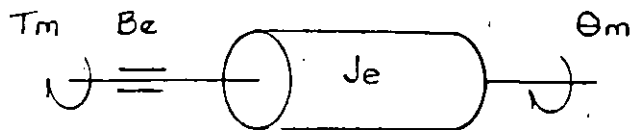
J_m Inercia del motor (rotor).

J_c Inercia de la carga.

B_1 y B_2 Baleros del motor.

B_3 y B_4 Baleros de la carga.

suponiendo que estos elementos se hallan unidos por una flecha sin deformación, se tiene el siguiente sistema equivalente



con

$J_e = J_m + J_L$ Inercia equivalente motor y carga.

$B_e = B_1 + B_2 + B_3 + B_4$ Baleros motor y carga.

$$T_m(t) = J_e \frac{d^2 \Theta_m(t)}{dt^2} + B_e \frac{d\Theta_m(t)}{dt} \quad - 15$$

$$T_m(t) = J_e \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_e \omega_m(t) \quad - 16$$

$$T_m(s) = (sJ_e + B_e) \Omega_m(s) \quad - 17$$

1.8. Diagrama de flujo.

Se construye a partir del siguiente sistema de ecuaciones :

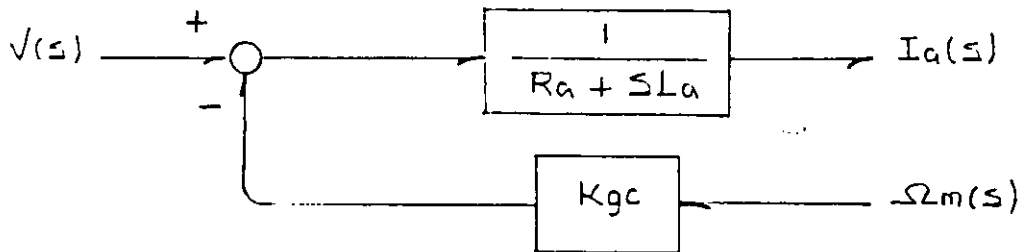
$$V(s) = (R_a + sL_a) I_a(s) + K_{gc} \Omega_m(s) \quad - 18$$

$$T_m(s) = K_{gc} I_a(s) \quad - 19$$

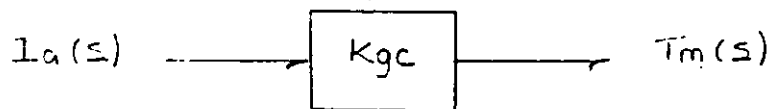
$$T_m(s) = (sJ_e + B_e) \Omega_m(s) \quad - 20$$

estas ecuaciones pueden reescribirse y representar como sigue :

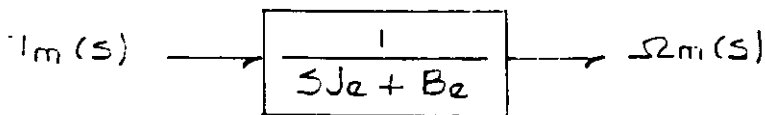
$$I_a(s) = [V(s) - K_{gc} \Omega_m(s)] \frac{1}{R_a + sL_a} \quad \text{Circuito de armadura.} \quad - 21$$



$$T_m(s) = K_{gc} I_a(s) \quad \text{Ecuación de par.} \quad - 19$$

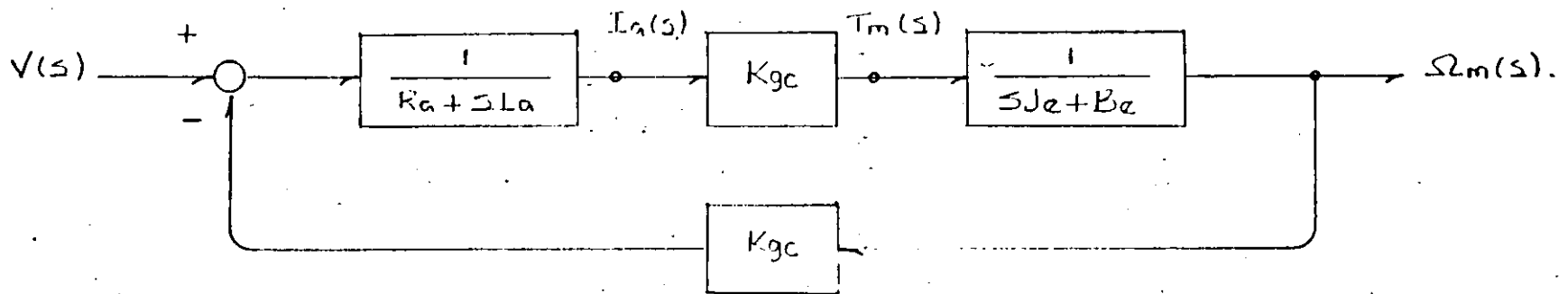


$$\Omega_m(s) = \frac{1}{sJ_e + B_e} T_m(s). \quad \text{Ecuación mecánica.} \quad - 22$$



El diagrama de flujo general, se puede ver en la siguiente página, y tiene relacionada la siguiente función de transferencia:

$$\frac{\Omega_m(s)}{V(s)} = \frac{K_{gc} / L_a J_e}{\left(s + \frac{R_a}{L_a}\right) \left(s + \frac{B_e}{J_e}\right) + K_{gc}^2 L_a J_e} \quad - 23$$



$$\frac{\Omega_m(s)}{V(s)} = \frac{\frac{1}{Ra + sLa} \cdot \frac{1}{Je s + Be} \cdot Kgc}{1 + \frac{Kgc^2}{(Ra + sLa)(Je s + Be)}}$$

donde:

$V(s)$ es la entrada al sistema o variable de control y $\Omega_m(s)$ es la salida del sistema o variable a controlar.

1.9. Sistema de Control Ward Leonard.

De la ecuación que define el comportamiento de un motor de CD, puede verse que existen dos formas básicas de variar la velocidad de un motor de CD.

A. Modificando el voltaje aplicado a la armadura.

B. Alterando la corriente de campo.

Un sistema Ward Leonard consiste de un grupo de tres máquinas: un motor de inducción, un generador de CD y un motor de CA. El motor de CA proporciona una velocidad angular constante al generador, mientras que éste último trabaja como fuente de voltaje para el motor de CD.

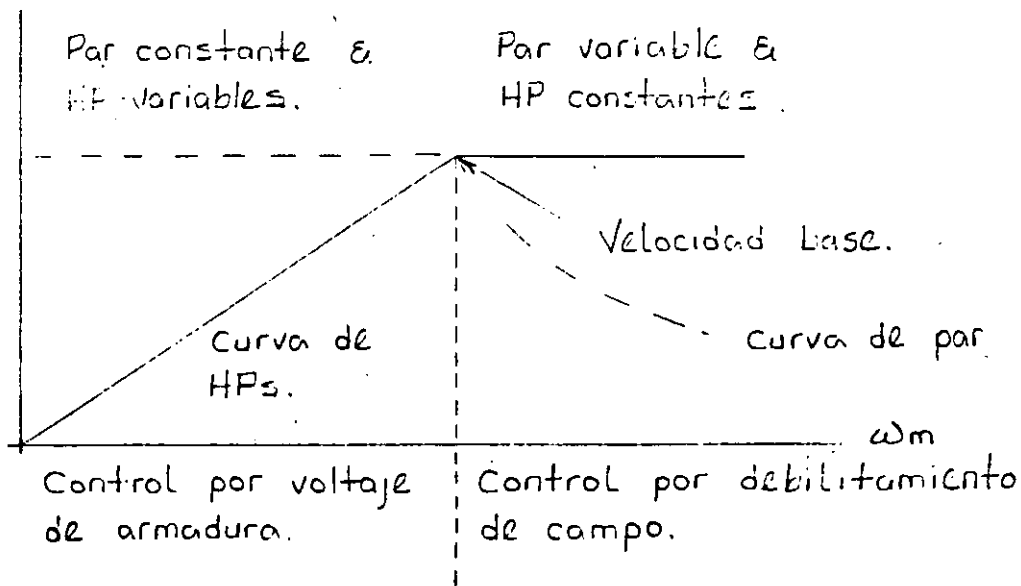
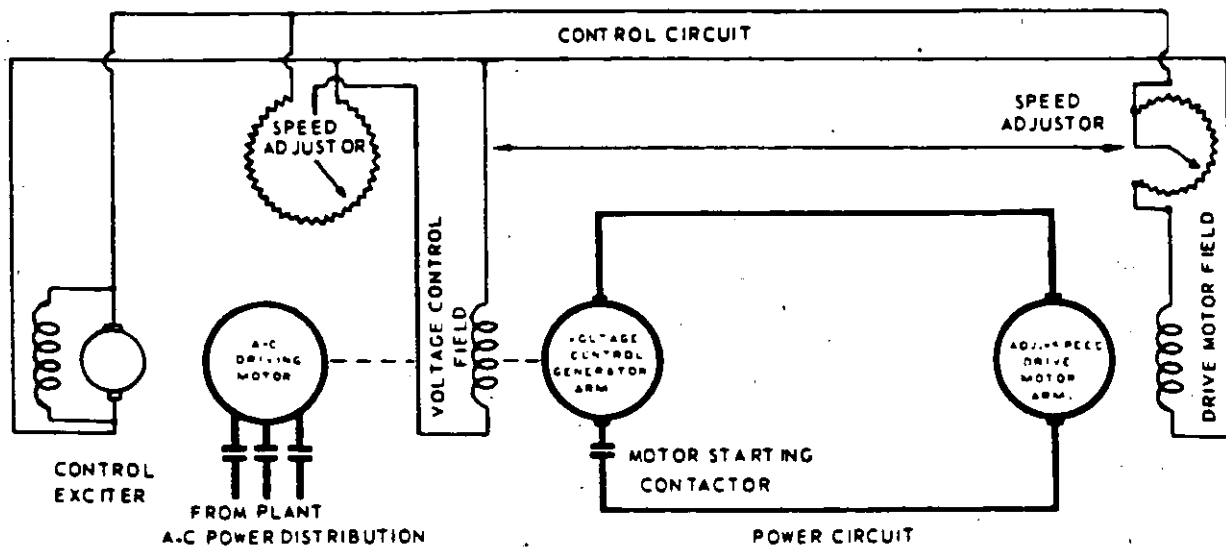
La velocidad del motor de CD se controla de dos formas:

A. Modificando la excitación del generador a través de un reóstato de campo. Con esto se varía el voltaje aplicado a la armadura del motor. En este caso se opera en la zona de par constante y HP variables.

B. Variando la corriente de campo del motor, también a través de un reóstato. En este caso el motor trabaja en la zona de HP constantes y par variable.

El circuito simplificado del sistema Ward Leonard y el comportamiento del par motor y potencia motriz en función de la velocidad, se presentan en la siguiente página.

El punto de velocidad donde se tiene voltaje pleno de armadura y corriente máxima de campo, se conoce como velocidad base (base speed). Es en este punto donde se obtiene la máxima potencia motriz y se dispone del máximo par.



1.10. Operación en estado estable. Régimen continuo.

Ecuaciones básicas.

$$\omega_m = \frac{V}{K_g K_f I_f} - \frac{R_a I_a}{K_g K_f I_f} \quad - 24$$

$$T_m = K_g K_f I_f I_a \quad - 25$$

$$\text{Horse Power} = \text{HP} = \frac{\omega_m T_m}{5250} \quad - 26$$

T_m Par motor en lb-ft.

ω_m Velocidad angular en rpm.

Control de un Motor de Campo Derivado.

Δ . Flujo constante. HP variables.

Con $I_f = \text{constante}$, se tiene

$$\omega_m = \frac{V}{K_1} - \frac{R_a}{K_1} I_a \quad \text{donde } K_1 = K_g K_f I_f \quad - 27$$

$$T_m = K_1 I_a = \text{constante} \quad \text{con } I_a = \text{constante} \quad - 28$$

$$\omega_m = \frac{V}{K_1} - \frac{R_a}{K_1} I_a = \frac{V}{K_1} - K_2 \quad \text{con} \quad - 29$$

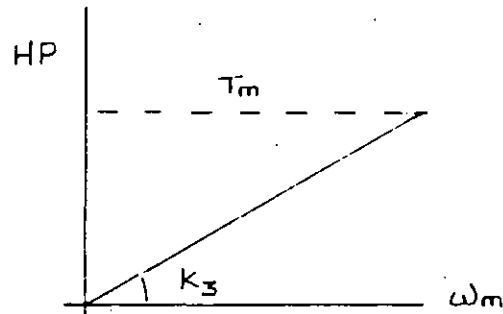
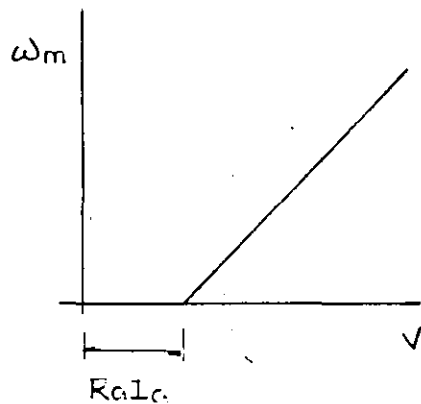
$$K_2 = \frac{R_a}{K_g K_f} \frac{I_a}{I_f} \quad - 30$$

$$\text{Con } \omega_m = 0 \quad \frac{V}{K_1} = K_2 \quad \text{o bien } V = K_2 K_1$$

$$V = \frac{R_a}{K_g K_f} \frac{I_a}{I_f} K_g K_f I_f = R_a I_a \quad \text{caída en armadura} \quad - 31$$

$$HP = \frac{\omega_m T_m}{5250} = \omega_m K_3 \quad \text{donde} \quad K_3 = \frac{T_m}{5250} \quad - 32$$

Las gráficas de 31 & 32 son las siguientes



E. Voltaje de armadura constante.

con $V = \text{constante}$

$$\omega_m = \frac{V}{K_g K_f I_f} - \frac{R_a}{K_g K_f} \frac{I_a}{I_f} \quad - 33$$

$$\omega_m = \frac{1}{I_f} (K_4 - K_5) = \frac{K_6}{I_f} \quad \text{donde} \quad - 34$$

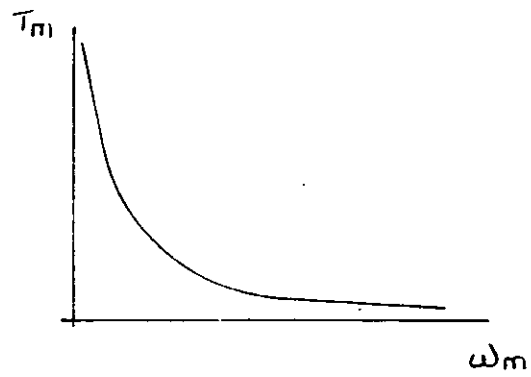
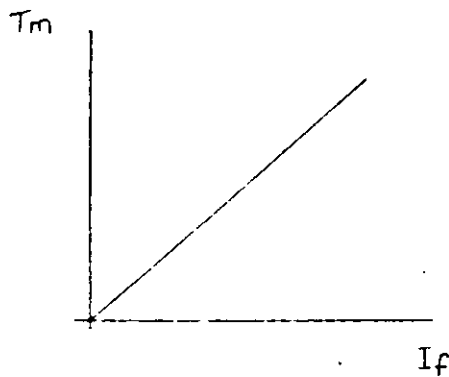
$$K_4 = \frac{V}{K_g K_f} \quad K_5 = \frac{R_a I_a}{K_g K_f} \quad K_6 = K_4 - K_5$$

$$T_m = K_g K_f I_a I_f = K_7 I_f \quad \text{con} \quad K_7 = K_g K_f I_a \quad - 35$$

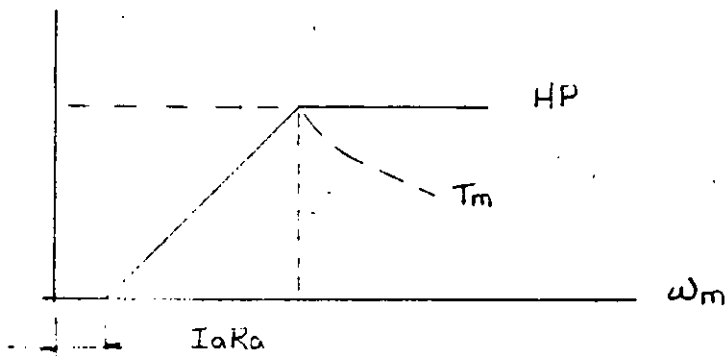
$$HP = \frac{\omega_m T_m}{5250} = \frac{K_6}{I_f} \frac{K_7 I_f}{5250} = K_8 = \text{constante} \quad - 36$$

$$T_m = \frac{K_8}{\omega_m} \quad - 37$$

Las graficas de 35 & 37 se muestran a continuación:



La unión de las gráficas definidas en este punto nos lleva a la curva presentada en el punto anterior.



1.11. Arquitectura básica de un regulador.

Un sistema de control es un conjunto de elementos interrelacionado de tal forma que el arreglo se pueda regular, dirigir o gobernar a sí mismo o a otros sistemas.

Un sistema de control automático gobierna sin intervención humana, las funciones de un proceso de acuerdo a una secuencia de operaciones predeterminadas bajo condiciones específicas. Este sistema de control es sensi-

Lle a los cambios de una variable física y actúa para corregir o limitar la desviación de esta variable, de acuerdo a un valor de entrada o referencia de conformidad a las necesidades de servicio.

En un sistema de regulación de velocidad de un motor de CD, es necesario tener control sobre dos variables:

- a). La corriente de armadura - Lazo menor - , de la que depende el par motor, y b). La velocidad angular del rotor - Lazo mayor - .

El control de estas variables se lleva a cabo midiendo su valor en todo momento, y comparando esta señal de retroalimentación con la referencia del equipo; La diferencia entre estos dos valores, será una medida de la falta de correspondencia o error entre el valor de velocidad deseado o buscado y la respuesta real del motor.

Las funciones básicas de un equipo electrónico de control de velocidad, son las siguientes:

- a. Regulación del lazo menor de corriente. CML.
- b. Regulación del lazo mayor de velocidad.
- c. Control del disparo de SCR.
- d. Aislar y escalar las mediciones de velocidad, voltaje de armadura y corriente de armadura.
- e. Proteger al equipo y al motor contra sobrecarga, falla por inversión, falla por IET, secuencia incorrecta de fases y pérdida de fuente de campo.

Para un regulador Max Pak Plus - Reliance se tienen las siguientes tarjetas:

- a. CLRA. Current Loop Regulator ó Lazo menor.
- b. CRCG. Controller Regulator Card ó Lazo mayor.

- c. DFSA. Digital Firing Card o de disparo de SCR.
- d. CVTG. Current and voltage Transductor o transductora de corriente y voltaje de armadura.
- e. OLVC. Overload and Voltage Comparator o de protección contra sobrecarga.
- f. SSCC. Static Sequencing and Control Card o de permisivos de arranque y operación.

Lazo Menor. CLRA.

Compara la referencia de corriente o error en velocidad, proveniente del lazo mayor, con la retroalimentación, y calcula el error en corriente. Genera además, una señal que selecciona el módulo de poder (motorización o regeneración) que debe operar de acuerdo al signo del error en velocidad.

Este error en velocidad entra a un circuito de razón de cambio (rate timing), el ajuste de esta razón se llama Current Rate.

La salida de este circuito entra a un bloque de valor absoluto antes de compararse con la retro de corriente. Habrá que observar que la señal de retroalimentación de corriente nunca cambia de signo, ya que se obtiene de dos transformadores de corriente instalados en la línea de alimentación del regulador. De la comparación de referencia y retro se obtiene finalmente el error en corriente.

El valor absoluto de este error entra a un contador bidireccional (hacia arriba y hacia abajo); el ángulo de disparo de los SCR del módulo sea función del número de conteos.

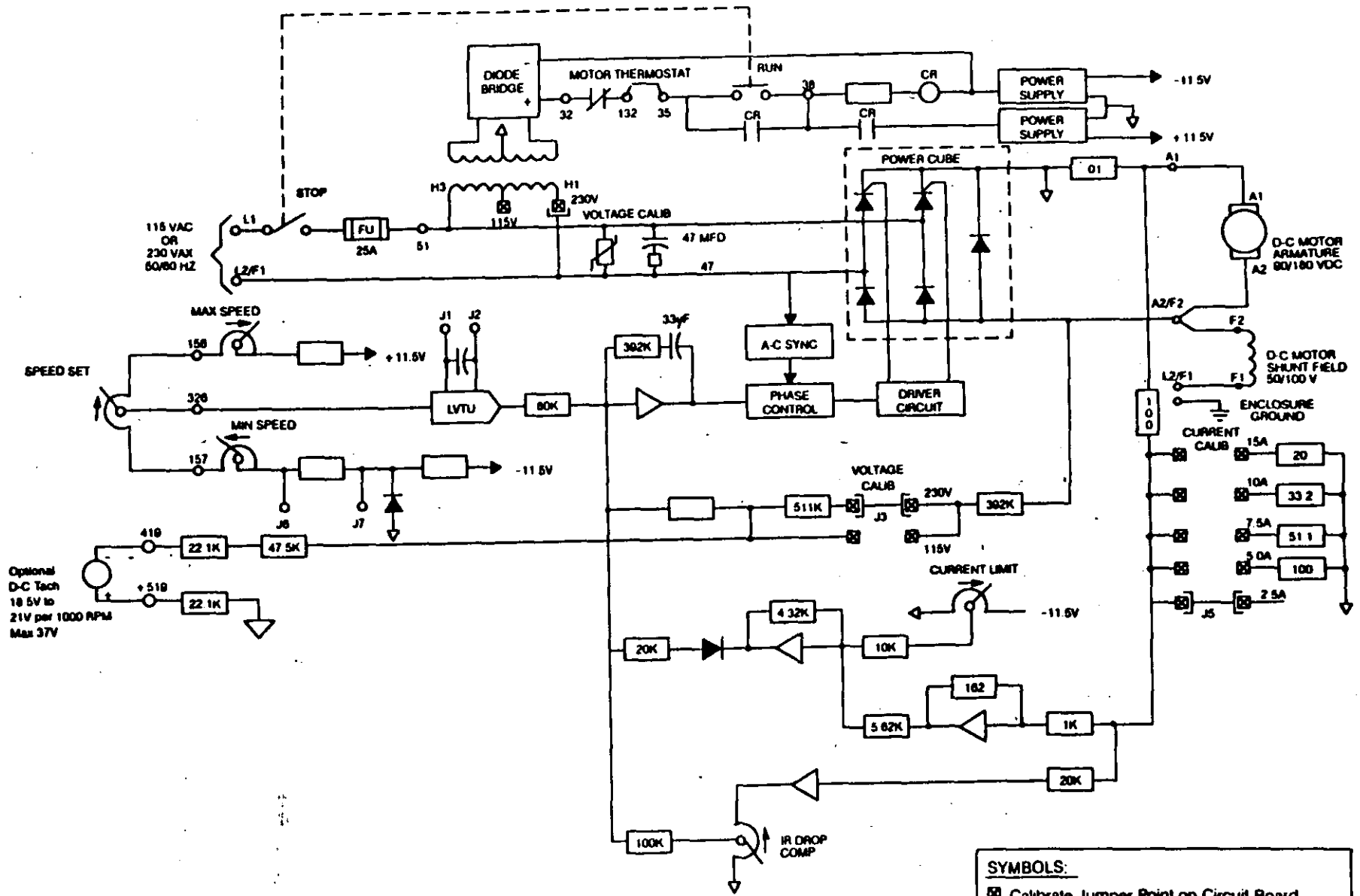
Lazo Mayor.

Compara la referencia de velocidad, proveniente normalmente de un potenciómetro, y la retro táctica y, genera un error en velocidad que sirve como referencia de corriente para el lazo menor.

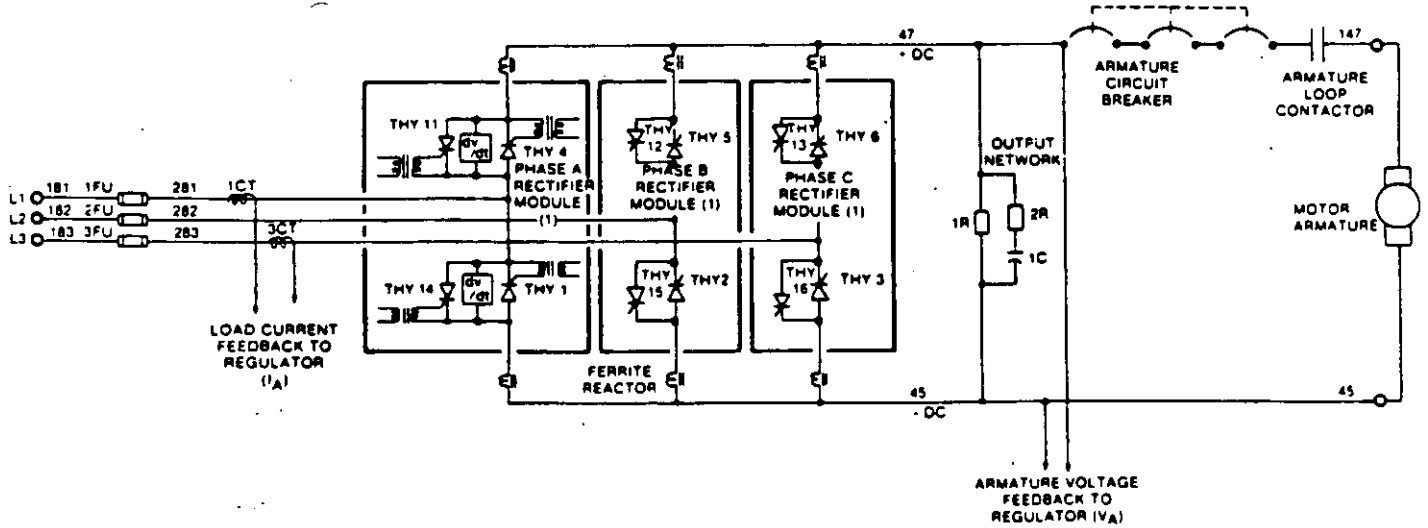
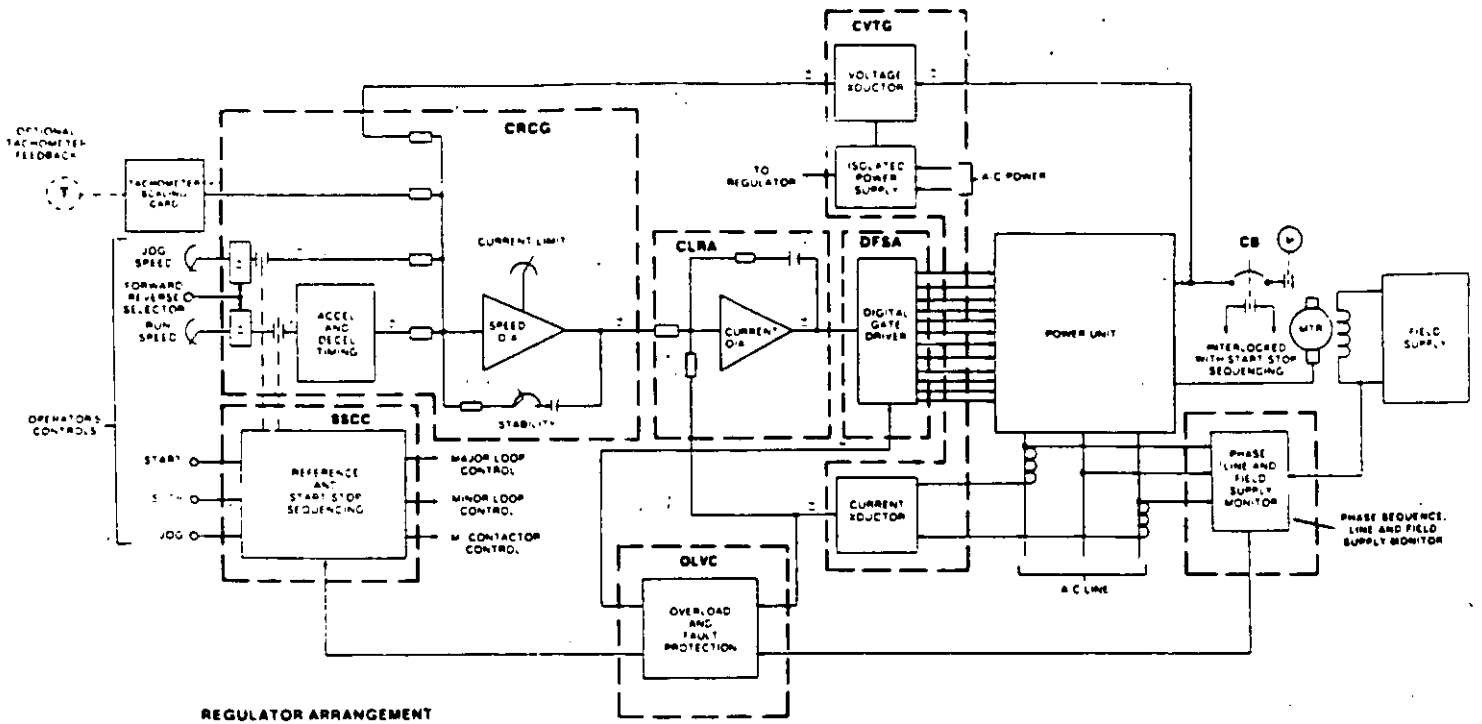
La referencia de velocidad se limita entre dos valores: Min Speed y Max Speed, la señal resultante entra a un circuito de rampa que cuenta con 2 ajustes: aceleración y desaceleración.

Una vez obtenido el error en velocidad, éste se limita entre 2 valores de corriente para delimitar el par desarrollado por el motor.

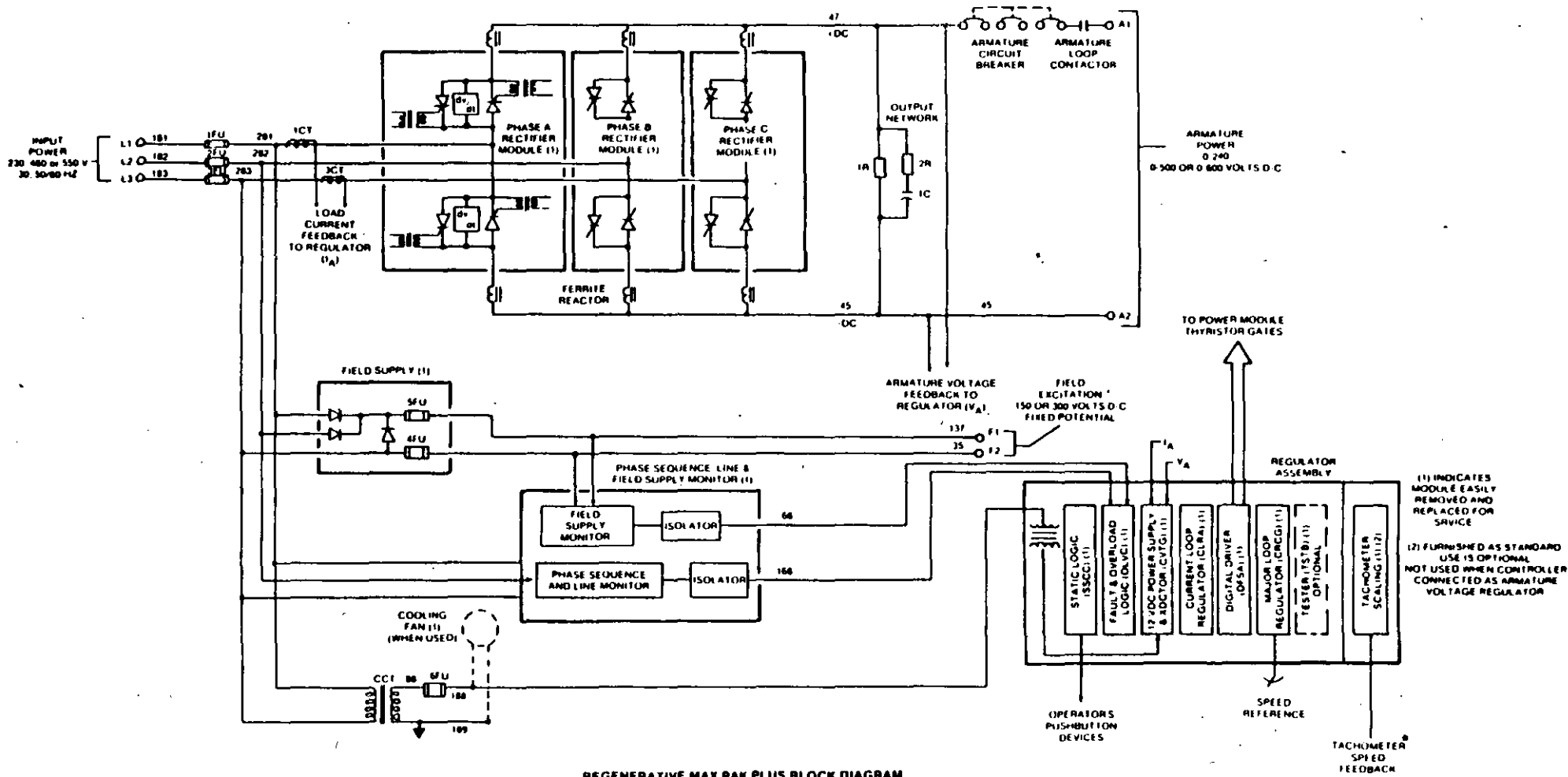
Wiring Diagram of Basic Speed Controller Models with operator's devices remote: DC1-40, 45, 50, 60, 65; Models with operator's devices on controller: DC1-70, 75



- SYMBOLS:**
- ☒ Calibrate Jumper Point on Circuit Board
 - Circuit Board Tie Wrap Pin (J6)
 - Terminal Point (326)
 - ◇ Signal Common



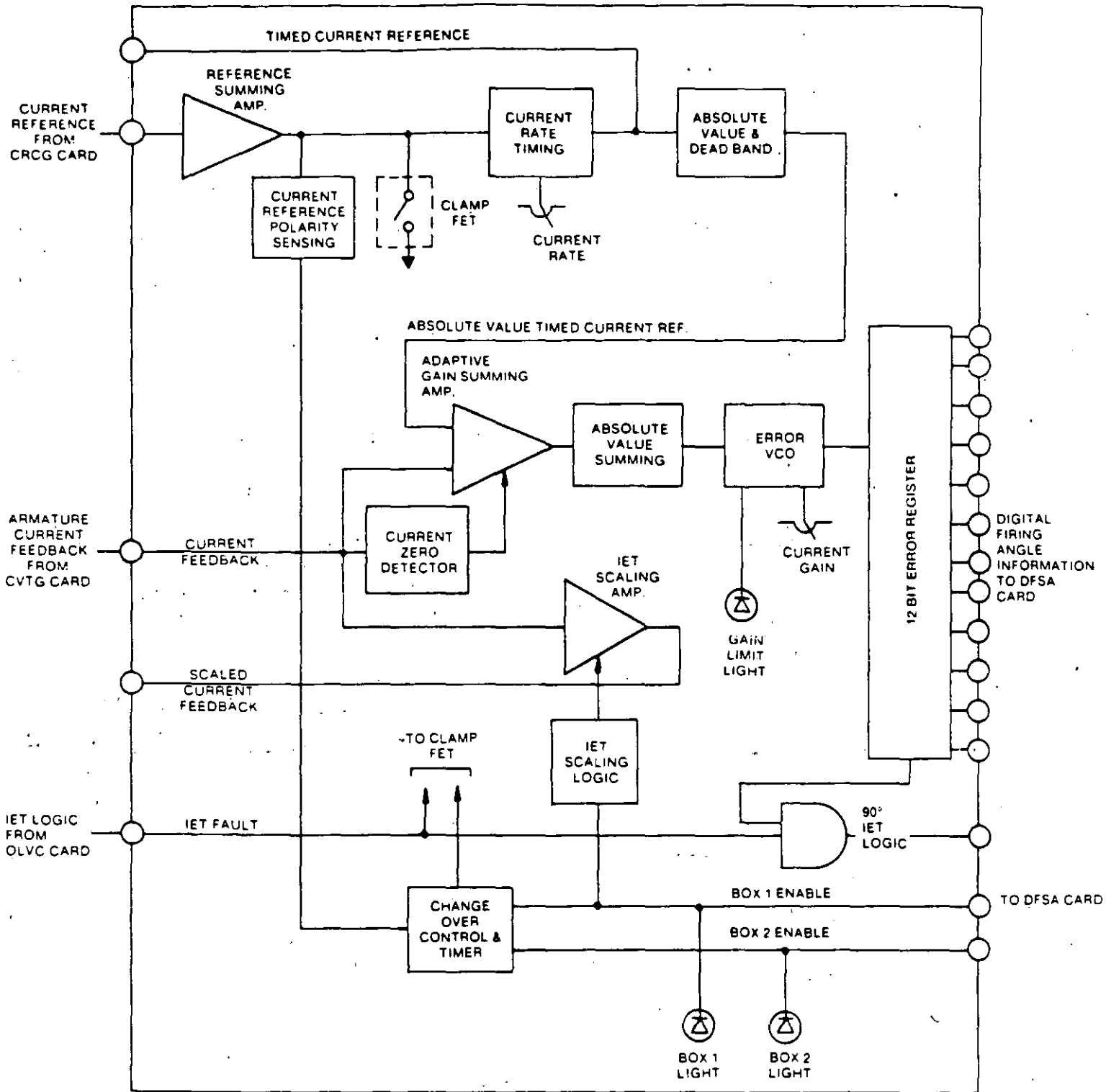
REGENERATIVE FULL WAVE BRIDGE CONFIGURATION



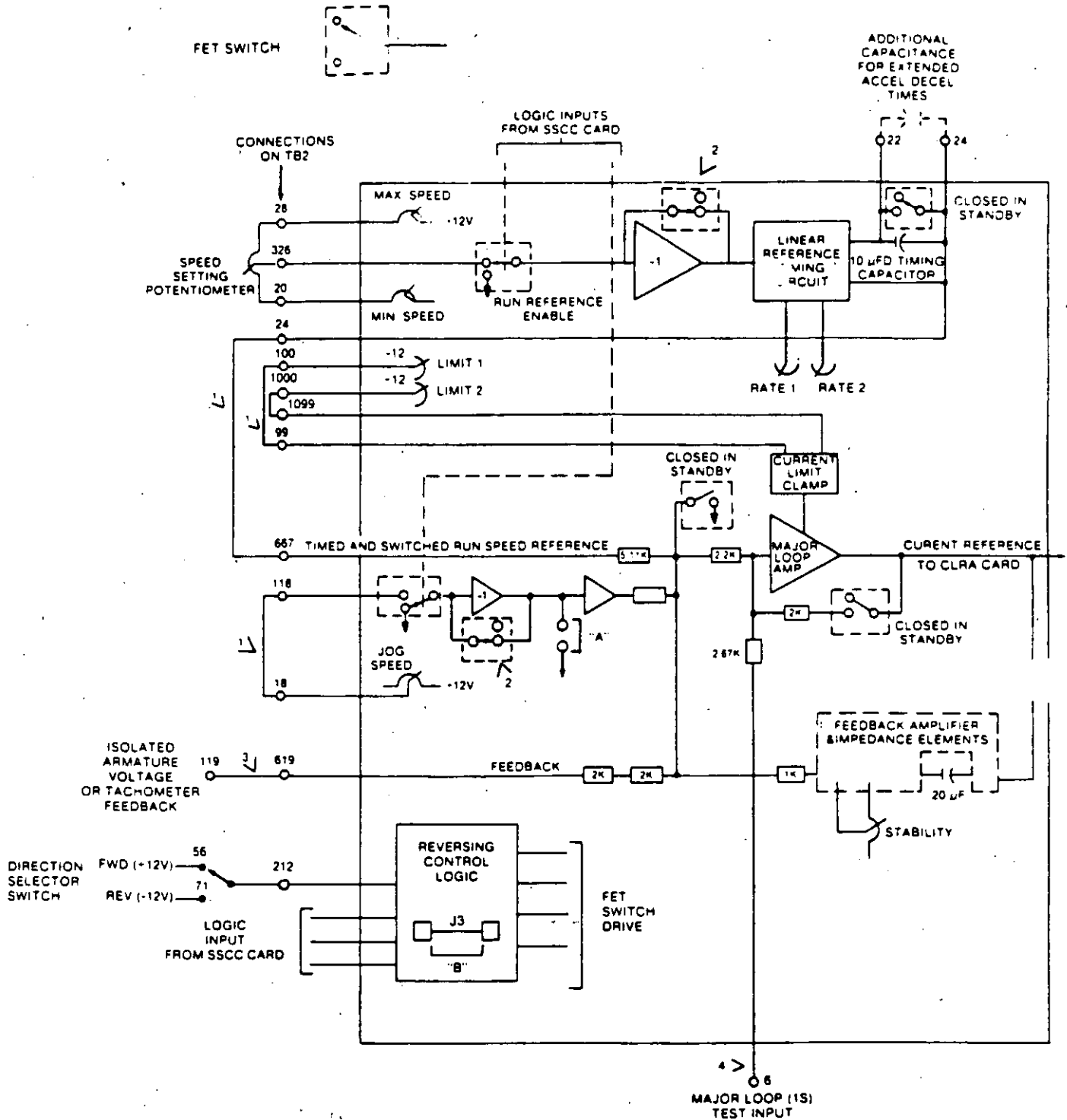
REGENERATIVE MAX PAK PLUS BLOCK DIAGRAM

(1) INDICATES MODULE EASILY REMOVED AND REPLACED FOR SERVICE

(2) FURNISHED AS STANDARD USE IS OPTIONAL NOT USED WHEN CONTROLLER CONNECTED AS ARMATURE VOLTAGE REGULATOR



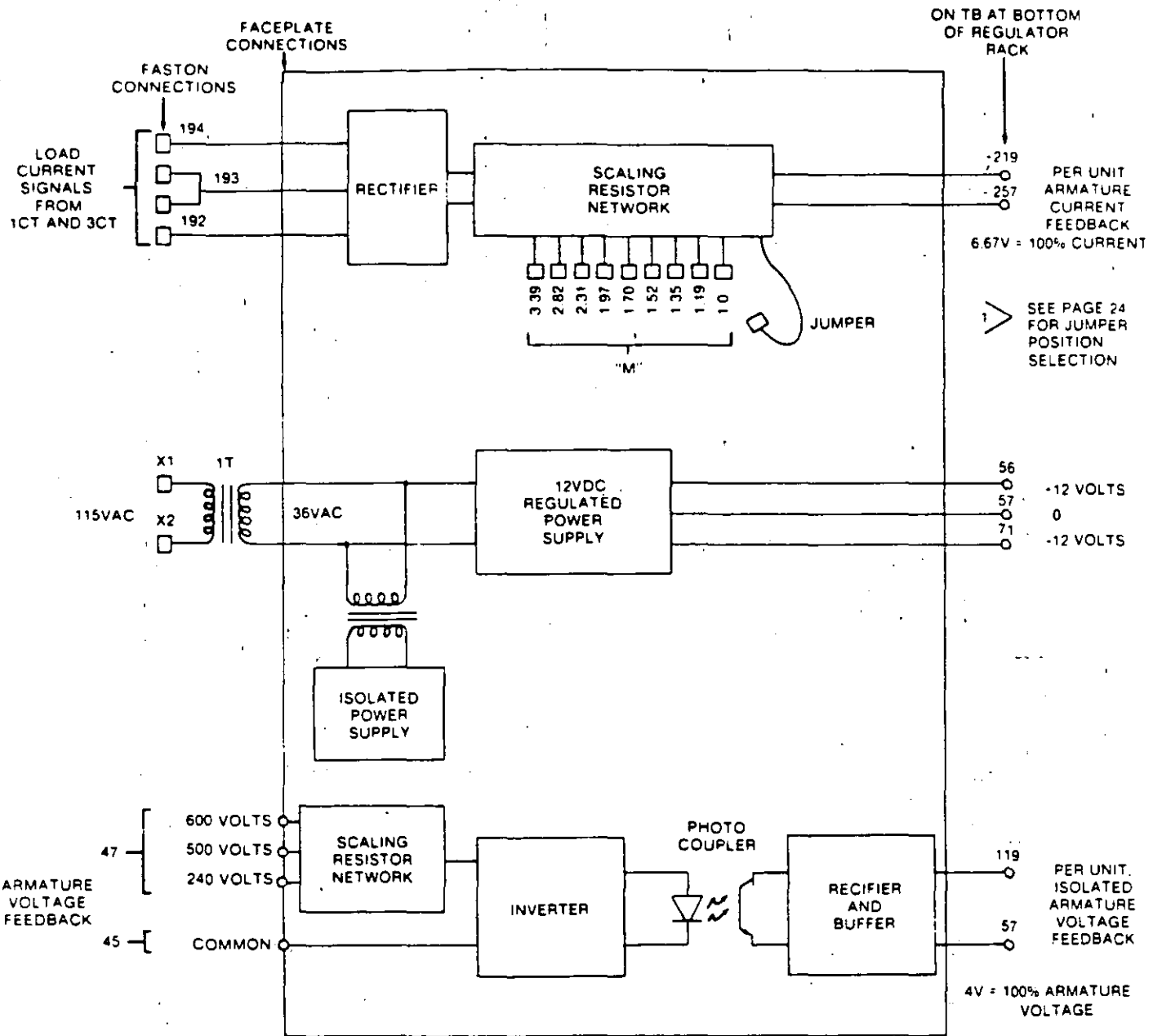
CLRA BLOCK DIAGRAM



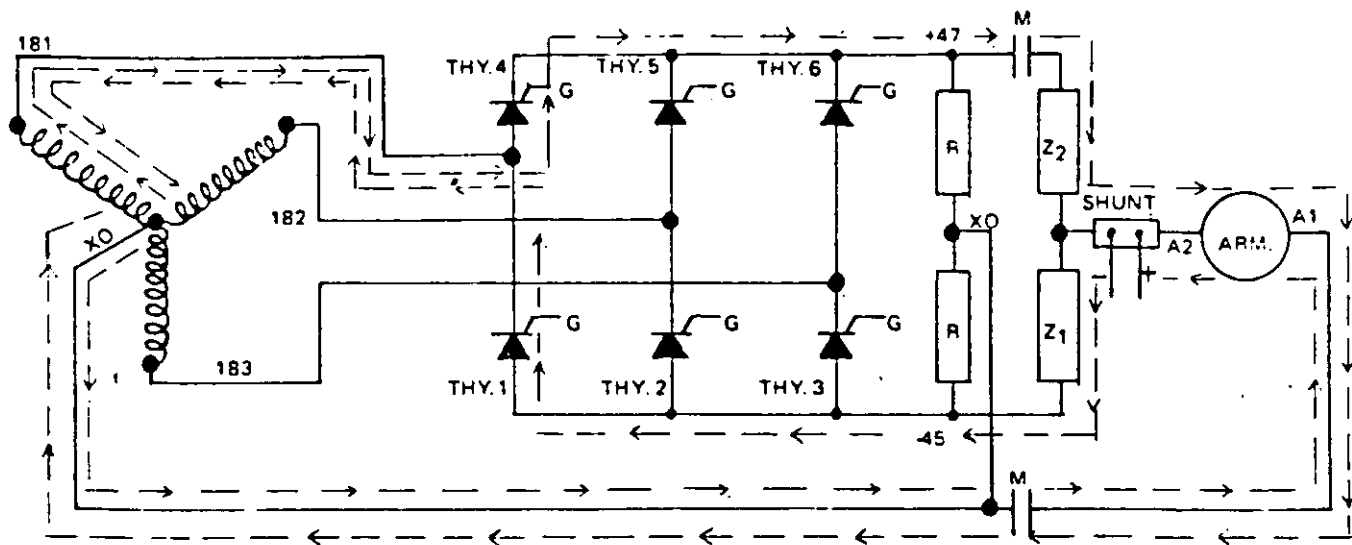
1. Factory installed jumper.
2. Run and jog reference polarity is controlled by FET switching through the action of the reversing control logic circuitry.
3. Factory installed jumper from 119 to 619 must be in place for

- operation as a voltage regulator. It must be removed for operation as a speed regulator when tach feedback is added.
4. Refer to Engineering Manual E/M 0-51851-6 for CRCG card test procedures.

CRCG BLOCK DIAGM



CVTG BLOCK DIAGRAM



HALF WAVE RECTIFIER FOR S3R-S3RO

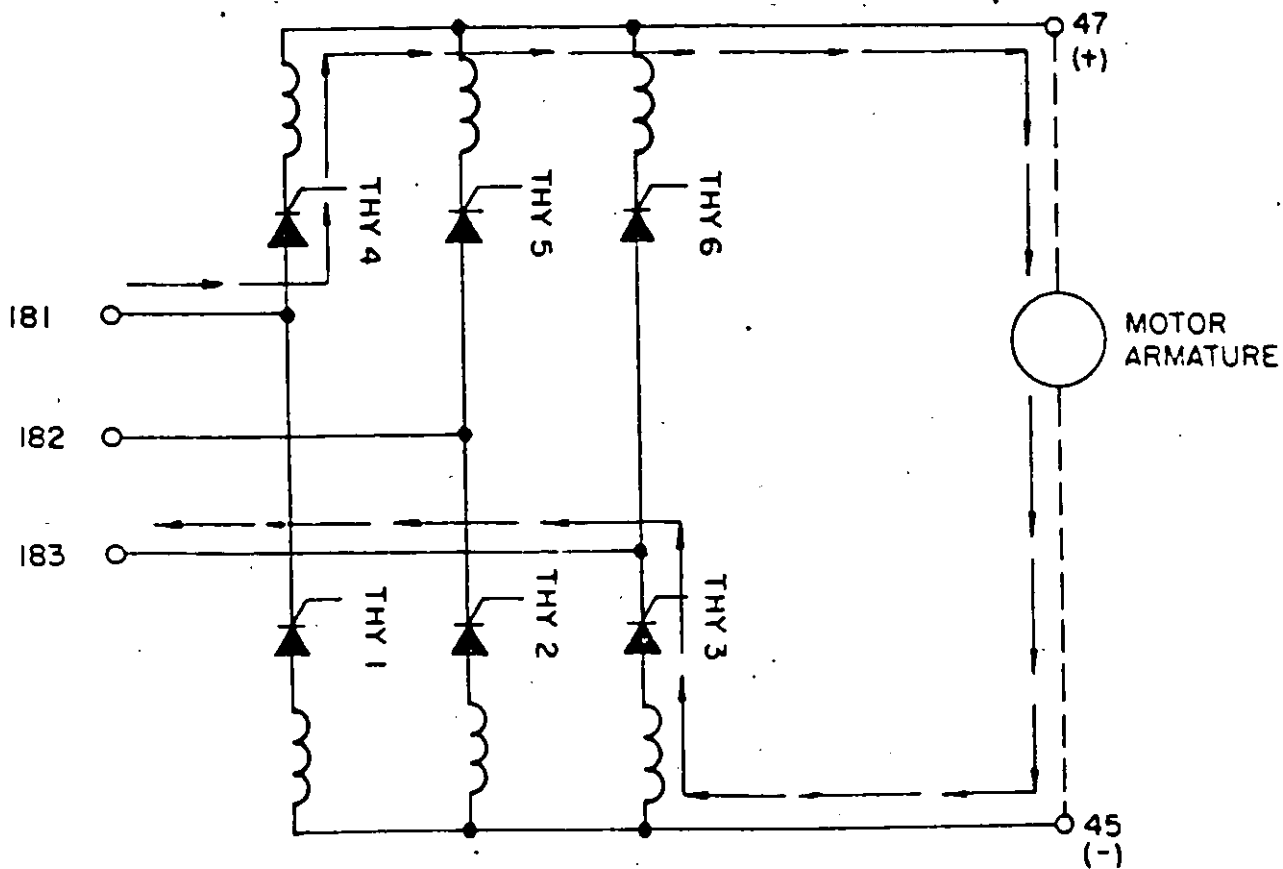
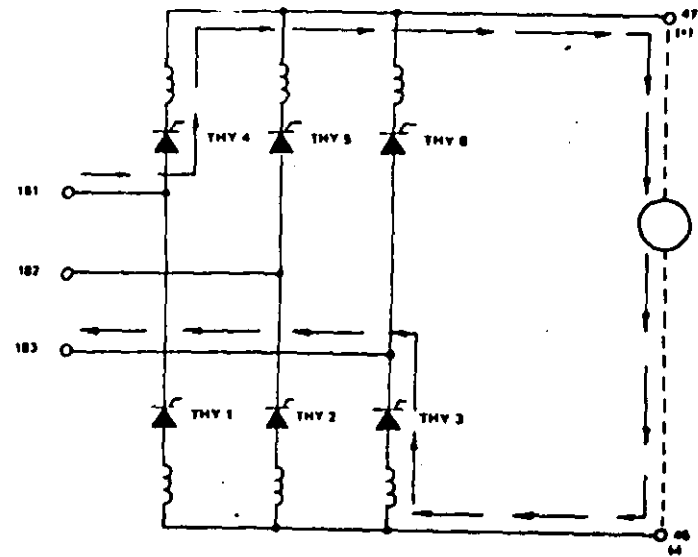
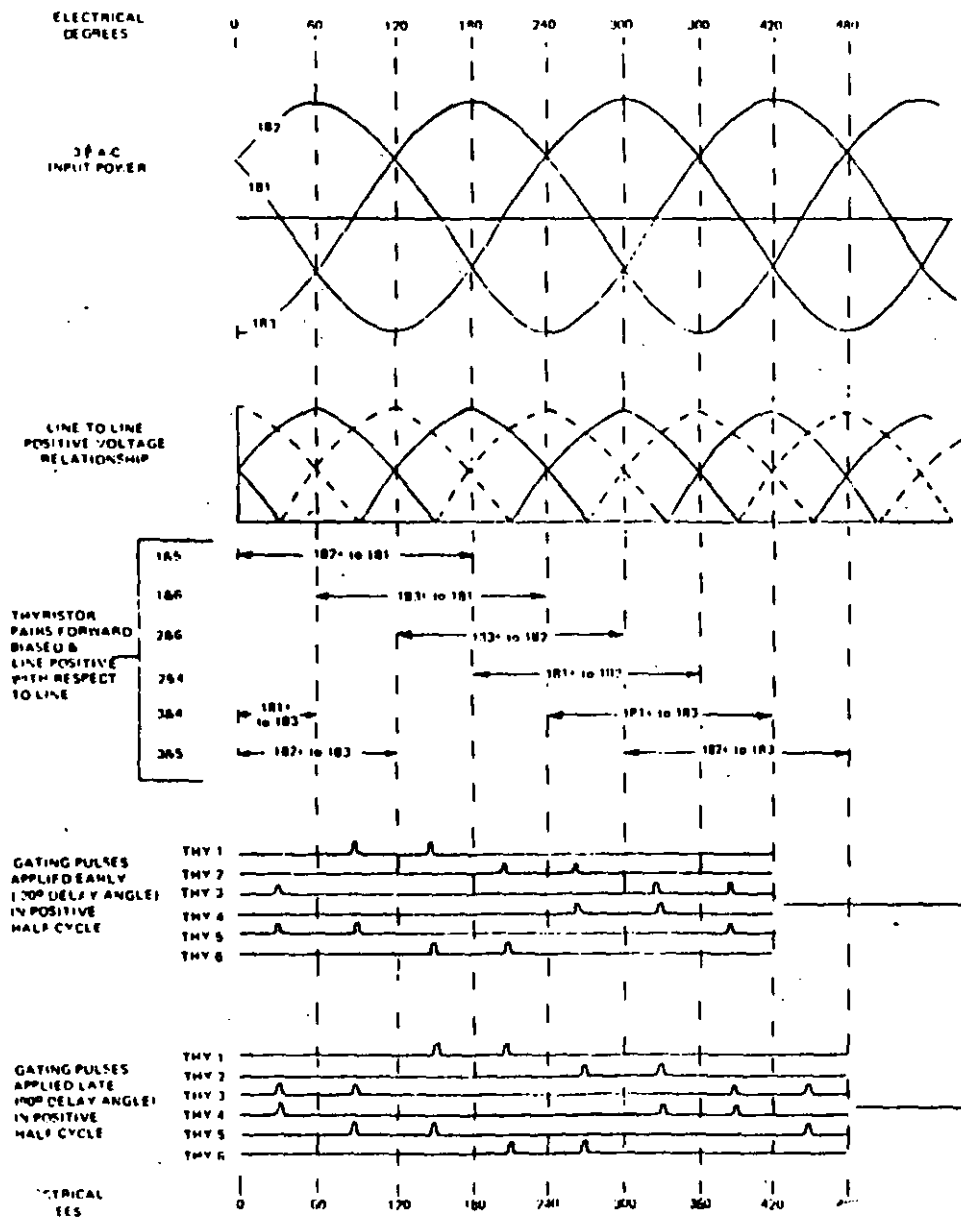


Diagram of thyristor rectifier.



OUTPUT



HIGH AVERAGE DC VOLTAGE OUTPUT.

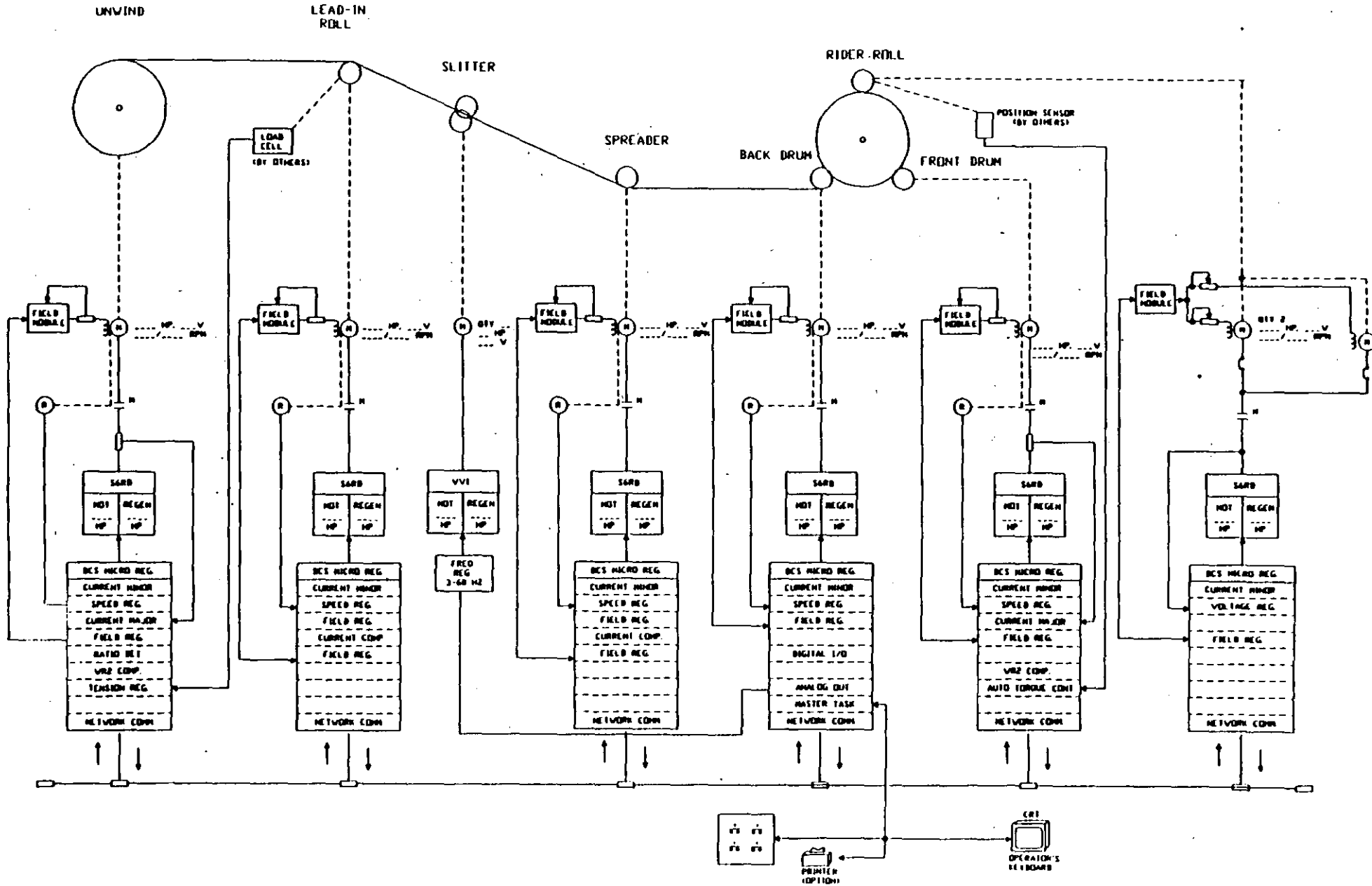


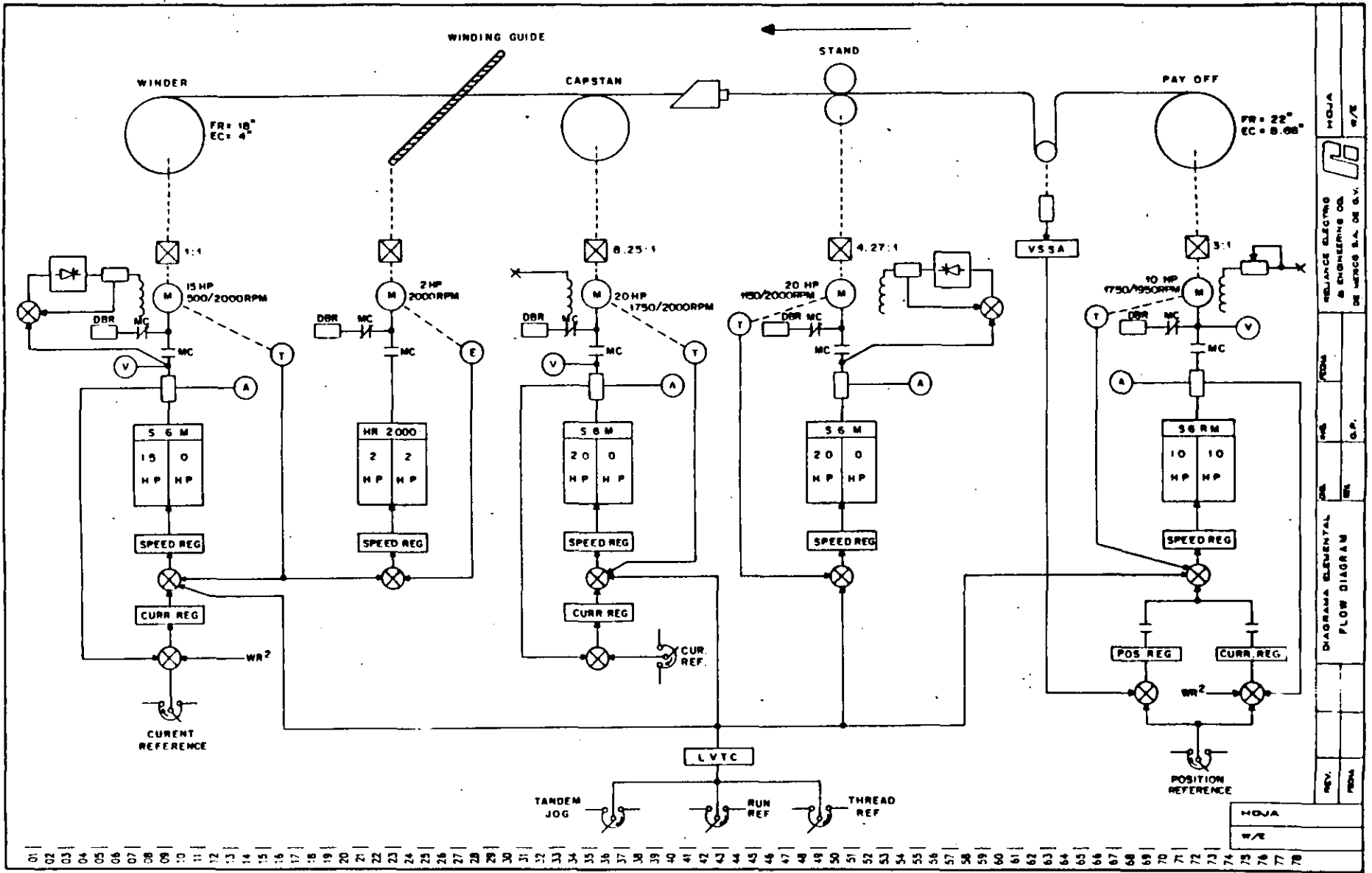
LOW AVERAGE DC VOLTAGE OUTPUT

Three Phase Rectifier Bridge, Wave Forms and Gating Sequence

PAPER WINDER
DC DRIVE SINGLE LINE

RELIANCE
ELECTRIC





01 02 03 04 05 06 07 08 09 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 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

MOJA
W/E
RELIANCE ELECTRIC & ENGINEERS CO.
DE MEXICO S.A. DE C.V.
DIAGRAMA ELEMENTAL
FLOW DIAGRAM
MOJA
W/E

MECHANICAL CONSIDERATIONS

MAXPAK PLUS SELECTION GUIDELINES

The optimum match between drive and machine is such that the drive motor will be operating at its maximum rated speed when the machine is at its desired maximum speed. Ordinarily, the maximum machine speed required is at some lower actual rpm than the maximum base speed of the motor supplied with the drive. A typical Super RPM Motor stocked for use with a MaxPak Plus drive has a base speed of 1750 rpm, and if, for example, machine maximum speed requirement is 300 rpm, some means must be provided to obtain 300 rpm top machine speed when the drive motor is operating at or near 1750 rpm. This is easily accomplished through the use of chain and sprockets, V-belt and pulleys, gear reducers and/or a combination of these devices. Motors with different base speeds are available and can simplify obtaining the speed differential between the motor and the machine. It is not recommended, in an attempt to avoid gears, to continually operate the motor at speeds much lower than base speed. A heating problem may be created when a motor is continually operated at speeds less than 60% of base speed with full load torque.

CONSTANT TORQUE REQUIREMENTS

The majority of applications require a constant torque drive which will produce rated horsepower at

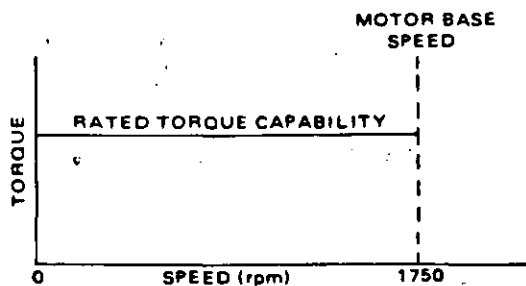


FIGURE 1

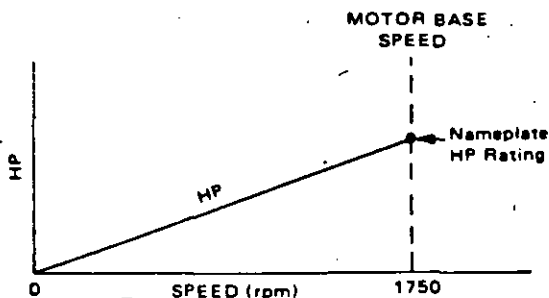


FIGURE 2

rated base speed of the motor. With a constant torque drive, the horsepower will decrease proportionally with a decrease in drive motor speed. This relationship is most easily seen in Figures 1 and 2. Varying the d-c motor voltage applied to the motor armature terminals A1 and A2 from zero to rated d-c voltage, varies the motor rpm from zero to base speed.

The relationship indicates a basic guideline to use in selecting a MaxPak Plus V*S Drive. Select a MaxPak Plus V*S Drive whose horsepower is at least equal to that which the machine requires at its maximum operating speed. The drive selection may also be based upon the maximum torque required by the machine at its top speed.

CONSTANT HORSEPOWER

Some limited number of applications require less torque at maximum operating speed. Typically, the machine tool spindle drive requires high torques at low speeds because of the larger cutting tool or drill bit; but, requires much lower torques with a small tool, and can normally operate at higher speeds. In these cases, the constant horsepower characteristics of the d-c motor can be used with a motor field current regulator to vary the motor field excitation and obtain motor speeds above the motor base speed.

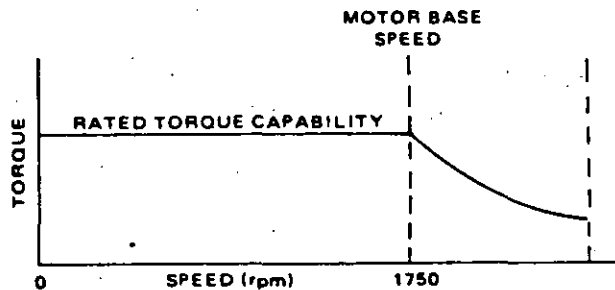


FIGURE 3

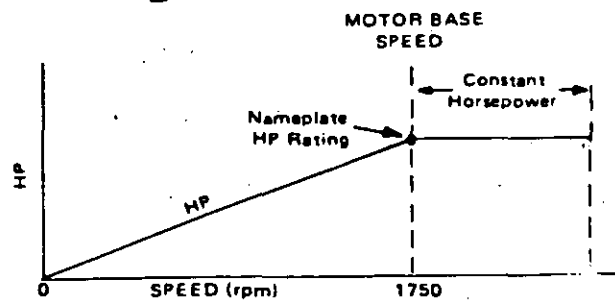


FIGURE 4

2. Motores de Corriente Alterna.

2.1. Operación de un motor de inducción.

En un motor de inducción la acción del campo magnético giratorio induce una corriente en el rotor al atravesar los conductores de éste. Esta corriente del rotor genera un campo magnético que reacciona con el campo del estator, generándose un par que hace girar el motor.

2.2. Fem inducida.

Cuando el motor no gira, el flujo que atraviesa cada espira del devánado es

$$\varphi(t) = \Phi_M \sin \omega_s t \quad - 1$$

de la Ley de Faraday, la fem inducida por fase en el rotor es,

$$e_2(t) = -n_2 \frac{d\varphi(t)}{dt} = -n_2 \omega_s \Phi_M \cos \omega_s t \quad - 2$$

donde

n_2 número de espiras por fase

ω_s velocidad del campo giratorio. Velocidad síncrona.

Φ_M flujo máximo.

el valor eficaz de esta función está dado por

$$E_{20} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T e_{20}^2(t) dt} \quad \text{con} \quad f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_s}{2\pi} \quad - 3$$

$$E_{20} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T n_2^2 \omega_s^2 \phi_M (\cos^2 \omega_s t) dt \right]^{1/2}$$

$$E_{20} = n_2 \omega_s \phi_M \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{dt}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\omega_s t \right) dt \right]^{1/2}$$

$$E_{20} = n_2 \omega_s \phi_M \sqrt{\frac{\omega_s}{2\pi} \left[\frac{t}{2} - \frac{1}{2} \sin 2\omega_s t \right]_{0}^{2\pi/\omega_s}}$$

$$E_{20} = n_2 \omega_s \phi_M \left[\frac{\omega_s}{2\pi} \frac{2\pi}{\omega_s} \frac{1}{2} \right]^{1/2} = \frac{n_2 \omega_s \phi_M}{\sqrt{2}} = \frac{2\pi f n_2 \phi_M}{\sqrt{2}}$$

$$E_{20} = 4.44 n_2 f \phi_M \quad - 4$$

f frecuencia síncrona.

2.3. Deslizamiento.

Sea ω_s la velocidad angular del campo del estator y ω la velocidad angular de giro del rotor, el deslizamiento se define como la diferencia en porcentaje entre la velocidad síncrona y la velocidad del rotor

$$s = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s} \quad - 5$$

donde la velocidad síncrona o del campo giratorio está dada por

$$\omega_s = \frac{\text{Hertz} \times 120}{\text{Núm de polos}} \quad - 6$$

por tanto, la frecuencia de la fem inducida en los devanados de una de las fases del rotor es

$$f_2 = s f \quad \& \quad E_2 = s E_{20} \quad - 7$$

2.4. Circuito equivalente

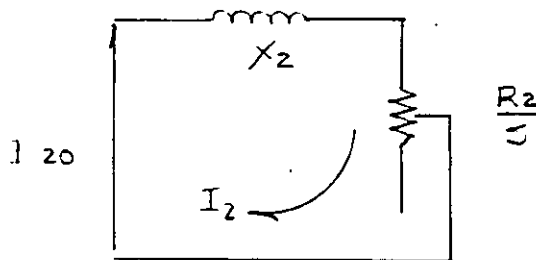
Sea R_2 la resistencia en los devanados del rotor y X_2 la reactancia inductiva, la corriente inducida en el rotor cuando el motor está girando, está dada por

$$I_2 = \frac{sE_{20}}{\sqrt{R_2^2 + (sX_2)^2}} = \frac{E_{20}}{\left[\left(\frac{R_2}{s}\right)^2 + X_2^2\right]^{1/2}} \quad - 8$$

donde

$E_2 = sE_{20}$ fem inducida en el rotor cuando el motor está girando.

La ecuación anterior tiene el siguiente circuito equivalente

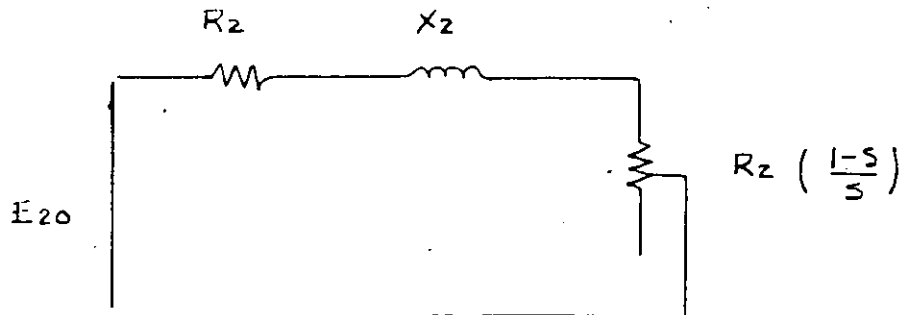


Esta misma ecuación de corriente puede reescribirse como sigue

$$I_2 = \frac{E_{20}}{\left[\left(\frac{R_2}{s} - R_2 + R_2\right)^2 + X_2^2\right]^{1/2}}$$

$$I_2 = \frac{E_{20}}{\left[\left[R_2\left(\frac{1-s}{s}\right) + R_2\right]^2 + X_2^2\right]^{1/2}} \quad - 9$$

esta ecuación tiene el siguiente circuito equivalente



La potencia total de entrada P_T será la suma de las pérdidas por calentamiento en los devanados del rotor mas la potencia mecánica desarrollada por la flecha del motor.

Las pérdidas por efecto Joule. - calentamiento - en el rotor, están dadas por

$$P_J = I_2^2 R_2 \quad \text{--- 10}$$

y por tanto, la potencia mecánica está expresada por

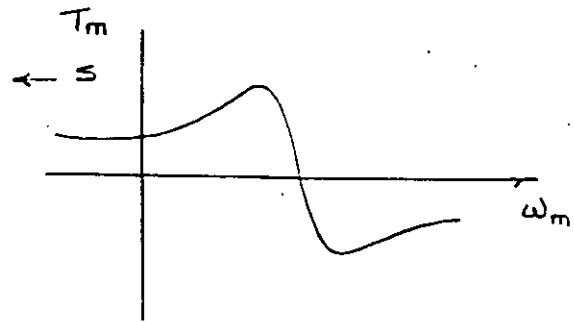
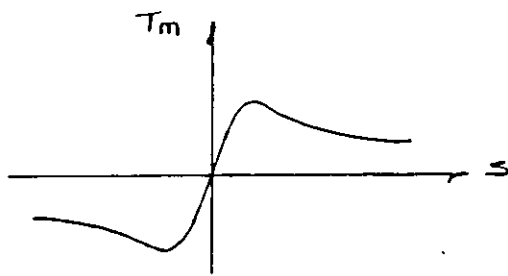
$$P_m = I_2^2 R_2 \left(\frac{1-s}{s} \right) = \omega_s (1-s) T_m \quad \text{--- 11}$$

donde $\omega_s (1-s)$ es la velocidad a la que gira el motor.

Así entonces:

$$T_m = \frac{I_2^2 R_2}{s \omega_s} = \frac{R_2}{s \omega_s} \frac{E_{20}^2}{\frac{R_2^2}{s^2} + X_2^2} \quad \text{--- 12}$$

esta ecuación tiene la siguiente curva aproximada



2.5. Relación Volts/Hertz.

La potencia total de entrada puede expresarse como

$$P_T = P_J + P_m = I_2^2 R_2 + I_2^2 R_2 \left(\frac{1-s}{s} \right) \quad -13$$

$$P_T = I_2^2 R_2 + \frac{I_2^2 R_2}{s} - I_2^2 R_2 = \frac{I_2^2 R_2}{s} = \frac{P_J}{s}$$

$$P_J = s P_T \quad -14$$

La potencia total puede también expresarse como

$$P_T = E_2 I_2 \cos \varphi = s E_{20} I_2 \cos \varphi = \frac{P_J}{s} = \frac{I_2^2 R_2}{s} \quad -15$$

donde

$$s^2 E_{20} \cos \varphi = I_2 R_2 \quad \text{con } s=1 \text{ se tiene } \cos \varphi = 1 \text{ y entonces}$$

$$E_{20} = I_2 R_2 = 4.44 n_2 f \phi_M \quad \text{ó} \quad \phi_M = K \frac{I_2}{f} \quad -16$$

de esta ecuación ϕ_M es constante cuando la relación I_2 en f es constante.

Se tiene también que

$$P_T = s E_{20} I_2 \cos \varphi = \frac{I_2 R_2}{s} \quad -17$$

$$S^2 I_{20} \cos \varphi = I_2 R_2$$

con $S=1$ y $\cos \varphi = 1$ se
tendrá

$$I_{20} = I_2 R_2$$

o bien

$$\frac{I_{20}}{f} = \frac{I_2}{f} R_2$$

con $\frac{I_2}{f}$ y R_2 constantes

$$\frac{I_{20}}{f} = \text{constante}$$

- 18

Ing. Juan Gerardo Castañeda Simental.

División de Educación Continua.
Facultad de Ingeniería. UNAM.
Palacio de Minería, Septiembre 1991.

Por mi raza hablará el espíritu.

DEFINING THE LOAD

Torque and horsepower considerations in calculating horsepower.

CALCULATING HORSEPOWER

For rotating objects:

$$HP = \frac{TN}{63,000}$$

where: T = Torque (lb-in)
N = Speed (RPM)

or:

$$HP = \frac{TN}{5250}$$

where: T = Torque (lb-FT)
N = Speed (RPM)

For objects in linear motion:

$$HP = \frac{FV}{396,000}$$

where: F = Force (lb)
V = Velocity (in/min)

or:

$$HP = \frac{FV}{33,000}$$

where: F = Force (lb)
V = Velocity (FPM)

CENTRIFUGAL APPLICATIONS

Affinity laws for centrifugal applications:

$$\frac{FLOW_1}{FLOW_2} = \frac{RPM_1}{RPM_2}$$

$$\frac{PRES_1}{PRES_2} = \frac{RPM_1^2}{RPM_2^2}$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{RPM_1^3}{RPM_2^3}$$

For pumps:

$$BHP = \frac{GPM \times FT \times (\text{Specific Gravity})}{3960 \times (\text{Efficiency of Pump})}$$

$$BHP = \frac{GPM \times PSI \times (\text{Specific Gravity})}{1713 \times (\text{Efficiency of Pump})}$$

For fans and blowers:

$$BHP = \frac{CFM \times PSF}{33000 \times (\text{Efficiency of Fan})}$$

$$BHP = \frac{CFM \times PIW}{6344 \times (\text{Efficiency of Fan})}$$

$$BHP = \frac{CFM \times PSI}{229 \times (\text{Efficiency of Fan})}$$

Where:

BHP = Brake horsepower
GPM = Gallons per minute
FT = Feet
PSI = Pounds per square inch
Specific Gravity of water = 1.0
PSF = Pounds per square foot
PIW = Inches of water gauge
Specific Gravity of water = 1.0

CALCULATING ACCELERATING FORCE FOR LINEAR MOTION

The following formula may be useful to calculate the approximate accelerating force required for linear motion. However, before sizing the drive, add the torque required to accelerate the motor rotor, gears, pulleys, etc., to the linear-motion accelerating force converting to torque.

$$\text{Acceleration Force (F)} = \frac{WV}{1933t}$$

where: W = Weight (lb)
V = Change in Velocity (FPM)
t = Time (seconds) to accelerate weight

CALCULATING ACCELERATING TORQUE FOR ROTARY MOTION

High inertia loads may require higher torque for acceleration than is required to maintain a desired running speed.

The formula to calculate accelerating torque of a rotating member:

$$T = \frac{(WK^2) N}{308t}$$

where: T = Accelerating torque (lb-FT)
WK² = Total inertia (lb-FT²) that the motor must accelerate. This value includes motor rot. reducer and load.
N = Change in speed required (RPM)
t = Time to accelerate load (seconds)

The same formula can also be used to determine the minimum accelerating time of a given drive:

$$T = \frac{(WK^2) (N)}{308t}$$

OTHER USEFUL FORMULAE

Torque = Force x Radius

Reflected WK² through a reducer (gear or belt) = $\frac{WK^2 \text{ of Load}}{(\text{Reduction Ratio})^2}$

$$RPM = \frac{FPM}{.262 \times \text{Diameter (Inches)}}$$

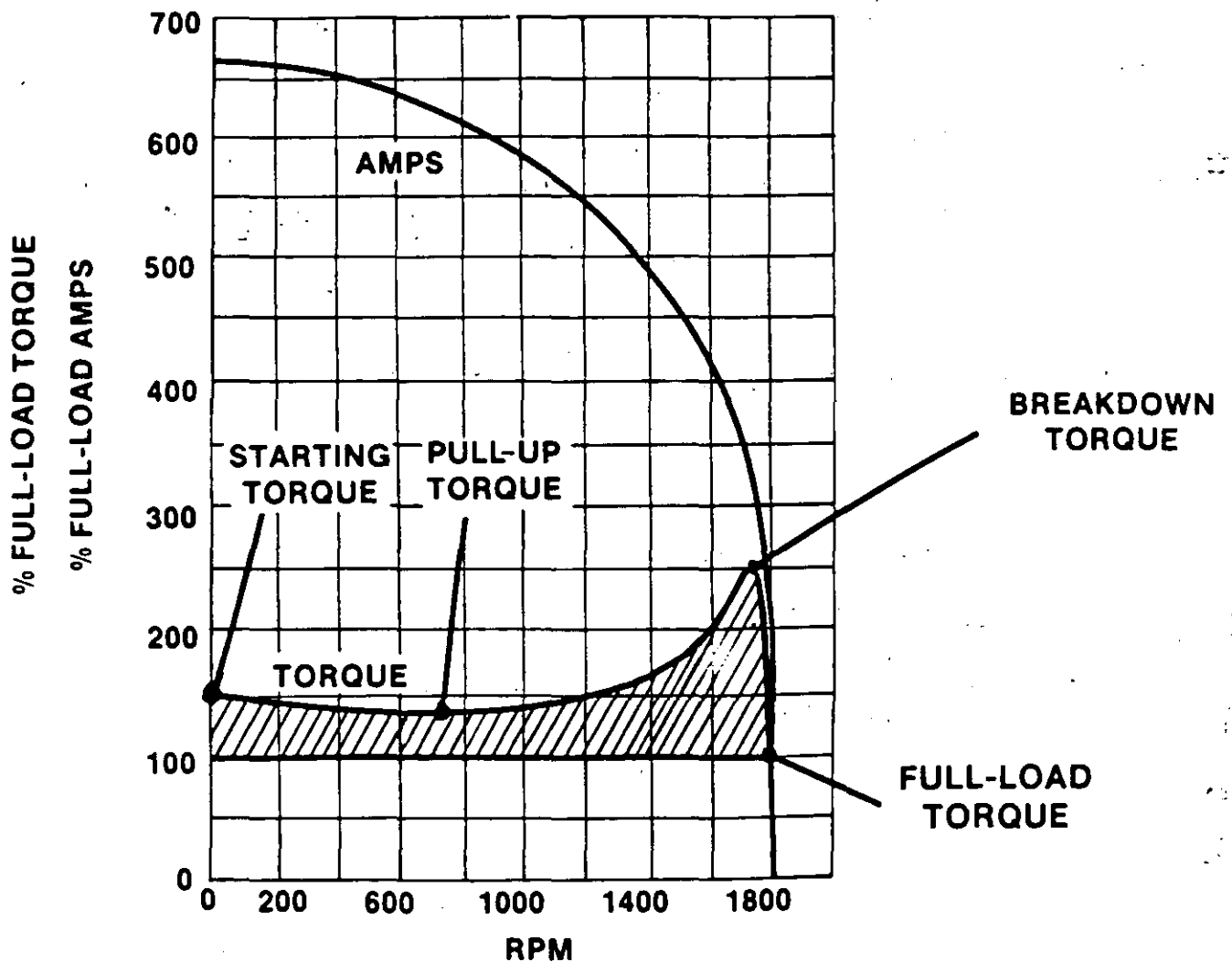
For A-C induction motors:

$$\text{Synchronous RPM} = \frac{\text{Hertz} \times 120}{\text{Number of Poles}}$$

$$\text{Percent Slip} = \frac{(\text{Synchronous RPM} - \text{Full Load RPM}) \times 100}{\text{Synchronous RPM}}$$

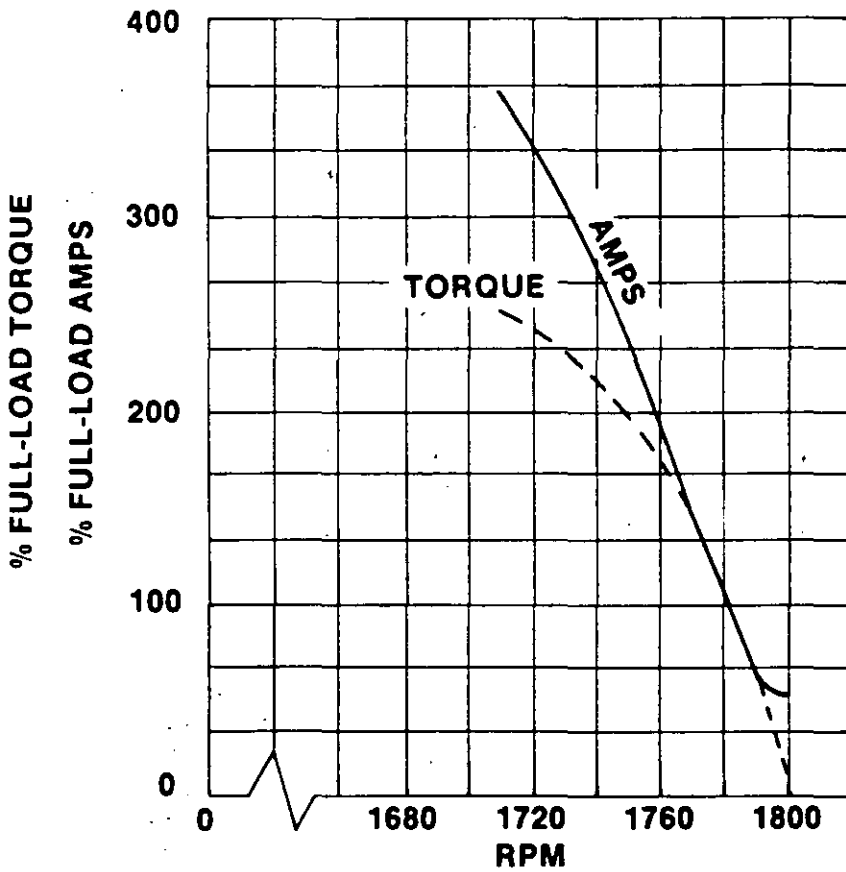
Speed Torque Current Curves

100 HP, XE
Full-Voltage Starting



Torque Current Curves

100 HP, XE

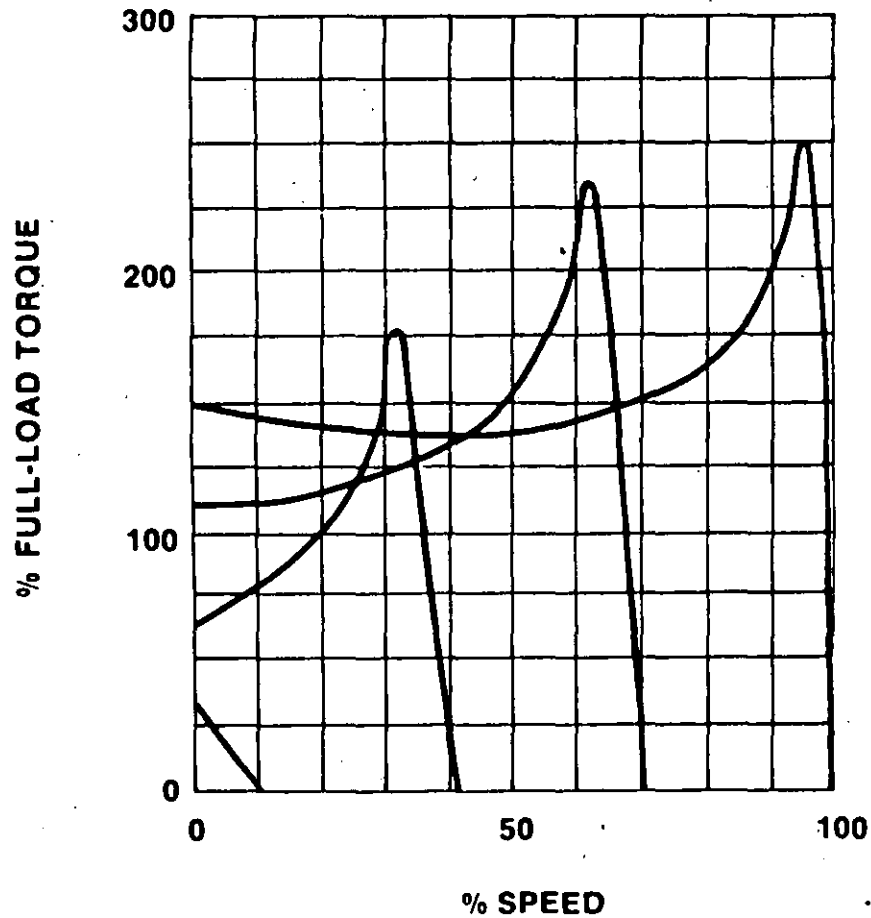


100% AMPS = 109A

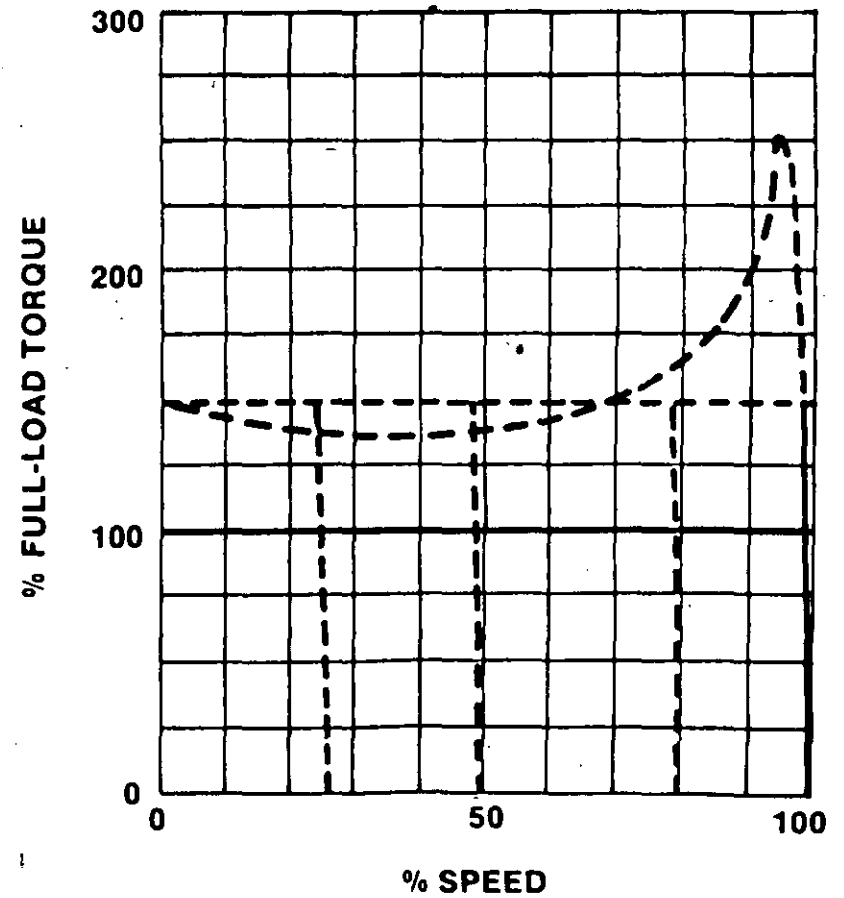
100% TORQUE = 296 FT. LBS.

Speed Torque Curves

Constant V/Hz, No Boost

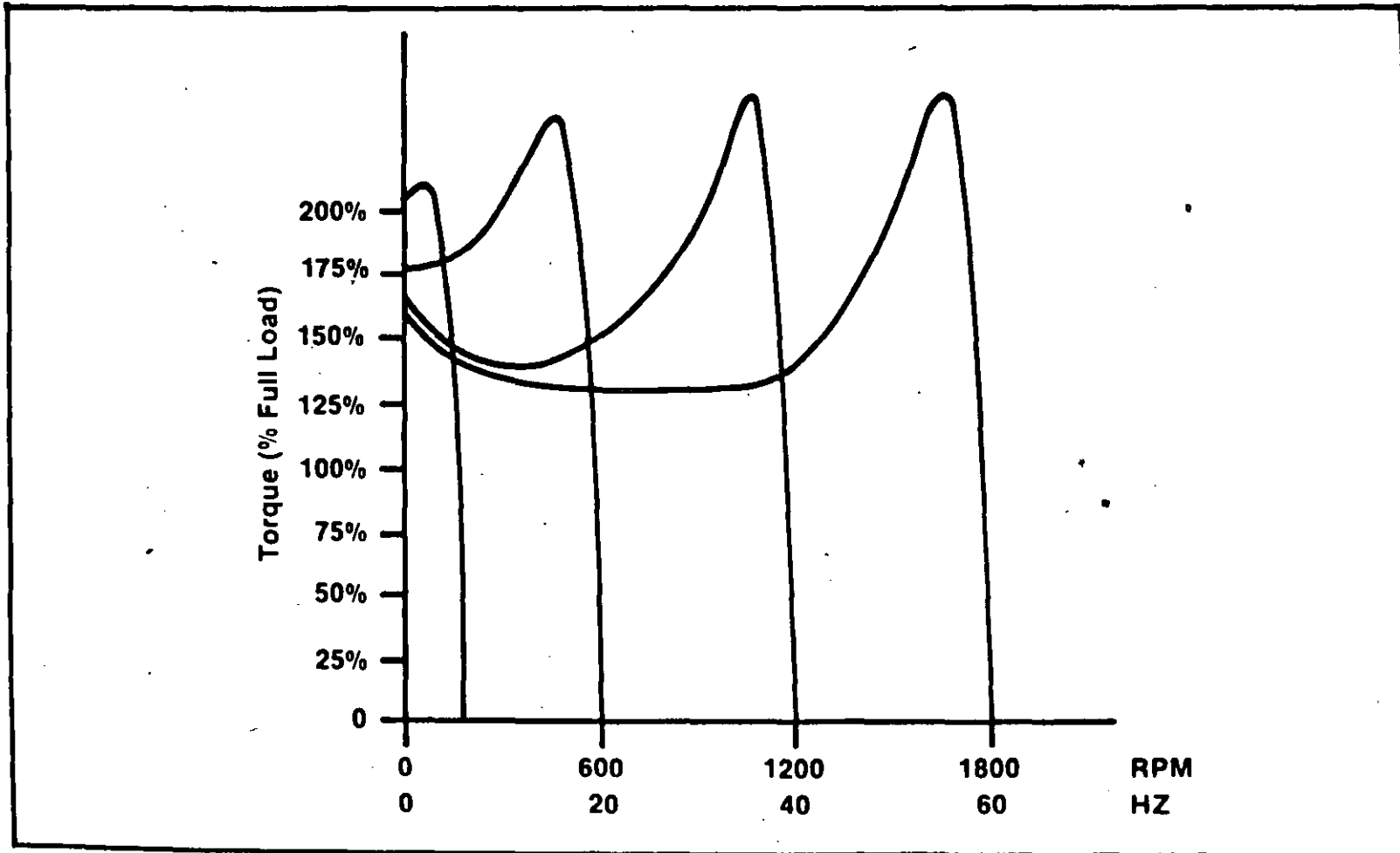


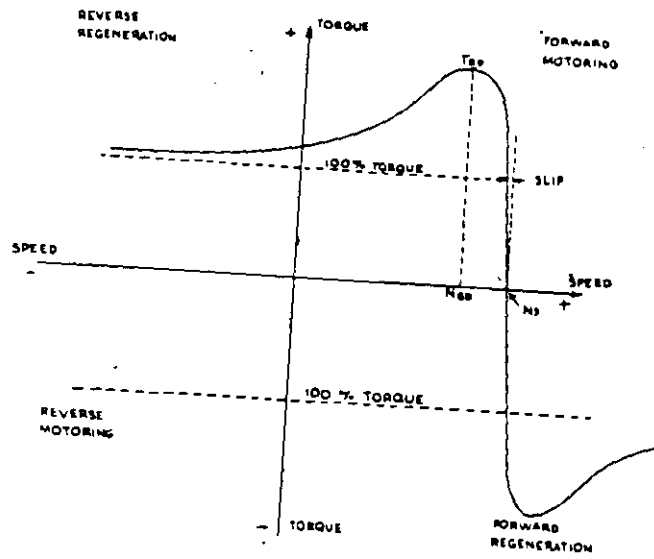
Adjustable Frequency Motor Speed Torque



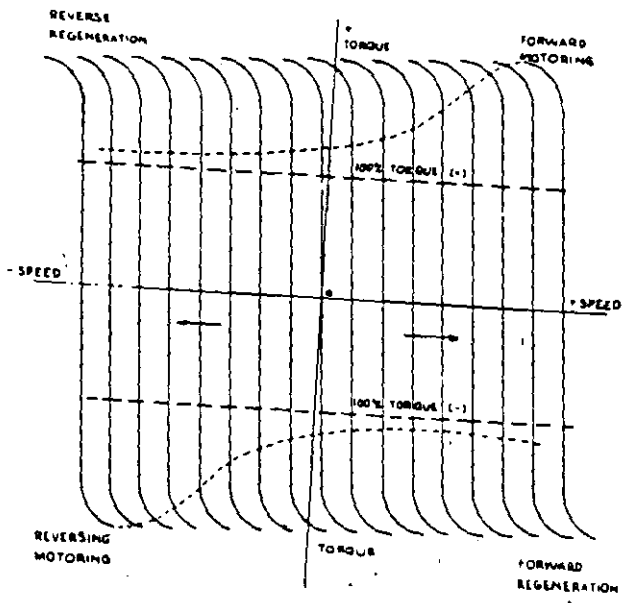
Adjustable Frequency Speed/Torque

Speed Torque Curves



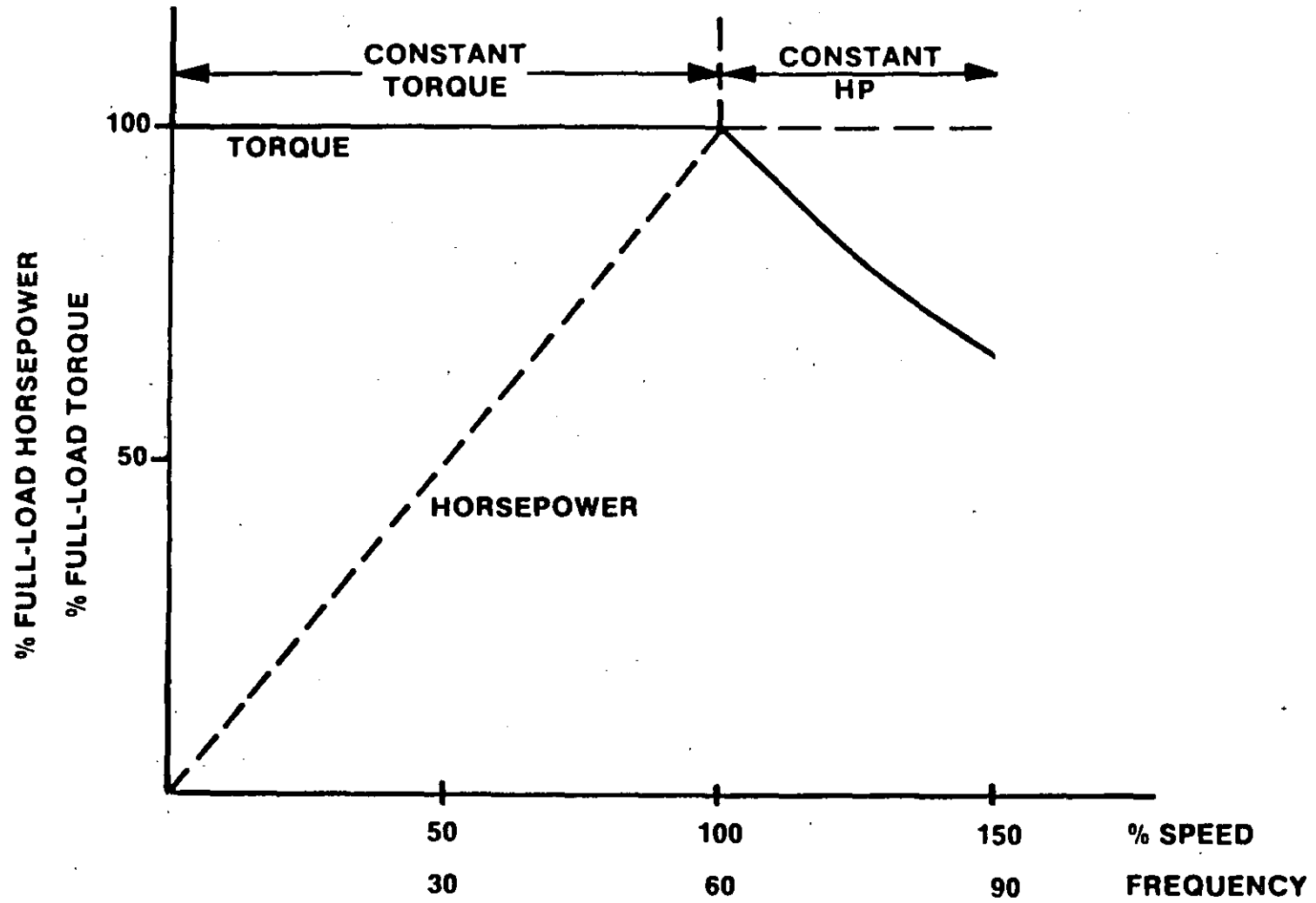


A-C Induction Motor - Speed v.s. Torque



Induction Motor - Speed vs. Torque
4 Quadrant Operation

Adjustable Frequency Motor Speed Torque Curve



How the Controller Operates

Fundamentals of Variable Voltage, Variable Frequency Controllers

An A-C motor is a fixed-speed machine operating from a constant voltage, constant frequency source, such as 460 VAC and 60 Hz. To vary the speed of the motor, the voltage and frequency of the source to the motor must be variable. A controller provides this source. The controller transforms its input (three-phase, constant A-C voltage, constant frequency) into an output compatible with the A-C adjustable speed requirement of the A-C motor (three-phase, variable voltage, variable frequency).

The operating frequency of the controller, along with the basic design of the motor, determines the operating speed (rpm) of the motor. The output voltage of the controller establishes the magnetic flux level within the motor to meet the torque demands of the load over the entire speed range. The basic equation to determine motor synchronous speed is:

$$\text{Synchronous RPM} = \frac{\text{Controller Output Frequency} \times 120}{\text{Number of A-C Motor Poles}}$$

The relationship between output voltage and operating frequency is the "Volts per Hertz" ratio (V/Hz). Except at low speed, this ratio is usually a constant determined by this equation:

$$\text{V/Hz} = \frac{\text{Motor Nameplate Voltage}}{\text{Motor Nameplate Frequency}}$$

The two major sections of a controller are the power circuit and the regulator. The power circuit consists of a diode bridge that converts A-C to D-C voltage and a solid state transistor module that transforms the constant voltage, constant frequency input power into variable voltage, variable frequency output power. The regulator controls when the solid state transistor module switches in the power circuit turn ON or OFF.

Power Circuit Operation

Figure 5-1 shows the power circuit schematic divided into three sections.

The first section is the input rectifier. A-C power is applied to terminals 181, 182 and 183 and is full-wave rectified by the diode cube to constant D-C voltage. This voltage is approximately 621 VDC. Three input fuses (1FU, 2FU, 3FU) protect the power circuit from any ground faults. A suppressor (MOV) limits voltage transients within the maximum voltage rating of the diodes.

The rectified voltage is then filtered by the D-C bus filter. The capacitors are charged through a precharge resistor to limit the charging current. Relay DCR is energized and shorts out the precharge resistor when the bus filter capacitor voltage reaches approximately 90% of the rated bus voltage. Two discharge resistors discharge the bus voltage when the input power is removed.

The positive and negative D-C bus voltage lines run through the Hall Effect Current Sensor to detect D-C bus current. The D-C bus current feedback protects against an overload or a short circuit in the output inverter section.

The filtered D-C bus voltage is fed into the output inverter section. This section transforms D-C bus voltage into three-phase A-C variable voltage, variable frequency by switching transistors in the transistor module. The transistor module, consisting of six transistors with anti-parallel diodes around them, provides a path for reactive motor current.

In summary, constant D-C voltage is produced by rectifying and filtering the incoming A-C power line. Variable voltage, variable frequency is produced by six output transistors inverting the constant D-C voltage to a PWM voltage waveform.

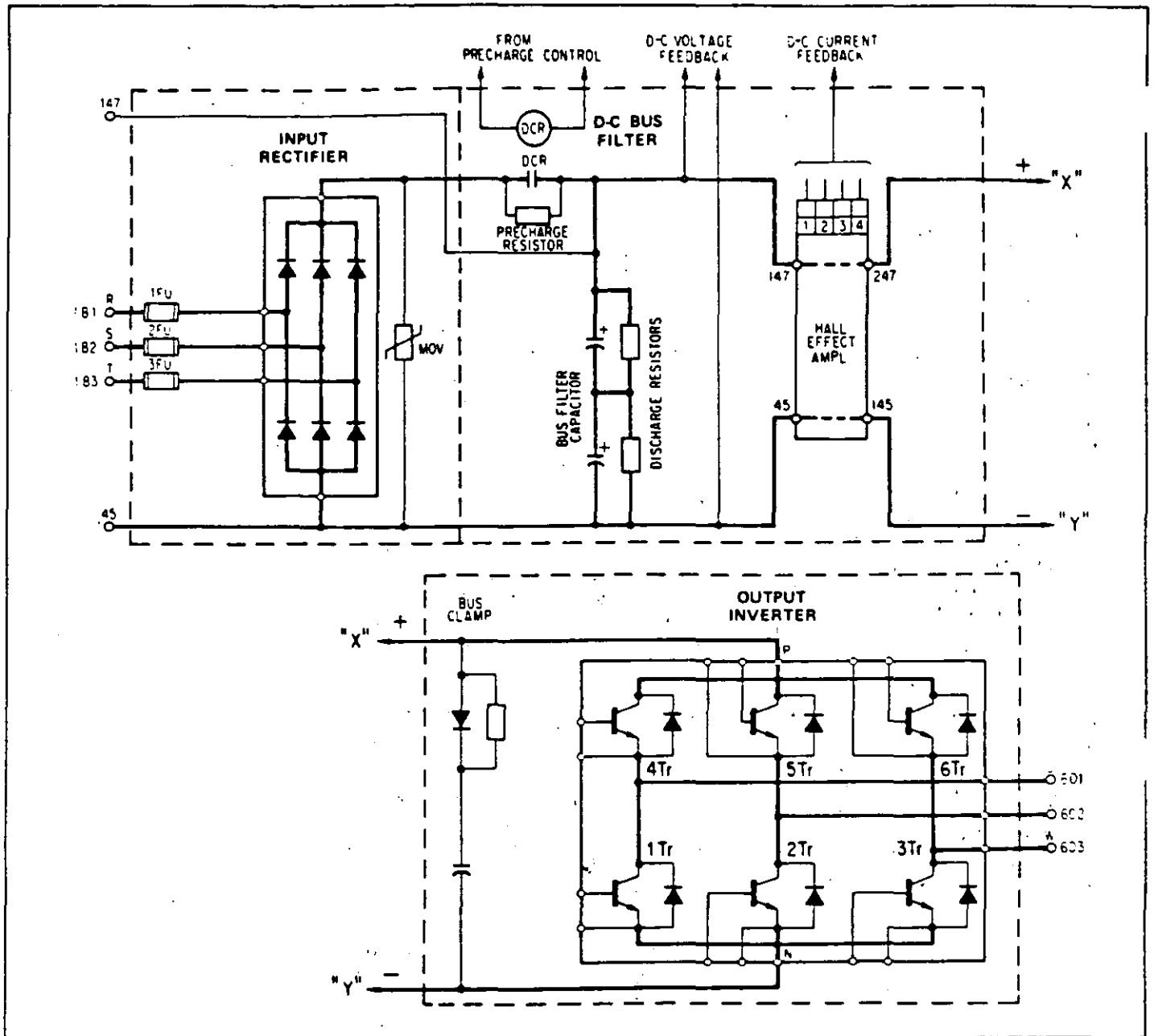


Figure 5-1. Power Circuit Schematic.

Controller Regulator Operation

Figure 5-2 shows the regulator block diagram. It is divided into nine sections as described below.

The first section is the input signal conditioner. The input to this section is the speed reference signal (This section is not isolated; use the Customer Interface Module when isolation is required.). The first conditioning that is done on the input is to set minimum and maximum hertz using the Min and Max Hz pots. These adjustments limit the reference between minimum hertz and maximum hertz.

The reference signal goes into the ramp control, which controls the length of time the motor takes to accelerate to full speed and decelerate to zero speed. The length of time can be adjusted from 1.5 to 20 seconds using the Acceleration and Deceleration Rate pots, respectively. Typical voltage output of the ramp control is 6 volts equals 60 hertz. Acceleration and deceleration times can be extended to three times the maximum time of 20 seconds.

The current limiter sets the required limit value using the Current Limit pot. The current limit circuit compares the

current limit value with the D-C bus current feedback. If the D-C bus current exceeds the limit value, the current limit circuit modifies the ramp control to limit the D-C bus current and extend acceleration or deceleration time.

The voltage limiter has a fixed limit reference. When in the regenerative mode, the D-C bus voltage will rise as the motor decelerates. If the D-C bus voltage exceeds the limit reference, the signal conditioner generates a limit signal. This signal goes to the ramp control to limit the D-C voltage and extend the deceleration time. This

limit function operates if the D-C bus voltage exceeds 750 VDC.

This function may be selected by switching Dip Switch 1SW(1) to the ON position. If the dynamic braking option is used, the Dip Switch should be in the OFF position to remove this function from the circuit.

The timed reference provides the reference for the inverter control section. The reference signal goes to the signal conditioner, which defines the Volts/Hertz ratio, dependent upon the Volts/Hertz pot and the Torque Boost pot settings. It also goes to the voltage-to-frequency converter and the frequency divider. These blocks determine the output frequency of the controller. The torque boost is required to offset the IR drop of the A-C motor at a low speed to produce a constant torque capability.

D-C offset at zero hertz may be selected by Dip Switch 1SW(2). In the standard OFF position, A-C torque boost is

provided for operation of standard induction motors. In the ON position, D-C offset at zero hertz is provided for operation of permanent magnet synchronous motors to provide synchronous operation from starting. This limits the current demand during acceleration.

The additional function section provides automatic output voltage correction for A-C line power voltage fluctuations and either automatic torque boost for constant torque loads or an energy saver function generator for centrifugal torque loads.

The automatic torque correction circuit (J4) compares the timed reference to the D-C bus voltage feedback and automatically corrects output voltage for A-C line voltage fluctuations up to 95% output voltage. The automatic torque boost circuit monitors D-C current feedback and adjusts the output voltage with the D-C bus current.

The function generator block is provided for saving energy and reducing acoustic noise on centrifugal pump and fan applications. This is done by means of a V/Hz curve which is approximately reduced with the square of the speed reduction since torque is proportional to speed squared on a centrifugal load. See Figure 4-2. This function should not be used for constant torque applications because the controller would not be able to produce full load torque at low speeds. Jumper J5 should be used for centrifugal torque applications.

The PWM generates the sine wave pulse-width modulation signal corresponding to the V/Hz and frequency signals. Figure 5-3 illustrates the principle of generating the PWM sine wave. Jumper J6 selects "constant" carrier frequency of the PWM while J7 selects "variable" carrier frequency of the PWM. With the "variable" selection, the carrier frequency is automatically decreased in

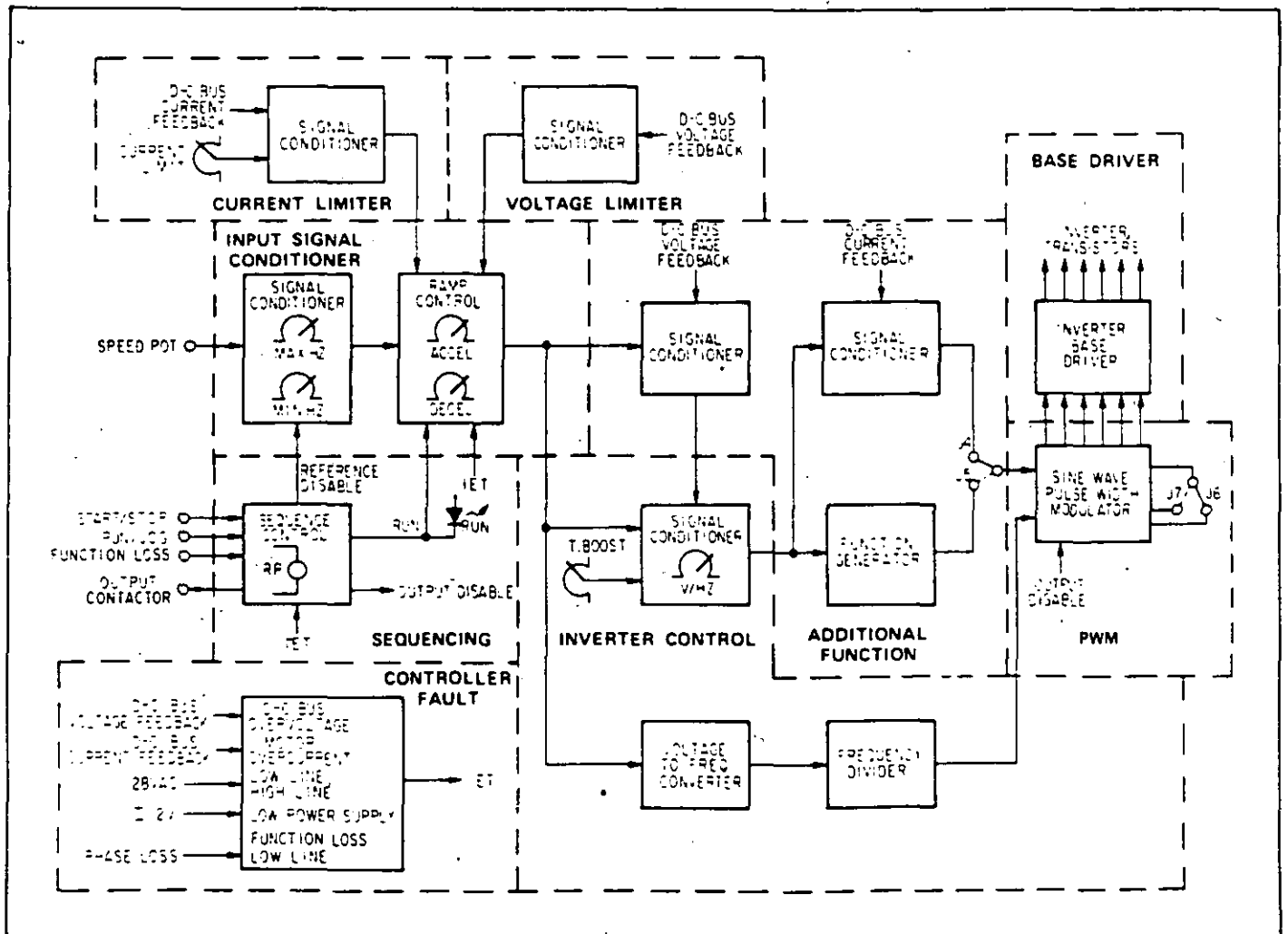


Figure 5-2. Controller Regulator Block Diagram.

proportion to a decrease in speed. It is possible to have torque increase in a low speed range though the acoustic noise may also increase.

The base driver section is an amplifier for switching the six inverter transistors to produce the required pulse widths. The signal from the regulator is isolated by an optical coupler. The output of the optical coupler is current amplified by a drive transistor which supplies the required base driver to the power transistor. These base drivers require an isolated power supply that is supplied by additional secondaries of the driver transformer.

The controller fault section monitors selected signals within the controller and generates an IET fault signal whenever the following signals exceed preset limits:

- D-C bus voltage (621 VDC nominal) exceeds 800 volts.
- D-C bus current exceeds 200% of full load current.
- Regulator A-C input voltage (28 VAC nominal) is not within +15%, -15%.
- Regulator D-C power supply (± 12 VDC nominal) is 9.6 volts or less.
- Function Loss input is open.
- Input phase loss occurs.

The output of the IET circuit turns OFF the regulator in a controlled manner by turning off the sequencing control, the ramp control and the PWM modulator. This redundancy assures the controller turns OFF when a fault occurs. The controller can only be reset by pressing the Stop switch or turning power OFF and then ON again. If an external IET contact is required, an external IET contact (form C) is available by adding the Customer Interface Module Kit.

The sequencing section is the interface between the regulator and the Start/Stop inputs from the operator's control devices. Input circuits for Start/Stop, Run/Jog and Function Loss are isolated by an RR relay and an isolated secondary winding. The Start/Stop switch picks up the RR relay if the function loss input is closed. Contacts from the RR relay are connected to the sequence logic as a start/stop input.

There are two Stop modes: coast-to-rest and ramp-to-rest. The normal Stop mode is coast-to-rest set with Dip Switch 1SW(3) in the OFF position. This stop mode instantly turns OFF the controller and the motor coasts to rest. If the controller is restarted while the motor is still in motion, an IET may occur.

The ramp-to-rest Stop mode is set with Dip Switch 1SW(3) in the ON position. With this setting the Stop switch will cause a ramp-to-rest. With this method the controller can be restarted while the motor is still in motion without causing an IET because the motor voltage and frequency are kept under control until the motor stops rotating. A Coast-Stop pushbutton must be provided to the function loss input.

Opening the function loss input causes an IET, which instantly turns OFF the controller causing the motor to coast to a rest. To restart, the Stop switch must be pressed to reset the IET, and the motor must be completely stopped. Then the Start switch is pressed to start the controller.

Normally, the Run/Jog switch is in RUN. In the Jog mode, the run relay (RR) will not latch by pressing the Start switch. Therefore, the controller operates only while the Start switch is held in.

Fundamentals of Controller Operator's Controls

Start/Stop Control

With power ON, pressing the Start switch causes the motor to accelerate to the speed determined by the speed reference. The length of time for the motor to accelerate to this speed depends on the time set with the Acceleration 1P pot.

Pressing the Stop switch causes the motor to coast to a rest. The standard Stop mode is coast-to-rest, but ramp-to-rest is available.

If the controller is stopped because of an IET, restart by pressing the Stop switch, waiting for the motor to completely stop, and pressing the Start switch.

Speed Control

WARNING

THIS CONTROLLER CAN BE ADJUSTED DOWN TO ZERO SPEED. DO NOT USE THIS ZERO SPEED SETTING TO STOP DRIVEN EQUIPMENT. CHANGING CONDITION COULD RESULT IN UNEXPECTED ROTATION. FAILURE TO SERVE THIS PRECAUTION COULD RESULT IN BODILY INJURY.

The speed of the motor is controlled by the speed reference set with the Speed pot. When the controller is ON and the Start switch is pressed, the motor will accelerate to the speed set with the Speed pot. While the motor is running, the speed can be increased or decreased by turning the Speed pot CW or CCW, respectively. (If speed control is provided by a 4 to 20 mA, 0 to 20 mA, or 0 to 10 VDC process control signal, the speed is increased or decreased by increasing or decreasing the process signal.) The length of time for the motor to accelerate or decelerate to the set speed depends on the time set with the Acceleration 1P pot or Deceleration 2P pot.

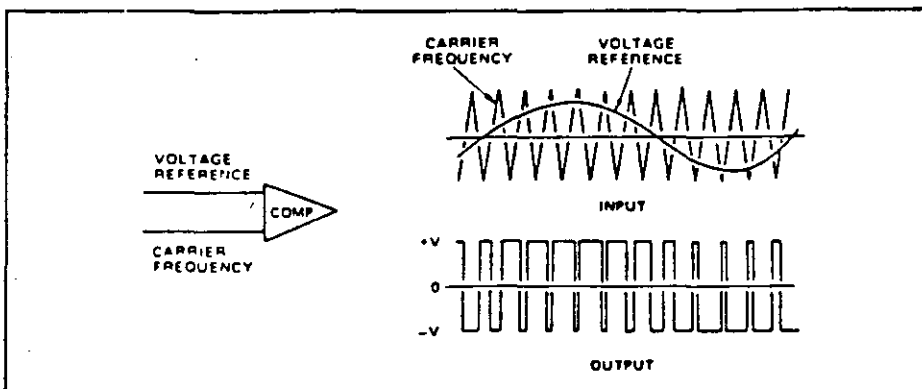


Figure 5-3. Theory of Generating PWM.

Run/Jog Switch

When this switch is in the RUN position, the controller controls motor speed until the Stop switch is pressed. When this switch is in the JOG position, the motor runs only while the Start switch is pressed and held in. Releasing the Start switch stops the controller. The motor will stop in a coast-to-rest or ramp-to-rest mode depending on the mode selected.

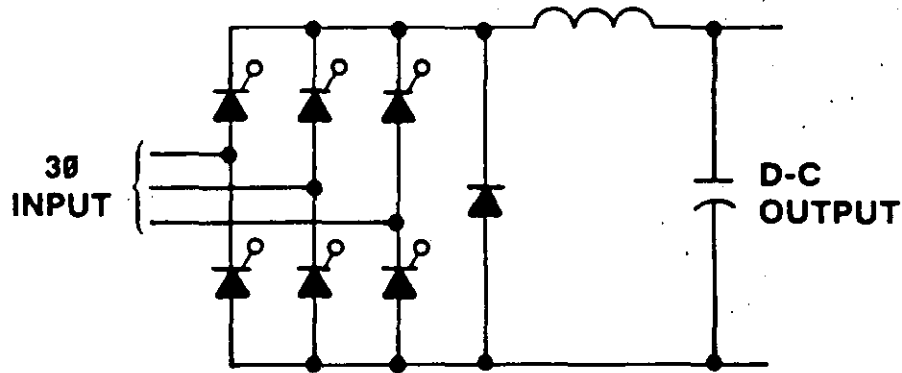
Automatic/Manual Switch (Option)

The Auto/Man switch option changes the speed reference from the Speed pot (MAN) to an external reference from a process control (AUTO). The standard controller includes the means to convert a 4 to 20 mA or 0 to 20 mA signal to 0 to 10 VDC.

Forward/Reverse Switch (Option)

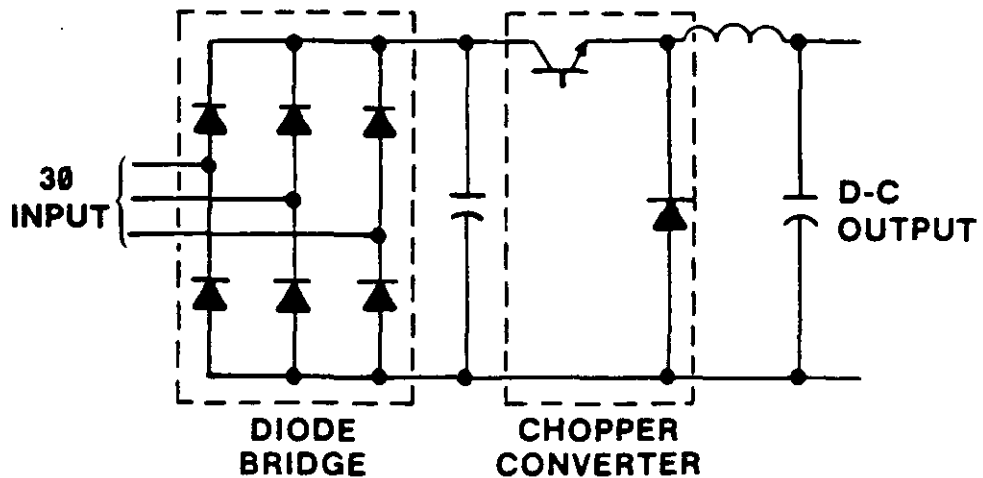
This option is provided for changing motor phase rotation direction electronically. To operate the controller in the REVERSE mode, put the Forward/Reverse switch in the REVERSE position. This can be done while the motor is at full speed in the forward direction. The motor will decelerate to zero speed and then accelerate in the opposite direction to the set speed. Note that the forward/reverse input circuit is not isolated on the controller regulator; if isolation is required, use the CIF option.

Phase Controlled Converter



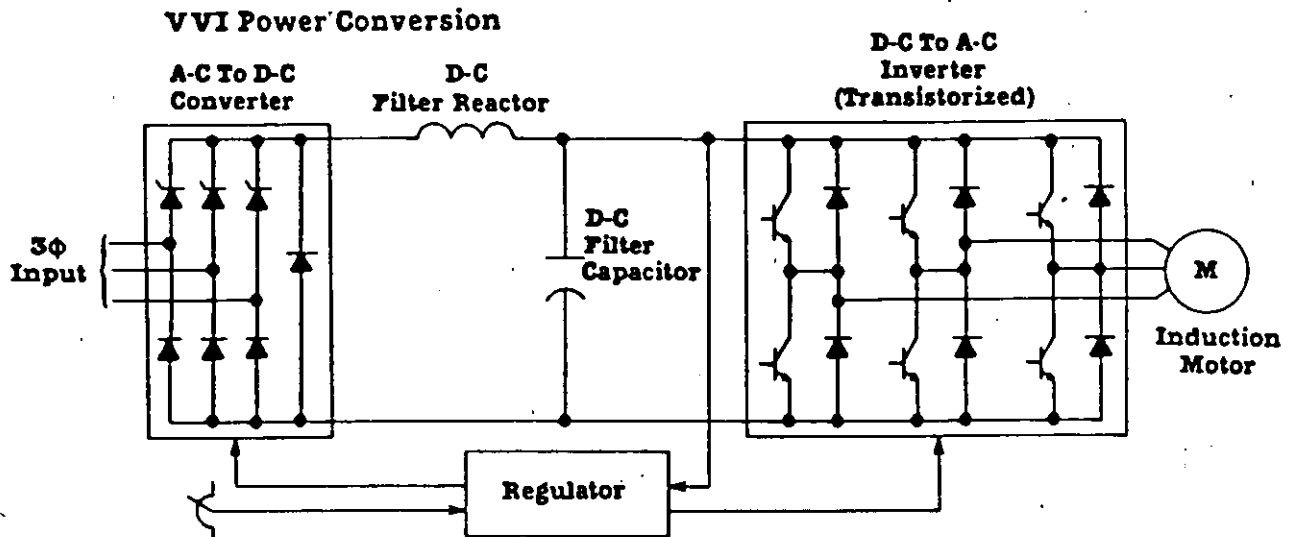
CAN BE USED ON VVI OR CSI CONTROLLERS

Diode/Chopper Converter



CAN BE USED ON VVI OR CSI CONTROLLERS

Variable Voltage Input VVI Technology



Reliance Electric offers a line of basic, transistorized, phase-controlled input VVI drives with ratings from five through 150 horsepower and with voltage ratings at 230, 460 and 575 volts A-C. These controllers will provide the best solution for the majority of general purpose and variable torque applications.

Advantages:

- High efficiency.
- Simplicity (a simple power circuit using power transistors, as well as the simplest type of regulator).
- Low motor heating.
- Low motor acoustic noise.
- Low controller acoustic noise.
- Low output switching frequency allows use of standard power transistors, and operates them at low stress levels.
- Easy application.
- Enhanced reliability.
- Suitable for single or multi-motor applications.

Disadvantages:

- Low speed torque pulsations.
- Not regenerative units.
- Size of DC filters.

Limitations:

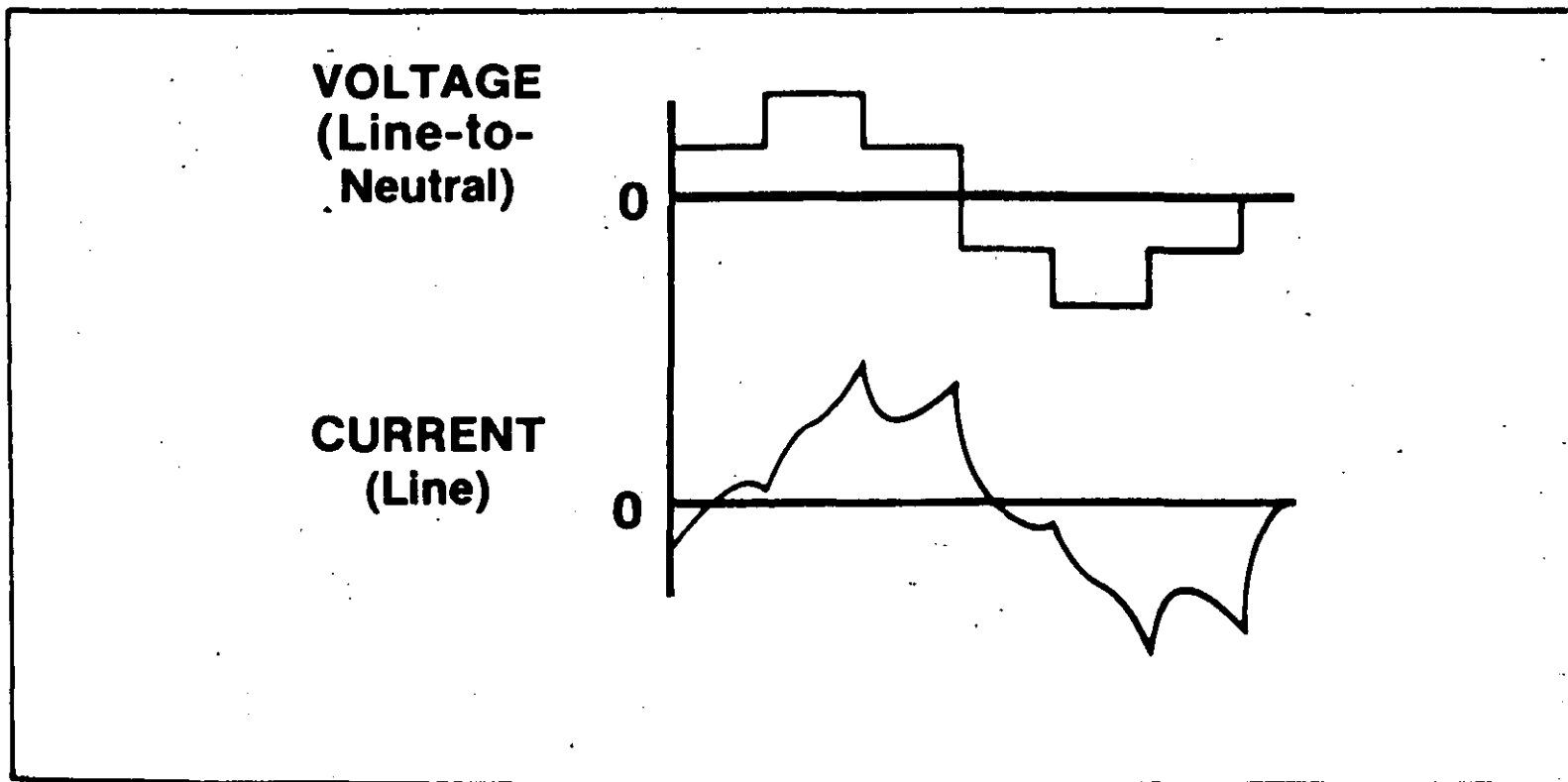
- Potential for line notching and line voltage distortion — characteristics of the phase controlled A-C to D-C converter.
- Power factor that varies directly with operating speed. 96% at top speed, but decreases as speed is reduced.
- Potential for motor cogging at speeds below 10% of base speed.

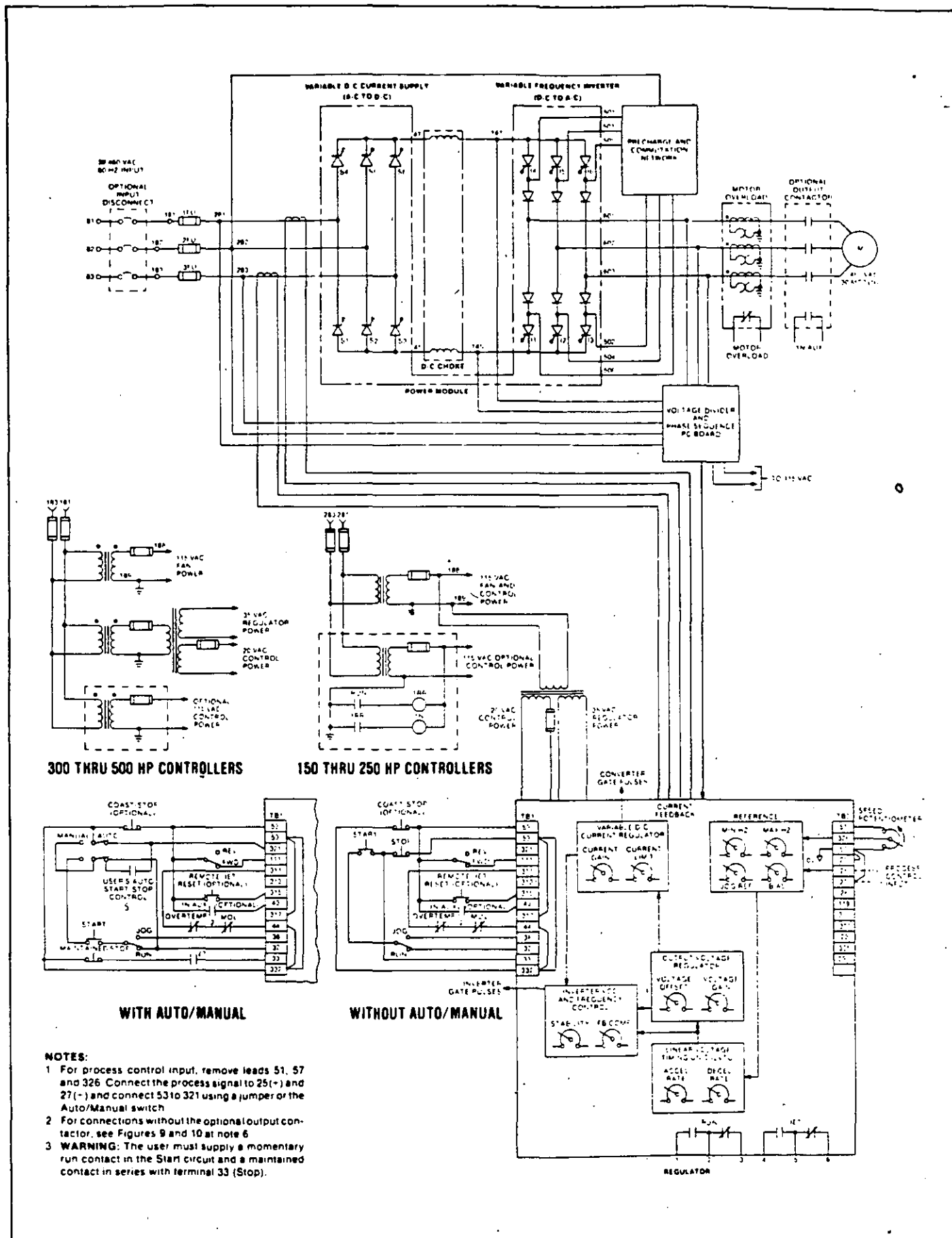
Applications:

- Provides 10:1 speed range.
- Provides the dynamic response required for most standard applications.
- Provides 150% load capability for constant torque applications.
- Provides 110% load capability for variable torque applications.

VVI is the right solution for variable torque pumps and fans and constant torque general purpose applications.

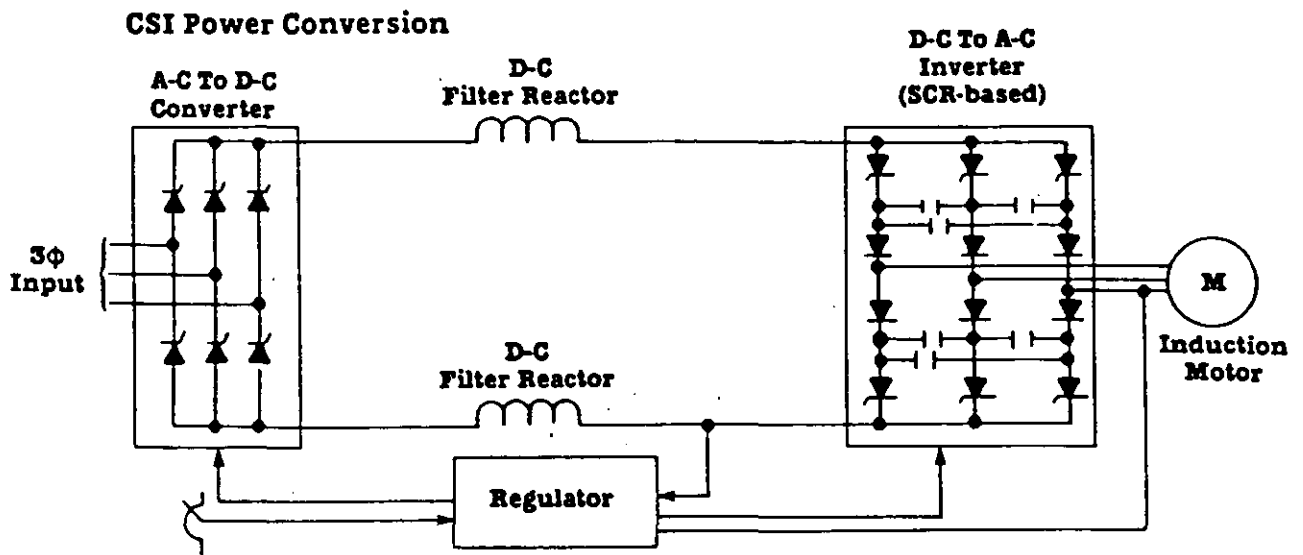
VVI Waveforms





Typical functional block diagram.

Current Source Input (CSI) Technology



The Current Source Input (CSI) controller provides a very simple and reliable power circuit / regulator approach in horsepower above those practically served by power transistors. CSI drives use SCR's in the inverter bridge. Reliance CSI's range from 150 through 500 horsepower and are well suited for both general purpose and variable torque applications.

Advantages:

- Simple power circuit using SCR's.
- Simple regulator (less complex than PWM regulators but slightly more complex than VVI regulators).
- Short circuit protection due to the current control of the regulator.
- Low frequency inverter switches.

- High efficiency, especially for centrifugal loads where efficiency remains high, even at light loads and low speeds.
- Regeneration back to the plant line as standard.

Limitations:

- Controller acoustic noise.
- Potential for line notching and line voltage distortion — characteristics of the phase controlled C to D-C converter.
- Power factor that varies directly with operating speed. 96% at top speed, but decreases as speed is reduced.

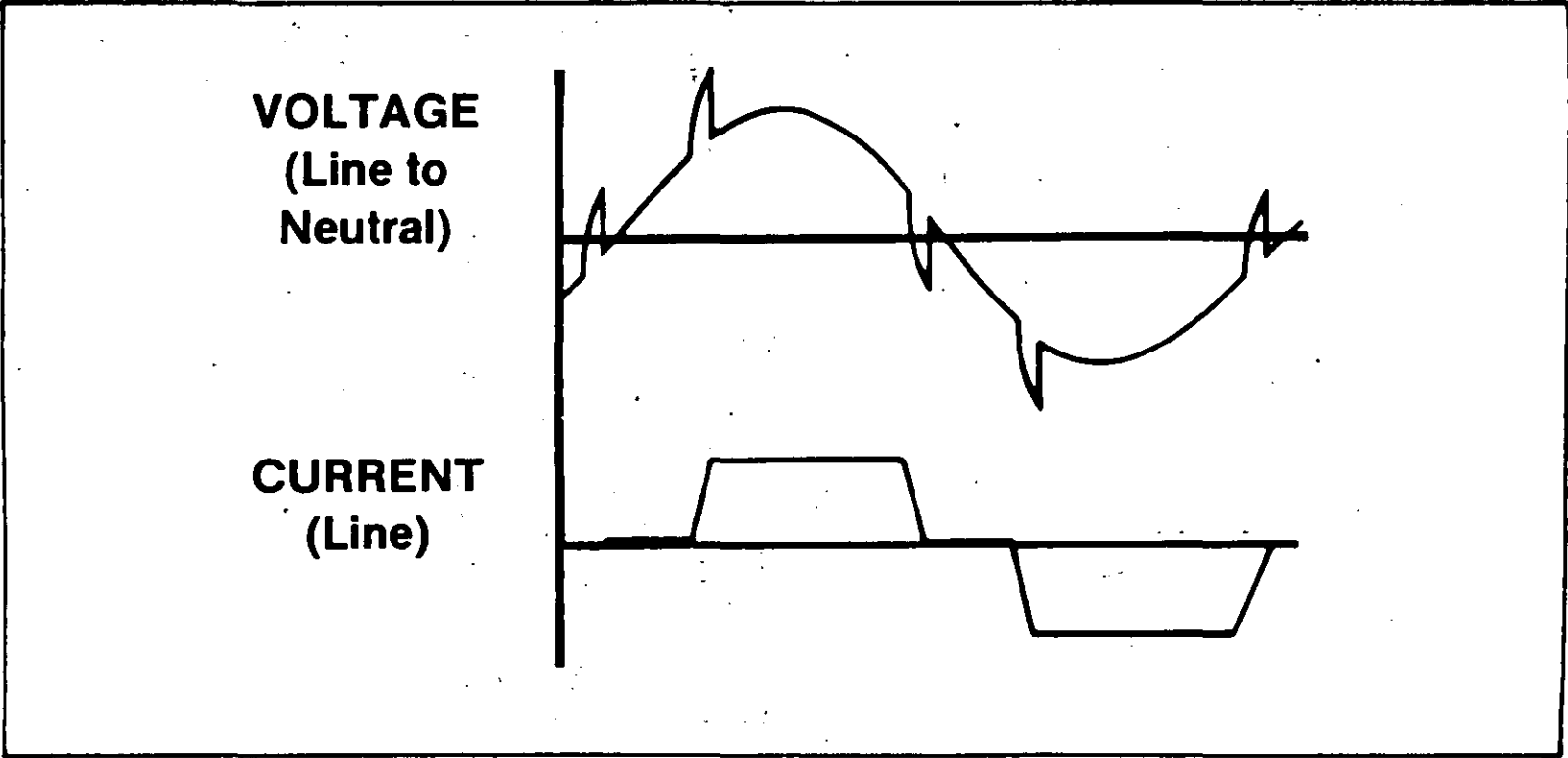
Applications:

- Well suited for both general purpose and variable torque applications in horsepower requiring an SCR-based inverter bridge.

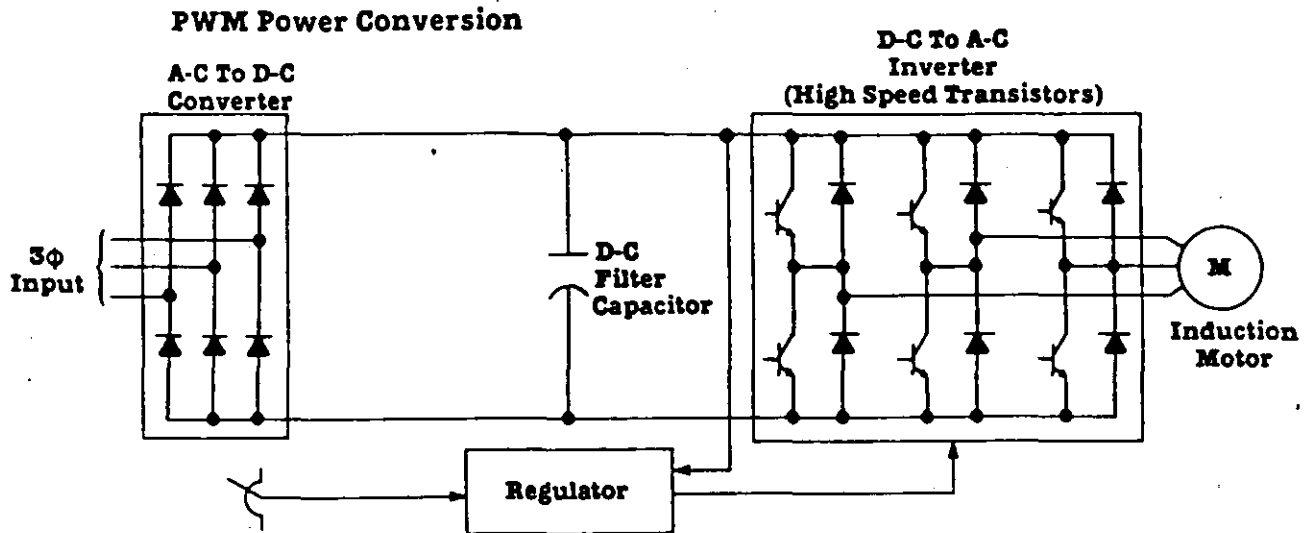
Disadvantages:

- Cannot run motors lower than controller rating.
- Usually single motor controlled

CSI Waveforms



Pulse Width Modulation (PWM) Technology



Pulse Width Modulated (PWM) A-C drives use a fixed diode rectifier to provide fixed voltage D-C to the inverter bridge. Then, in the inverter bridge, high speed power transistors control both voltage and frequency of the power to the motor. It's kind of complex — especially at higher horsepowers and voltages — but offers some unique capabilities for those special applications.

Advantages:

- High dynamic response for high performance applications.
- Very wide speed range, with smooth motor control to and through zero speed.
- Constant displacement power factor of 96% regardless of speed.
- Almost total elimination of line notching.
- Multi-motor capability.
- Smallest DC filter.

Limitations:

- Requires premium grade high speed power transistors — a drawback at higher horsepowers (above about 20 HP).
- High switching rates stress power transistors and motor insulation — especially as horsepower and voltage increase.
- Complex regulator
- Lower overall system efficiencies than with VVI or CSI, especially at low speed or light load.
- Higher motor heating
- Potential for higher motor acoustic noise.
- Line voltage distortion, a characteristic of the fixed diode rectifier front end.

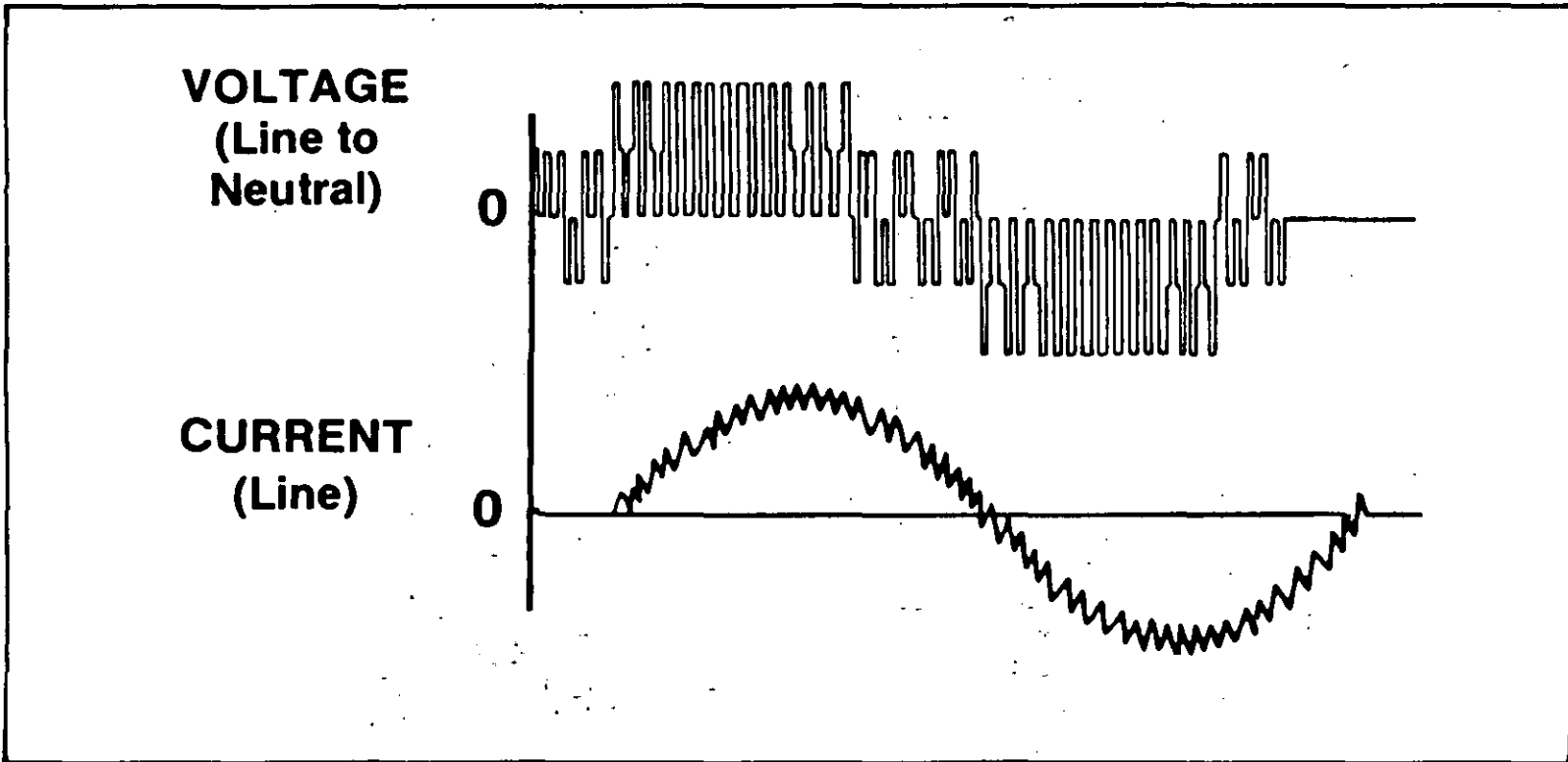
Applications:

- Special purpose applications requiring high dynamic response or motor control to zero speed.
- General purpose applications at low horsepowers where premium grade transistors are readily available and where issues of stress and acoustic noise are more readily solved.

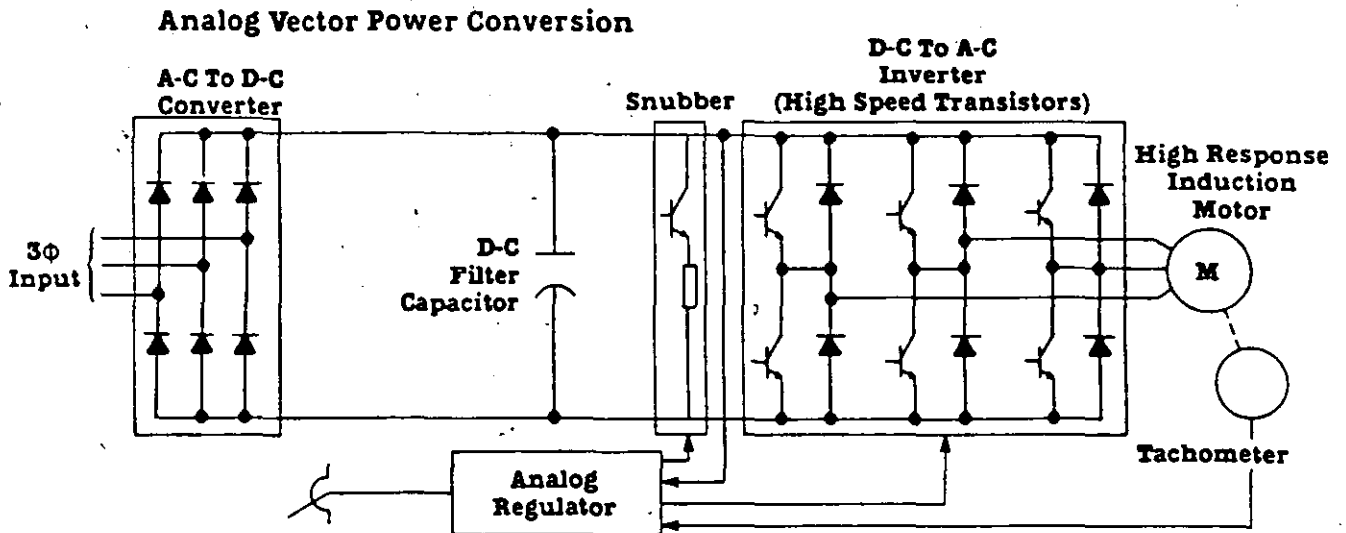
Disadvantages:

- Not regenerative units.

PWM Waveforms



Analog Vector Control



Analog Vector control combines a high performance PWM controller with an analog regulator incorporating a "motor torque vector" strategy. The result is Vectrive; providing very high response control of power-matched induction motors for constant torque applications through 30 KW.

Advantages:

- High dynamic response for constant torque applications.

- Compact packaging.
- Regeneration to the D-C bus for snubbing or sharing by other Vectrives on the bus.

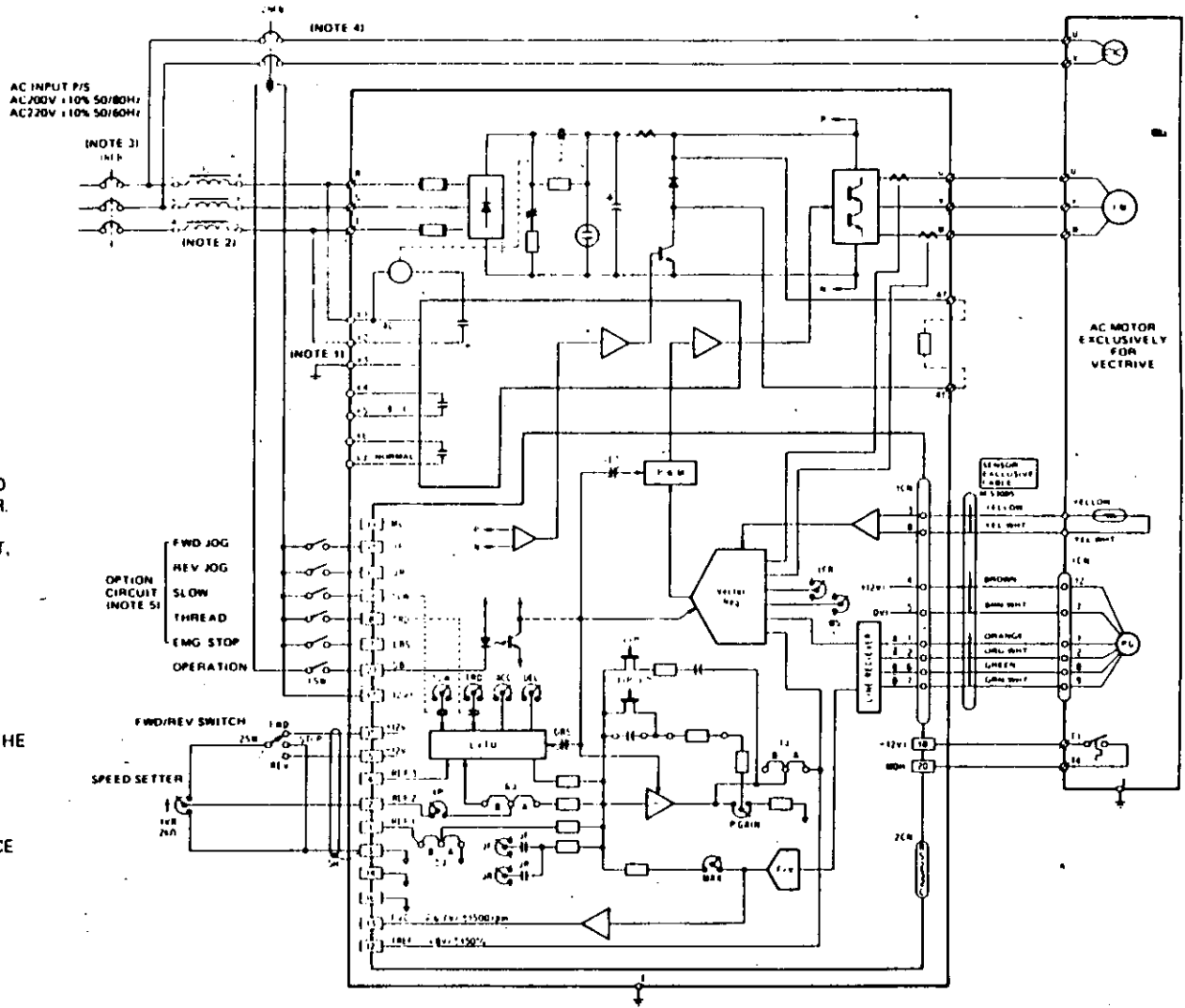
Limitations:

- Complex power circuits.
- Complex regulator.

Applications:

- Very high response velocity control or positioning applications through 30 KW.

DIAGRAMS AND PARTS ARRANGEMENT
Standard Diagram



(NOTE 1)
BE SURE TO CONNECT CONTROL
POWER SUPPLY X1 WITH R; X2
WITH T.

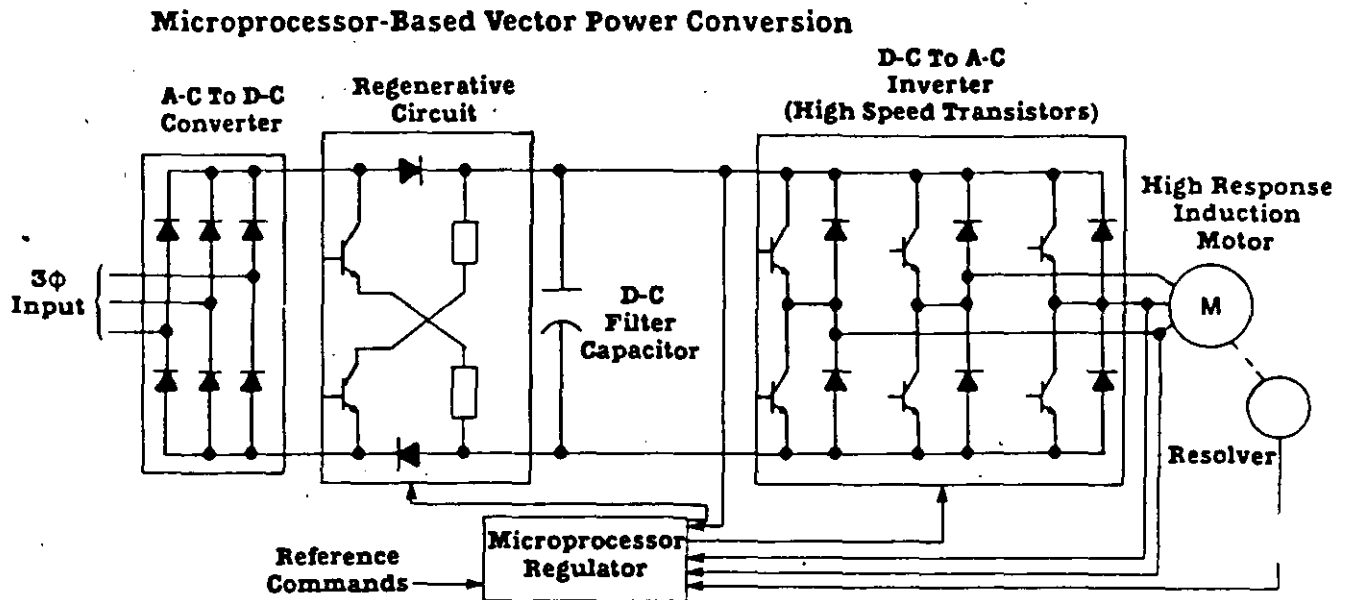
(NOTE 2)
REACTOR INSERTION RECOMMENDED
TO IMPROVE INPUT POWER-FACTOR.
WHEN REACTORS INSERTED, USE
TERMINALS U, V AND W AS INPUT,
X, Y AND Z AS OUTPUT.

(NOTE 3)
SEE "BREAKER SELECTION CHART"
SEPARATELY PREPARED.

(NOTE 4)
FOR STANDARD MOTORS WHICH
CAPACITY IS MORE THAN 11KW, THE
COOLING FAN MOTOR IS 3-PHASE.

(NOTE 5)
PROVIDE AN INTERLOCK, WHEN
NECESSARY, WITH OTHER SEQUENCE
CIRCUIT (OPTION).

Microprocessor-Based Vector Control



The Reliance VC-90 Vector Control uses microprocessor-based PWM technology with a "motor torque vector" control strategy to achieve high dynamic response from a performance matched induction motor. This definite purpose product is specifically intended for use in machine tool spindle applications through 40 horsepower.

Advantages:

- High dynamic response.
- Both constant torque and constant horsepower capability.
- High motor speeds (to 6000 RPM).

- Regeneration to the plant line.
- Extensive diagnostics and customizing capability due to the microprocessor.
- Compact size.
- Full motor control through zero speed

Limitations:

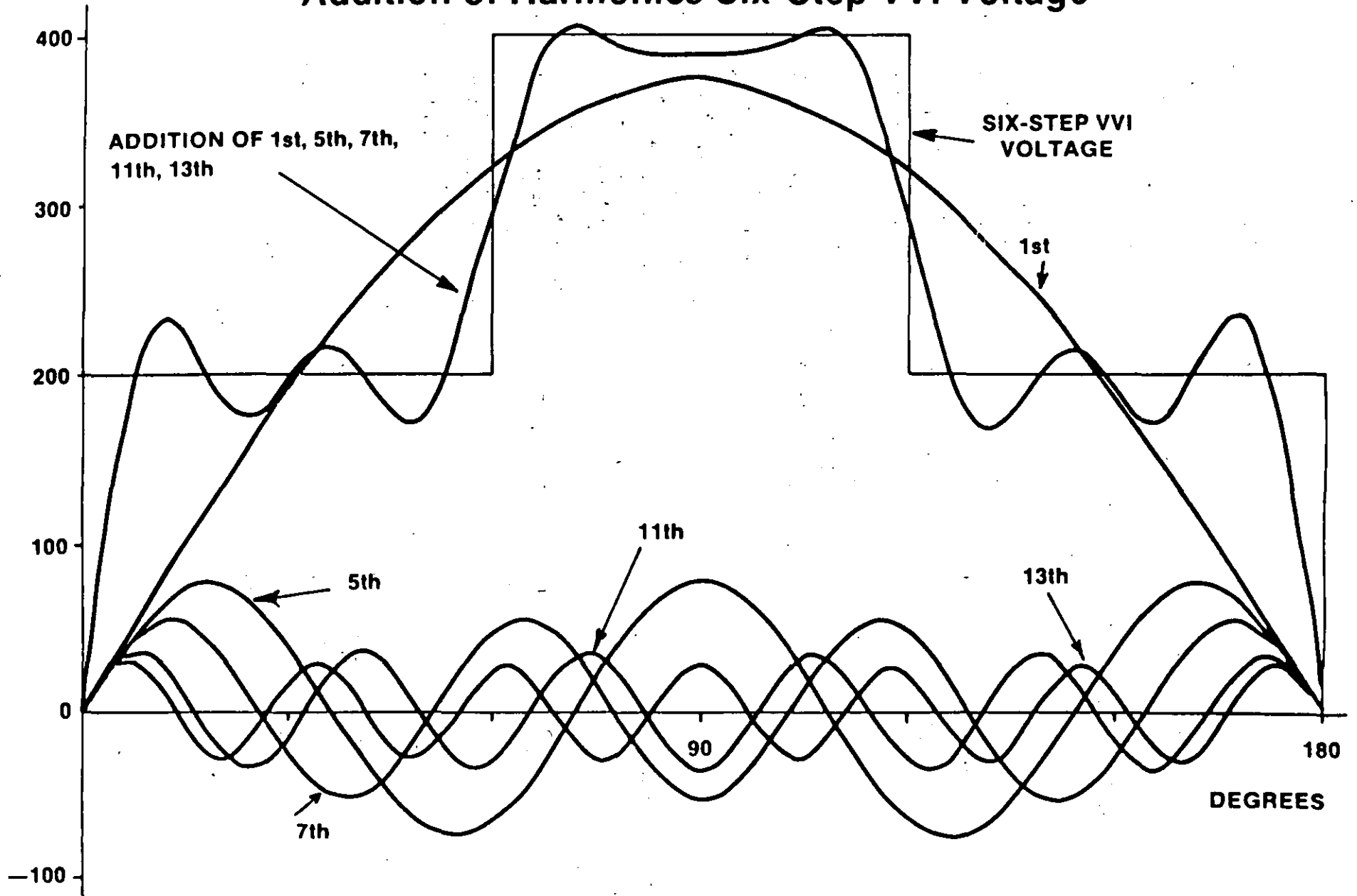
- Highly complex power circuit.
- Highly complex regulator.

Applications:

- Machine tool spindle applications.

Harmonics

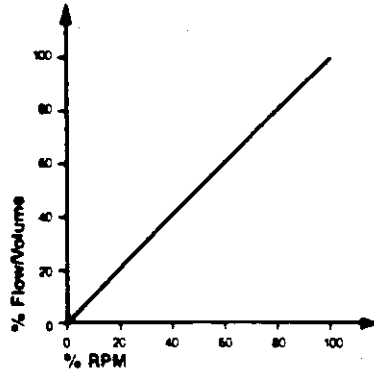
Addition of Harmonics Six-Step VVI Voltage



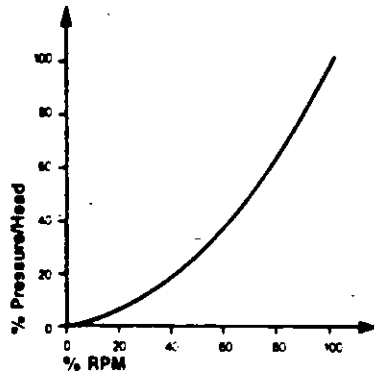
WHY ADJUSTABLE SPEED FOR ADJUSTABLE FLOW OR VOLUME?

Electric utility rates have increased dramatically over the years and are expected to continue to rise. In this energy conscious climate centrifugal pumps, fans and compressors have become a focal point in reducing energy consumption. This fact has come about in part due to the unique physical laws governing a centrifugal pump, fan, or compressor relationship of volume, pressure, input HP to speed, as shown in the charts below.

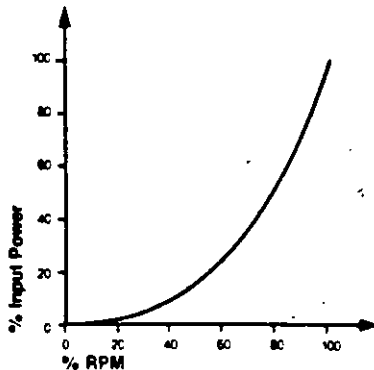
FLOW/VOLUME VS. SPEED



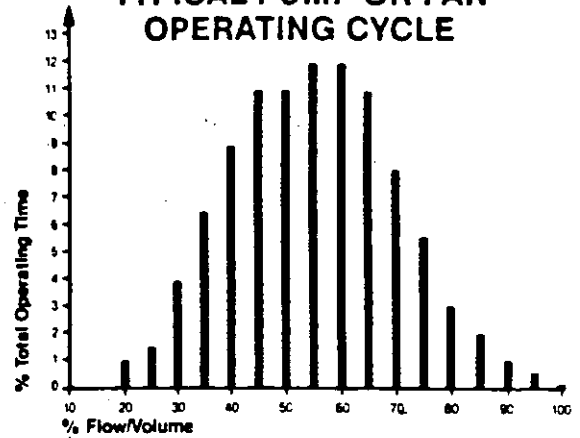
PRESSURE/HEAD VS. SPEED



INPUT POWER VS. SPEED



TYPICAL PUMP OR FAN OPERATING CYCLE



This operating cycle, above, would necessitate some form of flow/volume control such as a throttling valve, bypass valve, outlet damper or inlet guide vane.

The Variable Torque A-C V★S Drive product line has been developed to replace those less efficient flow and volume control devices with a solid-state adjustable-frequency controller and performance-matched energy efficient motor. These drive packages take advantage of the basic physical laws and operating cycle of centrifugal applications. The result is a significant reduction in energy consumption.

The curves on the following pages show the potential energy saving advantages of Variable Torque A-C V★S Drives over throttling devices operating in centrifugal pumping and fan applications.

Variable Torque A-C V★S Drives offer additional benefits such as:

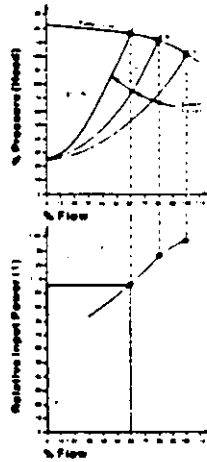
- Improved efficiency over standard efficiency motors and controllers.
- Longer pump seal life.
- Reduced pump impeller wear.
- Less vibration and noise.
- No power surge during start-up.

All this makes Reliance Variable Torque A-C V★S Drives the logical choice for flow/volume control in centrifugal applications.

PUMP APPLICATIONS

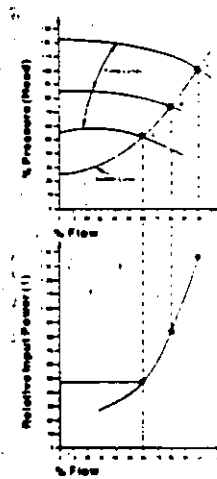
THROTTLING VALVE CONTROL

The throttling or flow control valve is mounted on the discharge side of the pump. Flow is controlled by opening and closing this valve. Closing the valve modifies the "System" curve by increasing the friction head, thereby, reducing flow. Points A, B, and C show three different valve settings. The curve in the lower graph shows input power requirements at those three settings.



VARIABLE TORQUE A-C V³S DRIVE CONTROL

Point A, top graph, shows pump output flow and pressure at full speed operation. Points B and C are at reduced speeds. Since volume varies as the speed and power consumption varies as the cube of the speed, input power is sharply reduced as shown by the bottom chart. Power savings is proportional to the difference of the shaded areas of the two graphs.

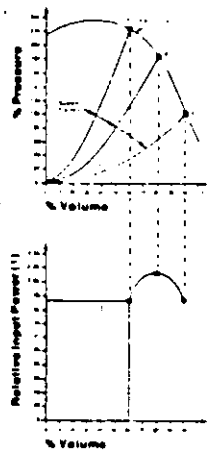


(1) Relative input is the electrical power supplied to the drive system with the basis that 100% output power is supplied by the pump or fan at 100% speed which produces 100% flow, or volume, for an unthrottled system. This input power value includes the inefficiencies of the pump or fan, motor, and controller which raise this value above unity for 100% flow.

FAN APPLICATIONS

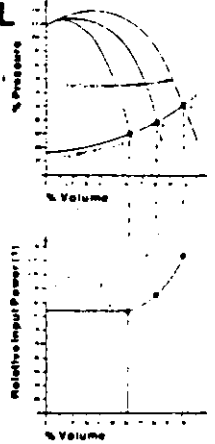
OUTLET DAMPER CONTROL

The outlet damper is mounted in the air stream on the outlet side of the fan. Closing the damper will reduce volume but also increase pressure. Points A, B, and C in the top graph show volume and pressure at three different damper settings. The energy required to produce a given volume is shown by following the dotted lines to the lower graph of input power versus volume.



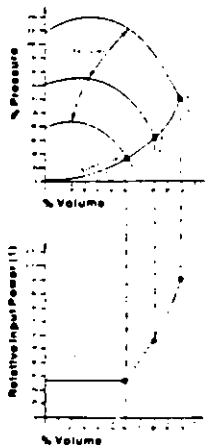
INLET GUIDE VANE CONTROL

The principle of this system's operation is to impart a pre-spin to the air entering the fan wheel by altering the pitch of the vane. This results in a family of performance curves corresponding to vane angles. The top graph depicts pressure and volume at three different vane angles. The relation of volume to input power saving is shown by extensions of the lines down from points A, B, and C to lower graph.



VARIABLE TORQUE A-C V³S DRIVE CONTROL

Point A, top graph, shows fan volume and pressure at full speed operation. Points B and C are at reduced speed and power consumption varies as the cube of speed, power requirements at Points B and C are very sharply reduced. This speed-to-input power relationship is shown by the lines extended downward to this system's input power curve. Again, the power savings is proportional to the difference of the shaded areas.



CONTROLLER SELECTION

SIZING THE A-C V★S DRIVE CONTROLLER

The capabilities of the A-C V★S Drive controller are determined by its equivalent sinewave output current rating. The controller chosen must have a continuous sinewave current rating equal to or more than the maximum motor load current.

SINGLE MOTOR RATINGS FOR 6 TO 60 Hz CONTROLLERS

6 to 60 Hz controllers, when used to power single NEMA design B motors, will generally have the stated horsepower capabilities as shown in the engineering data section for the various controllers. Note that all references to HP are for single motor standard NEMA B-1.0 service factor induction motors only. Contact your Reliance Sales Office for application assistance if other motors are to be used.

GENERAL SIZING METHOD FOR USE WITH INDUCTION MOTORS

To size the 6 to 60 Hz controller for multiple motor applications or for any applications for the 6 to 120 Hz controller, the following procedure is used.

1. Examine the motor to be driven and determine motor full-load amperes at 230, 460 or 575 volts. Determine the total full-load current requirements for all motor(s) to be driven from the controller.
2. To the current determined in step one above, add the high currents of any overloads which may exist - acceleration peak load, etc., - and determine maximum short-term load at 230, 460 or 575 volts. (Note: Motor acceleration is by linear time-rate acceleration control. Therefore, locked-rotor amperes normally associated with across-the-line starting of A-C motors are not encountered.)
3. Select the A-C V★S Drive controller rating from the table whose sinewave current capacity will support the currents calculated in the above steps.
4. If other than NEMA B - 1.0 Service Factor induction motors are to be used, contact your Reliance Electric Sales Office for application assistance.

MOTOR SELECTION

GENERAL INFORMATION

Standard 60 Hertz A-C motors of various types are suitable for operation with the A-C V★S Drive. In some cases the existing motor, or motor normally sized for a given fixed-speed application, can be directly applied to the A-C V★S Drive. It is essential that the user understand the nature of the application in terms of load characteristics, speed range and drive requirements as they relate to the A-C drive system so that the proper combination of motor and controller can be selected for optimum drive performance.

Although standard A-C motors can be operated from the A-C V★S Drive controller, the Reliance Electric Duty Master XE® High Efficiency motor offers significantly better performance than other standard A-C motors. This can be seen from the following graphs. Because of the wider continuous torque operating speed range of the XE motor, the use of this motor can frequently result in a lower priced A-C V★S Drive package because it may not be necessary to oversize the controller to obtain the desired drive performance.

The following motor performance graphs represent the maximum *continuous* capability of the respective motors when operated with the Reliance Electric A-C V★S Drive controllers. Since motors are frequently sized larger by the user than the actual horsepower required to provide some performance safety margin, the actual performance required of the motor may be less than 100% full load capability. This should be considered in using the data on the graphs.

SIZING THE MOTOR

The following procedure gives a conservative, engineering-based approach for sizing and selecting standard 60 Hertz fixed-speed A-C motors for use with the A-C V★S Drive controller.

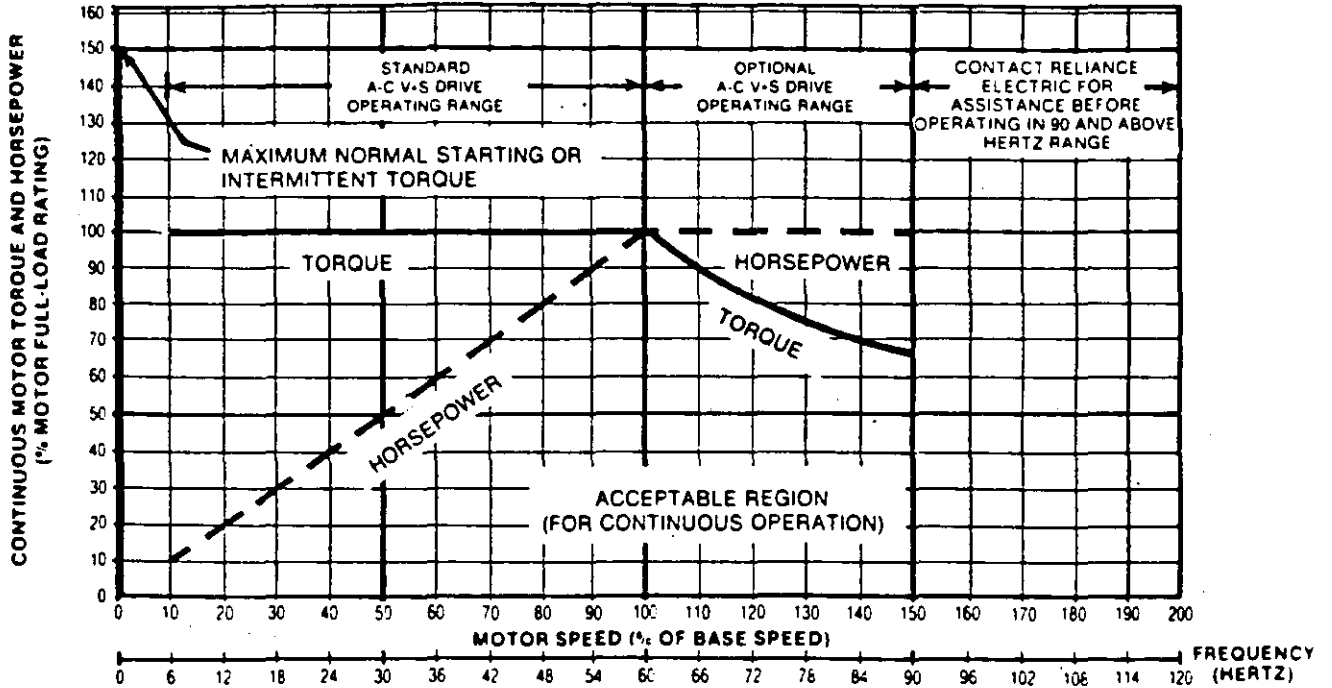
1. Determine the drive motor output horsepower and continuous torque over the total speed range and the starting torque requirements.
2. Select the type of motor to be used. The following performance graphs are for the following typical Reliance motors. (Many of these motors are listed in the A-C V★S Drive section of the price pages. Other motors are listed in the A-C Motor section of the Reliance Price and Data Book.)
 - a. Duty Master XE High Efficiency.
 - b. Standard Efficient Duty Master NEMA B, Class F Insulated (all enclosures).
 - c. Standard Efficient Duty Master NEMA B, Class B Insulated (all enclosures).
3. Using the following graphs for the type of motor selected, confirm that the required load torque from the motor selected falls within the "acceptable region" of the graph. If the motor performance requirements for the application do not exceed the capacities noted on the appropriate graph, the motor may be used without modification. If the motor performance requirements exceed the capacity as shown on the graph, select successive higher horsepower motors until the application requirements fall within the "acceptable region."

NOTE: the use of a larger horsepower motor in order to meet the thermal requirements of the motor may require a larger controller because of the potentially higher currents drawn by the motor. Contact your Reliance Electric Sales Office for application assistance.

GRAPHS 1 THROUGH 6 SHOW TYPICAL CONTINUOUS MOTOR PERFORMANCE for constant torque to motor base speed and constant horsepower above base speed.

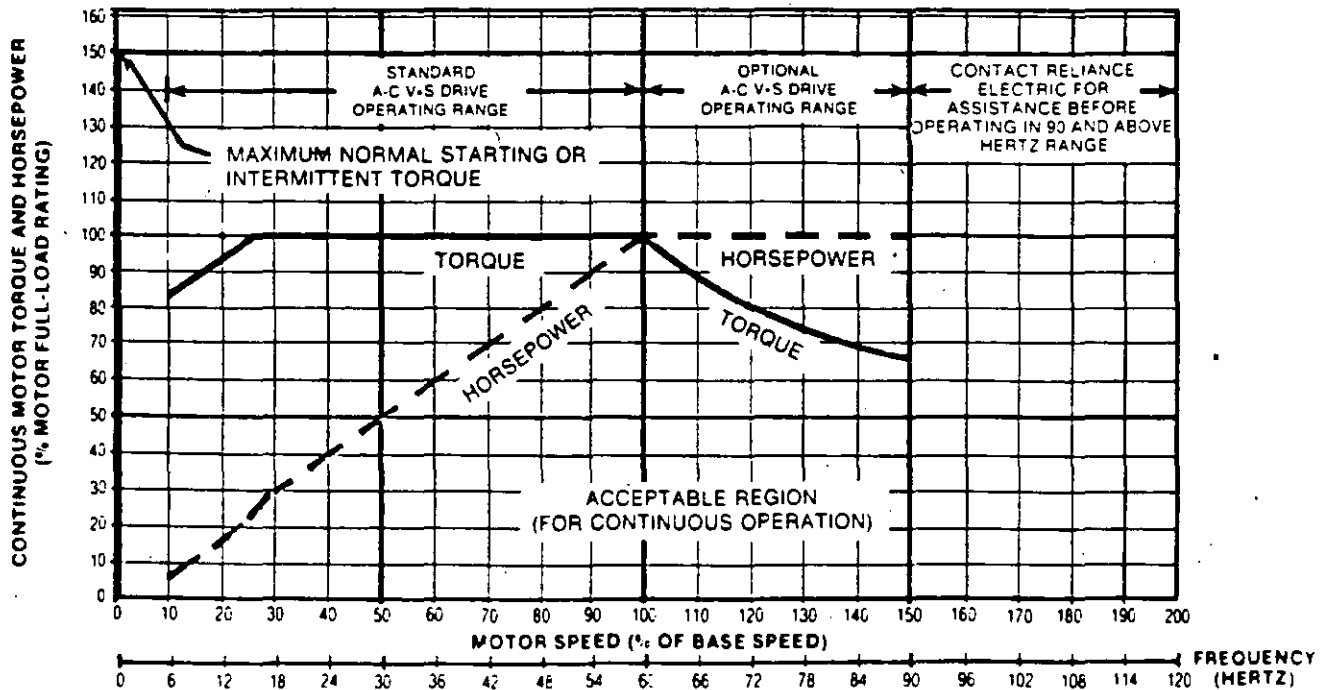
GRAPH 1. RELIANCE XE MOTOR UP TO 3 HP AND STANDARD DUTY TENV MOTOR, CLASS F INSULATION, UP TO 1 HP.

The Reliance XE Motor comes standard with Class F insulation. Therefore, these motors will have Class F insulation temperature rise when applied according to Graph 1.



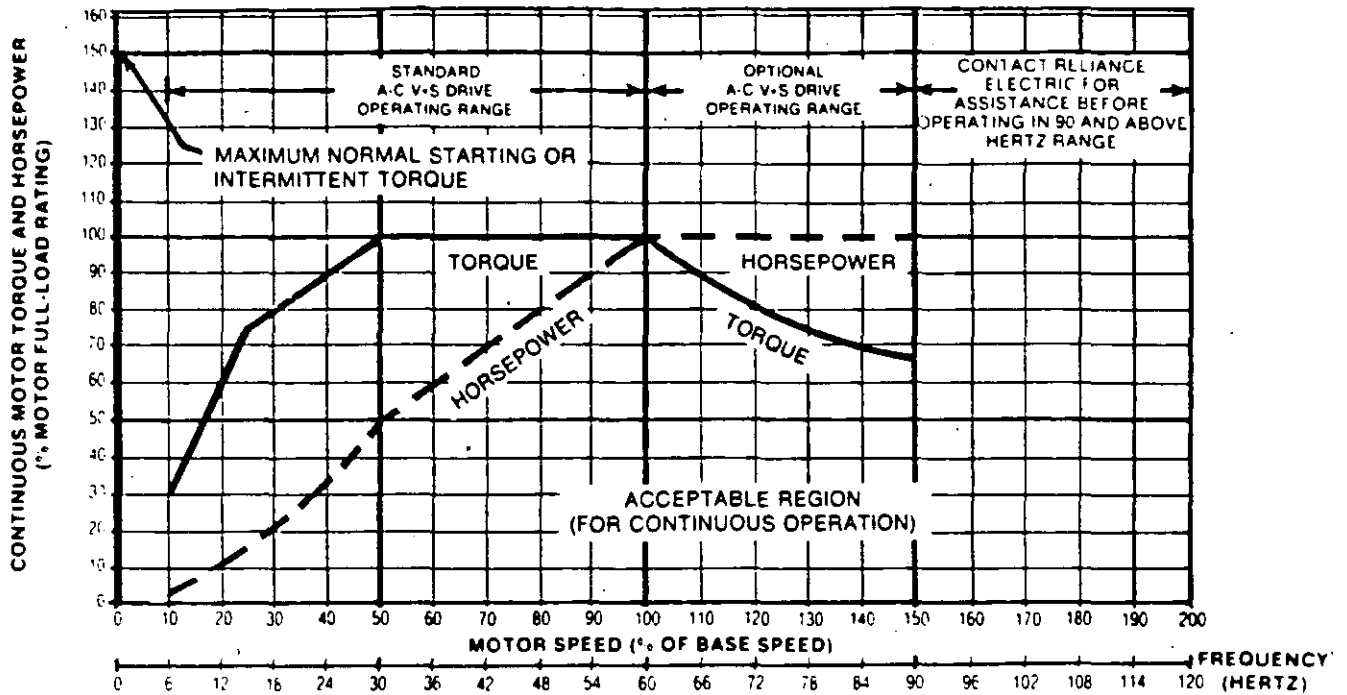
GRAPH 2. RELIANCE XE MOTOR ABOVE 3 HP.

The Reliance XE Motor comes standard with Class F insulation. Therefore, these motors will have Class F insulation temperature rise when applied according to Graph 2.

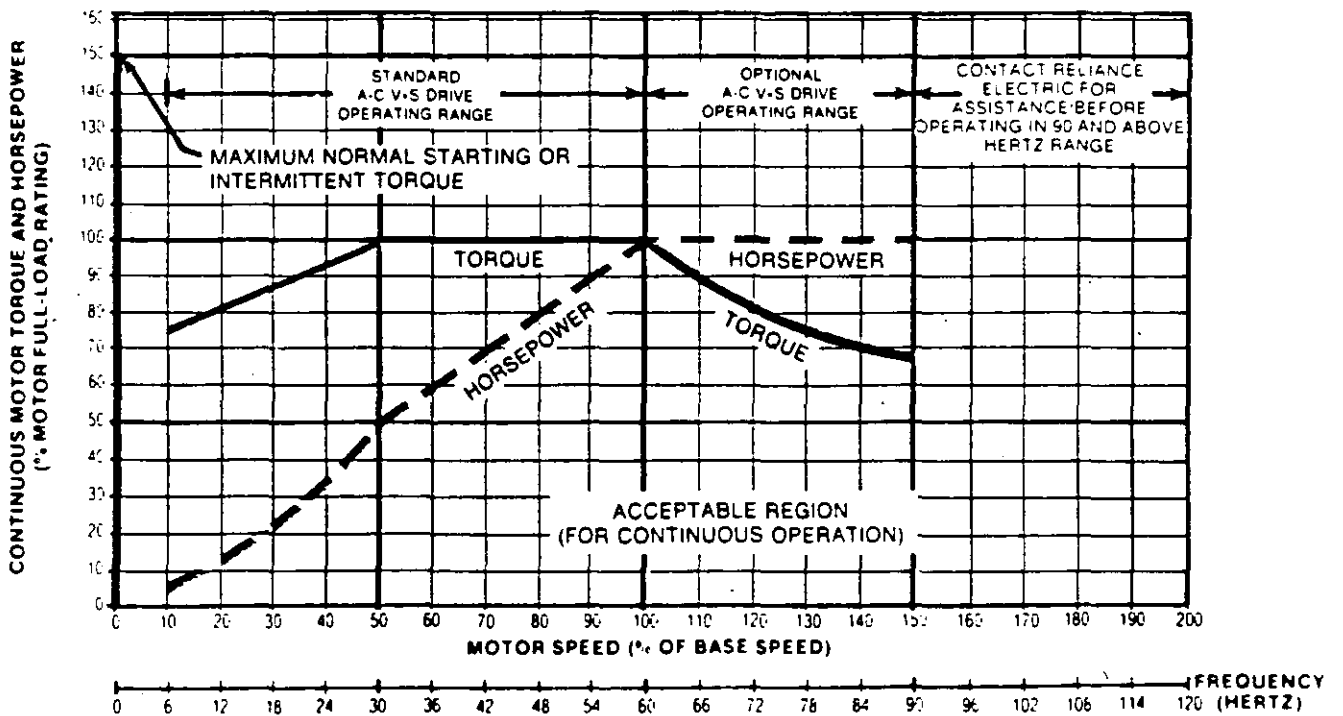


GRAPH 3. RELIANCE STANDARD DUTY MOTOR, CLASS F INSULATION, UP TO 3 HP.

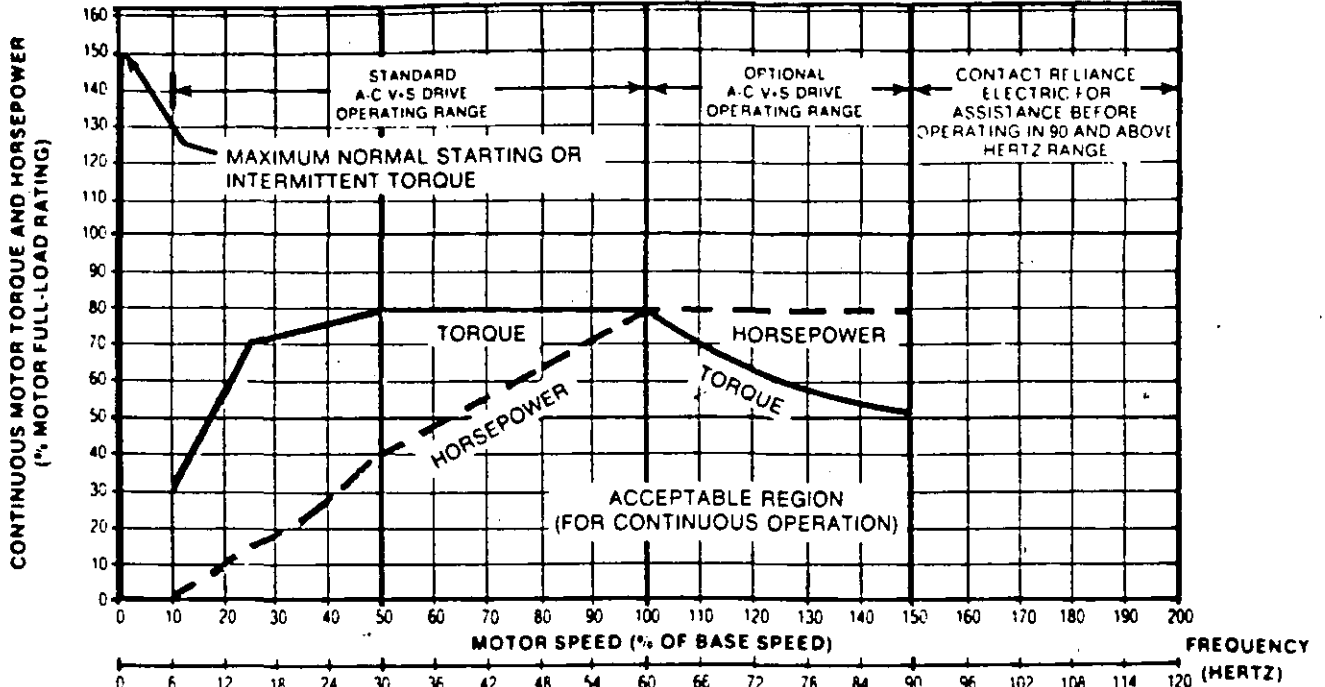
Includes all ratings and enclosures except the TENV up to 1 HP which are included on Graph 1.



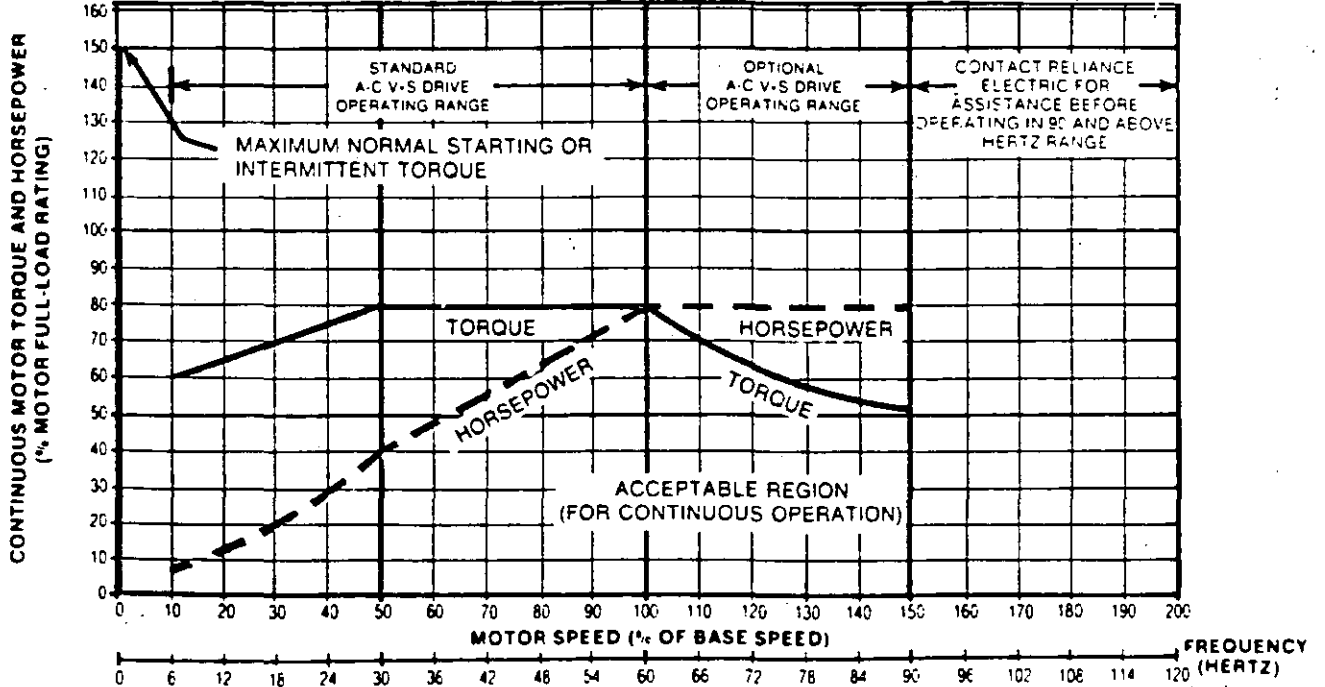
GRAPH 4. RELIANCE STANDARD DUTY MOTOR, CLASS F INSULATION, ABOVE 3 HP



GRAPH 5. RELIANCE STANDARD DUTY MOTOR, CLASS B INSULATION, UP TO 3 HP.



GRAPH 6. RELIANCE STANDARD DUTY MOTOR, CLASS B INSULATION, ABOVE 3 HP.



CONSTANT TORQUE ABOVE MOTOR BASE SPEED

It is not recommended that standard 60 Hertz A-C motors be operated at constant torque above 60 Hertz because the torque produced by the motor is significantly less than rated full-load torque

with little or no torque at 120 Hertz. In addition, the mechanical limitations of the motor may also limit its use at speeds approaching twice base speed.

For assistance in applying A-C V* S Drives to applications requiring constant torque above motor base speed, contact your Reliance Electric Sales Office for application assistance.





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

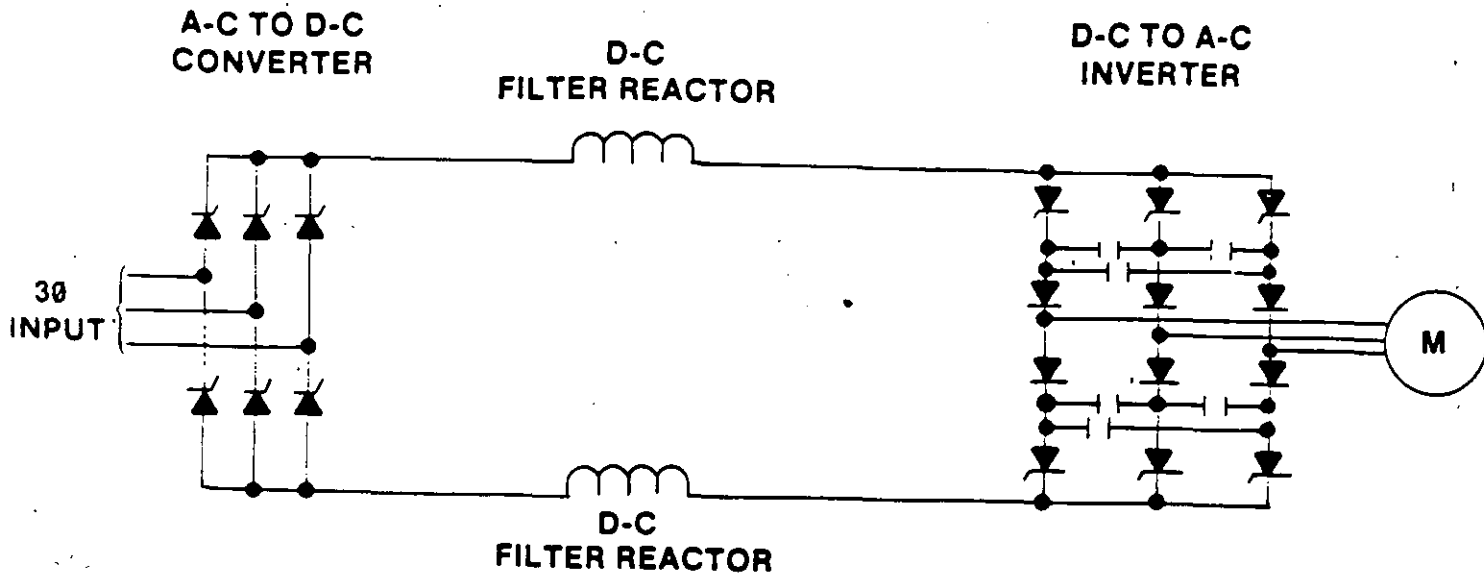
CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
Del 21 de septiembre al 1° de octubre de 1992

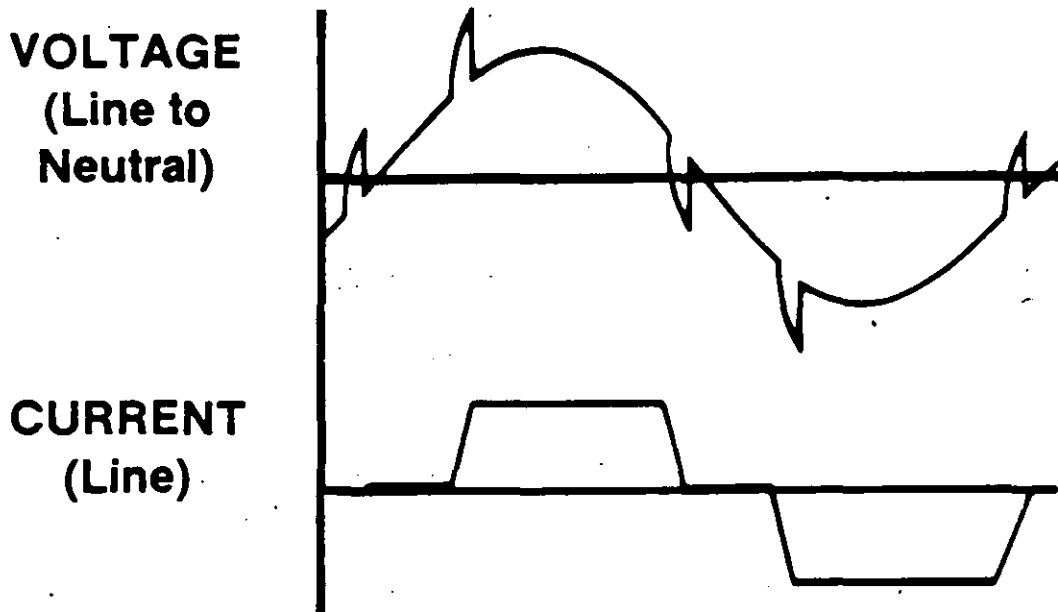
A N E X O

SEPTIEMBRE - 1992

CSI Power Conversion



CSI Waveforms



VVI Controller Advantages

- **Adaptable to transistor/GTO technology**
- **Ease of applying motors up to controller rating**
- **Multi-motor capability**
- **Simplest regulator**
- **Moderate motor heating and noise**
- **Low frequency inverter switches**

VVI Controller Disadvantages

- **Poor input power factor**
- **Low speed torque pulsations**
- **Not regenerative**
- **Size of D-C filter**

CSI Controller Advantages

- **Simplest SCR-type power circuit**
- **Inherent short circuit capability**
- **Moderate motor heating and noise**
- **Inherent regeneration capability**
- **Low frequency inverter switches**


CSI Controller Disadvantages

- **Requires closed loop control which requires semi-complex regulator**
- **Cannot run motors lower than controller rating**
- **Usually single motor controller**
- **Poor input power factor**
- **Size of D-C filter**
- **Low speed torque pulsations**
- **Cannot withstand an open circuit under load**

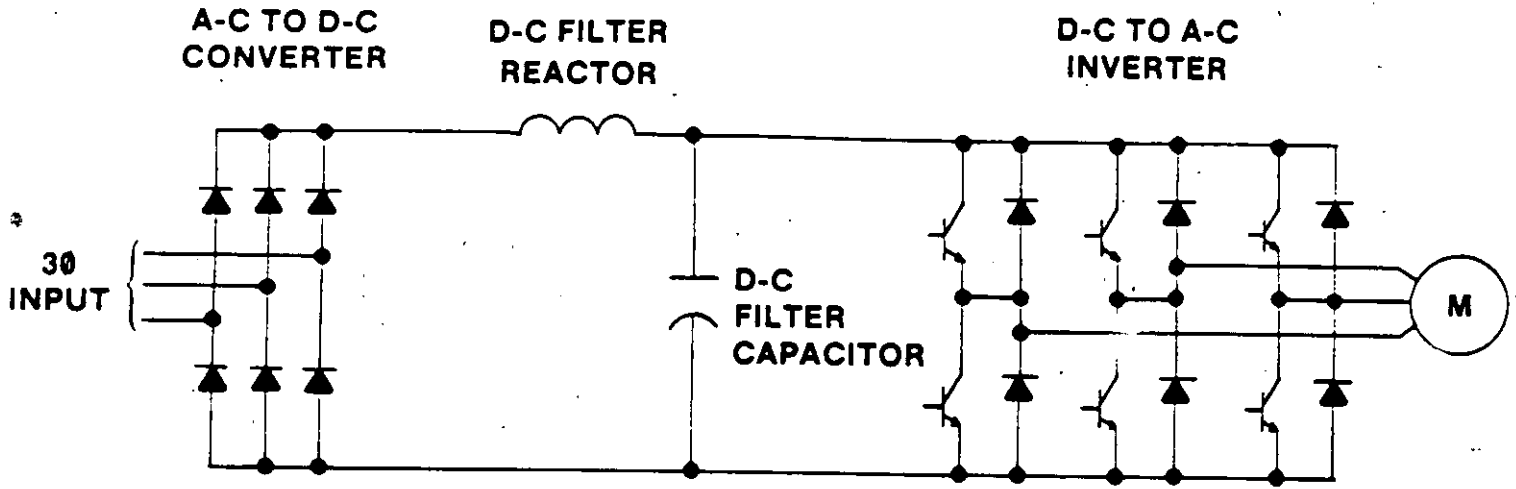
PWM Controller Advantages

- **Adaptable to transistor/GTO technology**
- **Ease of applying motors up to controller rating**
- **Multi-motor capability**
- **Smallest D-C filter**
- **Smooth low speed operation**
- **High input power factor**

PWM Controller Disadvantages

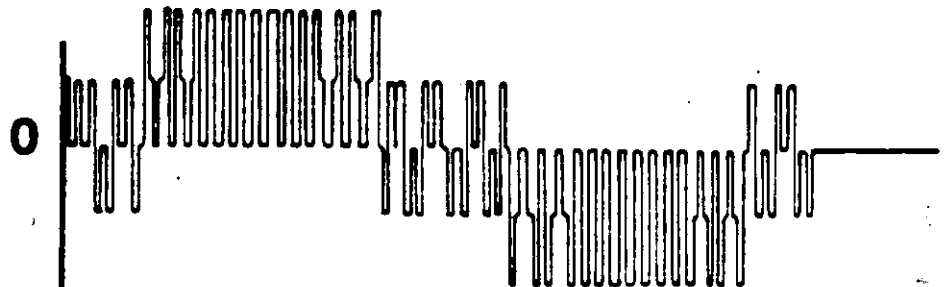
- **Most complex regulator**
 - **High frequency switches required in inverter**
 - **Higher motor heating and noise**
 - **Not regenerative**
- 

PWM Power Conversion

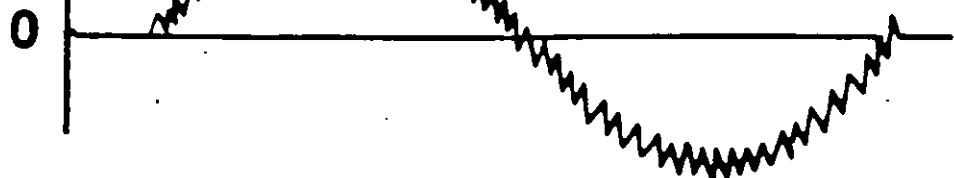


PWM Waveforms

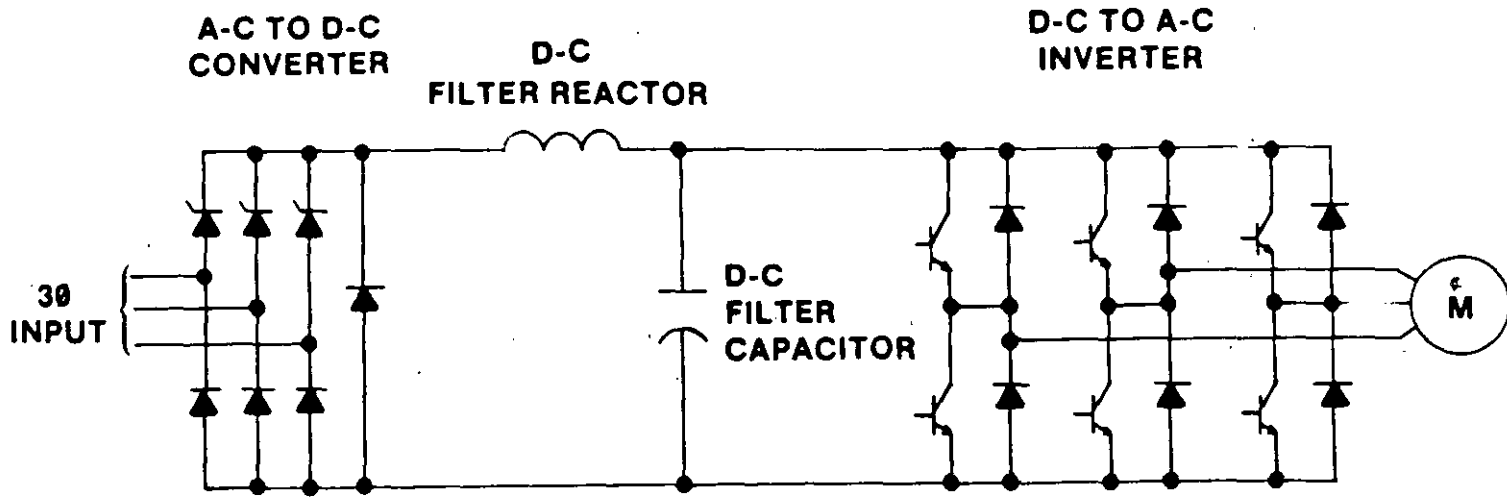
VOLTAGE
(Line to Neutral)



CURRENT
(Line)



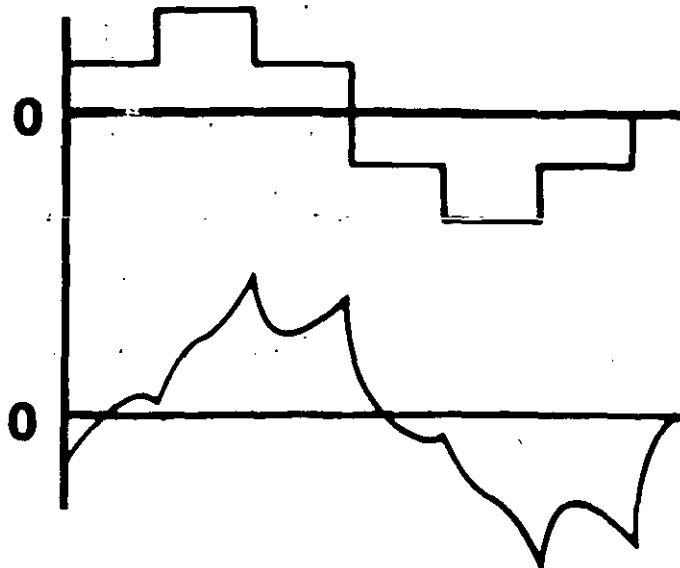
VVI Power Conversion



VVI Waveforms

VOLTAGE
(Line-to-Neutral)

CURRENT
(Line)



Motor Characteristics

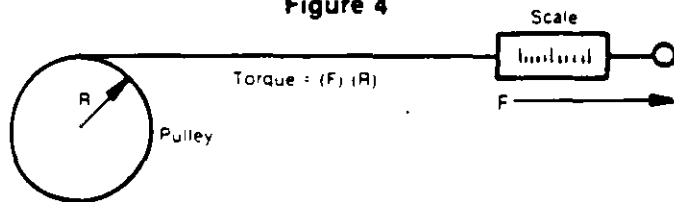
$$\text{Speed} \propto \frac{K \times \text{Frequency}}{\text{Poles}}$$

$$T \propto \phi \text{ Air Gap} \propto \frac{\text{Volts}}{\text{Hz}}$$

MEASURING REQUIRED TORQUE

If the amount of torque required to drive a machine cannot be determined from the builder, it can be easily measured by one of two methods (1) Use a torque wrench to turn the driven shaft and observe the indicated torque (2) Fasten a pulley to the driven shaft, secure one end of a cord to the pulley, and wrap the cord around the pulley. Figure 4 Attach a simple spring scale to the exposed end. Pull on the scale enough to turn the shaft, and observe the highest reading on the scale. Then multiply this value by the radius of the pulley to get the torque

Figure 4



CALCULATING ACCELERATING TORQUE FOR ROTARY MOTION

High inertia loads frequently require higher torques for acceleration than is required to maintain a desired running speed.

The formula to calculate acceleration torque of a rotating member

$$T = \frac{(WK^2)N}{308t}$$

Where:

T = Accelerating torque (lb-ft)

WK² = Total inertia (lb-ft²) that the motor must accelerate. This value includes motor armature, reducer and load.

N = Change in speed required (RPM).

t = Time to accelerate load (seconds).

The same formula can also be used to determine the minimum accelerating time of a given drive

$$t = \frac{(WK^2) (N)}{308T}$$

NOTE: Many drives have 150% load capability for 1 minute, which may allow the required additional accelerating torque to be obtained without increasing the drive horsepower rating

CALCULATING ACCELERATING FORCE FOR LINEAR MOTION

The following formula may be useful to calculate the approximate accelerating force required for linear motion. However, before sizing the drive, add the torque required to accelerate the motor armature, gears, pulleys, etc., to the linear-motion accelerating force converted to torque.

$$\text{Acceleration Force (F)} = \frac{WV}{1933t}$$

Where:

W = Weight (lb)

V = Change in Velocity (FPM)

t = Time (seconds) to accelerate weight

CALCULATING HORSEPOWER

For rotating objects:

$$Hp = \frac{TN}{63,000} \quad \text{where: } T = \text{Torque (lb-in)} \\ N = \text{Speed (RPM)}$$

or:

$$Hp = \frac{TN}{5250} \quad \text{where: } T = \text{Torque (lb-ft)} \\ N = \text{Speed (RPM)}$$

For objects in linear motion

$$Hp = \frac{FV}{396,000} \quad \text{where: } F = \text{Force (lb)} \\ V = \text{Velocity (IPM)}$$

or:

$$Hp = \frac{FV}{33,000} \quad \text{where: } F = \text{Force (lb)} \\ V = \text{Velocity (FPM)}$$

For pumps

$$Hp = \frac{(GPM) \times (\text{Head in feet}) \times (\text{Specific Gravity})}{3960 \times (\text{Efficiency of Pump})}$$

For fans and blowers

$$Hp = \frac{CFM \times (\text{Pressure in Pounds/Sq. Ft})}{33,000 \times \text{Efficiency}}$$

OTHER USEFUL FORMULA

Torque = Force x Radius

Reflected WK² through a reducer (gear or belt)

$$= \frac{WK^2 \text{ of Load}}{(\text{Reduction Ratio})^2}$$

$$RPM = \frac{FPM}{.262 \times \text{Diameter (Inches)}}$$

FOR A-C INDUCTION MOTORS:

$$\text{Synchronous RPM} = \frac{\text{Hertz} \times 120}{\text{No. Poles}}$$

$$\text{Percent Slip} = \frac{\text{Synchronous RPM} - \text{Full Load RPM} \times 100}{\text{Synchronous RPM}}$$

HORSEPOWER OUTPUT AT VARIOUS SPEEDS FOR CONSTANT TORQUE DRIVES

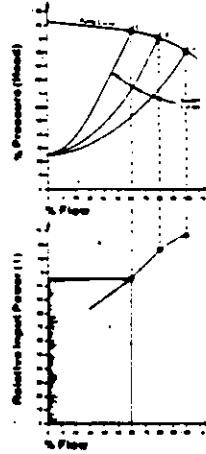
Drive HP Rating at 1750 Base Speed	HP Rating at Various Motor Output rpm							Output Torque at all Speeds (lb-in. at Motor Shaft)
	1750	875	350	175	87.5	43.75	24.00	
1/4	250	125	0500	0250	0125	0063	0034	9.0
1/3	333	167	0667	0333	0167	0083	0046	12.0
1/2	500	250	100	0500	0250	0125	0069	18.0
3/4	750	375	150	0750	0375	0188	0103	27.0
1	1.00	500	200	100	0500	0250	0137	36.0
1 1/2	1.50	750	300	150	0750	0375	0206	54.0
2	2.00	1.00	400	200	1000	0500	0274	72.0
3	3.00	1.50	600	300	1500	0750	0411	108.0

V3S DRIVES

PUMP APPLICATIONS

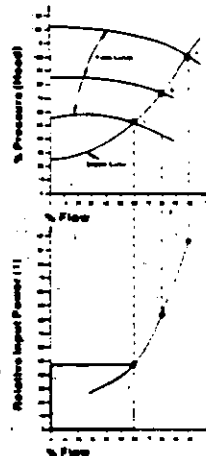
THROTTLING VALVE CONTROL

The throttling or flow control valve is mounted on the discharge side of the pump. Flow is controlled by opening and closing this valve. Closing the valve modifies the "System" curve by increasing the friction head, thereby, reducing flow. Points A, B, and C show three different valve settings. The curve in the lower graph shows input power requirements at those three settings.



VARIABLE TORQUE A-C V★S DRIVE CONTROL

Point A, top graph, shows pump output flow and pressure at full speed operation. Points B and C are at reduced speeds. Since volume varies as the speed and power consumption varies as the cube of the speed, input power is sharply reduced as shown by the bottom chart. Power savings is proportional to the difference of the shaded areas of the two graphs.

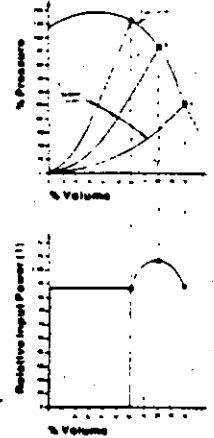


(1) Relative input is the electrical power supplied to the drive system with the basis that 100% output power is supplied by the pump or fan at 100% speed which produces 100% flow, or volume, for an unthrottled system. This input power value includes the inefficiencies of the pump or fan, motor, and controller which raise this value above unity for 100% flow.

FAN APPLICATIONS

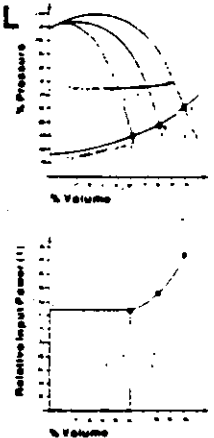
OUTLET DAMPER CONTROL

The outlet damper is mounted in the air stream on the outlet side of the fan. Closing the damper will reduce volume but also increase pressure. Points A, B, and C in the top graph show volume and pressure at three different damper settings. The energy required to produce a given volume is shown by following the dotted lines to the lower graph of input power versus volume.



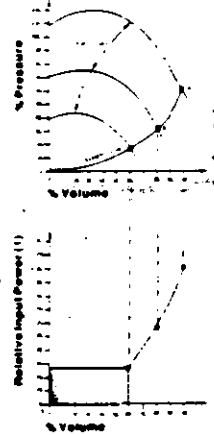
INLET GUIDE VANE CONTROL

The principle of this system's operation is to impart a pre-spin to the air entering the fan wheel by altering the pitch of the vane. This results in a family of performance curves corresponding to vane angles. The top graph depicts pressure and volume at three different vane angles. The relation of volume to input power saving is shown by extensions of the lines down from points A, B, and C to lower graph.



VARIABLE TORQUE A-C V★S DRIVE CONTROL

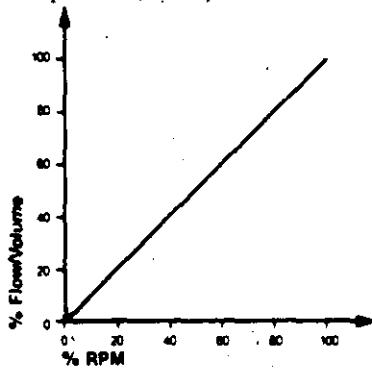
Point A, top graph, shows fan volume and pressure at full speed operation. Points B and C are at reduced speed and power consumption varies as the cube of speed, power requirements at Points B and C are very sharply reduced. This speed-to-input power relationship is shown by the lines extended downward to this system's input power curve. Again, the power savings is proportional to the difference of the shaded areas.



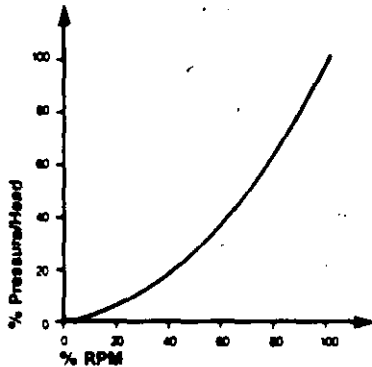
WHY ADJUSTABLE SPEED FOR ADJUSTABLE FLOW OR VOLUME?

Electric utility rates have increased dramatically over the years and are expected to continue to rise. In this energy conscious climate centrifugal pumps, fans and compressors have become a focal point in reducing energy consumption. This fact has come about in part due to the unique physical laws governing a centrifugal pump, fan, or compressor relationship of volume, pressure, input HP to speed, as shown in the charts below.

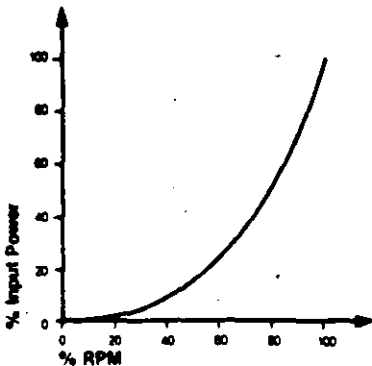
**FLOW/VOLUME
VS.
SPEED**



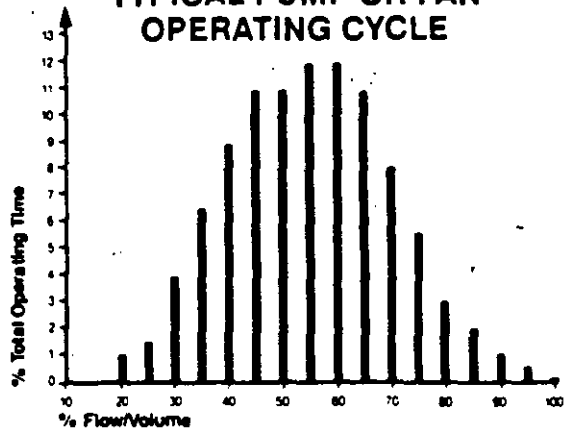
**PRESSURE/HEAD
VS.
SPEED**



**INPUT POWER
VS.
SPEED**



**TYPICAL PUMP OR FAN
OPERATING CYCLE**



This operating cycle, above, would necessitate some form of flow/volume control such as a throttling valve, bypass valve, outlet damper or inlet guide vane.

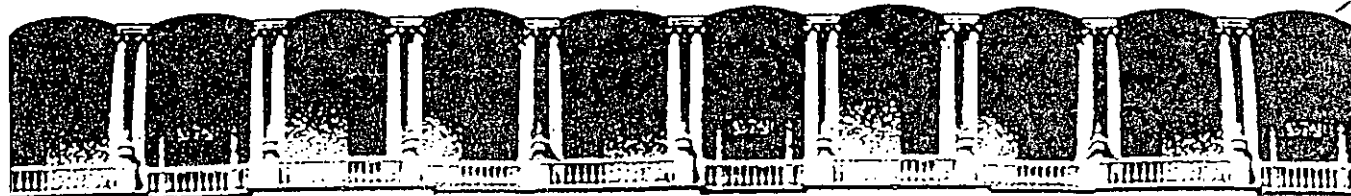
The Variable Torque A-C V★S Drive product line has been developed to replace those less efficient flow and volume control devices with a solid-state adjustable-frequency controller and performance-matched energy efficient motor. These drive packages take advantage of the basic physical laws and operating cycles of centrifugal applications. The result is a significant reduction of total energy consumption.

The curves on the following pages show the potential energy saving advantages of Variable Torque A-C V★S Drives over throttling devices operating in centrifugal pumping and fan applications.

Variable Torque A-C V★S Drives offer additional benefits such as:

- Improved efficiency over standard efficiency motors and controllers.
- Longer pump seal life.
- Reduced pump impeller wear.
- Less vibration and noise.
- No power surge during start-up.

All this makes Reliance Variable Torque A-C V★S Drives the logical choice for flow/volume control in centrifugal applications.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

SELECCION: POTENCIA DE TRABAJO

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ

SEPTIEMBRE - 1992

I N D I C E

INTRODUCCION	1
1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS	3
1.1 CARACTERISTICAS DE LA CARGA MECANICA	4
1.2 CARGAS FLUCTUANTES	12
2. SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO	14
2.1 DISEÑO A, B, C, D Y F, NORMALIZADOS	15
2.2 APLICACIONES	29

INTRODUCCION

INTRODUCCION

Durante la etapa del desarrollo de los sistemas eléctricos, el sistema de C. A. avanzó sobre el sistema de C. D., gracias a la facilidad de transmitir la potencia eléctrica a grandes distancias, propiciando el diseño de motores de C. A. para su utilización directa. De esta forma, aparecieron los motores polifásicos de inducción y síncronos para el accionamiento de carga mecánica. Las características de estos motores ya han sido descritas, dentro de ellas mencionaremos su velocidad, que es constante en el motor síncrono bajo cualquier condición de carga, y constante en el motor de inducción para una condición de carga y si ésta cambia, el rotor opera con deslizamiento modificando su velocidad, pero en un rango muy pequeño para una variación amplia de carga, que puede ser desde carga nula hasta su plena carga, por tal razón se les considera también de velocidad fija. Cuando en un proceso se requería velocidad variable, se recurría al motor de C. D., empleando un grupo motor-generador en la conversión de C. A. a C. D. para energizarlo; posteriormente aparecieron los sistemas de rectificación estática.

Paralelamente al desarrollo de los sistemas eléctricos "corría" el desarrollo industrial, en sus inicios y aún en una etapa muy avanzada, la "Selección del tipo de motor mas adecuado" no era rigurosa, pues no se disponía de una amplia gama de diseños en motores. Como ejemplo, recordemos las primeras factorías que, con un solo motor accionaban todas las cargas, siendo su capacidad la suma de todas ellas, así, un eje con varias poleas era accionado por dicho motor y las cargas se acoplaban y desacoplaban manualmente a través de ingeniosos mecanismos. En México, todavía se llega a ver este tipo de instalaciones, como los talleres en minas antiguas y parcialmente en algunas industrias de molienda en general

ta velocidad es constante, por lo tanto, entenderemos por potencia nominal a la potencia que demanda una carga dada, a su velocidad nominal de diseño para efectuar un trabajo; cuando la carga demanda potencia a distintas velocidades, la potencia nominal será la que determine la velocidad máxima. En lo que sigue de este subtítulo, cuando se hable de potencia, par y velocidad se entenderá que son las nominales.

Como es bien sabido, la potencia mecánica demandada para accionar una carga, está en función del par y la velocidad, y se relacionan mediante la expresión:

$$P = T \omega \dots \dots \dots (1)$$

donde: T es el par en lb-pie, kg-m ó new-m.

ω es la velocidad angular en radianes/segundo

y P es la potencia mecánica en kg-m/seg,
lb-pie/seg ó new-m/seg.

Como la velocidad se mide fácilmente en revoluciones por minuto, la velocidad angular ω se determina por la relación:

$$\omega = (2\pi/60) N \dots \dots \dots (2)$$

En la que N es la velocidad angular en R.P.M. y por tanto

$$P = (2\pi/60) T N \dots \dots \dots (3)$$

Las equivalencias para la potencia mecánica son:

75 Kg-m/seg = 1 CV (Caballo de Vapor)

550 lb-pie/seg = 1 CP (Caballo de Potencia - HP-)

1 new-m/seg = 1 Joule/seg = 1 Watt

Cuando el par está dado en kg-m, de la expresión (3)

$$P = (2\pi/60 \times 75) \text{ T N}$$

$$P = (2\pi/4,500) \text{ T N (CV) . . . (4)}$$

si el par se mide en lb-pie

$$P = (2\pi/60 \times 550) \text{ T N}$$

$$P = (2\pi/33,000) \text{ T N (CP) . . . (5)}$$

y finalmente, cuando el par se mide en new-m,

$$P = (2\pi/60) \text{ T N Watt (6)}$$

$$\delta \quad P = (2\pi/60,000) \text{ T N KW (7)}$$

Por otro lado, recordamos que un cuerpo que pesa M kg en el sistema gravitacional tiene M kg-masa en el sistema absoluto, se obtienen las siguientes relaciones:

$$1 \text{ newton} = 1 \text{ kg-masa} \times 1 \text{ m/seg}^2$$

$$1 \text{ newton} = (1/9.81) \text{ kg-fuerza}$$

o también $1 \text{ kg-fuerza} = 9.81 \text{ newton}$

Empleando esta relación para el par, obtenemos que

$$1 \text{ kg-m} = 9.81 \text{ new-m} = 9.81 \text{ Joule}$$

$$1 \text{ C V} = 75 \text{ kg-m/seg} = 75 \times 9.81 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ C V} = 735.75 \text{ Joule/seg}$$

$$1 \text{ C V} = 735.75 \text{ Watt}$$

De las relaciones de equivalencia entre lb y kg, pie y m, se tiene:

$$1 \text{ lb} = 0.4536 \text{ kg} \quad \text{y} \quad 1 \text{ pie} = 0.3048 \text{ m}$$

de donde $1 \text{ lb-pie} = 0.4536 \times 0.3048 \text{ kg-m}$

$$1 \text{ lb-pie} = 0.13825 \text{ kg-m}$$

$$1 \text{ lb-pie} = 0.13825 \times 9.81 \text{ new-m}$$

$$1 \text{ lb-pie} = 1.35623 \text{ new-m}$$

si $1 \text{ CP} = 550 \text{ lb-pie/seg}$

$$1 \text{ CP} = 550 \times 1.35623 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ Joules/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ Watt}$$

EQUIVALENCIAS DE POTENCIA		
CP (HP)	C V	K W
1	1.0138333	0.746
0.9867554	1	0.736
1.3406	1.359	1

EQUIVALENCIAS DE PAR		
kg-m	lb-pie	new-m
1	7.233273	9.81
0.13825	1	1.35625
0.1019367	0.737338	1

1.1.2 VELOCIDAD DE ACCIONAMIENTO

Esta velocidad puede ser constante, variable o una combinación de ambas para un trabajo determinado; si la velocidad requerida es constante, probablemente nos inclinemos desde este punto de vista a elegir un motor de C. A.; si la velocidad es variable, también habrá que comparar qué grado de fineza se requiere, ya que si es necesaria una regulación fina de velocidad y en un rango amplio, indudablemente nos inclinaremos por un motor de C. D., como hay muchos ejemplos en la industria textil o en las artes gráficas.

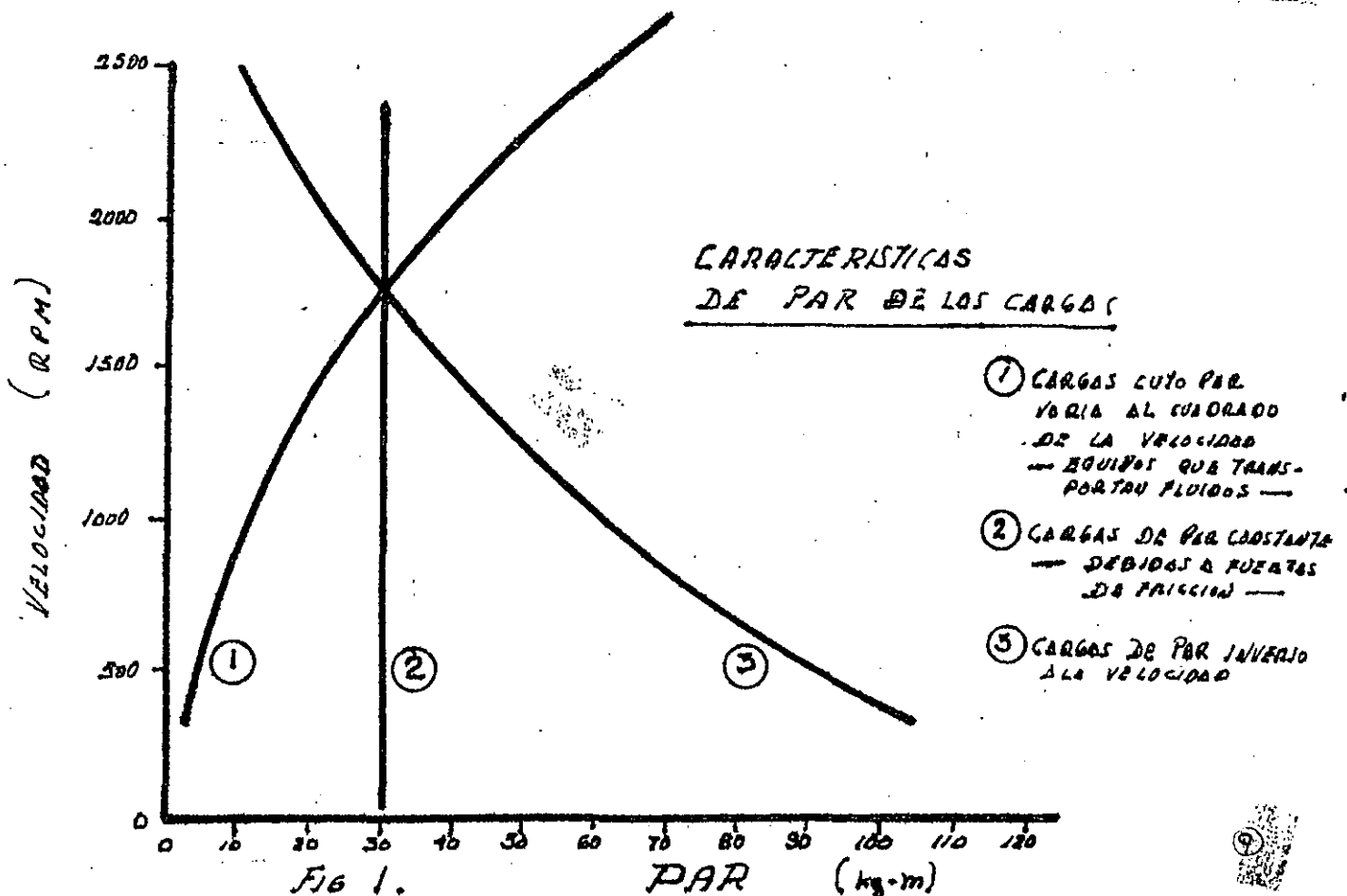
Este trabajo está enfocado al accionamiento de carga mecánica, con motores trifásicos de inducción, exclusivamente.

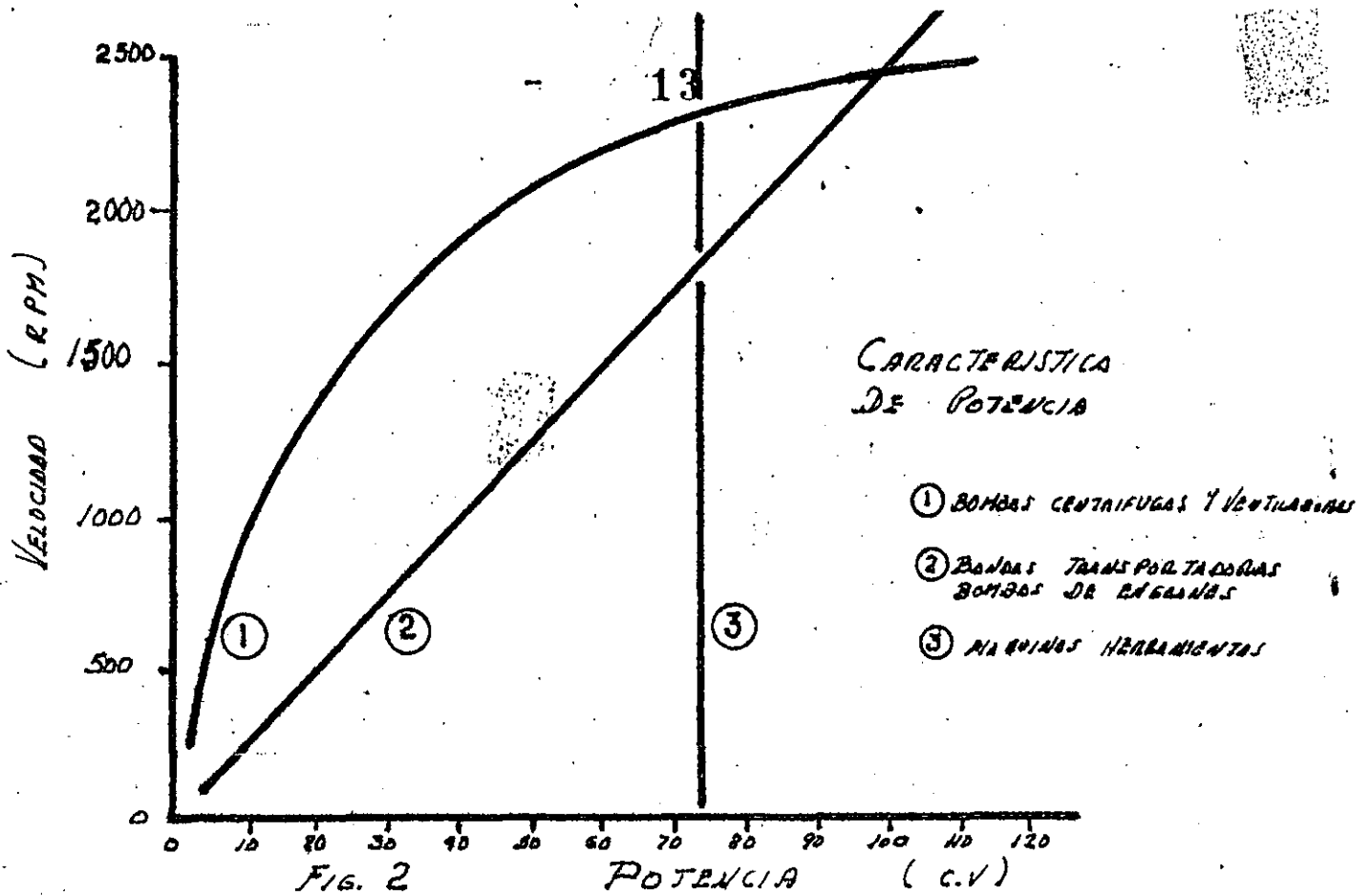
Cuando la regulación de velocidad requerida no es muy fina y el rango de variación es corto, probablemente nos sea útil un motor de inducción de rotor devanado. Si la variación de velocidad es por pasos, se puede utilizar un motor de inducción con rotor jaula de ardilla acoplado a la carga a través de una transmisión de poleas de varios pasos o a través de un variador de velocidad. En fin, el conocer las velocidades requeridas por la carga son necesarias pero en algunos casos no es suficiente para seleccionar al motor.

1.1.3

CARACTERISTICAS DE PAR DE LA CARGA

El par nominal que demanda una carga ocurre solamente cuando es accionada a su velocidad nominal, sin embargo, las necesidades de la carga no son siempre las mismas, esto es, para poner en marcha una carga, el motor debe proporcionar un par inicial de arranque, en cuanto empieza a tomar velocidad el par puede aumentar o disminuir según sea el tipo de carga, cuando termina el período de aceleración la carga queda operando a su velocidad nominal y por tanto a su par nominal, finalmente, si el paro de la carga debe ser en un tiempo determinado, se requerirá conocer las características del par de frenado. Por tanto, para tener el cuadro completo de las necesidades de una carga, además de su potencia y velocidad, es determinante conocer sus pares en arranque, operación y paro.





La generalidad de las máquinas o equipos a accionar, se pueden agrupar en cuanto a sus requerimientos de par, en tres grupos como se muestra en la figura No.1, tales curvas nos relacionan al par con la velocidad.

La curva (1) nos representa a una carga de par variable, donde el par varía al cuadrado de la velocidad de operación, como es el caso de equipos que transportan fluidos, como bombas centrífugas y ventiladores.

La curva (2) es para cargas de par constante, el cual no se altera por la velocidad, sino por fuerzas de fricción principalmente, como es el caso de bandas transportadoras.

La curva (3) nos representa cargas cuyo par es grande a bajas velocidades o viceversa, es decir, varía en forma inversa a la velocidad. Este caso se presenta en las máquinas herramientas cuando se desea hacer cortes profundos, ya que la herramienta de corte se dañaría si el trabajo se hace con alta velocidad.

Paralelamente a estas curvas, se tiene la curva característica de potencia para cada caso, ver figura No. 2, allí observamos que: para la curva (1) la potencia varía con el cubo de la velocidad cuando el par lo hace al cuadrado; la potencia es proporcional a la velocidad cuando la demanda de par es constante según la curva (2); finalmente la potencia es constante cuando el par es inverso a la velocidad, de acuerdo a la curva (3).

Las figuras 1 y 2 generalizan las características de las cargas más comúnmente empleadas, obtenidas de la experiencia de los principales fabricantes de motores de inducción, pero para una buena selección del tipo de motor más adecuado, se hace necesario obtener del fabricante de la carga, sus características específicas.

1.2

CARGAS FLUCTUANTES

Un caso peculiar de los requerimientos de potencia de una carga, lo constituyen trabajos de procesos donde la demanda de potencia es variable permaneciendo constante la velocidad, esta variación de potencia no es continua sino que lo hace en forma fluctuante, ejemplos típicos que caen en este caso son las bandas transportadoras de minerales o carga en general, prensas, sistemas hidráulicos de inyectores de plástico, etc. Este tipo de operación, requiere ser bien definido mediante un ciclo de trabajo.

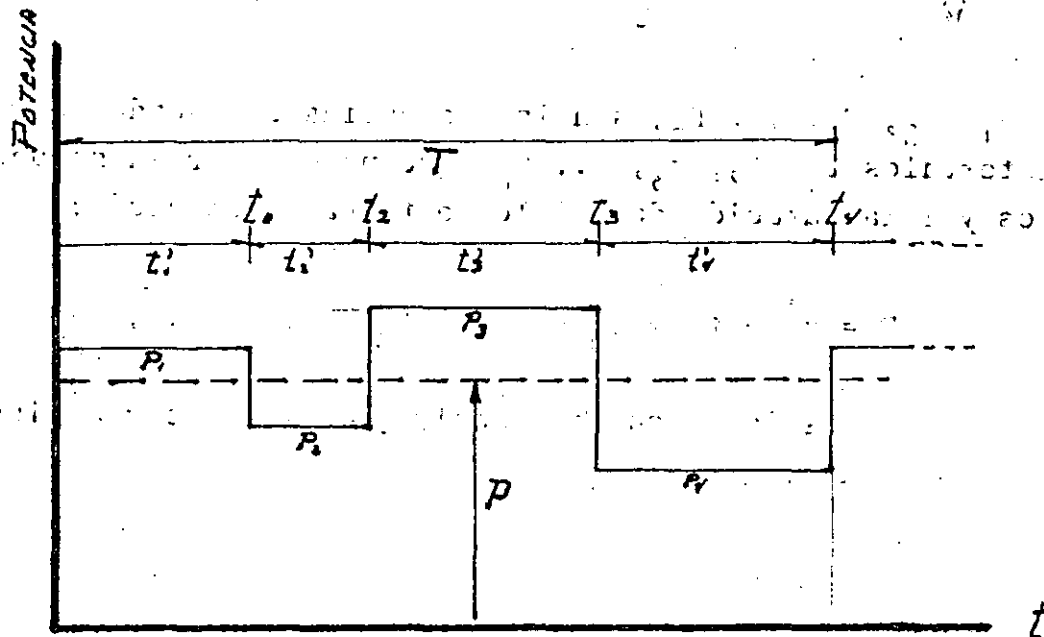


FIG. 3. CICLO DE TRABAJO DE UNA CARGA FLUCTUANTE A VELOCIDAD CONSTANTE.

Entenderemos por ciclo de trabajo, todas las operaciones que realiza una máquina o dispositivo para realizar un trabajo o fabricar una pieza, por ejemplo, el ciclo de trabajo del sistema hidráulico de una máquina inyectora de plástico para moldear una pieza; una bomba centrífuga de un sistema de bombeo de agua pota

- Motor Diseño "B".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla el par de arranque especificado en la tabla 7, y un par máximo según la tabla 9, con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14, teniendo un deslizamiento a carga plena; igual o menor al 5%.
- Motor Diseño "C".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla un par de arranque especial para aplicaciones de alto par de arranque, según los valores de la tabla 8; su corriente de arranque no debe exceder los valores mostrados en la tabla 14, así como su par máximo debe ser según los valores de la tabla 9, con un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.
- Motor Diseño "D".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla un par de arranque no menor de 275% del par o carga plena, con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14 y con un deslizamiento a carga plena, mayor al 5%.
- Motor Diseño "F".- Motor trifásico que soporta y desarrolla un par de arranque no menor de 125% del par a carga plena con un par máximo según la tabla 9, y con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14, con un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.

B) PARES

- Par a Carga Plena.- El par a carga plena de un motor, es el necesario para producir la potencia nominal a su velocidad especificada en la placa. Véase gráfica 3.
- Par de Arranque (Rotor Bloqueado).- Es el par que debe desarrollar un motor para arrancar y corresponde al par mínimo con el

rotor frenado a velocidad cero, para varias posiciones angulares del mismo, aplicando tensión y frecuencia nominales a no menos de 20°C y no más de 35°C. Véase gráfica 3.

- Par Mínimo de Aceleración.- Es el par mínimo desarrollado durante el período de aceleración comprendido desde el arranque hasta la velocidad en que el par máximo ocurre. Véase gráfica 3.
- Par Máximo.- Es aquel desarrollado bajo frecuencia y tensión nominales, sin que suceda un descenso marcado en la velocidad del motor a no menos de 20°C y no más de 35°C. Véase gráfica 3.

C) CORRIENTES

- Corriente de Arranque (Rotor Bloqueado).- Es la corriente que toma el motor al arrancar y que corresponde a la del motor, cuando el rotor está frenado a velocidad cero, bajo tensión y frecuencia nominales.

D) POTENCIA Y VELOCIDADES SINCRONAS

Las potencias nominales en KW, para las que se construyen los motores trifásicos son:

0.187	2.238	22.38	111.90
0.249	3.73	29.84	149.20
0.373	5.60	37.30	186.50
0.560	7.46	44.76	223.80
0.746	11.19	55.95	261.1
1.119	14.92	74.60	298.4
1.492	18.65	93.25	335.7
			373.0

Para ambos casos, monofásicos y trifásicos, las velocidades sincronas, de acuerdo al número de polos y a la frecuencia, son los que se indican en la tabla 1.

TABLA 1 - Velocidades sincronas en RPM, para motores monofásicos y trifásicos

FRECUENCIA	50 Hz				60 Hz			
NUMERO DE POLOS	2	4	6	8	2	4	6	8
VELOCIDAD SINCRONA RPM	3000	1500	1000	750	3600	1800	1200	900

E) PAR MINIMO DE ACELERACION

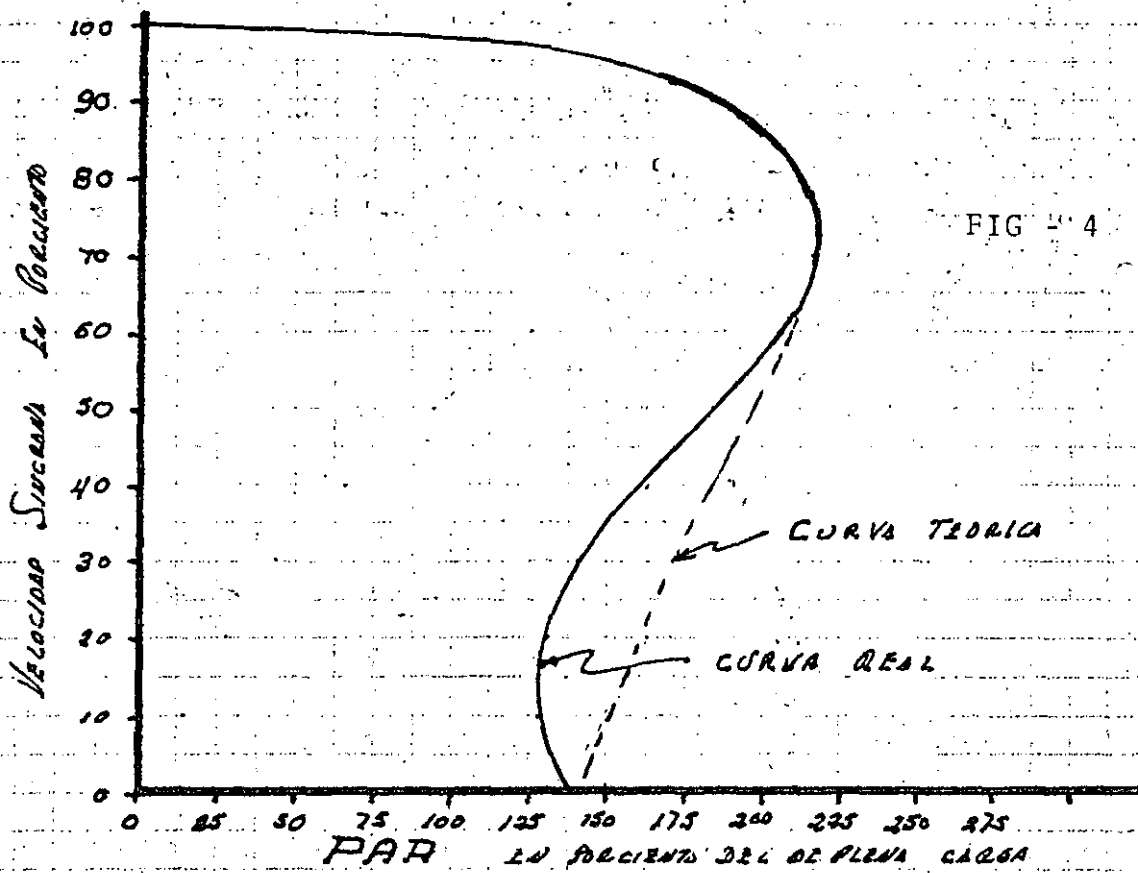
Para motores trifásicos a Régimen Continuo 50 ó 60 Hz.

Par mínimo de aceleración en motores trifásicos de diseño "A y B" a tensión y frecuencia nominales, no debe ser menor que lo indicado en la tabla 10.

TABLA 10 - Par mínimo de aceleración para motores trifásicos a régimen continuo 50 ó 60 Hz

Par a rotor bloqueado de la tabla 8 columna 1	Par mínimo de aceleración en porcentaje columna 2
110 por ciento o menor	90 por ciento de la columna 1
Mayor que 110 por ciento pero menor que 145	100 por ciento del par a carga plena
145 por ciento o mayor	70 por ciento de la columna 1

CURVA TIPICA PAR-VELOCIDAD
 DEL MOTOR DE INDUCCION ROTOR JAOU DE ARDILLA



CURVAS PAR-VELOCIDAD
 QUE SE OBTIENEN EN EL MOTOR DE INDUCCION ROTOR DEVANADO

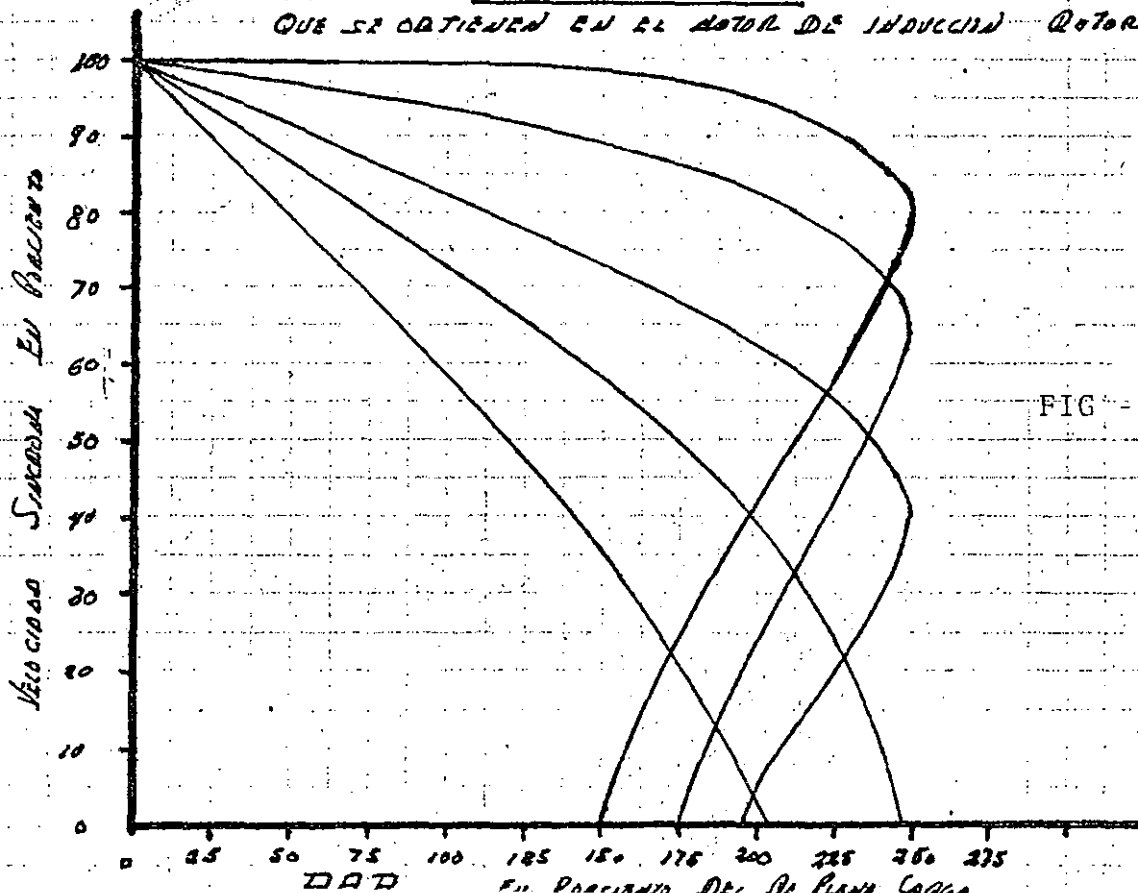


TABLA 7 - Valores mínimos de par de arranque para motores trifásicos; diseños "A y B" 50 ó 60 Hz en porcentaje del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades síncronas en RPM con 50 ó 60 Hz			
		3000 3600	1500 1800	1000 1200	750 900
1/4	0.187	190	275	190	170
1/3	0.249	190	275	190	170
1/2	0.373	190	275	190	140
3/4	0.560	180	275	175	135
1	0.746	180	275	170	135
1 1/2	1.119	175	190	165	130
2	1.492	170	190	160	130
3	2.238	160	190	155	130
5	3.730	150	185	150	130
7 1/2	5.600	140	170	150	125
10	7.460	135	165	150	125
15	11.19	130	160	140	125
20	14.92	130	150	135	125
25	18.65	130	150	135	125
30	22.38	130	150	135	125
40	29.84	125	140	135	125
50	37.30	120	140	135	125
60	44.76	120	140	135	125
75	55.95	105	140	135	125
100	74.60	105	125	125	125
125	93.25	100	110	125	120
150	111.90	100	110	120	120
200	149.20	100	100	120	120
250	186.50	70	80	100	100
300	223.80	70	80	100	
350	260.99	70	80	100	
400	298.28	70	80		
450	335.56	70	80		
500	372.85	70	80		

TABLA 8 - Valores mínimos de par de arranque para motores trifásicos; diseño "C", 50 ó 60 Hz en porcentaje del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades síncronas en RPM 50 ó 60 Hz		
		1500 1800	1000 1200	750 900
3	2.238		250	225
5	3.73	250	250	225
7 1/2	5.60	250	225	200
10	7.46	250	225	200
15	11.19	225	200	200
20	14.92	200	200	200
25 hasta 200	18.65 hasta 149.20	200	200	200

TABLA 9 - Valores mínimos de par máximo, para motores trifásicos; diseños "B y C" 50 ó 60 Hz, en porciento del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades síncronas en RPM con 50 ó 60 Hz			
		3000 3600	1500 1800	1000 1200	750 900
1/4	0.187	265 a 380	250 a 370	240 a 335	230 a 330
1/3	0.249	285 a 370	275 a 350	251 a 330	250 a 330
1/2	0.373	250 a 360	235 a 335	220 a 315	195
3/4	0.560	245 a 335	225 a 315	200	195
1	0.746	255 a 330	220	200	105
1 1/2	1.119	250	220	200	185
2	1.492	230	220	200	185
3	2.238	200	220	195	185
5	3.73	195	220	195	170
7 1/2	5.60	180	195	185	160
10	7.46	175	195	185	160
15	11.19	180	180	180	160
20	14.92	180	170	170	170
25	18.65	180	170	170	170
30	22.38	180	170	170	170
40	29.84	170	170	170	170
50	37.30	170	170	170	170
60	44.76	170	170	170	170
75	55.95	160	160	160	160
100	74.60	160	160	160	160
125	93.25	160	160	160	160
150	111.20	160	160	160	160
200	149.20	160	160	160	160
250	186.50	160	160	160	160
300	223.80	160	160	160	160

NOTA: Para diseño "C" las potencias y velocidades deben ser de acuerdo con lo especificado en la tabla 8.

TABLA 14 - Valores máximos de la corriente de arranque en amperes, a 220 volts, 50 y 60 Hz

cp	kW	50 Hz	60 Hz	Diseño
0.25	0.187	17	15	B D
0.33	0.249	19	17	B D
0.5	0.373	24	21	B D
0.75	0.560	29	26	B D
1	0.746	36	31	B D
1.5	1.119	48	42	B D
2	1.492	61	52	B D
3	2.238	77	67	B C D
5	3.73	110	96	B C D
7.5	5.60	153	133	B C D
10	7.46	194	169	B C D
15	11.19	267	242	B C D
20	14.92	350	303	B C D
25	18.65	439	382	B C D
30	22.38	523	455	B C D
40	29.84	700	606	B C D
50	37.30	873	758	B C D
60	44.76	1045	909	B C D
75	55.95	1307	1034	B C D
100	74.60	1641	1516	B C D
125	93.25	2185	1897	B C D
150	111.90	2608	2269	B C D
200	149.20	3487	3032	B C
250	186.50	4349	3816	B
300	223.80	5290	4600	B
350	260.99		5532	B
400	298.28		6064	B
450	335.56		6795	B
500	372.85		7779	B

NOTAS:

- 1 - Para diseño "A" los valores máximos de la corriente de arranque, pueden ser mayores a los estipulados en esta tabla.
- 2 - La corriente a rotor bloqueado de los motores diseñados para tensiones diferentes a 220 volts debe ser inversamente proporcional a las tensiones.

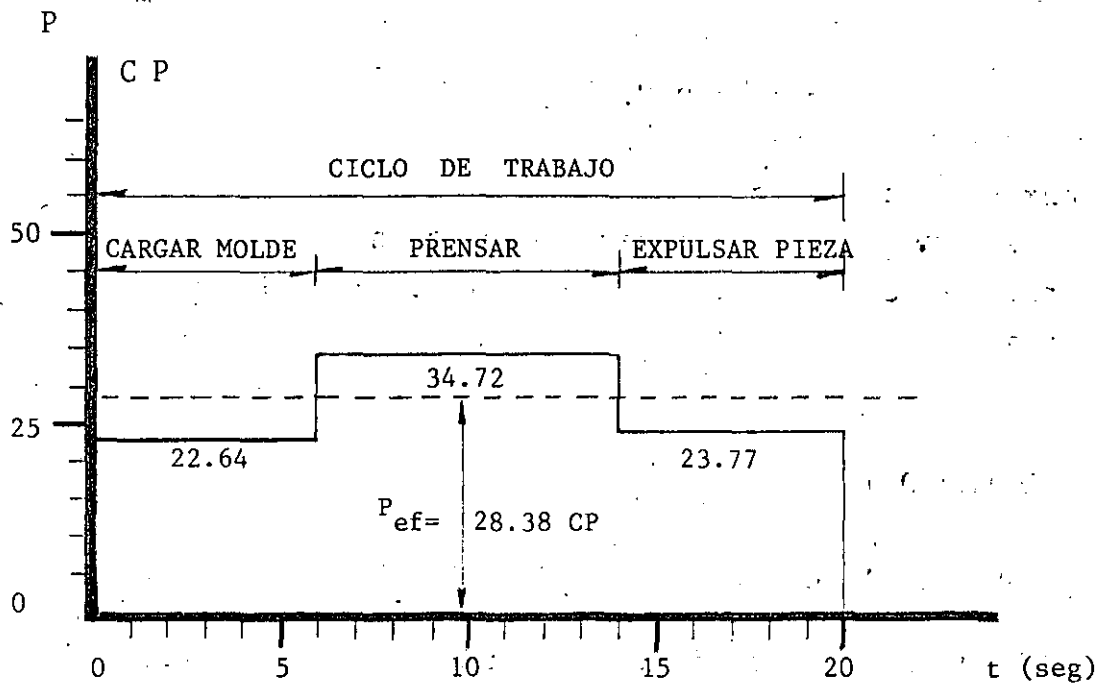


Fig. 11

DEMANDA DE POTENCIA DEL CICLO DE TRABAJO
DE LA BOMBA DEL SISTEMA HIDRAULICO
DE UNA INYECTORA DE PLASTICO

CALCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA

Ciclo de Trabajo:

OPERACION	POTENCIA	TIEMPO
Cambiar Molde	22.64 C P	6 SEGUNDOS
Preñar	34.72 C P	8 SEGUNDOS
Expulsión	23.77 C P	6 SEGUNDOS

Duración del ciclo T = 20 SEGUNDOS

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{(22.64)^2 \cdot 6 + (34.72)^2 \cdot 8 + (23.77)^2 \cdot 6}{20}}$$

$$= \sqrt{\frac{16,104.321}{20}} = \sqrt{805.46605}$$

$$P_{ef} = 28.38 \text{ C P}$$

2.2.2 EJEMPLO 2

Selección del tipo de diseño de motor para accionar un compresor rotatorio de aspas deslizantes.

La Tabla de Potencias de la página 32, proporciona los valores de operación de un equipo rotatorio con aspas deslizantes que puede ser utilizado tanto como compresor o como bomba de vacío, adicionalmente en la página 33 aparecen las características para puesta en marcha del equipo.

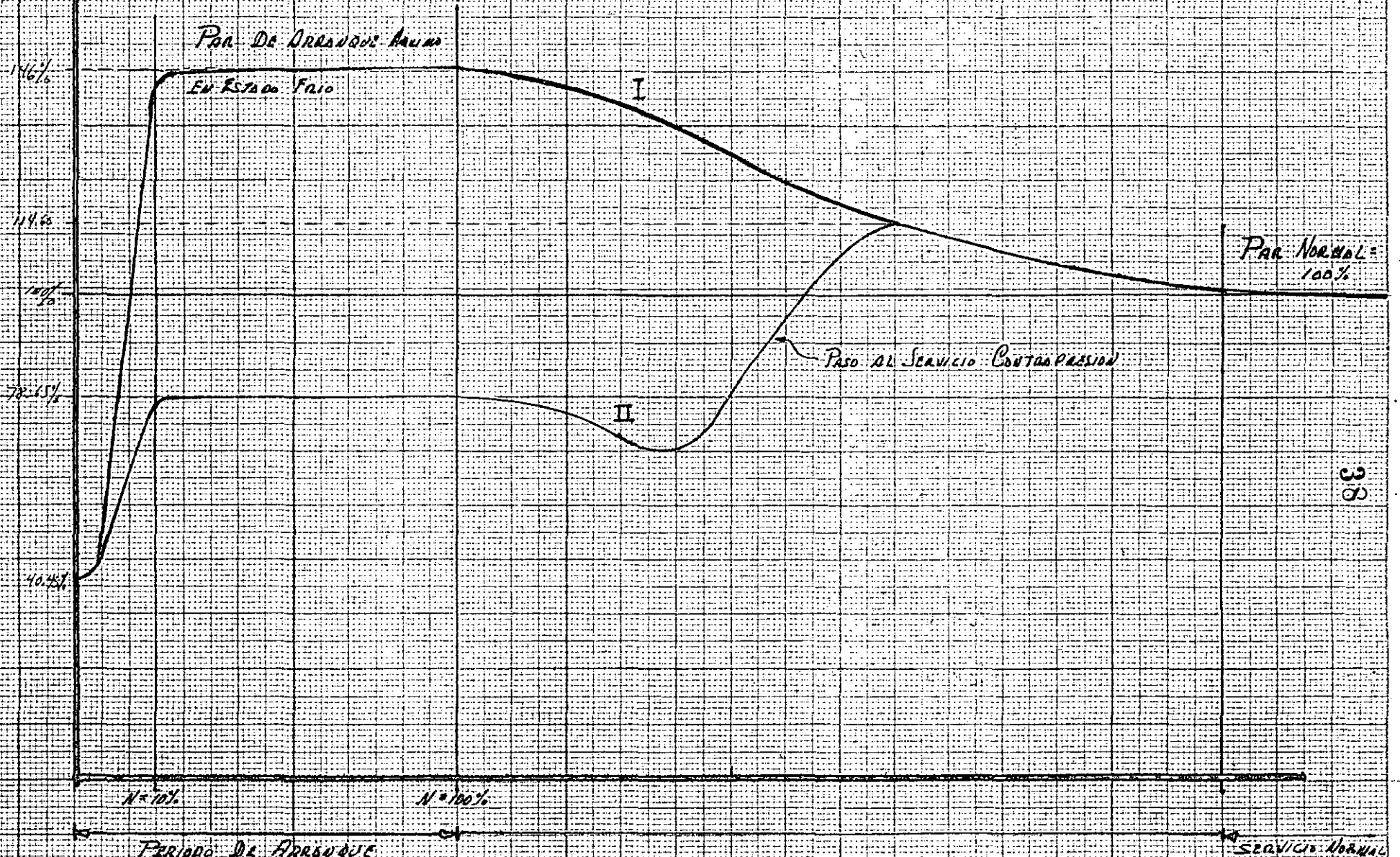
Las curvas I y II de la fig. 12, nos muestran los períodos de arranque, transición y servicio normal para dos condiciones de puesta en marcha:

5 Cuva I. Arranque contra Presión Plena de Servicio (Compresor) o Vacío de Servicio (Bomba de Vacío), o arranque en Estado Frío.

Curva II. Arranque contra 0 Kg/cm^2 o bajo vacío (compresor)

Las condiciones más críticas para poner en marcha al compresor es para la curva I, por lo que la selección del tipo de diseño más adecuado será para esta condición entonces siendo así, observando que el par de arranque es de 40.5%, pero al alcanzar el 10% de su velocidad, el par se eleva al 146% podemos considerar este valor como el porcentaje de par a vencer en el arranque del motor. Comparando los pares de los diseños "A" "B" "C" ó "D", los diseños "A" y "B" no podrían arrancar esta carga, el diseño "C" si puede, sin embargo, el par de aceleración es muy reducido y el período de arranque sería muy prolongado, aspecto que no conviene, por lo que también se descarta este diseño, quedando como último recurso

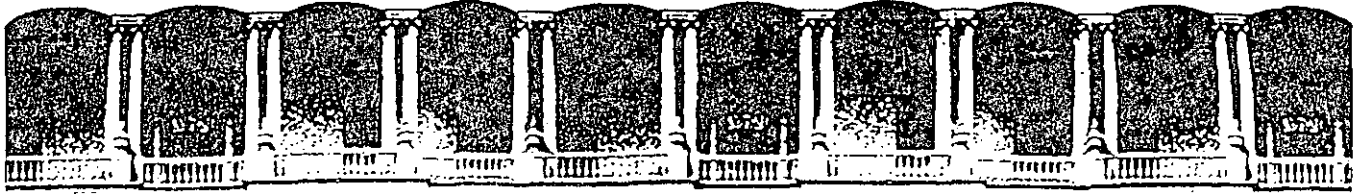
FIG - 12



I. ARRANQUE CONTRA PLENA PRESION DE SERVICIO (COMPRESOR) o Vacio de Servicio (BOMBA DE VACIO)
 II. ARRANQUE CONTRA D.V./cm² o bajo Nivel (tanque)

BIBLIOGRAFIA

- REVISTA TECNICA IEM, edición septiembre de 1972.
- CAT. DE MOTORES SIEMENS, edición 1971.
- NORMAS CCONNIE, edición mayo de 1980.
- CATALOGO DE COMPRESORES Y BOMBAS DE VACIO S L M.
Sulzer Hermanos, S.A.
Winter Thur. Suiza.



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

CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

ARRANQUE A TENSION PLENA Y A TENSION REDUCIDA

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ

SEPTIEMBRE - 1992

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES:

ANALIZAR LAS FORMAS DE ARRANQUE A TENSION PLENA Y TENSION REDUCIDA PARA OBTENER ELEMENTOS QUE PERMITAN DECIDIR CUAL DE LAS DOS ALTERNATIVAS CONVIENE EN CADA CASO.

I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	1
1. CILINDRO MACIZO DE MASA M	3
2. ARRANQUE A TENSION PLENA	8
3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA	23
4. CONCLUSIONES	30

0

INTRODUCCION

INTRODUCCION

ESTE TEMA EN REALIDAD, PODEMOS CONSIDERARLO COMO UNA EXTENSIÓN DE LA SELECCIÓN DEL MOTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA CARGA, YA QUE LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD CONSIDERADAS NORMALMENTE SON A LA TENSIÓN NOMINAL DEL MOTOR Y SI ESTE VOLTAJE SE REDUCE, LA CURVA PAR-VELOCIDAD SE MODIFICA. LA TEORÍA HA PODIDO ESTABLECER QUE EL PAR MOTRIZ PARA EL CASO DE LOS MOTORES DE INDUCCIÓN, VARÍA PROPORCIONALMENTE AL CUADRADO DEL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN AL MOTOR; OTRO ASPECTO IMPORTANTE EN EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA DETERMINACIÓN DE LA CORRIENTE QUE DEMANDA DURANTE ESTE PERÍODO, EN DONDE TAMBIÉN, LA TEORÍA ESTABLECE QUE LA CORRIENTE ES DIRECTAMENTE PROPORCIONAL AL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN; DEBIÉNDOSE ACLARAR QUE LAS VARIACIONES DE PAR Y CORRIENTE MENSIONADAS SON PARA UN DESLIZAMIENTO CONSTANTE.

PARA EL PRESENTE TEMA, LA PREGUNTA OBLIGADA ES:

¿CUÁNDO UN MOTOR DE INDUCCIÓN TRIFÁSICO DEBE ARRANCAR A TENSIÓN PLENA, Y CUÁNDO A TENSIÓN REDUCIDA?

LOS ARGUMENTOS QUE PODEMOS ESGRIMIR PARA DECIDIRNOS POR UNA DE LAS DOS ALTERNATIVAS PUEDEN SER VARIAS, POR EJEMPLO, UNO DE LOS MÁS GENERALIZADOS, ES REDUCIR LA CORRIENTE TAN ELEVADA QUE DEMANDAN LOS MOTORES CUANDO ARRANCAN A TENSIÓN PLENA, CON EL CONSECUENTE INCREMENTO EN EL VALOR DE LA REGULACIÓN DE VOLTAJE, OCACIONANDO CON ÉSTO ANOMALÍAS EN LA OPERACIÓN DE LOS DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS CONECTADOS EN LA MISMA RED DEL MOTOR QUE ARRANCA; TAMBIÉN EL PROPIO MOTOR PUEDE SUFRIR CALENTAMIENTOS EXCESIVOS DURANTE ESTE PERÍODO, PERO ¿SERÁN LOS ARGUMENTOS DE MAS "PESO" PARA DECIDIRNOS POR UN ARRANQUE A TENSIÓN REDUCIDA?

PARA DEFINIR CON PRECISIÓN, CUÁL DE LAS DOS ALTERNATIVAS CONVIENE, SE HACE NECESARIO ANALIZAR AMBAS FORMAS.

PARA COMENZAR A DEFINIR LINEAMIENTOS, SE TIENE QUE, EN CUALQUIER FORMA DE ARRANQUE SE REQUIERE QUE EL MOTOR:

- PRODUZCA SUFICIENTE PAR DE ACELERACIÓN
- DEMANDE LA MÍNIMA CORRIENTE DE LA LÍNEA DE ALIMENTACIÓN
- TENGA PERÍODOS DE ARRANQUE MÍNIMOS
- NO PRESENTE CALENTAMIENTOS EXCESIVOS
- NO PRODUZCA DISTURBIOS EN LA RED CUANDO ARRANCA
- ARRANQUE CON BUEN FACTOR DE POTENCIA
- GASTOS MÍNIMOS PARA EL SISTEMA DE ARRANQUE

DE ESTA FORMA, UN SISTEMA DE ARRANQUE SERÁ MAS EFICIENTE SI SATISFACE EL MAYOR NÚMERO DE LOS PUNTOS ANTERIORES.

$$T = \frac{WR^2 N}{94 T} \text{ ----- (8)}$$

Ó TAMBIÉN

$$T = \frac{WR^2 (2\pi/60) N}{32.2 T} = \frac{WR^2 N}{308 T} \text{ ----- (9)}$$

DE LAS EXPRESIONES (8) O (9), SE PUEDE DETERMINAR EL TIEMPO QUE DURA EL PERÍODO DE ACELERACIÓN, ASÍ

$$T = \frac{WR^2 N}{94 T} \text{ SEG ----- (10)}$$

SI WR^2 ESTÁ EN KG-M^2 Y EL PAR EN KG-M ; Y SI WR^2 ESTÁ EN LB-PIE^2 Y EL PAR T EN LB-PIE , EL TIEMPO DE ACELERACIÓN SERÁ

$$T = \frac{WR^2 N}{308 T} \text{ SEG ----- (11)}$$

CUANDO EL CILINDRO HA ALCANZADO LA VELOCIDAD w_f LA ENERGÍA CINÉTICA (EC) QUE ALMACENA ESTÁ DADA POR

$$EC = \frac{1}{2} \cdot I w_f^2 \text{ ----- (12)}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{G} \cdot R^2 \cdot w_f^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{G} \cdot (2\pi/60)^2 \cdot W R^2 \cdot N^2 \text{ ----- (13)}$$

SUS UNIDADES SERÁN KG-M Ó IB-PIE SEGÚN EL SISTEMA DE UNIDADES EMPLEADO.

PARA NUESTROS PROPÓSITOS, ES COMÚN EXPRESARLA EN TÉRMINOS DE POTENCIA-TIEMPO, DE ESTA FORMA, SI EL SISTEMA USADO ES EL INGLÉS TÉCNICO:

$$\begin{aligned}
 EC &= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{32.2} (2\pi/60)^2 W R^2 \cdot N^2 \\
 &= 1.70283 \times 10^{-4} W R^2 N^2 \text{ LB-PIE}
 \end{aligned}$$

O TAMBIÉN

$$EC = 1.70283 \times 10^{-4} \cdot \frac{1}{550} \cdot (0.746) W R^2 N^2$$

FINALMENTE

$$EC = 2.31 W R^2 N^2 10^{-7} \text{ Kw - SEG - - - - - (14)}$$

LAS RELACIONES ANTERIORES EN CONJUNTO CON LAS RELACIONES DEL MOTOR DE INDUCCIÓN TRIFÁSICO NOS SERVIRÁN DE BASE PARA NUESTRO ANÁLISIS.

7

2. ARRANQUE A TENSION PLENA

7

2. ARRANQUE A TENSION PLENA

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES: ANALIZAR ESTE TIPO DE ARRANQUE, VISUALIZAR SUS INCONVENIENTES Y OBTENER ELEMENTOS PARA SABER CUANDO SE REQUIERE ESTE TIPO DE ARRANQUE.

2.1 CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION PLENA

SE CONSIDERA ARRANQUE A TENSION PLENA CUANDO UN MOTOR ES ENERGI ZADO A SU VOLTAJE NOMINAL O DE PLACA. SIN EMBARGO, LA FUENTE DE ALIMENTACION O SISTEMA ELÉCTRICO AL CUAL SE CONECTA EL MOTOR, NO MANTIENE FIJO EN LAS TERMINALES DEL MOTOR EL VALOR DEL VOLTAJE, PRESENTÁNDOSE SIEMPRE UNA DISMINUCIÓN O CAIDA DE TENSION QUE SE ACENTÚA SOBRETUDO EN EL PERÍODO DE ARRANQUE. ÉSTA CAIDA DE TENSION SE INCREMENTA CON LA MAGNITUD DE LA CORRIENTE Y TAMBIÉN CON LA DISMINUCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA, EN EL ARRANQUE, LA CORRIENTE PUEDE ALCANZAR VALORES DEL 700% CON RESPECTO AL VALOR NOMINAL Y EL FACTOR DE POTENCIA ABAJO DEL 50%, DANDO COMO RESULTADO UNA REGULACIÓN DE VOLTAJE POBRE EN ESTE PERÍODO, DEBIÉNDOSE TOMAR MEDIDAS PARA MEJORAR EL ARRANQUE DE MOTORES Ó CONSIDERAR ESTA CAIDA DE TENSION EN LOS CÁLCULOS PARA EVITAR ARRANQUES DEFECTUOSOS.

POR LO ANTERIOR Y EN BASE A LA CAPACIDAD Y VOLTAJE NOMINALES DE LOS MOTORES, SE DEBEN CONECTAR EN REDES O SISTEMAS CUYOS VOLTAJES ANTES DE QUE SE CONECTE LA CARGA SON DE UN VALOR MAYOR COMO SE MUESTRA EN LA SIGUIENTE TABLA.

TENSION DEL SISTEMA (VOLT)	TENSION NOMINAL DEL MOTOR (VOLT)	POTENCIA DEL MOTOR (CP)
240	220	HASTA 50
480	440	DE 50 A 200
2 400	2 300	200 A 250
4 160	4 000	250 A 2500
13 800	13 200	MAYORES DE 2 500

LO ANTERIOR SE ACLARA MEJOR OBSERVANDO LAS CAIDAS DE TENSION EN CADA UNO DE LOS ELEMENTOS QUE INTERVIENEN PARA ALIMENTAR UN MOTOR, DESDE UNA RED O SISTEMA DE ALTA TENSION HASTA LLEGAR AL MOTOR, COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 2, 2A. Y 2B.

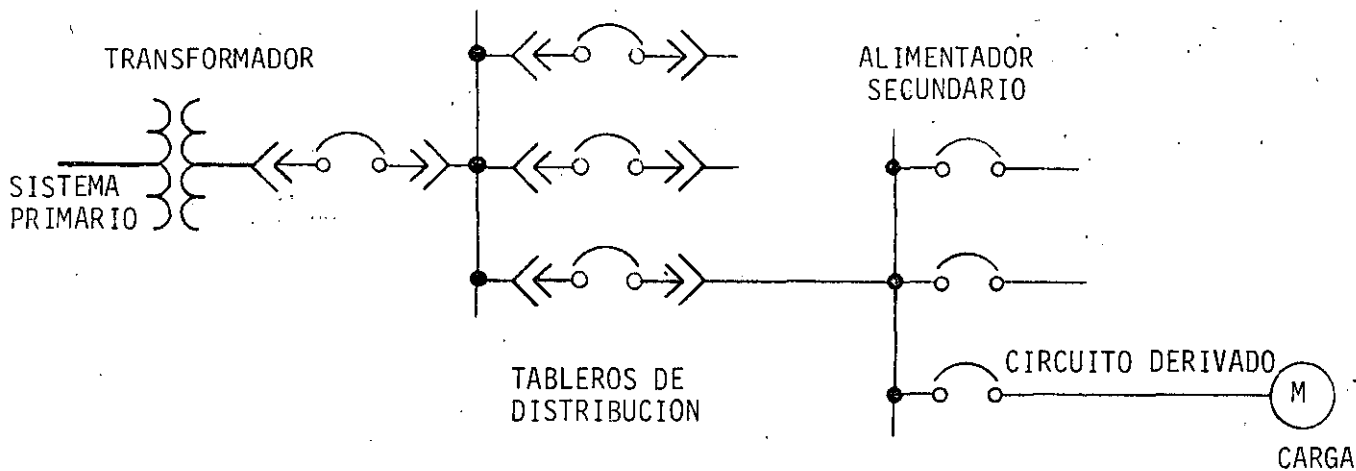


FIG. 2 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE ENERGIA

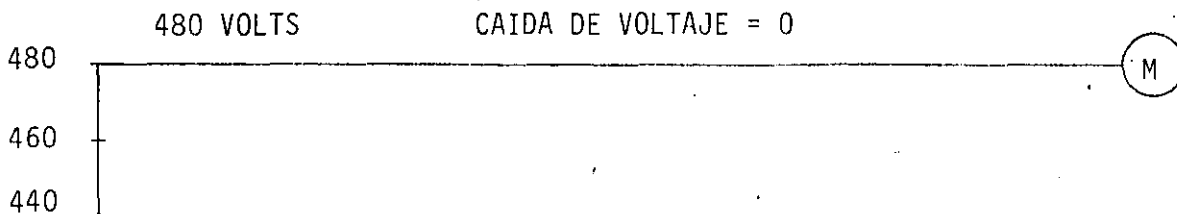


FIG. 2A. CONDICIONES DE TENSION SIN CARGA EN EL CIRCUITO

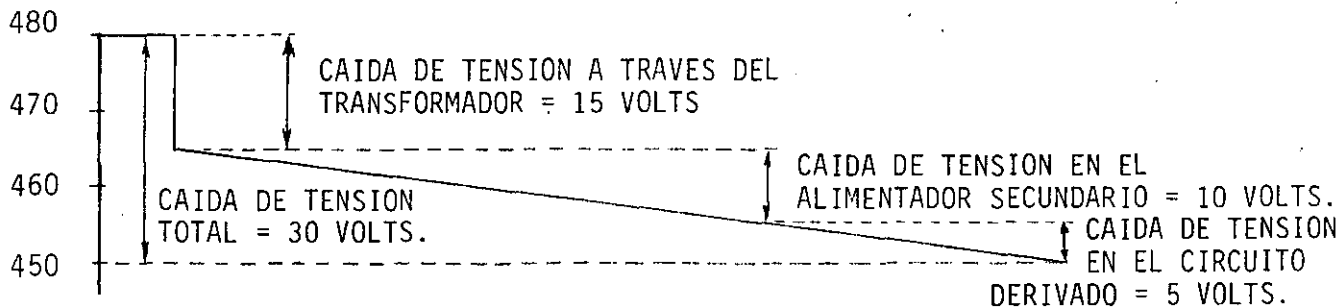


FIG. 2.B. CONDICIONES DE TENSION A CARGA PLENA

ADemás DE LA COMPENSACIÓN DE LA CAIDA DE TENSION EN EL SISTEMA, TAMBIÉN SE CONSIDERA EN EL CIRCUITO DERIVADO AL MOTOR UNA PÉRDIDA DE TENSION DE UN 3 A 5%.

OTRO FACTOR QUE PUEDE IMPEDIR EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA CAPACIDAD DEL SISTEMA, POR EJEMPLO: CUANDO SE TIENE GENERACIÓN PROPIA EN REFINERÍAS, BARCOS, INGENIOS, ETC., EL MOTOR MÁS GRANDE QUE SE PUEDE CONECTAR NO DEBE EXCEDER EL 15% DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA.

EN LO QUE SIGUE; SE ANALIZA EL ARRANQUE DE UN MOTOR DE INDUCCIÓN CONSIDERANDO EL ARREGLO DE LA FIG. 2 EN DONDE:

- A) EL ACOPLAMIENTO MOTOR-CARGA ES DIRECTO
- B) EL EQUIPO ACCIONADO NO MUEVE CARGA DURANTE EL ARRANQUE
- C) EL MOTOR ES ENERGIZADO A VOLTAJE PLENO
- D) LA FUENTE O RED DE ALIMENTACIÓN ES CAPAZ DE SUMINISTRAR LA POTENCIA DE ARRANQUE

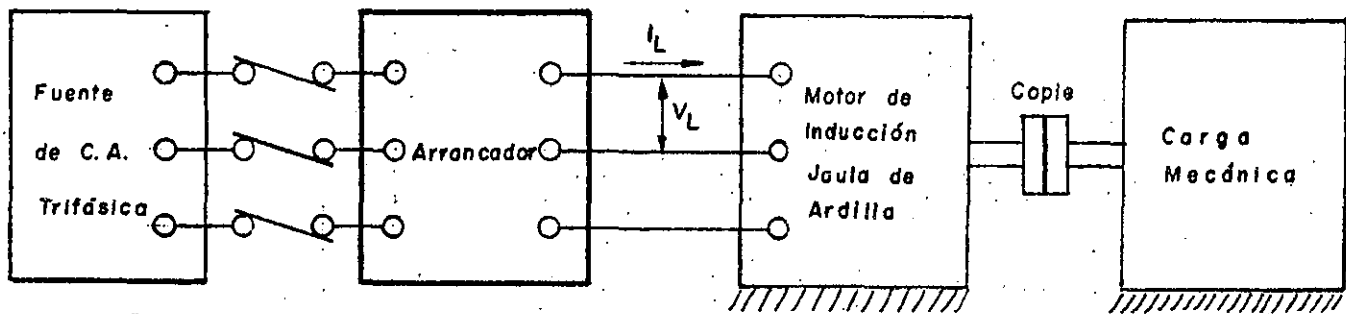


FIG. 2. ARREGLO DE ALIMENTACION Y CARGA MECANICA ACOPLADA AL MOTOR DE INDUCCION

LAS CARACTERÍSTICAS DE ARRANQUE QUE SE OBTENDRÁN EN ESTE DESARROLLO SON:

- PAR DE ARRANQUE
- PAR DE ACELERACIÓN
- PAR PROMEDIO DE ACELERACIÓN
- CORRIENTE DE ARRANQUE
- TIEMPO DE ARRANQUE
- CALOR GENERADO (LIBERADO) EN EL MOTOR

PARA EL CÁLCULO DE ESTAS CARACTERÍSTICAS SE REQUIERE OBTENER DE LOS FABRICANTES LA INFORMACIÓN NECESARIA TANTO PARA EL MOTOR COMO DE LA CARGA.

EN LA FIG.3 APARECEN LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCIÓN CON ROTOR JAULA DE ARDILLA, AL CUAL CORRESPONDEN LOS SIGUIENTES DATOS DE PLACA:

CAPACIDAD	250	CP
VOLTAJE	460	VOLT
FRECUENCIA	60	CPS
FASES	3	
VELOCIDAD	1 780	RPM
PAR NOMINAL	740	LB-PIE
CORRIENTE NOMINAL	235	AMPERES
DISEÑO NEMA	B	

ADICIONALMENTE, EL VENDEDOR PROPORCIONÓ LOS SIGUIENTES DATOS:

CURVAS - - - - - PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD
 TIEMPO MÁXIMO PERMITIDO PARA REDUCIR LA CORRIENTE DE
 ROTOR BLOQUEADO A LA
 CORRIENTE DE OPERACIÓN - - - - - 10 SEGUNDOS
 MOMENTO DE INERCIA DEL ROTOR - - - - - 31 LB-PIE² Y

DICHO MOTOR ACCIONARÁ COMO CARGA UN VENTILADOR DE TIRO FORZADO CON CARACTERÍSTICAS DE INERCIA ELEVADA AL CUAL CORRESPONDE LA CURVA PAR-VELOCIDAD DE LA FIG.4, JUNTO CON LA INFORMACIÓN SIGUIENTE:

VELOCIDAD NOMINAL	1 770	RPM
MOMENTO DE INERCIA	1 645	LB-PIE ²
COMPUERTA DE ADMISION	CERRADA	

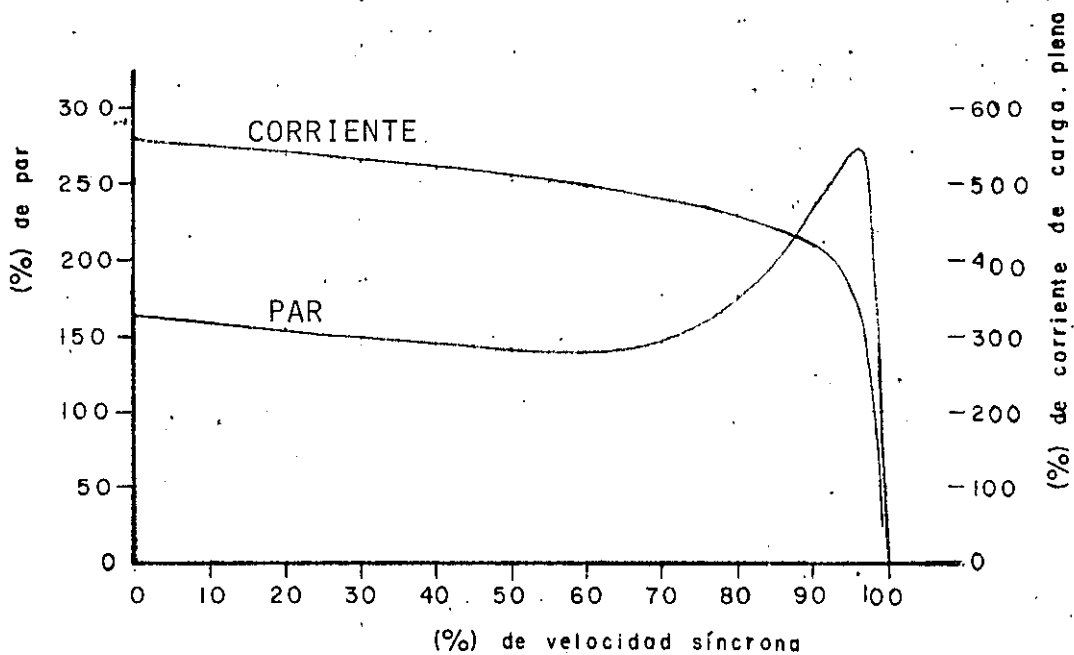


FIG. 3. CURVAS PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD DEL MOTOR DE INDUCCION

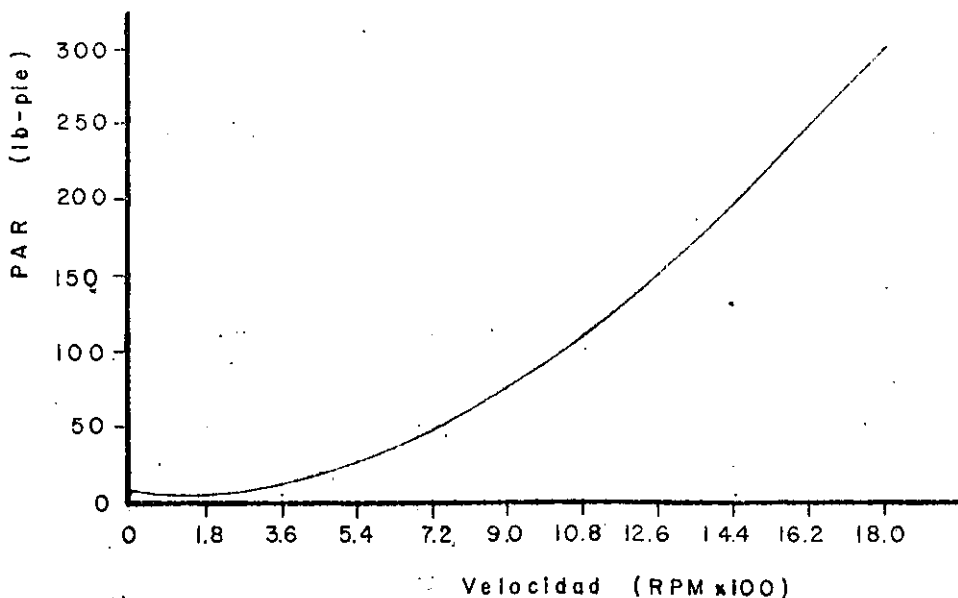


FIG. 4. CURVA PAR-VELOCIDAD DEL VENTILADOR DE TIRO FORZADO

EL MÉTODO PARA DETERMINAR LO PROPUESTO, SE DENOMINA MÉTODO DE INTEGRACION GRAFICA, QUE CONSISTE EN DIVIDIR EN INTERVALOS EL PERÍODO DE ARRANQUE CON INCREMENTOS IGUALES DE VELOCIDAD, DURANTE LOS CUALES PODEMOS CONSIDERAR CONSTANTE LA ACELERACIÓN DE ROTOR Y VENTILADOR, PERMITIENDO ASÍ DETERMINAR SU DURACIÓN SUMANDO LOS TIEMPOS PARCIALES CONOCEREMOS EL TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE, SIMULTÁNEAMENTE, SE REALIZA LA DETERMINACIÓN DEL CALOR GENERADO Y VER ASÍ, SI NO ES REBASADO EL LÍMITE PERMITIDO. LA TABLA I, CONTIENE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS CÁLCULOS EFECTUADOS CON LOS DATOS DE MOTOR Y CARGA PARA UN ARRANQUE A TENSIÓN PLENA.

A CONTINUACIÓN SE RESEÑA LA SECUENCIA DE CÁLCULO PARA ELABORAR LA TABLA I.

PASO 1. CON LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD DE MOTOR Y CARGA SE DEFINEN LOS INTERVALOS CON INCREMENTOS DE VELOCIDAD IGUALES, EN ESTE CASO, 10 INTERVALOS CON INCREMENTOS DE 180 RPM EN EL VENTILADOR QUE CORRESPONDEN A INCREMENTOS DE 10% EN VELOCIDAD EN EL MOTOR, DICHSO INTERVALOS ESTÁN MARCADOS EN LOS EJES HORIZONTALES DE LAS FIG. 4 Y 3 RESPECTIVAMENTE. CON ESTOS DATOS SE LLENA LA COLUMNA 1.

PASO 2. EN LOS MISMOS INTERVALOS ENTRANDO EN LA REFERENCIA HORIZONTAL AL CENTRO DE CADA UNO, EN LA REFERENCIA VERTICAL QUE CORTA A LA CURVA DE CORRIENTE ENCONTRAMOS EL PORCENTAJE DE CORRIENTE QUE DEMANDA EL MOTOR, CON ESTOS DATOS SE LLENA LA COLUMNA 2.

PASO 3. CON EL PRODUCTO DE LOS PORCENTAJES DE LA COLUMNA 2

Y LA CORRIENTE NOMINAL O DE CARGA PLENA DEL MOTOR SE OBTIENEN LOS DATOS DE LA COLUMNA 3.

PASO 4. NUEVAMENTE, ENTRANDO AL CENTRO DE LOS INTERVALOS EN LA ESCALA HORIZONTAL CUYAS REFERENCIAS VERTICALES CORTEN A LA CURVA DE PAR DE LA FIG. 3, ENCONTRAMOS LOS PORCENTAJES DE PAR DESARROLLADOS POR EL MOTOR CON ESTOS VALORES FORMAMOS LA COLUMNA 4.

PASO 5. SE HA COMENTADO ANTERIORMENTE LA CAIDA DE VOLTAJE QUE OCURRE Y QUE SE ACENTÚA DURANTE EL ARRANQUE DEL MOTOR, POR LO QUE ES RECOMENDABLE HACER UNA CORRECCIÓN AL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN DURANTE EL ARRANQUE PARA EVITAR ARRANQUE DEFECTUOSO. EN ESTE CASO CONSIDERAREMOS UNA CAIDA DE 20 VOLTS, -APROXIMADAMENTE EL 5% DEL VOLTAJE NOMINAL- EN LOS INSTANTES DEL ARRANQUE, DE ESTA FORMA:

CAIDA DE VOLTAJE 20 VOLT.

POR LO QUE EL MOTOR RECIBIRÁ REALMENTE

$$460 - 20 = 440 \text{ VOLT.}$$

O SEA $(440/460) 100 = 95.7\%$ DEL VOLTAJE NOMINAL

ESTO SIGNIFICA QUE EN EL INSTANTE INICIAL DE ARRANQUE, EL MOTOR RECIBE EL 95.7% DE SU VOLTAJE NOMINAL, PERO ESTE PORCENTAJE IRÁ AUMENTANDO A MEDIDA QUE EL MOTOR INCREMENTA SU VELOCIDAD DEBIDO A QUE LA CORRIENTE VA DECRECIENDO. DE UNA FORMA APROXIMADA LA CAIDA DE VOLTAJE EN CADA INTERVALO SE DETERMINA POR LA RELACIÓN DEL % DE CORRIENTE EN EL INTERVALO CONSIDERADO AL % DE CORRIENTE A ROTOR BLOQUEADO O DEL INTERVALO INICIAL, MULTIPLICADA POR LA CAIDA DE VOLTAJE

INICIAL. POR EJEMPLO, PARA EL CUARTO INTERVALO, SE TIENE:

$$\% \text{ DE CORRIENTE EN EL QUINTO INTERVALO} = 515\%$$

$$\% \text{ DE CORRIENTE EN EL PRIMER INTERVALO} = 560\%$$

$$\text{CAIDA DE VOLTAJE INICIAL} = 20 \text{ VOLTS}$$

ENTONCES, $(515/560) 20 = 18.4$ VOLTS CAIDA DE VOLTAGE EN ESTE INTERVALO, POR LO QUE EN PORCENTAJE ES:

$$\frac{(460-18.4)}{460} \times 100 = 96\%$$

CON LOS VALORES OBTENIDOS DE ESTA OPERACIÓN PARA CADA INTERVALO SE LLENA LA COLUMNA 5.

PASO 6. EL HECHO DE CORREGIR EL PORCENTAJE DE VOLTAGE, ES PARA TOMARSE EN CUENTA EN EL PAR DESARROLLADO POR EL MOTOR, HABIÉNDOSE ESTABLECIDO QUE EL PAR VARÍA AL CUADRADO DEL VOLTAGE, POR LO QUE EL PORCENTAJE DE PAR REAL SE OBTENDRÁ MULTIPLICANDO LOS VALORES DE LA COLUMNA 4 POR EL CUADRADO DE LOS VALORES DE LA COLUMNA 5. ASÍ PARA EL CUARTO INTERVALO SE TIENE: $1.44 (0.96)^2 = 1.327$ ó 132.7%; OBTENIÉNDOSE ASÍ, LOS VALORES PARA LA COLUMNA 6.

PASO 7. LA COLUMNA 7 CONTIENE LOS VALORES DE PAR DE LA CARGA COMPARADOS CON LOS VALORES DE PAR DEL MOTOR A CARGA PLENA A LA MITAD DE CADA INTERVALO. ASÍ OBTENEMOS PARA EL CUARTO INTERVALO:

PAR DE LA CARGA 35 LB-PIE

PAR MOTOR A CARGA PLENA 740 LB-PIE

POR LO QUE $(35/740) 100 = 4.73\%$

- PASO 8. ESTAMOS AHORA EN CONDICIONES DE DETERMINAR EL PAR NETO DE ACELERACIÓN, QUE ES LA DIFERENCIA DEL PAR DESARROLLADO POR EL MOTOR MENOS EL PAR REQUERIDO POR LA CARGA, POR TANTO LOS VALORES DE LA COLUMNA 8 NOS REPRESENTAN EL PORCENTAJE DE PAR DE ACELERACIÓN OBTENIDOS RESTANDO LOS VALORES DE LA COLUMNA 6 MENOS LOS VALORES DE LA COLUMNA 7.
- PASO 9. OBTENCIÓN DEL PAR REAL DE ACELERACIÓN EN LB-PIE MEDIANTE EL PRODUCTO DEL PORCENTAJE DE PAR DE ACELERACIÓN NETO POR EL PAR MOTOR DE CARGA PLENA, FORMÁNDOSE ASÍ LA COLUMNA 9. POR EJEMPLO PARA EL CUARTO INTERVALO, EL PAR DE ACELERACIÓN VALE $124.6 \times 740 = 922$ LB-PIE.
- PASO 10. OTRO DE LOS ASPECTOS IMPORTANTES DE DETERMINAR ES EL TIEMPO DE ARRANQUE A PARTIR DE LA DURACIÓN DE CADA INTERVALO.

COMO EN CADA INTERVALO PODEMOS CONSIDERAR ACELERACIÓN Y PAR DE ACELERACIÓN CONSTANTES, ENTONCES SE PUEDE UTILIZAR LA EXPRESIÓN VISTA EN EL TEMA PARA LA DETERMINACIÓN DEL TIEMPO EN LA ACELERACIÓN DE UN CILINDRO MACIZO DE MASA M DADA POR

$$T = IW/T = (WR^2) N/308 T \text{ SEG.}$$

EN DONDE:

WR^2 : LAS LB-PIE² DE LAS MASAS INICIALES TOTALES

N : INCREMENTO DE VELOCIDAD

T : EL PAR DE ACELERACIÓN EN LB-PIE

308 : UNA CONSTANTE

PARA EL EJEMPLO QUE NOS OCUPA, LAS MASAS INERCIALES SON DE ROTOR Y CARGA, ES DECIR

$$WR^2 = 1645 + 31 = 1676 \text{ LB-PIE}^2$$

LOS INCREMENTOS DE VELOCIDAD

$$N = 180 \text{ RPM}$$

APLICANDO LA EXPRESIÓN ANTERIOR EN EL CUARTO INTERVALO, SU DURACIÓN SERÁ:

$$T = (1676)(180)/(308)(922) = 1.06 \text{ SEG.}$$

DE ESTA MANERA, APLICANDO LA MISMA EXPRESIÓN EN CADA INTERVALO DETERMINAMOS SU DURACIÓN. FINALMENTE, LA SUMA DE LOS TIEMPOS DE LOS 10 INTERVALOS, NOS PERMITE CONOCER EL TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE. PARA ESTE CASO RESULTÓ:

$$\text{TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE} = 9.78 \text{ SEGUNDOS}$$

PASO 11. DE LOS ASPECTOS MÁS IMPORTANTES EN EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA GENERACIÓN DE CALOR EN SUS CONDUCTORES AL FLUIR LA CORRIENTE DE ARRANQUE PRODUCIDO POR EL EFECTO JOULE, SIENDO ESTE CALOR PROPORCIONAL AL CUADRADO DE LA CORRIENTE Y A LA RESISTENCIA OHMICA DE LOS CONDUCTORES, EN LA UNIDAD DE TIEMPO, ESTE ES EL POSTULADO DE LA LEY DE JOULE. EN TÉRMINOS MATEMÁTICOS

$$H = I^2 R T \quad \text{WATT-SEG}$$

DONDE

- H : CALOR DESARROLLADO DURANTE EL TIEMPO T.
- I : INTENSIDAD DE CORRIENTE
- R : RESISTENCIA OHMICA.
- T : TIEMPO

CONSIDERANDO LA RESISTENCIA CONSTANTE PODEMOS INTERPRETAR TAMBIÉN QUE LA ENERGÍA CALORÍFICA DESARROLLADA ES PROPORCIONAL AL CUADRADO DE LA CORRIENTE POR EL TIEMPO TRANSCURRIDO, Y LA TEMPERATURA DEL CONDUCTOR AUMENTARÁ HASTA ALCANZAR EL EQUILIBRIO TÉRMICO. EN EL PERÍODO DE ARRANQUE DE UN MOTOR, NO HAY TIEMPO SUFICIENTE PARA TRANSFERIR Y ALMACENAR CALOR Y LOS LÍMITES TÉRMICOS PUEDEN ALCANZARSE EN SEGUNDOS, POR TANTO, UNA FORMA SIMPLE DE VERIFICAR QUE NO SE ALCANCE EL LÍMITE TÉRMICO ES CALCULANDO LOS PRODUCTOS $I^2 T$ PARA CADA INTERVALO Y LA SUMA DE TODOS ELLOS COMPARARLA CON EL MÁXIMO PERMITIDO CON LA CORRIENTE DE ROTOR BLOQUEADO Y EL TIEMPO PROYECTADO POR EL FABRICANTE DEL MOTOR.

TABLA I

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VELOCIDAD MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (AMPS)	PAR MOTOR (%)	VOLTAJE MOTOR (%)	PAR MOTOR RESULTANTE (%)	PAR CARGA (%)	PAR (NETO) ACELERACION (%)	PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	PRODUCTOS $1^2 t$ amp ² seg.
0-10	560	1596	160	95.7	146.5	.68	145.8	1078.9	0.91	2,317,967
10-20	550	1568	155	95.7	142.0	1.01	141.0	1043.4	0.94	2,311,107
20-30	535	1525	150	95.8	137.7	2.02	135.7	1004.2	0.98	2,279,113
30-40	525	1496	147	95.9	135.2	4.73	130.5	965.7	1.01	2,260,396
40-50	515	1468	144	96.0	132.7	8.11	124.6	922.0	1.06	2,284,325
50-60	500	1425	141	96.1	130.2	12.50	117.7	871.0	1.12	2,274,800
60-70	490	1397	140	96.2	129.6	18.24	113.4	839.2	1.17	2,283,382
70-80	475	1354	155	96.3	143.7	23.65	120.1	888.7	1.10	2,016,648
80-90	450	1283	195	96.5	181.6	30.40	151.2	1118.9	0.88	1,448,558
90-100	370	1055	270	97.1	254.6	37.50	217.1	1606.5	0.61	678,945
									TOTAL	9.78
									TOTAL	20,154,742

PAR DE ACELERACION PROMEDIO : 1032.95 lb-pie

TIEMPO TOTAL TRANSCURRIDO 9.78 SEG

SUMA DE LOS PRODUCTOS $1^2 t$ 20,154,742

PARA EL EJEMPLO QUE NOS OCUPA, LA COLUMNA 11 CONTIENE LOS PRODUCTOS $I^2 T$ Y DURANTE LOS 9.8 SEGUNDOS QUE DURA EL PERÍODO DE ARRANQUE TOTALIZAN:

$$20, 154, 742 \text{ AMP}^2 \text{ SEG.}$$

LA CORRIENTE INICIAL DE ARRANQUE DE ACUERDO A LA FIG. 3 ES: 560% DE 285 O SEA, 1596 AMPS. QUE PARA EL TIEMPO PERMITIDO (10 SEG) EL PRODUCTO $I^2 T$ MÁXIMO PERMITIDO SERÁ:

$$(1596)^2 10 = 25,472,160 \text{ AMP}^2 \text{ -SEG}$$

CANTIDAD SUPERIOR A LA ANTERIOR, QUE NOS GARANTIZA QUE EN ESTE CASO, NO SE REBAZARÁ EL LIMITE TÉRMINO DEL MOTOR.

CON ESTE ÚLTIMO CÁLCULO FINALIZA EL MÉTODO DE ANÁLISIS CUYOS RESULTADOS NOS INDICAN QUE EL MOTOR PROPUUESTO PARA ACCIONAR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO ADEMÁS DE QUE ES EL ADECUADO NO TENDRÁ NINGUNA DIFICULTAD EN EL ARRANQUE A LA TENSIÓN NOMINAL.

3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES: ANALIZAR ESTE TIPO DE ARRANQUE, ENCONTRAR SUS INCONVENIENTES Y OBTENER ELEMENTOS PARA SABER CUANDO SE REQUIERE ESTE TIPO DE ARRANQUE.

23

2. CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

UNO DE LOS OBJETIVOS QUE SE PERSIGUEN AL REDUCIR LA TENSION DE ALIMENTACION AL MOTOR, ES REDUCIR LA INTENSIDAD DE CORRIENTE DURANTE EL PERIODO DE ARRANQUE PARA EVITAR CALENTAMIENTO EXCESIVO EN EL MOTOR, Y DISTURBIOS APRECIABLES EN EL SISTEMA DE ALIMENTACION.

LOS PORCENTAJES USUALES DE TENSION REDUCIDA EN RELACION A LA TENSION NOMINAL DEL MOTOR SON:

50%

65%

85%

ESTOS PORCENTAJES SE EFECTUAN CON LOS DISTINTOS METODOS DE ARRANQUE, COMO SON:

ARRANQUE CON RESISTENCIA PRIMARIA

ARRANQUE CON REACTANCIA PRIMARIA

ARRANQUE CON AUTOTRANSFORMADOR

TAMBIEN, SE REDUCE LA CORRIENTE DE ARRANQUE RECONECTANDO AL MOTOR COMO EN LOS SISTEMAS DE ARRANQUE CON:

DEVANADO PARCIAL

DOBLE DELTA

ESTRELLA DELTA

SERIE PARALELA

ARRANQUE A CORRIENTE REDUCIDA

UNA DE LAS FORMAS DE ARRANQUE CON CORRIENTE REDUCIDA, ES RECONECTAR AL MOTOR EN ESTRELLA INICIALMENTE Y DESPUÉS DE UN TIEMPO EFECTUAR EL CAMBIO A CONEXIÓN DELTA, ÉSTO, SIEMPRE Y CUANDO EL MOTOR ESTÉ DISEÑADO PARA OPERAR EN LA ÚLTIMA CONEXIÓN, DEBE QUEDAR COMPRENDIDO QUE EL VOLTAJE DE LA LÍNEA NO SE REDUCE EN NINGÚN MOMENTO, SINO QUE LA REDUCCIÓN DE LA CORRIENTE ES POR EL CAMBIO DE CONEXIÓN, LA FIG. 5 NOS REPRESENTA LOS CAMBIOS DE VALOR EN CORRIENTE PARA ESTA FORMA DE ARRANQUE

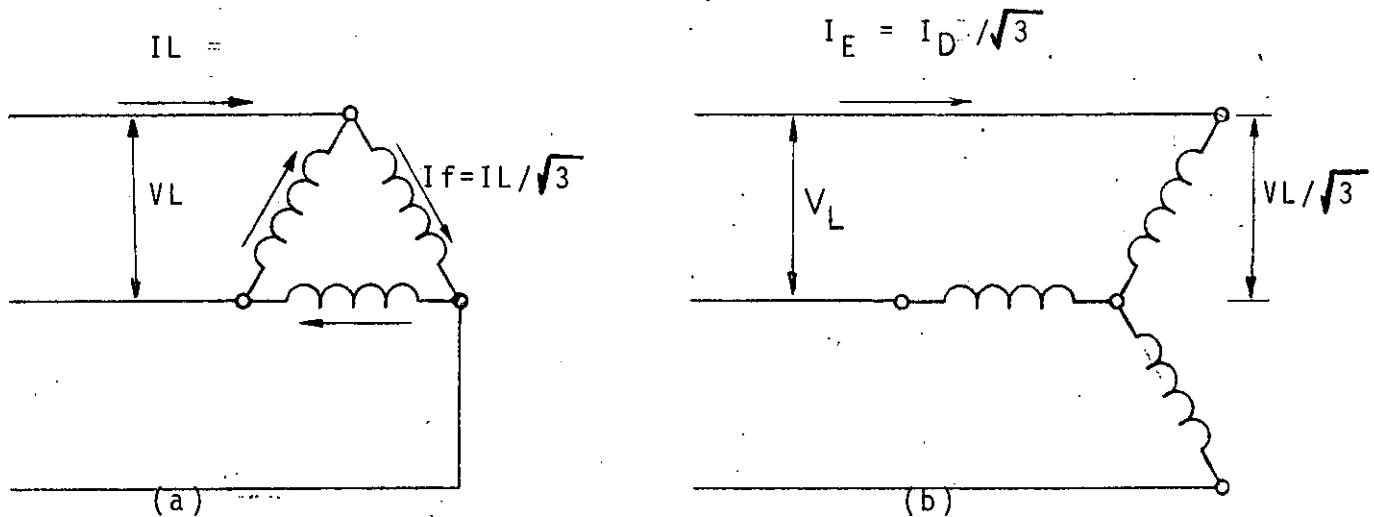


FIG. 5 CAMBIOS DE VALOR DE VOLTAJE Y CORRIENTE POR FASE EN EL ARRANQUE ESTRELLA-DELTA. (A) CONEXIÓN EN MARCHA, (B) CONEXIÓN EN ARRANQUE

DE LA FIG. 5 (A) Y (B) SE OBSERVA QUE EN EL ARRANQUE EL VOLTAJE POR FASE SE REDUCE A:

$$V_f = \frac{V_L}{\sqrt{3}}$$

Y LA CORRIENTE SE REDUCE EN LA MISMA PROPORCIÓN EN LA LÍNEA, PERO AL REDUCIRSE EL VOLTAJE POR FASE EN EL FACTOR $\sqrt{3}$, LA CORRIENTE DE FASE SE REDUCE SIMILARMENTE, POR LO QUE LA CORRIENTE DE LÍNEA EN

CONEXIÓN ESTRELLA (Ie) SE REDUCE FINALMENTE A LA TERCERA PARTE, EN RELACIÓN A LA CORRIENTE EN DELTA (Id).

LA TABLA II, MUESTRA LOS RESULTADOS PARA ARRANQUE ESTRELLA-DELTA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO ANTERIOR, CON ARRANQUE A TENSIÓN PLENA.

LAS TABLAS III Y IV MUESTRAN LOS RESULTADOS PARA ARRANQUE AL 65% Y 85% DE LA TENSIÓN NOMINAL DEL MOTOR, OBTENIENDO COMO CONCLUSIÓN QUE ES POSIBLE EL ARRANQUE AL 85% DE VOLTAJE YA QUE AL 65% EL PERÍODO DE ARRANQUE ES PROLONGADO CON VALORES DE CORRIENTE CONSIDERABLES.

EN CUALQUIER FORMA DE ARRANQUE, LOS CAMBIOS QUE DEBE EFECTUAR EL ARRANCADOR, USUALMENTE SE PROGRAMAN PARA UN RANGO EN QUE LA VELOCIDAD DEL MOTOR ESTÁ AL 75% EN PROMEDIO CON RESPECTO A LA VELOCIDAD SÍNCRONA, SIN EMBARGO, LO QUE FINALMENTE DETERMINA EL INSTANTE DEL CAMBIO DE TENSIÓN REDUCIDA A TENSIÓN PLENA ES CUANDO LA VARIACIÓN EN CORRIENTE NO SEA CONSIDERABLE.

T A B L A II

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VELOCIDAD MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (AMPS)	PAR MOTOR (%)	VOLTAJE MOTOR (%)	PAR MOTOR RESULTANTE (%)	PAR CARGA (%)	PAR (NETO) ACELERACION (%)	PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	PRODUCTOS $I^2 t$ amp ² seg.
0-10	186.7	532	53.3	95.7	48.8	0.68	48.6	359.6	2.72	769 825.28
10-20	183.3	523	51.7	95.7	47.3	1.01	47.0	347.8	2.81	768 616.49
20-30	178.3	508	50.0	95.8	45.9	2.02	45.2	334.7	2.92	753 546.88
30-40	175.0	499	49.0	95.9	45.1	4.73	43.5	321.9	3.04	756 963.04
40-50	172.3	489	48.0	96.0	44.2	8.11	41.5	307.3	3.18	760 404.78
50-60	166.7	475	47.0	96.1	43.4	12.50	29.2	290.3	3.37	760 356.25
60-70	163.3	466	46.7	96.2	43.2	18.24	37.8	279.7	3.50	760 046.00
70-80	158.3	451	51.7	96.3	47.9	23.65	40.0	296.2	3.30	671 223.30
80-90	150.0	428	65.0	96.5	60.5	30.40	50.4	273.0	3.58	655 798.72
90-100	123.3	352	90.0	97.1	84.9	37.50	72.4	535.5	1.83	226 744.32

30.25 6 883 525

TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE 30.25 SEGUNDOS

PRODUCTOS $I^2 t = 6,883,525$

33

ARRANQUE ESTRELLA - DELTA

T A B L A III

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VELOCIDAD MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (AMPS)	PAR MOTOR (%)	VOLTAJE MOTOR (%)	PAR MOTOR RESULTANTE (%)	PAR CARGA (%)	PAR (NETO) ACELERACION (%)	PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	PRODUCTOS $\frac{1}{2} t^2$ amp ² seg.
0-10	364	1 037	67.2	95.7	61.5	0.68	60.8	449.2	2.18	2 344 304.4
10-20	358	1 019	65.1	95.7	59.6	1.01	58.6	433.6	2.26	2 346 695.8
20-30	348	991	63.0	95.8	57.8	2.02	55.8	407.0	2.40	2 356 994.4
30-40	341	973	61.7	95.9	56.8	4.73	52.0	384.8	2.55	2 414 158.9
40-50	335	954	60.5	96.0	55.7	8.11	47.6	352.2	2.78	2 530 122.4
50-60	325	926	59.2	96.1	54.7	12.50	42.2	312.3	3.14	2 692 474.6
60-70	319	908	58.8	96.2	54.4	18.24	36.2	267.9	3.66	3 429 507.8
70-80	309	880	65.1	96.3	60.4	23.65	26.7	197.6	4.96	3 841 024
80-90	293	884	81.9	96.5	76.3	30.40	45.9	339.7	2.88	2 250 593.2
90-100	241	500	113.4	97.1	106.9	37.50	69.4	513.6	1.90	475 000
									28.71	24 680 875

ARRANQUE A VOLTAJE REDUCIDO A 65% DEL VOLTAJE NOMINAL

34

T A B L A I V

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VELOCIDAD MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (AMPS)	PAR MOTOR (%)	VOLTAJE MOTOR (%)	PAR MOTOR RESULTANTE (%)	PAR CARGA (%)	PAR (NETO) ACELERACION (%)	PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	PRODUCTOS $\frac{1}{2} t^2$ amp ² seg.
0-10	476	1 357	115.2	95.7	105.5	0.68	104.8	775.5	1.26	2 320 225.7
10-20	468	1 332	111.6	95.7	102.2	1.01	101.2	748.9	1.31	2 324 233.4
20-30	455	1 296	108.0	95.8	99.1	2.02	99.1	733.3	1.33	2 233 889.2
30-40	446	1 272	105.8	95.9	97.3	4.73	92.6	685.2	1.43	2 313 717.1
40-50	438	1 248	103.7	96.0	95.6	8.11	87.5	647.5	1.51	2 351 831.0
50-60	425	1 211	101.5	96.1	97.6	12.50	85.1	629.7	1.56	2 287 772.7
60-70	417	1 187	100.8	96.2	85.3	18.24	67.0	495.8	1.98	2 789 758.6
70-80	404	1 151	111.6	96.3	103.5	23.65	79.8	590.5	1.66	2 199 169.6
80-90	383	1 090	140.4	96.5	130.7	30.40	100.3	742.2	1.32	1 568 292
90-100	315	896	194.4	97.1	183.3	37.50	145.8	1 078.9	0.91	730 562.5

14.27 SEG. 21,119,452

ARRANQUE A VOLTAJE REDUCIDO A 85% DEL VOLTAJE NOMINAL

33.

4. CONCLUSIONES

4. CONCLUSIONES

CON BASE EN LOS RESULTADOS ANTERIORES, LOS CRITERIOS PARA INCLINARNOS POR CUALQUIERA DE LAS DOS FORMAS DE ARRANQUE, SE PUEDEN OBTENER POR COMPARACION, Y ATENDIENDO A LAS NECESIDADES DE LA CARGA.

CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A CORRIENTE REDUCIDA
Y/O A TENSION REDUCIDA

VENTAJAS :

- CORRIENTE DE ARRANQUE REDUCIDA
- CAIDAS DE TENSION MENORES
- MENOR CALENTAMIENTO EN EL MOTOR

DESVENTAJAS :

- BAJOS VALORES DE PAR
- PERIODOS DE ARRANQUE MAYORES
- ARRANCADOR MAS COSTOSO

CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION PLENA

DESVENTAJAS :

- CORRIENTE DE ARRANQUE ELEVADA
- CAIDAS DE TENSION CONSIDERABLES EN LA LINEA
- CALENTAMIENTO EN EL MOTOR EXCESIVO
- LIMITADO A LA CAPACIDAD DEL SISTEMA

VENTAJAS :

- PARES DE ARRANQUE Y ACELERACION ELEVADOS
- PERIODOS DE ARRANQUE CORTOS
- ARRANCADOR MAS ECONOMICO

DE LA COMPARACIÓN ANTERIOR, SIMPLEMENTE SE PUEDE DECIR QUE: LO QUE EN UN SISTEMA DE ARRANQUE ES VENTAJA EN EL OTRO ES DESVENTAJA. COMO SE DIJO AL PRINCIPIO, LA TENDENCIA ES RECURRIR AL SISTEMA DE ARRANQUE A TENSIÓN REDUCIDA. SIN EMBARGO QUIEN DICE LA ÚLTIMA PALABRA ES LA CARGA MECÁNICA, YA QUE SI SUS NECESIDADES DE PAR SON GRANDES, ESTAMOS OBLIGADOS A UTILIZAR EL SISTEMA DE ARRANQUE A TENSIÓN PLENA A PESAR DE SUS INCONVENIENTES.

3 3

B I B L I O G R A F I A

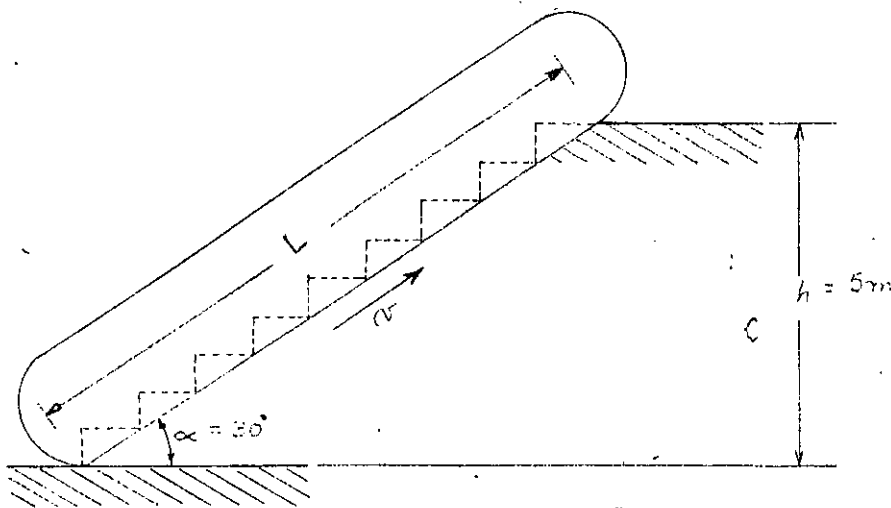
- MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS
FERDINAND P. BEER
Mc. GRAW HIL

- MANUAL CONELEC
PHELPS
DODGE

- MANUAL DE MOTORES ELECTRICOS
BROWN BOVERI

Ejemplo: La figura muestra esquemáticamente una escalera "elétrica", que se proyecta para transportar 8 000 personas por hora, a una velocidad constante de 30 m/min, considerando un peso medio por persona de 70 kg, determinar:

- a) La potencia media necesaria que debe proporcionar el motor de accionamiento, considere despreciable la fricción:
- b) La potencia media en el motor, si el rendimiento mecánico de la escalera es de 85%.
- c) Si la escalera se llegara a sobrecargar hasta un 200 %, cual es la potencia media necesaria en el motor.

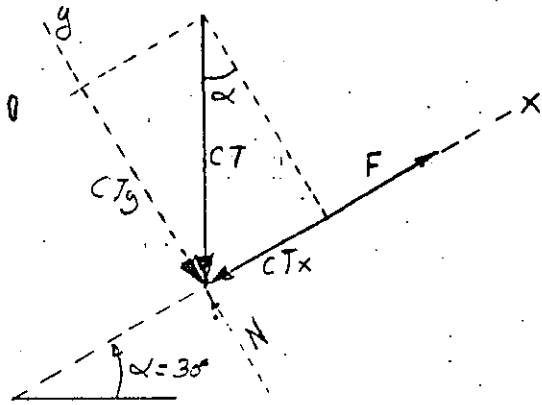


Escalera "elétrica".

Solución:

a. Potencia media necesaria desarrollada por el motor.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



La carga de trabajo es:

$$CT = 8000 \text{ personas/hora}$$

$$= \frac{8000}{3600} \text{ personas/s}$$

$$CT = 2.22 \text{ personas/s}$$

$$CT = 2.22 \times 70 \text{ kg/s}$$

$$CT = 155.5 \text{ kg/s}$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad \text{a velocidad constante}$$

$$\therefore CT_x - F = 0$$

$$\text{de donde } F = CT_x$$

donde F es la fuerza que se debe desarrollar para mover la carga de trabajo CT .

$$F = CT_x = CT \sin \alpha = 155.5 \times 0.5 = 77.7 \text{ kg/s}$$

La longitud de la escalera es: $L = h / \sin \alpha = 5 \text{ m} / 0.5 = 10 \text{ m}$.

Tiempo que lleva "subir" la escalera es:

$$t = L / v = 10 \text{ m} / (30/60) \text{ m/s} = 20 \text{ s}$$

El peso total elevado cada 20 segundos es:

$$W = F \times t = 77.7 \times 20 = 1555.5 \text{ kg}$$

Por lo que la potencia necesaria desarrollada por el motor es:

$$P = W / t = 1555.5 \times (30/60) = 777.7 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 777.7 / 75 = 10.37 \text{ C.V.}$$

o también: $P = 10.37 \times 0.9867 = 10.23 \text{ CP (HP)}$

b) Potencia necesaria en el motor, si el rendimiento mecánico de la escalera es de 85%.

La potencia desarrollada por el motor será:

$$P = 10.37 / 0.85 = 12.2 \text{ CV}$$

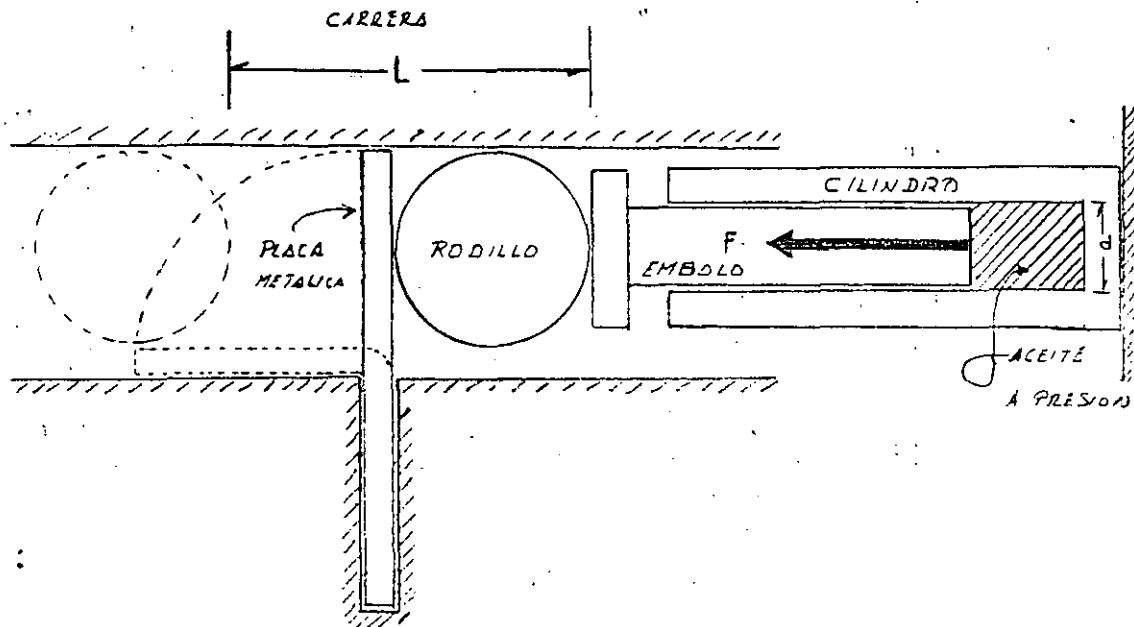
$$\text{ó } P = 12.2 \times 0.9867 = 12.037 \text{ CP (HP)}$$

c) cuando exista sobrecarga de 200% en la escalera la potencia requerida deberá ser de:

$$P = 12.2 + 2 \times 12.2 = 36.6 \text{ CV}$$

$$\text{ó } P = 36.11 \text{ CP (HP)}$$

POTENCIA REQUERIDA EN UN
DOBLADOR DE PLACAS METALICAS



Solución:

si P es la presión del aceite y $A = \pi d^2/4$ el área de la sección transversal interior del cilindro, la fuerza desarrollada vale:

$$F = P A$$

el trabajo desarrollado al recorrer la carrera L será:

$$T = F L$$

si t es el tiempo para recorrer la carrera L , entonces la potencia requerida es:

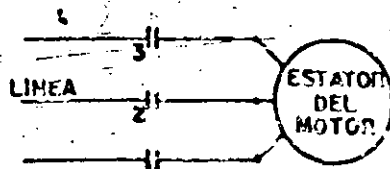
$$P = \frac{T}{t}$$

las unidades serán de acuerdo al sistema de unidades utilizado, si η es la eficiencia del sistema hidráulico en conjunto con la bomba, la potencia desarrollada por el motor será:

$$P_{mot} = \frac{P}{\eta}$$

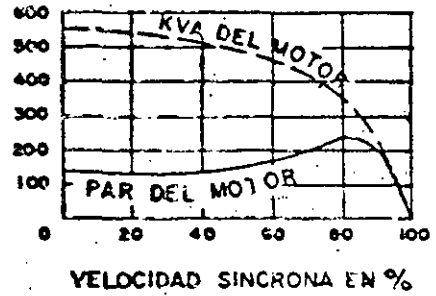
ARRANCADOR A PLENA TENSION

LOS ARRANCADORES A TENSION PLENA PODRAN USARSE SIEMPRE, A MENOS QUE LA CAPACIDAD LIMITADA DEL SISTEMA HAGA REDUCIR LOS KVA DE ARRANQUE NECESARIOS.



ARRANQUE: CERRAR 1-2-3
TRABAJO NORMAL: NO CAMBIA

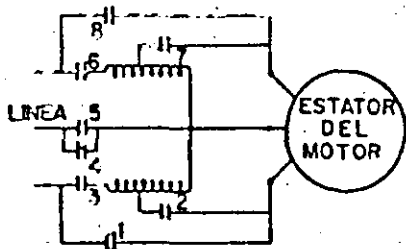
PAR DE ARRANQUE A PLENA CARGA Y KVA EN %



ARRANCADOR AUTO-TRANSFORMADOR (ABIERTO-CAMBIO DE POSICION)

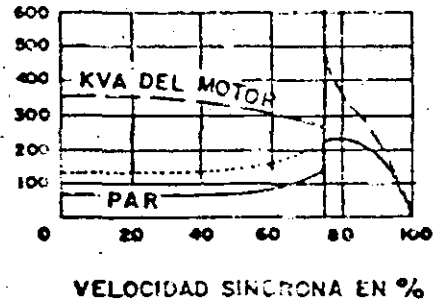
ARRANCADOR EN LINEA INTERRUPTIDA MIENTRAS EL AUTO-TRANSFORMADOR REDUCE LA TENSION PARA EL MOTOR.

APERTURA DEL CIRCUITO MIENTRAS OCURRE LA TRANSICION A PLENA TENSION, QUE EN CIERTAS OCASIONES PRODUCE ONDAS DE CHOQUE PERJUDICABLES EN LA LINEA.



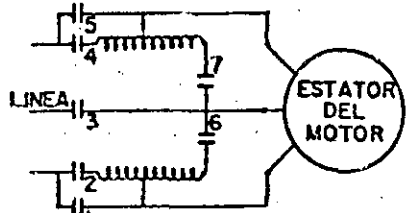
ARRANQUE: CERRAR 2-3-5-6-7
TRABAJO NORMAL: ABRIR 2-3-5-6-7, CERRAR 1-4-8

PAR DE ARRANQUE A PLENA CARGA Y KVA EN %



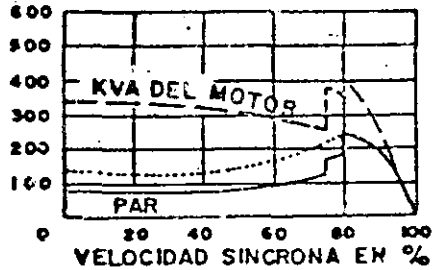
ARRANCADOR AUTO-TRANSFORMADOR (CERRADO-CAMBIO DE POSICION)

TAMBIEN LLAMADO "KORNDORFER" EL CIRCUITO NO SE INTERRUPE DURANTE EL ARRANQUE. EN TRANSFERENCIA, LA REACTANCIA DEL AUTO-TRANSFORMADOR PERMANECE EN SERIE CON EL DEVANADO DEL ESTATOR.



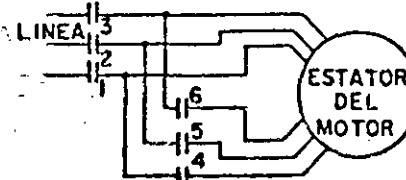
ARRANQUE: CERRAR 6-7-2-3-4
TRANSFERENCIA: ABRIR 6-7 TRABAJO NORMAL: CERRAR 1-5

PAR DE ARRANQUE A PLENA CARGA Y KVA EN %



ARRANCADOR CON DEVANADO BIPARTIDO

EL ARRANCADOR CON DEVANADO BIPARTIDO NO REQUIERE AUTO-TRANSFORMADOR, REACTOR O RESISTOR Y USA UN SIMPLE INTERRUPTOR. APROVECHABLE EN DOS O MAS PASOS DE ARRANQUE DEPENDIENDO DEL TAMAÑO, VELOCIDAD Y TENSION DEL MOTOR.



ARRANQUE: CERRAR 1-2-3
TRABAJO NORMAL: CERRAR 4-5-6

PAR DE ARRANQUE A PLENA CARGA Y KVA EN %

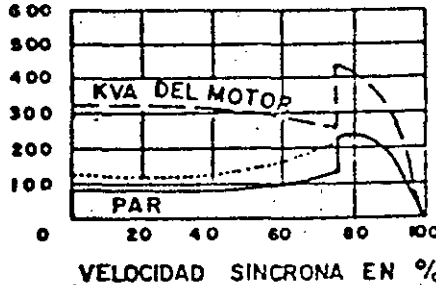
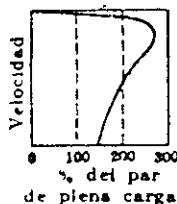


FIG. # 4

Clase A o tipo normal

Aplicaciones generales: corriente normal de arranque, de 5 a 7 veces la nominal; los de más de 7 1/2 CV, con tensión de arranque reducida; par normal de arranque alrededor del 150% del régimen; clasificación letras de F a R¹.

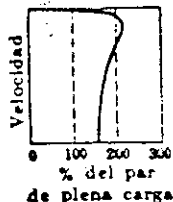


Aplicaciones

Máquinas herramientas, bombas centrífugas, grupos motor-generador, ventiladores, aspiradores, equipos que requieren un par de arranque bajo.

Clase B

Aplicaciones generales: alta reactancia; corriente de arranque reducida, 4 1/2 a 5 veces la nominal; arranque a plena tensión; par normal de arranque, 150% del nominal; clasificación: letras de B a E².

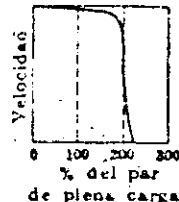


Aplicaciones

Las de la clase A. Nota: Muchos fabricantes hacen sólo motores de clase B de más de 5 CV.

Clase C

Doble jaula de ardilla. Baja corriente de arranque, 4,5 a 5 veces la nominal; arranque a plena tensión; elevado par de arranque, 225 % del nominal; clasificación: letras de B a E².

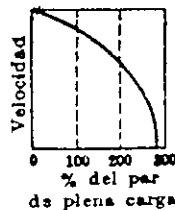


Aplicaciones

Bombas de movimiento alternativo, trituradoras, mezcladoras, compresores de aire, transportadores que arrancan con carga, grandes máquinas refrigerantes, equipos que requieren un gran par de arranque.

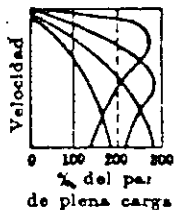
Clase D

Alta resistencia. Baja corriente de arranque; arranque a plena tensión; elevado par de arranque, 275 % del nominal.



Aplicaciones

Prensas de embutir, guillotinas, martinetes, pequeñas grúas, máquinas con volante, máquinas de estirar metales, centrífugas de azúcares.



Motor bobinado

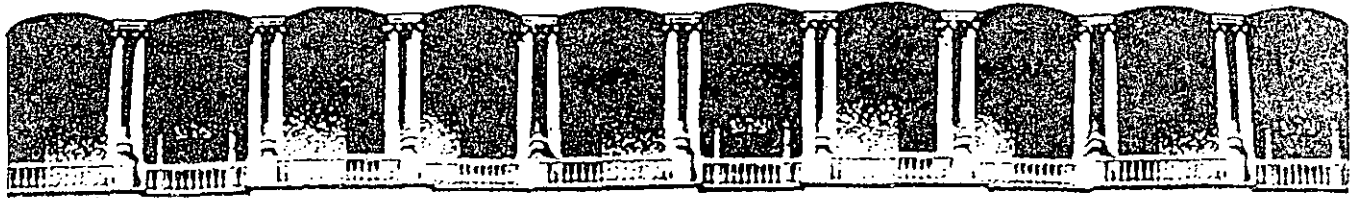
Resistencia en el circuito del rotor para obtener un gran par de arranque con poca intensidad de corriente.

Aplicaciones

Ascensores, grúas, cabrestantes, laminadoras, palas eléctricas, cargadores de carbón y de mineral, grupos motor-generador con volante.

¹ Las letras del código de F a R representan que la corriente es de 5 a 14 veces la nominal.
² Las letras de B a E representan 3,1 a 5 veces la corriente nominal.

Fig. 285. — Rotores de motores según su clasificación.



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

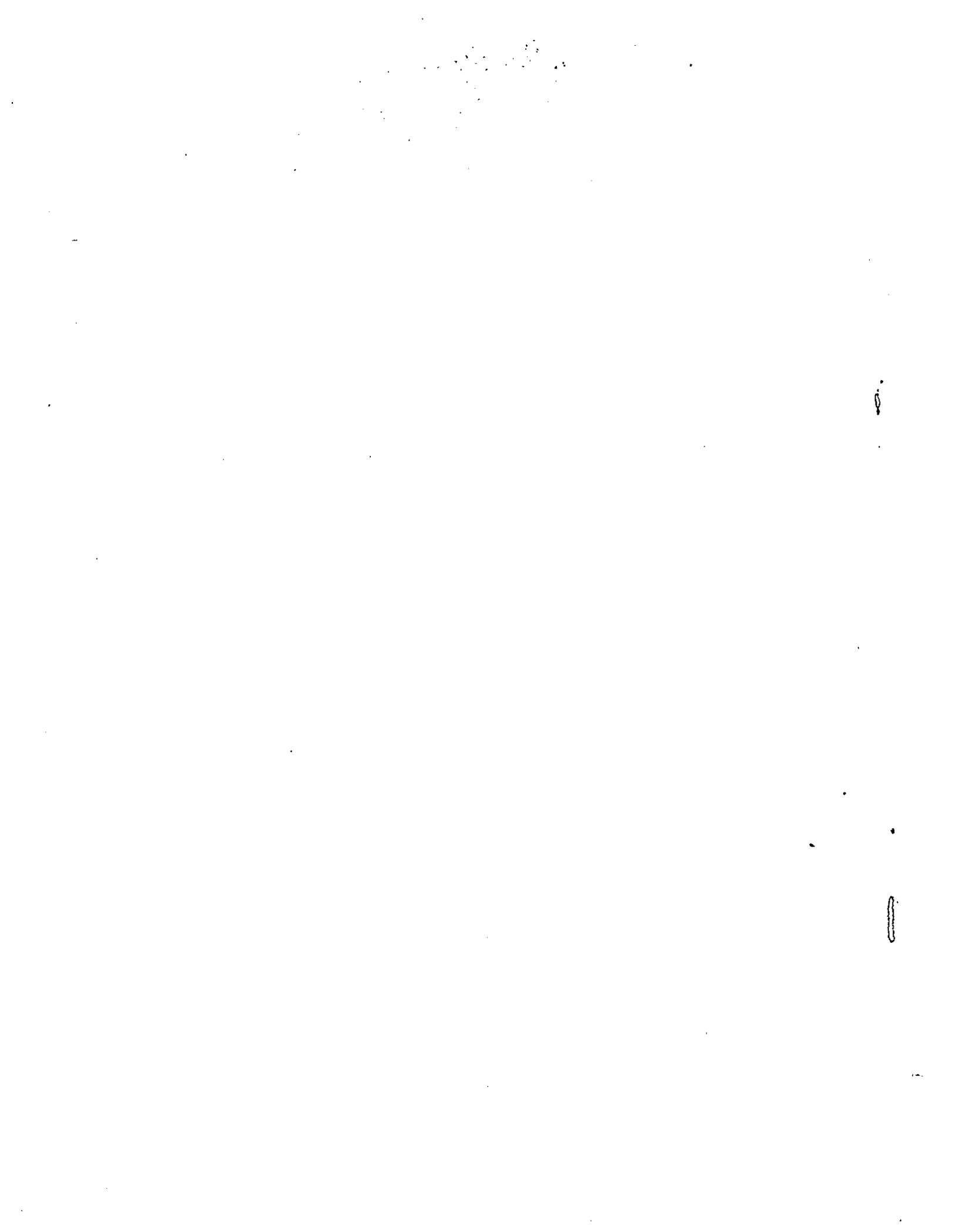
CURSOS ABIERTOS

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

INSTALACION MECANICA

ING. VICENTE BORJA RAMIREZ

SEPTIEMBRE - 1992



INDICE GENERAL

TEMAS

PAG.

A) RODAMIENTOS

1 A 82 A

B) ELEMENTOS DE TRANSMISION

16 A 134 B

B.1 BANDAS

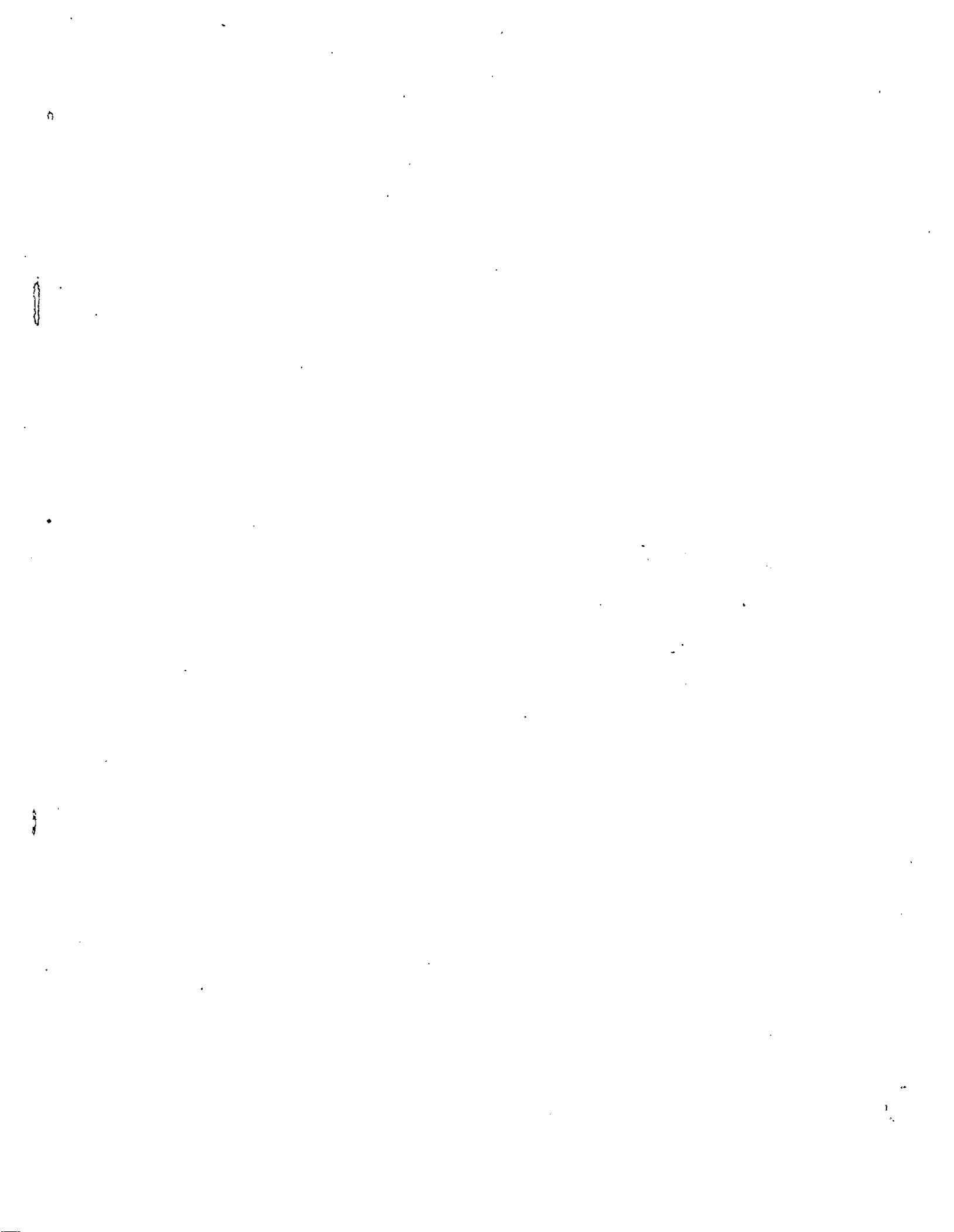
B.2 CADENAS

B.3 ENGRANES

B.4 COPLES

C) ALINEAMIENTO DE MAQUINARIA

1 C A 22 C



Introducción

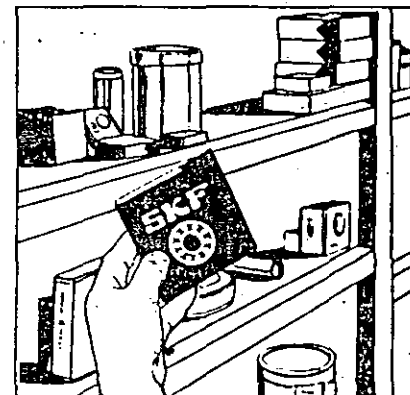
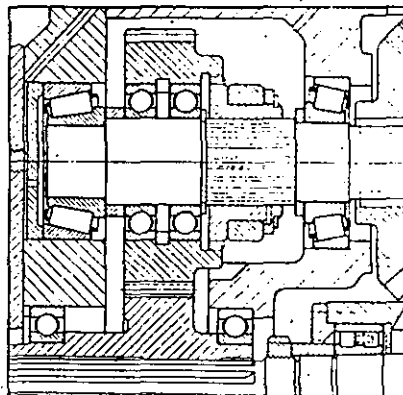
1a

Los rodamientos son unos elementos de máquina relativamente robustos y de larga duración, especialmente si están montados correctamente y se cuidan bien. El manejo correcto en el montaje y desmontaje no implica nada extraordinario: es verdad que exigen limpieza, precisión y atención, pero esto es totalmente normal tratándose de máquinas. El mantenimiento de los rodamientos significa, en pocas palabras, protegerlos de suciedad y humedad y vigilar que estén bien lubricados. La eficacia de la protección depende de la configuración de la disposición, del estado de las obturaciones y del lubricante. La bondad de la lubricación depende del lubricante empleado y de la forma en que se emplea.

Al proyectar máquinas se parte de los factores unas veces conocidos y otros supuestos, relativos a las condiciones ambientales y de funcionamiento. Las instrucciones de mantenimiento deben por fuerza basarse en unas condiciones de funcionamiento similares promedias. El usuario conoce sin embargo todas las circunstancias en la práctica y las condiciones locales de funcionamiento y entretenimiento en sus más mínimos detalles. Combinando sus propios conocimientos con las reglas y consejos prácticos para el almacenamiento de repuestos, atención durante la marcha, revisión durante las paradas, desmontaje y montaje, que se facilitan en este manual, el mantenimiento no deberá originar problema alguno en lo que respecta a los rodamientos.

Almacenamiento de rodamientos de repuesto

2a



Para evitar paradas prolongadas por causa de eventuales averías en los rodamientos debe uno cerciorarse de que sea fácil disponer de rodamientos de recambio. Es por ello conveniente averiguar desde un principio qué rodamientos integran la maquinaria y si se requiere alguna herramienta especial para el desmontaje o montaje. Entérese por el distribuidor de SKF si los rodamientos pueden ser suministrados con suficiente rapidez. Si resulta que algunos de los rodamientos tienen plazo de entrega largo, puede ser aconsejable encargar ya desde este momento el envío de rodamientos de repuesto.

Los rodamientos son tratados con un agente antioxidante antes del empaquetado, y en el envase original resisten el almacenamiento durante muchos años. Preferiblemente deben guardarse en un local en el cual la humedad del aire no sobrepase el 60% y la temperatura se mantenga más o menos uniforme. Los rodamientos con placas de protección (sulijo -2Z) deben no obstante utilizarse en el curso de 2 años, y los rodamientos con placas de obturación (sulijo -2RS) en tres años, puesto que la grasa de que están llenos sufre tras dicho tiempo un excesivo envejecimiento.

Cuidese de que los rodamientos que no se conservan en el embalaje original estén limpios, bien engrasados y envueltos en papel parafinado impregnado de aditivo anticorrosivo.

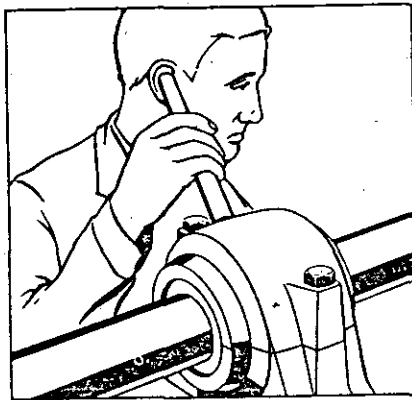
Vigilancia durante el funcionamiento

3a

Los rodamientos montados en máquinas en las que una parada accidental seria consecuencia deben revisarse regularmente. En aplicaciones de rodamientos menos críticas, cuyas condiciones de funcionamiento no sean especialmente severas, pueden en la mayoría de los casos dejarse sin más atención que la lubricación. Esta sección trata de la vigilancia rutinaria de los rodamientos y está subdividida en cuatro apartados:

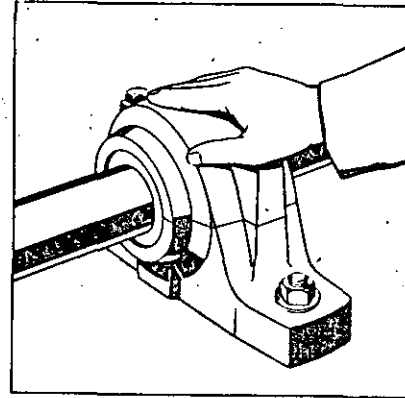
Escuchar
Tocar
Observar
Lubricar

Escuchar



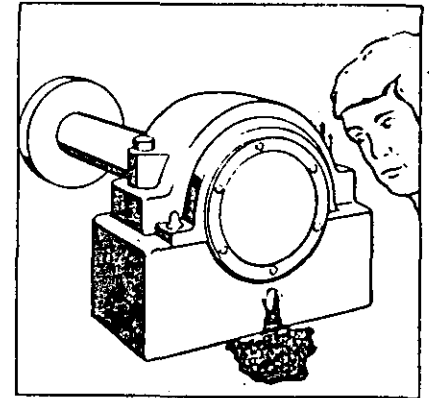
Apóyese por un extremo un palo, un destornillador u objeto similar sobre el alojamiento del rodamiento lo más próximo posible a éste. Aplique el oído al otro extremo y escuche. Si todo está en orden, deberá oírse únicamente un suave zumbido. Un rodamiento dañado emite un ruido elevado, a menudo irregular y estruendoso.

Tocar



Compruébese la temperatura de la disposición mediante un termómetro, una tiza termosensible o, en muchos casos, poniendo la mano sobre el alojamiento. Si la temperatura parece anormalmente alta o varía súbitamente, es signo de alguna anomalía en el funcionamiento del rodamiento. El motivo puede ser falta de lubricante, exceso de lubricante, impurezas, sobrecarga, rodamiento dañado, insuficiente juego interno, acuñaamiento, gran rozamiento en las obturaciones o calentamiento procedente del exterior. Téngase sin embargo en cuenta que en la relubricación se produce a menudo una elevación totalmente normal de la temperatura que puede perdurar 1-2 días.

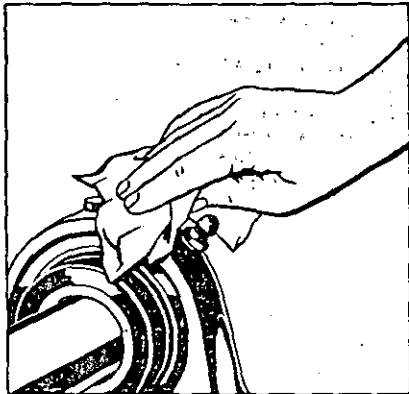
Observar



Vigile que no se escape el lubricante a través de obturaciones defectuosas o tapones mal apretados. En general las impurezas confieren al lubricante un color oscuro anormal. Revise también los dispositivos de obturación próximos a los rodamientos; deben mantenerse en tal estado que por ejemplo los líquidos calientes o corrosivos no puedan penetrar hasta los rodamientos. Compruebe el funcionamiento de la lubricación automática en caso de haberla.

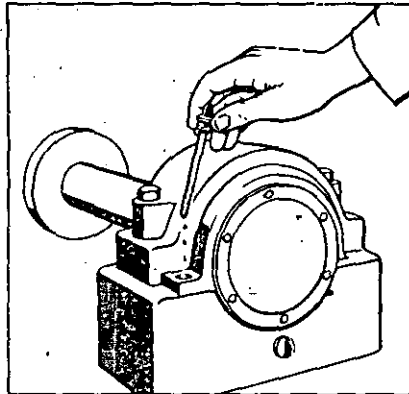
5a

Lubricar



Lubricación con grasa

Relubrique los rodamientos según las instrucciones de lubricación del fabricante de la máquina o según las orientaciones resumidas en las págs. 45-47. Limpie bien los engrasadores antes de inyectar grasa nueva. Si el soporte carece de engrasadores, la relubricación necesaria debe realizarse durante una parada planeada de la máquina. Es preciso desmontar la parte superior o la tapa lateral, quitar la grasa vieja y reemplazarla por nueva, véase "Llenado del lubricante" en la pág. 43. Incluso tratándose de soportes con engrasadores, de vez en cuando debe quitarse la grasa vieja antes de introducir grasa nueva.



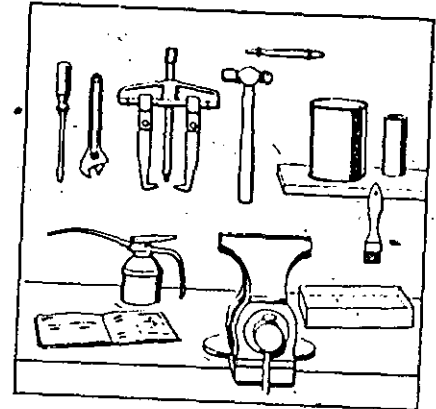
Lubricación con aceite

Compruebe el nivel de aceite y que el agujero de aire del tubo de nivel de aceite esté abierto. Añádase aceite en caso necesario. Para el cambio de aceite se vacía éste, y el conjunto del rodamiento se enjuaga con aceite nuevo limpio de la misma clase que el viejo, llenando a continuación con aceite nuevo. En el caso de lubricación por baño de aceite suele ser suficiente cambiar el aceite una vez al año, en el supuesto que la temperatura de trabajo no sobrepase los +50 °C y que el aceite no se ensucie. El cambio de aceite debe efectuarse con mayor frecuencia en caso de temperaturas más altas: hasta +100 °C, trimestralmente; +120 °C, mensualmente; y +130 °C, semanalmente.

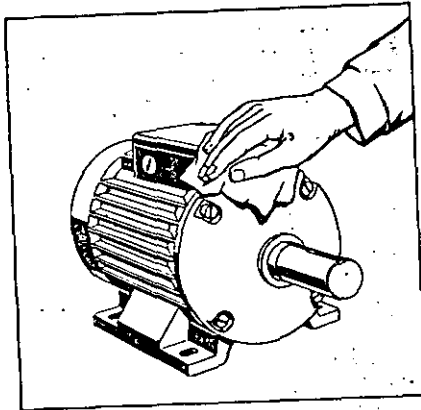
Revisión durante las paradas

6a

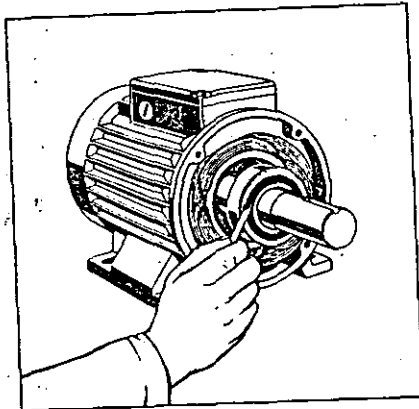
Aunque los rodamientos son componentes mecánicos robustos, con una larga duración de servicio, es prudente sin embargo, revisarlos de vez en cuando. Esto se debe efectuar preferentemente durante una parada programada de la máquina o cuando la máquina debe desmontarse por algún motivo, por ej. para su revisión o reparación.



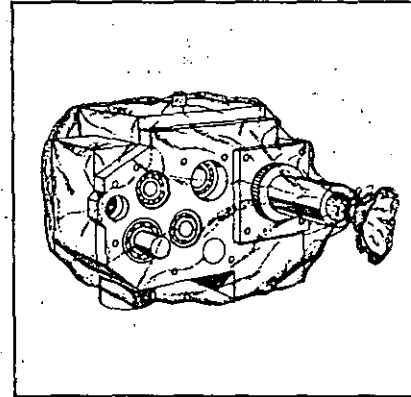
Inicie la revisión preparando el lugar de trabajo de modo que esté lo más limpio y seco posible. Compruebe que dispone de rodamientos de repuesto, para el caso de que fuese necesario cambiar algún rodamiento. Si existen planos, estúdielos detenidamente antes de iniciar el trabajo.



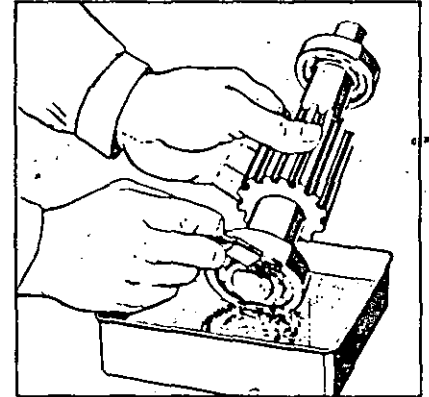
Limpe el exterior. Anote en qué orden se desmontan los elementos circundantes y sus posiciones relativas. Tenga cuidado, por. ej., con las obturaciones de laberinto a fin de que no se quiebren al desmontarlas. No haga nunca palanca sobre las obturaciones ni las fuerce. Inspeccione las obturaciones y demás piezas de la disposición.



Observe el lubricante. Impurezas de diversas clases pueden generalmente detectarse frotando un poco de lubricante entre los dedos o extendiendo un poco sobre el dorso de la mano y mirando a contraluz.



Cuide de que no puedan penetrar polvo y humedad en la máquina de la que se hayan retirado tapas y obturaciones. Cubra la máquina, rodamientos al descubierto y los asientos de éstos, con papel parafinado, plástico o material por el estilo durante interrupciones del trabajo. Evite el uso de trapos con hilachas.



Lave el rodamiento descubierto, si puede inspeccionarse sin desmontarlo antes, usando un pincel mojado en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Recuerde sin embargo que los rodamientos estancos (con placas -2Z ó -2RS) no deben lavarse en absoluto.

Un espejo pequeño y una sonda por ej. como las que usan los dentistas, pueden ser de gran utilidad al inspeccionar los caminos de rodadura, las jaulas y los elementos rodantes de los rodamientos.

Si el rodamiento no presenta defectos, se le relubrica de acuerdo con las instrucciones del fabricante de la máquina o según las recomendaciones en las págs. 45-47. Colóquense nuevamente las obturaciones y las tapas.

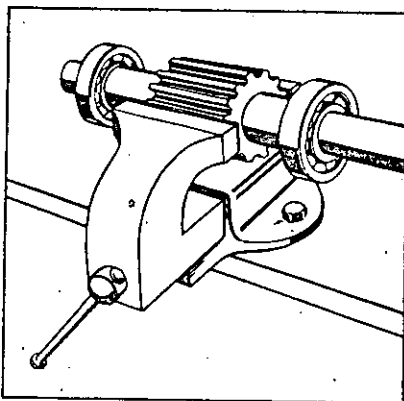
Desmontaje de rodamientos

9a

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de desmontar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

Ajuste de apriete en el eje
Ajuste de apriete en el alojamiento
Rodamientos montados sobre manguito
Inspección de rodamientos desmontados

¡No desmonte nunca un rodamiento no averiado, si no es absolutamente necesario!



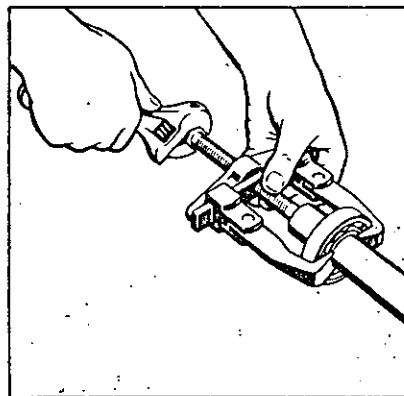
Si por algún motivo hay que desmontarlo, es una buena regla señalar primeramente cómo va montado el rodamiento, o sea qué es lo que iba "arriba" y "delante", etc. Naturalmente hay que observar luego que el rodamiento quede montado de la misma forma.

Empiece el trabajo de desmontaje con la preparación de las herramientas necesarias — en las págs. 48 y 49 se encuentran ejemplos de herramientas apropiadas que vende SKF. Los distribuidores de SKF tendrán mucho gusto en facilitarle información complementaria de la gama completa de herramientas.

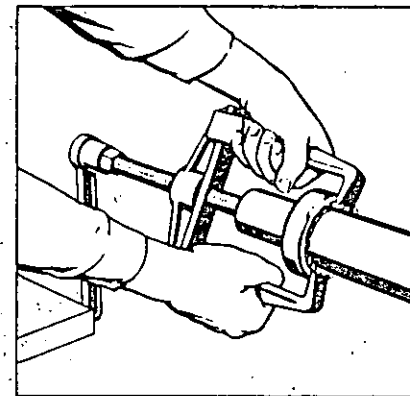
Recuerde que debe tratar todos los rodamientos con cuidado. Disponga un apoyo de contención del eje; de lo contrario los rodamientos pueden ser dañados por las fuerzas de desmontaje que normalmente aparecen en el curso del trabajo.

10a

Ajuste de apriete en el eje



Si el rodamiento está muy prieto sobre el eje debe emplearse un extractor, el cual normalmente debe aplicarse al aro interior. Rodamientos grandes es conveniente desmontarlos mediante la herramienta hidráulica de desmontaje de SKF, véase la pág. 48.

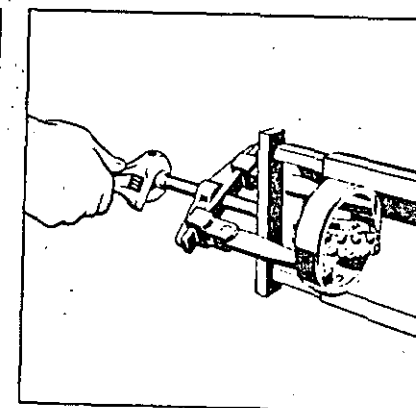
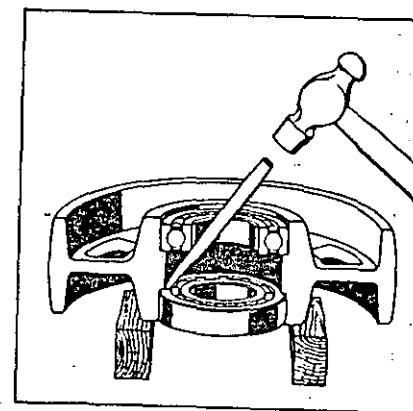
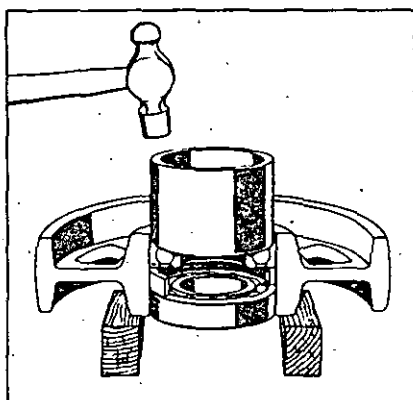
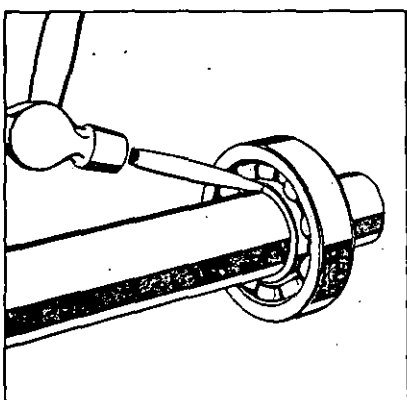


Si resulta imposible agarrar el aro interior con el extractor, puede admitirse que éste se aplique al aro exterior pero es muy importante hacer girar el aro exterior durante el desmontaje a fin de que la fuerza de extracción no dañe algún elemento del rodamiento. Disponga un tope que impida girar el tornillo del extractor, agarre los brazos del extractor y dele vueltas ininterrumpidamente.

11a

12a

Ajuste de apriete en el alojamiento



Si no se dispone de extractor apropiado, puede emplearse un botador con punta redondeada u otra herramienta similar. Aplíquela sobre el aro interior. ¡No dé martillazos directamente sobre el rodamiento! Tenga gran cuidado al emplear este método, porque es muy fácil dañar el eje y el rodamiento.

Si el rodamiento está fuertemente adherido al alojamiento como por ej. en una rueda, puede expulsarse usando un botador especial de segmento o un botador tubular golpeándolo uniformemente alrededor. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y carecer de rebabas.

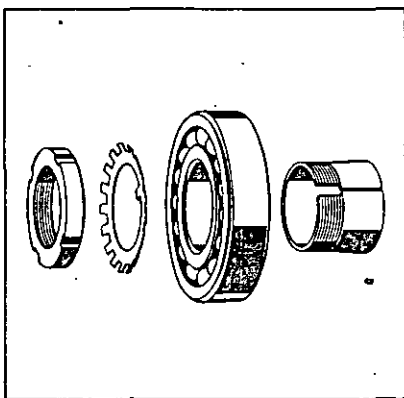
Emplee un botador con punta redondeada u otra herramienta por el estilo, en caso de haber un resalte entre los rodamientos.

El aro interior de rodamientos de bolas o rodillos a rótula normalmente puede la- dearse de modo que sea posible introducir un extractor.

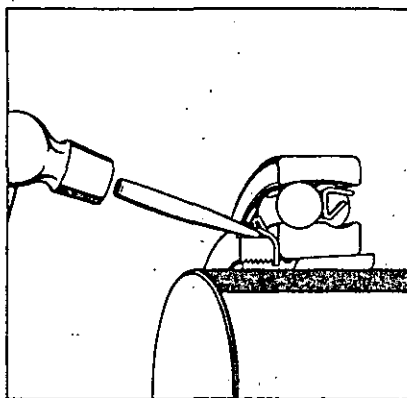
Desmontaje de rodamientos

13a

Rodamientos montados sobre manguitos



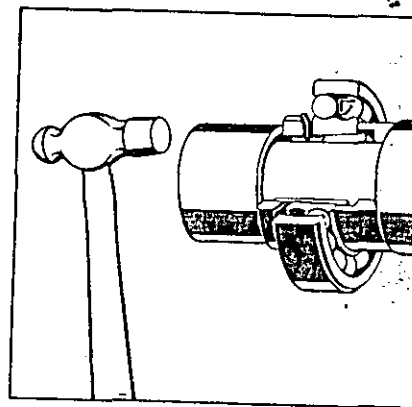
Los rodamientos a rótula suelen montarse sobre manguito de fijación o de desmontaje. Esto tiene la ventaja de que el eje no necesita mecanizarse con tanta precisión y que el trabajo de montaje y desmontaje se facilita considerablemente. En el grabado se representan de izquierda a derecha tuerca, arandela de retención, rodamiento y manguito de fijación.



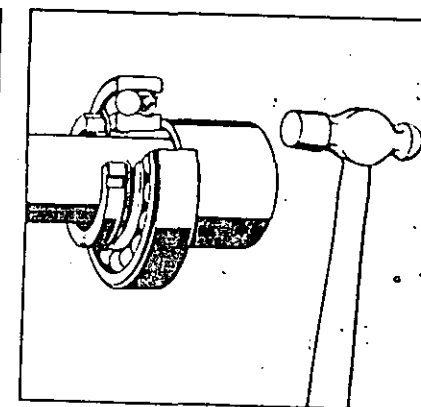
Manguito de fijación

Previamente al desmontaje se señala la posición del manguito sobre el eje. A continuación se levanta la lengüeta doblada de la arandela de retención.

14a

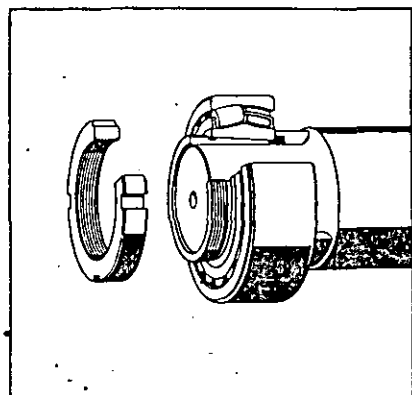


Desenrosque la tuerca algunas vueltas. Aplique un botador de segmento o un botador tubular a la tuerca y dé un martillazo fuerte de forma que el rodamiento se desprenda.



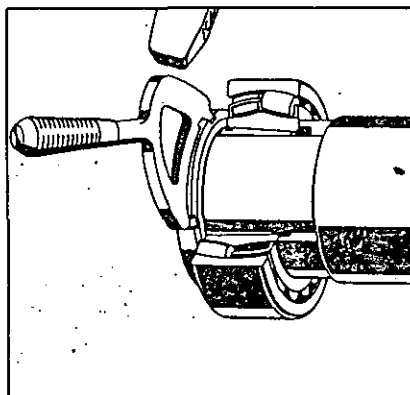
Si el rodamiento está montado sobre un eje sin resalte o si no hay casquillo separador entre el rodamiento y el resalte del eje, la herramienta se aplicará en cambio al aro interior del rodamiento.

15a



Manguito de desmontaje

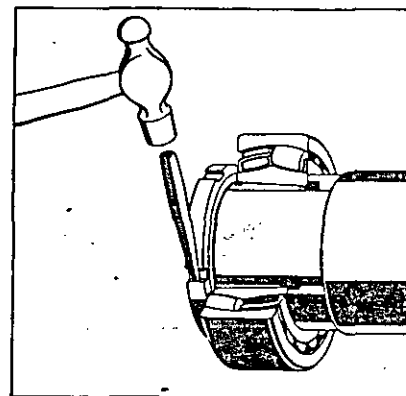
Tratándose de rodamientos pequeños y medianos se extrae el manguito mediante una tuerca de la misma clase que la empleada con los manguito de fijación. Recuerde sin embargo que la rosca y la cara de la tuerca vuelta hacia el rodamiento deben primero untarse por ej. con pasta de bisulfuro de molibdeno.



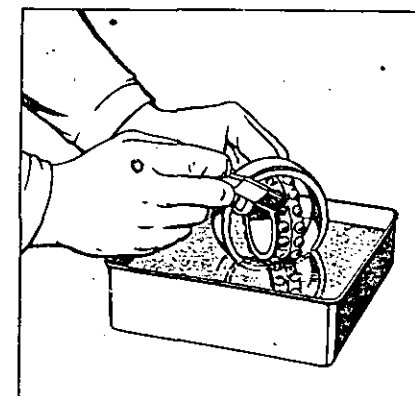
Apriete la tuerca con una llave de gancho o una llave de golpes hasta que se afloje el rodamiento. Si el manguito sobresale del eje, debe preverse un apoyo. Los rodamientos grandes se desprenden fácilmente mediante la tuerca hidráulica de SKF, véase la pág. 48.

16a

Inspección de rodamientos desmontados



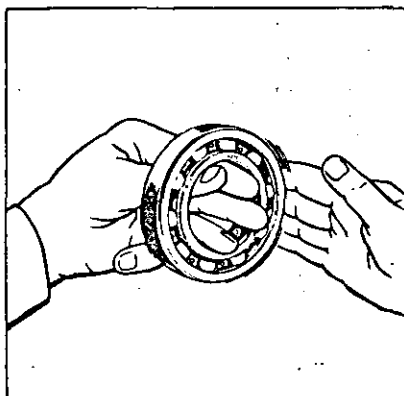
Si el manguito que ha de desprenderse es pequeño, puede emplearse por ej. un botador en lugar de una llave de gancho.



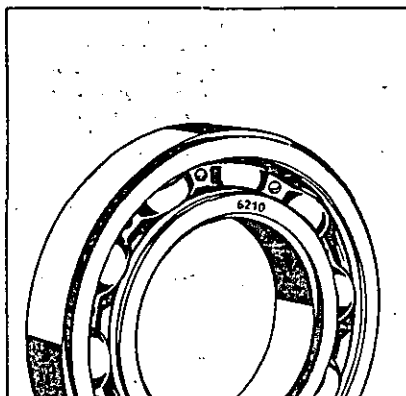
Una vez desmontado, el rodamiento debe inspeccionarse. Lávelo primero en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Mire si hay huellas en los caminos de rodadura y en los elementos rodantes del rodamiento.

Recuerde no obstante que los rodamientos estancos no deben lavarse en absoluto; por razones obvias su interior tampoco puede ser inspeccionado.

17^a



Haga girar el aro exterior y escuche si el ruido es normal.



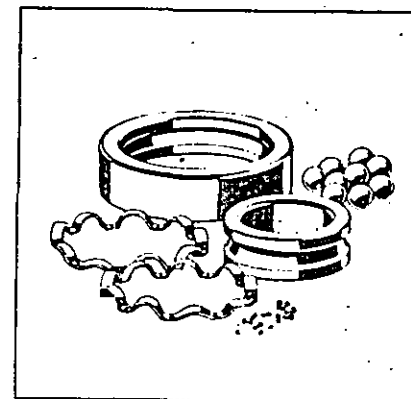
Un rodamiento que no presente daños en los caminos de rodadura, elementos rodantes o jaulas, que gira uniformemente y no tiene un juego interno anormalmente grande, puede sin riesgo alguno volverse a montar. Respecto a la relubricación del rodamiento véase la pág. 43. Si se carece de documentación debe anotarse la designación del rodamiento, la cual va grabada generalmente en la cara del aro exterior o interior.

Averías de los rodamientos

18^a

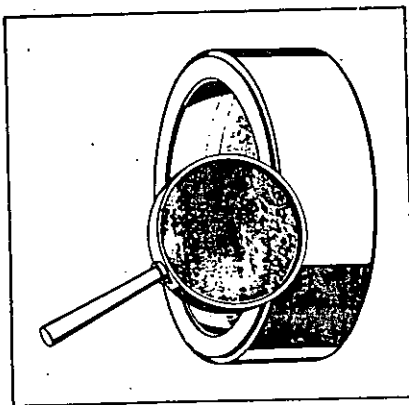
Esta sección trata de diversas averías de los rodamientos y sus probables causas. Cuando un rodamiento se estropea, se debe siempre procurar averiguar el motivo y tratar de eliminarlo. Las causas más corrientes son:

- defectos de montaje
- lubricación defectuosa
- impurezas en el rodamiento
- agua en el rodamiento
- defecto de forma en el soporte o eje
- daños por vibración
- paso de la corriente eléctrica
- fatiga del material

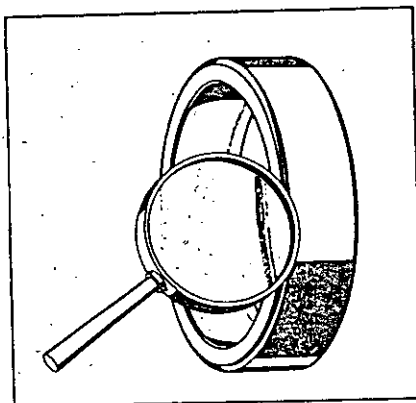


Desarme el rodamiento dañado. Si la jaula está remachada se corta la cabeza de un par de remaches y luego puede romperse con ayuda de un destornillador o herramienta similar. Los diez grabados siguientes muestran averías típicas. Consisten la mayoría de las veces en lo que se denomina descascarillado, o sea desprendimiento de fragmentos de material del camino de rodadura. El primer descascarillado suele ser pequeño, pero debido al aumento de las tensiones en los bordes de la lesión y la dispersión de los fragmentos metálicos con el lubricante, se extiende pronto.

19a

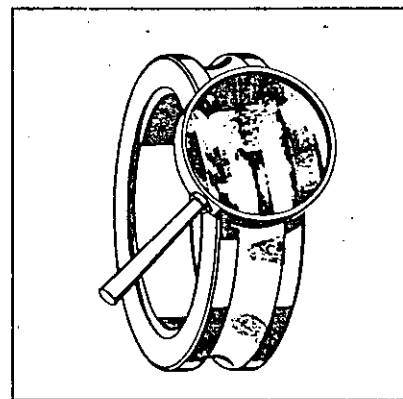


Si el rodamiento se monta mal, por ej. calándolo excesivamente fuerte sobre manguito de fijación o asiento cónico, puede sufrir una precarga. La figura representa descascarillados en el camino de rodadura del aro exterior debidos a precarga radial de esta clase.

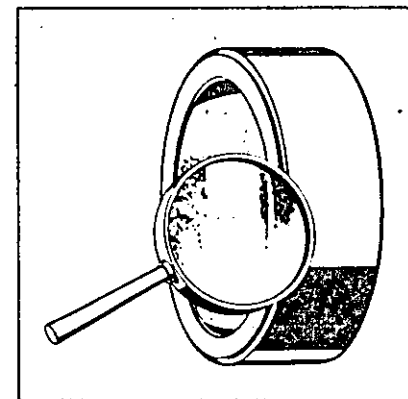


Una precarga axial puede originarse por ej. cuando el rodamiento queda acunado lateralmente. Los desperfectos mostrados en la figura fueron originados por falta de espacio en el soporte; el rodamiento no pudo seguir el desplazamiento axial que se produjo al alargarse el eje debido a dilatación térmica.

20a

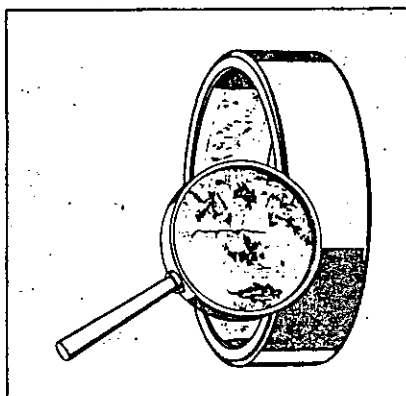
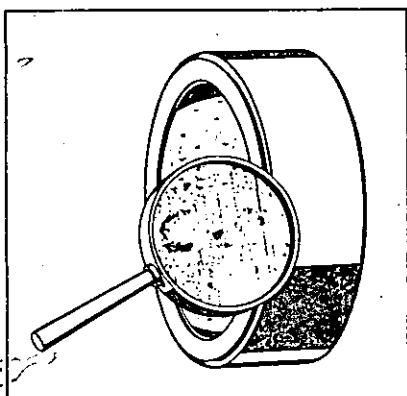


Si un rodamiento que ha de montarse con ajuste de apriete sobre el eje se cala dando golpes sobre el aro exterior, pueden producirse daños del tipo mostrado en la figura. Estos daños pueden también originarse al dar golpes sobre un extremo del eje, una polea etc., sin apoyo de contención. En tal caso se producen fácilmente huellas en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que se acorta la duración.



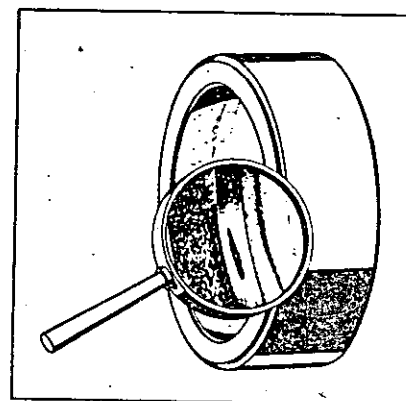
Un rodamiento mal lubricado presenta unos caminos de rodadura con un pulido de gran brillo pero a menudo también con micro-grietas en la superficie. Por regla general es sin embargo la jaula la que se rompe primero, con lo que una bola o un rodillo fácilmente quedan acunados y se produce la avería total del rodamiento. También puede ocurrir que el rodamiento se caliente por funcionar con falta de lubricante.

21a

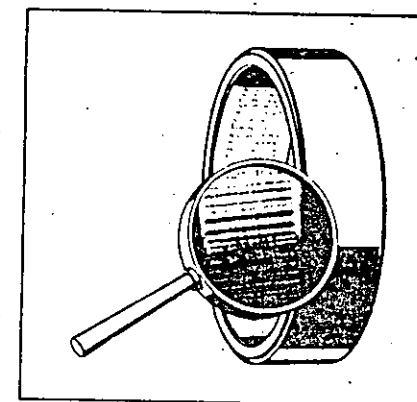


Si en el rodamiento penetran impurezas en forma de partículas sólidas, se originan fácilmente desperfectos del tipo mostrado en la figura. Las partículas ocasionan huellas de presión en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con posible descascarillado en forma de escamas. Las impurezas pueden naturalmente haber ya entrado en el montaje, pero lo más probable es que alguna de las obturaciones esté defectuosa.

Todos los componentes del rodamiento son generalmente metálicos. Los metales son sensibles a la acción del agua, especialmente del agua salada. Una brusca caída de temperatura puede dar lugar a una condensación originando así corrosión.

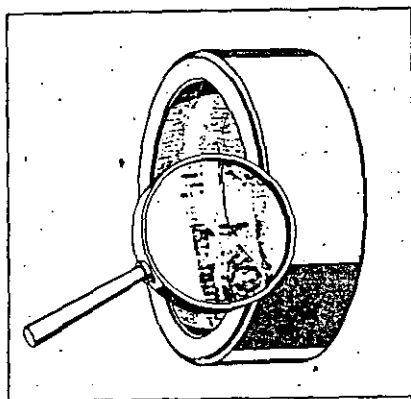


Falta de redondez del alojamiento del rodamiento en el soporte o de su asiento sobre el eje puede dar lugar a avería del rodamiento. En tales casos se producen a menudo los desperfectos en dos puntos opuestos. También otros defectos de forma pueden perjudicar al rodamiento. Una viruta metálica entre el aro exterior y el soporte puede producir deformación suficiente como para dañar el camino de rodadura del aro exterior.

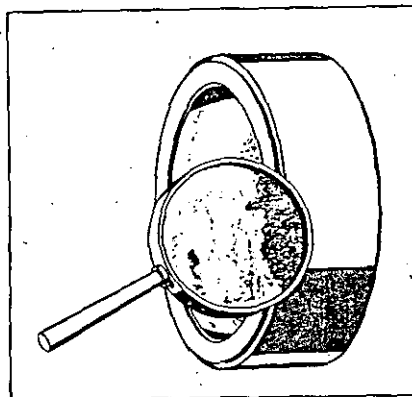


En máquinas sometidas a vibraciones pueden originarse daños en rodamientos parados debido a que los elementos rodantes rozan contra los caminos de rodadura al compás de las vibraciones. Para precaver tales daños debe el eje calzarse e inmovilizarse para que de este modo los rodamientos queden descargados, o bien cuidar de que el eje esté continuamente girando despacio. A menudo es suficiente con abreviar los períodos de parada de la máquina en cuestión.

23 a



Aunque la diferencia de potencial entre el eje y el soporte sea baja (0,4 voltios), puede producirse una descarga de corriente a través de la delgada película de lubricante entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Su consecuencia es un número de cráteres por quemadura o zonas estriadas. Daños de esta clase pueden originarse por ej. por mal contacto con tierra al efectuar trabajos de soldadura en la máquina.



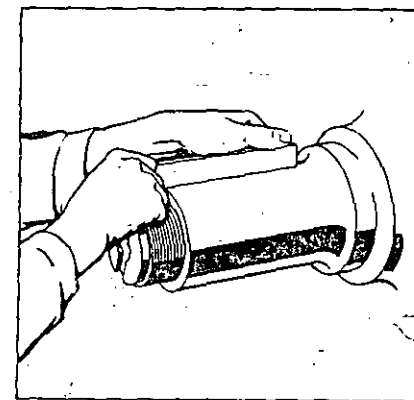
El motivo de que se presenten descascarillados por fatiga puede a veces ser simplemente que el rodamiento ha alcanzado su duración efectiva. Esta sobrepasa generalmente en forma apreciable la duración nominal calculada.

Montaje de rodamientos

24 a

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de montar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

- Ajuste de apriete en el eje
- Ajuste de apriete en el alojamiento
- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de rodillos cónicos
- Rodamientos sobre manguito
- Llenado de lubricante
- Pruebas e informes



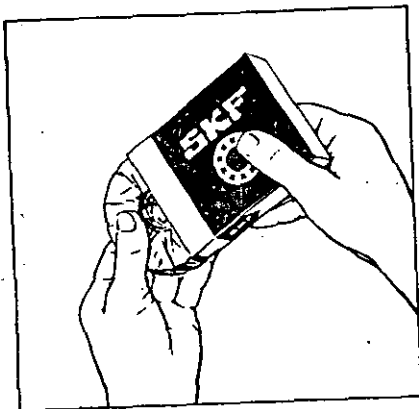
Una condición para que un rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es que en su montaje se utilizó el método correcto y se observe pulcritud. El montaje debe de preferencia efectuarse en una sala seca y limpia. El lugar de trabajo debe, de ser posible, no estar próximo a máquinas que desprendan virutas o polvo.

Empiece el trabajo de montaje reuniendo las herramientas necesarias— en las págs. 48 y 49 hay ejemplos de herramientas apropiadas de montaje que SKF vende. El distribuidor de SKF le facilitará gustosamente informaciones complementarias de toda la gama de herramientas.

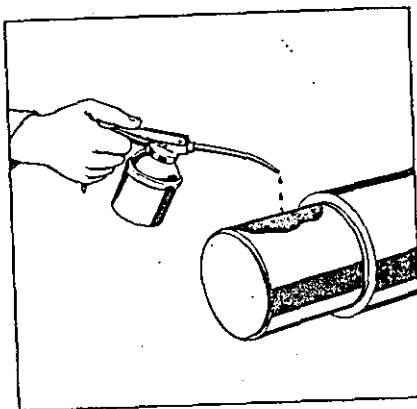
Examine cuidadosamente las piezas vecinas a los rodamientos. Quite rebabas y limpie el eje y los resaltes. Verifique el eje y el soporte en lo que respecta a exactitud de dimensiones y de forma. Pueden haberse producido daños en el desmontaje. Revise las obturaciones y sustitúyalas si están desgastadas o estropeadas.

25a

Ajuste de apriete en el eje

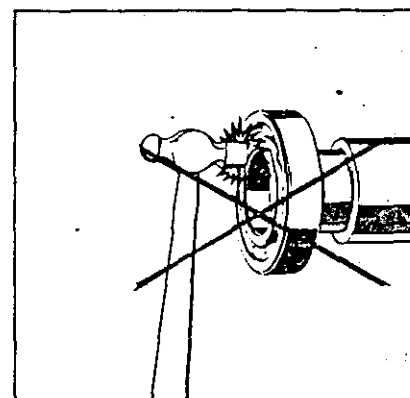


Al cambiar un rodamiento, el nuevo no debe sacarse del envase hasta el momento de montarlo. No quite el agente antioxidante excepto en la superficie cilíndrica exterior y en el agujero. Limpiar estas superficies con white spirit, secándolas con un trapo sin hilachas limpio.

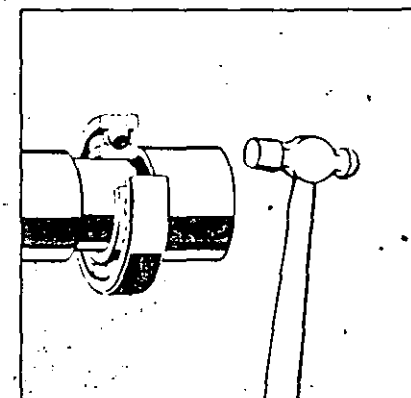


Unte con aceite fluido el asiento del rodamiento antes de su montaje. Con esto se pretende evitar daños en el eje.

26a



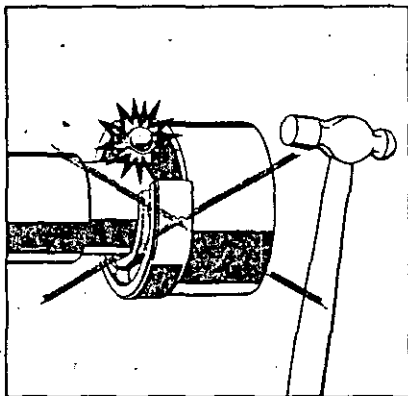
No dé nunca martillazos directamente sobre el rodamiento sino intercale siempre algún elemento. El aro podría quebrarse, la jaula dañarse o desprenderse fragmentos metálicos y estropear el rodamiento al hacerlo funcionar.



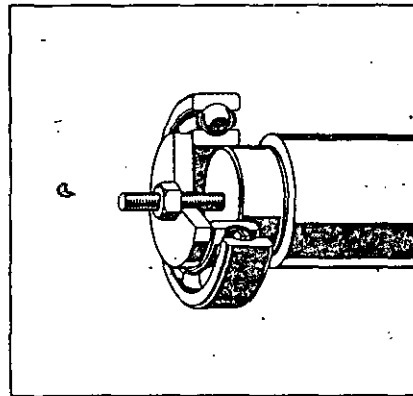
Los rodamientos pequeños se montan mediante un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y estar exentos de rebabas.

Aplique la herramienta al aro interior. Para dar los golpes emplee un martillo corriente. Los martillos de plomo u otro metal blando no son apropiados por desprenderse fácilmente escamas. Vigile que el rodamiento no entre torcido al calarlo sobre el eje.

27a

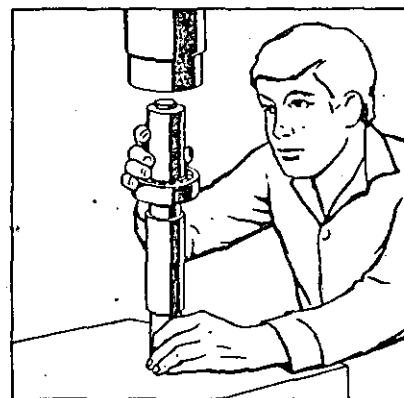


No cale nunca presionando sobre el aro exterior al montar el rodamiento sobre el eje. Podría dañar los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que la duración del rodamiento disminuiría considerablemente.

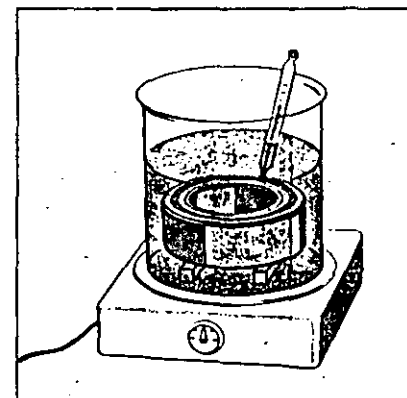


Si el eje lleva roscas interiores o exteriores, éstas pueden aprovecharse para el montaje.

28a



Si se dispone de una prensa mecánica o hidráulica, pueden montarse en frío rodamientos pequeños y medianos. Intercale un casquillo o trozo de tubo bien limpio entre la prensa y el aro interior.



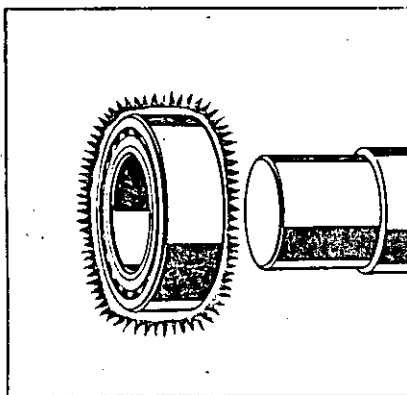
El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente, siendo una temperatura apropiada unos 80-90 °C por encima de la temperatura ambiente. Un rodamiento no debe sin embargo calentarse a más de +120 °C. Generalmente se calientan en baño de aceite. Utilícese aceite limpio con un punto de inflamación superior a los +250 °C. Tómese un recipiente limpio y viértase suficiente aceite para cubrir totalmente el rodamiento. El rodamiento no debe apoyarse directamente sobre el fondo sino que debe utilizarse un suplemento que lo aisle del calor del fondo. Empleese un hornillo eléctrico, una llama de gas, o algo por el estilo para el calentamiento del aceite.

¡No caliente nunca el rodamiento directamente a la llama!

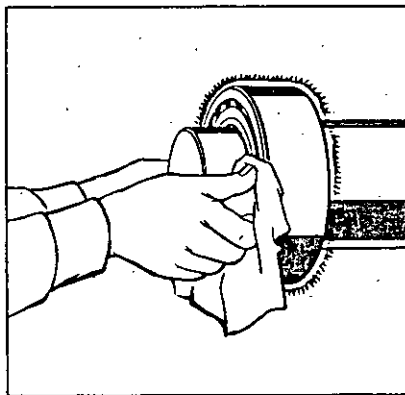
SKF vende aparatos calentadores, hornos y hornillos eléctricos.

30a

29a

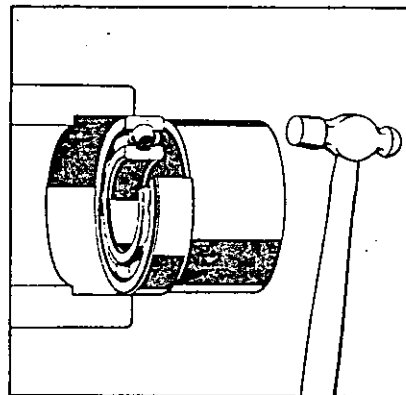


Póngase guantes protectores limpios o utilice trapos limpios para coger el rodamiento caliente. Vacíese el aceite que pueda quedar en el aro exterior y séquese el agujero del rodamiento. Acto seguido deslicese el rodamiento rápidamente sobre el eje.

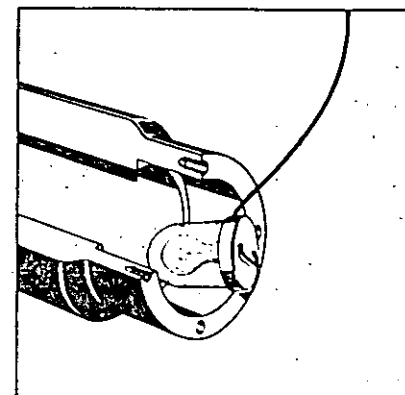


Presione el rodamiento contra la superficie de apoyo hasta que se haya enfriado, a fin de que el aro interior se ajuste bien al resalte.

Ajuste de apriete en el alojamiento



Acétese el alojamiento del rodamiento, empleése para el calado un botador de segmento o un botador tubular bien limpio, pero aplicándolo al aro exterior. Vigile que el rodamiento no se tuerza al montarlo. También en este caso es conveniente emplear una prensa mecánica o hidráulica. Por lo demás las reglas que rigen para el montaje de rodamientos con ajuste de apriete sobre el eje son aplicables en el caso de ajuste de apriete en el alojamiento.

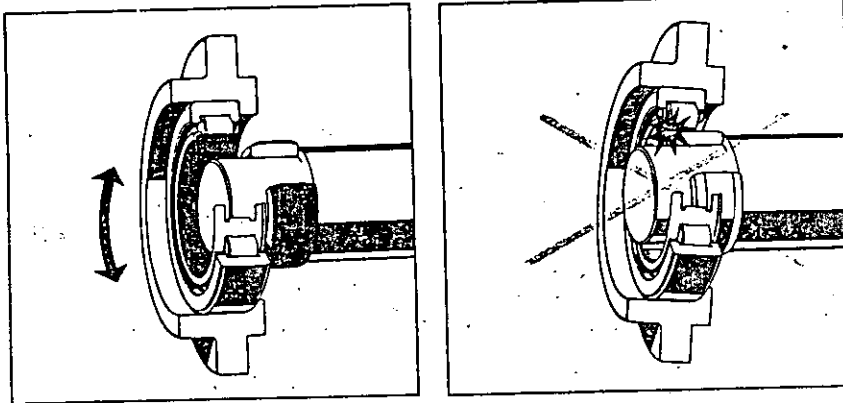


El alojamiento debe a veces calentarse para poder montar el rodamiento. Generalmente basta con un aumento de temperatura relativamente pequeño, puesto que el ajuste raramente es especialmente fuerte. Para el calentamiento, puede emplearse una lámpara eléctrica, el aparato calentador de SKF, aceite caliente o una llama directa. De emplearse llama directa hay que observar gran precaución a fin de que el alojamiento no se agriete o se deforme.

Verifíquense las dimensiones del alojamiento después del calentamiento y no olvide de limpiarlo con un trapo seco antes de montar el rodamiento. Presiónese el rodamiento contra el resalte y reténgase hasta que el alojamiento se haya enfriado lo suficiente para que el rodamiento quede bien fijado.

31 a

Rodamientos de rodillos cilíndricos

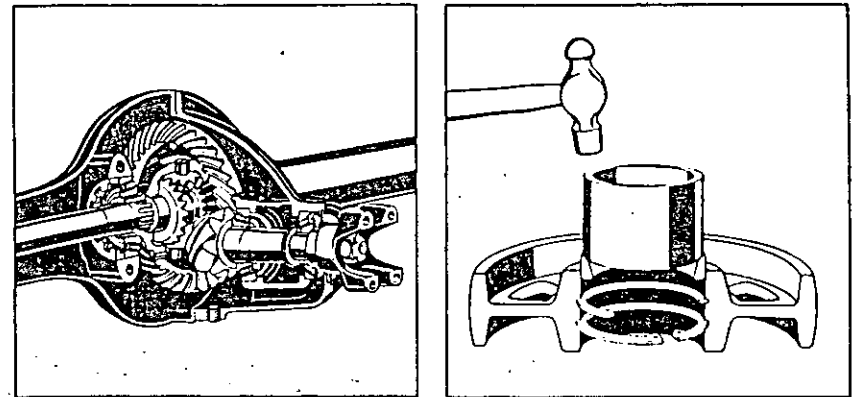


Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden generalmente montarse por partes. Móntese primero el aro libre y acéitese ligeramente el camino de rodadura. Acéitense seguidamente los rodillos y colóquese el otro aro con la corona de rodillos al mismo tiempo que se hace girar el eje o el alojamiento. Vigile que la corona de rodillos entre de forma correcta. Se recomienda el uso de un casquillo guía.

Si la corona de rodillos entra torcida sin haberse previamente aceitado o sin hacerla girar, es fácil que se dañe un aro o alguno de los rodillos.

32 a

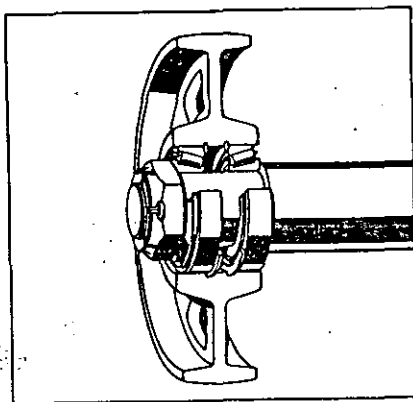
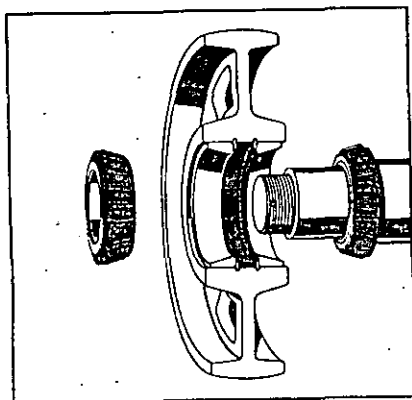
Rodamientos de rodillos cónicos



El montaje de rodamientos de rodillos cónicos puede ser relativamente complicado. Frecuentemente han de montarse con un determinado juego interno o ajustarse a una cierta precarga predeterminada mediante muelles o arandelas de reglaje. Si no se dispone de las instrucciones de montaje del fabricante de la máquina, SKF facilita gustosamente información.

Aplicaciones sencillas de rodamientos en ruedas pueden no obstante montarse sin mayores problemas. Empiécese por calar los aros exteriores en el cubo con ayuda de un manguito de montaje o un botador tubular bien limpio. Compruébese que los aros queden apoyados contra los respectivos anillos de retención (resalles).

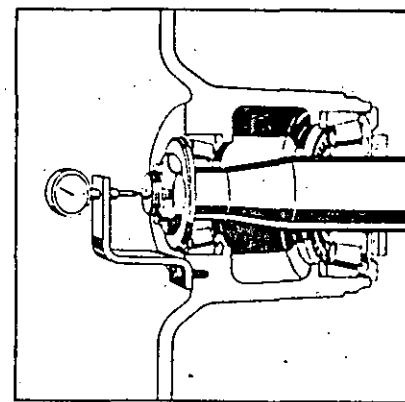
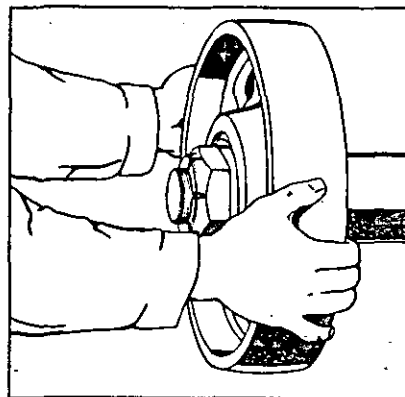
33a



Móntese a continuación en la mangueta el cono interno con su correspondiente corona de rodillos del rodamiento. Llénese de grasa apropiada el espacio entre los rodillos en ambos rodamientos y entre los aros exteriores. Colóquese la rueda y móntese a continuación el cono externo.

Enrósquese la tuerca y apriétese, haciendo girar simultáneamente la rueda. Cuando la rueda empiece a ofrecer resistencia aflojese la tuerca sólo lo necesario para que la rueda empiece nuevamente a girar suave. Asegure la tuerca y coloque inmediatamente el tapacubos.

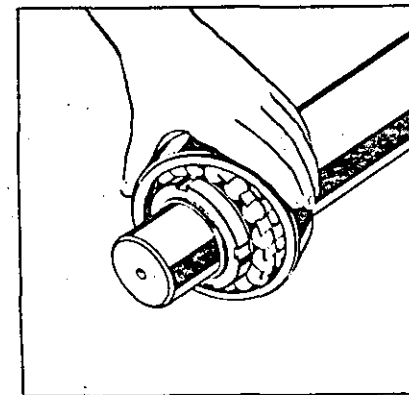
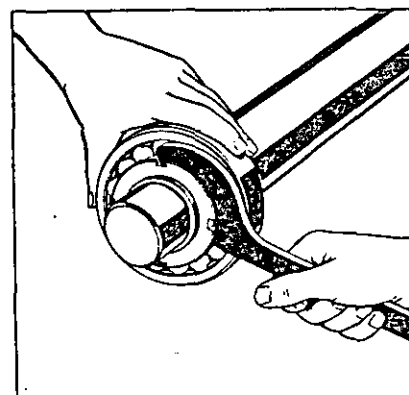
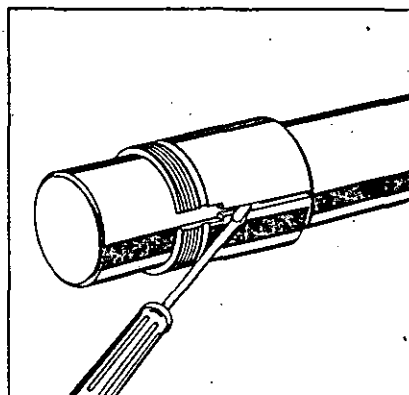
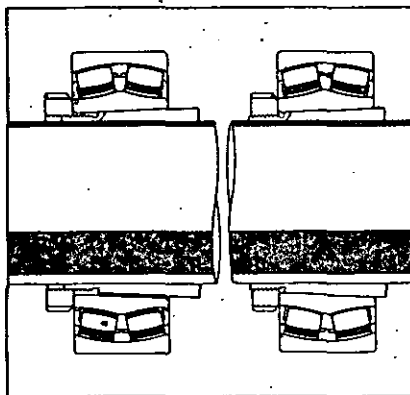
34a



Compruebe el juego interno en la aplicación de rodamientos de ser posible, por ejemplo, haciendo oscilar el alojamiento o el eje. Si los rodamientos se aprietan excesivamente resultará muy pronto una avería del rodamiento.

Si se requiere un montaje muy meticuloso puede emplearse un comparador para medir el juego interno axial de los rodamientos. Es importante que durante el ajuste y antes de la medición se dé algunas vueltas al eje o al alojamiento para que los extremos de los rodillos adquieran buen contacto con la pestaña guía.

Rodamientos sobre manguito



El aro interior de un rodamiento con agujero cónico se monta siempre con ajuste de apriete, generalmente sobre manguito de fijación o de desmontaje. El grado de apriete depende de lo que se cale el rodamiento sobre el cono. El juego radial original del rodamiento disminuye gradualmente durante el calado — la reducción de juego es por tanto una medida del apriete obtenido.

Manguito de fijación

Deslicese el manguito de fijación sobre el eje hasta la posición marcada al desmontarlo; ésto se facilita abriendo un poco la hendidura por ej. con un destornillador. Si por algún motivo falta la señal de la posición del manguito sobre el eje, debe averiguarse dónde debe situarse exactamente el rodamiento y colocar el manguito de acuerdo con ello. En ciertos casos puede ser necesario hacer una prueba de montaje del rodamiento para de esta forma tantear cuál es la posición correcta del manguito.

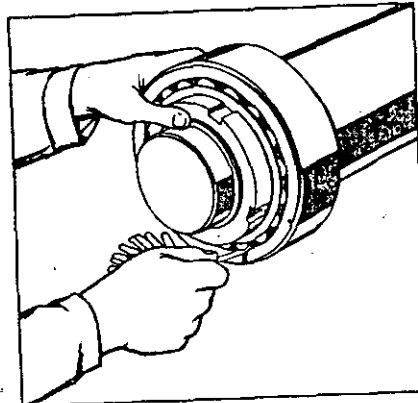
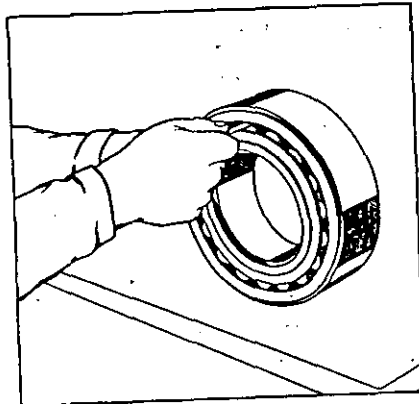
Quítese el agente antioxidante del agujero del rodamiento, pero sólo del agujero, antes de montarlo. Pásese el rodamiento sobre el manguito de fijación y enrósquese la tuerca. Cale el rodamiento apretando la tuerca.

Al montar rodamientos de bolas a rótula sobre manguito de fijación se comprobará la reducción del juego girando y ladeando el aro exterior durante el calado. Cuando la presión de la tuerca sea la apropiada el aro exterior debe continuar siendo fácil de girar pero ofrecer cierta resistencia al ladearlo.



37a

38a



Antes de montar un rodamiento de rodillos a rótula sobre manguito de fijación, se medirá el juego interno con un juego de galgas de espesores. Con el rodamiento vertical sobre el banco de trabajo, gírese el aro interior un par de vueltas de modo que los rodillos se sitúen debidamente antes de introducir la galga. Midase entre el rodillo superior y el aro exterior. Iníciase la medición con una galga relativamente delgada y aumentese el grueso sucesivamente, hasta que la galga pueda apenas introducirse. El juego medido debe ser el mismo para ambas hileras de rodillos.

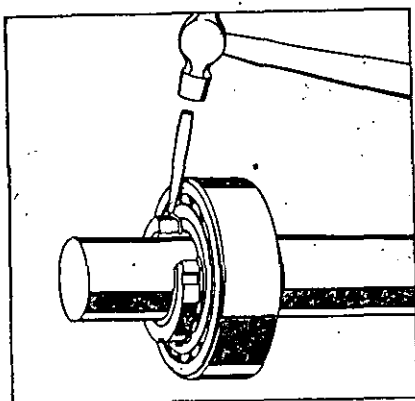
Compruébese la reducción del juego a intervalos regulares durante el calado. Midase entre el rodillo inferior y el aro exterior. La tabla contigua da valores orientativos de la reducción del juego radial y el calado axial para rodamientos de rodillos a rótula.

Grandes cargas, elevado número de revoluciones y grandes diferencias de temperatura entre el aro interior y el exterior (el interior más caliente que el exterior) implican que el juego remanente en el rodamiento deba ser relativamente grande. En tales casos se emplean por regla general rodamientos con juego interno mayor que el normal, o sea juego C3 ó C4, montándolos con la máxima reducción de juego indicada en la tabla. Si el aro exterior se calienta más que el interior se emplea por regla general un juego interno menor que el normal.

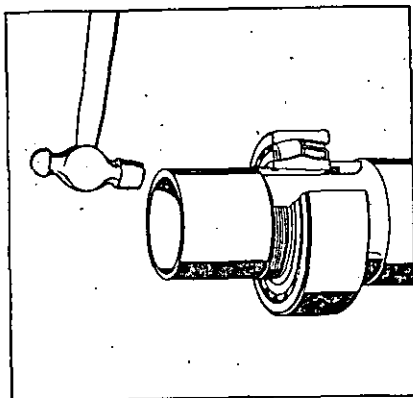
Diámetro del agujero d más de	hasta incl.	Reducción del juego radial interno		Calado axial ¹⁾				Juego mínimo residual admisible después del montaje para rodamientos con juego interno inicial		
		min	máx	Conicidad 1:12		Conicidad 1:30		Normal	C3	C4
		mm		mm		mm		mm		
30	40	0,020	0,025	0,35	0,4	—	—	0,015	0,025	0,040
40	50	0,025	0,030	0,4	0,45	—	—	0,020	0,030	0,050
50	65	0,030	0,040	0,45	0,6	—	—	0,025	0,035	0,055
65	80	0,040	0,050	0,6	0,75	—	—	0,025	0,040	0,070
80	100	0,045	0,060	0,7	0,9	1,75	2,25	0,035	0,050	0,080
100	120	0,050	0,070	0,75	1,1	1,9	2,75	0,050	0,065	0,100
120	140	0,065	0,090	1,1	1,4	2,75	3,5	0,055	0,080	0,110
140	160	0,075	0,100	1,2	1,6	3,0	4,0	0,055	0,090	0,130
160	180	0,080	0,110	1,3	1,7	3,25	4,25	0,060	0,100	0,150
180	200	0,090	0,130	1,4	2,0	3,5	5,0	0,070	0,100	0,160
200	225	0,100	0,140	1,6	2,2	4,0	5,5	0,080	0,120	0,180
225	250	0,110	0,150	1,7	2,4	4,25	6,0	0,090	0,130	0,200
250	280	0,120	0,170	1,9	2,7	4,75	6,75	0,100	0,140	0,220
280	315	0,130	0,190	2,0	3,0	5,0	7,5	0,110	0,150	0,240
315	355	0,150	0,210	2,4	3,3	6,0	8,25	0,120	0,170	0,260
355	400	0,170	0,230	2,6	3,6	6,5	9,0	0,130	0,190	0,290
400	450	0,200	0,260	3,1	4,0	7,75	10	0,130	0,200	0,310
450	500	0,210	0,280	3,3	4,4	8,25	11	0,160	0,230	0,350
500	560	0,240	0,320	3,7	5,0	9,25	12,5	0,170	0,250	0,360
560	630	0,260	0,350	4,0	5,4	10	13,5	0,200	0,290	0,410
630	710	0,300	0,400	4,6	6,2	11,5	15,5	0,210	0,310	0,450
710	800	0,340	0,450	5,3	7,0	13,3	17,5	0,230	0,350	0,510
800	900	0,370	0,500	5,7	7,8	14,3	19,5	0,270	0,390	0,570
900	1000	0,410	0,550	6,3	8,5	15,8	21	0,300	0,430	0,640
1000	1120	0,450	0,600	6,8	9,0	17	23	0,320	0,480	0,700
1120	1250	0,490	0,650	7,4	9,8	18,5	25	0,340	0,540	0,770

¹⁾ Valido únicamente para ejes macizos de acero

39 a



Desenrosquese la tuerca una vez terminado el calado y colóquese la arandela de retención. Seguidamente apriétese la tuerca y dóblese una lengüeta de la arandela para que coincida con alguna de las muescas de la tuerca. Midase nuevamente el juego remanente del rodamiento y verifíquese que no haya variado.

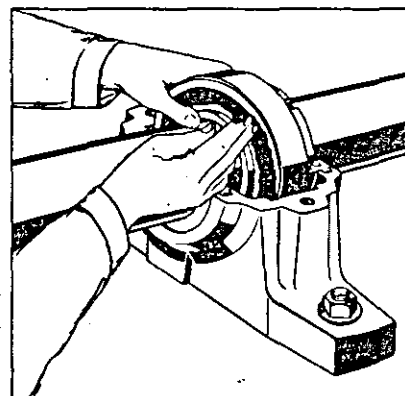


Manguito de desmontaje

Cálese el manguito de desmontaje con ayuda de un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Compruébese el calado midiendo la reducción de juego.

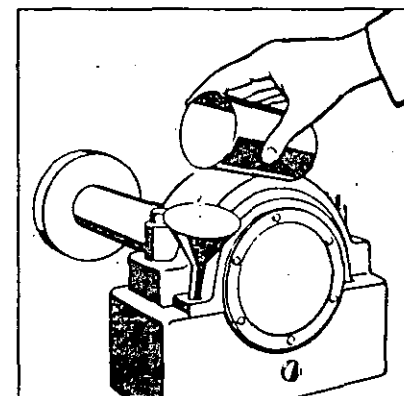
40 a

Llenado de lubricante



Lubricación por grasa

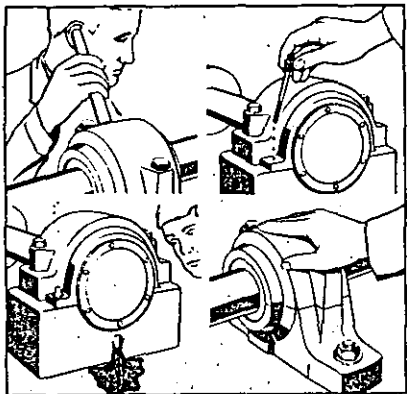
Liéñense los espacios entre las bolas o los rodillos con una grasa apropiada para las condiciones de trabajo. El espacio libre alrededor del rodamiento se llena de grasa normalmente entre la tercera parte y la mitad. Si el rodamiento funciona a un número muy elevado de revoluciones debe disminuirse algo la cantidad de grasa en el espacio libre. Si el rodamiento funciona a un número muy reducido de revoluciones puede llenarse totalmente de grasa el espacio libre alrededor del rodamiento.



Lubricación por aceite

Liéñese con aceite de la calidad prescrita y en la cantidad adecuada. Si se recomienda un nivel de aceite para el funcionamiento, se debe comprobar también.

Pruebas e informes



Inmediatamente después de la puesta en marcha se está todavía a tiempo de corregir un eventual error. Manténgase por ello el rodamiento bajo detenida observación durante este primer período de funcionamiento, según las instrucciones de vigilancia, págs. 6-8. A la menor sospecha de que algo no esté en perfecto orden debe pararse la máquina e investigarse la disposición.



Los datos del montaje, tales como la fecha, la designación completa del rodamiento, resultado de las verificaciones de dimensiones, juego interno del rodamiento antes y después del montaje, qué lubricante se ha empleado etc. deben recopilarse en un informe. Si el informe se completa con un esquema de mantenimiento, en el que se especifique la relubricación, trabajo de inspección etc., se tendrá con el tiempo una buena visión del estado de los rodamientos, permitiendo planear con antelación suficiente los eventuales recambios futuros de los mismos.

Instrucciones de lubricación

Un rodamiento bien lubricado no se desgasta, puesto que el lubricante impide contacto metálico directo entre los diversos elementos del rodamiento. El fabricante de la máquina indica por regla general qué lubricante e intervalo de relubricación debe adoptarse, y en tal caso basta por tanto con seguir las instrucciones. En caso de faltar tales instrucciones, pueden ser útiles las siguientes recomendaciones.

Todos los rodamientos pueden en principio lubricarse o bien con grasa o bien con aceite. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula exigen no obstante normalmente lubricación por aceite; grasa puede usarse solamente a muy bajas velocidades. En cuanto a los rodamientos estancos, o sea rodamientos con placas de protección o de obturación, se llenan de grasa en el momento de fabricación y no necesitan por tanto relubricarse nunca.

Determinante para la elección de lubricante es en primer lugar el campo de temperaturas y la velocidad a la que trabaja el rodamiento. En condiciones normales de funcionamiento se puede generalmente emplear grasa, la cual se mantiene más fácilmente en el rodamiento en comparación con el aceite; la grasa contribuye también por sí misma a proteger el rodamiento contra la humedad e impurezas. La lubricación con aceite se emplea comúnmente cuando las temperaturas de funcionamiento o las velocidades son elevadas, cuando interesa disipar calor de la aplicación y cuando los elementos contiguos de la máquina están lubricados por aceite. En las tablas de rodamientos se especifican los límites

de velocidad que rigen para lubricación por grasa y aceite respectivamente.

Guarde siempre el lubricante en recipientes limpios, cerrados. El lugar de almacenamiento debe ser seco.

SKF facilita gustosamente recomendaciones sobre calidades apropiadas de grasa y aceite.

Lubricación por grasa

Clases de grasa

Las grasas lubricantes son aceites espesados con diversas sustancias, generalmente jabones metálicos. En la elección de la clase de grasa es necesario tener en cuenta su consistencia, la región de temperaturas en la cual puede usarse la grasa y su acción anticorrosiva en presencia de agua. De acuerdo con la clasificación introducida por NLGI (National Lubrication Grease Institute) las grasas lubricantes se agrupan por clases de consistencia. Las grasas lubricantes que en primer término vienen al caso tratándose de rodamientos son grasas de jabones metálicos en las clases de consistencia 1, 2 y 3.

El límite superior de temperatura para el empleo de las grasas al calcio se encuentra alrededor de +60 °C. Adicionándoles jabón plúmbico estas grasas son especialmente adecuadas para aplicaciones expuestas al agua, por ej. la sección de la tela en máquinas de papel. Ciertas grasas de este tipo protegen también contra el agua salada.

Las grasas al sodio son aplicables en la región de temperaturas de -30 a +80 °C.

43 a

y ejercen acción anticorrosiva por absorber el agua que pueda penetrar, con la que forman una emulsión. Al aumentar el contenido de agua en la grasa se produce una disminución de las propiedades lubricantes, existiendo riesgo de que la grasa se escape fuera de la disposición.

Las grasas al litio pueden generalmente emplearse en la región de temperaturas de -30 a +110 °C y son inalterables al agua. Si puede penetrar agua en la aplicación, la grasa debe contener un aditivo anticorrosivo. Las grasas de base litica con aditivo de jabón plúmbico proporcionan una lubricación relativamente buena aunque se mezclen con agua.

Existen también algunas grasas que pueden emplearse a temperaturas de trabajo superiores a los +120 °C. En tales casos debe no obstante consultarse a SKF.

Intervalo de relubricación

De no tener otras instrucciones, puede utilizarse el diagrama contiguo, basado en lubricación con una grasa de calidad media resistente al envejecimiento, para determinar el intervalo apropiado de relubricación, expresado en horas de servicio. Este diagrama es válido para rodamientos en máquinas estacionarias, a carga normal y a temperaturas de los rodamientos—tomada sobre el aro exterior—de hasta +70 °C. Para temperaturas superiores debe reducirse el intervalo a la mitad por cada 15 °C de aumento de temperatura. Naturalmente no debe sobrepasarse el límite superior de temperatura. Las aplicaciones en las

cuales la grasa se ensucia mucho o tiene que servir también para impedir la entrada de agua, deben relubricarse con mayor frecuencia.

Cantidad necesaria de grasa

Si se carece de información sobre la cantidad necesaria de grasa para la relubricación, puede calcularse mediante la fórmula

$$G = 0,005 D B$$

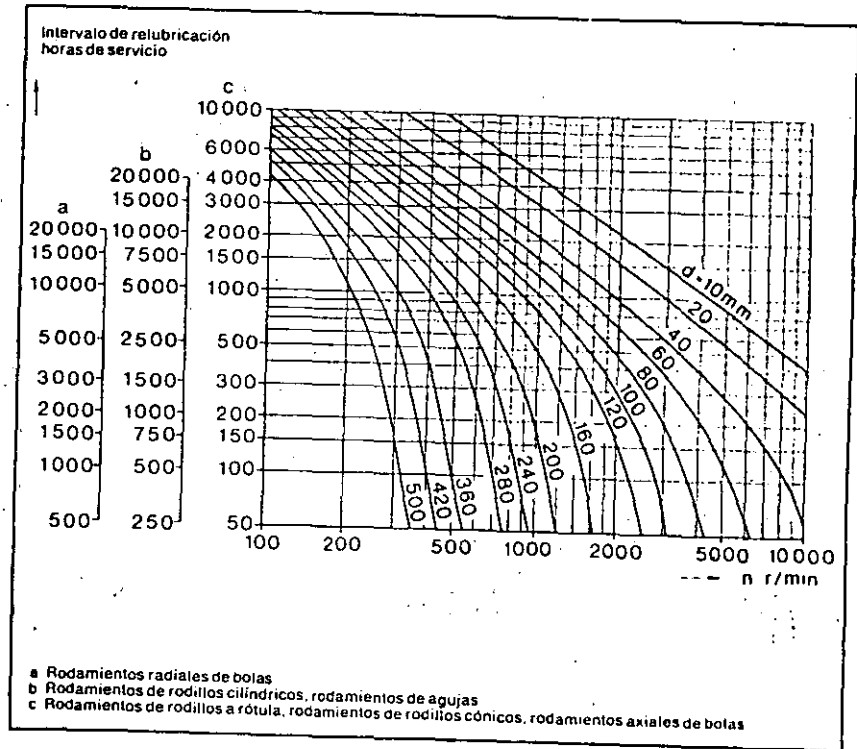
siendo

- G = cantidad de grasa en gramos
- D = diámetro exterior del rodamiento en milímetros
- B = ancho del rodamiento en milímetros

Lubricación por aceite

Para la lubricación de rodamientos deben emplearse aceites minerales refinados. A temperaturas de funcionamiento por encima de +125 °C se recomiendan no obstante aceites sintéticos del tipo poliglicol. Aditivos para mejorar algunas de las propiedades del aceite son por regla general necesarios sólo bajo condiciones excepcionales de funcionamiento. Normalmente deben emplearse aceites con índice de viscosidad mediano o alto. A elevado número de revoluciones debe elegirse un aceite ligero, ya que de lo contrario se produce un exceso de temperatura en el rodamiento. A bajas velocidades se emplea en cambio un aceite muy denso para conseguir una película de aceite suficientemente gruesa.

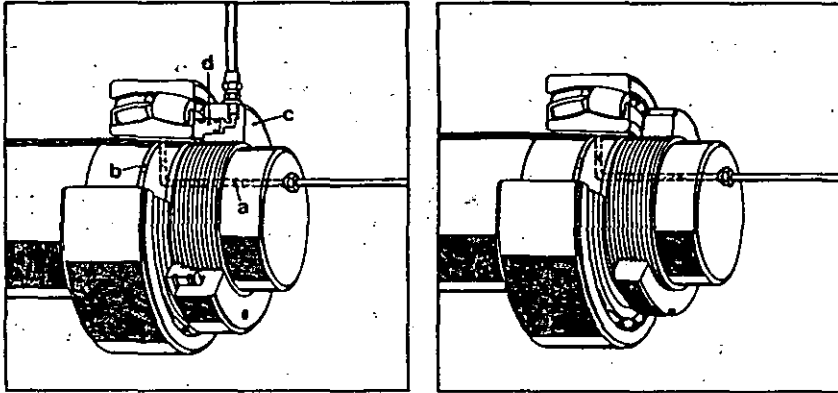
44 a



Herramientas de montaje y desmontaje

45 a

Herramientas hidráulicas



En el montaje y desmontaje de rodamientos grandes el método de inyección de aceite de SKF y las tuercas hidráulicas de SKF han mostrado ser unos medios sumamente provechosos.

La figura de la izquierda muestra cómo mediante el método de inyección de aceite y una tuerca hidráulica se monta un rodamiento de rodillos a rótula sobre un eje cónico.

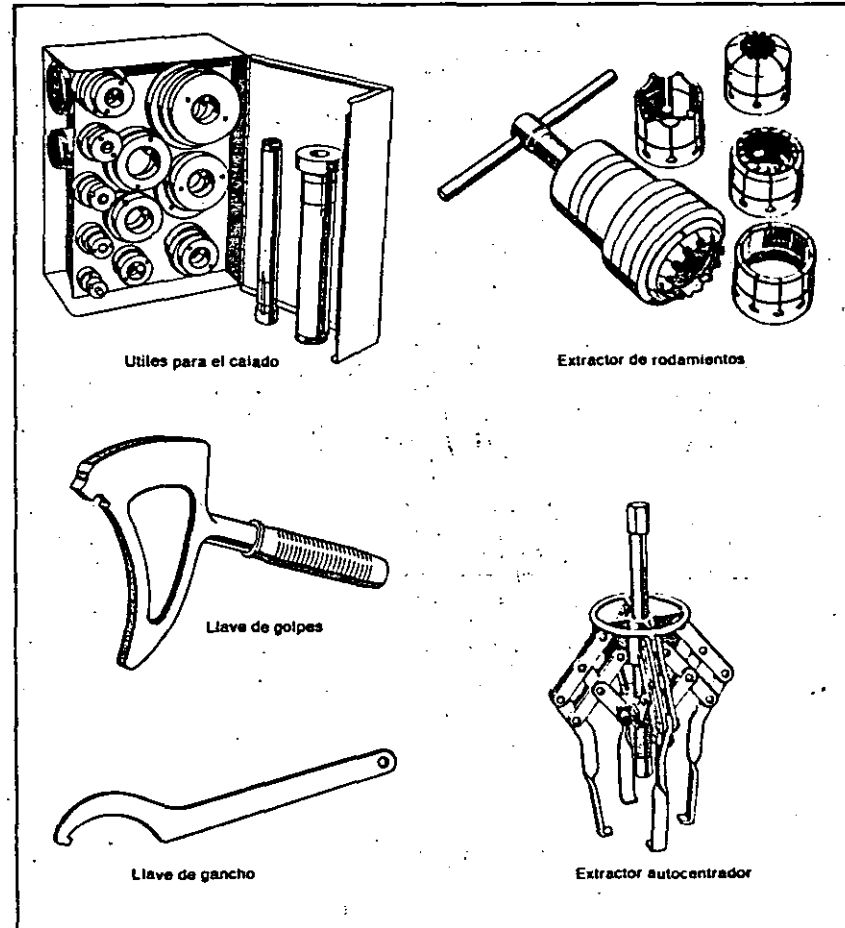
El método de inyección de aceite consiste en inyectar aceite a elevada presión entre el asiento del rodamiento y el aro interior, con lo que se forma una película que separa estos elementos. El aceite llega a las superficies de ajuste a través de unos conductos (a) en el eje y se distribuye por unos ranuras (b). A los ejes que carezcan de conductos y ranuras es fácil practicárselos por ej. durante una revisión general. SKF facilita gustosamente consejos e instrucciones.

La tuerca hidráulica se adapta a una rosca en el eje o manguito. Se inyecta aceite en la tuerca (c) de modo que el émbolo anular (d) presione sobre el aro interior del rodamiento, sobre una tuerca de eje o sobre una arandela de tope que se haya atornillado en el extremo del eje. La presión de aceite se consigue por un inyector de aceite o una bomba, que también son suministrados por SKF.

La figura de la derecha muestra el desmontaje del mismo rodamiento. La tuerca del eje se ha aflojado un par de vueltas. Al inyectar aceite entre el rodamiento y el asiento, se desplaza el rodamiento fácilmente y es retenido por la tuerca.

46 a

Herramientas mecánicas



Utiles para el calado

Extractor de rodamientos

Llave de golpes

Llave de gancho

Extractor autocentrador

Designaciones de rodamientos

47 a

Todo rodamiento métrico normalizado tiene una designación básica específica que indica el tipo de rodamiento y la serie de dimensiones normalizadas de sus dimensiones. Estas designaciones constan de 3, 4 ó 5 cifras o de una combinación de letras y cifras, y designan en este orden: tipo, serie de dimensiones y diámetro del agujero. Los símbolos de tipo y serie de dimensiones, eventualmente junto con un sufijo por modificación del diseño interno, constituyen la serie de rodamiento.

El gráfico contiguo representa esquemáticamente la estructura del sistema de designaciones. Sobre los dibujos de los rodamientos se han indicado las series más corrientes dentro de cada tipo de rodamiento, y debajo de los dibujos consta el símbolo que designa el tipo de rodamiento. Las designaciones entre paréntesis en el gráfico denotan las cifras que según el sistema deberían formar parte de la designación básica, pero que por motivos prácticos se han omitido según se explica a continuación:

0 Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular
El símbolo de tipo (0) se ha omitido.

1 Rodamientos de bolas a rótula
El símbolo de tipo (1) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

2 Rodamientos de rodillos a rótula y rodamientos axiales de rodillos a rótula

3 Rodamientos de rodillos cónicos

4 Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas

La primera cifra (2) de la serie de dimensiones se ha omitido.

5 Rodamientos axiales de bolas

6 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas

El símbolo de tipo (6) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

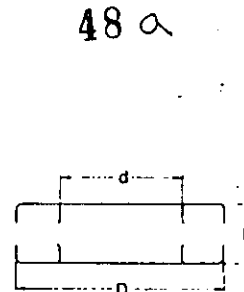
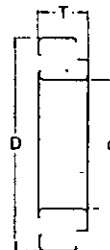
7 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.

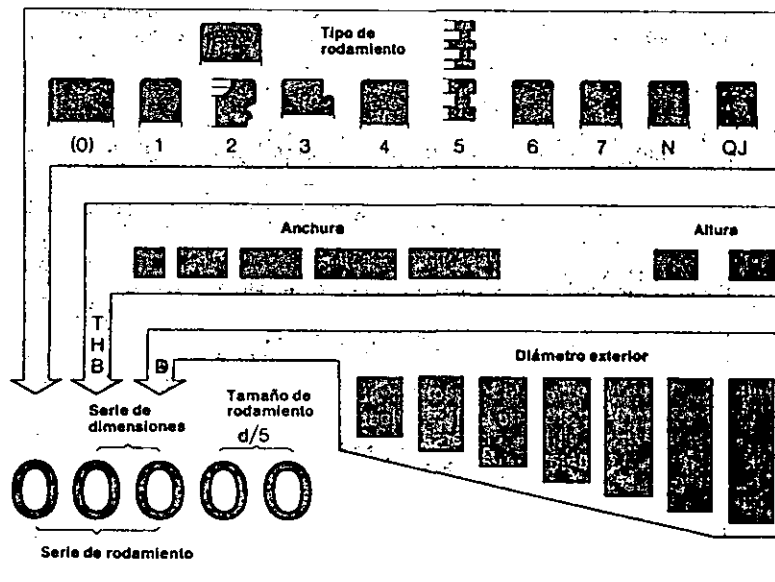
N Rodamientos de rodillos cilíndricos
El símbolo N del tipo puede completarse con una o varias letras para señalar distintas combinaciones de pestaña guía. En la subsiguiente indicación de serie de dimensiones puede estar omitida la primera cifra (0).

QJ Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto

La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.



	223			544					NU (0)4	
	213			524	6(0)4				NJ (0)4	
	232			543	623				NUP (0)4	
	222			523	6(0)3				NU 23	
	241	323		542	(60)3				NJ 23	
	231	313		522	622				NUP 23	
	240	303			6(0)2				NU (0)3	
	230	332		534	6(0)2				NUP (0)3	
	239	322		514	16(0)1				N (0)3	
	(1)23	302		533	630				NU 22	
	7(0)3	331		513	6(0)0				NUP 22	
	(1)22	294	330	532	16(0)0				NU (0)2	
(0)33	1(0)2	293	320	512	619	7(0)3			NJ (0)2	
(0)32	1(1)0	292	329	4(2)3	618	7(0)2			NUP (0)2	
				4(2)2	511				N (0)2	(0)3
									NU 10	(0)2



Designaciones adicionales

Para identificar rodamientos distintos de los normalizados o con componentes modificados, se usan letras que se añaden a la designación básica. Cuando se precisa varias letras, se añaden a la designación del rodamiento en el orden que se da a continuación.

Cuando se desee un rodamiento no normalizado, deberá consultarse con SKF la posibilidad de suministro del mismo.

A continuación se dan las designaciones adicionales más corrientes.

Prefijos

Componentes de los rodamientos

L Aro suelto (interior o exterior) de un rodamiento desmontable

Ejemplos: LNU 207 = aro interior del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
L 30207 = aro exterior del rodamiento de rodillos cónicos 30207

R Rodamiento desmontable, sin su aro suelto (interior o exterior)

Ejemplos: RNU 207 = aro exterior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
R 30207 = aro interior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cónicos 30207

Sufijos

Construcción Interna

- A** Construcción interna del rodamiento modificada
- B** ejemplo: 7205 B = rodamiento de una hilera de bolas con
- C** contacto angular,
- D** ángulo de contacto 40°
- E**

Características externas

- X** Dimensiones principales modificadas conforme a las normas ISO
- RS** Placa de obturación de caucho
- LS** sintético en un lado del rodamiento
- 2RS** Placas de obturación de caucho
- 2LS** sintético en ambos lados del rodamiento
- Z** Placa de protección en un lado del rodamiento
- 2Z** Placas de protección en ambos lados del rodamiento
- K** Agujero cónico, conicidad 1:12
- K30** Agujero cónico, conicidad 1:30
- N** Ranura para anillo elástico en el aro exterior
- NR** Ranura en el aro exterior, y anillo elástico
- ZN** Placa de protección en un lado y ranura para anillo elástico en el otro lado
- ZNR** Como para ZN, más anillo elástico
- N2** Dos muescas diametralmente opuestas en uno de los bordes exteriores del aro exterior
- G** Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, con las caras de los aros ajustadas de modo que

dos rodamientos cualesquiera puedan ser montados apareados, ya sea con montaje "O" (espalda con espalda), o con montaje "X" (frente a frente) o con montaje en el mismo sentido (en tándem).

Jaula

- J** Jaula de chapa de acero embutida, sin templar
- Y** Jaula de chapa de latón embutida
- M** Jaula de latón mecanizada
- F** Jaula de acero o de fundición mecanizada
- L** Jaula de aleación ligera mecanizada
- T** Jaula de resina fenólica reforzada con tela
- TH** Como para T y alvéolos tipo a presión
- TN** Jaula de plástico (nylon)
- TN9** Jaula de plástico reforzado

La letra que indica el tipo de jaula y el material de la misma puede ir seguida de la letra A o de la letra B, que indican que la jaula está centrada sobre el aro exterior, o sobre el interior respectivamente

V Rodamiento repleto de bolas o de rodillos, sin jaula

Otras características de los rodamientos

Los sufijos de los grupos que siguen se añaden separándolos por una barra oblicua.

Precisión del rodamiento

- P6** Precisión según ISO clase 6
- P5** Precisión según ISO clase 5 (mayor que P6)
- P4** Precisión según ISO clase 4 (mayor que P5)
- PA97** Precisión dimensional según AFBMA clase 9, exactitud de giro según AFBMA clase 7
- PA9** Precisión según AFBMA clase 9
- SP** Precisión especial, con precisión dimensional similar a P5 y exactitud de giro similar a P4
- UP** Ultra-precisión, con precisión dimensional similar a P4 y exactitud de giro mayor que P4

Juego interno

- C1** Juego menor que C2
- C2** Juego menor que el normal
- C3** Juego mayor que el normal
- C4** Juego mayor que C3
- C5** Juego mayor que C4

Cuando se combinan las designaciones P6 ó P5 con una designación del juego, se suprime la letra C, por ejemplo P62 = P6 + C2.

Vibración, ruido

- Q6 Nivel de vibraciones inferior al normal
- Q06 Picos de vibraciones inferiores a los normales
- Q66 Q6 + Q06

Tratamiento térmico

Los aros interiores y exteriores (o arandelas de eje y de soporte) de los rodamientos estabilizados para temperaturas de funcionamiento más altas que las normales, se designan con los siguientes sufijos:

- S0 Hasta +150 °C
- S1 Hasta +200 °C
- S2 Hasta +250 °C
- S3 Hasta +300 °C
- S4 Hasta +350 °C

Características de lubricación

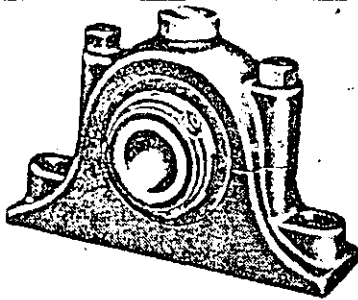
- W33 Ranura periférica y tres agujeros de lubricación en el aro exterior (rodamientos de rodillos a rótula)

Lubricantes

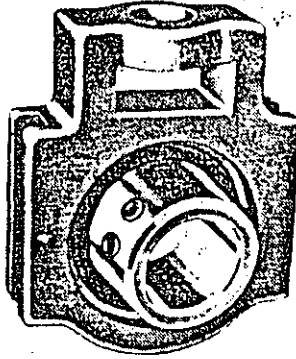
Estos sufijos constan de letras que indican el campo de temperaturas, y de un código de dos cifras que designan la grasa propiamente dicha, por ejemplo HT20. Se emplean las letras siguientes:

- MT Grasa para temperaturas medias (-30 hasta +110 °C).
- LT Grasa para bajas temperaturas (-50 hasta +80 °C).
- HT Grasa para altas temperaturas (-20 hasta +130 °C)
- LHT Grasa para bajas y altas temperaturas (-40 hasta +140 °C).

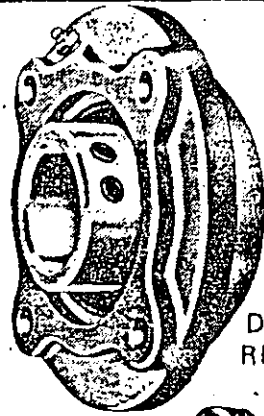
El sufijo MT solamente se emplea cuando la grasa no es la generalmente usada para un rodamiento particular.



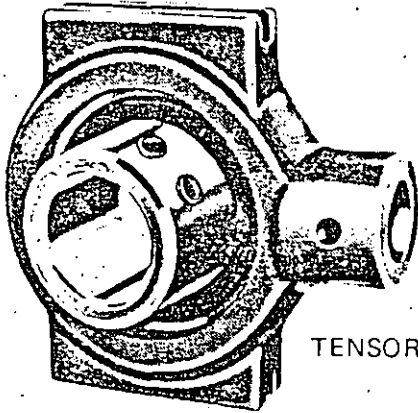
DE BASE



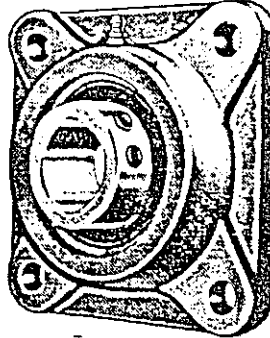
TOP ANGLE



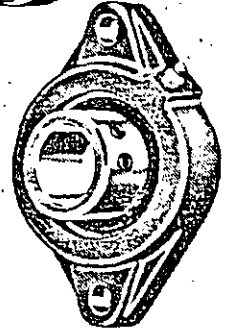
DE BRIDA REDONDA



TENSORAS



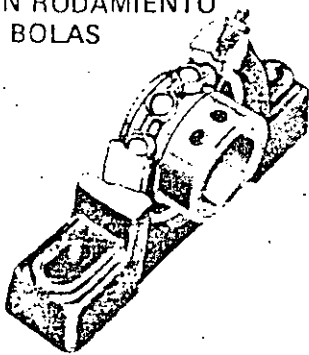
DE BRIDA 4 TORNILLOS



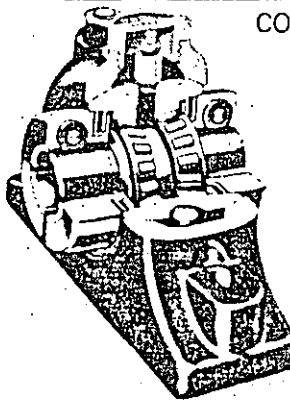
DE BRIDA 2 TORNILLOS

520

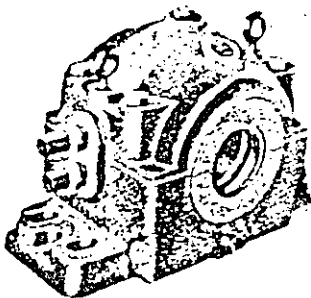
CON RODAMIENTO DE BOLAS



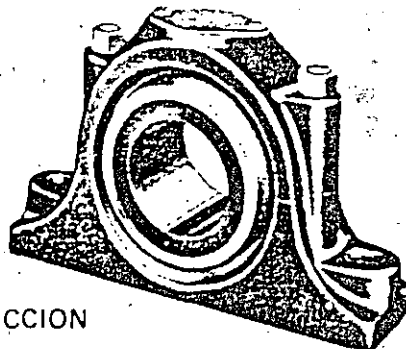
CON RODAMIENTO DE RODILLOS



ENFRIADAS POR ACEITE O AGUA



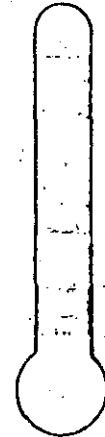
DE FRICCION



Temperaturas de operación de la chumacera SOLIDLUBE®



Serie 700



Serie 1000

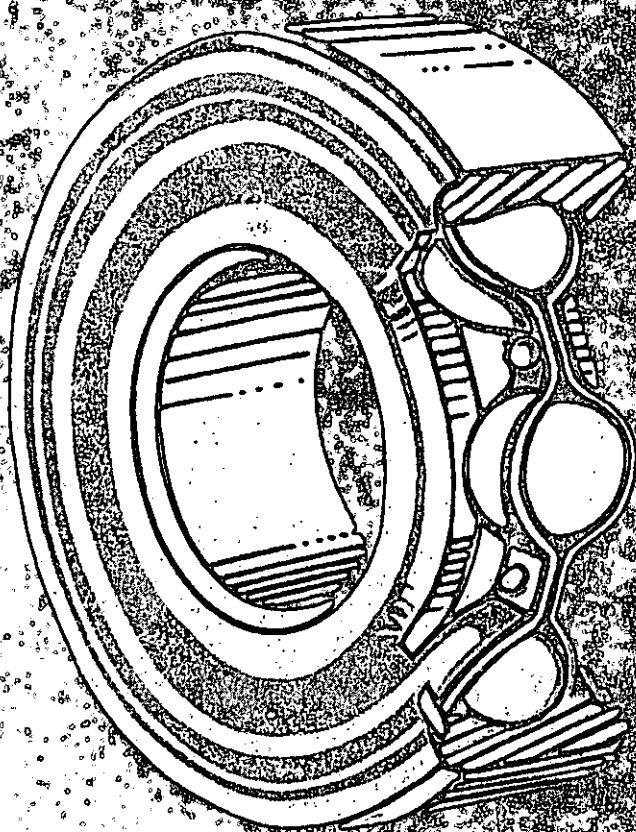
Cada una se usa en las temperaturas indicadas dentro del area sombreada.

530

Mobil[®]

54a

Rodamientos
y su
Lubricación



CONTENIDO

	Página
TIPOS DE RODAMIENTOS	3
Rodamientos Radiales	3
Rodamientos de Carga Radial y Axial	5
Rodamientos de Carga Axial	5
Separadores	5
Serie de los Rodamientos	5
EXACTITUD Y PRECISION	5
Tamaño y Redondez	5
Dimensiones de las Carreras	7
Excentricidad	7
Rodamientos de Precisión	8
PRINCIPIOS DE OPERACION	8
Fatiga del Metal	9
Vida del Rodamiento	9
Clasificación	10
Efecto de la Velocidad	12
Efecto de la Carga	12
FUNDAMENTOS DE LA LUBRICACION	13
Deslizamiento sobre las Carreras	13
Rozamiento con los Separadores	14
Rozamiento entre los Rodillos o Agujas	14
Rodamiento sobre los Hombros de las Carreras	14
Rozamiento con los Sellos o Retenes de los Soportes	14
Contaminantes	15
REQUERIMIENTOS DE LUBRICACION	15
Velocidad	15
Carga	16
Elevada Temperatura de Operación	17
Baja Temperatura de Operación	18
LUBRICACION CON ACEITE	18
Características del Aceite	19
Aceites Lubricantes Mobil	19
LUBRICACION CON GRASA	20
Características de la Grasa	21
Grasas Mobil	21
NUEVAS GRASAS A BASE DE LITIO	22
Mayor Economía	22
Eliminación de Esgurrimientos	22
Protección contra el agua y la Humedad	22
Mejor Protección contra Substancias Acidas o Alcalinas	22
NOTAS PARA LA OPERACION	23
Velocidad y Carga Variable	24
Altas Temperaturas de Operación	24
Cargas Giratorias	25
Carrera Exterior Giratoria	25
Vibración	26
Sacudidas o Impactos	26
Desalineamiento	26
Movimiento Oscilatorio	26
Carga Inicial de Colocación	26
Factor de Vida	27
Duración Económica del Rodamiento	27
BENEFICIOS QUE OFRECE LA LUBRICACION CORRECTA	29
Mayor Producción Continua	29
Menores Costos de Mantenimiento	29
Reducción del Consumo de Energia	29
Bajos Costos de Lubricación	29
Un Servicio de Ingeniería a su Disposición	29

RODAMIENTOS Y SU LUBRICACION

560

TIPOS DE RODAMIENTOS

Los rodamientos son en todos sentidos, elementos de precisión indispensables para la maquinaria moderna. Su efectividad ha sido ampliamente comprobada y como resultado su uso se ha generalizado enormemente tanto para ejes verticales como horizontales, trabajando a bajas y altas velocidades y bajo cargas radiales, axiales o con una combinación de ambas.

Las partes esenciales de estos cojinetes son las siguientes: un anillo estacionario o fijo, un anillo giratorio y los elementos de rodamiento que separan los anillos al mismo tiempo que permiten el libre movimiento del anillo giratorio bajo condiciones de carga. En algunos casos, los elementos de rodamiento son esferas cuidadosamente escogidas, en otros pueden ser rodillos cilíndricos, cónicos, esferoidales o cóncavos. Los anillos tienen unas ranuras llamadas carreras que sirven para retener y guiar las esferas o rodillos. El anillo interior va colocado en un eje o huso y el anillo exterior ajusta dentro de un dispositivo llamado soporte que encierra todo el mecanismo. Los sellos o retenes que se colocan en el eje o huso ayudan a evitar la entrada de contaminantes indeseables y al mismo tiempo evitan el escurrimiento del lubricante.

En la mayoría de los casos el eje gira junto con el anillo interior que ha sido metido a presión y por lo tanto se encuentra muy ajustado, mientras que el soporte y el otro anillo no tan firmemente ajustado permanecen estacionarios. Sin embargo, algunas veces el soporte y el anillo exterior muy ajustado, giran mientras que la flecha y el otro anillo permanecen estacionarios, pero en cualquiera de los casos, la carga sobre el rodamiento produce presiones unitarias muy elevadas sobre los elementos de rodamiento y las carreras de los anillos.

Debido al gran número de tipos de maquinaria y a la gran variedad de condiciones de operación existentes, se han desarrollado varios tipos de rodamientos.

RODAMIENTOS RADIALES... Los rodamientos radiales de esferas (Fig. 1, 2 y 3) han sido diseñados principalmente para soportar cargas radiales y no para cargas de empuje axial, sin embargo, en algunos casos pueden soportar una combinación de cargas axiales y radiales, por ejemplo; un rodamiento radial

de esferas con carreras profundas puede ser sometido a cargas radiales razonablemente elevadas o a una combinación de carga axial y radial en la cual la carga axial puede ser casi tan intensa como la carga radial (Fig. 1). Por otra parte, en los casos en el que el rodamiento tenga aberturas laterales para la inserción de un mayor número de esferas, sin que haya necesidad de aumentar las dimensiones del rodamiento (Fig. 2) este podrá soportar mayores cargas radiales pero su habilidad para soportar cargas de empuje axial no será mayor de un 50 a un 75% de la capacidad de carga radial, dependiendo el porcentaje, de la configuración de las carreras.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos (Fig. 5) están diseñados para soportar cargas radiales muy altas, los hombros de sus carreras sirven para confinar y guiar los rodillos pero no tienen la capacidad de resistir continuamente las cargas axiales. Pueden sin embargo, resistir leves e intermitentes esfuerzos laterales, los cuales son necesarios para controlar o permitir ligeros desplazamientos del eje o flecha soportada.

El rodamiento que aparece en la Fig. 5a, aunque puede soportar elevadas cargas radiales, no ha sido diseñado para resistir cargas de empuje axial mayores de las necesarias para la acomodación o movimiento normal del eje. Los cojinetes en la Fig. 5b y 5c pueden permitir un desplazamiento axial del eje cuando sea necesario permitir las expansiones y contracciones periódicas ocasionadas por cambios en la temperatura de operación y por último se puede notar el cojinete en la Fig. 5d capaz de soportar cargas radiales mucho más elevadas, bajo condiciones de empuje axial similares a las descritas anteriormente.

Los rodamientos de agujas (Fig. 6) soportan únicamente cargas radiales y por lo general se usan en donde no existe espacio suficiente para acomodar un rodamiento de rodillos, en estos casos el reducido diámetro de las agujas permite la instalación de este tipo de rodamientos en espacios limitados, pudiendo al mismo tiempo resistir elevadas cargas radiales gracias a la facilidad de poder acomodar un mayor número de delgados rodillitos o agujas. Un tipo de diseño, conocido como "Para trabajo pesado" (Figs. 6a y 6b), tiene anillos interiores y exteriores ma-

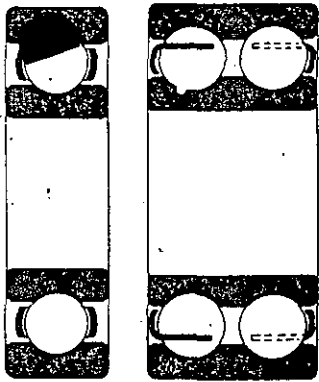


Fig. 1.—Rodamientos radiales de ranura profunda de una y dos hileras de esferas. El número de esferas que pueden insertarse depende del tamaño del rodamiento y del desplazamiento radial de los anillos que puedan obtenerse.

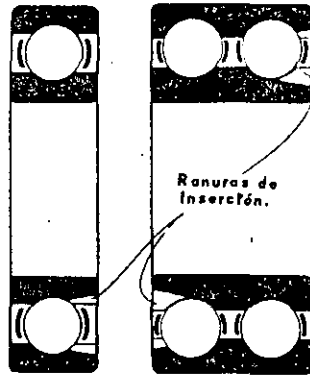


Fig. 2.—Rodamientos radiales de una y dos hileras de esferas, con ranuras de inserción. Estos rodamientos pueden soportar mayores cargas radiales que los rodamientos ordinarios del mismo tamaño y de ranura profunda, debido a que se pueden insertar un mayor número de esferas por las ranuras de inserción.

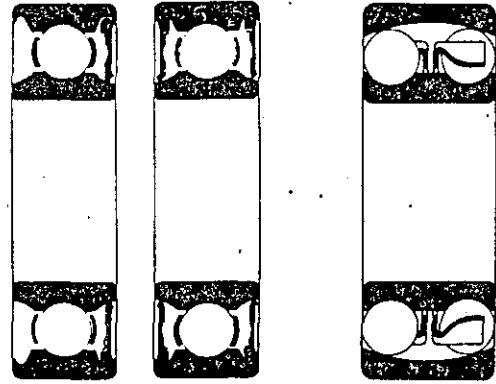


Fig. 3.—Rodamientos de esferas de una sola hilera con protección sencilla o doble. Los protectores protegen a los elementos de rodamiento, impidiendo la entrada de contaminantes.

Fig. 4.—Rodamiento de esferas de doble hilera y alineamiento propio.

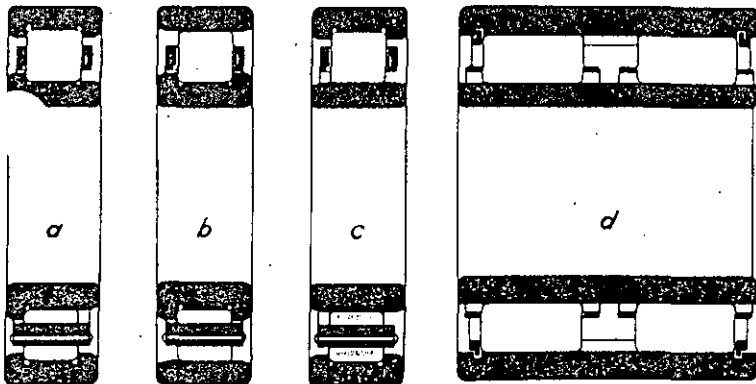


Fig. 5.—Rodamientos radiales de rodillos cilíndricos de una y dos hileras. Los hombros de las carreras no han sido diseñados para soportar cargas axiales sostenidas sino únicamente para mantener alineados los rodillos en sus carreras, pudiendo soportar ligeras cargas intermitentes de la flecha soportada.

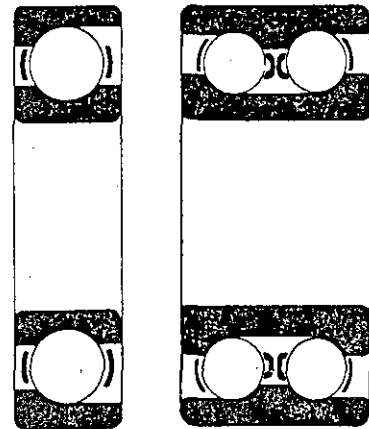


Fig. 7.—Rodamientos de esferas, de contacto angular de una y dos hileras. Estos rodamientos pueden soportar fuertes cargas radiales y de empuje axial. El rodamiento de doble hilera puede soportar esfuerzos axiales en ambos sentidos. Igualmente, se obtendrá el mismo resultado con dos rodamientos de una sola hilera montados cara con cara.

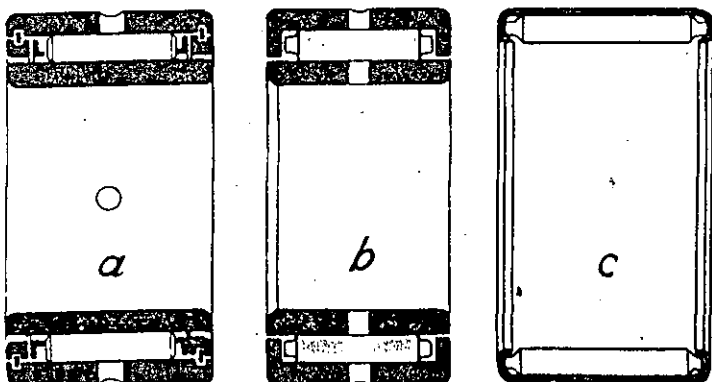


Fig. 6 (Izquierda).—Rodamientos de agujas del tipo: con separadores (a) de agujas libres (b) y de anillo envolvente (c)

quinados a precisión y perfectamente endurecidos. Otro conocido como del "tipo envolvente" (Fig. 6c) cuya carrera exterior relativamente delgada está endurecida superficialmente, elimina el anillo interior al utilizar el mismo eje de acero maquinado y endurecido, de la pieza.

RODAMIENTOS DE CARGA RADIAL Y AXIAL

—Los rodamientos de esferas de contacto angular (Fig. 7) y los de rodillos cónicos (Fig. 8) pueden soportar tanto cargas radiales como axiales, aunque los que contienen una sola hilera de elementos de rodamiento, pueden resistir esfuerzos en una sola dirección, mientras que los cojinetes de dos hileras pueden soportar esfuerzos axiales en ambas direcciones. Los rodamientos de esferas de doble hilera y alineamiento propio (Fig. 4), los de rodillos esféricos (Fig. 9) y los de rodillos cóncavos (Fig. 10), pueden soportar cargas tanto radiales como axiales y compensar ligeramente cualquier desalineamiento.

RODAMIENTOS DE CARGA AXIAL. Ciertos cojinetes de esferas y rodillos diseñados para soportar cargas axiales (En dirección al eje) (Figs. 11, 12, 13 y 14) colocados en ejes horizontales o verticales pueden soportar únicamente fuertes cargas axiales por lo que si también existen cargas radiales de alguna consideración se utilizan rodamientos para soportar este tipo de carga. Cuando se encuentran colocados en ejes verticales los rodamientos de rodillos esféricos y los de contacto angular pueden soportar pesadas cargas axiales al mismo tiempo que actúan como cojinetes guías si existe alguna carga radial.

SEPARADORES . . . Un marco de separación circular encierra parcialmente a los elementos de rodamiento y los mantiene uniformemente espaciados (Fig. 17). En un cojinete de carga radial, el separador evita que los elementos se junten al entrar a la zona de presión. Estos separadores (que también

se conocen como jaulas o retenes) sirven para distribuir la carga uniformemente entre los elementos de rodamiento y mantienen al eje correctamente centrado. También evitan la fricción que ocurriría si las superficies de los elementos adyacentes (esferas o rodillos) moviéndose a gran velocidad en direcciones opuestas) entraran en contacto (Fig. 18). Además, los separadores de rodillos y agujas mantienen el alineamiento axial de estos elementos evitando que rueden oblicuamente.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos que tienen separadores o jaulas son conocidos como del "tipo de separador o de jaula". Los rodamientos que no tienen separadores tienen un número mayor de rodillos y una capacidad de carga más elevada, este tipo es conocido como de elementos completos. Cuando los rodamientos de agujas para trabajo pesado tienen separadores para espaciar las agujas (Fig. 6a) se denominan del tipo de jaula y cuando no tienen separadores son llamados de rodillos sueltos (Fig. 6b) y finalmente los rodamientos de agujas del tipo envolvente no tienen separadores (Fig. 6c).

SERIE DE LOS RODAMIENTOS . . El tamaño de un rodamiento, por lo general, se toma por su diámetro interior, o sea el diámetro del orificio.

Sin embargo, con un diámetro interior determinado, un rodamiento puede tener diámetros exteriores mayores o menores, anillos anchos o angostos y elementos de rodamiento pequeños o grandes, dependiendo de la clase de trabajo que va a desempeñar (Ligero, regular o pesado) Asimismo, dependiendo de la clase de trabajo, un tipo dado de rodamiento con un diámetro exterior determinado puede tener diámetros interiores pequeños o grandes, anillos anchos o angostos y elementos grandes o chicos. Por lo tanto, varios tipos de rodamientos anti-fricción, se clasifican adicionalmente como para trabajo "Ligero, mediano y pesado" dependiendo naturalmente del tipo de trabajo (Fig. 19).

EXACTITUD Y PRECISION

● Tanto los elementos de rodamiento, como los anillos, son fabricados de aleaciones especiales de acero, las que se someten a tratamientos térmicos muy cuidadosos para proporcionarles el grado requerido de dureza y capacidad de carga. La dureza de las esferas, rodillos y carreras de los rodamientos (dependiendo en el tipo, tamaño y material empleado) varía de 58 a 66 Rockwell C (600 a 728 Brinell). Por esta razón las variaciones en las dimensiones

físicas son sumamente pequeñas y el acabado de las superficies excepcionalmente fino.

La Asociación de Fabricantes de Rodamientos tiene establecidas las tolerancias permisibles para los diferentes tipos.

TAMAÑO Y REDONDEZ . . . Puesto que una esfera o rodillo de mayor tamaño tendría que soportar una parte mayor de la carga, mientras que las restantes soportarían una carga menor o aún ninguna.

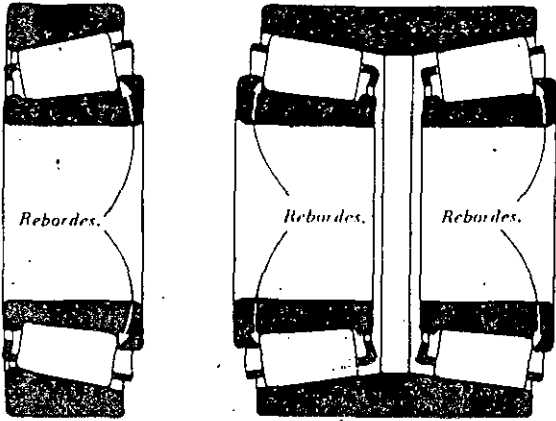


Fig. 8.—Rodamientos de rodillos cónicos de una y dos hileras. Estos rodamientos pueden soportar fuertes cargas radiales y de empuje axial. El rodamiento de dos hileras puede soportar esfuerzos en ambos sentidos. El ángulo de los rodillos cónicos (muy inclinado o mediano) depende del tipo de carga predominante (axial o radial).

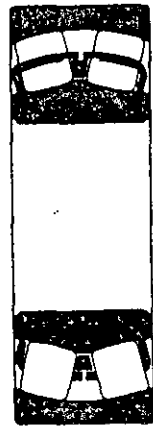


Fig. 9.—Rodamiento de rodillos esferoidales de dos hileras y alineamiento propio.

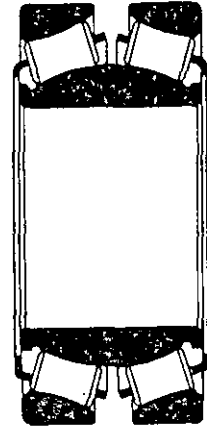


Fig. 10.—Rodamiento de rodillos cóncavos de dos hileras y alineamiento propio.

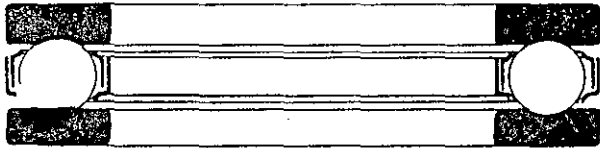


Fig. 11.—Rodamiento de esferas de empuje axial en una sola dirección.

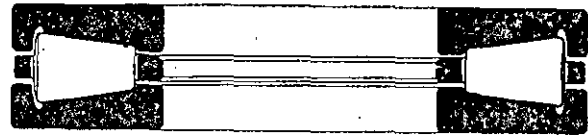


Fig. 14.—Rodamiento de rodillos cónicos de empuje axial. Este rodamiento puede soportar fuertes cargas axiales.

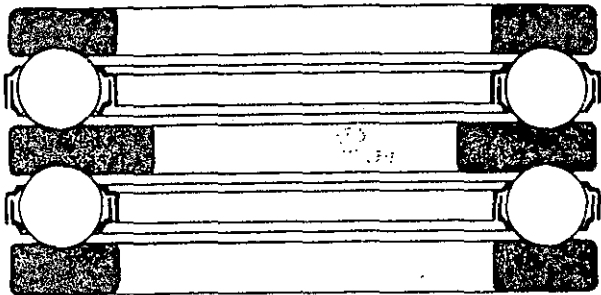


Fig. 12.—Rodamiento de esferas de empuje axial en ambas direcciones.

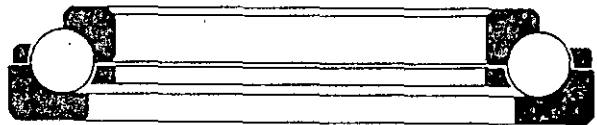
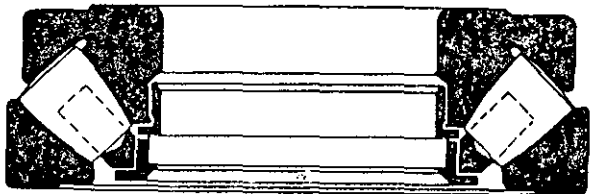
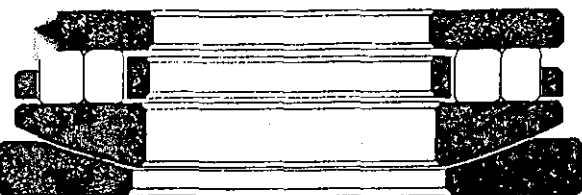


Fig. 15.—Rodamiento de esferas, de contacto angular y empuje axial. Este rodamiento puede soportar fuertes cargas axiales, así como, cierta cantidad de carga radial.

Fig. 13.—Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje axial.

Fig. 16.—Rodamiento de rodillos esferoidales de empuje axial. Un rodamiento de este tipo puede soportar una combinación de fuertes cargas axiales y radiales.



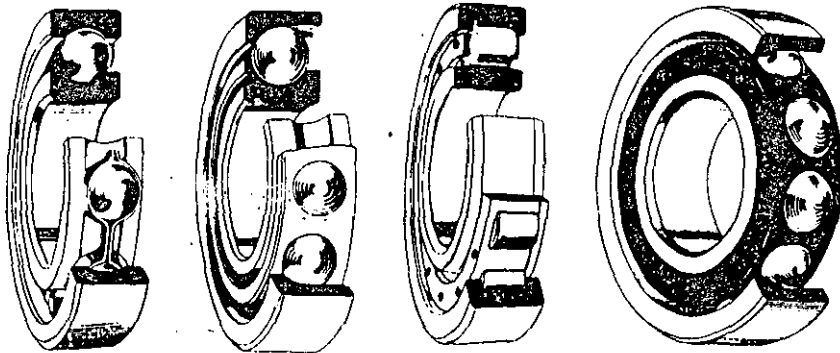
Los elementos de rodamiento de un cojinete son cuidadosamente seleccionados. En un rodamiento radial con esferas hasta de $\frac{3}{8}$ " , el tamaño de éstas no varía más de 0.00025 de pulgada. Los rodillos hasta de $\frac{3}{8}$ " no varían más de 0.0001. Igualmente las esferas y rodillos de mayor tamaño son escogidos con gran cuidado.

La variación de la redondez de las esferas puede mantenerse dentro de límites muy reducidos, tales como 0.000025" y en algunos casos de 0.000005" .

DIMENSIONES DE LAS CARRERAS . . . Para poder reemplazar los rodamientos y para que éstos ajusten correctamente al eje, la Asociación de Fabricantes de Rodamientos ha establecido las tolerancias permisibles en las dimensiones físicas de partes tales como el diámetro interior, el diámetro exterior y el ancho de cada anillo.

Por ejemplo; el diámetro interior de un rodamiento normal de esferas o rodillos de 100 mm. no será más pequeño que $\frac{1}{100}$ " de su tamaño ni más grande que $\frac{1}{1000}$ " y el diámetro exterior y el ancho de los anillos, igualmente tendrán variaciones pequeñas, pudiendo en muchos casos no existir ninguna variación.

EXCENTRICIDAD . . . Para evitar lo más posible la excentricidad de un rodamiento radial de esferas o rodillos, supuestamente concéntrico, la Asociación también a estandarizado ciertas tolerancias permisibles para:



Acero Remachado. Acero Prensado. Bronce Maquinado. Composición fenólica

Fig. 17.—Separadores típicos de rodamientos radiales. Los separadores de rodamientos de empuje axial son similares.

60a

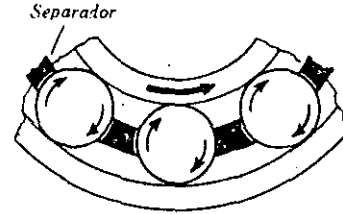
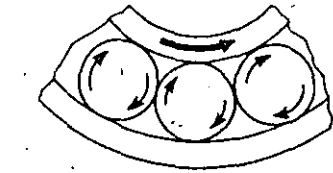


Fig. 18.—Función de un separador. Al mantener equidistantes los elementos de rodamiento, los separadores evitan que los elementos adyacentes rocen unos a otros y evitan que las agujas o rodillos giren en una posición oblicua.

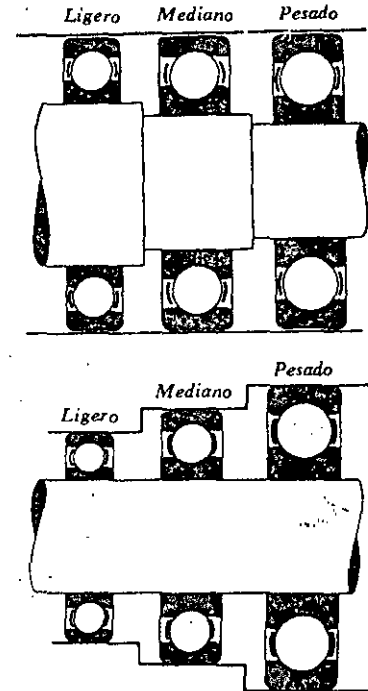


Fig. 19.—Series de Rodamientos. Cuando se clasifican rodamientos con los mismos diámetros interiores o exteriores pueden resultar: "Ligeros", "Medianos" o "Pesados" de acuerdo con el tipo de trabajo. Se diferencian por tener elementos más grandes y anillos más anchos siendo capaces de soportar cargas correspondientemente mayores.

- a) Variación del espesor radial (la variación en el espesor del metal entre la carrera del anillo interior y el diámetro interior del mismo y entre la carrera del anillo exterior y su diámetro exterior);
- b) Paralelismo en las caras de cada anillo;
- c) Variación lateral de la carrera del anillo interior (variación en ancho) y alineamiento de acuerdo con la superficie cilíndrica interior;
- d) Variación lateral de la carrera del anillo exterior y su alineamiento respecto de la superficie cilíndrica exterior del anillo;
- e) Paralelismo de las carreras de los anillos y sus respectivas caras.

rodamientos de precisión super-precisos y ultra-precisos. (Ver 7 de la Tabla No. 1).

Por ejemplo, la variación radial en el espesor de un anillo de un rodamiento de bolas o rodillos de 100 mm. no debe pasar de .0010" para el anillo interior y .0014" para el anillo exterior.

RODS. DE PRECISION . . . En los últimos años, el Comité de Ingenieros de Rodamientos Anulares (Annular Bearing Engineers Committee) ha hecho todavía una clasificación más, tomando en cuenta las tolerancias permisibles para varios grados de precisión en el servicio.

Las tolerancias permitidas para los rodamientos de 80 hasta 120 mm. mostradas en la tabla I, son típicas de esta clase de rodamientos.

La lubricación correcta es el factor más importante para reducir el desgaste y conservar la precisión y exactitud requerida, ya que al evitarse el desgaste excesivo y al corregirse las condiciones adversas de operación, siempre que sea posible, se obtiene la máxima vida útil del rodamiento.

Las tolerancias en el paralelismo de las carreras y las caras, así como al desalineamiento de las carreras respecto de las superficies cilíndricas interior y exterior, no se especifican a menos que se trate de

PRINCIPIOS DE OPERACION

La carga sobre un rodamiento produce elevadas presiones entre las superficies de contacto de los elementos de rodamiento y sus carreras. En un rodamiento de esferas típico (Fig. 1) estas presiones son tan elevadas como para causar esfuerzos de compresión que pueden variar de 200,000 a 300,000 li-

bras por pulgada cuadrada y en algunos casos pueden llegar hasta 500,000 libras por pulgada cuadrada.

Estos enormes esfuerzos deforman ligeramente las superficies de contacto. En cualquier rodamiento radial, ya sea de esferas o rodillos (Figs. 1 a 6) en

TABLA I
ASOCIACION DE FABRICANTES DE RODAMIENTOS
Tolerancias normales para rodamientos radiales de esferas o rodillos de 80 a 120 m. m.
Las tolerancias se expresan en términos de 1/10,000 (.0001) pulgada

ABEC No.	Anillo interior						Anillo exterior					
	Diámetro interior	Variación de espesor radial	Ancho	Paralelismo de las caras	Variación lateral *	Paralelismo de las carreras **	Diámetro exterior	Variación de espesor radial	Ancho	Paralelismo de las caras	Variación lateral *	Paralelismo de las carreras **
1 Estandar para la mayoría de los rodamientos	-11 + 3	10	+ 0 -50				-9 +3	14	+ 0 -50			
3 Rodamientos de precisión	- 8 + 3	5	+ 0 -50				-7 +3	7	+ 0 -50			
5 Rodamientos de super precisión	- 3 + 0	3	+ 0 -50	3	3	4	-3 +0	4	+ 0 -50	3	3	5
7 Rodamientos de ultra-precisión	-2½ + 0	2	+ 0 -50	1½	2	2	+0 -3	2	+ 0 -50	2	2	2

* y alineamiento con la superficie cilíndrica interior del anillo
** con las caras de los anillos

NOTA: Las tolerancias estándar son más precisas para los rodamientos pequeños que para los grandes

que la carga es soportada únicamente por los elementos en la zona de presión, la deformación es mayor en el punto de máxima presión y correspondientemente es menor en los puntos adyacentes en donde la presión es más reducida (Fig. 20).

En los rodamientos de empuje axial (Figs 11 a la 16) en los cuales todas las esferas o rodillos soportan una carga igual, la presión ejercida sobre los elementos de rodamiento y la consiguiente deformación de estos, resulta uniforme.

A pesar de que estas áreas deformadas son sumamente pequeñas y de que las presiones unitarias son muy elevadas, el diseño de estos cojinetes y las propiedades de los aceros especialmente tratados son de naturaleza tal, que conservan la suficiente resistencia para soportar la carga impuesta momentáneamente a cada esfera o rodillo girando velozmente y la suficiente elasticidad para recobrar su forma original casi tan rápidamente como se transfiere la carga a otras superficies de contacto.

FATIGA DEL METAL . . . Aunque esta alternación de la carga en las diversas áreas sometidas a esfuerzos no causa una deformación permanente, la rápida y constante repetición de estos esfuerzos debilita gradualmente la estructura inmediata a la superficie del metal hasta que eventualmente aparecen fallas en la superficie. Cuando estas fallas se extienden, la superficie comienza a desprenderse y el rodamiento falla. A esta condición se le conoce como "fatiga del metal".

Puesto que aún bajo condiciones ideales de operación y en todos los tipos de rodamientos ocurre esta clase de falla, es necesario aceptar que no existe ningún rodamiento capaz de prestar servicio ilimitadamente.

Las fallas por fatiga dependen de:

- a) La intensidad de los esfuerzos y de la deformación de las áreas de contacto de los elementos de rodamiento y sus carreras. En otras palabras, en la carga, número, tamaño y forma de los elementos de rodamiento y del contorno de las carreras;
- b) La cantidad de veces que se puede aplicar, relevar y reimponer estos esfuerzos antes de que aparezcan las fallas de la superficie.

Por lo tanto la falla eventual por fatiga depende de la carga, tipo, tamaño y serie del rodamiento y del número de revoluciones que puede efectuar antes de que aparezca la falla por fatiga. En cualquier clase de rodamiento, la primera evidencia de que está fallando el metal, aparece en una de las carreras.

VIDA DEL RODAMIENTO . . . Las extensas pruebas efectuadas por los fabricantes sobre grupos de 30 ó más rodamientos del mismo tipo, tamaño y serie, han demostrado que el número de revoluciones necesario para que aparezca la falla por fatiga, en cada rodamiento, varía enormemente.

Por ejemplo, la curva de la Fig. 21, muestra que algunos rodamientos de esferas probados duraron

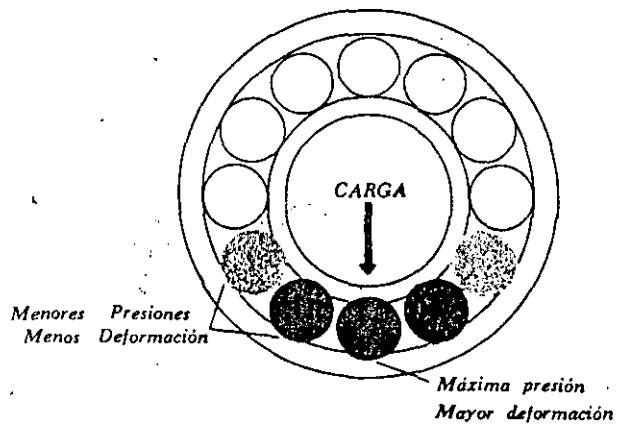


Fig. 20.—Distribución de la carga entre los elementos de rodamiento, en la zona de presión de un rodamiento radial. La mayor deformación de las esferas o rodillos y sus carreras, ocurre cuando se soportan las mayores cargas y presiones unitarias más elevadas. En un rodamiento para carga axial cada elemento soporta una carga igual.

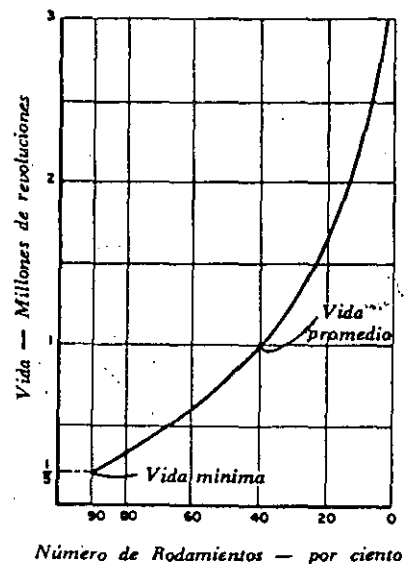


Fig. 21.—Variación de la vida de los rodamientos antes de que ocurra la fatiga. Esta curva muestra la variación de la vida de 30 rodamientos del mismo tipo, tamaño y serie, que fueron probados bajo condiciones idénticas de carga. La vida mínima del grupo fué considerada como el número de revoluciones completas o excedidas por el 90% de los rodamientos antes de que fallaran por fatiga. La vida promedio de todo el grupo fué 5 veces mayor que la vida mínima.

por solo 200,000 revoluciones mientras que otros duraron más tiempo y aún otros llegaron hasta los 3.000,000 de revoluciones. *

Lo cual quiere decir que resulta imposible predecir el número de revoluciones que un determinado rodamento puede efectuar antes de que se desarrolle la fatiga. Por lo tanto, se considera que la vida de un rodamiento es la duración probable de un grupo de rodamientos trabajando con la misma carga. Esto es, el número de revoluciones que el 90% de los rodamientos de ese grupo puede completar o exceder bajo condiciones iguales de carga se le llama "vida probable del rodamiento". Esta concepción de la vida de un rodamiento es aplicable, principalmente a vehículos automotrices en donde las velocidades son variables y en donde el número o cantidad de kilómetros recorridos resulta más importante que el número de horas de operación.

Sin embargo, cuando la velocidad de operación es constante, el número de revoluciones completadas bajo una carga dada, depende del número de horas de operación y de las revoluciones por minuto. Es por esto, que en la práctica industrial, el término "vida mínima" indica el número de horas que el 90% de los rodamientos de un grupo puede trabajar bajo la misma carga y a una velocidad constante **Y la "vida promedio" es el promedio de las horas trabajadas por el grupo completo. Por otra parte, estas pruebas han demostrado que la "vida promedio" en rodamientos de esferas puede ser hasta 5 veces mayor que la "vida mínima" mientras que solo 3 veces mayor cuando se trata de rodamientos de cilindros.

TABLA II

Vida mínima de Rodamientos Idénticos, pero de diferentes fabricantes, bajo una carga radial de 700 lbs. (320 kgs.) y 2130 lbs. (973 kgs.) de carga axial.

Información proporcionada por varios fabricantes para calcular la vida mínima		Capacidad nominal de rodamientos de esferas de contacto ang. una sola hilera y serie "ligero" de 80 mm. a 500 RPM		Vida Mínima (horas)
Valores de n y K	Cargas combinadas			
	Fórmula	Libras		
n = 3 K = 500	$R + \frac{1}{3} T$	1410	5000	22,300
n = 3 K = 700	$\frac{3}{2} R + T$	3180	9590	19,200
n = 3 K = 2000	$2 R + T$	3530	8150	24,600
n = 4 K = 760	$\sqrt{R^2 + T^2}$	2242	5055	19,650

* Esta variación se debe probablemente a pequeñas diferencias metalúrgicas.

** Vida mínima es algunas veces llamada como vida B-10.

CLASIFICACIÓN . . . Basados en las pruebas efectuadas, los fabricantes de rodamientos han determinado la capacidad de sus productos en términos de la carga que cada grupo debe soportar a una velocidad dada por un número mínimo o promedio de horas previamente determinado. Por lo tanto, la vida real de un grupo depende de esta clasificación, en comparación con la carga efectiva sobre el rodamiento.

Horas efectivas de servicio
(Vida mínima o promedio) =

$$\left(\frac{\text{Capacidad determinada a una velocidad dada}^n}{\text{Carga real o efectiva}} \right) \times K$$

En donde:

- a) La capacidad determinada es la carga (en libras) que cada fabricante asigna a cada grupo de sus rodamientos, esperando que puedan llegar a un mínimo o promedio de vida a una velocidad requerida; *(8).
- b) El factor K es igual al número pre-determinado de horas sobre las cuales el fabricante ha basado su clasificación;
- c) La carga efectiva sobre el rodamiento, es la carga en libras radial o axial, o la combinación de estas fuerzas actuando simultáneamente; *(9).
- d) El exponente "n" puede ser igual a 3, 3.3, 3.33 ó 4, según el fabricante.

Al evaluar la vida de un rodamiento, ciertos fabricantes clasifican la capacidad de carga de sus rodamientos a una velocidad determinada, sobre la base de "vida mínima" probable, que puede variar entre las 500 y 3,000 horas de operación. Otros fabricantes han clasificado sus rodamientos sobre la base de la "vida promedio" probable, a una misma velocidad, pudiendo variar desde 3,800 hasta 10,000 horas de operación. Por lo tanto, es muy natural que las clasificaciones de capacidad de carga de diferentes fabricantes, varíe considerablemente aún tratándose de rodamientos aparentemente idénticos trabajando bajo condiciones similares. Sin embargo, haciendo

* (8) La Asociación de fabricantes de rodamientos considera que la relación básica de carga de cualquier grupo de rodamientos, es la carga radial (en lbs.) que el 90% de los rodamientos pueden soportar durante 1,000,000 de revoluciones. En otras palabras, durante 500 horas de operación a una velocidad constante de 33.3 r.p.m.

* (9) Fórmulas para calcular cargas combinadas son encontradas comúnmente en los catálogos de fabricantes.

cálculos basándose en los diferentes métodos usados por los fabricantes para determinar la vida de los rodamientos, se ve que la variación es bastante pequeña y probablemente se deba a diferencias en la estructura metalúrgica y al contorno de las superficies y carreras (Tabla II).

Desde luego, que los rodamientos de rodillos tienen capacidades de carga más elevadas que los de esferas del mismo tamaño y serie debido a que los rodillos soportan la carga en una área mayor por lo que ocurre una menor deformación y los esfuerzos de la estructura interna para una carga dada son más reducidos (Fig. 22). En la tabla No. III, se dan en forma aproximada las capacidades relativas de carga axial y radial para varios tipos de cojinetes de diámetros interiores y exteriores iguales.

Los rodamientos de tamaño grande, logicamente, tienen capacidades nominales superiores a rodamientos del mismo tipo y serie, pero de menor tamaño, debido a que los elementos de mayor tamaño pueden soportar cargas mayores, tal como se ve en la tabla IV. Y por la misma razón los cojinetes de serie para trabajo pesado tienen una capacidad nominal de carga mayor a rodamientos de la serie "mediano" o "ligero" a pesar de ser del mismo tipo y tamaño (Tabla V).

Algunos fabricantes establecen las capacidades nominales de sus rodamientos a una velocidad determinada, tal como 100 rpm, 500 rpm, etc., mientras que otras las establecen a diferentes velocidades de operación.

Ocurriendo que en ciertos casos se necesita conocer la capacidad nominal de un grupo de rodamientos a una velocidad mayor o menor a la velocidad establecida, o a una velocidad intermedio entre las dos velocidades determinadas por el fabricante.

64a
TABLA IV
CAPACIDAD RELATIVA APROXIMADA DE CARGA RADIAL EN RODAMIENTOS TÍPICOS DE UNA SOLA HILERA DE ESFERAS, RANURA PROFUNDA Y SERIE "MEDIANO" DE TAMAÑOS DIFERENTES Y CON UNA VELOCIDAD DE OPERACION DE 500 R. P. M.

Dimensiones			Esferas		Capacidad relativa de carga radial (%)
Diámetro Int. mm.	Diámetro Ext. mm.	Ancho mm.	No.	Tamaño Pulg.	
50	110	27	8	¾	34
60	130	31	8	¾	45
70	150	35	8	1	55
80	170	39	8	1¼	68
90	190	43	8	1¼	80
100	215	47	8	1½	100

TABLA V
CAPACIDAD RELATIVA APROXIMADA DE CARGA RADIAL EN RODAMIENTOS TÍPICOS DE ESFERAS, DE UNA SOLA HILERA Y RANURA PROFUNDA (SERIE "LIGERO" "MEDIANO" Y "PESADO") DE 100 m. m. DIAMETRO INTERIOR OPERANDO A 500 R. P. M.

Serie del rodamiento	Dimensiones			Esferas		Capacidad relativa radial (%)
	Diámetro Int. mm.	Diámetro Ext. mm.	Ancho mm.	No.	Tamaño Pulg.	
Ligero	100	180	34	11	1⅝	48
Mediano	100	215	47	8	1⅝	63
Pesado	100	265	60	7	1¾	100

TABLA III

CAPACIDAD RELATIVA DE CARGA DE RODAMIENTOS TÍPICOS.

Tipos de rodamientos: Diámetro Int.—100 mm. (Aprox. 4") Diámetro Ext.—215 mm. (Aprox. 8.5") Velocidad de Operación 500 RPM Probable Vida Mínima 500 Hrs.		Número de Figura	Capacidad relativa de carga radial (Por ciento)	Capacidad relativa de carga (Por ciento)
RODAMIENTOS RADIALES, Y RADIALES AXIALES, DE DOBLE HILERA	.. Rod. de rodillos cilíndricos			
	.. de alineamiento propio, rodillos esferoidales	9	65	63
	.. de rodillos cónicos (ángulo pronunciado)	8	64	78
	.. de rodillos cóncavos (ángulo mediano)	8	52	39
	.. de rodillos cóncavos (en forma de reloj de arena)	10	48	48
	.. radial de esferas (con ranura de inserción)	2	35	17 to 25
	.. de ranura profunda (sin ranura de inserción)	1	31	35
	.. de esferas y contacto angular	7	30	100
RODAMIENTOS RADIALES, Y RADIALES AXIALES, DE UNA SOLA HILERA.	.. de rodillos cilíndricos	5	100	—
	.. de rodillos cónicos (ángulo pronunciado)	8	99	78
	.. de rodillos cónicos (ángulo mediano)	8	80	39
	.. radial de esferas (con ranura de inserción)	2	65	17 to 25
	.. de ranura profunda (sin ranura de inserción)	1	61	35
	.. de esferas y de contacto angular	7	60	100
RODAMIENTOS DE EMPUJE AXIAL ÚNICAMENTE	.. axial de rodillos cilíndricos	13	—	100
	.. axial de empuje en 2 direcciones	12	—	30
	.. axial de empuje en 1 sola dirección	11	—	25

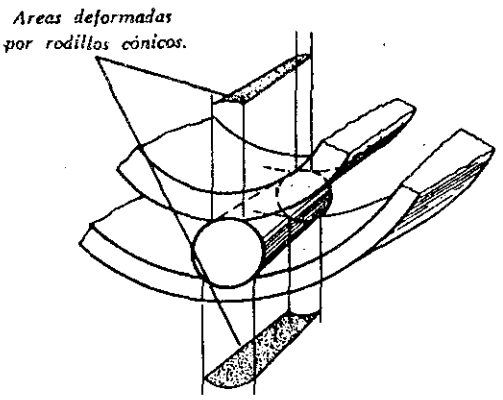
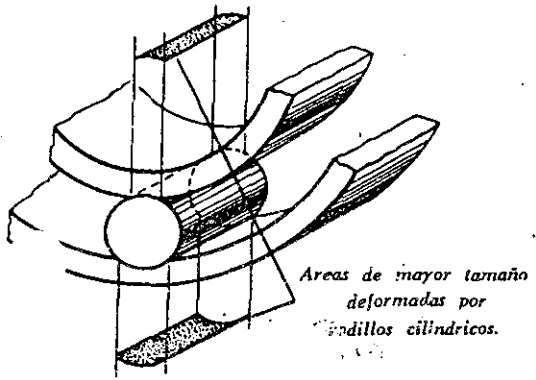
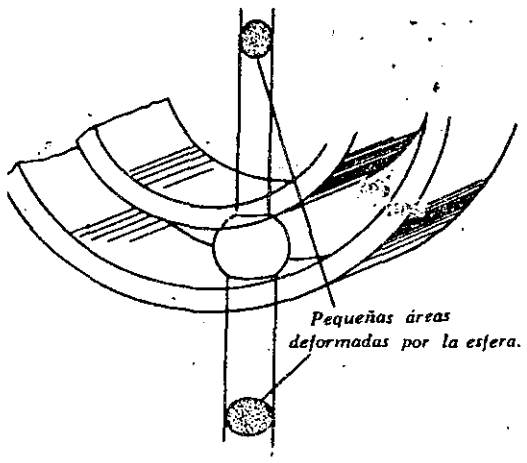


Fig. 22.—Representación esquemática de las áreas relativas de metal deformado por la misma carga. Las áreas más reducidas deformadas por una esfera significan que las presiones unitarias bajo la misma carga son mucho más elevadas y consecuentemente los esfuerzos producidos son de mayor magnitud.

En estos casos, la capacidad nominal varia inversamente a la raíz "n" de la relación de cualquier velocidad requerida entre la velocidad standard o determinada.

La Capacidad Nominal a una velocidad mayor o menor =

La Capacidad Nominal a una velocidad Estandard o Determinada.

$$n = \frac{\text{Velocidad Requerida}}{\text{Velocidad Estandard o Determinada.}}$$

La raíz "n" de esta relación de velocidades se conoce como el "factor de velocidad" y la capacidad nominal de cualquier grupo de rodamientos trabajando a una velocidad mayor o menor a la velocidad especificada, es por lo tanto, igual a:

La capacidad nominal a la velocidad especificada
El factor de velocidad para la velocidad requerida.

Las curvas en la Fig. 23 muestran los "factores velocidad" para convertir la capacidad nominal a una velocidad especificada de 500 RPM a una capacidad nominal a velocidades de operación más elevadas.*

EFFECTO DE LA VELOCIDAD . . . La vida minima o promedio de cualquier grupo de rodamientos, trabajando bajo una carga dada, está influenciada por el número de veces que las carreras y los elementos de rodamiento se ven sometidos a esfuerzos en un tiempo determinado, en otras palabras, está relacionada con la velocidad de operación. Por lo tanto, si la velocidad se duplica, la vida del rodamiento se reduce a la mitad e inversamente si se reduce a la mitad la velocidad de operación se duplica la vida del rodamiento.

EFFECTO DE LA CARGA . . . Puesto que la vida minima o promedio de un grupo de rodamientos operando a una determinada velocidad, varia inversamente con la potencia "n" de la carga real, el efecto producido por un aumento o reducción de la carga es mucho más notorio que el efecto resultante del aumento o disminución de la velocidad. Por ejemplo, si "n" es igual a 3, y si la carga se duplica, la vida del rodamiento se reduce a 1/8 del total. Por otra parte, si la carga se reduce a la mitad, la vida del rodamiento se ve aumentada 8 veces.

* En los catálogos de los fabricantes aparecen unas tablas indicando los "factores de velocidad" para varias velocidades de operación, basados en un factor igual a la unidad para una determinada velocidad.

● Hasta en un rodamiento anti-fricción existen ciertas fuentes de rozamiento que podrían ocasionar la casi inmediata falla de la unidad, si esta trabajara sin lubricante, o una falla prematura si el rodamiento trabajara con una lubricación deficiente. Entre las fuentes de rozamiento se encuentra:

- Deslizamiento entre los elementos de rodamiento y sus carreras;
- Rozamiento entre los elementos de rodamiento y sus separadores;
- Rozamiento entre los rodillos, agujas o esferas adyacentes;
- Rozamiento entre los elementos de rodamiento de ciertos tipos de cojinetes de empuje axial y los lados de las carreras;
- Rozamiento entre los ejes y los sellos de los soportes.

Además de este rozamiento metálico, puede existir una cierta cantidad de fricción plástica o flúida presentada por el lubricante al resistir su desplazamiento o agitación con las esferas o rodillos, dependiendo la magnitud de este tipo de resistencia, de las características de viscosidad del lubricante usado.

Otras posibles causas de problemas son los contaminantes que puedan penetrar a los soportes de rodamientos con sellos deficientes o pobremente lubricados.

DESLIZAMIENTO SOBRE LAS CARRERAS

Las elevadísimas presiones unitarias que soportan los rodamientos tienden a aplastar las superficies de las esferas o rodillos tan pronto empiezan a girar bajo carga sobre sus carreras. Por lo tanto el tamaño de las esferas o rodillos es un poco menor al tamaño que

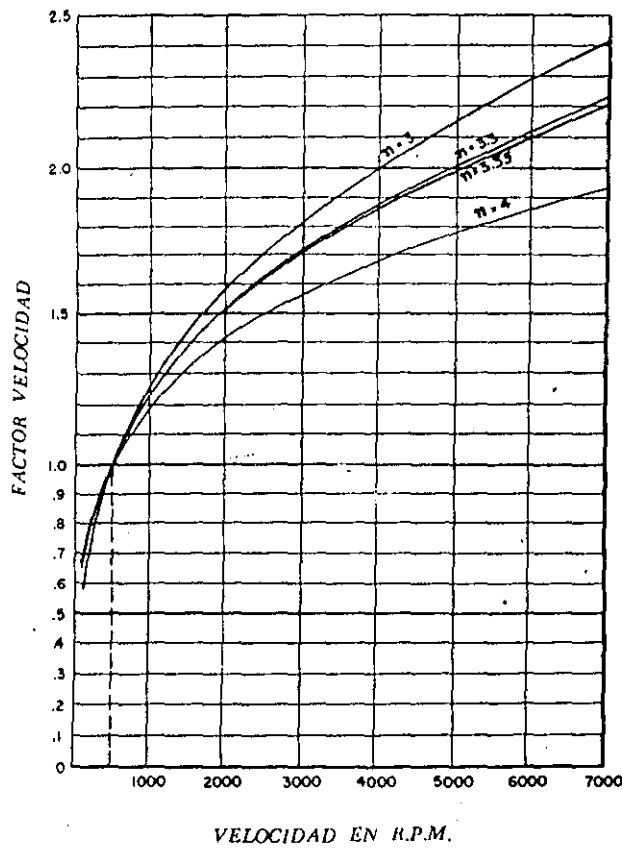


Fig. 23.—Relación entre la velocidad de un rodamiento y los factores de velocidad correspondientes a los diferentes valores "n". Estas curvas están trazadas de acuerdo a la velocidad estandar de 500 RPM

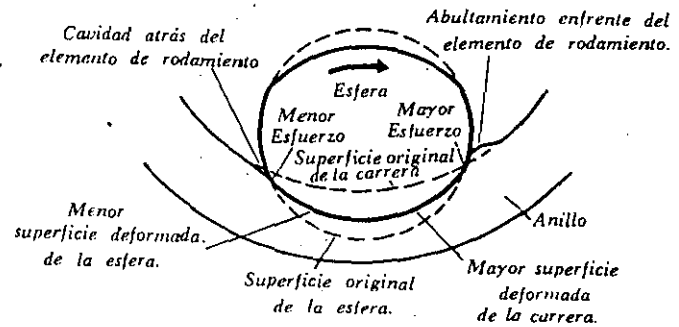


Fig. 24.—Deslizamiento entre esferas o rodillos y sus carreras. Las diferencias de las áreas de metal deformado (que aparecen muy exageradas en la ilustración) son la causa del deslizamiento entre las superficies de contacto.

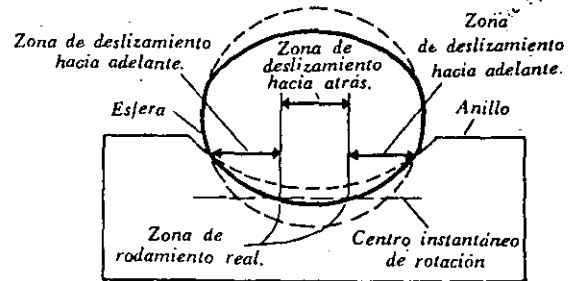


Fig. 25.—Deslizamiento entre la esfera y su carrera. La diferencia que existe entre las velocidades periféricas de las superficies deformadas (aparecen muy exageradas en la ilustración) de la esfera son la causa de este tipo de deslizamiento.

tenían originalmente y por otra parte estas mismas presiones unitarias causan una depresión en las carreras por lo que las áreas de las superficies deprimidas son ligeramente mayores. Este aplastamiento y depresión simultáneo de las superficies de contacto permite cierto deslizamiento de los elementos entre sus respectivas áreas de contacto. Este tipo de deslizamiento ocurre en todos los tipos de rodamientos.

En los rodamientos de esferas, también puede ocurrir otro tipo de deslizamiento, debido a las diferentes velocidades periféricas de las superficies deformadas de cada esfera (Fig. 25). Por ejemplo, solamente en dos zonas de cada superficie deformada existe un verdadero rodamiento sin que ocurra el deslizamiento y por lo tanto en las zonas adyacentes, la velocidad periférica de la esfera es menor cerca de los bordes de la superficie deformada y mayor en la porción del centro. Lo que quiere decir que las superficies exteriores se mueven más despacio y las de la parte central avanzan más rápidamente.

Para poder acomodarse a esta situación, las superficies exteriores e interiores tienen que resbalar sobre las carreras.

En un rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje axial (Fig. 13) ocurre otro tipo de deslizamiento cuando la fuerza centrífuga fuerza hacia fuera a los rodillos contra los separadores. Y todavía otro tipo de deslizamiento es el que ocurre cuando los separadores no permiten que los rodillos se coloquen en forma diagonal, reduciéndose esta tendencia al colocarse dos rodillos pequeños en lugar de un solo rodillo largo, tal como se puede ver en la Fig. 13.

ROZAMIENTO CON LOS SEPARADORES . . . En los rodamientos radiales (Figs. 1 a 6) existe cierta cantidad de rozamiento entre los separadores y los elementos de rodamiento cuando los separadores fuerzan las esferas o rodillos a la zona de presión y después las detienen al salir de ésta.

En los rodamientos de rodillos cilíndricos (Fig. 5) de rodillos esferoidales (Fig. 9) y los de agujas (Fig. 6) existe otra causa de rozamiento cuando los separadores evitan que los rodillos o agujas se coloquen en forma oblicua. En un rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje axial, el rozamiento ocurre cuando los separadores obligan a las superficies exteriores de los rodillos a recorrer una distancia mayor sobre las carreras.

ROZAMIENTO ENTRE LOS RODILLOS O AGUJAS . . .

Cuando los rodamientos de agujas o de rodillos cilíndricos no tienen separadores, la velocidad de rozamiento de los elementos adyacentes (moviéndose en direcciones opuestas) son 2 veces mayores a las velocidades de rozamiento que ocurrirían entre los rodillos y sus separadores, por lo tanto, el rozamiento es mucho mayor.

ROZAMIENTO SOBRE LOS HOMBROS DE LAS CARRERAS . . .

En ciertos tipos de rodamientos de rodillos diseñados para soportar cargas de empuje axial, ocurre otro tipo de rozamiento cuando las caras exteriores de los rodillos son forzadas contra los hombros de los anillos, por una carga axial. Por ejemplo, en un rodamiento de rodillos cónicos (Fig. 8) o de rodillos esferoidales (Fig. 16) la fricción ocasionada por este rozamiento puede ser bastante crítica bajo condiciones anormales de servicio.

ROZAMIENTO CON LOS SELLOS O RETENES DE LOS SOPORTES . . .

La cantidad de rozamiento que exista entre los ejes y los sellos o retenes depende entre otras cosas del tipo de sello y del cuidado que se haya puesto en su instalación; por lo general, hay menos rozamiento con sellos de cuero o de hule sintético (Fig. 26) que con los sellos de fieltro (Fig. 27). Cuando se usan sellos propiamente instalados del tipo llamado de laberinto (Fig. 28) no hay rozamiento.

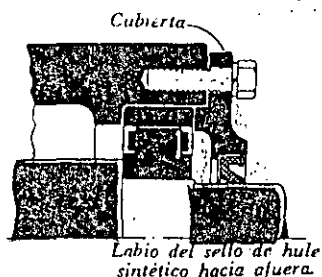
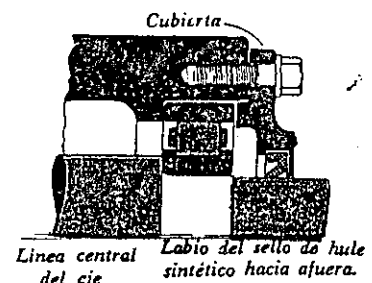


Fig. 26.—(Izq. y Derecha). Arreglo típico de los sellos de hule sintético. Para excluir los contaminantes provenientes del exterior, el labio o reborde del sello se coloca hacia afuera; por el contrario, cuando se desea evitar el escape del lubricante hacia el exterior el labio del sello se coloca hacia adentro. Por lo general este tipo de sellos se utiliza en cojinetes lubricados con aceite. Velocidades superficiales hasta de 750 pies por minuto son permisibles, y aún mayores si las temperaturas son moderadas y las superficies bien pulidas.



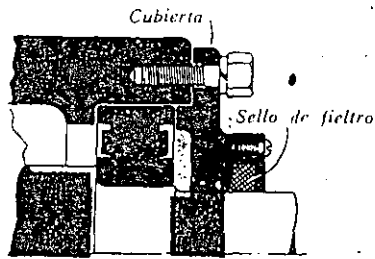
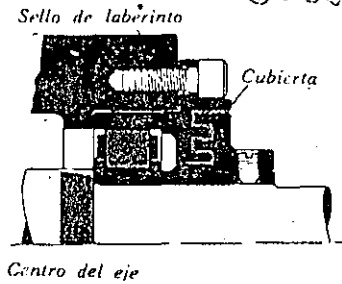


Fig. 27.—(Izquierda). Típico sello de fieltro auxiliado por ranuras en la cubierta; este tipo de sello seguido se utiliza para excluir contaminantes y reducir los escapes de lubricantes; son frecuentes las velocidades superficiales hasta de 800 pies por minuto.

Fig. 28.—Típico sello de laberinto. Este tipo se usa con bastante frecuencia en cojinetes lubricados a grasa, especialmente en lugares polvosos. En algunos casos sellos de fieltro ayudan a excluir los contaminantes.



CONTAMINANTES

A. menos de que los sellos estén correctamente instalados y lubricados, ciertos contaminantes dañinos pueden abrirse paso a través de los sellos y causar daños de consideración a los elementos de rodamiento y carreras. Por ejemplo, el polvo abrasivo causa un excesivo desgaste, con lo que eventualmente se reduce la precisión, se producen vibraciones y la operación es ruidosa, todo esto, a elevadas velocidades puede causar la falla o rotura de los separadores.

Igualmente, si finas partículas metálicas caen en el paso de los elementos de rodamiento, éstas mellarán las carreras lo que a su vez ocasiona la falla de la unidad.

Por otra parte una pequeña cantidad de agua dentro de la caja de rodamiento puede causar herrumbre, a menos de que se use un lubricante adecuado. Lo mismo puede pasar cuando se condensa humedad después de un período de inactividad del rodamiento. Al desprenderse escamas de herrumbre de las esferas, rodillos y anillos maquinados a precisión, las superficies picadas se ven sujetas a rápidos impactos, los cuales pueden ocasionar la falla prematura del rodamiento.

Además, el polvo de herrumbre finamente dividido es abrasivo y cuando se mezcla con el lubricante, se forma un compuesto como pasta de esmeril que causa un excesivo desgaste. La corrosión causada por gases de naturaleza ácida o por ciertos contaminantes corrosivos del aire ambiente que penetran dentro de los soportes, tendrán un efecto similar.

REQUERIMIENTOS DE LUBRICACION

Los lubricantes adecuados para los cojinetes anti-fricción están diseñados para reducir todas las clases de rozamiento y mantener las temperaturas de operación lo suficientemente bajas como para mantener la dureza original y resistencia a la fatiga de los elementos de rodamiento y los anillos.

El uso de aceite o grasa, depende en gran parte de los métodos provistos para la aplicación del lubricante, pero en cualquier caso las características requeridas de un lubricante dependen a su vez de las velocidades de operación y de la temperatura. En el caso de rodamientos de rodillos cónicos, la carga también puede ser importante. Si se usa grasa, ésta debe servir también para ayudar a los sellos o retenes a excluir los contaminantes.

VELOCIDAD . . . Aunque las capacidades nominales de los rodamientos están basadas en las velocidades rotativas (rpm), es la velocidad periférica, la velocidad de superficie la que causa que los elementos de rodamiento batan el lubricante, aumente el rozamiento y se eleve la temperatura de operación.

Las velocidades permisibles, dependen del tipo de rodamiento, de la clase de separadores y del tipo y efectividad del lubricante. Por lo general, los cojinetes radiales de esferas, de contacto angular y los de rodillos cilíndricos pueden operar a mayores velocidades periféricas que los de otros tipos, debido a que el rozamiento y las temperaturas de operación son menores para una carga igual. Los separadores de bronce maquinado o de composición fenólica permiten mayores velocidades periféricas que los de acero prensado o remachado. Igualmente la lubricación con aceite permite velocidades de un 50 a 100% mayores que la grasa, debido a que el aceite se distribuye más uniformemente, es mejor enfriante y por lo general se puede aplicar en forma tal que la fricción flúida a elevadas velocidades permisibles se representa en algunos casos por el factor "dn". Los valores "dn" para rodamientos varían de 100,000 a 300,000 para lubricación a grasa y de 150,000, 500,000 o aún 700,00 para rodamientos lubricados con aceite dependiendo del tipo de cojinete y clase de separador.

Sin embargo, en algunos rodamientos operando a altas velocidades, en los cuales se prefiere utilizar grasa, es posible aplicar una grasa adecuada que pueda mantener la temperatura de operación razonablemente baja.

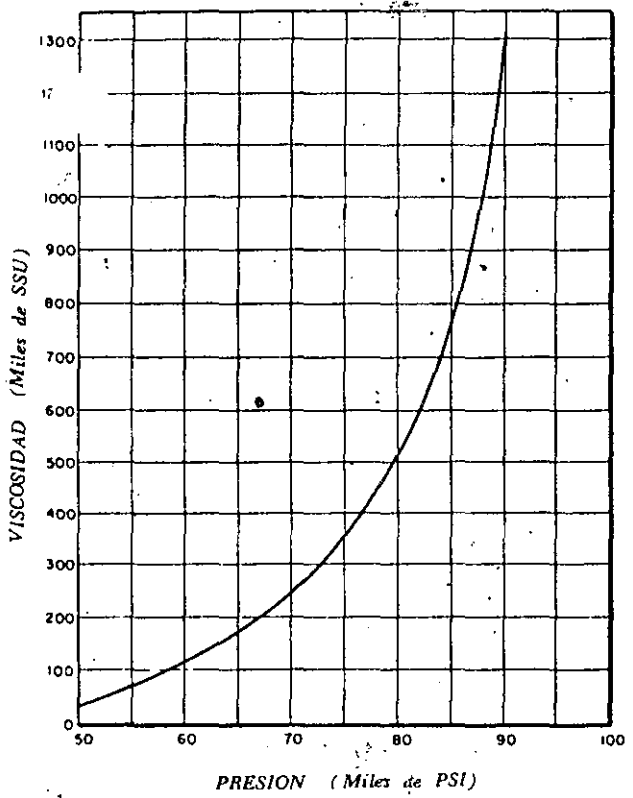


Fig. 29.—Aumento de la viscosidad del aceite con el aumento de la presión. Esta curva muestra como aumenta la viscosidad de un aceite parafínico con una viscosidad de 250 SSU a 100°F y 122 SSU a la temperatura de operación de 130°F cuando se sometió a presiones que variaban de 50,000 a 90,000 P.S.I.

La selección de la viscosidad de un aceite para rodamientos, depende en parte de la velocidad periférica; por ejemplo, en un rodamiento de alta velocidad, un aceite de cuerpo relativamente liviano ayuda a mantener las temperaturas de operación a un nivel razonablemente bajo, ya que se reduce considerablemente la fricción flúida y el enfriamiento resulta bastante efectivo. En un rodamiento de baja velocidad, un aceite de cuerpo pesado ayuda a reducir el rozamiento metálico y el desgaste en los espacios de los separadores.

Cuando se utiliza grasa, esta debe ser lo suficientemente suave para ir penetrando lentamente hacia los elementos de rodamiento, pero no tan suave que un exceso de grasa pueda interferir con el libre movimiento de las esferas o rodillos, y ocasionar una fricción plástica innecesaria, así como altas temperaturas de operación. Pero tampoco debe ser tan dura como para que los elementos de rodamiento se vean imposibilitados a succionar pequeñas cantidades de grasa y distribuirlas para que puedan hacer protección contra el desgaste. Además, con objeto de mantener al mínimo posible la fricción plástica así como para evitar escurrimientos a través de los sellos o retenes, la estructura de la grasa debe resistir la tendencia de "ablandarse" con la agitación constante a que se ve sometida.

CARGA . . . La carga normal de un rodamiento produce presiones unitarias tan altas entre los elementos de rodamiento y sus carreras que parece imposible que algún lubricante pudiera resistir la ruptura de la película y evitar el contacto metálico y la falla prematura.

Sin embargo, tan pronto el lubricante queda atrapado bajo las esferas o rodillos y se ve sometido a estas presiones extraordinariamente elevadas, su viscosidad aumenta enormemente y mientras más elevadas sean las presiones, mayor será la viscosidad del lubricante (Fig. 29). Por otra parte, estas tremendas presiones actúan solo por un momento sobre la película separadora y no le dan tiempo para escapar al lubricante. Como resultado de la elevada viscosidad y del reducido periodo de tiempo, las elevadas presiones unitarias, no expulsan al lubricante ni tampoco lo desplaza la pequeña cantidad de deslizamiento entre los elementos de rodamiento y sus carreras.

Por lo tanto, un lubricante adecuado para las velocidades y temperaturas de operación también, protegerá contra el desgaste ya que en lo que se refiere al desgaste de esferas, rodillos y carreras se ha visto que no es necesario aumentar la viscosidad del aceite para soportar mayores cargas.

Las presiones existentes entre los elementos de rodamiento y los separadores son bastante bajas y por consiguiente no hay un aumento apreciable de viscosidad, sin embargo, indudablemente que existen condiciones de lubricación a película delgada o escasa, lo que quiere decir que las superficies de contacto no están separadas por una película gruesa del lubricante; en estos casos, la viscosidad del aceite puede ser un factor importante para resistir la acción eliminante de los elementos de rodamiento y para reducir el desgaste de los separadores. Cuando se utiliza grasa, se puede reducir este tipo de desgaste únicamente si el lubricante puede penetrar a los pequeños huecos entre ciertos tipos de separadores y sus carreras.

En rodamientos de rodillos cónicos (Fig. 8) y en los de tipo de empuje axial de rodillos cónicos y esferoidales (Figs. 14 y 16), las elevadas cargas radiales y de empuje axial, algunas veces forzan los extremos de los rodillos con presiones considerables contra los hombros de las carreras y aunque estas presiones no son lo suficientemente elevadas como para aumentar la viscosidad de un lubricante si pueden ser lo suficientemente altas como para eliminarlo por frotación. Bajo condiciones de carga se presenta un problema especial de lubricación para proteger los extremos de los rodillos y los hombros de las carreras

contra un rápido desgaste y falla prematura; afortunadamente, se puede lograr esta protección utilizando un lubricante que posea extraordinarias propiedades para evitar el desgaste.

ELEVADA TEMPERATURA DE OPERACION

La temperatura normal de operación alguna veces se ve aumentada por el calor conducido al rodamiento por una flecha caliente (por conducción) o por el calor radiado a la caja en lugares con ambientes sumamente calientes (por radiación). Como las altas temperaturas adelgazan el aceite o ablandan la grasa, su habilidad lubricante se ve restringida en varios aspectos, a menos de que se trate de una grasa para altas temperatura o de un aceite originalmente pesado pero de no ser éste el caso el lubricante resulta:

- a) menos adecuado para proteger contra el desgaste que puede resultar del deslizamiento entre los elementos de rodamiento y sus carreras;
- b) menos adecuado para resistir la fricción entre las esferas o rodillos y los espacios de los separadores;
- c) menos adecuado para lubricar ciertos tipos de sellos o retenes sin excesivo escurrimiento;
- d) menos adecuado para reducir el desgaste entre los rodillos y los hombros de rodamiento de rodillos cónicos.

La exposición del lubricante por prolongados periodos de tiempo bajo la agitación constante y en íntimo contacto con el aire caliente existente dentro del soporte, ocasiona una oxidación gradual y mientras mayor sea la temperatura con mayor rapidez se llevará a cabo el proceso de oxidación.

La oxidación ocasiona que el aceite se vaya espesando lentamente y aumente la fricción flúida, lo que a su vez causa que se eleve la temperatura de operación, hasta que eventualmente algunos de los productos de la oxidación se vuelvan insolubles y se asienten en forma de depósitos.

La oxidación de la grasa por lo general ocasiona un endurecimiento gradual del lubricante, o puede ocasionar la separación del aceite de la estructura de la grasa, pero, en cualquier caso, la fricción y la temperatura de operación se ven aumentadas todavía más hasta que se formen verdaderos depósitos en el soporte.

Los depósitos provenientes de la oxidación gradual de un aceite o grasa pueden interferir con la circulación del aceite o con la distribución de la

grasa. Además, estos depósitos pueden formar una cuña entre los elementos de rodamiento y los separadores interfiriendo con el libre movimiento de las partes, ocasionando que las esferas o rodillos patinen y que lleguen a causar la falla prematura del rodamiento.

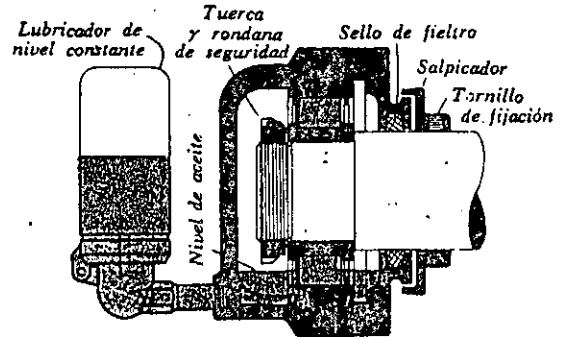


Fig. 30.—Lubricación por baño. Los elementos de rodamiento recogen aceite de un recipiente en el soporte y lo distribuyen a todas las partes por lubricar. Se evita la sobrelubricación, la agitación del aceite y el escape conservando el nivel de aceite entre la mitad de la esfera o rodillo más bajo (al estar parado el rodamiento) y el punto más bajo del anillo interior. El uso de un lubricador de nivel constante ayuda a mantener el aceite al nivel correcto.

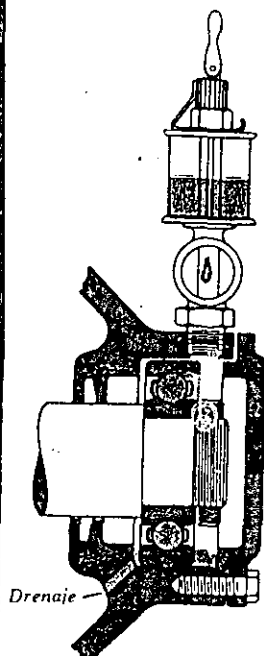
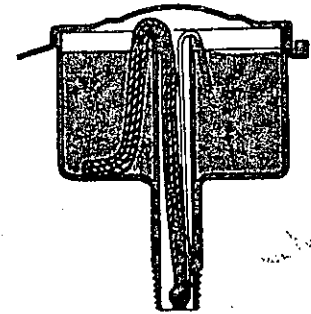


Fig. 31.—(Izquierda y arriba). Gotero y lubricador de mecha. Estos dispositivos pueden regularse para que alimenten la cantidad correcta de lubricante (gota por gota) a cojinetes de velocidades relativamente elevadas. En este caso, las gotas caen dentro de una tuerca de retención, la cual rocía el aceite a las partes lubricadas.

Los efectos de la oxidación pueden ser aminorados mediante el uso de lubricantes que posean una excelente estabilidad química y por medio del drenado del aceite o purgado de la grasa usada, antes de que se depositen los lodos o depósitos.

y aún el rozamiento una vez que ya esté funcionando normalmente, será muy elevado. Cuando existe esta condición, puede ocurrir un desgaste excesivo y la falla prematura del rodamiento.

71a

BAJA TEMPERATURA DE OPERACION ... Cuando los rodamientos se ven expuestos a bajas temperaturas ambientales, el aceite en el depósito se espesa y la grasa se endurece, si el aceite no es lo suficientemente delgado para distribuirse inmediatamente o la grasa no es lo suficientemente blanda para que penetre en forma adecuada, la fricción de arranque

LUBRICACION CON ACEITE

Generalmente hablando, los aceites que son de cuerpo algo pesado son más adecuados para lubricar rodamientos de baja velocidad, y en donde las temperaturas de operación son elevadas; mientras que los aceites de cuerpo relativamente delgado son adecuados para rodamientos de velocidades más elevadas y en donde las temperaturas de operación

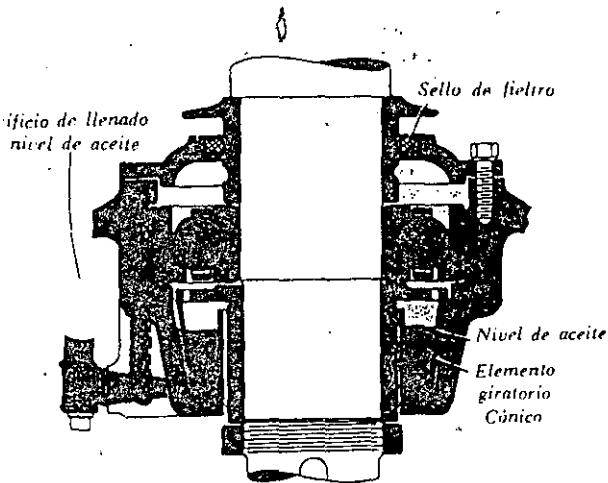


Fig. 32.—(Izquierda y derecha). Rocío de aceite. La fuerza centrífuga producida por el movimiento giratorio de los rociadores cónicos forma una neblina de aceite que lubrica las partes en movimiento de cojinetes de alta velocidad. En algunos casos los rociadores se encuentran parcialmente sumergidos en el aceite. En otros, el aceite es llevado a los rociadores por medio de mechas. Se debe añadir aceite cuando haga falta, y reemplazar las mechas sucias.

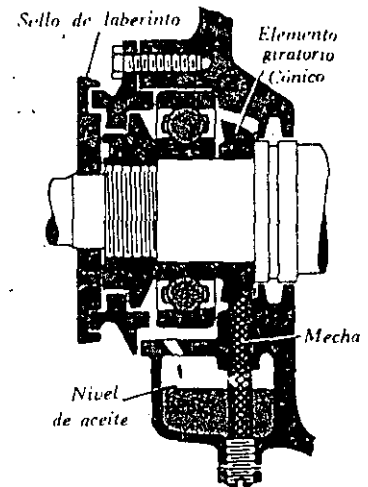
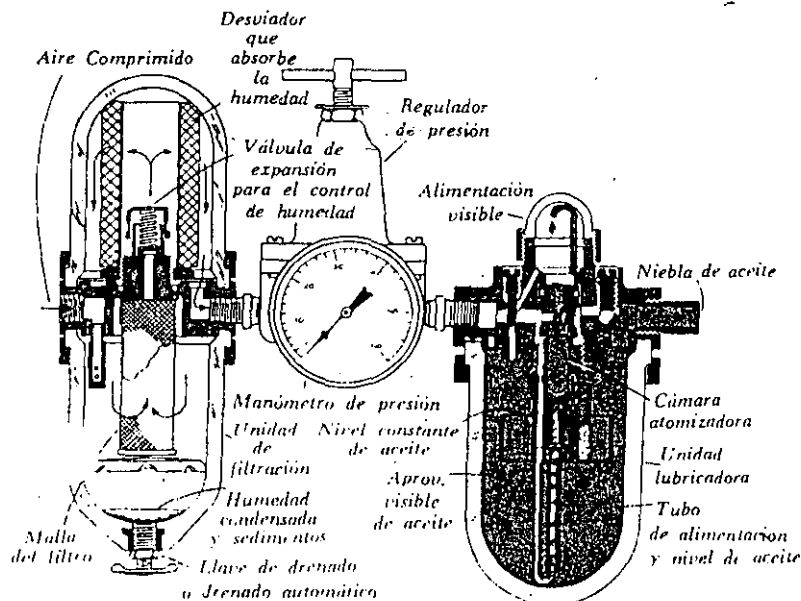


Fig. 33.—(Izquierda) Niebla lubricante. Los rodamientos que giran a velocidades muy elevadas son lubricados por depósitos especiales que emplean aire comprimido para atomizar el aceite y suministrarlo en forma de una niebla densa, a las partes en movimiento.



son bajas. Los métodos para la aplicación de estos aceites están relacionados con las velocidades de operación. Entre estos métodos se incluyen: la lubricación por baño, copa gotera, mecha, neblina de aceite o rocío (Fig. 30 a 33) y mientras estos dispositivos reciban atención, proveerán a los elementos de rodamiento, carreras y separadores con cantidades adecuadas de lubricante. Puesto que el aceite es también un excelente refrigerante, ciertos rodamientos que operan normalmente a temperaturas elevadas, son lubricados, enfriados y lavados por aceite en circulación, tal como sucede en los rodamientos de la sección de secadores en fábricas de papel (Fig. 34)

CARACTERISTICAS DEL ACEITE

Los aceites adecuados para una lubricación efectiva de los rodamientos, deben tener:

- a) La mayor resistencia posible a la oxidación y a la formación y acumulación de lodos, en servicios prolongados;
- b) Viscosidad correcta (cuerpo) a las velocidades y temperaturas de operación para reducir el rozamiento y proteger contra el desgaste;
- c) Resistencia de película adecuada para soportar la fuerte acción de rozamiento que tiende a eliminar el lubricante entre los rodillos y hombros de las carreras en rodamientos de rodillos cónicos sujetos a pesadas cargas radiales y axiales;
- d) Propiedades anti-herrumbrantes para ofrecer máxima protección contra el herrumbre en los casos en que existe humedad.

En algunos casos, donde se utiliza aceite, el tipo de aceite suministrado a los rodamientos depende del tipo de lubricante requerido por otras partes, tal como se puede ver en la Fig. 35.

LOS ACEITES LUBRICANTES MOBIL ... Recomendados para la lubricación de rodamientos, poseen todas las características, nombrada anteriormente, desarrolladas al máximo posible. Los controles científicos desarrollados en los laboratorios modernos permiten mantener los altos standards de calidad y uniformidad encontrados en estos lubricantes y los aditivos más modernos sirven para mejorar todavía más la resistencia natural a la oxidación de este tipo de aceite base, así como la protección ofrecida a los elementos de rodamiento por los inhibidores contra la herrumbre.

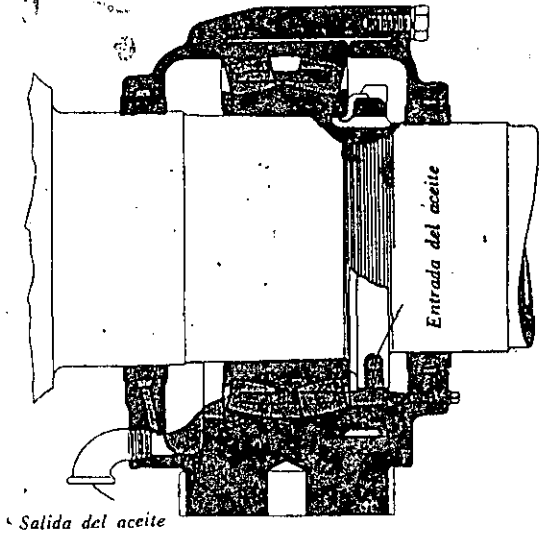


Fig. 34.—Lubricación por circulación. En donde las temperaturas de operación son elevadas porque el cojinete está sujeto a calor inducido, es necesario contar con un volumen suficiente de aceite que actúe también como medio enfriante; el cual es continuamente bombeado a través del soporte de los rodamientos pasando después al recipiente principal.

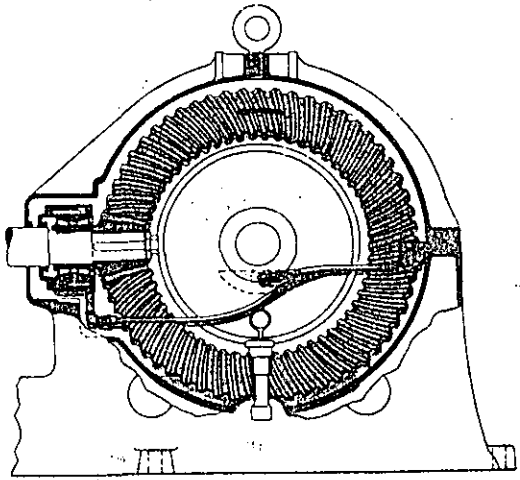


Fig. 35.—Lubricación por salpique. El aceite salpicado por engranes o dispositivos parcialmente sumergidos en aceite, algunas veces es canalizado o dirigido por medio de conductos para lubricar los rodamientos.

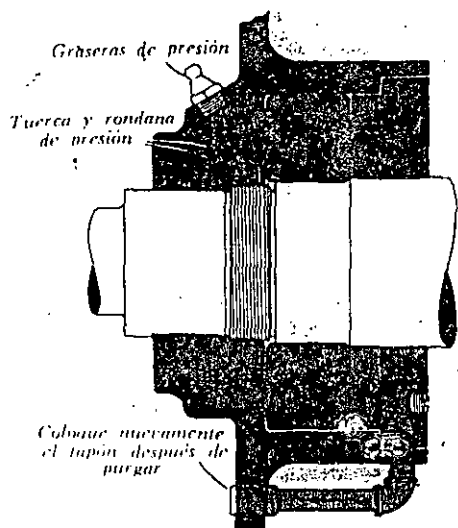


Fig. 36.—Aplicación por pistola grasera. Para obtener una distribución y evacuación efectiva, muchos soportes tienen graseras y sólidas de grasa colocadas en partes opuestas del soporte.

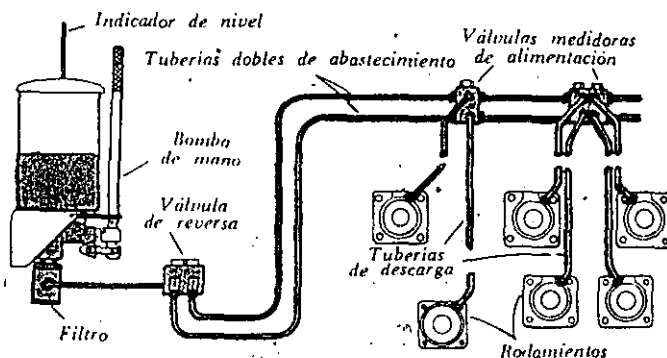


Fig. 37.—Sistema central de engrase. La grasa es bombeada desde un receptáculo a las tuberías principales de alimentación. La corriente de grasa a cada rodamiento está regulada por medio de una válvula colocada junto a cada soporte.

LUBRICACION CON GRASA

Aunque los soportes de algunos rodamientos se empaican de grasa con la mano, la mayoría está equipada con conexiones para grasa o graseras en las cuales la grasa es forzada por medio de una pistola grasera de presión que puede ser operada manualmente o por aire a presión (Fig. 36) Exceptuando los raros casos en que sea necesario excluir el agua empaicando completamente el soporte con grasa, ninguno deberá estar tan lleno que la constante agitación causada por los elementos pueda causar una innecesaria fricción plástica y elevadas temperaturas de operación. (El mejor método para empaicar las cajas de rodamientos se discute ampliamente en el boletín técnico "Rodamientos, su Cuidado y Mantenimiento").

Para obtener una lubricación satisfactoria bajo condiciones de bajas y altas velocidades, la grasa debe tener una consistencia que le permita, a las temperaturas de operación, penetrar lenta y gradualmente a las carreras en donde los elementos de rodamiento recogen pequeñas cantidades de grasa y la distribuyen a las superficies que requieren lubricación. Los rodamientos que tienen separadores de bronce o de composición fenólica, requieren una grasa lo suficientemente suave como para penetrar a través de los huecos tan reducidos existentes.

Las elevadas velocidades ocasionan un cambio en la estructura de la grasa, la cual se ablanda tanto que penetra rápidamente a las carreras e interfiere con el libre movimiento de los elementos de roda-

miento, lo cual a su vez ocasiona una fricción plástica que causa elevadas temperaturas de funcionamiento. En aquellos diseños en donde la grasa puede penetrar rápidamente es aconsejable que a velocidades altas (arriba de 3600 rpm) se use una grasa que no se descomponga o se ablande y se vuelva semiflúida sino que conserve una consistencia que permita a los elementos de rodamiento recoger y distribuir las cantidades necesarias de grasa para una lubricación correcta, sin ocasionar una fricción excesiva ni calentamientos innecesarios.

Una grasa que debe usarse bajo condiciones de temperaturas elevadas no debe ablandarse al punto en que el escurrimiento pueda ser excesivo; por el contrario a bajas temperaturas debe usarse una grasa blanda que no cause una excesiva fricción de arranque.

Cuando un soporte está correctamente empaicado, existe suficiente lubricante en los sellos para que resulten bastante efectivos para excluir los contaminantes externos.

En los casos en que un grupo de rodamientos es aprovisionado de grasa desde un sistema centralizado (Fig. 37) la grasa debe ser lo suficientemente suave como para mantener siempre cubierta la bomba de succión, ya que cuando se usa una grasa inadecuada, la presión ejercida sobre la grasa tiende a pasar el aceite y dejar atrás el jabón. Y con objeto de evitar una acumulación de depósitos de jabón que podrían entupir las líneas de aprovisionamiento, la grasa debe resistir esta tendencia a la separación.

Algunos fabricantes utilizan una grasa especial para empacar sus rodamientos, la cual servirá para toda la vida útil del mismo (Fig. 38).

CARACTERISTICAS DE LA GRASA . . . Las grasas adecuadas para la lubricación de rodamientos son grasas especiales de alta calidad elaboradas para ser utilizadas por prolongados períodos de tiempo. Estas grasas tienen:

- a) Extraordinaria resistencia a la oxidación y a la formación de depósitos a las temperaturas de operación;
- b) Adecuada estabilidad estructural para resistir el ablandamiento o endurecimiento durante el servicio;
- c) Consistencia correcta para el método utilizado en su aplicación y un cuerpo adecuado para penetrar a las temperaturas de operación por los reducidos huelgos de ciertos tipos de separadores y sus carreras;
- d) Excelente resistencia de película para resistir la acción eliminante ejercida entre los rodillos y los hombros de las carreras de rodamientos de rodillos cónicos, soportando elevadas cargas radiales y de empuje axial;
- e) Gran habilidad para proteger las partes metálicas contra la herrumbre.

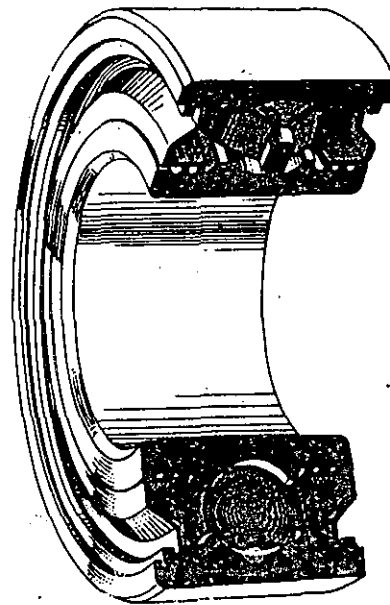
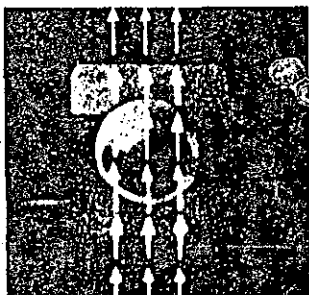
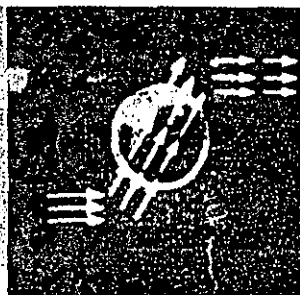


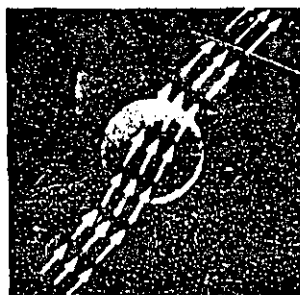
Fig. 38.—Rodamiento típico del tipo preempacado o lubricado de por vida. Con objeto de proporcionar mayor espacio para acomodar la grasa, los anillos de estos rodamientos son necesariamente más anchos que los de rodamientos comunes de doble protección (Fig. 3). Los sellos son lo suficientemente herméticos para evitar la fuga de la grasa y ésta por sí misma debe conservarse en buen estado por varios años (bajo condiciones normales de operación). Sin embargo en algunos diseños es colocan dispositivos para relubricarlos.



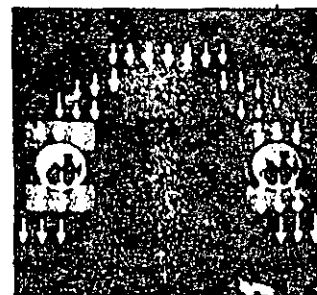
CARGA RADIAL
en vía tipo profundo



CARGA DE EMPUJE
en tipo de contacto angular



CARGA ANGULAR
en cojinete de vía honda



CARGA VERTICAL
en cojinete de empuje

Grasas Mobil[®]

Lithium Grease Special

Grasa automotriz de uso múltiple elaborada a base de jabones de litio, que contiene 3% de Bisulfuro de Molibdeno, el cual le imparte propiedades excepcionales contra el desgaste. Tiene además inhibidores contra la oxidación, herrumbre y corrosión, así como también resistencia al lavado por agua, dando como resultado un lubricante que satisface las condiciones de servicio más diversas que pueden encontrarse y comúnmente en algunas aplicaciones particulares convendrá el uso de una grasa más específica.

Se recomienda en la lubricación de todos los tipos de rodamientos, dando especial protección en los de aguja. Debe tenerse cuidado en utilizar la cantidad justa de grasa, de lo contrario, se tendrá problema de escurrimiento como consecuencia del calentamiento que se provoca por el exceso de grasa.

El factor Dn de esta grasa es de 150,000 lo que permite usarla en una gran variedad de rodamientos con diámetros (D-mm) de flecha y velocidad (n R.P.M.) diferentes.

Lithium Grease No. 2

Grasa Industrial de uso múltiple, elaborada a base de jabones de litio que contiene inhibidores contra la oxidación. Conservándose en servicio por períodos largos sin ningún cambio estructural; teniendo además, resistencia al lavado por agua y una gran protección contra la herrumbre y corrosión.

Ha sido formulada para satisfacer en forma general, los requerimientos de lubricación de rodamientos en unidades automotrices, agrícolas e industriales, bajo condiciones húmedas y secas en el rango de temperaturas de -29°C a 107°C (-20°F a 225°F) con cargas y velocidades moderadas. Su factor Dn es de 150,000 máximo.

Lithrex Grease E.P. Nos. 1 y 2

Grasas Industriales de Extrema Presión (E.P.) para usos

múltiples, elaboradas a base de jabones de litio que contiene inhibidores contra la oxidación, herrumbre y corrosión; teniendo además resistencia al lavado por agua. Que satisfacen las necesidades de lubricación de aquellos rodamientos que están en condiciones de operación de cargas normales a pesadas e impactos. Siendo su temperatura máxima de operación 107°C (225°F). Debido a su textura suave y buenas características de bombeabilidad a bajas temperaturas fácilmente se manejan y distribuyen. La Lithrex Grease E.P. No. 1 se recomienda principalmente para sistemas centralizados.

NOTA.- Para la lubricación de equipos que procesan alimentos, no se deberán usar las Lithrex Grease E.P. Nos. 1 y 2 D.F.

Hightemp Grease No. 2

Grasa Industrial para altas temperaturas, a diferencia de otras, no contiene jabón en su composición y está reforzada con inhibidores contra la oxidación y herrumbre. No se ablanda a elevadas temperaturas, resiste el lavado por agua caliente o fría.

Ha sido formulada especialmente para satisfacer los requerimientos de lubricación de rodamientos que estén operando en temperaturas ambientes superiores a los 107°C (225°F) y hasta 260°C (500°F).

Haciéndose necesarias aplicaciones frecuentes debido a la naturaleza del servicio, sobre todo cuando se opera a temperaturas muy próximas al valor máximo.

Su factor Dn es de 125,000 a 149°C (300°F) y de 75,000 a 38°C (100°F). Además debe tenerse en cuenta que la velocidad del rodamiento que se lubrica, no sea mayor de 2,000 R.P.M., para obtener los mejores resultados.

GUIA DE APLICACION

ELEMENTO	CONDICIONES MECANICAS Y DE OPERACION		Lithium Grease No. 2	OBSERVACIONES
RODAMIENTOS DE ESFERAS O RODILLOS	Ejes Horizontales.	Sellos buenos. Sellos malos.	Si Si Si	Aplicación Controlada. Aplicación Frecuente.
	Ejes Verticales.			
	Velocidad	Baja. Normal. Alta. (Factor Dn 150,000 Máximo).	Si Si Si	En todos los casos, también se puede usar la Lithrex-Grease E.P. No. 2, ó Lithium Grease Special. D = Diámetro flecha en mm. n = Velocidad en R.P.M.
	Temperatura de la Grasa en el Rodamiento.	Más de 107°C (225°F). Alta 107°C(225°F). 93°C(200°F). 77°C(170°F).	No Si Si Si	Usar Hightemp Grease No. 2, Reengrasar C/Semana. Reengrasar C/Semana. Reengrasar C/2 Semanas. Reengrasar C/Mes a 3 Meses. Rodamientos Empacados C/6 Meses a Un Año.
		Baja -34°C(-30°F). -29°C(-20°F)	No Si	Se refiere a la temperatura de la grasa al arranque.
	Cargas.	Normal.	Si	Ó Lithrex Grease E.P. No. 2, ó Lithium Grease Special.
		Elevadas o de Impactos.	No	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1, ó Lithrex Grease E.P. No. 2.
Agua o humedad. Ligeramente ácido. Ligeramente caustico.		Si Si Si	Incrementar las frecuencias de aplicación.	
COJINETES SENCILLOS	Todas las condiciones mecánicas normales.		Si	Aplicaciones de acuerdo a Sellos.
	Cargas Elevadas (Pesadas) o de Impactos.		No	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1, ó Lithrex Grease E.P. No. 2.
EXCENTRICOS, GUIAS Y OTRAS SUPERFICIES DE ROZAMIENTO.	Todas las condiciones normales de operación.		Si	También la Lithrex Grease E.P. No. 2, ó Lithium Grease Special se adhieren bien a estos elementos y resisten la acción de lavado de muchos fluidos inclusive el de aceite soluble.
DISPOSITIVOS DE APLICACION	Pistola de Mano.	Líneas cortas.	Si	Ó Lithrex Grease E.P. No. 2, ó Lithium Grease Special.
	Pistola de Aire.	Líneas largas. Líneas cortas.	No Si	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1, ó Lithium Grease Special.
		Líneas largas.	No	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1.
	Sistemas Centralizados de Engrase.		No	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1.
Copas graseras con resorte.		Si	Hay alguna separación; no se debe permitir acumular grasa dura.	

NOTAS PARA LA OPERACION

Para establecer la capacidad de carga de sus rodamientos, los fabricantes asumen que las velocidades de operación, no varían, que las temperaturas son normales, que las cargas sobre los rodamientos son constantes y estacionarias (que no giran) y que los anillos interiores giran mientras que los exteriores permanecen estacionarios; también asumen que se

transmitirá poca o ninguna vibración a los elementos de rodamiento; que no habrán cargas de golpe o impactos severos, así como ningún desalineamiento y por último que el mantenimiento será excelente.

Quando los rodamientos se ven sujetos a éstas y otras condiciones adversas, siempre resulta aconseja-

CARGAS GIRATORIAS . . . Bajo una carga dada en un rodamiento radial, deforma una cantidad más de metal en la superficie cóncava del anillo exterior, que en la superficie convexa del anillo interior correspondiente (Fig. 40), la cual es deformada más profundamente.

Por lo tanto las presiones unitarias son siempre mayores sobre las superficies del anillo interior que sobre el anillo exterior. Sin embargo, si el anillo interior gira bajo una carga que permanece estacionaria (que no gira), con respecto al anillo interior, los elevados esfuerzos sobre su superficie no están limitados a una sola área sino que son distribuidos sobre toda la carrera del anillo interior.

Por lo tanto, las primeras señales de fatiga se notarán en la zona de carga de la carrera del anillo exterior, en donde se concentran los esfuerzos de menos intensidad.

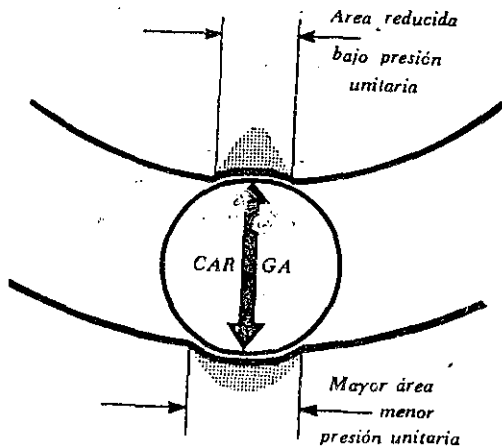
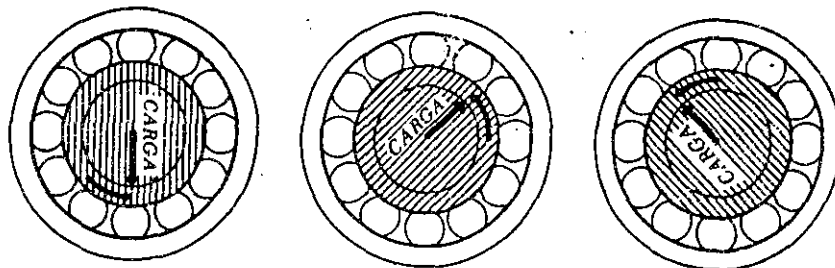


Fig. 40.—Áreas relativas de metal deformado en las carreras de los anillos interiores y exteriores de un rodamiento radial. Puesto que el área más pequeña de la carrera del anillo interior tiene que soportar la misma carga, las presiones unitarias y esfuerzos son mayores que en la carrera del anillo exterior.

Fig. 41.—El anillo interior y la carga giran a la misma velocidad. El efecto es que la carga, presiones unitarias y los esfuerzos se concentran en un área limitada de la carrera del anillo interior, en lugar de concentrarse en la carrera exterior.



77a
Por otra parte, si la misma carga gira a la velocidad del eje (Fig. 41), entonces los mayores esfuerzos en la carrera del anillo interior se concentran en una área limitada de su superficie (Fig. 42) y se desarrolla la fatiga más rápidamente que sobre la carrera del anillo exterior estacionaria, en donde los esfuerzos se distribuyen sobre toda la carrera.

CARRERA EXTERIOR GIRATORIA . . . Cuando el anillo exterior de un rodamiento radial gira bajo una carga estacionaria mientras que el anillo interior y la flecha permanecen estacionarios, el efecto es muy parecido a cuando la flecha, el anillo interior y la carga giran al mismo tiempo.

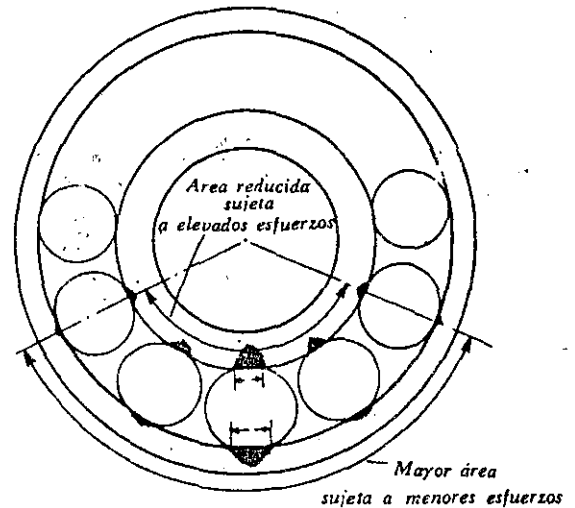


Fig. 42.—El anillo interior y la carga giran a la misma velocidad. Las presiones unitarias sobre la carrera del anillo interior no sólo son mayores de lo que debían de ser si la carga permaneciera estacionaria, sino que el total del área sometida a esfuerzos por los elementos de rodamiento, es más reducida.

ble consultar al fabricante. Sin embargo se ofrecen los siguientes comentarios acerca del probable efecto de estas condiciones sobre la capacidad de carga y vida útil del rodamiento.

VELOCIDAD Y CARGA VARIABLE . . . Algunas clases de maquinaria industrial trabajan a velocidades más o menos constantes, mientras que las cargas sobre los rodamientos son variables, entre éstas se encuentran los molinos de hule, roladoras, quebradoras, etc., por otra parte la carga puede ser constante mientras que la velocidad variable, como sucede con una turbina que impulsa un soplador. Sin embargo, en máquinas, herramientas los rodamientos pueden operar a velocidades relativamente bajas y soportar cargas razonablemente pesadas en operaciones de desgaste y también pueden trabajar a velocidades más elevadas y cargas más reducidas en el acabado.

En cualquier caso la vida real del rodamiento dependerá de la cantidad de tiempo que trabaje bajo cada condición de velocidad y carga.

En la tabla VI se puede ver cómo es posible calcular la vida mínima de un grupo de rodamientos operando a velocidad y carga variable.

ALTAS TEMPERATURAS DE OPERACION . . . Las elevadas temperaturas de operación reducen la dureza y resistencia a la fatiga de los elementos de rodamiento y sus anillos, lo cual a su vez reduce la capacidad de carga, no sólo cuando trabaja caliente sino que aún después de que la máquina ha sido parada y se ha enfriado el rodamiento.

Por ejemplo, después que un rodamiento trabaja 1000 horas a 250° F, se ha observado que su capacidad de carga se reduce en un 32% (Fig. 39). Igualmente, después de 1000 horas de operación a 350° F, la capacidad de carga se reduce en un 40%, y aún después de haberse enfriado a 80° F, se notó que su capacidad de carga se había reducido en forma permanente en un 15%.

Cuando se sabe que la temperatura de operación será mayor a la normal, la selección de un rodamiento con una capacidad de carga adecuada así como de un lubricante que satisfaga ampliamente las condiciones de operación, es de primordial importancia.

TABLA VI

Vida mínima (horas de servicio) de rodamientos típicos de 80 m. m. una sola hilera de esferas, ranura profunda, serie ligera, operando bajo condiciones de carga y velocidad variables.

	Velocidad de operación (RPM)		
	300	500	750
Capacidad Nominal a la velocidad de operación.	5720	4840	4260
Carga real a la velocidad de operación	2500	2000	1500
Vida mínima (horas) a las velocidades y cargas requeridas	6000	7130	11445
% del tiempo de operación a las velocidades y cargas requeridas	30	50	20
Horas reales de servicio (minutos) bajo la velocidad y cargas requeridas.	1800	3565	2289

$$\begin{aligned} \text{Vida real esperada} &= 1800 + 3565 + 2289 \\ &= 7654 \text{ Hr (Vida mínima)} \end{aligned}$$

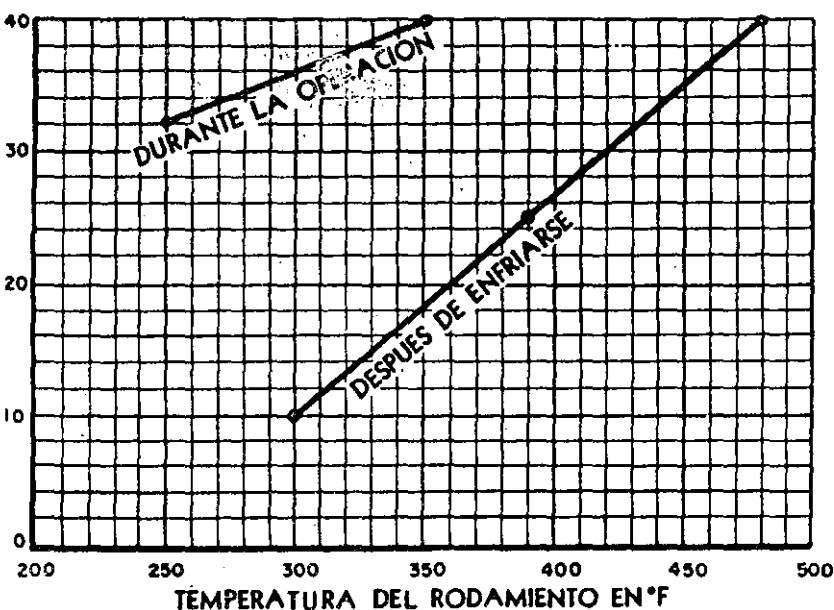


Fig. 39.—Efecto de elevadas temperaturas de operación sobre la capacidad de carga. La capacidad nominal normal de un rodamiento de esferas se redujo considerablemente cuando fué sometido a elevadas temperaturas de operación. Aún después de haberse enfriado la máquina y el rodamiento, una parte de su capacidad de carga se había perdido en forma permanente.

En otras palabras, las mayores presiones unitarias y esfuerzos sobre su superficie se concentran en una área reducida del anillo interior por lo que la capacidad nominal de estos rodamientos será solamente de 70 a 90% de su capacidad a la velocidad requerida.

Además la capacidad se reduce todavía más porque los separadores giran 50% más rápidamente cuando el anillo exterior es el que gira, que cuando gira el anillo interior y puesto que la capacidad de carga varía inversamente a la raíz "n" de la relación de velocidad, la capacidad real de este rodamiento se verá reducida en otro 10 ó 12%. En otras palabras, a un 60 u 80% de su capacidad normal.

Esta condición se encuentra en varias aplicaciones industriales; por ejemplo, en los rodamientos de un transportador de banda (Fig. 43).

VIBRACION . . . La vibración inherente en ciertos equipos industriales puede ser debida a las fuerzas desbalanceadas de las partes giratorias o a fuerzas variables resultantes de las operaciones llevándose a cabo. Hay cierto equipo que está sujeto a una vibración más o menos continua, incluyendo muchos tipos de máquinas herramientas, pulverizadores, agitadores, maquinaria minera, etcétera. La vibración somete a los rodamientos a una serie de rápidos y repetidos esfuerzos que pueden reducir la capacidad de carga del rodamiento hasta en un 15% o más.

Cuando la vibración alcanza un ciclo de alta frecuencia, los anillos de un rodamiento pueden quedar perjudicados, aún cuando el rodamiento no se encuentre trabajando, esta situación se presenta con alguna frecuencia en máquinas nuevas transportadas

por camión o ferrocarril, en las cuales los rodamientos fallan poco después de instaladas y de un corto periodo de operación. Esta falla es conocida como "falso endurecimiento" (false brinelling).

SACUDIDAS O IMPACTOS . . . Las repentinas cargas bruscas o de impacto, son más perjudiciales para el rodamiento que las mismas cargas aplicadas en forma gradual. El efecto de estas cargas se traduce en una reducción de la vida del rodamiento. La cantidad en que se ve reducida depende de la intensidad y rapidez de los impactos; por ejemplo, si los impactos son relativamente suaves, la capacidad de carga puede reducirse en 10 ó 15%, pero si los impactos son muy severos como acontece en las quebradoras, roladoras, etc., la capacidad de carga se reducirá a la mitad o aún a la tercera parte de la capacidad normal del rodamiento.

DESALINEAMIENTO . . . Los rodamientos de alineamiento propio (Figs. 4, 9 y 10) se acomodan por sí solos a cualquier pequeño desalineamiento sin que su capacidad de carga se vea afectada mayormente, pero cuando se trata de desalineamientos en rodamientos rígidos (Figs. 1, 3 y 5) éstos aumentan la carga sobre los elementos de rodamiento y sus anillos y a menos de que se tengan datos precisos sobre tales rodamientos, resulta sumamente difícil estimar en qué proporción se reduce su capacidad de carga.

MOVIMIENTO OSCILATORIO . . . Si tanto el anillo exterior como el interior oscilan bajo una carga estacionaria (que no gira), el efecto sobre su capacidad de carga es igual a que si la carga girara a la misma velocidad del eje y por lo tanto los elevados esfuerzos de la carrera del anillo interior se encuentran en un área limitada de su superficie, desarrollándose la fatiga más rápidamente sobre la carrera del anillo interior que sobre la del exterior. En estos casos la capacidad de carga del rodamiento puede reducirse hasta en un 30% de su capacidad normal, dependiendo desde luego, de la intensidad de la oscilación.

CARGA INICIAL DE COLOCACION . . . Cuando se instalan rodamientos de esferas de contacto angular en un eje de una rectificadora de precisión, se impone una carga inicial a los rodamientos trasero y delantero al montarlos. Esta tensión hace que se acerquen los anillos exteriores e interiores, lo que reduce la tolerancia de juego de ambos rodamientos y mejora la precisión del esmerilado al darle mayor rigidez a la flecha. Después, durante la operación la flecha se ve sujeta a una carga real de empuje axial

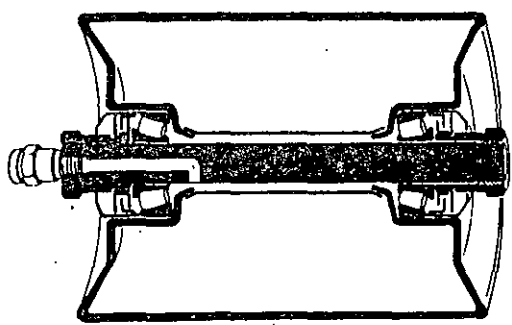


Fig. 43.—Rodamiento de rodillos cónicos de un transportador de banda. El eje y el anillo interior permanecen estacionarios mientras que la cubierta y anillo exterior giran.

la cual reduce la tensión existente sobre la flecha relevándose en esta forma una parte de la carga inicial.

Aunque la carga inicial sobre un par de rodamientos se ve parcialmente relevada durante la operación, la cantidad real de carga sobre cada rodamiento depende de la carga impuesta inicialmente comparada con la cantidad o intensidad de carga axial. En estos casos, por lo general la experiencia es la única guía satisfactoria para estimar la carga real y su efecto sobre la vida del rodamiento.

FACTOR DE VIDA . . . La capacidad de carga de un rodamiento dado, operando a una velocidad determinada; comparada con su carga real es su factor de vida.

$$\text{Factor de Vida} = \frac{\text{Cap. Nom. a Vel. Req.} \times F}{\text{Carga real}}$$

En donde, "F" es el factor para modificar la capacidad nominal normal de un rodamiento, operando bajo condiciones adversas.

CONDICIONES DE OPERACION	VALORES "F" APROXIMADOS
Altas temperaturas de operación	.9 a .6 dependiendo de la temperatura
Cargas giratorias	.7 a .9
Anillo exterior giratorio	.6 a .8
Vibraciones ligeras	.85
Impactos ligeros	.85
Impactos severos	.5 a .33
Movimientos oscilatorios	Pueden ser tan bajos como .7

La vida mínima (o promedio) de cualquier grupo de rodamientos puede, por lo antes expuesto, expresarse por medio de la siguiente ecuación:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Horas de Servicio} \\ \text{(Vida mínima} \\ \text{o promedio)} \end{array} \right\} = (\text{Factor de Vida})^n \times K$$

La relación entre varios factores de vida y la vida mínima que puede esperarse de cualquier grupo de rodamientos con varios valores n y k, se muestran en las curvas de la Fig. 44.*

* Ver pág. 12

80a

DURACION ECONOMICA DEL RODAMIENTO

Para seleccionar un rodamiento para una aplicación industrial específica y para que éste pueda prestar un servicio prolongado que resulte económico, es necesario considerar los puntos siguientes:

- Debe ser adecuado para el tipo de carga (radial o axial) que deba soportar;
- Debe ser lo suficientemente grande para soportar la carga durante el tiempo que se considere económico;
- Sus dimensiones (diámetro interior, diámetro exterior y ancho) deben ajustarse a los espacios existentes.

Si se coloca un rodamiento de tamaño mayor al necesario con objeto de obtener un servicio más económico por su mayor capacidad de carga y más larga vida; la economía que se puede lograr no es suficiente como para compensar su costo inicial más elevado. Y si es de tamaño menor al necesario, la economía por el menor costo inicial, no es suficiente como para compensar la reducción de su capacidad de carga, vida más corta y costos de reemplazo.

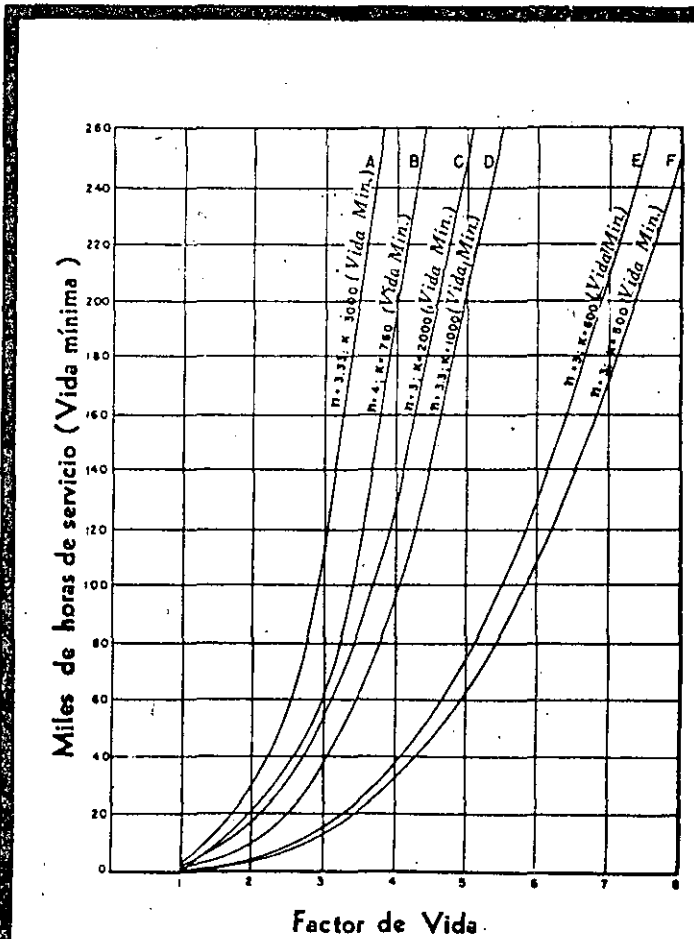


Fig. 44.—Relación entre los factores de vida y las mínimas horas de servicio para varios valores "n" y "k".

Por lo anteriormente expuesto se puede apreciar la importancia de seleccionar un rodamiento con una capacidad de carga adecuada para obtener un ser económico bajo las condiciones de operación existentes en cada aplicación industrial.

Por ejemplo, considérese un rodamiento de esferas de contacto angular operando a 500 revoluciones por minuto bajo una carga radial de 700 lbs., y un empuje axial de 2180 lbs., si se considera económica una vida mínima de 50,000 hrs. en servicio continuo de 24 hrs. y si "n" es igual a 3, y "k" igual a 500, un factor de vida correspondiente de 4.6 se obtiene de la curva F, en la Fig. 44

Por lo tanto, si la carga combinada sobre el rodamiento se considera igual a la carga radial más 1/3 de la axial (R+1/3 T) o sea 1410 lbs. la capacidad nominal necesaria para obtener una vida económica de 50,000 horas deberá ser 4.6 veces 1410 ó 6486 lbs.

En otras palabras mientras "n" sea = a 3, y "k" = 500, un rodamiento de esferas, de contacto angular con una capacidad nominal de 6486 lbs. a 500 RPM, debe prestar servicio por 50,000 horas bajo las condiciones de operación especificadas anteriormente. Un rodamiento como éste tendrá:

Serie	Diámetro		Ancho	Capacidad de Carga
	Interior	Exterior		a 500 RPM
Ligero	90 mm.	160 mm.	30 mm.	6500 lb.
Medio	70 mm.	150 mm.	35 mm.	6640 lb.
Pesado	55 mm.	140 mm.	33 mm.	6600 lb.

La selección entre estos rodamientos dependerá del diámetro del eje y de las otras limitaciones de espacio.

Desde el punto de vista de economía, el número mínimo de horas que un determinado grupo de rodamientos debe funcionar, depende en gran parte del tipo de servicio requerido y la clase de equipo en que van a ser usados.

En la tabla VII publicada por un fabricante, se muestra la vida de los rodamientos en varios tipos de servicio. Estas horas mínimas de servicio están basadas en los factores de vida (capacidades nominales a 500 RPM divididas entre las cargas reales) normalmente aceptadas para varias aplicaciones industriales, y en la relación entre estos factores y el número de horas de vida mínima en los casos que "n" es igual a 3 y K es igual a 500 horas (Ver la curva F de la Fig. 44).

La carga probable que cualquier grupo de idénticos rodamientos pueda soportar por más de 500 horas a 500 RPM será igual a la capacidad nominal a 500 RPM dividida por el factor de vida correspondiente al número de horas requerido. Para velocidades mayores de 500 RPM, será necesario dividir (o multiplicar, según el caso) esta capacidad de carga por el correspondiente factor de velocidad (Ver pág. 14).

Por ejemplo un rodamiento de 80 mm. de una sola hilera de esferas de la serie ligera y con ranuras profundas, con una capacidad nominal de carga radial de 4840 lbs. a 500 RPM por 500 horas no podrá soportar cargas radiales mayores de 1050 lbs. 4840 dividido entre 4.6 a la misma velocidad, en caso de esperar que el 90% de los rodamientos de ese grupo funcionarán sin que se presentara fatiga por lo menos por 50,000 horas.

Para cargas y velocidades mayores, se requerirán rodamientos de la serie "mediano" o "pesado".

TABLA VII
VIDA MINIMA DE RODAMIENTOS EN VARIAS APLICACIONES INDUSTRIALES
(Basadas en valores de n y k igual a 3 y 500 respectivamente)
(Ver curva F en la Fig. 44)

Clase de Equipo	Factor de vida	Horas mínimas de servicio
Máquinas de servicio intermitente, en donde las frecuentes interrupciones son de menor importancia; tales como: herramientas de mano, garruchas, herramientas accionadas a mano garruchas de ensamble, máquinas cargadoras, garruchas de fundición, etc.	2 a 2.5	4,000-8,000
Máquinas de servicio intermitente en donde es muy importante una operación segura y sin problemas, tales como: motores auxiliares en estaciones de fuerza, dispositivos para ejecutar trabajos en líneas de producción, elevadores, carga general, garruchas y máquinas herramientas usadas con menos frecuencia.	2.5 a 3	8,000-14,000
Máquinas para servicio de 8 horas, las cuales no siempre se utilizan totalmente, tales como: motores eléctricos estacionarios, engranajes impulsores para varios propósitos, etc.	3 a 3.5	14,000-20,000
Máquinas que trabajan 8 horas y se utilizan por completo, tales como: maquinaria en general en industrias mecánicas, garruchas de servicio continuo, sopladores, etc.	3.5 a 4	20,000-30,000
Maquinaria de operación continua (24 horas de servicio) tales como: separadores, compresores, bombas, rodillos de transportadores, elevadores de minas, motores eléctricos estacionarios.	4.5 a 5	50,000-60,000
Máquinas de operación continua (24 horas de servicio) en donde la seguridad de operación es de gran importancia tales como: máquinas para producir papel y celulosa, bombas de minas, estaciones públicas de bombeo y fuerza.	6 a 7	100,000-200,000

BENEFICIOS QUE OFRECE LA LUBRICACION CORRECTA

● La lubricación correcta de los rodamientos implica el uso de los lubricantes de alta calidad más adecuados para las velocidades, cargas, temperaturas y métodos de aplicación que se encuentran en la operación. La aplicación correcta de estos lubricantes, y el cuidado e inspección periódica dan como resultado los beneficios siguientes:

- a) Mayor producción continua;
- b) Menores costos de mantenimiento;
- c) Reducción del consumo de energía;
- d) Bajos costos de lubricación.

MAYOR PRODUCCION CONTINUA . . . La lubricación y el cuidado correcto de los rodamientos elimina una de las causas más frecuentes que ocasionan la falla prematura por fatiga. Por lo tanto, los paros a la maquinaria para el reemplazo de piezas son menos frecuentes, la producción más continua, y se obtiene un nivel más costeable de operación.

MENORES COSTOS DE MANTENIMIENTO . . .

Al eliminar las causas que originan la falla prematura del rodamiento, mediante la lubricación correcta y el mantenimiento adecuado, se reducen el número y el costo de las piezas de reemplazo así como el costo de mano de obra, todo lo cual significa menores costos de mantenimiento.

REDUCCION DEL CONSUMO DE ENERGIA . . .

La baja fricción fluida que se obtiene con el uso de los lubricantes adecuados y correctamente aplicados, significa un menor arrastre, notable especialmente en husos que giran a altas velocidades. En algunas plantas, el ahorro en el consumo de energía puede no ser medible pero en donde un número considerable de husos funcionan a altas velocidades tal como sucede en una fábrica textil, la reducción en el consumo de energía.

BAJOS COSTOS DE LUBRICACION

Los lubricantes adecuados para rodamiento, elaborados con materiales de la más alta calidad, pueden permanecer en servicio por prolongados períodos de tiempo, reduciendo las fugas, el consumo y la reposición del lubricante, lo cual significa menores costos de lubricación.

INTRODUCCION

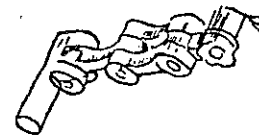
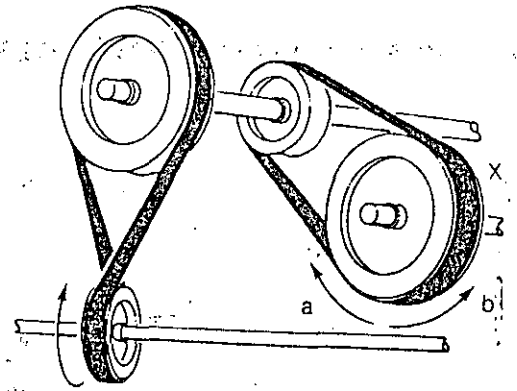
1 b.

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.

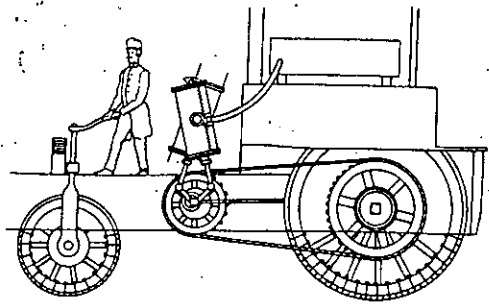
EVOLUCION

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

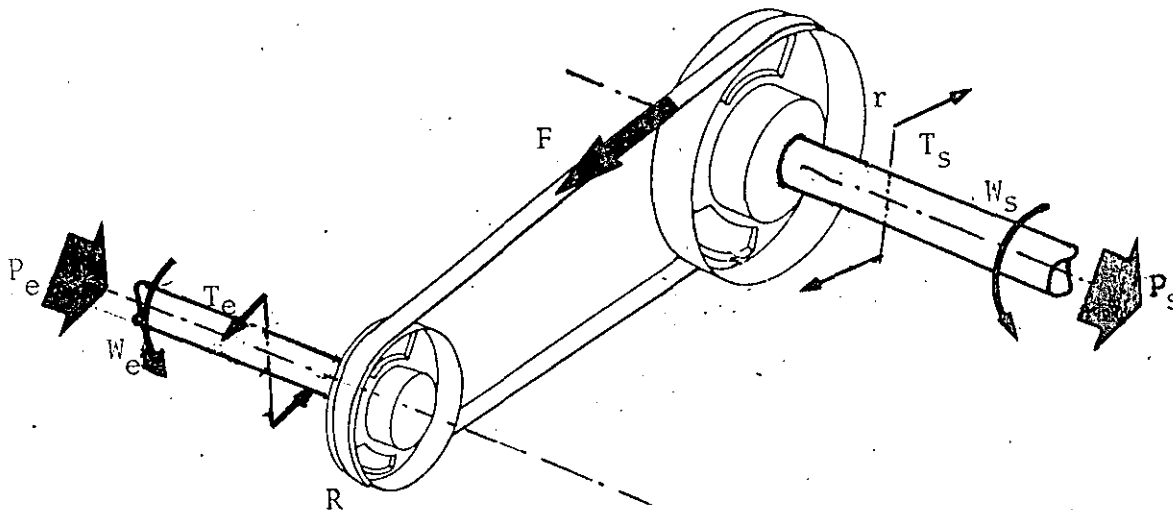
3 b.

La potencia con la que opera una transmisión se relaciona como el producto del par por la velocidad angular.

$$\text{POTENCIA} = (\text{PÁR}) \cdot (\text{VELOCIDAD ANGULAR})$$

$$P = T \cdot W$$

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

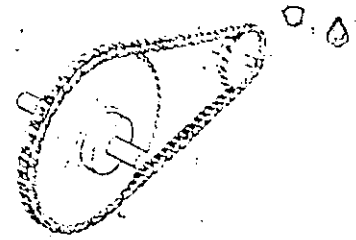
r = Radio de la rueda de salida

F = Fuerza de tracción

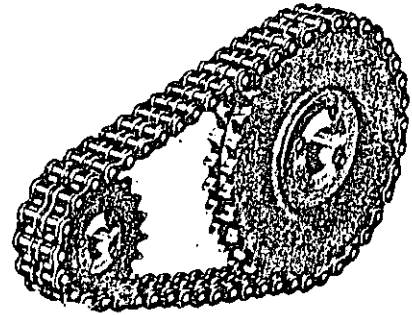
W_e = Velocidad angular en la entrada

W_s = Velocidad angular en la salida

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.

TRANSMISION	POTENCIA
BANDAS PLANAS	[Dotted pattern]
BANDAS V	[Dotted pattern]
BANDAS DENTADAS	[Dotted pattern]
CADENAS	[Dotted pattern]
ENGRANAJES	[Dotted pattern]

0

500HP

La velocidad angular con la que se realiza la transmisión produce efectos dinámicos como la fuerza centrífuga que disminuye el eficiencia de transmitir potencia.

TRANSMISION	VELOCIDAD
BANDAS PLANAS	[Dotted pattern]
BANDAS V	[Dotted pattern]
BANDAS DENTADAS	[Dotted pattern]
CADENAS	[Dotted pattern]
ENGRANAJES	[Dotted pattern]

0

80 m/s

Transmisión de Movimiento

5 b.

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	

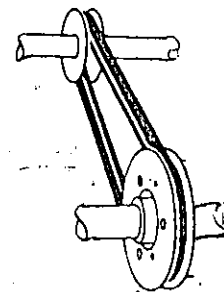
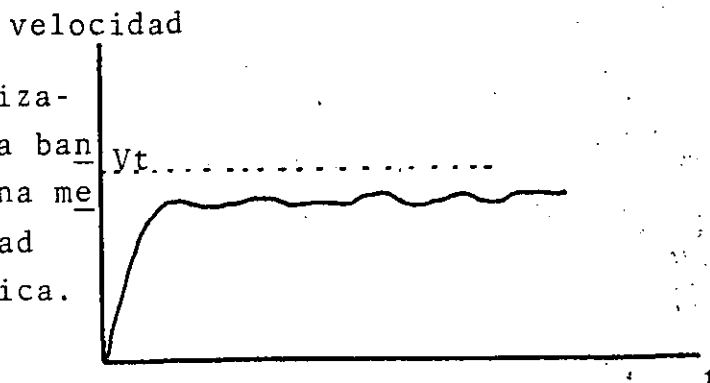
Trabajo ligero y bajas velocidades

Trabajo pesado y altas velocidades

Transmisión de Velocidad Uniforme

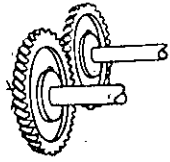
Cada tipo de transmisión por sus características de construcción y operación pueden crear pulsaciones ó fluctuaciones de velocidad.

Por el deslizamiento de la banda existe una menor velocidad que la teorica.



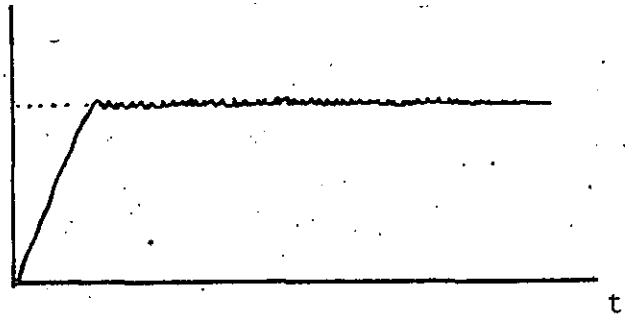
6 b.

En los engranajes existen pequeñas fluctuaciones del orden 0.1 por ciento.



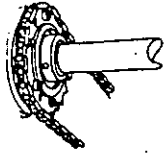
velocidad

v_t



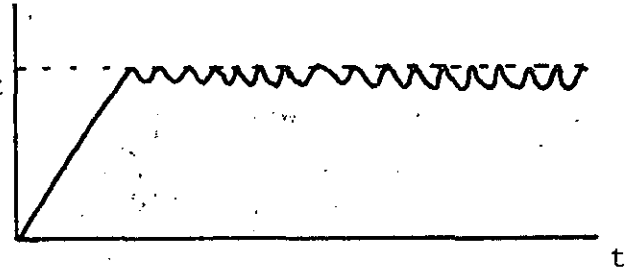
t

En las cadenas las fluctuaciones de velocidad son en forma de pulsos de orden 10-1 %.



velocidad

v_t



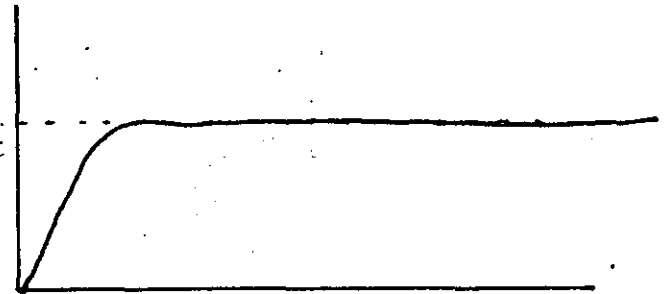
t

En las bandas sincronas existe una transmisión suave y uniforme sin fluctuaciones.



velocidad

v_t



t

Transmisión de velocidad variable

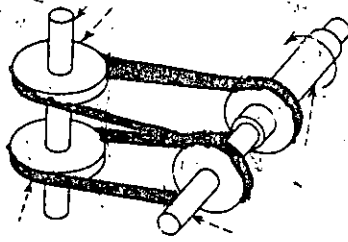
Las bandas y cadenas se pueden utilizar como elementos que modifiquen la velocidad de transmisión con grandes ventajas, como: no tener que parar el funcionamiento de la máquina, menor número de elementos, menor costo, eliminar la necesidad de cambiar piezas,

Transmisión en mecanismos caprichosos

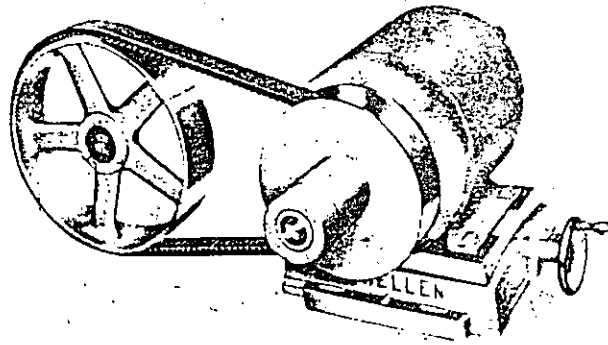
Las distintas transmisiones tienen la capacidad de poder ser usadas en distintos tipos de mecanismos,

por ejemplo:

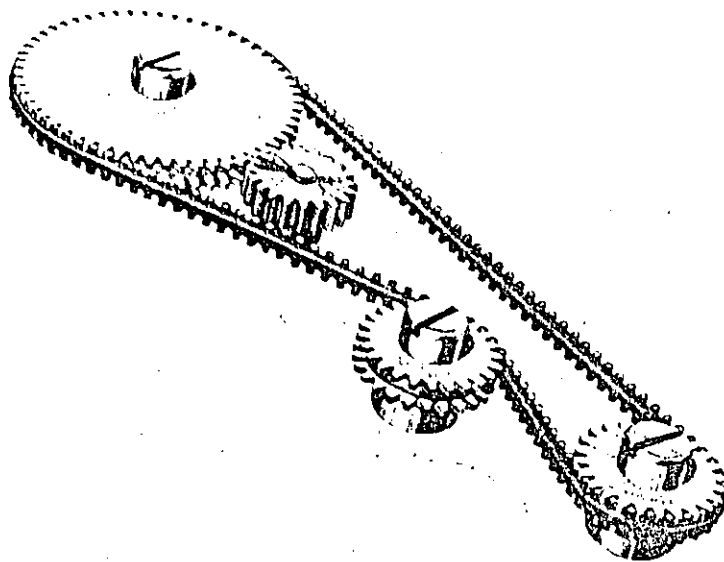
En flechas cruzadas



Embragues o cambios de velocidad



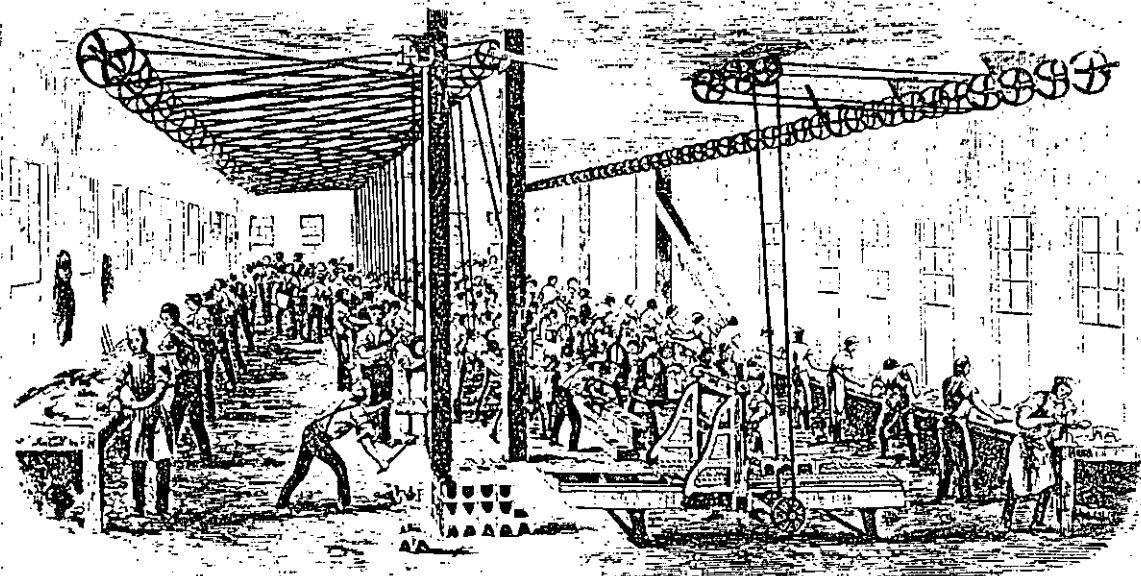
Mandos en serpiente



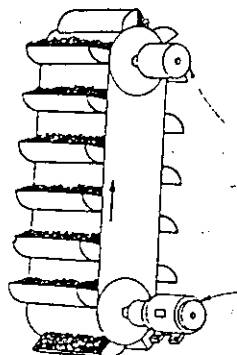
BANDAS PLANA SIMPLES

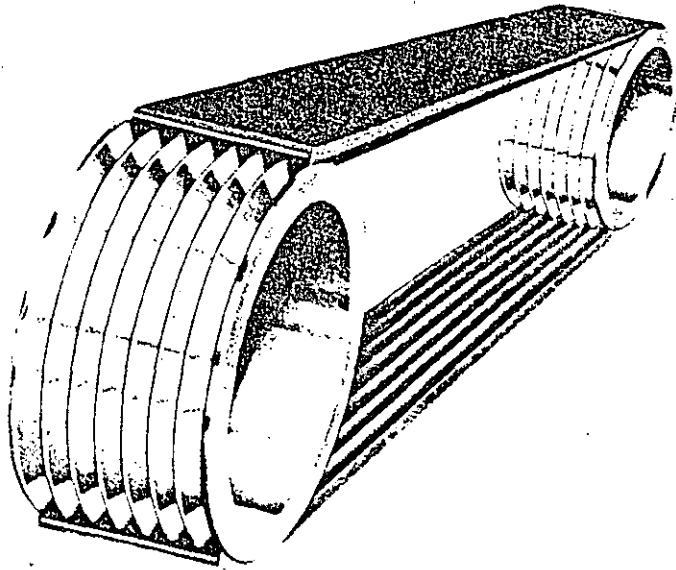
8 b

La principal aplicacion 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).



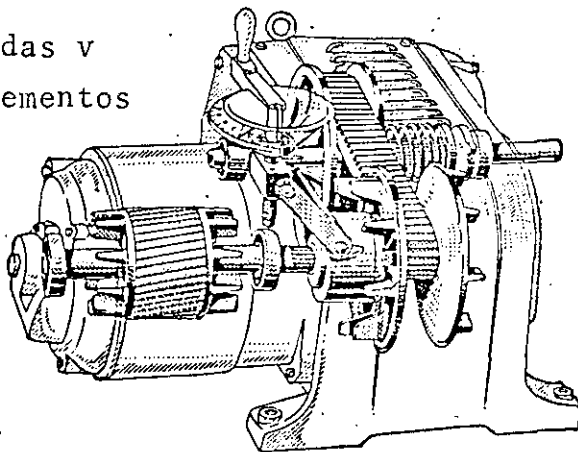
Otro campo muy importante es el de usar bandas planas como medios de trasporte en el manejo de distintos productos.

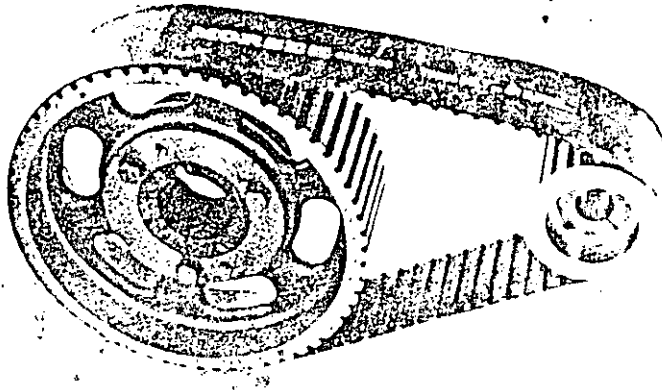




Aplicacion mas comun en la transmision de potencia entre dos flechas paralelas

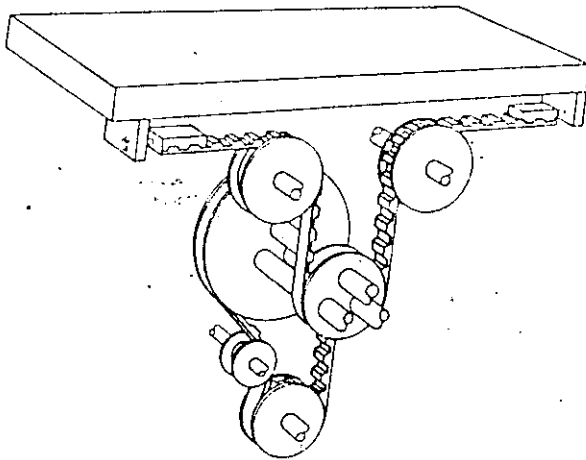
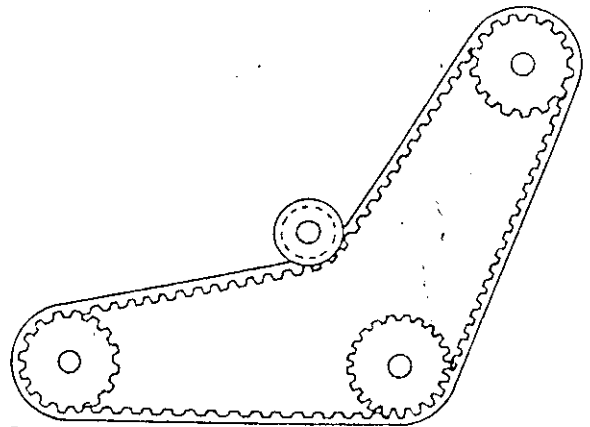
Aplicacion de bandas v ranuradas como elementos para variar la velocidad.





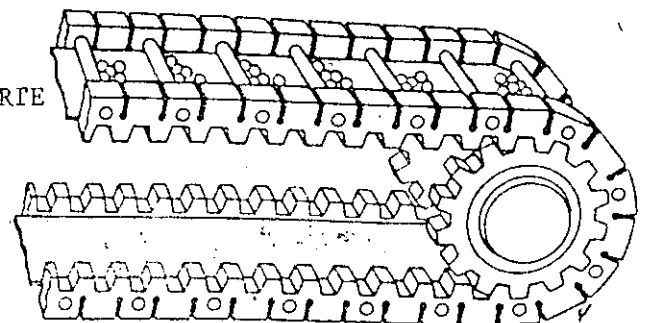
TRASMISIONES CON ALTA EFICIENCIA
SUAVIDAD, UNIFORMIDAD Y OPERACION
SILENCIOSA. ALTA CAPACIDAD DE
TRASMITIR POTENCIA.

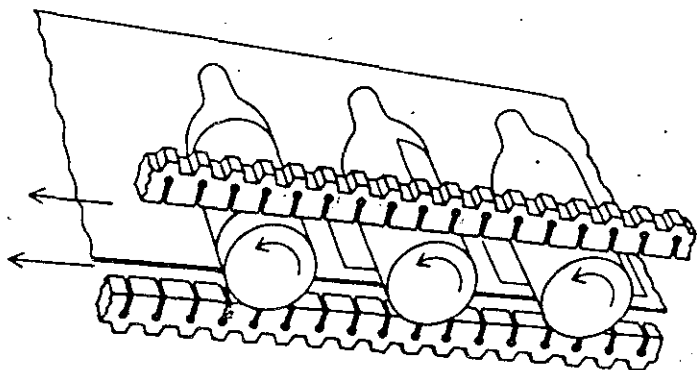
MANDO DE SERPENTIN
exelentes resultados al
mantener posiciones relativas
entre las tres distintos ruedas dentadas



MOVIMIENTO A UNA MESA DE
RECTIFICADO

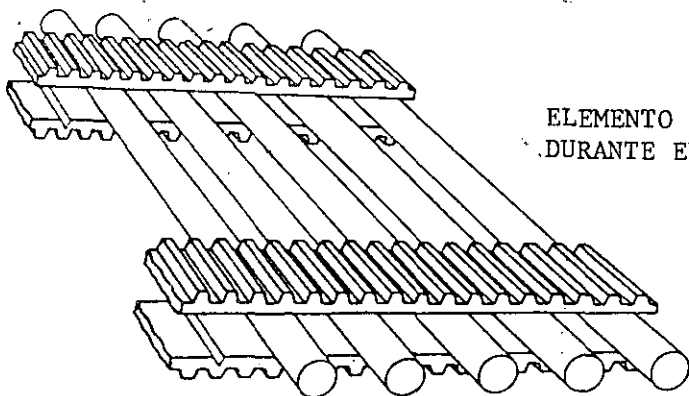
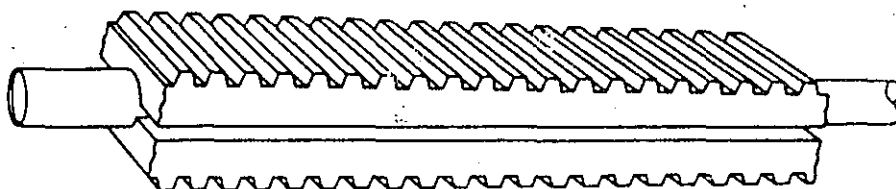
COMO MEDIO DE TRASPORTE





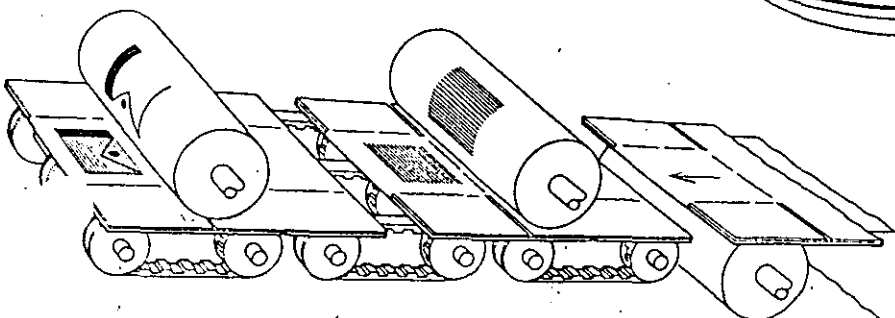
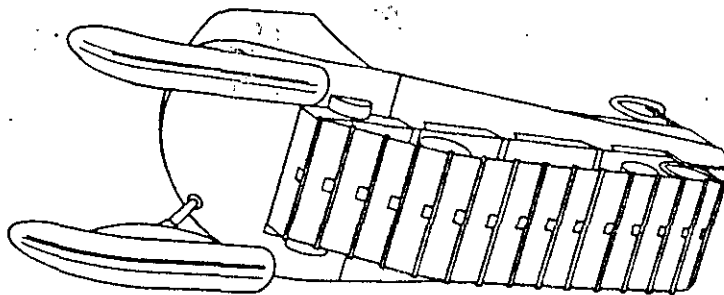
COMO SUJETADOR DE BOTELLAS EN UNA MAQUINA ETIQUETADORA.

ELEMENTO DE TRASPORTE DURANTE EL PROCESO DE FORMADO DE UN TUBO DE PLASTICO



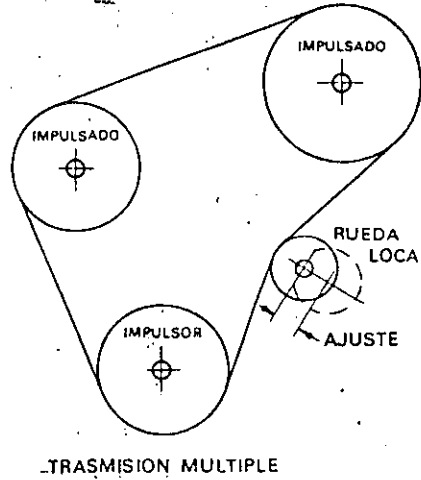
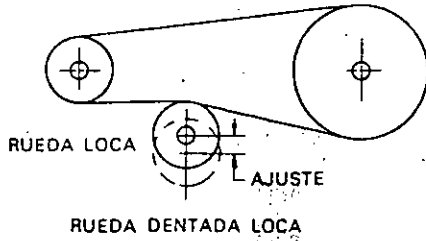
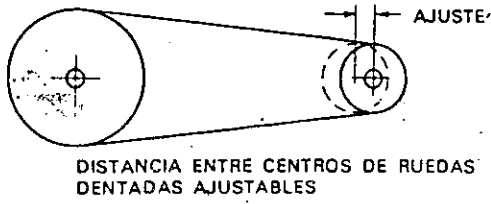
ELEMENTO DE SEPARACION DE TUBOS DE COBRE DURANTE EL PROCESO DE TRASPORTE.

ELEMENTO DE TRACCION EN UN TRINEO MOTORIZADO.

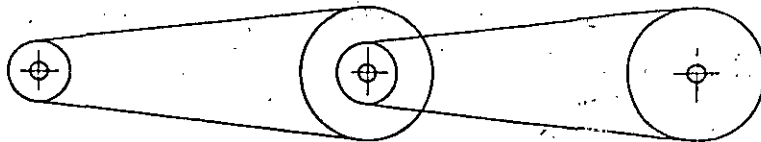


SUJETADORES DE PA EL EN EL PROCESO DE IMPRESION.

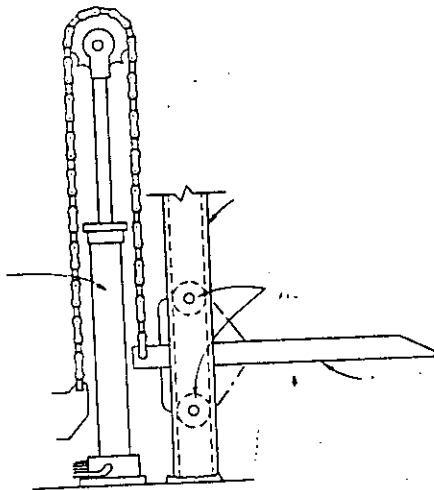
Distintos montajes sobre los ejes paralelos



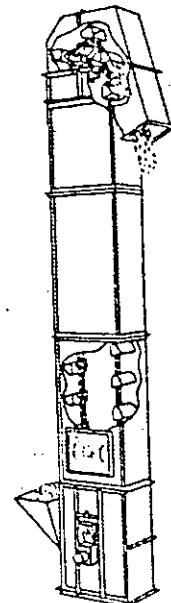
(A) METODOS DE AJUSTAR LA CADENA



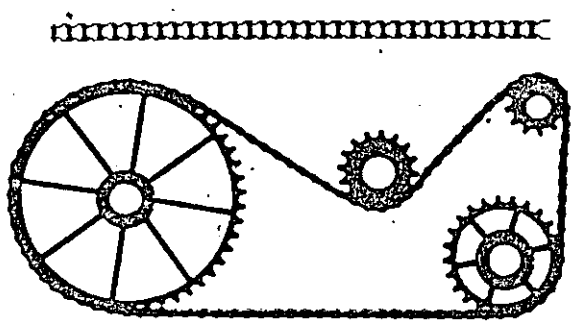
(B) TRASMISION DE CADENA A GRAN DISTANCIA ENTRE CENTROS



Como tensor durante la elevacion de una plataforma

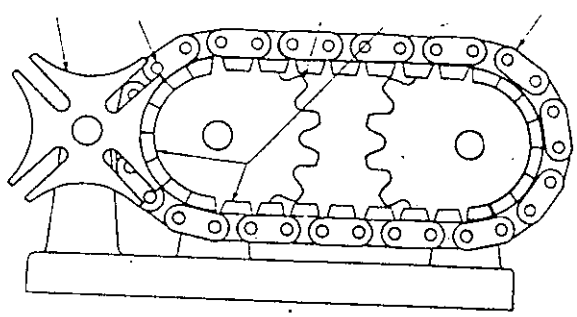
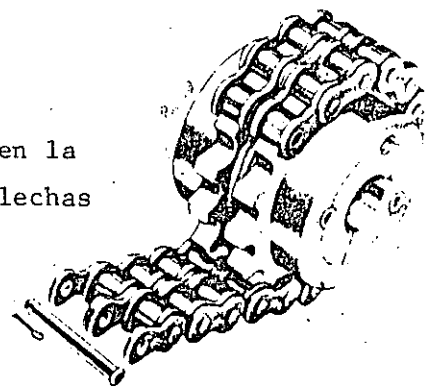


como elemento trasportador y sujetador paletas



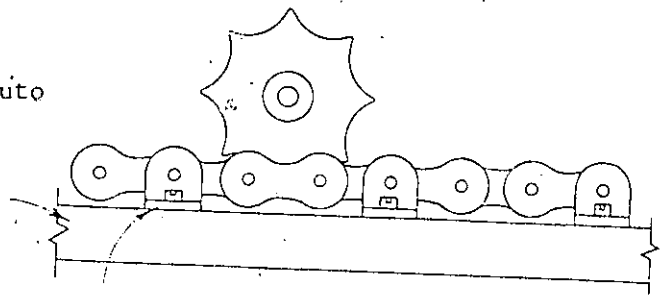
Elemento transmisor en un montaje de serpiente.

cople flexible en la union de dos flechas

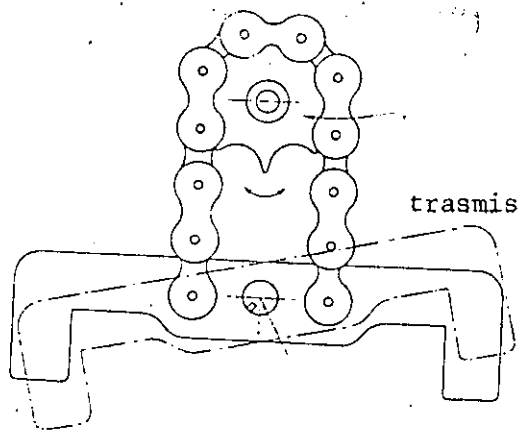


Mecanismo intermitente accionado por medio de una rueda de ginebra

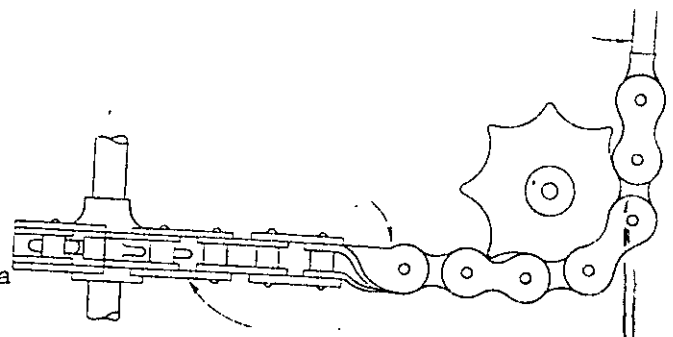
cadena rueda dentada como sustituto de un engranaje piñon-cremallera



transmisor durante un movimiento oscilante



tensor de un cable en un sistema de control espacial.



COMPARACION ENTRE LOS DISTINTOS SISTEMAS DE TRANSMISION.

14 b

FACTORES DE DISEÑO	BANDA PLANA	BANDA V	BANDA DENTADA	CADENA	ENGRANA.
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
carcaza 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

- 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 articulable
 - 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

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 hubiersen 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

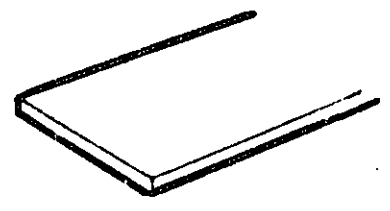
DESCRIPCION Y CUALIDADES DE LAS BANDAS TÍPICAS

BANDAS UNITARIAS
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.

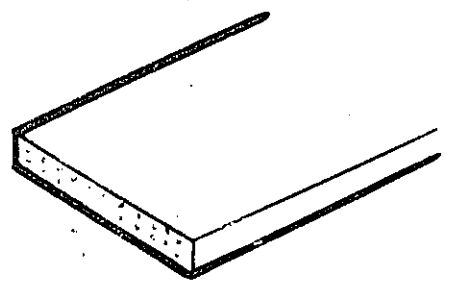
La figura 1 muestra en forma esquemática la construcción de los tipos más comunes de bandas y presenta resumidas sus principales cualidades.

BANDA TIPO LISTON



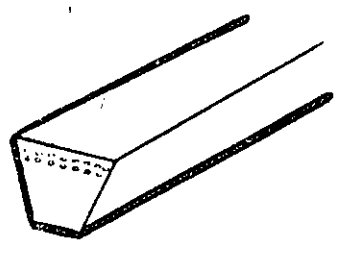
Usada para cargas ligeras y altas velocidades en máquinas de oficinas, aparatos reproductores de discos, cintas y cassettes e instrumentos de laboratorio. Su sección delgada, minimiza la generación de calor y permite el uso de poleas muy pequeñas.

BANDA PLANA



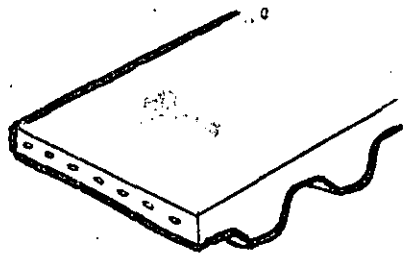
La más flexible de las bandas usadas para transmitir potencia. Pueden usarse como poleas pequeñas y en arreglos de serpentin. Su eficiencia de transmisión aumenta con su velocidad de operación.

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 gruesos 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 acñamiento 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 facilmente 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.

PRINCIPIOS DE
OPÉRACION
BANDAS "V",
BANDAS PLANAS

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.

CARACTERISTICAS

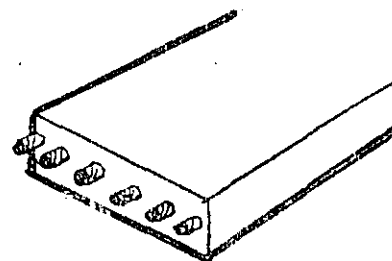


Fig. 1.2 BANDA PLANA:

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 COSTILLAS.

leas con ranuras que embonen con las suyas. Este arreglo aumenta el área superficial en contacto y por lo tanto incrementa la fuerza trativa. La sección transversal de estas bandas es muy delgada, por lo que se minimizan las pérdidas por flexión y el calentamiento.

Las características mencionadas son particularmente atractivas cuando la transmisión demanda poleas pequeñas. Estas bandas pueden trabajar en transmisiones operando sobre el plano vertical y con ejes cruzados. En algunos casos se han empleado con éxito en mandos de serpentín.

La capacidad de transmisión de potencia de estas bandas aumenta con su ancho y sólo una banda puede usarse por mando. No se recomienda usarlas cuando las superficies ranuradas rozaran entre sí, como en los mandos de inversión de movimiento a 180°.

Las secciones se clasifican con las letras J, L, M, H y K, las dos últimas para aplicaciones automotrices.

1.3.3 BANDAS TIPO LISTON.

Frecuentemente clasificadas como bandas planas, forman en realidad un grupo aparte. Consisten de una película delgada de plástico o hule, de sólo algunas décimas de milímetro de espesor. Muy usadas para transmitir bajas potencias en altas velocidades, donde ofrecen altas eficiencias y larga vida (Fig. 1.4)

APLICACIONES

CAPACIDAD DE TRANSMISION

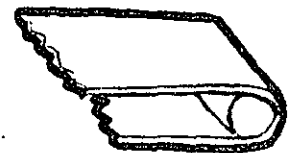


Fig. 1.4 BANDA TIPO LISTON.

Su espesor varía ente 0.127 mm y 0.38 mm ofrecen altas eficiencias, del orden de un 98%, larga vida, en ocasiones superior a 30 millones de ciclos y gran confiabilidad para aplicaciones donde se transmiten basos - pares en altas velocidades, con potencias - hasta de 7.5 KW (10 HP). Encuentran su principal aplicación en las grabadoras de - sonidos, máquinas para oficina y otros ser- vicios similares.

Los dos materiales más empleados para cons- truir las son el poliester y el polidamide. El poliester es más barato y tiene un lími- te de resistencia a la fatiga de aproxima- damente 10^7 ciclos. El polidamide cuesta de 5 a 20 veces más y por ello el poliester es el material más empleado para construir es- tas bandas.

1.3.4 BANDAS SINCRONAS O DENTADAS.

Contienen dientes uniformemente espaciados en su cara interior que se acoplan con las ranuras practicadas en las poleas, para pro- ducir un mando positivo y sin deslizamiento, parecido al de las cadenas. Son el tipo de banda que requiere menor tensión inicial pa- ra operar, al mismo tiempo que ofrecen la - más alta eficiencia.

Las bandas sincronas son más costosas que - las bandas estandar, pero ofrecen las venta- jas de un mando por cadenas o engranajes y a la suavidad, uniformidad y silenciosa ope- ración de una banda (Fig. 1.5)

ESPESORES Y CARACTE-
RISTICAS FUNCIONALES

APLICACIONES
TIPICAS

MATERIALES CON QUE
SE CONSTRUYEN

DESCRIPCION Y CARAC-
TERISTICAS FUNCIONA-
LES

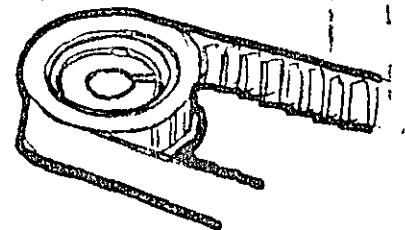


FIG. 1.5 BANDA
SINCRONA O DENTADA
Y SU POLEA

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 estan 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 transmision de potencia y su uso se ha extendido por esta razón. (Fig. 1.6)

El paso de una banda indica el espaciamiento 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)

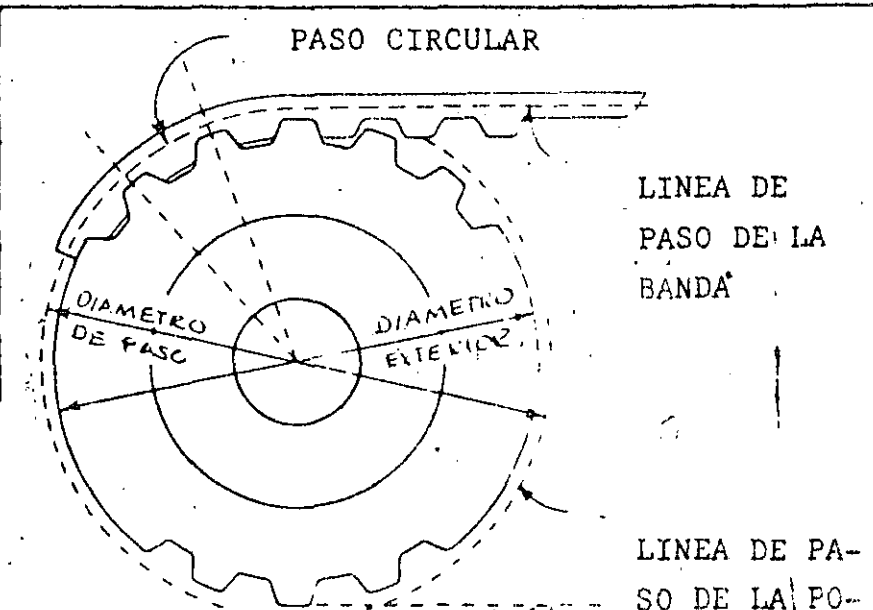
PERFIL SEMIESFERICO.

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 copiadoras, sumadoras, máquinas de escribir etc.

APLICACIONES TÍPICAS

Fig. 1.7
DIMENSIONES PRINCIPALES EN UNA TRANSMISION POR BANDAS DENTADAS.



LINEA DE PASO DE LA BANDA

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

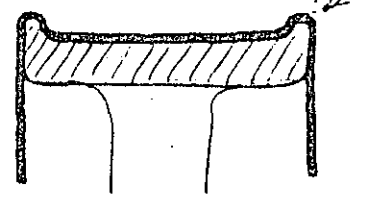


FIG. 1.9 SECCION DE UNA POLEA CON FLANCOS

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.

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.

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.

MATERIALES EMPLEADOS
PARA CONSTRUIR LAS
POLEAS

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 Manfactu-- 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
o 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

CUERDA DE REFUERZO SECCION DE AMORTIGUAMIENTO

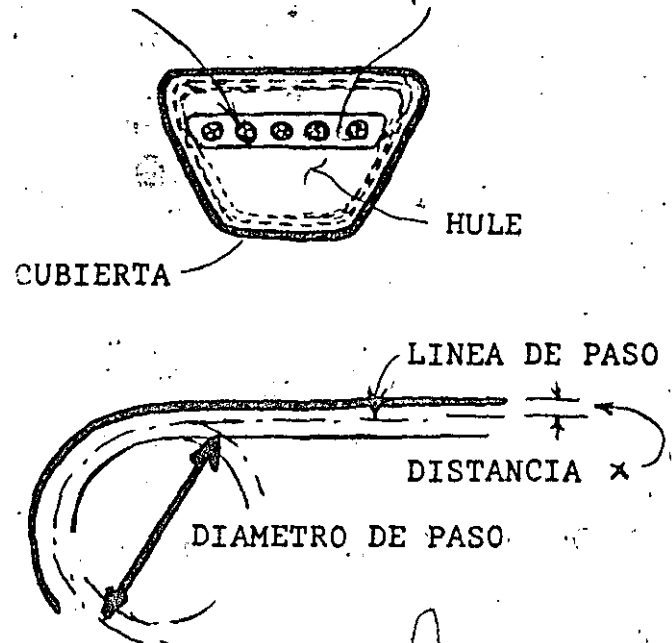


FIG. 1.10 TERMINOLOGIA EMPLEADA EN LAS TRANSMISIONES POR BANDAS "V".

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 acúñamiento sobre la polea es menor, pero incrementa el efecto de las cuerdas de refuerzo. La pérdida de fricción ocasionadas por el reducido efecto de acúñamiento, 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)

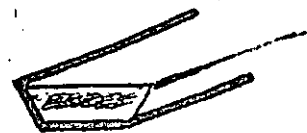


FIG.1.20 BANDA V DE ANGULO OBTUSO

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)

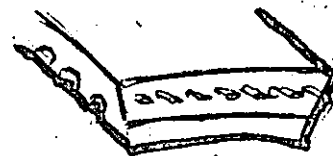


FIG. 1.21 BANDA PARA TRANSMISIONES DE VELOCIDAD VARIABLE

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.

CONSTRUCCION

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)

RANURAS REGULARES Y PROFUNDAS Y SU APLICACION

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.

BALANCEO DE LAS POLEAS

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-

PRINCIPIO DE OPERACION

perior sufre tensión y la del fondo compresión al ser doblada la banda sobre la polea, ocasionando que los costados se abulten, pero los lados de la ranura de la polea restringen esta tendencia a abultarse, y causan un gran agarre entre la banda y la polea.

La ranura por sí misma está cortada de tal forma que la banda "V" trabaje suficientemente alto sobre ella, dejando un espacio libre entre el fondo de la banda y ella misma, para garantizar que el efecto de acuñamiento no se pierda, pues se perdería apreciablemente la capacidad de transmisión de potencia.

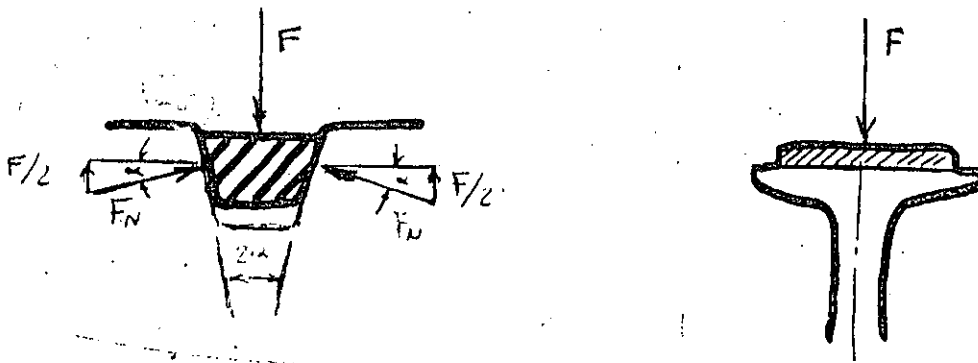


FIG. 1.22 FUERZAS ACTUANDO SOBRE (a) BANDAS "V" (b) BANDAS PLANAS

Con base en la figura 1.22 que muestra una banda "V" y una plana, sujetas a una fuerza radial \$F\$, se analizará la fuerza de fricción entre la banda y la polea en en cada caso.

Para la banda "V", la fuerza radial \$F\$, es contrarrestada por las paredes laterales de la ranura, y en este caso la fuerza normal está dada por

$$F_N = \frac{F/2}{\text{SEN } \alpha}$$

FUERZA NORMAL
SOBRE LOS COSTADOS
DE LAS BANDAS "V"

Donde \$\alpha\$ semiángulo de la ranura de la polea.

La fuerza de agarre o de fricción de la banda es igual a la fuerza normal multiplicada por el coeficiente de fricción, esto es

$$F_f = 2 F_N \mu$$

FUERZA DE
FRICCIÓN

$$F_f = F \frac{\mu}{\text{SEN } \alpha} = F \mu'$$

FUERZA DE FRICCIÓN
EN BANDAS "V"

Donde $\mu' = \mu / \text{SEN } \alpha$ = coeficiente de fricción equivalente
y $\mu = 0.40$ en la generalidad de los casos.

Para la banda plana, la fuerza de agarre es --
igual a la fuerza radial multiplicada por el --
coeficiente de fricción,

$$F_f = F \mu$$

FUERZA DE FRICCIÓN
EN BANDAS PLANAS

Comparando las ecuaciones y se vé que para to--
mar en cuenta el efecto de acuñaamiento, presen--
te en las bandas "V" es necesario tan sólo --
reemplazar μ por el coeficiente de fricción --
equivalente μ' en el análisis de fuerzas efec--
tuadas para las bandas planas.

COEFICIENTE DE FRICCIÓN
EQUIVALENTE
 $\mu' = \mu / \text{SEN } \alpha$

Los ángulos de las ranuras dependen del diáme--
tro de la polea y son: $2\alpha = 34^\circ, 36^\circ$ y 38° .

ANGULOS DE CONTACTO

Las bandas "V" estandar permiten la utiliza---
ción de una relación de tensiones mayor que --
con bandas planas, cuando menos tres veces más
grande, ésto afecta directamente a la magnitud
de la fuerza efectiva de tracción ($F_1 - F_2$) lo
cual repercute directamente en el par que es --
posible transmitir aumentándolo y reduce signi--
ficativamente la carga sobre la flecha ($F_1 + F_2$),
todo lo cual constituye un grupo importante de

VENTAJAS

ventajas las bandas "V" sobre las planas. Ventajas adicionales son: que se pueden usar a menores distancias entre centros y alcanzar mayores relaciones de transmisión, llegando a ser de hasta 6 a 1.

1.8.2 SELECCION DE LAS BANDAS "V"

Las compañías fabricantes de bandas publican manuales que deben ser considerados para la adecuada selección y uso de sus productos. En esta sección se presentan datos y un procedimiento de selección, que se asemeja para sus productos. Puede usarse en ausencia de información especializada.

CRITERIO DE SELECCION

A fin de facilitar el procedimiento de diseño se incluyen algunas definiciones que se emplearán en su desarrollo.

POTENCIA DE DISEÑO. Es la potencia en KW o H.P. que se utiliza para calcular una transmisión.

NOMENCLATURA

POTENCIA NOMINAL. Es la potencia que se debe transmitir realmente.

DIAMETRO DE PASO. Es un diámetro intermedio, (Ni el exterior de la polea ni el interior de la ranura), en donde en teoría se realiza la transmisión.

El procedimiento de diseño incluye los siguientes pasos:

- 1) Se determina la potencia de diseño, multiplicando la potencia nominal por el factor de servicio (Factor F) tabulado en la tabla

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE BANDAS "V" CLASICAS

2) Se calcula la relación de velocidades con la siguiente ecuación:

RELACION DE VELOCIDADES

$$Z = \frac{\omega_M}{\omega_m}$$

3) Se selecciona la sección adecuada de la banda empleando la gama de potencias de la tabla 5.16

4) Se determina el diámetro de paso de la polea menor, de acuerdo a los datos de la tabla 5.16

5) Se determina el diámetro de paso de la polea mayor, multiplicando el diámetro de paso de la polea menor por la relación de velocidad.

DIAMETRO DE PASO DE LA POLEA MAYOR

$$D_p = Z d_p$$

6) Se selecciona o fija la distancia entre centros de las flechas de las máquinas (motriz e impulsada) y se encuentra la longitud de la banda con la siguiente ecuación.

II. TRANSMISIONES POR CADENA.

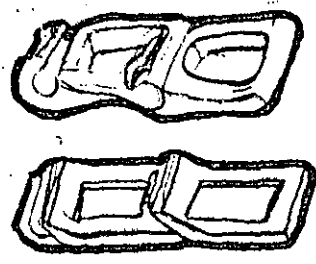
2.1 GENERALIDADES

Las cadenas constituyen uno de los tres grandes medios para transmitir potencia mecánicamente de una flecha a otra, los otros dos medios son los engranajes y las bandas. La principal ventaja de las cadenas y bandas sobre los engranajes, es que pueden ser usadas con distancias entre centros arbitrarias.

VENTAJAS

Adicionalmente, comparadas con los engranajes resultan más económicas y simples de ins

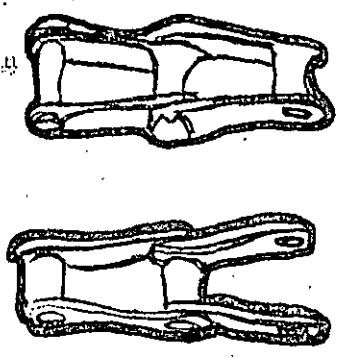
tanto es especialmente adecuada para operar donde los lubricantes pueden perder sus propiedades por temperaturas altas o bajas y donde el polvo o material en grano pudiera impregnar y saturar una cadena lubricada. Usada comunmente en maquinaria agrícola. (Fig. 5.27).



Se fabrica en fundición gris y en acero y están normalizadas por las normas 8 24-6 8 29-7 de la ANSI respectivamente. Fig. 2.2

2.2.3 CADENAS DE ACERO REMACHADAS Y SOLDADAS.

Adecuadas para servicios más severos que las cadenas desarticulables. Sus aplicaciones son básicamente las mismas que las de éstas. Frecuentemente se diseñan para operar en las mismas ruedas dentadas de las cadenas desarticulables. Pueden transmitir 30(KW) (40(HP)) a 2.25 (m/s) (450 (Pies/min)). No requieren lubricación. No son tan durables, ni operan con tanta suavidad como las cadenas de precisión, la cadena soldada es más robusta y durable que la remachada. (Fig. 1.23)



2.2.4 CADENA DE ESLABONES SENCILLOS.

La más económica de las cadenas de precisión. Mas costosa que la desarticulable, remachada o soldada, pero capaz de transmitir mayor carga (hasta 320(KW), (450 (HP)) . Y de operar a velocidades de hasta 12(m/s), (2400(Pies/min)) - debido a su construcción "abierta", esta cadena tolera el polvo y mate-

riales que podrían perjudicar a una cadena de rodillos, y es más tolerante al desalineamiento y de flexión de los ejes donde se montan (Fig. 5.29) tiene una extraordinaria durabilidad y resistencia, por lo que se aplica frecuentemente en maquinaria para la construcción. Se usa comunmente como cadena de transporte en hornos de alta temperatura. Generalmente no ofrecen la capacidad de transmisión, no la velocidad de operación de una cadena de rodillos. Puede usarse a bajas velocidades sobre ruedas dentadas fundidas.

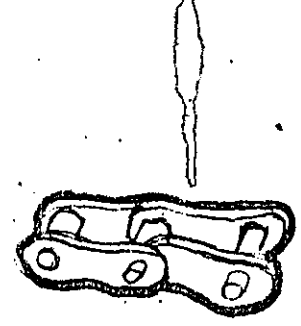


FIG. 2.4 CADENA DE ESLABONES SENCILLOS

CARACTERISTICAS FUNCIONALES

VENTAJAS

1.2.6 CADENA DE RODILLOS.

Es el tipo básico de cadena empleado en la industria. Capáz de transmitir hasta 480 (KW) (680 (HP)), en el tipo de cordón sencillo. Cuando se emplean cordones múltiples su capacidad aumenta considerablemente, llegando a poder transmitir hasta 1500 (KW) (2000 (HP)) en el tipo de 4 cordones. La precisión de su construcción le permite una operación eficiente, con bajas pérdidas y silenciosa. Su capacidad de transmisión está en función del método de lubricación empleado. Están normalizadas por los estándares ANSI B29-1 y la recomendación ISO 3-605. Pueden operar a velocidades hasta de 45.7(m/s) (9000(Pies/min)). Existen cadenas de rodillos autolubricadas, que tienen rodillos porosos de material sinterizado impregnado de aceite. Pueden operar transmitiendo las mismas cargas que una cadena de rodillos convencional,

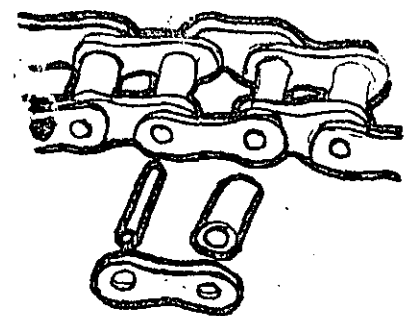


FIG. 2.5 CADENA DE RODILLOS Y SU NOMENCLATURA

pero sólomente a bajas velocidades, tienen una duración intermedia entre las cadenas bien lubricadas y las no lubricadas.

(Fig. 2.5)

2.2.7 CADENA DE RODILLOS DE PASO DOBLE.

Diseñadas para servicios ligeros. Están fabricadas con la misma precisión que las cadenas de rodillos convencionales, sólo que el espaciamiento entre rodillos o "paso" es el doble que en ellas. La carga que pueden transmitir está limitada a 75 (KW) (100 (HP)) su principal aplicación está en operaciones que involucran grandes distancias entre centros. (Fig. 2.6)

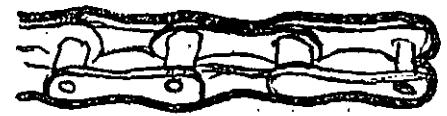


FIG. 2.6 CADENA DE RODILLOS DE PASO DOBLE

2.2.7 CADENA DE DIENTES INVERTIDOS O "SILENCIOSA".

Es un tipo de cadena muy caro, pero extraordinariamente suave, silencioso y confiable. Frecuentemente usado como toma de potencia en equipo de trabajo rudo y en algunos automóviles como cadena de distribución, también se emplea como cadena de sincronización en motores. Su capacidad de transmisión iguala a la de las cadenas de rodillos, sólo que pueden operar a máxima carga con la máxima velocidad, mientras que la de rodillos transmiten la carga máxima en velocidades bajas. (Fig. 2.7)

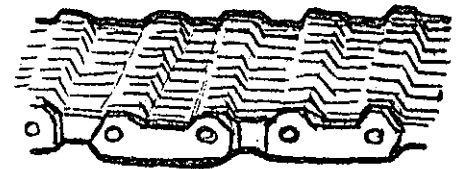


FIG. 2.7 CADENA SILENCIOSA

2.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

Los catálogos de los fabricantes, contienen la información y el procedimiento adecuados para seleccionar y especificar las transmi-

siones por cadena usando sus productos. La información requerida para usar estos catálogos incluye: La potencia a transmitir; velocidad y tamaño de las flechas motriz e impulsada; las condiciones de operación; limitaciones de espacio; y las horas al día de funcionamiento.

La normalización de la mayoría de las cadenas para transmitir potencia, está basada en una vida de 15 000 a 20 000 horas, contando con una alineación, lubricación y mantenimiento adecuado. Como estas condiciones ideales rara vez se cumplen, se emplean factores de servicios tan grandes como 1.7 para prevenir el efecto de cargas de impacto y condiciones de operación adversas.

Para transmitir grandes cargas a bajas velocidades, pueden usarse cadenas masivas (y de resistencia relativamente baja), ya que la fuerza centrífuga no será un factor limitante. En altas velocidades y bajas cargas, una cadena ligera será generalmente la idónea. Para grandes cargas y altas velocidades, las cadenas de rodillos o las silenciosas son las indicadas, ya que ofrecen la mayor capacidad de transmisión por unidad de peso.

Las ruedas dentadas están normalizadas por la ANSI. Existen diversos tipos de ruedas dentadas disponibles, incluyendo las fundidas, las cortadas, con soplete, las fabricadas de metales sinterizados, las maquinadas y las construidas de materiales plásticos.

Las ruedas dentadas fundidas se emplean cuando la precisión no es indispensable, co

SELECCION DE LAS TRANSMISIONES EN BASE A CATALOGOS DE FABRICANTES

FACTOR DE SERVICIO

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD Y LA CARGA EN LA SELECCION DE LA CADENA

RUEDAS DENTADAS

mo, en el caso de las cadenas desarticulables, remachadas o soldadas. Las cortadas con sople te 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

NUMERO MINIMO DE
DIENTES EN LAS
RUEDAS DENTADAS

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.

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

$$C = D_o + \frac{d_o}{2}$$

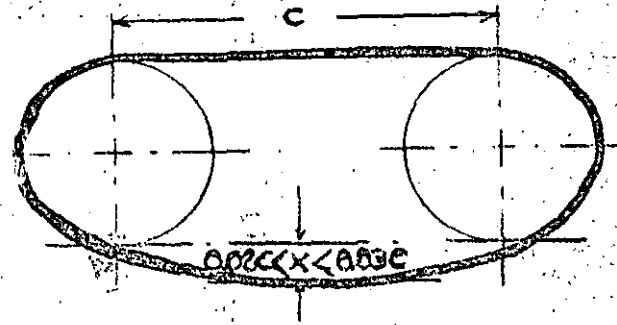
Una recomendación adicional es asegurarse de -- que el ángulo de contacto de la cadena con la -- rueda pequeña sea al menos 120°

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 el caso de emplear una triple. (Ver figura 5.30)

La relación de velocidades más alta recomendable es 3 a 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 motriz 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 MULTIPLES	
TIPO DE CARGA IMPULSADA	TIPO DE POTENCIA DE ENTRADA			Número de anchos	Factor de anchos múltiples
	Máquina de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	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	3.3

TABLA 2.2 FACTORES DE SERVICIO Y DE ANCHOS MULTIPLES.

NUMERO DE ANCHOS.

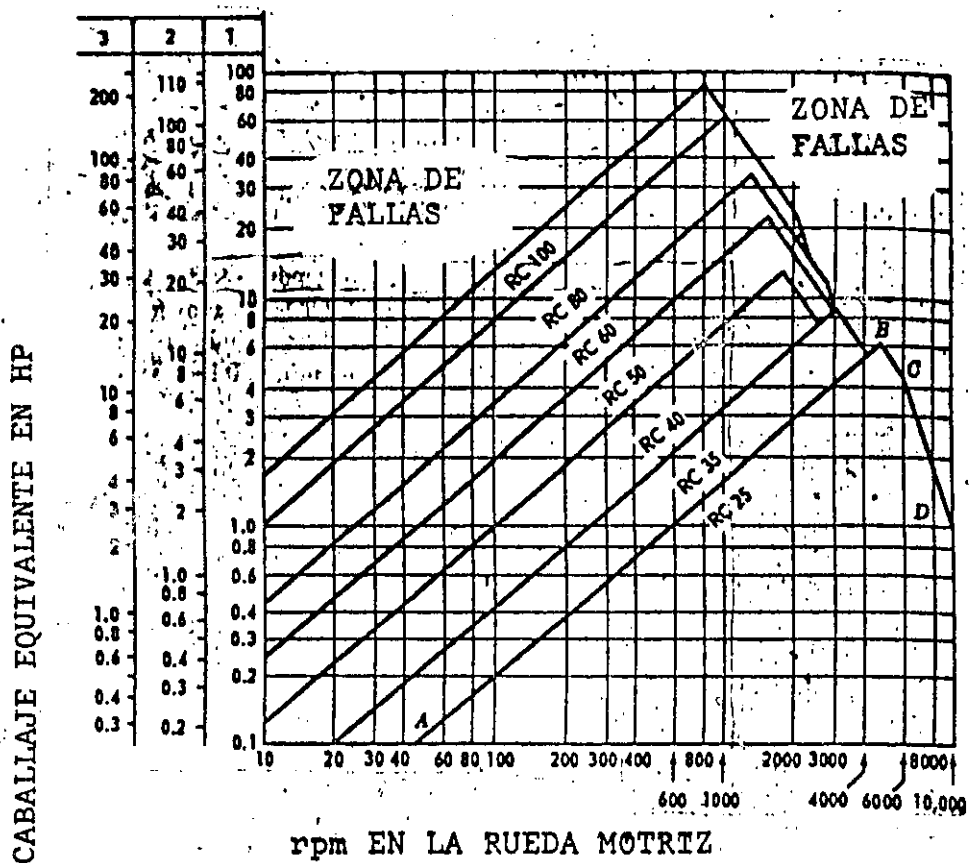


FIGURA 2.3

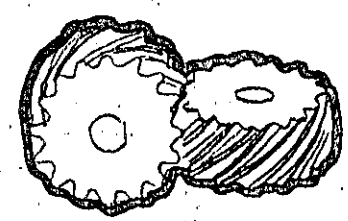
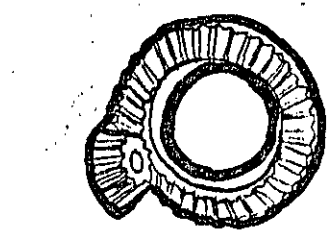
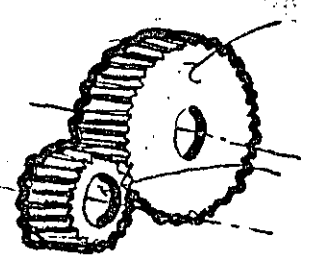
Capacidades de transmisión de potencia de cadenas de rodillos. Si el punto de operación cae por fuera del segmento BC, se tendrán fallas probables con los rodillos, y si se excede el segmento B D. La falla vendrá en los pernos. La vida esperada correspondiente a esta tabla es de 30000 hrs.

so histórico lento, son de dominio público y por lo tanto pueden mandarse a construir en cualquier taller mecánico regularmente equipado, sin embargo, hay otro tipo de engranajes que han sido desarrollados por compañías particulares y para emplearlos, hay que considerar que sólo ellas y algunos talleres conecionados por ellas, cuentan con el equipo para fabricarlos, entre estos engranajes están los siguientes: zerol, cavex, cone-drive, spid010, helicon, bevelid y otros.

Para ilustrar los tipos de engranajes que existen y su clasificación, se emplearan las siguientes figuras.

FIGURA 3.1

-Clasificación de los engranajes, de acuerdo a la posición de las flechas que conectan.



ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS

- Rectos
- Helicoidales
- Doble helicoidal
- Esqueleto de pescador,
- Plano centrico 5
- Mando armónico

ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE INTERSECTAN

- conicos rectos
- conicos helicoidales
- zerol
- engranajes de corona

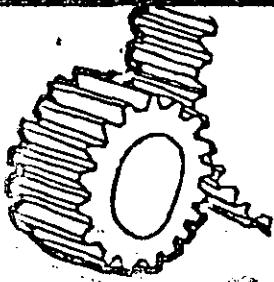
ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE CRUZAN SIN INTERSECTARSE.

- helicoidales cruzados
- de sinfin-corona
- de sinfin cavex
- de sinfin envolvente
- hipoidales
- espiroide
- helicon
- bevelid

El montaje entre ejes paralelos ofrece una operación silenciosa y más suave, debido a que se facilita la fabricación y montaje de los engranajes con alta precisión. Los engranajes para flechas cruzadas son generalmente más difíciles

de construir y de montar.

FIGURA 3.2 ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS

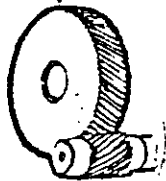


ENGRANAJES RECTOS

Es el tipo de engranajes más empleado. Sus dientes son rectos y paralelos al eje de giro.

Ventajas: Simplicidad, bajo costo, fácil de mantener y fabricar.

Desventajas: Tienen menor capacidad de transmisión y operan con más ruido que otros tipos de engranajes.



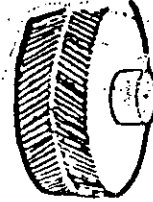
HELICOIDAL SIMPLE

Ventajas: transmiten más carga que los engranajes rectos de dimensiones similares, y pueden operar más sencillamente y con más suavidad que ellos.

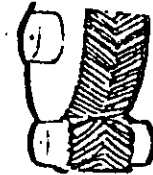
Desventajas: Son más costosos que los engranajes rectos; los engranajes helicoidales sencillos, inducen una componente axial (esta carga aumenta con el ángulo de la hélice) por lo que requieren cojinetes de apoyo axial en la flecha.

El de doble helicoidal elimina la componente axial pero es más caro.

El engranaje de esqueleto de pescado o herringbone, es similar al doble helicoidal, solo que no existe hueco entre ambas hileras de dientes. Es más difícil de fabricar con alta precisión. Ambos, el engranaje de doble helicoidal y el de esqueleto de pescado, funcionan bien con altas cargas por largos períodos de tiempo.

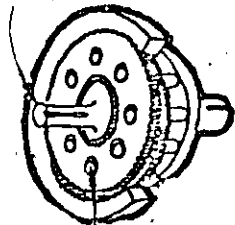


DOBLE HELICOIDAL



ESQUELETO DE PESCADO (HERRINGBONE)

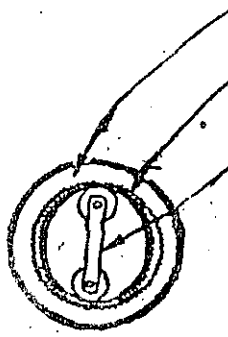
TOMA DE POTENCIA



El acoplamiento mediante los pernos, permite el desplazamiento radial

PLANOCENTRICOS

Permite grandes relaciones de transmisión en un reducido espacio. Más costoso que otros tipos de transmisión. No puede usarse para relaciones de transmisión pequeñas, no como incrementador de velocidad.



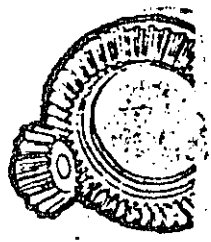
Engranaje de salida
 Corona fija
 Generador de ondas, rota dentro de la corona fija produciendo una onda que acopla la corona y el engranaje de salida.

MANDO ARMONICO.

Ofrece altas reducciones en pequeños espacios. Transmite grandes pares no puede emplearse con relaciones de transmisión pequeñas.

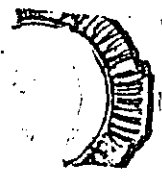
FIGURA 3.3 ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE INTERSECTAN

CONICOS RECTOS



Es el tipo más sencillo de los engranajes para flechas que se intersectan. Usados comunmente en flechas que se intersectan en ángulo recto, pueden usarse a cualquier ángulo. Se diseñan en parejas, pues no siempre son intercambiables. Las flechas y soportes deben ser rígidos para mantener un contacto entre dientes adecuado.

ENGRANAJE ZEROL



Son similares a los engranajes cónicos-helicoidales pero los dientes están dispuestos de forma que la carga axial sea equivalente a la de los engranajes cónicos rectos. Fueron desarrollados por la compañía Gleason Works.

CONICOS HELICOIDALES



Transmiten más carga y operan más silenciosamente que los engranajes cónicos rectos. Son más costosos e inducen cargas axiales mayores, debido a que los dientes se

ENGRANAJE DE CORONA



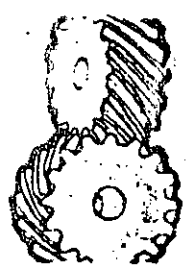
Son similares a los engranajes cónicos, pero pueden operar con piñones cilindricos de dientes rectos o helicoidales. El montaje del piñón no es tan crítico como en los engranajes cóni-

encuentran a un cierto ángulo respecto al eje de rotación, la carga se distribuye sobre dos o mas dientes en cualquier instante, dependiendo del ángulo de la espiral.

cos, puede usarse con ejes que no se intersectan. Su capacidad de carga es menor que la de los engranajes cónicos rectos de dimensiones similares.

FIGURA ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE CRUZAN SIN TERSECTARSE

HELICOIDALES CRUZADOS



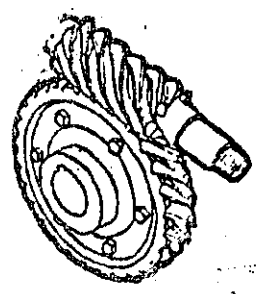
También llamados engranajes espirales. Si milares en apariencia a los engranajes helicoidales convencionales. Tienen poca capacidad de carga debido a que el área de contacto es muy reducida. Usados principalmente para obtener una amplia variedad de relaciones de velocidades sin cambiar la distancia entre centros o el tamaño de los engranajes. Pueden emplearse entre flechas que no se corten y que no sean paralelas.

DE GUSASO O SINFIN-CORONA



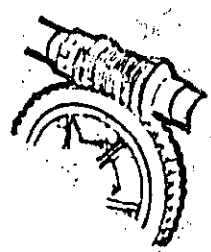
Ofrece la mayor reducción que es posible lograr para una distancia entre centros dada. Operación suave y silenciosa. Se usa sólo como reductor. generalmente no es posible revertir el movimiento con reducciones mayores de 20 a 1. Gran área de contacto entre dientes, por lo que pueden transmitir grandes cargas a pesar de haber gran deslizamiento entre ellos al operar. Las flechas se colocan generalmente en ángulo recto.

ENGRANAJE DE SINFIN CAVEX.



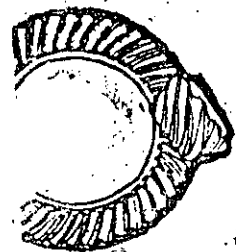
Es un engranaje desarrollado por la compañía Clevezano Worm & Gear Div. Eaton Corporation. Consta de un sinfin concavo que acopla contra una rueda convexa. Esto permite un mejor contacto y una lubricación más efectiva.

ENGRANAJE DE SINFIN ENVOLVENTE.



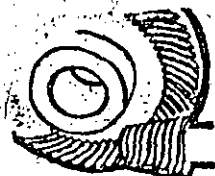
En este tipo de transmisión, desarrollado por la compañía CONE-DRIVE, EX-CELL-O, CORP., el sinfin tiene un perfil que recuerda los relojes de arena, y tiene doble curva de envolvente para aumentar el área de contacto e incrementar su capacidad de transmisión.

ENGRANAJE HIPOIDAL



Similar al engranaje helicoidal cónico, excepto que en este caso las flechas no se cortan. Operan más suavemente y más silenciosamente y son más resistentes para una relación de transmisión dada, dado que sus ejes no se cortan, se pueden montar soportes en ambos extremos para aumentar la rigidez del montaje, permiten reducciones altas. Los ejes se colocan generalmente a 90°, pero otros ángulos pueden usarse.

ENGRANAJE ESPIROIDE



Desarrollado por la Compañía Spridid Div. Illinois, este tipo de engranaje emplea un piñón cónico que engrana con una rueda tipo corona. Ofrece una gran área de contacto entre los dientes por lo que se pueden transmitir grandes cargas con él.

ENGRANAJE BEVELOID.



Desarrollado por Invisible Gear Co. ofrece una transmisión que prácticamente no se ve afectada por errores de montaje. Baja capacidad de carga. Puede usarse para lograr transmisiones con vueltos nulo. Frecuentemente usado en instrumentos. Puede emplearse con ejes paralelos, que se cortan o que se cruzan sin cortarse. Su alto costo es una desventaja.

3.2 ENGRANAJES INTERNOS.

Un engranaje puede construirse dentro de la superficie interna de un anillo, con dientes cuya forma asemeja a la de los huecos de un engranaje externo, tal como se aprecia en la figura 4.16 la transmisión que se obtiene con este arreglo, es sumamente compacta, la distancia entre centros es muy corta y el giro de ambos engranajes se realiza en el mismo sentido.

Los dientes del engranaje interno se tallan por medio de un cepillo es decir por medio de un cortador que se mueve en forma recíprocante. Por ello cuando el engranaje interno se talla en un anillo ce-

rrado, debe practicarse en la parte interna, un corte para permitir que la herramienta pueda tener salida y arroje la rebaba. Este corte deberá tener una profundidad equivalente a la altura total del diente y un ancho de 2.5 a 3.5 (mm). (Figura 3.4)

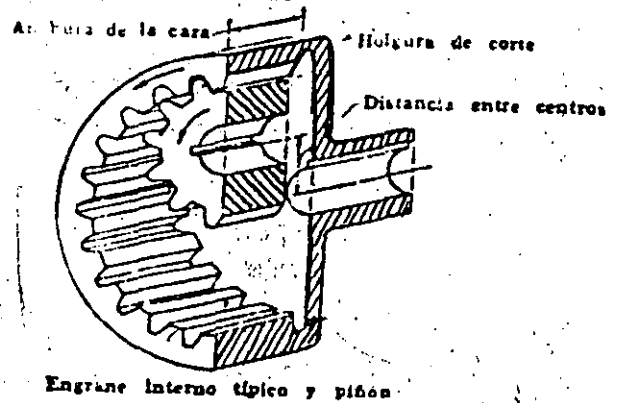


FIG. 3.4 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANE INTERNO.

Para obtener una operación adecuada, previniendo que las esquinas internas del piñón tengan que ser rebajadas, es decir para evitar la interferencia entre sus dientes, la diferencia mínima de dientes entre el piñón y el engranaje anular, debe ser:

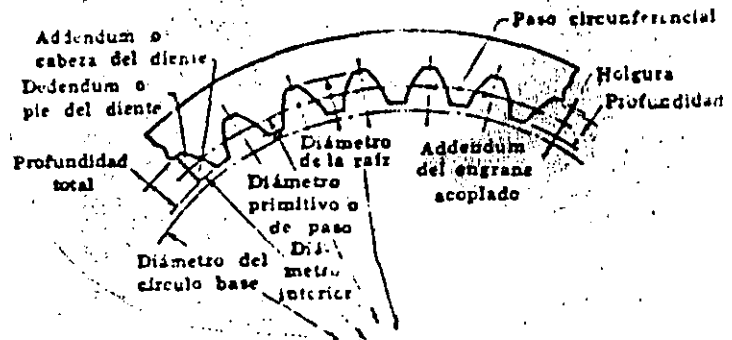


FIG. 3.5 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANAJE INTERNO

8 Dientes, para sistema de dientes completos, 20° de ángulo de contacto y montaje axial de los engranajes.

17 Dientes, para sistema de dientes completos, 20° de ángulo de contacto y montaje radial de los engranajes.

3.3 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.

Las transmisiones por engranajes pueden ser fijas o variables. Constituyen el tipo más durable, robusto y eficiente de todas las transmisiones mecánicas. Cuando se usan como transmisiones variables, sólo es posible obtener

TIPOS DE TRANSMISIONES Y SUS CARACTERISTICAS.

un número fijo de distintas relaciones de velocidad, normalmente se usan en aplicaciones que exigen grandes cargas o larga vida. Es quizás la transmisión mecánica más costosa. Las transmisiones por engranajes se clasifican de acuerdo a su destino o aplicación:

TRANSMISIONES AUTOMOTRICES: Usadas como transmisión principal en autos, camiones, maquinaria agrícola y equipo para movimiento de tierras. Ofrecen de cuatro a diez cambios de velocidades.

CLASIFICACION DE LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.

TRANSMISIONES AUTOMOTRICES AUXILIARES: Comúnmente colocadas detrás de la transmisión principal para incrementar el número de cambios disponibles.

CAJAS DE TRANSFERENCIA: Ofrecen salidas de potencia adicionales (como en los vehículos de doble tracción).

ENGRANAJES MARINOS. Son transmisiones para mover la propela de embarcaciones. Difieren de otras transmisiones en que por lo general ofrecen sólo una velocidad al frente y una reversa, y porque emplean embragues de fricción para realizar los cambios.

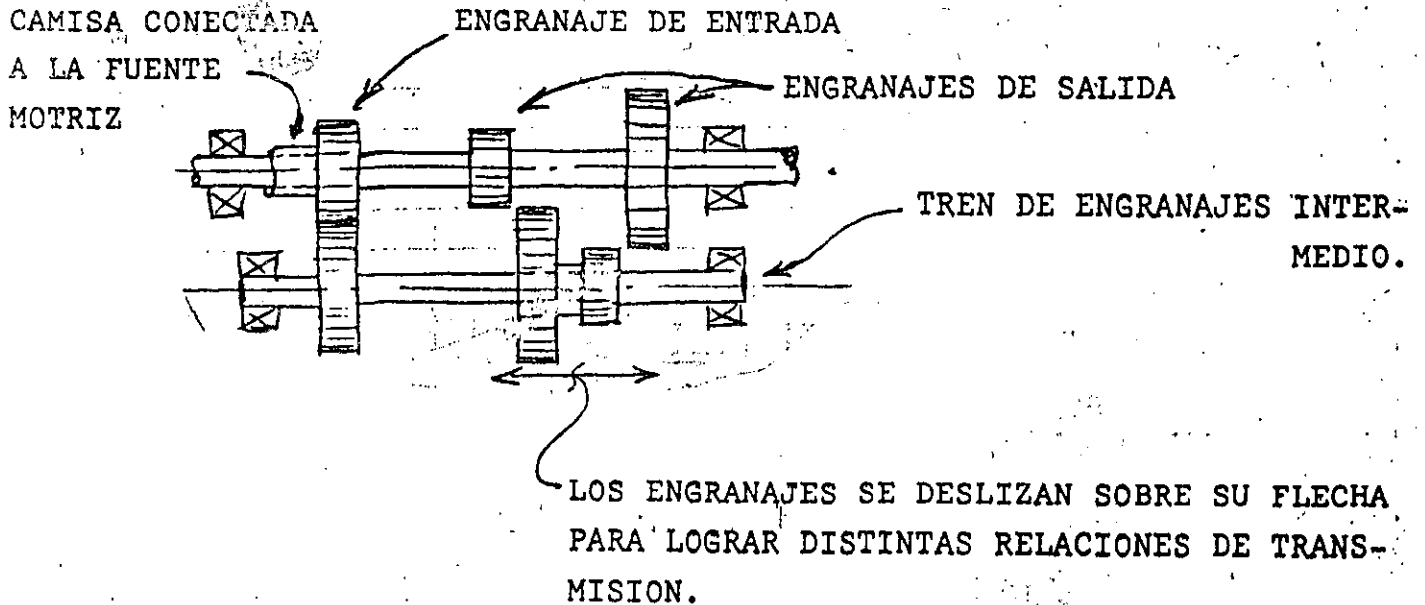
MANDOS HIDRAULICOS: Cajas de engranajes que conectan la fuente de potencia y las bombas hidráulicas en transmisiones hidrostáticas.

TRANSMISIONES INDUSTRIALES: Una amplia categoría que incluye cualquier transmisión de potencia para mover maquinaria no mencionada en la clasificación anterior. Muchas tienen paquetes integrales de potencia, como motores eléctricos o hidráulicos, o pueden ser parte de los componentes a mover.

3.3 TRANSMISIONES VARIABLES POR ENGRANAJES.

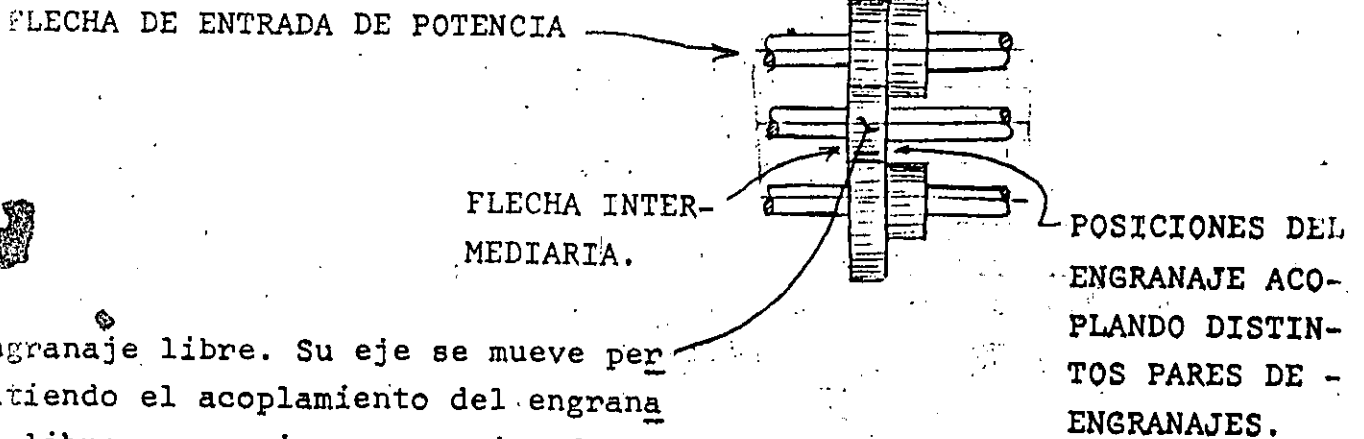
Las siguientes figuras ilustran los arreglos más comunes de las transmisiones variables - por engranajes.

FIG. 3.6 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE ENGRANAJES DESLIZANTES



Esta es la forma más simple de las transmisiones variables por engranajes. No pueden efectuarse cambios con la transmisión en movimiento, ésta debe detenerse o funcionar a baja velocidad. Se usa en máquinas herramientas, maquinaria en general y en vehículos de baja velocidad.

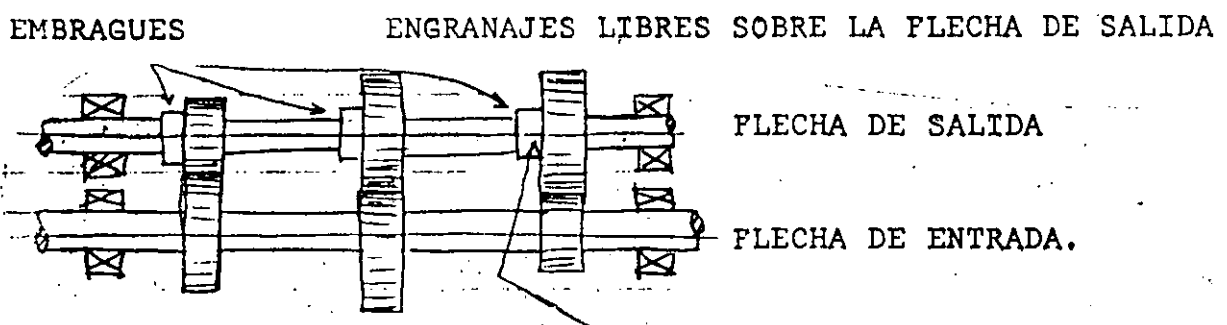
FIG. 3.7 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE UN ENGRANAJE LIBRE.



Engranaje libre. Su eje se mueve permitiendo el acoplamiento del engranaje libre con varios engranajes de entrada y salida de potencia.

Provee cambios de velocidad con pequeños incrementos. Muy usada en tor- nos (casa Norton) y otros tipos de máquinas herramientas. La maquina- ria debe detenerse antes de efectuar el cambio.

FIGURA 3.8 TRANSMISION VARIABLE CON ENGRANAJES CONTINUAMENTE ACOPLADOS



Los engranajes fijos sobre la flecha de entrada siempre estan en contacto con los engranajes libres sobre la flecha de salida

Embragues activados por la palanca de cambios. Selectivamente fija un engranaje libre para transmitir la potencia a la flecha de salida.

Los cambios pueden realizarse mientras la transmisión está en movimiento. Muy usada en vehículos automotrices y en aplicaciones de trabajo pesado.

FIGURA 3.9 TRANSMISIONES PLANETARIAS

ENGRANAJE SOL

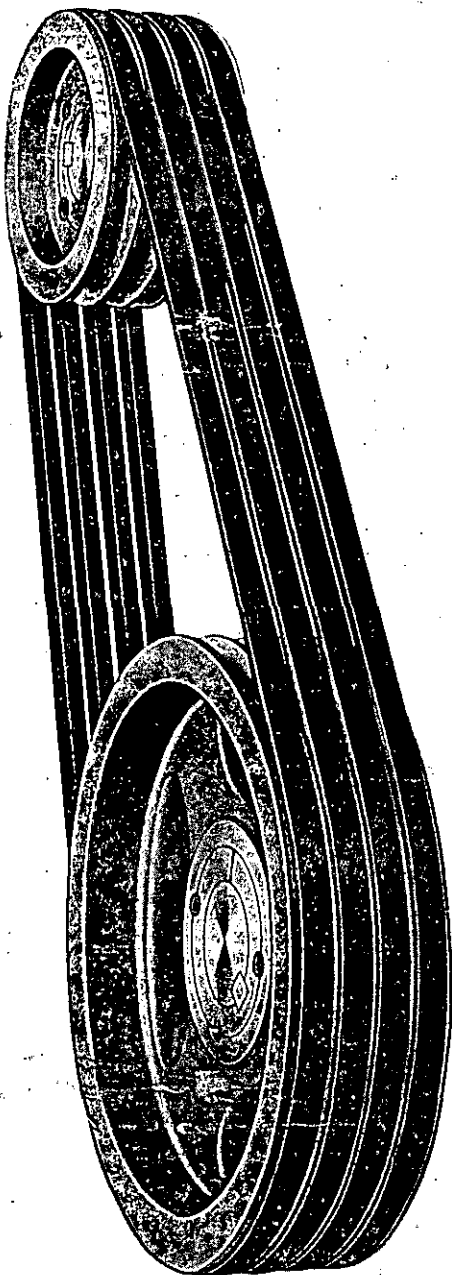
Bastidor de soporte de los planetas.

Engranaje anillo. Con el engranaje anillo fijo, los planetas se mueven con la mitad de la velocidad del engranaje sol.

Engranaje planeta. Con los planetas bloqueados, el engranaje sol y el engranaje anillo se mueven simultáneamente.

Los engranajes sol, planetas, porta planetas y anillo, pueden ser bloquea dos en distintas formas para ofrecer varias velocidades. Es la más compac ta de las transmisiones variables por engranajes, al mismo tiempo que la

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 Militares No.85-305
C.P.11230 México, D.F.
Tel.5-78-43-66, 5-78-20-07

PLANTA EN GUADALAJARA
Calle A. No.170 Parque Industrial El Salto
El Salto, Jal., C.P.45680
Tel. 91-36-39-71-04

PROHIBIDA LA REPRODUCCION PARCIAL O TOTAL
DERECHOS RESERVADOS © 1968 - 1973 RELIANCE ELECTRIC CO.

® Marca Reg. de DODGE División de Reliance Electric Co.

Impreso en la Ciudad de México

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.

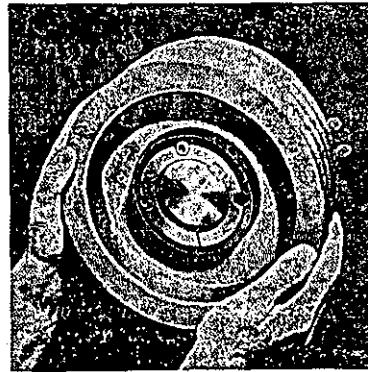
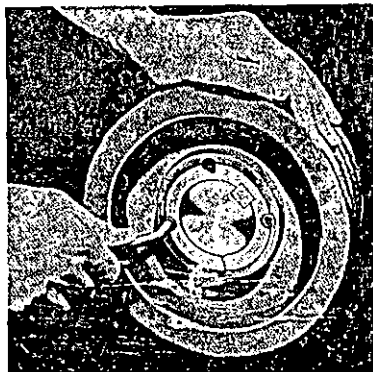
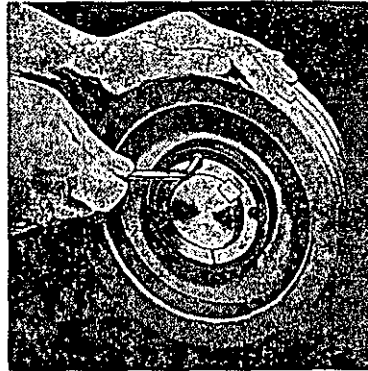
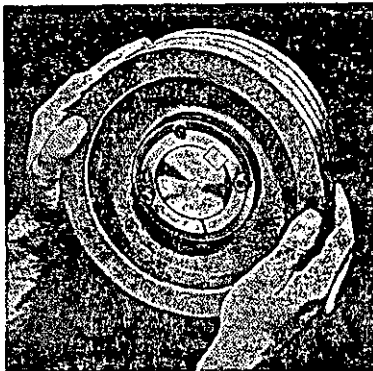
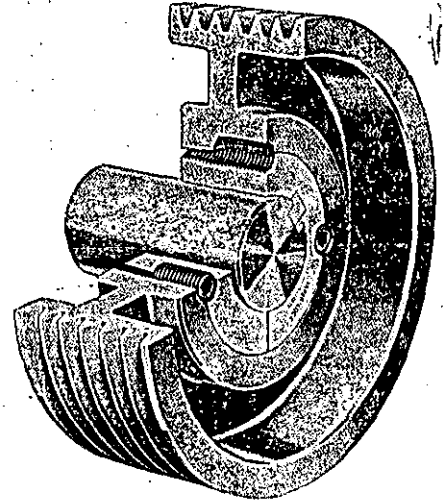
EL FAMOSO MONTAJE CON BUJES TAPER-LOCK®

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

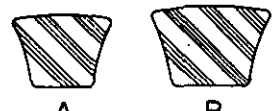
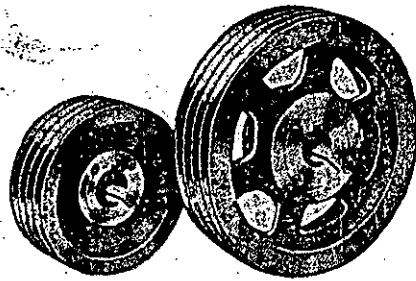
Al insertar el buje en la polea, alinéense los orificios (no las roscas). En los orificios con roscas en la polea, póngase los opresores. Deslícese toda la unidad sobre el eje; alinéese la polea y apriete los opresores. Al acuñarse el buje hacia dentro se contraerá uniformemente.

NOTA: Instrucciones completas de instalación se incluyen en cada caja de empaque de los bujes.

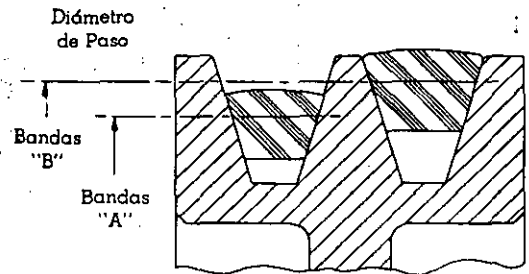
FACIL DE DESMONTAR

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
 (1/2" x 5/16") (21/32" x 13/32")



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.

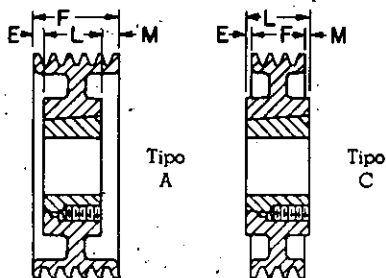
El dibujo de arriba ilustra cómo pueden utilizarse las bandas "A" o "B" en poleas TAPER-LOCK® de ranuda para doble servicio.

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"		cm	pulg.	1 Ranura	2 Ranuras	3 Ranuras	4 Ranuras	5 Ranuras		
	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	10.67	4.2	11.68	4.6	12.69	4.75	1.4	2.0	2.7	3.4	1615	
	11.18	4.4	12.19	4.8	13.20	4.95	1.5	2.1	2.9	3.6		
	11.69	4.6	12.70	5.0	13.71	5.15	1.7	2.4	3.1	3.9		
	12.20	4.8	13.21	5.2	14.22	5.35	1.8	2.5	3.2	4.0		
	12.71	5.0	13.72	5.4	14.73	5.55	2.0	2.9	3.6	4.4	5.9	
	13.22	5.2	14.23	5.6	15.24	5.75	2.0	3.2	3.9	4.7	6.2	
	13.73	5.4	14.74	5.8	15.75	5.95	2.2	3.6	4.3	5.1	6.8	
1615	14.24	5.6	15.25	6.0	16.26	6.15	2.2	3.1	4.3	5.0	5.4	1615	
	14.75	5.8	15.76	6.2	16.77	6.35	2.3	3.6	4.5	5.9	5.9		
	15.26	6.0	16.27	6.4	17.28	6.55	2.4	3.6	4.5	5.9		
	15.77	6.2	16.78	6.6	17.79	6.75	2.4	3.6	4.5	5.9		
	16.28	6.4	17.29	6.8	18.30	6.95	2.7	4.0	4.9	6.4	6.8		
	16.79	6.6	17.80	7.0	18.81	7.15	2.4	3.6	4.5	5.9		
	17.30	6.8	18.31	7.2	19.32	7.35	2.4	3.6	4.5	5.9		
2517	18.80	7.4	19.81	7.8	20.82	7.75	4.5	6.8	8.7	10.1	10.4	2517	
	19.31	7.6	20.32	8.0	21.33	7.95	4.5	6.8	8.7	10.1	10.4		
	20.82	8.2	21.83	8.6	22.84	8.35	6.4	8.2	10.5	12.4	12.7		
	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		
2517	38.10	15.0	39.12	15.4	40.01	15.75	10.4	12.2	15.0	20.0	21.8	2517	
	45.72	18.0	46.74	18.4	47.63	18.75	13.6	16.3	19.1	21.8	27.2		
	50.80	20.0	51.81	20.4	52.82	20.35	25.9	29.9	32.2	34.9		
	63.50	25.0	64.51	25.4	65.52	25.35	33.1	37.2	39.9	40.4		
3030	76.20	30.0	77.21	30.4	78.22	30.35	37.6	41.7	47.6	52.2	3030	
	96.52	38.0	97.53	38.4	98.54	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

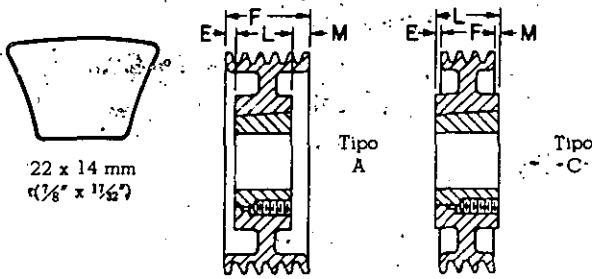
No. de Ranuras	Diámetro de Paso				Diámetro Exterior		Tipo	Buje No.	F cm.	L cm.	E cm.	M cm.
	Con Bandas "A"		Con Bandas "B"		cm.	pulg.						
	cm.	pulg.	cm.	pulg.								
1	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	11.68 a 13.21	4.6 a 5.2	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	C	1215	2.22	3.81	0	1.59
	9.65 a 11.17	3.8 a 4.4	13.72 a 15.24	5.4 a 6.0	11.56 a 13.08	4.55 a 5.15	C	1615	2.22	3.81	0	1.59
	12.70 a 14.22	5.0 a 5.6	18.80 a 20.32	7.4 a 8.0	14.61 a 16.13	5.75 a 6.35	C	2517	2.22	3.81	0	1.91
	17.78 a 19.30	7.0 a 7.6	27.94 a 29.46	10.4 a 11.0	21.83 a 23.35	8.75 a 9.35	C	3030	2.22	3.81	0	1.27
2	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	4.45	3.81	.16	.48
	9.65 a 11.17	3.8 a 4.4	13.72 a 15.24	5.4 a 6.0	11.56 a 13.08	4.55 a 5.15	A	1615	4.45	3.81	.16	.48
	12.70 a 14.22	5.0 a 5.6	18.80 a 20.32	7.4 a 8.0	14.61 a 16.13	5.75 a 6.35	A	2517	4.45	3.81	0	0
	17.78 a 19.30	7.0 a 7.6	27.94 a 29.46	10.4 a 11.0	21.83 a 23.35	8.75 a 9.35	C	3030	4.45	3.81	.63	2.54
3	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	6.68	3.81	.16	2.38
	9.65 a 11.17	3.8 a 4.4	13.72 a 15.24	5.4 a 6.0	11.56 a 13.08	4.55 a 5.15	A	1615	6.68	3.81	.16	2.38
	12.70 a 14.22	5.0 a 5.6	18.80 a 20.32	7.4 a 8.0	14.61 a 16.13	5.75 a 6.35	A	2517	6.68	3.81	.16	1.74
	17.78 a 19.30	7.0 a 7.6	27.94 a 29.46	10.4 a 11.0	21.83 a 23.35	8.75 a 9.35	C	3030	6.68	3.81	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	8.91	3.81	.16	4.29
	9.65 a 11.17	3.8 a 4.4	13.72 a 15.24	5.4 a 6.0	11.56 a 13.08	4.55 a 5.15	A	1615	8.91	3.81	.16	4.29
	12.70 a 14.22	5.0 a 5.6	18.80 a 20.32	7.4 a 8.0	14.61 a 16.13	5.75 a 6.35	A	2517	8.91	3.81	.16	3.65
	17.78 a 19.30	7.0 a 7.6	27.94 a 29.46	10.4 a 11.0	21.83 a 23.35	8.75 a 9.35	C	3030	8.91	3.81	.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 11.17	3.8 a 4.4	13.72 a 15.24	5.4 a 6.0	11.56 a 13.08	4.55 a 5.15	A	1615	10.16	3.81	2.22	4.13
	12.70 a 14.22	5.0 a 5.6	18.80 a 20.32	7.4 a 8.0	14.61 a 16.13	5.75 a 6.35	A	2517	10.16	4.45	2.06	3.65
	17.78 a 19.30	7.0 a 7.6	27.94 a 29.46	10.4 a 11.0	21.83 a 23.35	8.75 a 9.35	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 1/16	3.2 x 1.6	1/8 x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	.32	4.8 x 2.4	3/16 x 1/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	.27	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
1615	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	.54	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	.50	4.8 x 2.4	3/16 x 1/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	.45	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 41.9	1 1/8 a 1 3/8	.40	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16
2517	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	1.36	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	1.15	4.8 x 2.4	3/16 x 1/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	1.15	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 41.9	1 1/8 a 1 3/8	1.15	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16
	45.5 a 54.1	1 7/8 a 2 1/8	1.15	9.5 x 4.8	3/8 x 1/8	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
3030	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	4.2	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	4.0	4.8 x 2.4	3/16 x 1/8	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	3.9	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 41.9	1 1/8 a 1 3/8	3.4	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16	7.9 x 4.0	5/16 x 3/16
3030	45.5 a 54.1	1 7/8 a 2 1/8	2.8	12.7 x 6.4	3/8 x 1/8	12.7 x 6.4	3/8 x 1/4
	58.7 a 69.9	2 3/8 a 2 3/4	2.8	15.9 x 7.9	7/8 x 3/16	15.9 x 7.9	7/8 x 3/16
	71.4 a 76.2	2 7/8 a 3	2.3	19.1 x 6.4*	7/8 x 1/4*	19.1 x 9.5	7/8 x 3/8

*Cuña suministrada para estos tamaños solamente.

Poleas TAPER-LOCK® para Bandas "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	
	76.20	30.0	61.2	70.3	88.5	
3535	91.44	36.0	79.4	90.7	111.1	4040
	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 111.76	30.0 a 44.0	A	3535	11.11	8.89	0	2.22
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 3/8	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	1 1/8 a 1 1/4	1.5	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 3/8 a 1 3/8	1.5	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32	7.9 x 4.0	5/16 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 7/8 a 2 1/4	1.1	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 63.5	2 1/8 a 2 1/2	.86	15.9 x 4.8*	5/8 x 3/16*	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16
3030	23.8 a 31.8	1 1/8 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 3/8 a 1 3/8	4.0	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32	7.9 x 4.0	5/16 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 7/8 a 2 1/4	3.8	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 63.5	2 1/8 a 2 1/2	2.8	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16
3535	33.02 a 40.64	1 1/4 a 1 1/2	2.5	19.0 x 6.4*	3/4 x 1/4	19.0 x 6.4*	3/4 x 3/8
	40.64 a 50.80	1 1/2 a 1 3/4	6.4	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	50.80 a 60.96	1 3/4 a 1 3/4	6.4	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32
	60.96 a 76.20	2 1/4 a 2 1/4	5.9	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	76.20 a 91.44	2 3/4 a 2 3/4	5.0	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	91.44 a 111.76	3 1/2 a 3 1/2	4.0	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16
	111.76 a 150	4 1/2 a 4 1/2	3.6	19.0 x 9.5	3/4 x 3/8	19.0 x 9.5	3/4 x 3/8
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 7/8 a 2 1/4	9.5	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 63.5	2 1/8 a 2 1/2	8.6	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16	15.9 x 7.9	5/8 x 3/16
	76.20 a 91.44	2 3/4 a 3 1/4	7.7	19.0 x 9.5	3/4 x 3/8	19.0 x 9.5	3/4 x 3/8
	91.44 a 101.6	3 1/2 a 3 3/4	6.6	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16

*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.

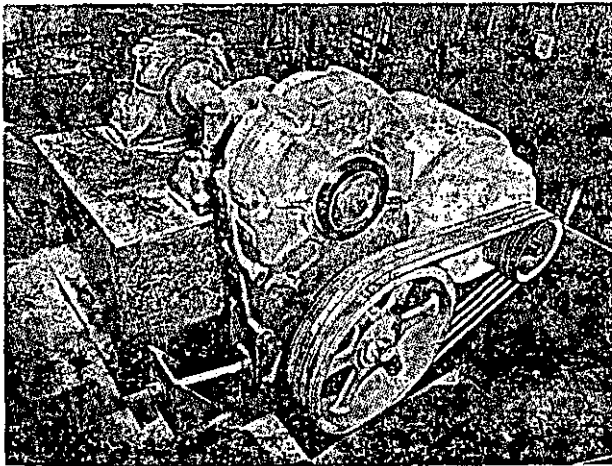
Estas poleas son de marcha exacta y sus ranuras hechas con precisión; de elaboración standard y manufactura precisa.

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 balaceo 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 balaceo dinámico.



Instalación de Poleas TAPER-LOCK® transmitiendo potencia de un motor.

Efecto de Volante.—El efecto de volante de una polea (WR²) 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 8 ranuras "C" que pesa 150 kilogramos. DODGE.

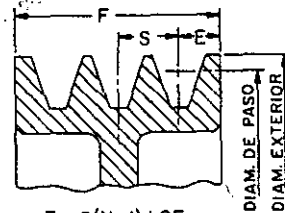
Solución:

$$W = \frac{\text{(peso de la corona)}}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ kg}$$

$$R = \frac{\text{(radio medio de la corona)}}{2} = \frac{111.76 - 3.18}{2} = 54.29 \text{ cm}$$

$$WR^2 \text{ (efecto de volante)} = 75 \times 0.5429^2 = 22.1 \text{ kilogrametros}^2$$

Nota—Este método aproximado ignora el efecto WR² de brazos y cubos. Para un resultado más exacto, puede lograrse una aproximación del WR² de brazos y cubos y agregársela al WR² de la corona.



$$F = S(N-1) + 2E$$

N = 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 pleno 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 las 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.

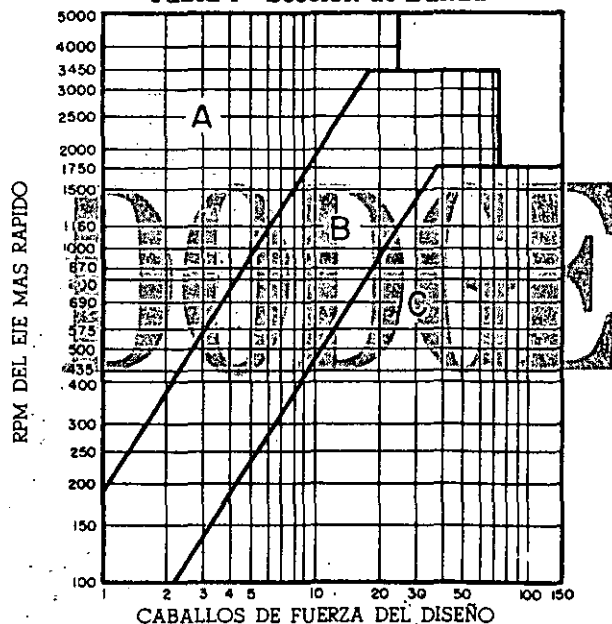
Paso 4—En la línea de la velocidad propulsada de 274 rpm se encuentran los diámetros de paso de las poleas, 21.50 cm. (8.5") y 91.44 cm (36"). Observe que la polea del motor se encuentra dentro del estándar para el diámetro mínimo de estas poleas. Vea Tabla 3.

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 de 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. Escoger el grupo abajo indicado cuyas 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>Motores AC: Par Motor Normal, Jaula de ardilla, Sincronizados, Fase Dividida.</p> <p>Motores DC: Embobinado en derivación</p> <p>Motores de Explosión*: Combustión Interna de Cilindros Múltiples</p>		<p>Motores AC: Alto Par Motor, Gran deslizamiento, Repulsión-Inducción, Monofásicos, Embobinado en Serie, Anillos Deslizantes.</p> <p>Motores DC: Embobinado en Serie, Embobinado Compuesto.</p> <p>Motores de Explosión*: Combustión Interna de un solo Cilindro.</p> <p>Embragues Ejes de Transmisión</p>			
	<p>Servicio Intermitente</p> <p>3 a 5 horas Diarias o por Temporada</p>	<p>Servicio Normal</p> <p>8 a 10 Horas Diarias</p>	<p>Servicio Continuo</p> <p>16 a 24 Horas Diarias</p>	<p>Servicio Intermitente</p> <p>3 a 5 Horas Diarias o por Temporada</p>	<p>Servicio Normal</p> <p>8 a 10 Horas Diarias</p>	<p>Servicio Continuo</p> <p>16 a 24 Horas Diarias</p>
<p>Agitadores de líquidos Ventiladores y extractores Compresores y bombas centrífugas Ventiladores hasta de 10 HP Bandas transportadoras de Servicio Liviano</p>	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<p>Bandas transportadoras para Arena, Granos, etc. Mezcladoras de masa Ventiladores sobre 10 HP Generadores Ejes de Transmisión Máquina de lavar Herramientas mecánicas Balancines, Prensa-Cizallas Maquinaria de Imprenta Bombas giratorias de desplazamiento positivo Tamices revolventes y de vibración</p>	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<p>Máquinas ladrilleras Palas 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>	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<p>Tritadoras (Rodillo-Mordaza-Giratoria) Molinos (Tubo-Varilla-Rolular) Grúas Calandrias de Hule-Troqueladoras-Molinos</p>	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
<p>Equipo de Extinción* Condiciones en Riesgos de Incendio*</p>	2.0	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																			
	½	¾	1	1½	2	3	5	7½	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	20.96	22.86	25.40	25.40	33.02	38.10	45.72	50.80
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 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																								
3450	1750	1160		Propulsora		Propulsada		3450	1750	1160	A26	A31	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105									
cm.	pulg.	cm.	pulg.	cm.	pulg.	cm.	pulg.	cm.	pulg.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.	cm.									
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	54.36	59.44	65.79	75.95	84.84	91.19	97.54	103.89	111.51	122.94									
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	1.06	1.08	1.10
3450	1750	1160	1.00	10.16	4.0	10.16	4.0	3.19	2.13	1.56	18.80	25.15	30.23	34.04	39.12	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	100.08	107.70	119.13									
3450	1750	1160	1.00	10.67	4.2	10.67	4.2	3.48	2.33	1.70	18.03	24.38	29.46	33.27	38.35	43.43	49.78	54.86	61.21	71.37	80.26	86.61	92.96	99.31	106.93	118.36									
3450	1750	1160	1.00	11.18	4.4	11.18	4.4	3.76	2.53	1.84	17.53	23.37	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35									
3450	1750	1160	1.00	11.68	4.6	11.68	4.6	4.02	2.72	1.98	16.76	22.61	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59									
3450	1750	1160	1.00	12.19	4.8	12.19	4.8	4.28	2.91	2.12	21.84	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82									
3450	1750	1160	1.00	12.70	5.0	12.70	5.0	4.52	3.10	2.26	21.08	26.16	29.97	35.05	40.13	46.48	51.56	57.91	68.07	76.96	83.31	89.66	96.01	103.63	115.06									
										Factores →										.81	.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10
3450	1750	1160	1.00	13.21	5.2	13.21	5.2	4.76	3.30	2.40	20.32	25.40	29.21	34.29	39.37	45.72	50.80	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30									
3450	1750	1160	1.00	13.72	5.4	13.72	5.4	4.96	3.57	2.54	19.56	24.64	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54									
.....	1750	1160	1.00	14.22	5.6	14.22	5.6	3.84	2.67	23.88	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	81.03	87.38	93.73	101.35	112.78									
.....	1750	1160	1.00	14.73	5.8	14.73	5.8	3.93	2.80	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	80.01	86.36	92.71	100.33	111.76									
										Factores →										.81	.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10
.....	1750	1160	1.00	15.24	6.0	15.24	6.0	4.01	2.93	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35									
.....	1750	1160	1.00	15.75	6.2	15.75	6.2	4.19	3.07	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	78.49	84.84	91.19	98.81	110.24										
.....	1750	1160	1.00	16.26	6.4	16.26	6.4	4.36	3.20	24.38	29.46	34.54	40.62	46.70	52.83	62.99	71.88	78.23	84.58	91.95	99.57	111.00										
.....	1750	1160	1.00	17.78	7.0	17.78	7.0	4.86	3.57	27.18	32.26	37.34	43.43	49.51	55.63	65.79	74.68	81.03	87.38	94.00	101.62	109.47										
										Factores →										.81	.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10
.....	1699	1126	1.03	14.73	5.8	15.24	6.0	3.96	2.82	22.61	26.42	31.50	36.58	42.93	48.01	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51									
.....	1699	1126	1.03	15.24	6.0	15.75	6.2	4.04	2.95	21.84	25.65	30.73	35.81	42.16	47.24	53.59	63.75	72.64	78.99	85.34	91.69	99.31	110.74									
.....	1699	1126	1.03	15.75	6.2	16.26	6.4	4.22	3.09	21.08	24.89	29.97	35.05	41.40	46.48	52.83	62.99	71.88	78.23	84.58	91.95	99.57	110.98									
3317	1683	1115	1.04	11.68	4.6	12.19	4.8	4.08	2.75	2.05	22.35	27.43	31.24	36.32	41.40	47.75	52.83	59.18	69.34	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33									
3317	1683	1115	1.04	12.19	4.8	12.70	5.0	4.34	2.94	2.14	21.59	26.67	30.48	35.56	40.64	46.99	52.07	58.42	68.58	77.47	83.82	90.17	96.52	104.14	115.57									
										Factores →										.81	.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10
3317	1683	1115	1.04	12.70	5.0	13.21	5.2	4.59	3.13	2.22	20.57	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55									
3317	1683	1115	1.04	13.21	5.2	13.72	5.4	4.82	3.33	2.42	19.81	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79									
3317	1683	1115	1.04	13.72	5.4	14.22	5.6	5.02	3.60	2.56	19.05	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03									
.....	1683	1115	1.04	14.22	5.6	14.73	5.8	3.91	2.69	23.36	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	80.52	86.87	93.22	100.84	112.27									
3286	1667	1105	1.05	9.65	3.8	10.16	4.0	3.01	2.00	1.46	25.40	30.48	34.29	39.37	44.45	50.80	55.88	62.23	72.39	81.28	87.63	93.98	100.33	107.95	119.38									
3286	1667	1105	1.05	10.16	4.0	10.67	4.2	3.32	2.20	1.60	24.64	29.72	33.53	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	93.22	99.57	107.19	118.62									
										Factores →										.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	
3286	1667	1105	1.05	10.67	4.2	11.18	4.4	3.61	2.40	1.74	23.88	28.96	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86									
3286	1667	1105	1.05	11.18	4.4	11.68	4.6	3.89	2.60	1.88	23.11	28.19	32.00	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09									
3255	1651	1094	1.06	8.13	3.2	8.64	3.4	2.04	1.39	1.03	27.94	33.02	36.83	41.91	46.99	53.34	58.42	64.77	74.93	83.82	90.17	96.52	102.87	110.49	121.92									
3255	1651	1094	1.06	8.64	3.4	9.14	3.6	2.38	1.60	1.17	27.18	32.26	36.07	41.15	46.23	52.58	57.66	64.01	74.17	83.06	89.41	95.76	102.11	109.73	121.16									
										Factores →										.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	
3255	1651	1094	1.06	9.14	3.6	9.65	3.8	2.70	1.80	1.32	26.16	31.24	35.05	40.13	45.21	51.56	56.64	62.99	73.15	82.04	88.39	94.74	101.09	108.71	120.14									
3224	1636	1084	1.07	7.62	3.0	8.13	3.2	1.70	1.18	.88	28.70	33.78	37.59	42.67	47.75	54.10	59.18	65.53	75.69	84.58	90.93	97.28	103.63	111.25	122.68									
3224	1636	1084	1.07	8.13	3.2	8.64	3.4	2.04	1.39	1.03	27.94	33.02	36.83	41.91	46.99	53.34	58.42	64.77	74.93	83.82	90.17	96.52	102.87	110.49	121.92									
.....	1636	1084	1.07	14.22	5.6	15.24	6.0	3.91	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	100.33	111.76									
										Factores →										.84	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	
.....	1636	1084	1.07	14.73	5.8	15.75	6.2	4.00	2.84	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35								
.....	1636	1084	1.07	15.24	6.0	16.26	6.4	4.08	2.97	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	78.49	84.84	91.19	98.81	1									

Velocidades Transmítidas con RPM de Motor C _e			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															
1750	1750	1760		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.					A31	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	
3194	1620	1074	1.08	13.21	5.2	14.22	5.6	4.89	3.37	2.44	19.56	24.64	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43
3165	1606	1054	1.09	11.18	4.4	12.19	4.8	3.95	2.63	1.91	22.61	27.69	31.50	36.59	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48
3165	1606	1054	1.09	11.68	4.6	12.70	5.0	4.21	2.82	2.05	21.84	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71
.....	1606	1054	1.09	16.26	6.4	17.78	7.0	3.37	2.44	
Factores →											.83	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
3136	1591	1055	1.10	10.16	4.0	11.18	4.4	3.38	2.23	1.63	24.38	29.46	33.27	38.35	43.43	49.78	54.86	61.21	71.37	80.26	86.61	92.96	99.31	106.93	118.36	127.25
3136	1591	1055	1.10	10.67	4.2	11.68	4.6	3.67	2.43	1.77	23.37	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.21	70.36	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35	126.24
.....	1591	1055	1.10	14.73	5.8	16.26	6.4	4.03	2.87	
3108	1577	1045	1.11	9.14	3.6	10.16	4.0	2.76	1.83	1.35	25.91	30.99	34.80	39.88	44.96	51.31	56.39	62.74	72.90	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43	
3108	1577	1045	1.11	9.65	3.8	10.67	4.2	3.07	2.07	1.47	25.15	30.23	34.04	39.12	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	101.35	112.78	121.67	
Factores →											.83	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
3108	1577	1045	1.11	13.72	5.4	15.24	6.0	5.15	3.67	2.61	23.37	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	80.52	86.87	93.22	100.84	112.27	121.16
.....	1577	1045	1.11	14.22	5.6	15.75	6.2	3.94	2.74	22.61	26.42	31.50	36.58	42.93	48.01	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	93.73	105.16	120.40	
3080	1563	1036	1.12	8.64	3.4	9.65	3.8	2.44	1.63	1.20	26.67	31.75	35.56	40.64	45.72	52.07	57.15	63.50	73.66	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30	123.19	
3080	1563	1036	1.12	12.70	5.0	14.22	5.6	4.71	3.20	2.33	19.81	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79	
3080	1563	1036	1.12	13.21	5.2	14.73	5.8	4.95	3.40	2.47	19.05	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03	
Factores →											.83	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
3053	1549	1027	1.13	7.62	3.0	8.64	3.4	1.83	1.24	.93	28.19	33.27	37.08	42.16	47.24	53.59	58.67	65.02	75.18	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	
3053	1549	1027	1.13	8.13	3.2	9.14	3.6	2.17	1.45	1.08	27.43	32.51	36.32	41.40	46.48	52.83	57.91	64.26	74.42	83.31	89.66	96.01	103.63	115.06	123.95	
3053	1549	1027	1.13	11.68	4.6	13.21	5.2	3.28	2.85	2.07	21.59	26.67	30.48	35.56	40.64	46.99	52.07	58.42	68.58	77.47	83.82	90.17	97.79	109.22	120.65	
3053	1549	1027	1.13	12.19	4.8	13.72	5.4	3.54	3.04	2.21	20.57	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	96.77	108.20	117.09	
Factores →											.83	.86	.87	.89	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
.....	1549	1027	1.13	15.75	6.2	17.28	7.0	4.32	3.16	23.11	28.19	32.00	37.08	42.16	48.51	53.59	60.94	70.10	78.99	85.34	93.96	105.39	116.82	
3026	1535	1018	1.14	10.67	4.2	12.19	4.8	3.74	2.46	1.79	23.11	28.19	32.00	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	
3026	1535	1018	1.14	11.18	4.4	12.70	5.0	4.02	2.66	1.93	22.35	27.43	31.24	36.32	41.40	47.75	52.83	59.18	69.34	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33	
.....	1535	1018	1.14	14.22	5.6	16.26	6.4	3.97	2.76	22.18	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	79.25	85.60	91.95	99.57	111.00	
Factores →											.83	.86	.87	.89	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
3000	1522	1009	1.15	10.16	4.0	11.68	4.6	3.45	2.26	1.65	23.88	28.96	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86	
3000	1522	1009	1.15	13.21	5.2	15.24	6.0	5.02	3.43	2.49	23.88	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	81.03	87.38	93.73	101.35		
3000	1522	1009	1.15	13.72	5.4	15.75	6.2	5.22	3.70	2.63	22.66	26.47	31.55	36.63	42.98	48.06	54.41	64.57	73.46	79.81	86.16	93.78	105.21		
2970	1509	1000	1.16	9.65	3.8	11.18	4.4	3.14	2.06	1.51	24.64	29.72	33.53	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	93.22	99.57	107.19		
Factores →											.83	.86	.87	.89	.91	.93	.95	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2970	1509	1000	1.16	12.70	5.0	14.22	5.8	4.78	3.23	2.35	19.56	24.64	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	
2949	1496	991	1.17	9.14	3.6	10.67	4.2	2.83	1.86	1.37	25.40	30.48	34.29	39.37	44.45	50.80	55.88	62.23	72.39	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03		
2949	1496	991	1.17	11.68	4.6	13.21	5.4	4.28	2.85	2.07	21.08	26.16	29.97	35.05	40.13	46.48	51.56	57.91	68.07	76.96	83.31	89.66	96.01	103.63		
2949	1496	991	1.17	12.19	4.8	14.22	5.6	4.54	3.04	2.21	20.32	25.40	29.21	34.29	39.37	45.72	50.80	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87		
.....	1496	991	1.17	15.24	6.0	17.28	7.0	4.14	3.02	23.88	28.96	33.04	38.12	44.47	49.55	55.90	66.06	74.95	81.30	87.65	93.99	101.61		
Factores →											.83	.86	.87	.89	.91	.93	.95	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
.....	1496	991	1.17	17.78	7.0	20.83	8.2	4.99	3.66	
2924	1483	983	1.18	8.64	3.4	10.16	4.0	2.51	1.66	1.22	31.24	35.05	40.13	45.21	51.56	56.64	62.99	73.15	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79		
2924	1483	983	1.18	11.18	4.4	13.21	5.2	4.02	2.66	1.93	21.84	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39		
2899	1471	975	1.19	8.13	3.2	9.65	3.8	2.23	1.48	1.10	32.26	36.07	41.15	46.23	52.58	57.66	64.01	74.17	83.06	89.41	95.76	102.11	109.73		
Factores →											.83	.86	.87	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2899	1471	975	1.19	10.67	4.2	12.70	5.0	3.80	2.49	1.81	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16		
2899	1471	975	1.19	13.21	5.2	15.75	6.2	5.08	3.46	2.51	23.37	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	80.52	86.87	93.22	100.84		
2899	1471	975	1.19	13.72	5.4	16.26	6.4	5.28	3.73	2.65	22.61	26.42	31.50	36.58	42.93	48.01	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	93.73	105.16		
2875	1458	967	1.20	7.62	3.0	9.14	3.6	1.89	1.27	.95	33.02	36.													

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

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														
3450	1750	1160		Propulsora		Propulsada		3450	1750	1160	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112
2828	1434	951	1.22	9.14	3.6	11.18	4.4	2.89	1.89	1.39	30.23	34.04	39.12	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	100.08	107.70	119.13	128.02
2828	1434	951	1.22	11.68	4.6	14.22	5.6	4.34	2.90	2.09	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44
2805	1423	943	1.23	11.18	4.4	13.72	5.4	4.08	2.69	1.95	26.42	30.23	35.56	40.64	46.99	52.07	58.42	68.58	77.47	83.82	90.17	96.52	104.14	115.57	124.46
2805	1423	943	1.23	13.21	5.2	16.26	6.4	5.08	3.46	2.51	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	80.01	86.36	92.71	100.33	111.76	120.65
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	1.00	1.01	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2782	1411	935	1.24	8.64	3.4	10.67	4.2	2.57	1.69	1.24	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	128.78
2782	1411	935	1.24	10.67	4.2	13.21	5.2	3.80	2.49	1.81	27.43	31.24	36.32	41.40	47.75	52.83	59.18	69.34	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33	125.22
2782	1411	935	1.24	12.70	5.0	15.75	6.2	4.84	3.26	2.37	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	80.77	87.12	93.47	101.09	112.52	121.41
2760	1400	928	1.25	8.13	3.2	10.16	4.0	2.30	1.52	1.12	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	129.54
2760	1400	928	1.25	10.16	4.0	12.70	5.0	3.58	2.33	1.69	28.19	32.00	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	125.98
2760	1400	928	1.25	12.19	4.8	15.24	6.0	4.67	3.11	2.25	24.64	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.42
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	1.00	1.01	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2738	1389	921	1.26	9.65	3.8	12.19	4.8	3.27	2.13	1.55	28.96	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86	126.75
2738	1389	921	1.26	11.68	4.6	14.73	5.8	4.41	2.92	2.11	25.40	29.21	34.29	39.37	45.72	50.80	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30	123.19
2717	1378	913	1.27	7.62	3.0	9.65	3.8	1.96	1.31	.97	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	130.30
2717	1378	913	1.27	11.18	4.4	14.22	5.6	4.15	2.73	1.97	26.16	29.97	35.05	40.13	46.48	51.56	57.91	68.07	76.96	83.31	89.66	96.01	103.63	115.06	123.95
2695	1367	906	1.28	9.14	3.6	11.68	4.6	2.98	1.93	1.41	29.72	33.53	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	93.22	99.57	107.19	118.62	127.51
2695	1367	906	1.28	12.70	5.0	16.26	6.4	4.91	3.30	2.39	23.37	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	80.52	86.87	93.22	100.84	112.27	121.16
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	1.00	1.01	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2675	1357	896	1.28	16.26	6.4	20.83	8.2	5.66	4.56	3.33	30.48	34.29	39.37	44.45	50.80	55.88	62.23	72.39	81.28	87.63	93.98	100.33	107.95	119.38	128.27
2675	1357	899	1.29	10.67	4.2	13.72	5.4	3.87	2.53	1.83	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71
2675	1357	899	1.29	12.19	4.8	15.75	6.2	4.67	3.11	2.25	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03	121.92
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.10	1.11
2654	1346	892	1.30	10.16	4.0	13.21	5.2	3.58	2.33	1.69	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48
2654	1346	892	1.30	11.68	4.6	15.24	6.0	4.41	2.92	2.11	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79	122.68
2654	1346	892	1.30	13.72	5.4	17.78	7.0	5.35	3.77	2.67	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	78.49	84.84	91.19	98.81	110.24	119.13
2654	1336	885	1.31	8.13	3.2	10.67	4.2	2.30	1.52	1.12	31.24	35.05	40.13	45.21	51.56	56.64	62.99	73.15	82.04	88.39	94.74	101.09	108.71	120.14	129.03
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.10	1.11
2614	1326	879	1.32	9.65	3.8	12.70	5.0	3.27	2.13	1.55	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35	126.24
2614	1326	879	1.32	11.18	4.4	14.73	5.8	4.15	2.73	1.97	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44
2594	1316	872	1.33	7.62	3.0	9.65	3.8	1.96	1.31	.97	32.00	36.07	41.15	46.23	52.58	57.66	64.01	74.17	83.06	89.41	95.76	102.11	109.73	121.16	130.05
2594	1316	872	1.33	9.14	3.6	12.19	4.8	2.96	1.93	1.41	29.21	33.02	38.10	43.18	49.53	54.61	60.96	71.12	80.01	86.36	92.71	99.06	106.68	118.11	127.00
2594	1316	872	1.33	10.67	4.2	14.22	5.6	3.87	2.53	1.83	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	83.57	89.92	96.27	103.89	115.32	124.21
2594	1316	872	1.33	12.19	4.8	16.26	6.4	4.67	3.11	2.25	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	80.77	87.12	93.47	101.09	112.52	121.41
											Factores →														
											.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.10	1.11
2556	1296	859	1.35	8.64	3.4	11.68	4.6	2.70	1.76	1.28	30.23	34.04	39.12	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	100.08	107.70	119.13	128.02
2556	1296	859	1.35	10.16	4.0	13.72	5.4	3.64	2.36	1.71	27.43	31.24	36.32	41.40	47.75	52.83	59.18	69.34	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33	125.22
2556	1296	859	1.35	11.68	4.6	15.75	6.2	4.47	2.95	2.13	24.38	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.42
2556	1296	859	1.35	13.21	5.2	17.78	7.0	5.21	3.53	2.55	21.59	25.40	30.48	35.56	41.91	47.24	53.59	63.75	72.64	78.99	85.34	91.69	99.31	110.74	119.63
2537	1287	853	1.36	11.18	4.4	15.24	6.0	4.21	2.76	1.99	25.15	29.21	34.29	39.37	45.72	50.80	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30	123.19
											Factores →														
											.85	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.10	1.11
2518	1277	847	1.37	9.65	3.8	13.21	5.2	3.33	2.16	1.57	28.19	32.00	37.08	42.16	48.51	53.59	59.94	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	125.98
2500	1268	841	1.37	15.24	6.0	20.83	8.2																		

Velocidades Transmítidas 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.				A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120
2482	1259	835	1.39	11.68	4.6	16.26	6.4	4.47	2.95	2.13	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03	121.92	132.08
2464	1250	829	1.40	7.62	3.0	10.67	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	88.90	95.25	101.60	109.22	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	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	59.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87
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	79.25	85.60	91.95	99.57	111.00	119.89	130.05
2447	1241	823	1.41	8.54	3.4	12.19	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	93.22	99.57	107.19	118.62	127.51	137.67
										Factores →																
2447	1241	823	1.41	11.18	4.4	15.75	6.2	4.21	2.76	1.99	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79	122.68	132.84
2447	1241	823	1.41	14.73	5.8	20.83	8.2	4.16	2.76	2.95	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	59.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87
2429	1232	817	1.42	9.65	3.8	13.72	5.4	3.33	2.16	1.57	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48	135.64
2413	1224	811	1.43	10.67	4.2	15.24	6.0	3.93	2.56	1.85	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44	133.60
										Factores →																
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	107.95	119.38	128.27	138.68
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	98.30	105.92	117.35	126.24	136.40
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	96.27	103.89	115.32	124.21	134.62
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	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43	132.59
2380	1207	800	1.45	15.75	6.2	22.86	9.0	4.42	3.22	2.27	24.38	28.19	33.27	38.35	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43	132.59
2363	1199	795	1.46	12.19	4.8	17.78	7.0	4.73	3.14	2.27	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
										Factores →																
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	108.71	120.14	129.03	139.19
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	106.68	118.11	127.00	137.16
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	104.65	116.08	124.97	135.13
										Factores →																
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	56.90	67.06	75.95	82.30	88.65	95.00	102.62	114.05	122.94	133.10
2300	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	107.70	119.13	128.02	138.18
2300	1167	773	1.50	9.14	3.6	13.72	5.4	3.02	1.96	1.43	27.94	31.75	36.83	41.91	48.26	53.34	59.69	70.10	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	125.98	136.14
2300	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	103.63	115.06	123.95	134.11
										Factores →																
2270	1151	763	1.52	11.68	4.6	17.78	7.0	4.42	3.22	2.27	24.38	28.19	33.27	38.35	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43	132.59
2270	1151	763	1.52	13.72	5.4	20.83	8.2	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	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	108.71	120.14	129.03	139.19
2255	1144	758	1.53	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	106.68	118.11	127.00	137.16
2255	1144	758	1.53	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	104.65	116.08	124.97	135.13
2255	1144	758	1.53	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	56.90	67.06	75.95	82.30	88.65	95.00	102.62	114.05	122.94	133.10
2255	1144	758	1.53	11.68	4.6	17.78	7.0	4.42	3.22	2.27	24.38	28.19	33.27	38.35	44.96	50.04	56.39	66.55	75.44	81.79	88.14	94.49	102.11	113.54	122.43	132.59
2255	1144	758	1.53	12.70	5.0	19.29	8.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	13.72	5.4	20.83	8.2	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	14.73	5.8	22.86	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	15.75	6.2	24.38	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	16.26	6.4	25.90	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	17.78	7.0	27.42	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	18.79	7.4	28.94	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	19.80	7.8	30.46	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	20.81	8.2	31.98	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	21.82	8.6	33.50	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100.08	111.51	120.40	130.56
2255	1144	758	1.53	22.83	9.0	35.02	9.0	5.48	3.83	2.71	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.36	64.52	73.41	79.76	86.11	92.46	100			

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

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																
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.				A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128
2092	1061	703	1.65	8.64	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	125.95	135.14	146.30
.....	1054	699	1.66	16.26	6.4	26.92	10.6	4.62	3.37	32.00	37.08	43.69	53.85	62.74	69.08	75.44	81.79	89.41	100.84	109.73	120.4	130.30
2066	1048	695	1.67	7.62	3.0	12.70	5.0	2.09	1.37	1.01	29.97	33.78	38.86	44.20	50.55	55.63	61.98	72.14	81.03	87.38	93.73	100.08	107.70	119.13	128.02	138.18	148.34
2066	1048	695	1.67	9.14	3.6	15.24	6.0	3.09	1.99	1.45	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87	145.03
2066	1048	695	1.67	10.67	4.2	17.78	7.0	4.00	2.59	1.87	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	80.77	87.12	93.47	101.09	112.52	121.41	131.57	141.73
2066	1048	695	1.67	13.72	5.4	22.86	9.0	5.48	3.83	2.71	25.91	30.99	37.34	42.42	49.02	59.18	68.07	74.42	80.77	87.12	94.74	106.17	115.06	125.22	135.38
Factores →											.84	.86	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
2054	1042	690	1.68	9.65	3.8	16.26	6.4	3.40	2.19	1.59	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44	133.60	143.76
2042	1036	686	1.69	8.13	3.2	13.72	5.4	2.43	1.58	1.16	28.70	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86	126.75	136.91	147.07
2018	1023	678	1.71	8.64	3.4	14.73	5.8	2.77	1.79	1.30	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48	135.64	145.80
2018	1023	678	1.71	12.19	4.8	20.83	8.2	4.80	3.17	2.39	23.62	28.70	33.78	40.13	45.47	51.82	61.98	70.87	77.22	83.57	89.92	97.54	108.97	117.86	128.02	138.18
Factores →											.85	.85	.87	.89	.92	.93	.96	.98	1.00	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
.....	1023	678	1.71	15.75	6.2	26.92	10.6	4.45	3.24	32.51	37.59	43.94	54.10	63.25	69.60	75.95	82.30	89.92	101.35	110.24	120.40	130.56	
.....	1023	678	1.71	17.78	7.0	30.48	12.0	5.12	3.74	32.51	37.59	43.94	54.10	63.25	69.60	75.95	82.30	89.92	101.35	110.24	120.40	130.56	
2006	1017	674	1.72	9.14	3.6	15.75	6.2	3.09	1.99	1.45	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	83.57	89.92	96.27	103.89	115.32	124.21	134.37	144.53
1994	1012	671	1.73	7.62	3.0	13.21	5.2	2.09	1.37	1.01	29.72	33.53	38.61	43.69	50.04	55.12	61.47	71.63	80.52	86.87	93.22	99.57	107.19	118.62	127.51	137.67	147.83
1994	1012	671	1.73	13.21	5.2	22.86	9.0	5.28	3.56	2.57	26.16	31.50	37.85	42.93	49.28	59.44	68.33	74.68	81.03	87.38	95.00	106.43	115.32	125.48	135.64
Factores →											.85	.85	.87	.89	.92	.93	.96	.98	1.00	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
1971	1000	663	1.75	8.13	3.2	14.22	5.6	2.43	1.58	1.16	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35	126.24	136.40	146.56
1971	1000	663	1.75	10.16	4.0	17.78	7.0	3.21	2.39	1.73	23.88	27.69	32.77	37.85	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	81.28	87.63	93.98	101.60	113.03	121.92	132.08	142.24
1960	994	659	1.76	8.64	3.4	15.24	6.0	2.77	1.79	1.30	27.18	30.99	36.07	41.15	47.50	52.58	58.93	69.09	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33	125.22	135.38	145.54
.....	989	655	1.77	15.24	6.0	26.92	10.6	4.27	3.10	26.16	32.77	37.85	44.45	50.04	59.44	68.33	74.68	81.03	87.38	95.00	106.43	115.32	125.48	135.64
1938	983	652	1.78	9.14	3.6	16.26	6.4	3.09	1.99	1.45	25.91	29.72	34.80	39.88	46.23	51.56	57.91	68.07	76.96	83.31	89.66	96.01	103.63	115.06	123.95	134.11	144.27
Factores →											.84	.85	.88	.89	.92	.94	.96	.98	1.00	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
1938	983	652	1.78	11.68	4.6	20.83	8.2	4.54	2.99	2.15	23.88	29.21	34.29	40.64	45.72	52.07	62.23	71.12	77.47	83.82	90.42	98.04	109.47	118.36	128.52	138.68
1917	972	644	1.80	7.62	3.0	13.72	5.4	2.09	1.37	1.01	29.21	33.02	38.10	43.18	49.53	54.61	60.96	71.12	80.01	86.36	92.71	99.06	106.68	118.11	127.00	137.16	147.32
1917	972	644	1.80	12.70	5.0	22.86	9.0	5.04	3.36	2.43	26.67	31.75	36.83	41.91	47.50	56.39	65.28	71.63	77.98	84.33	91.95	103.38	112.27	122.43	132.59
1906	967	641	1.81	8.13	3.2	14.73	5.8	2.43	1.58	1.16	27.94	31.75	36.83	41.91	48.26	53.34	59.69	69.85	78.99	85.34	91.69	98.04	105.66	117.09	125.98	136.14	146.30
1895	961	637	1.82	8.64	3.4	15.75	6.2	2.77	1.79	1.30	26.67	30.48	35.56	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87	145.03
Factores →											.84	.85	.87	.89	.92	.94	.96	.98	1.00	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
.....	956	634	1.83	14.73	5.8	26.92	10.6	4.19	2.97	26.92	33.27	38.35	44.70	50.78	60.94	69.83	76.18	82.53	89.14	96.76	104.38	112.99	121.60	131.32
1875	951	630	1.84	9.65	3.8	17.78	7.0	3.40	2.19	1.59	24.13	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	81.53	87.88	94.23	101.85	113.54	122.43	132.59	142.75
1860	941	624	1.86	11.18	4.4	20.83	8.2	4.28	2.79	2.01	20.57	24.38	29.46	34.54	40.89	46.23	52.58	62.74	71.63	77.98	84.33	90.68	98.30	109.73	118.62	128.78	138.94
1845	936	620	1.87	7.62	3.0	14.22	5.6	2.09	1.37	1.01	28.70	32.51	37.59	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86	126.75	136.91	147.07
1835	931	617	1.88	8.13	3.2	15.24	6.0	2.43	1.58	1.16	24.43	28.24	33.58	38.66	44.81	50.96	57.11	67.27	76.16	82.51	88.86	95.21	102.83	114.26	123.15	133.31	143.47
Factores →											.84	.85	.87	.89	.92	.94	.96	.98	1.00	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12	1.13
1835	931	617	1.88	8.64	3.4	16.26	6.4	2.77	1.79	1.30	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	83.57	89.92	96.27	103.89	115.32	124.21	134.37	144.53
1835	931	617	1.88	12.19	4.8	22.86	9.0	4.80	3.17	2.29	26.92	32.30	38.61	43.69	50.04	60.20	69.09	75.44	82.04	88.39	96.01	107.44	116.33	126.49	136.65
.....	931	617	1.88	16.26	6.4	30.48	12.0	4.62	3.37	28.96	34.04	40.64	50.80	59.69	66.04	72.64	78.99	86.61	98.04	106.93	117.09	127.25	
.....	926	614	1.89	14.22	5.6	26.92	10.6	4.10	2.84	26.92	33.53	38.61	45.21	55.37	64.26	70.61	76.96	83.31	91.19	102.62	111.51	121.67	131.83
Factores →											.83	.85	.86	.88	.90	.91	.95	.98	1.00	1.02	1.03	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.13
1787	907	601	1.93	7.62	3.0	14.73	5.8	2.09	1.37	1.01	28.45	32.26	37.34	42.42	48.77	53.85	60.20	70.36	79.25	85.60	91.95	98.30	105.92	117.35	126.24	136.40	146.56
1778	902	598																									

Velocidades Transmítidas 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.				A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128	
1691	858	569	2.04	13.21	5.2	26.92	10.6	5.34	3.59	2.60																	
1683	854	566	2.05	10.16	4.0	20.83	8.2	3.77	2.42	1.76	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.99	53.34	63.50	72.39	78.74	85.09	91.44	99.06	110.49	119.38	129.54	139.70
1683	854	566	2.05	11.18	4.4	22.86	9.0	4.34	2.82	2.04																	
1675	850	563	2.06	8.64	3.4	17.78	7.0	2.83	1.82	1.33																	
										Factores →																	
										.80	.84	.87	.88	.91	.93	.95	.98	1.00	1.02	1.03	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.13	
1667	845	560	2.07	7.62	3.0	15.75	6.2	2.15	1.40	1.04	27.43	31.24	36.32	41.40	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48	135.64	145.80
	845	560	2.07	14.73	5.8	30.48	12.0		4.22	3.00																	
1627	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 →																	
										.83	.84	.87	.88	.91	.93	.95	.98	1.00	1.02	1.03	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.13	
1612	818	542	2.14	10.67	4.2	22.86	9.0	4.06	2.62	1.90																	
	818	542	2.14	14.22	5.6	30.48	12.0		4.13	2.87																	
	818	542	2.14	17.78	7.0	38.10	15.0		5.15	3.77																	
1597	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 →																	
										.82	.85	.88	.88	.90	.92	.95	.97	.99	1.02	1.03	1.04	1.06	1.08	1.09	1.11	1.13	
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	23.37	28.45	33.53	39.88	45.21	51.56	61.72	70.61	76.96	83.31	89.66	97.54	108.97	117.86	128.02	138.18	
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 →																	
										.81	.85	.87	.88	.91	.92	.94	.96	.99	1.01	1.02	1.03	1.06	1.08	1.09	1.11	1.12	
1481	751	498	2.33	7.62	3.0	17.78	7.0	2.15	1.40	1.04																	
	748	496	2.34	16.26	6.4	38.10	15.0	4.65	3.40	2.46																	
1456	738	489	2.37	9.65	3.8	22.86	9.0	3.45	2.22	1.62																	
1438	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	2.83	1.82	1.33																	
1432	726	481	2.41	11.18	4.4	26.92	10.6	4.34	2.82	2.04																	
	723	479	2.42	15.75	6.2	38.10	15.0	4.48	3.27	2.32																	
										Factores →																	
										.82	.85	.88	.88	.90	.92	.95	.97	.99	1.01	1.02	1.03	1.06	1.08	1.09	1.11	1.12	
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																	
	700	464	2.50	15.24	6.0	38.10	15.0	5.54	4.30	3.13																	
1369	694	460	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 →																	
										.81	.84	.87	.88	.91	.93	.96	.98	1.01	1.02	1.03	1.05	1.08	1.09	1.11	1.12		
	681	451	2.57	17.78	7.0	45.72	18.0	5.15	3.77	2.74																	
	676	448	2.59	14.73	5.8	38.10	15.0	4.22	3.00	2.18																	
1322	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																	
	653	433	2.68	14.22	5.6	38.10	15.0	4.13	2.87	2.04																	
										Factores →																	
										.80	.83	.85	.88	.90	.92	.95	.96	.99	1.01	1.02	1.04	1.07	1.08	1.11	1.12		
1264	641	425	2.73	7.62	3.0	20.83	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																	
	623	413	2.81	16.26	6.4	45.72	18.0	4.65	3.40	2.46																	
1206	612	406	2.86	10.67	4.2	30.48	12.0	4.06	2.62	1.90																	
										Factores →																	
										.81	.83	.84	.88	.91	.94	.86	.87	.91	1.01	1.02	1.04	1.07	1.08	1.10	1.12		
1254	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																	
	623	413	2.81	16.26	6.4	45.72	18.0	4.65	3.40	2.46																	
1206	612	406	2.86	10.67	4.2	30.48	12.0	4.06	2.62	1.90																	
										Factores →																	
										.81	.83	.															

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "A"

Velocidades Transmítidas 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.				A23	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128		
1198	608	403	2.88	13.21	5.2	38.10	15.0	5.34	3.59	2.60						35.31	45.97	55.12	61.72	68.33	74.68	82.30	93.98	102.87	113.03	123.44		
	603	400	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	104.65	115.06		
1173	595	395	2.94	9.14	3.5	26.92	10.5	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	78.95	85.34	91.69	99.31	110.74	119.63	130.05	
1150	583	387	3.00	10.16	4.0	30.46	12.0	3.77	2.42	1.76						26.42	33.02	38.35	44.70	55.12	64.26	70.61	76.96	83.57	91.19	102.62	111.51	121.67
1150	583	387	3.00	12.70	5.0	38.10	15.0	5.10	3.39	2.46							35.81	45.48	55.63	61.98	68.58	74.93	82.80	94.23	103.38	113.54	123.70	
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			
	583	387	3.00	15.24	6.0	45.72	18.0		4.30	3.13							36.83	46.48	53.34	59.94	66.29	74.17	85.85	94.74	105.16	115.32		
	565	374	3.10	14.73	5.8	45.72	18.0		4.22	3.00							37.34	46.99	53.59	60.20	66.80	74.42	86.11	95.25	105.41	115.82		
1106	561	372	3.12	8.64	3.4	26.92	10.6	2.83	1.82	1.33			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	135.89	
1102	559	371	3.13	12.19	4.8	38.10	15.0	4.86	3.20	2.32						26.67	33.27	38.61	45.21	55.63	64.52	70.87	77.47	83.82	91.44	102.87	111.76	122.17
1092	554	367	3.16	9.65	3.8	30.48	12.0	3.46	2.22	1.62							37.59	47.24	53.85	60.45	67.06	74.93	86.61	95.50	105.92	116.08		
	545	361	3.21	14.22	5.5	45.72	18.0		4.13	2.87								37.59	47.24	53.85	60.45	67.06	74.93	86.61	95.50	105.92	116.08	
Factores →										.80	.82	.86	.89	.90	.95	.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	114.30	124.46	
1042	529	350	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	136.40	
1036	526	348	3.33	9.14	3.6	30.48	12.0	3.15	2.02	1.48							45.47	55.88	65.02	71.37	77.72	84.07	91.95	103.38	112.27	122.43	132.59	
1036	526	348	3.33	13.72	5.4	45.72	18.0	5.54	3.86	2.74							58.10	68.51	77.65	84.00	90.35	96.70	103.05	109.40	115.75	122.10	128.45	
1012	513	340	3.41	11.18	4.4	38.10	15.0	4.34	2.82	2.04							47.50	57.91	67.05	73.40	79.75	86.10	92.45	98.80	105.15	111.50	117.85	
997	506	335	3.46	12.21	5.2	45.72	18.0	5.34	3.59	2.60							36.58	47.50	56.64	63.25	69.60	76.20	83.82	95.25	104.39	114.55	124.71	
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	.95	.95	.98	.99	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							45.72	56.13	65.28	71.63	78.23	84.58	92.20	103.63	112.78	122.94	133.10	
966	490	325	3.57	19.57	4.2	38.10	15.0	4.06	2.62	1.99							47.75	56.90	63.50	70.10	76.45	82.07	87.96	95.76	104.65	115.06	125.22	
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	117.09		
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	52.83	59.44	66.04	72.64	79.24	85.84	92.44	
920	467	309	3.75	10.16	4.0	38.10	15.0	3.77	2.42	1.76							48.01	57.40	63.75	70.36	76.71	84.58	96.01	105.16	115.32	125.48		
Factores →										.80	.85	.88	.89	.91	.95	.95	.97	.99	1.00	1.03	1.05	1.07	1.09	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	117.60		
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	117.86		
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	64.95	70.61	77.21	84.84	96.52	105.41	115.82	125.98	
863	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	133.86		
845	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	118.36		
827	420	278	4.17	9.14	3.6	38.10	15.0	3.15	2.02	1.48							48.77	57.91	64.52	71.12	77.47	85.34	96.77	105.66	116.08	126.24		
Factores →										.80	.84	.85	.87	.91	.94	.96	.98	.99	1.00	1.02	1.05	1.06	1.09	1.10				
804	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	118.62		
782	397	263	4.41	8.64	3.4	38.10	15.0	2.83	1.82	1.33							49.02	58.42	64.77	71.37	77.98	85.60	97.28	106.17	116.33	126.75		
767	389	258	4.50	10.16	4.0	45.72	18.0	3.77	2.42	1.76							40.13	49.78	56.64	63.25	69.85	77.72	89.41	98.30	108.71	119.13		
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	116.84	
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	98.55	108.96	119.38		
Factores →										.80	.86	.87	.92	.95	.97	.99	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10						
690	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	86.36	98.04	106.93	117.09	127.51
690	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	90.17	99.06	109.47	119.89		
652	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	90.42	99.57	109.73	120.14		
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	73.66	78.99	90.68	99.82	110.24	120.40		
575	292	193	6.00	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	91.19	100.08	110.49	120.90		
Factores →										.80	.86	.87	.91	.94	.97	.99	1.01	1.04	1.05	1.08	1.10							

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				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado															
1750	1160	870		Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	B35	B38	B42	B46	B51	B55	B60	B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120
1750	1160	870	1.00	12.70	5.0	12.70	5.0	3.39	2.61	2.12	26.92	36.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	85.34	90.42	96.77	105.66	115.62	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	124.70	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	5.5	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	101.50	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	46.00	52.35	62.51	71.40	79.02	84.10	90.45	99.34	109.50	118.39	128.55
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	44.24	50.59	60.75	69.64	77.26	82.34	88.69	97.58	107.74	116.63	126.79
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	42.46	48.81	58.97	67.86	75.48	80.56	86.91	95.80	105.96	114.85	125.01
1750	1160	870	1.00	21.84	8.6	21.84	8.6	8.67	6.69	5.38	16.30	19.11	24.19	29.27	34.35	40.70	46.86	54.48	63.37	71.00	76.08	82.43	91.32	101.48	110.37	120.53
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	23.63	9.4	23.63	9.4	9.62	7.51	6.03	14.53	17.34	22.42	27.50	32.58	38.93	45.09	52.71	61.60	69.22	74.30	80.65	89.54	99.70	108.59	118.75
1699	1126	845	1.03	14.73	5.8	15.24	6.0	4.78	3.62	2.91	22.11	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	22.59	26.40	31.48	36.56	42.91	48.00	54.35	64.51	73.40	81.02	86.10	92.45	101.34	111.50	120.39	130.55
1699	1126	845	1.03	16.26	6.4	16.76	6.6	5.71	4.32	3.46	22.83	26.64	31.72	36.80	43.15	48.23	54.58	64.74	73.63	81.25	86.33	92.68	101.57	111.73	120.62	130.78
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	22.08	25.89	30.97	36.05	42.40	47.48	53.83	64.00	72.89	80.51	85.59	91.94	100.83	110.99	120.14	130.30
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	3.33	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	23.37	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	81.79	86.87	93.22	102.11	112.27	121.16	131.32
1651	1094	821	1.06	16.26	6.4	16.76	6.6	5.79	4.37	3.51	22.61	26.42	31.50	36.58	42.93	48.01	54.36	64.52	73.41	81.03	86.11	92.46	101.35	111.51	120.40	130.56
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	14.22	5.6	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	14.73	5.8	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	15.24	6.0	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	15.75	6.2	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	13.21	5.2	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	124.70	133.86
1620	1074	806	1.08	13.21	5.2	13.72	5.4	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	21.08	24.89	29.97	35.05	41.40	46.48	52.83	62.99	71.88	79.50	84.58	90.93	99.82	109.01	117.90	127.09
1606	1064	798	1.09	21.84	8.6	23.88	9.4	8.93	6.86	5.51	19.32	23.13	28.21	33.29	39.64	44.72	51.07	61.23	69.12	76.74	81.82	88.17	97.06	106.92	115.81	125.70
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	108.46	117.35	127.51
1577	1045	784	1.11	13.72	5.4	14.22	5.6	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	14.73	5.8	4.63	3.49	2.81	23.37	27.18	32.26	37.34	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	81.79	86.87	93.22	102.11	112.27	121.16	131.32
1563	1036	777	1.12	12.70	5.0	13.																				

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmítidas 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																				
1750	1160	870		Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	B55	B60	B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173	B180	B195	B210	B240	B270	B300
795	527	395	2.20	12.70	5.0	27.94	11.0	4.16	3.12	2.50	39.62	45.97	56.13	65.28	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	236.98	273.05	311.66	350.01
792	525	394	2.21	14.22	5.6	31.50	12.4	5.14	3.83	3.06	35.31	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	213.87	232.92	269.24	307.34	345.44
774	513	385	2.26	17.27	6.8	39.12	15.4	6.99	5.23	4.17	42.93	52.07	64.17	75.94	85.02	91.63	99.82	109.82	120.74	132.61	145.44	159.24	174.01	190.75	208.46	227.14	246.89	284.60	324.31	366.02	
761	504	378	2.30	13.72	5.4	31.50	12.4	4.82	3.60	2.87	35.56	41.91	52.32	61.47	69.09	74.17	80.52	89.41	99.82	108.71	118.87	129.03	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	39.12	15.4	6.69	5.00	3.98	43.43	52.58	64.20	75.53	84.60	91.63	99.82	110.08	120.24	130.40	140.97	158.75	177.80	186.69	205.74	224.79	244.19	281.11	319.21	357.31	
751	498	373	2.33	21.84	8.6	50.80	20.0	9.44	7.20	5.76	45.72	54.87	66.50	77.83	86.90	93.93	102.12	112.38	122.64	132.90	143.16	153.42	171.20	190.25	199.14	218.19	237.24	274.16	313.08	352.00	
Factores											.84	.86	.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	52.23	61.72	69.34	74.68	81.03	89.92	100.08	108.97	119.13	129.54	149.86	167.64	186.69	195.58	214.63	233.68	270.00	309.37	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	120.90	141.22	159.00	178.05	186.94	206.25	225.50	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	196.09	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	66.04	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	299.97	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	63.50	75.16	82.64	89.62	97.64	106.70	115.76	124.82	133.88	153.10	170.88	189.93	198.82	217.87	236.92	273.24	311.59	349.89	
Factores											.85	.86	.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	4.31	3.43	2.69	33.78	44.45	53.59	61.21	67.90	72.90	82.04	92.20	102.36	112.52	122.68	142.99	160.77	178.55	187.44	206.33	225.22	261.54	299.86	338.18	
658	436	327	2.66	14.73	5.8	39.12	15.4	4.46	3.25	2.50	34.04	44.70	53.85	61.47	68.16	73.16	82.30	92.46	102.62	112.78	122.94	143.25	161.03	179.81	188.70	207.59	226.48	262.80	301.12	339.44	
658	436	327	2.66	23.88	9.4	63.50	25.0	10.4	8.02	6.44	42.93	52.07	64.17	75.94	85.02	91.63	99.82	109.82	120.74	132.61	145.44	159.24	174.01	190.75	208.46	227.14	246.89	284.60	324.31	366.02	
648	430	322	2.70	18.80	7.4	50.80	20.0	7.85	5.90	4.71	43.94	51.82	63.50	75.16	82.64	89.62	97.64	106.70	115.76	124.82	133.88	153.10	170.88	189.93	198.82	217.87	236.92	273.24	311.59	349.89	
646	428	321	2.71	17.27	6.8	46.74	18.4	6.99	5.23	4.17	44.95	52.83	64.20	75.53	84.60	91.63	99.82	110.08	120.24	130.40	140.97	158.75	177.80	186.69	205.74	224.79	244.19	281.11	319.21	357.31	
Factores											.84	.89	.90	.91	.93	.95	.97	.99	1.00	1.03	1.04	1.07	1.10	1.12	1.13	1.15	1.17	1.20	1.23	1.26	
636	422	316	2.75	14.22	5.6	39.12	15.4	5.14	3.83	3.06	44.96	54.36	64.98	74.37	81.36	87.35	94.34	103.23	113.12	123.01	132.90	152.80	170.69	189.64	198.53	217.42	236.31	272.63	310.95	349.27	
627	416	312	2.79	16.76	6.6	46.74	18.4	6.69	5.00	3.98	45.21	54.61	65.23	75.85	82.84	89.83	96.82	105.71	115.60	125.49	135.38	155.28	173.17	192.12	201.01	220.00	256.32	294.64	332.96		
614	407	305	2.85	13.72	5.4	39.12	15.4	4.82	3.60	2.87	47.24	56.64	67.26	77.88	84.87	91.86	98.85	107.74	117.63	127.52	137.41	157.31	175.20	194.15	203.04	222.03	258.35	296.67	335.00		
608	403	302	2.88	16.26	6.4	46.74	18.4	6.39	4.77	3.80	48.25	57.65	68.27	78.89	85.88	92.87	101.76	111.65	121.54	131.43	141.32	161.22	179.11	198.06	206.95	225.94	262.26	299.58	336.90		
601	399	299	2.91	21.84	8.6	63.50	25.0	9.44	7.20	5.76	50.26	59.66	70.28	80.90	87.89	94.88	103.77	113.66	123.55	133.44	143.33	163.23	181.12	199.01	207.90	226.89	263.21	299.53	335.85		
595	395	296	2.94	17.27	6.8	50.80	20.0	6.99	5.23	4.17	51.27	60.67	71.29	81.91	88.90	95.89	104.78	114.67	124.56	134.45	144.34	164.24	182.13	200.02	208.91	227.80	264.12	299.44	335.76		
Factores											.87	.88	.90	.93	.95	.97	.99	1.00	1.04	1.07	1.08	1.10	1.12	1.13	1.15	1.17	1.20	1.22	1.25		
591	392	294	2.96	13.21	5.2	39.12	15.4	4.49	3.36	2.69	52.28	61.68	72.30	82.92	89.91	96.90	105.79	115.68	125.57	135.46	145.35	165.25	183.14	201.03	209.92	228.81	265.13	299.45	335.77		
589	391	293	2.97	15.75	6.2	46.74	18.4	6.09	4.54	3.62	53.29	62.69	73.31	83.93	90.92	97.91	106.80	116.69	126.58	136.47	146.36	166.26	184.15	202.04	210.93	229.82	266.14	299.46	335.78		
578	383	287	3.03	16.76	6.6	50.80	20.0	6.69	5.00	3.98	54.30	63.70	74.32	84.94	91.93	98.92	107.81	117.70	127.59	137.48	147.37	167.27	185.16	203.05	211.94	230.83	267.15	299.47	335.79		
570	375	283	3.07	15.24	6.0	46.74	18.4	5.78	4.31	3.43	55.31	64.71	75.33	85.95	92.94	99.93	108.82	118.71	128.60	138.49	148.38	168.28	186.17	204.06	212.95	231.84	268.16	299.48	335.80		
568	377	282	3.08	12.70	5.0	39.12	15.4	4.16	3.12	2.50	56.32	65.72	76.34	86.96	93.95	100.94	109.83	119.72	129.61	139.50	149.39	169.29	187.18	205.07	213.96	232.85	269.17	299.49	335.81		
Factores											.84	.86	.88	.92	.93	.96	.98	.99	1.00	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	16.26	6.4	50.80	20.0	6.39	4.77	3.80	57.33	66.73	77.35	87.97	94.96	101.95	110.84	120.73	130.62	140.51	150.40	170.30	188.19	206.08	214.97	233.86	270.18	299.50	335.82		
552	366	274	3.17	14.73	5.8	46.74	18.4	5.46	4.07	3.25	58.34	67.74	78.36	88.98	95.97	102.96	111.85	121.74	131.63	141.52	151.41	171.31	189.20	207.09	215.98	234.87	271.19	299.51	335.83		
549	364	273	3.19	23.88	9.4	76.20	30.0	10.4	8.02	6.44	59.35	68.75	79.37	89.99	96.98	103.97	112.86	122.75	132.64	142.53	152.42	172.32	190.21	208.10	216.99	235.88	272.20	299.52	335.84		
542	359	269	3.23	15.75	6.2	50.80	20.0	6.09	4.54	3.62	60.36	69.76	80.38	90.99	97.98	104.97	113.86	123.75	133.64	143.53	153.42	173.32	191.21	209.10	217.99	236.88	273.20	299.53	335.85		
532	353	264	3.29	14.22	5.6	46.74	18.4	5.14	3.83	3.06	61.37	7																			

Velocidades Transmisoras con RPM de Motor de				Diám. de Paso de Poleas				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado																			
1750	1160	870	Relación	Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																			
				cm.	pu/g.	cm.	pu/g.				B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173	B180	B195	B210	B240	B270	B300	
494	328	246	3.54	13.21	5.2	46.74	18.4	4.49	3.36	2.69	37.85	47.50	55.63	60.96	67.56	76.71	86.87	96.01	106.43	116.59	137.16	154.94	174.24	183.13	202.18	221.23	257.56	295.66	334.01	
490	325	244.	3.57	14.22	5.6	50.80	20.0	5.14	3.83	3.06	42.42	50.80	56.13	62.99	72.14	82.55	91.69	102.11	112.27	132.84	150.88	169.93	178.82	198.12	217.17	253.49	292.10	330.20	
476	315	236	3.68	12.70	5.0	46.74	18.4	4.10	3.12	2.50	47.75	55.88	61.21	67.82	76.96	87.38	96.27	106.68	116.84	137.41	155.45	174.50	183.39	202.44	221.74	258.06	296.16	334.26	
476	315	236	3.68	17.27	6.8	63.50	25.0	6.99	5.23	4.17	47.50	57.40	68.33	77.72	88.14	98.81	119.63	137.67	156.97	176.97	195.86	185.17	204.22	240.54	278.89	316.99			
473	314	235	3.70	13.72	5.4	50.80	20.0	4.22	3.60	2.87	42.67	50.80	56.39	63.25	72.39	82.80	91.95	102.36	112.78	133.35	151.13	170.43	179.32	198.37	217.68	254.00	292.10	330.20	
* Factores ->										81	.85	.88	.89	.82	.93	.97	.99	1.01	1.03	1.06	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	99.06	119.89	137.92	157.23	176.37	185.42	204.72	241.05	279.40	317.50				
455	301	226	3.85	13.21	5.2	50.80	20.0	4.49	3.36	2.69	43.18	51.56	56.90	63.50	72.90	83.31	92.46	102.62	113.03	133.60	151.64	170.69	179.58	198.88	217.93	254.25	292.35	330.45	
448	297	223	3.91	16.26	6.4	63.50	25.0	6.39	4.77	3.60	48.01	58.17	69.89	78.49	88.90	99.57	120.14	138.43	157.73	166.62	185.93	204.98	241.30	279.65	318.01				
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	133.86	151.89	171.20	180.09	199.14	218.19	254.51	292.86	330.96	
434	288	216	4.03	15.75	6.2	63.50	25.0	6.09	4.54	3.62	48.51	58.42	69.34	78.74	89.15	99.82	120.65	138.68	157.99	166.88	186.18	205.49	241.81	280.16	318.26				
433	287	215	4.04	23.88	9.4	96.52	38.0	10.4	8.02	6.44	82.80	102.11	122.17	131.32	151.13	170.69	207.52	246.13	284.48		
* Factores ->										85	.87	.89	.82	.86	.97	.98	1.01	1.03	.96	.99	1.02	1.03	1.06	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	53.34	63.50	74.68	85.34	106.68	124.97	144.53	153.67	172.97	192.28	228.85	267.21	305.56		
420	278	209	4.17	15.24	6.0	63.50	25.0	5.78	4.31	3.43	48.77	58.67	69.60	78.99	89.66	100.08	120.90	138.94	158.24	167.39	186.44	205.74	242.96	280.42	318.52		
406	269	202	4.31	14.73	5.8	63.50	25.0	5.29	3.92	3.25	48.77	58.67	69.60	78.99	89.66	100.08	120.90	138.94	158.24	167.39	186.44	205.74	242.96	280.42	318.52		
397	263	197	4.41	17.27	6.8	76.20	30.0	6.94	5.07	4.25	48.77	58.67	69.60	78.99	89.66	100.08	120.90	138.94	158.24	167.39	186.44	205.74	242.96	280.42	318.52		
396	262	197	4.42	21.84	8.6	96.52	38.0	8.94	7.20	5.76	48.77	58.67	69.60	78.99	89.66	100.08	120.90	138.94	158.24	167.39	186.44	205.74	242.96	280.42	318.52		
* Factores ->										86	.88	.89	.82	.86	.95	.97	.94	.97	1.01	1.02	1.13	1.14	1.18	1.22	1.24			
392	260	195	4.46	14.22	5.6	63.50	25.0	5.71	4.31	3.43	49.78	59.44	65.65	72.90	83.31	92.46	102.62	113.03	133.60	151.64	170.69	179.58	198.88	217.93	254.25	292.35	330.45		
385	255	191	4.55	16.76	6.6	76.20	30.0	6.10	5.00	3.98	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
378	251	188	4.63	13.72	5.4	63.50	25.0	5.69	4.31	3.43	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
373	247	186	4.69	16.26	6.4	76.20	30.0	6.59	4.77	3.60	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
364	241	181	4.81	13.21	5.2	63.50	25.0	6.49	4.77	3.60	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
362	240	180	4.84	15.75	6.2	76.20	30.0	6.90	4.54	3.62	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
362	240	180	4.84	15.75	6.2	76.20	30.0	6.90	4.54	3.62	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
350	232	174	5.00	12.70	5.0	63.50	25.0	6.16	4.31	3.43	64.76	74.95	86.87	108.20	126.05	154.94	174.50	193.80	230.38	268.73	307.09				
* Factores ->										88	.88	.88	.88	.88	.88	.88	.88	.88	1.00	1.04	1.10	1.11	1.13	1.15	1.18	1.22	1.24	
350	232	174	5.00	15.24	6.0	76.20	30.0	6.52	4.31	3.43	65.71	76.96	87.88	109.22	127.51	147.07	166.23	185.51	205.22	231.39	269.75	308.10			
340	226	169	5.14	18.80	7.4	96.52	38.0	7.95	5.96	4.71	65.71	76.96	87.88	109.22	127.51	147.07	166.23	185.51	205.22	231.39	269.75	308.10			
338	224	168	5.17	14.73	5.8	76.20	30.0	6.46	4.07	3.25	65.71	76.96	87.88	109.22	127.51	147.07	166.23	185.51	205.22	231.39	269.75	308.10			
326	216	162	5.36	14.22	5.6	76.20	30.0	6.18	4.31	3.43	65.71	76.96	87.88	109.22	127.51	147.07	166.23	185.51	205.22	231.39	269.75	308.10			
315	209	156	5.56	13.72	5.4	76.20	30.0	6.18	4.31	3.43	65.71	76.96	87.88	109.22	127.51	147.07	166.23	185.51	205.22	231.39	269.75	308.10			
* Factores ->										83	.87	.94	.97	.93	.97	.93	.97	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.21	1.23				
313	208	156	5.59	17.27	6.8	96.52	38.0	6.99	5.23	4.17	86.87	106.17	126.49	135.89	155.70	175.26	212.09	250.70	289.31		
304	201	151	5.76	16.76	6.6	96.52	38.0	6.69	5.00	3.98	87.12	106.43	126.75	136.14	155.96	175.51	212.60	251.21	289.81		
303	201	151	5.77	13.21	5.2	76.20	30.0	4.49	3.36	2.69	87.12	106.43	126.75	136.14	155.96	175.51	212.60	251.21	289.81		
295	195	146	5.94	16.26	6.4	96.52	38.0	6.39	4.77	3.60	87.38	106.68	127.00	136.40	156.21	175.77	212.85	251.46	290.07		
292	193	145	6.00	12.70	5.0	76.20	30.0	4.16	3.12	2.50	87.38	106.68	127.00	136.40	156.21	175.77	212.85	251.46	290.07		
285	189	142	6.13	15.75	6.2	96.52	38.0	6.09	4.54	3.62	88.14	107.44	127.76	137.16	156.97	176.53	213.36	251.97	290.58		
276	183	137	6.33	15.24	6.0	96.52	38.0	5.78	4.31	3.43	88.14	107.44	127.76	137.16	156.97	176.53	213.36	251.97	290.58		
* Factores ->										83	.88	.92	.96	.93	.97	.96	.93	.97	1.06	1.07	1.10	1.12	1.16	1.20	1.22			

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "C"

Velocidades Trans- misiónes con RPM de Motor de	Rela- ción	Diam. de Paso de Polaris- propulsora		Propulsada		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																						
		cm.	in.	cm.	in.	1750	870	C51	C56	C60	C65	C75	C81	C85	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C173	C180	C195	C210	C240	C270	C300	C330
1750	1160	870	870	8.0	8.0	8.84	6.09	36.58	48.01	58.17	67.06	74.58	79.76	86.11	93.73	103.14	114.04	124.21	134.37	154.69	170.47	191.52	200.41	219.46	238.51	274.07	312.17	350.27	388.37	426.47
1750	1160	870	870	8.5	8.5	10.1	6.33	34.54	45.97	55.12	62.59	67.72	72.90	79.23	86.61	95.04	104.52	114.19	124.06	144.62	161.56	179.47	188.47	208.54	245.20	284.30	324.84	365.84	407.34	449.34
1750	1160	870	870	9.0	9.0	11.7	6.60	32.73	43.16	51.31	57.78	62.91	68.04	74.22	81.45	89.73	99.16	108.84	118.77	139.52	157.84	177.24	186.44	207.71	245.57	286.02	328.02	370.52	413.52	457.02
1750	1160	870	870	9.5	9.5	13.4	6.87	31.02	40.45	47.60	53.07	58.10	63.23	69.51	76.84	84.22	92.65	101.33	110.26	132.21	151.93	173.04	182.44	204.91	244.07	286.82	330.82	375.82	421.82	468.32
1750	1160	870	870	10.0	10.0	15.1	7.14	29.31	37.74	43.90	48.37	53.40	58.53	64.76	72.14	80.67	89.34	98.27	107.56	130.81	151.92	174.53	184.13	207.80	248.25	292.25	338.25	385.25	433.25	482.25
1750	1160	870	870	10.5	10.5	16.8	7.41	27.60	35.03	40.22	43.69	47.62	51.65	56.78	63.26	70.89	79.66	88.69	98.08	122.73	145.84	170.05	180.85	205.80	247.65	293.65	341.65	390.65	440.65	491.65
1750	1160	870	870	11.0	11.0	18.5	7.68	25.90	32.33	36.52	39.99	43.92	47.95	53.08	60.71	69.58	79.71	90.10	100.75	126.80	152.51	178.82	190.82	216.97	260.22	308.22	358.22	409.22	461.22	514.22
1750	1160	870	870	11.5	11.5	20.2	7.95	24.20	29.63	33.82	37.29	41.22	45.25	50.38	59.25	69.38	80.77	92.42	103.33	130.88	158.59	186.50	199.50	226.85	272.60	322.60	374.60	428.60	484.60	541.60
1750	1160	870	870	12.0	12.0	21.9	8.22	22.50	27.93	31.12	34.59	38.52	42.55	47.68	57.81	69.10	81.75	94.66	106.83	135.88	165.79	196.00	210.00	238.55	286.80	338.80	393.80	450.80	509.80	570.80
1750	1160	870	870	12.5	12.5	23.6	8.49	20.80	26.23	29.42	32.89	36.82	40.85	45.98	57.11	69.76	83.97	98.74	113.17	143.62	175.53	208.24	223.24	252.79	303.24	356.24	411.24	468.24	526.24	586.24
1750	1160	870	870	13.0	13.0	25.3	8.76	19.10	24.53	27.12	30.59	34.52	38.55	43.68	55.81	69.52	84.83	100.74	117.39	149.54	183.65	218.86	234.86	265.41	317.86	372.86	429.86	488.86	548.86	610.86
1750	1160	870	870	13.5	13.5	27.0	9.03	17.40	22.83	25.45	28.92	32.85	36.88	42.01	55.14	70.05	86.16	103.47	122.02	155.53	191.44	228.85	245.85	287.90	342.85	399.85	458.85	519.85	581.85	645.85
1750	1160	870	870	14.0	14.0	28.7	9.30	15.70	21.13	23.75	27.22	31.15	35.18	40.31	54.44	70.75	88.26	107.07	127.22	162.28	200.39	239.40	257.40	301.45	358.40	417.40	478.40	541.40	606.40	673.40
1750	1160	870	870	14.5	14.5	30.4	9.57	14.00	19.43	22.07	25.54	29.47	33.50	39.63	54.76	72.47	91.78	112.89	134.94	172.50	213.11	254.82	273.82	319.87	379.82	441.82	505.82	572.82	642.82	714.82
1750	1160	870	870	15.0	15.0	32.1	9.84	12.30	17.73	20.37	23.84	27.77	31.80	38.93	55.06	74.17	95.48	119.09	143.30	183.51	236.32	279.33	309.33	357.38	419.33	484.33	552.33	623.33	697.33	774.33
1750	1160	870	870	15.5	15.5	33.8	10.11	10.60	16.03	18.67	22.14	26.07	30.10	37.23	53.36	74.47	98.18	124.59	152.20	194.81	252.62	306.63	336.63	394.68	466.63	542.63	622.63	706.63	794.63	886.63
1750	1160	870	870	16.0	16.0	35.5	10.38	8.90	14.33	17.07	20.54	24.47	28.50	35.63	51.76	74.47	100.18	128.79	159.40	205.61	269.62	335.63	365.63	424.68	500.63	581.63	667.63	758.63	854.63	955.63
1750	1160	870	870	16.5	16.5	37.2	10.65	7.20	12.63	15.37	18.84	22.77	26.80	33.93	49.06	73.17	100.18	130.79	164.40	214.61	283.62	355.63	385.63	444.68	530.63	622.63	720.63	824.63	934.63	1050.63
1750	1160	870	870	17.0	17.0	38.9	10.92	5.50	10.93	13.67	17.14	21.07	25.10	32.23	45.36	70.47	99.18	132.79	171.40	226.61	299.62	385.63	415.63	474.68	570.63	674.63	784.63	900.63	1024.63	1157.63
1750	1160	870	870	17.5	17.5	40.6	11.19	3.80	9.23	11.97	15.44	19.37	23.40	30.53	42.66	68.77	99.48	135.09	185.30	253.31	335.32	435.33	465.33	524.38	630.33	744.33	866.33	996.33	1134.33	1280.33
1750	1160	870	870	18.0	18.0	42.3	11.46	2.10	7.53	10.27	13.74	17.67	21.70	28.83	39.96	68.07	100.18	141.79	195.40	267.41	355.42	465.43	495.43	554.48	660.43	782.43	912.43	1050.43	1206.43	1372.43
1750	1160	870	870	18.5	18.5	44.0	11.73	0.40	5.83	8.57	12.04	15.97	20.00	27.13	37.26	67.37	99.48	143.09	199.70	275.71	369.72	483.73	513.73	572.78	678.73	800.73	938.73	1094.73	1260.73	1437.73
1750	1160	870	870	19.0	19.0	45.7	12.00	1.70	4.13	6.87	10.34	14.27	18.20	25.33	35.46	65.57	99.68	144.29	204.90	284.91	382.92	499.93	529.93	588.98	694.93	826.93	974.93	1138.93	1314.93	1504.93
1750	1160	870	870	19.5	19.5	47.4	12.27	0.10	2.43	5.17	8.64	12.57	16.50	23.63	33.76	63.87	99.79	145.40	208.01	290.02	390.03	509.04	539.04	598.09	704.04	846.04	1002.04	1174.04	1364.04	1564.04
1750	1160	870	870	20.0	20.0	49.1	12.54	1.40	0.73	3.47	6.50	10.43	14.36	21.49	31.62	61.73	99.84	146.51	214.12	300.13	403.14	522.15	552.15	611.20	717.15	869.15	1035.15	1217.15	1417.15	1637.15
1750	1160	870	870	20.5	20.5	50.8	12.81	0.00	1.07	3.81	7.34	11.27	15.20	22.33	32.46	60.87	99.98	147.62	218.23	307.24	412.25	531.26	561.26	620.31	726.26	878.26	1054.26	1246.26	1454.26	1684.26
1750	1160	870	870	21.0	21.0	52.5	13.08	1.30	0.00	2.11	5.64	9.57	13.50	20.63	30.76	58.87	99.99	148.67	221.28	312.29	417.30	536.31	566.31	625.36	731.31	883.31	1069.31	1271.31	1491.31	1739.31
1750	1160	870	870	21.5	21.5	54.2	13.35	0.20	0.00	0.45	4.98	8.91	12.84	18.77	28.90	56.88	99.99	149.71	225.28	318.29	423.30	542.31	572.31	631.36	737.31	889.31	1085.31	1297.31	1527.31	1785.31
1750	1160	870	870	22.0	22.0	55.9	13.62	0.30	0.00	0.00	3.81	7.74	11.67	15.60	23.73	54.84	99.99	150.75	229.26	324.27	429.28	548.29	578.29	637.34	743.29	895.29	1101.29	1321.29	1569.29	1835.29
1750	1160	870	870	22.5	22.5	57.6	13.89	0.40	0.00	0.00	5.17	9.10	13.03	17.56	26.69	52.92	99.99	151.78	234.27	330.28	435.29	554.30	584.30	643.35	749.30	901.30	1107.30	1337.30	1595.30	1871.30
1750	1160	870	870	23.0	23.0	59.3	14.16	0.50	0.00	0.00	6.50	10.43	14.36	19.29	29.42	50.93	99.99	152.81	239.28	336.29	441.30	560.31	590.31	649.36	755.31	907.31	1113.31	1343.31	1611.31	1897.31
1750	1160	870	870	23.5	23.5	61.0	14.43	0.60	0.00	0.00	8.21	12.14	16.07	21.00	31.13	48.04	99.99	153.84	244.29	342.30	447.31	566.32	596.32	655.37	761.32	913.32	1119.32	1349.32	1627.32	1923.32
1750	1160	870	870	24.0	24.0	62.7	14.70	0.70	0.00	0.00	10.00	13.91	17.84	22.70	32.83	50.84	99.99	154.87	249.28	348.29	453.30	572.31	602.31	661.36	767.31	919.31	1125.31	1355.31	1643.31	1949.31
1750	1160	870	870	24.5	24.5	64.4	14.97	0.80	0.00	0.00	11.73	15.64	19.57	24.43	34.56	53.57	99.99	155												

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																	
1750	1160	870		Propulsora		Propulsada		1750	1160	870	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C173	C180	C195	C210	C240	C270	C300	C330	C360	
			cm.	pulg.	cm.	pulg.	Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																					
691	458	344	2.53	24.13	9.5	60.96	24.0	14.5	11.7	9.56	55.88	67.82	76.96	87.38	97.79	118.36	136.40	155.45	164.34	183.64	202.69	238.51	276.61	314.71	353.06	391.16	
655	434	326	2.67	22.86	9.0	60.96	24.0	13.4	10.7	8.77	56.39	68.58	77.72	88.14	98.55	119.13	137.16	156.46	165.35	184.66	203.71	239.27	277.62	315.72	352.82	392.18	
.....	422	316	2.75	40.64	16.0	111.76	44.0	21.9	18.7	97.28	106.68	126.75	146.56	181.88	221.49	260.10	298.45	336.80	
.....	419	314	2.77	33.02	13.0	91.44	36.0	17.7	14.8	83.82	102.36	122.17	131.32	150.88	170.18	206.25	244.60	282.96	321.31	359.41		
621	411	309	2.82	21.59	8.5	60.96	24.0	12.3	9.76	7.97	49.02	57.66	69.34	78.74	89.15	109.77	120.14	139.88	157.48	165.97	185.42	204.72	242.28	278.64	316.74	354.84	392.94
612	406	304	2.86	26.67	10.5	76.20	30.0	16.5	13.4	11.1	58.82	71.84	87.77	100.20	117.79	132.87	121.16	140.46	149.55	168.66	187.96	225.77	262.13	300.48	338.58	376.68	
Factores →												
583	387	290	3.00	20.32	8.0	60.96	24.0	11.0	8.76	7.16	49.78	58.17	70.36	79.50	89.92	100.33	121.16	139.49	158.24	167.39	186.44	205.49	241.30	279.40	317.75	355.85	393.95
554	367	276	3.16	24.13	9.5	76.20	30.0	14.5	11.7	9.56	58.82	71.84	87.77	100.20	117.79	132.87	121.16	140.46	149.55	168.66	187.96	225.77	262.13	300.48	338.58	376.68	
526	348	261	3.33	22.86	9.0	76.20	30.0	13.4	10.7	8.77
.....	343	257	3.38	33.02	13.0	111.76	44.0	17.7	14.8
510	338	254	3.43	26.67	10.5	91.44	36.0	16.5	13.5	11.1
496	329	246	3.53	21.59	8.5	76.20	30.0	12.3	9.76	7.97
467	309	232	3.75	20.32	8.0	76.20	30.0	11.0	8.76	7.16
Factores →												
462	306	230	3.79	24.13	9.5	91.44	36.0	14.5	11.7	9.56
438	290	218	4.00	22.86	9.0	91.44	36.0	13.4	10.7	8.77
418	277	208	4.19	26.67	10.5	111.76	44.0	16.5	13.5	11.1
413	274	205	4.24	21.59	8.5	91.44	36.0	12.3	9.76	7.97
389	258	193	4.50	20.32	8.0	91.44	36.0	11.0	8.76	7.16
Factores →											
378	250	188	4.63	24.13	9.5	111.76	44.0	14.5	11.7	9.56
358	237	178	4.89	22.86	9.0	111.76	44.0	13.4	10.7	8.77
338	224	168	5.18	21.59	8.5	111.76	44.0	12.3	9.76	7.97
318	211	158	5.50	20.32	8.0	111.76	44.0	11.0	8.76	7.16
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 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.
 † Suma 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 cerciórese 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 o 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 1/2 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.

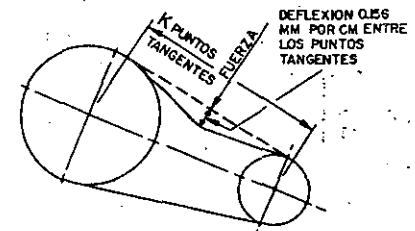


Tabla 4
Fuerza de Deflexión Recomendada

Sección de Banda	Fuerza Mínima (kg.)	Fuerza Máxima (kg.)
A	0.91	1.2
B	1.8	2.5
C	4.0	5.4

032

84b

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 (sume 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. Sume 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"

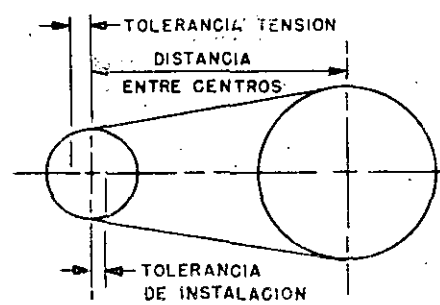
Uso—Las transmisiones pueden operar en cualquier dirección, con la holgura en la parte de arriba o abajo. Pueden emplearse también en aplicaciones con inversión de marcha. La línea que une los centros puede ser horizontal, inclinada o vertical.

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	3/4	2.54	1	2.54	1
38 a 59	1.91	3/4	2.54	1	3.81	1 1/2	3.81	1 1/2
60 a 89	1.91	3/4	3.18	1 1/4	3.81	1 1/2	5.08	2
90 a 119	2.54	1	3.18	1 1/4	3.81	1 1/2	6.35	2 1/2
120 a 157	2.54	1	3.18	1 1/4	3.81	1 1/2	7.62	3
158 a 194	3.18	1 1/4	5.08	2	8.89	3 1/2
195 a 239	3.81	1 1/2	5.08	2	10.16	4
240 a 269	3.81	1 1/2	5.08	2	11.43	4 1/2
270 a 329	3.81	1 1/2	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 asentar 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 Mayor
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	4.9600	.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	4.10	.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	3.75	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	.08	.11	.14	.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	4.42	4.65	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	5.77	6.30	.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	5.48	5.67	5.86	6.39	.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	5.33	5.52	5.70	5.89	6.42	.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	4.99	5.19	5.38	5.56	5.74	5.93	6.46	.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	4.79	4.99	5.19	5.38	5.56	5.74	5.93	6.46	.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	6.46	.00	.07	.15	.22	.30	.37	.45	.52	.60	.67
4200	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87	6.46	.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	6.46	.00	.08	.16	.25	.33	.41	.49	.58	.66	.74
4600	1.58	1.97	2.33	2.68	3.00	3.29	6.46	.00	.09	.17	.26	.34	.43	.52	.60	.69	.77
4800	1.56	1.95	2.31	2.65	2.96	6.46	.00	.09	.18	.27	.36	.45	.54	.63	.72	.81
5000	1.53	1.91	2.27	2.61	2.91	6.46	.00	.09	.19	.28	.37	.47	.56	.65	.75	.84
5200	1.48	1.87	2.23	2.55	6.46	.00	.10	.19	.29	.39	.49	.58	.68	.78	.88
5400	1.43	1.81	2.16	6.46	.00	.10	.20	.30	.40	.50	.61	.71	.81	.91
5600	1.37	1.75	2.09	6.46	.00	.10	.21	.31	.42	.52	.63	.73	.84	.94
5800	1.30	1.67	6.46	.00	.11	.22	.33	.43	.54	.65	.76	.87	.98
6000	1.21	6.46	.00	.11	.22	.34	.45	.56	.67	.79	.90	1.01
6200	1.12	6.46	.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®

856

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 más Rápido	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									
	11.68 (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")	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 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 Mayor
870	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
1160	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	4.43	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.72	6.98	7.51	8.25	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	10.15	.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	10.41	.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	8.3300	.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	7.5800	.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	7.00	7.3000	.14	.27	.41	.55	.69	.82	.96	1.10	1.24
3000	3.18	3.63	4.06	4.48	4.89	5.28	5.65	6.00	6.3300	.15	.29	.44	.59	.74	.88	1.03	1.18	1.32
3200	3.13	3.59	4.02	4.44	4.84	5.22	5.5800	.16	.31	.47	.63	.78	.94	1.10	1.25	1.41
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.1100	.17	.33	.50	.67	.83	1.00	1.17	1.33	1.50
3600	2.93	3.38	3.81	4.2100	.18	.35	.53	.71	.88	1.06	1.24	1.41	1.59
3800	2.77	3.21	3.6200	.19	.37	.56	.75	.93	1.12	1.30	1.49	1.68
4000	2.5700	.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"

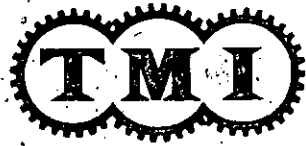
La Clasificación HP Total Equivale a los "HP Clasificados" en las Columnas Izquierdas más los "HP Adicionales" de las Columnas de la Derecha

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 1.01	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 Mayor
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	1.05	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	2.09
1800	6.26	7.61	8.85	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®

876



POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

DE OPERACION AUTOMATICA CON RESORTE
Y DE CONTROL MANUAL.

TIPO A-B

◦ CAPACIDADES DESDE 1/4 HP HASTA 1-1/2 HP.

◦ PARA TRABAJAR BANDAS SECCION A 6 B.

◦ VARIACION DESDE 2 A 1 HASTA 7.5 A 1

◦ BALANCEADA DINAMICAMENTE

◦ LUBRICACION PERMANENTE.

◦ ECONOMICA ◦ COMPACTA

◦ PARA MONTAR EN LA FLECHA
DE MOTOR ELECTRICO

◦ FABRICADA DE HIERRO FUNDIDO

CONVIERTE SU MOTOR ELECTRICO STANDARD A VELOCIDAD VARIABLE.

Entrega Inmediata

distribuidor

YRAMBOIND, S. A.

BOULEVARD MUNDIAL No. 505-A

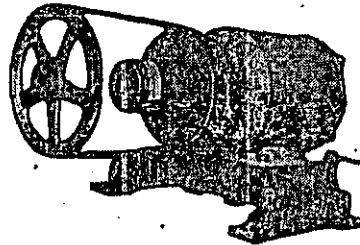
TELEF. 690-75-48 y 50

MEXICO 12, D. F.

POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE



DE OPERACION AUTOMATICA CON RESORTE TIPO A-B



DIMENSIONES EN MMS.

TAMAÑO	A	B	C	D	E
330	86	73	54	35	16(5/8)
340	102	73	55	35	16(5/8)
351	127	90	56	36.5	16, 19(5/8, 3/4)
357	146	110	58	36.5	16, 19, 22, (5/8, 3/4, 7/8)

- SELECCION**
- 1.-DETERMINAR LA POTENCIA (HP), RPM Y DIAMETRO DE LA FLECHA DEL MOTOR.
 - 2.-SELECCIONAR LAS VELOCIDADES NECESARIAS DE LA TABLA. CON EL DIAMETRO APROPIADO EN LA POLEA CONTRA, SE ENCONTRARAN LAS VELOCIDADES QUE SE REQUIEREN.
 - 3.-ESCOJA LA BANDA ADECUADA. CALCULE LA MINIMA DISTANCIA ENTRE CENTROS, CONSIDERANDO EL MAXIMO DIAMETRO DE SU POLEA VARIABLE, PARA CONOCER EL LARGO DE BANDA CONVENIENTE.

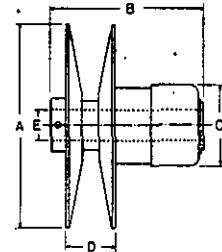


TABLA DE SELECCION

TAMAÑO 330 1/3 HP A 1750 RPM 1/4 HP A 1450 RPM VARIACION 2 A 1 DIAMETRO DE PASO : MAXIMO (3) 76 MM. MINIMO (1.5) 38 MM. BANDA SECCION "A" VIAJE DEL MOTOR 35 MM.		TAMAÑO 340 1/2 HP A 1750 RPM 1/3 HP A 1450 RPM VARIACION 2.3 A 1 DIAMETRO DE PASO : MAXIMO (3.6) 91 MM. MINIMO (1.55) 39 MM. BANDA SECCION "A" VIAJE DEL MOTOR 39.5 MM.		TAMAÑO 351 3/4 HP A 1750 RPM 1/2 HP A 1450 RPM VARIACION 2.75 A 1 DIAMETRO DE PASO : MAXIMO (4.70") 119.50 MINIMO (1.70") 43.20 MM. BANDA SECCION "B" VIAJE DEL MOTOR 60 MM.		TAMAÑO 357 1 1/2 HP A 1750 RPM 1 HP A 1450 RPM VARIACION 2.28 A 1 DIAMETROS DE PASO MAXIMO (5.46") 13.85 MM. MINIMO (2.40") 6.10 MM. BANDA SECCION "B" VIAJE DEL MOTOR 60 MM.			
DIAM. PASO POLEA CONTRA MMS.	VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA		VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA		DIAM. PASO POLEA CONTRA MMS.	VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA		VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA	
	MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM	MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM		MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM	MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM
(3)76	1750 - 875	1450 - 725	2100 - 875	1740 - 726	(4.4)112	1645 - 588	1550 - 553	2168 - 943	1800 - 783
(3.6)91	1458 - 729	1210 - 605	1750 - 729	1450 - 604	(5.0)127	1869 - 668	1364 - 486	1908 - 830	1580 - 686
(4.0)102	1313 - 657	1084 - 542	1575 - 656	1304 - 544	(5.6)142	1669 - 525	1135 - 405	1703 - 741	1412 - 614
(4.6)117	1141 - 571	944 - 472	1370 - 571	1134 - 567	(6.0)152	1371 - 490	1220 - 435	1590 - 691	1315 - 572
(5)127	1050 - 525	870 - 435	1250 - 525	1045 - 435	(6.4)162	1285 - 459	1065 - 381	1490 - 648	1235 - 537
(5.6)142	938 - 469	778 - 389	1125 - 469	930 - 387	(6.6)168	1245 - 445	1032 - 368	1445 - 628	1200 - 521
(6)152	875 - 438	725 - 362	1050 - 438	870 - 363	(7.4)188	1111 - 397	920 - 329	1289 - 560	1070 - 466
(7)178	780 - 375	624 - 312	900 - 375	745 - 310	(8.6)218	956 - 342	794 - 284	1109 - 482	920 - 400
(8.2)208	640 - 320	530 - 265	768 - 320	636 - 266	(9.4)239	875 - 312	725 - 259	1015 - 441	840 - 365
(9)228	583 - 292	484 - 242	700 - 292	580 - 241	(11.0)280	748 - 267	620 - 221	867 - 377	718 - 312
(10.6)270	495 - 248	410 - 205	594 - 248	492 - 205	(12.4)315	663 - 237	550 - 196	769 - 344	637 - 277
(12)305	438 - 219	362 - 186	525 - 219	435 - 183	(13.6)345	605 - 216	502 - 179	701 - 305	582 - 253
(15)380	350 - 175	290 - 145	420 - 175	348 - 145	(15.4)390	534 - 191	442 - 158	619 - 269	512 - 222

NOTAS IMPORTANTES: LAS CAPACIDADES INDICADAS, SE OBTIENEN UNICAMENTE CUANDO LA BANDA ESTA TRABAJANDO EN EL MAXIMO DIAMETRO. EL FABRICANTE SE RESERVA EL DERECHO DE CAMBIAR ESPECIFICACIONES, SIN PREVIO AVISO.



906

**POLEAS
DE VELOCIDAD
VARIABLE DE ALINEAMIENTO DE
BANDA AUTOMATICO
TIPO CENTROMATIC**

DE OPERACION AUTOMATICA CON RESORTE

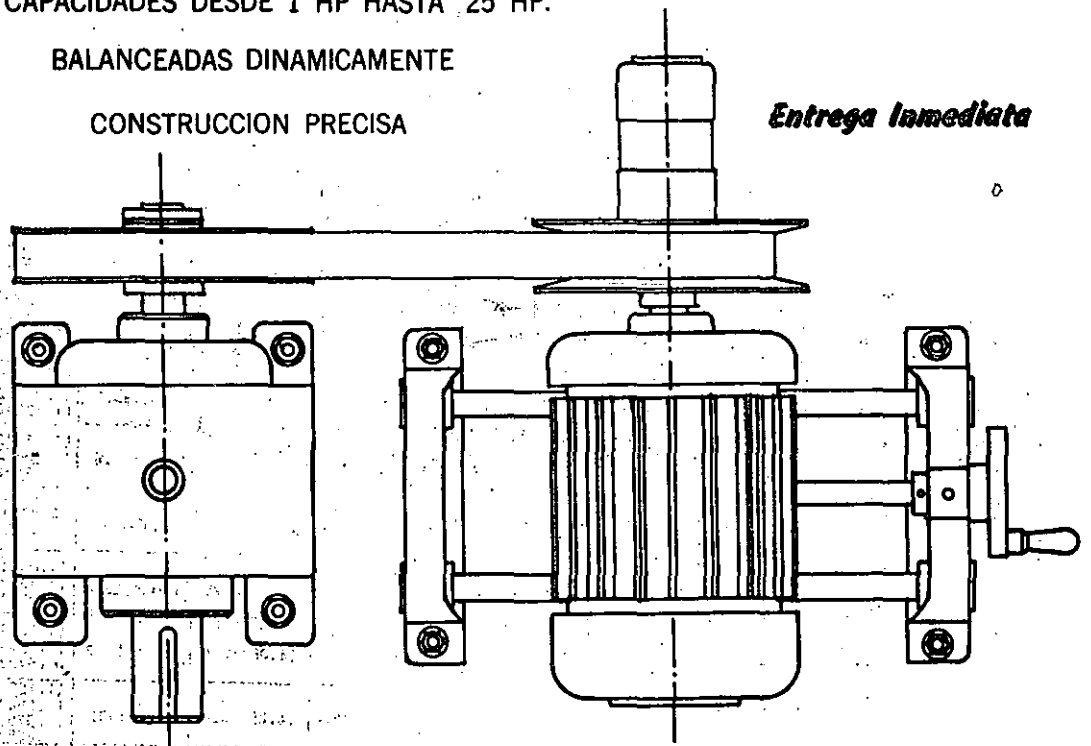
CONVIERTE SU MOTOR ELECTRICO STANDARD A VELOCIDAD VARIABLE.

CAPACIDADES DESDE 1 HP HASTA 25 HP.

BALANCEADAS DINAMICAMENTE

CONSTRUCCION PRECISA

Entrega inmediata



distribuidor

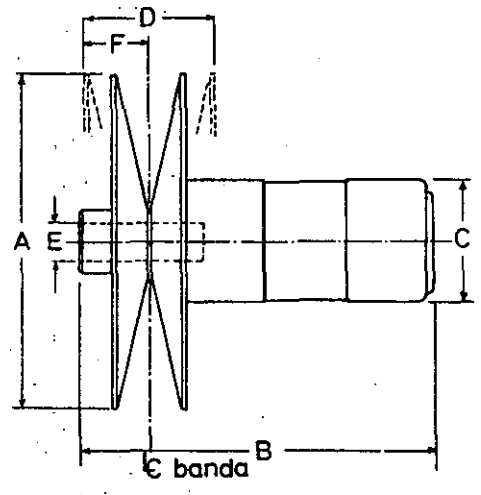
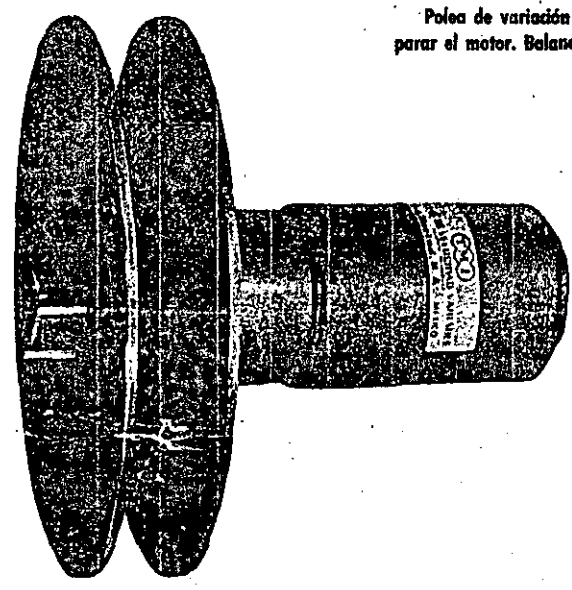
TRAMECIND, S. A.
 OBRERO MUNDIAL No. 506-A
 TELS. 530-78-48 y 50
 MEXICO 12. D. F.



POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE TIPO CENTROMATIC

Con alineamiento de la banda automático, la banda no cambia su línea de centros, con la ventaja de usar Poleas-Contru ó compañeras ranuradas, para un mejor agarre de la banda.

Polea de variación infinita, que permite cambiar la relación de variación hasta 4 a 1, sin parar el motor. Balanceadas dinámicamente, para un servicio sin vibraciones.



ESPECIFICACIONES GENERALES

TAMAÑO DE POLEA	CAPACIDAD EN C.P. (H.P.)				REL. DE VAR.	TAMAÑO DE BANDA	DIAMETRO EXT. CMS. A	DIAMETRO DE PASE		LONGITUD TOTAL CM B	BARRENO MMS E	EXTEN SION MAXIMA F	ABERTURA MAXIMA D
	1750	1450	1150	860				MAX. CMS.	MIN. CMS.				
375	1.50	1.25	1.00	0.50	3 A 1	(19)1-3/16	(7.5)19	(7.25)18.4	(2.42)6.15	(7-12)18.1	(0.75)19 (0.875)22	32	66.5
380	3.00	2.50	2.00	1.00	3 A 1	(23)1-7/16	(8.0)20.3	(7.75)19.7	(2.58)6.55	(8.0)20.3	(0.875)22 (1.000)25.4 (1.125)28.6	36.5	70
390	4.00	3.00	2.00	1.25	3 A 1	(29)1-13/16	(9)22.8	(8.6)21.8	(2.87)7.3	(8.5)21.6	(0.875)22 (1.000)25.4 (1.125)28.6	45	90.5
3105	3.00	2.50	2.00	1.00	4 A 1	(29)1-13/16	(10.62)27	(10.38)26.4	(2.58)6.55	(8.0)20.3	(0.875)22 (1.125)28.6	46	82.5
3100	5.00	4.00	3.00	2.00	3 A 1	(29)1-13/16	(10.0)25.4	(9.75)24.0	(3.25)8.25	(10.4)26.4	(1.000)25.4 (1.125)28.6 (1.250)31.8	52	100
3125	7.50	6.25	5.00	3.00	3 A 1	(44)2-3/4	(12.5)31.8	(12.25)31	(4.08)10.4	(11.5)29.2	(1.125)28.6 (1.250)31.8 (1.375)35	54	134
3310	10	7.50	5.00	3.00	3 A 1	(44)2-3/4	(13)33.0	(12.75)32.4	(4.25)10.8	(12.56)32	(1.125)28.6 (1.250)31.8 (1.375)35 (1.625)41.2	57	137
3315	15	12.50	10	5.00	3 A 1	(44)2-3/4	(13)33.0	(12.75)32.4	(4.25)10.8	(12.56)32	(1.125)28.6 (1.250)31.7 (1.375)35 (1.625)41.2	57	137
3320	20	16.5	15	7.50	2.75 A 1	(44)2-3/4	(13)33.0	(12.75)32.4	(4.64)11.8	(12)30.5	(1.375)35 (1.625)41.2 (1.875)47.6	64	143
3325	25	20	15	10	2.75 A 1	(44)2-3/4	(13)33.0	(12.75)32.4	(4.64)11.8	(12)30.5	(1.375)35 (1.625)41.2 (1.875)47.6	64	143

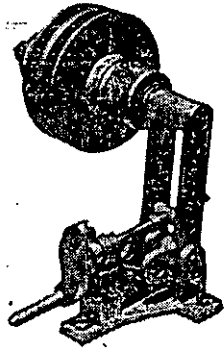
NOTAS IMPORTANTES: LAS CAPACIDADES INDICADAS, SE OBTIENEN ÚNICAMENTE CUANDO LA BANDA ESTA TRABAJANDO EN EL MÁXIMO DIAMETRO. EL FABRICANTE SE RESERVA EL DERECHO DE CAMBIAR ESPECIFICACIONES, SIN PREVIO AVISO.

POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE



DOBLE RANURA

936



CAPACIDADES DESDE FRACCIONARIA HASTA 1 HP,
VARIACION MAXIMA 7.8 A 1.

LA BANDA SE TENSIONA AUTOMATICAMENTE A TODAS LAS VELOCIDADES.

ALINEAMIENTO AUTOMATICO.

AMPLIA GAMA DE VELOCIDADES, DISPONIENDO DE
DIVERSOS DIAMETROS.

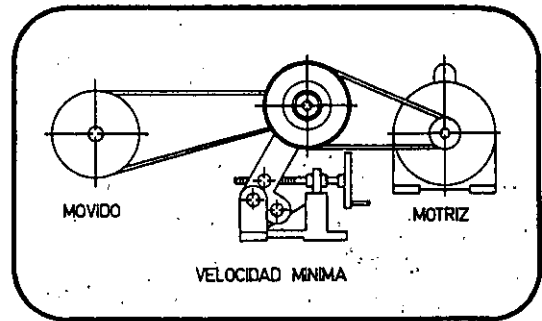
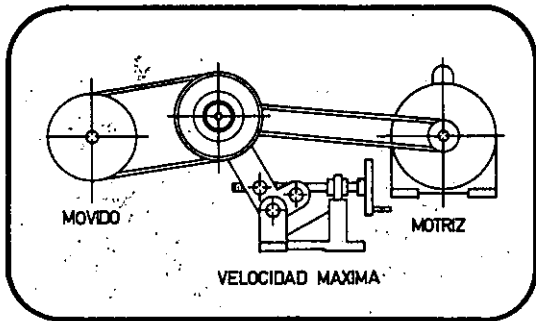
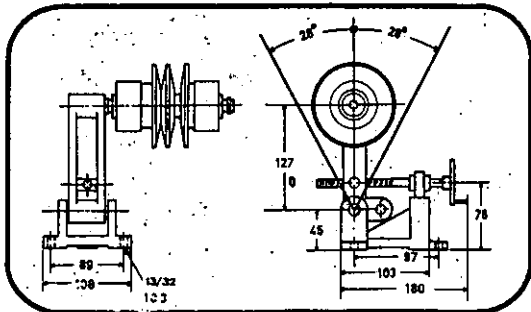


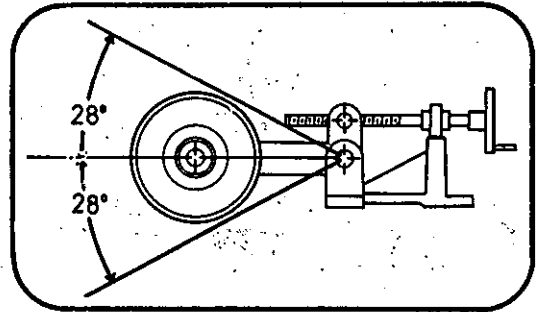
TABLA DE SELECCION

TAMAÑO	VARIACION	BANDA	POLEA MOTRIZ D.P.	POTENCIA, H.P.			DIAMETRO DE PASO	
				MIN.	MEDIA	MAX.	MAX.	MIN.
340-40	6 A 1	A	63(2.5)	0.14	0.34	0.51	95(3.75)	39(1.53)
340-40	4 A 1	B	76(3.0)	0.20	0.40	0.60	95(3.75)	48(1.88)
351-51	7.8 A 1	B	81(3.2)	0.18	0.50	0.75	12(4.70)	42(1.68)
351-51	5 A 1	B	106(4.2)	0.30	0.67	1.00	12(4.70)	53(2.10)

CONTROL MANUAL.



POSICION VERTICAL



POSICION HORIZONTAL

EL MISMO CONTROL PUEDE USARSE EN UNA U OTRA POSICION.

FALK

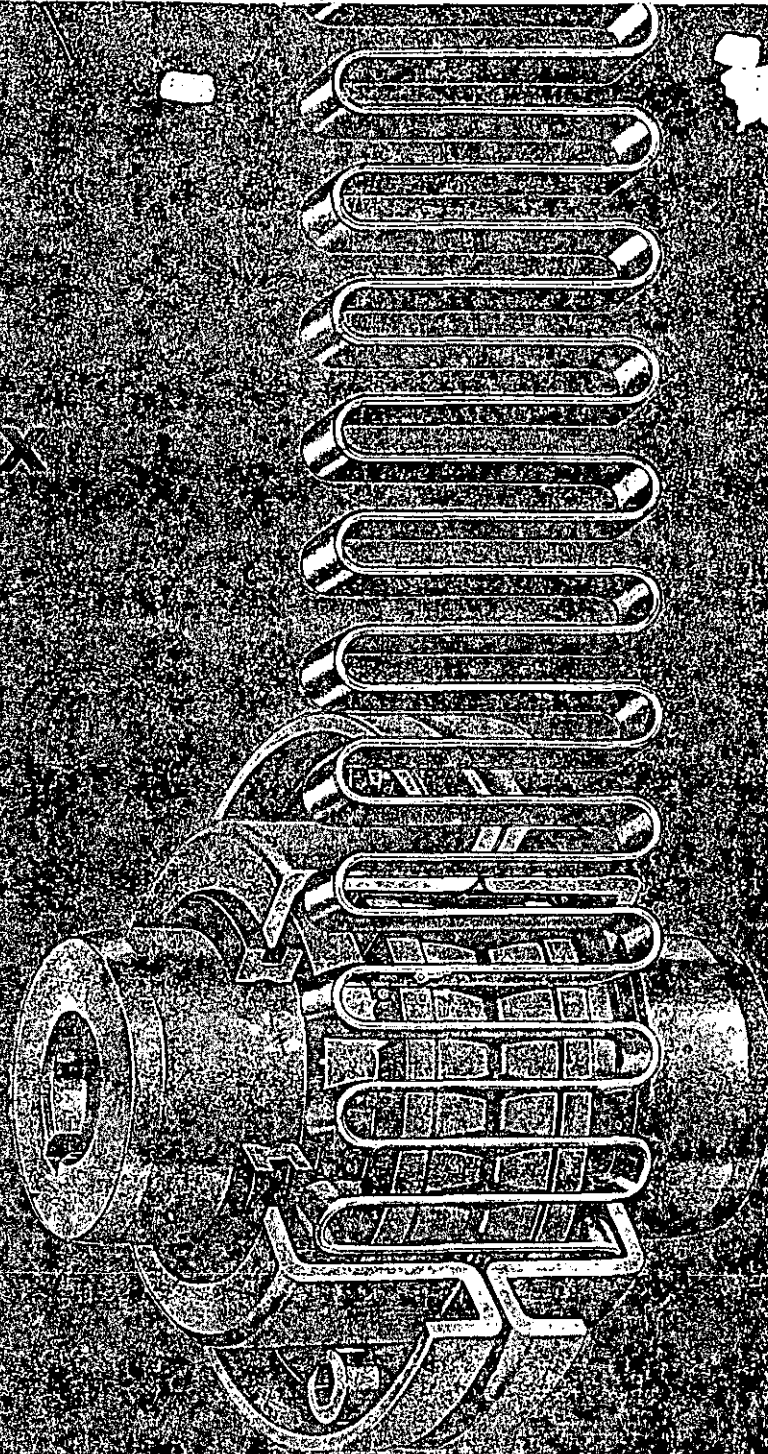
COPLES
FLEXIBLES
STEELFLEX

con el diseño UNICO
DE REJILLA
DE AMORTIGUAMIENTO

que protege
sus maquinas
contra

CHOCOS
VIBRACIONES
DESALINEAMIENTO

3 al 190



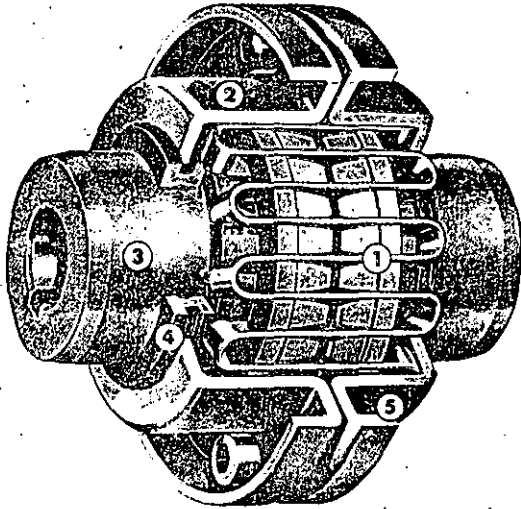
MEXICO 16, D.F.

*...Un buen nombre en
la industria*

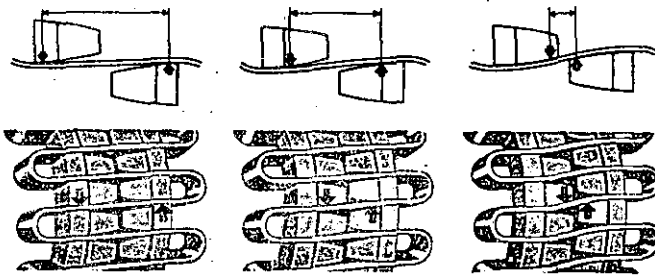
BOLETIN
431-110 E

950

Partes componentes del diseño único de los coples flexibles Falk Steelflex



- 1 **REJILLAS RESILIENTES** . . . acero de aleación cromo vanadio de alta resistencia . . . templado y revenido adecuados . . . con alta resistencia y factor de seguridad a la fatiga.
- 2 **CUBIERTAS** . . . de acero para servicio pesado con bridas anchas y guardas angostas para facilitar el ensamble. Las cubiertas flotan sobre los dientes del mamelón permitiendo libre articulación de la rejilla.
- 3 **MAMELONES** . . . acero de alta calidad para trabajo rudo precisión de maquinado para rápida instalación ya alineamiento.
- 4 **SELLOS** . . . material sintético durable . . . impermeable a los aceites y grasas . . . suficientemente anchos, impidiendo pérdidas de lubricante y entrada de agua, polvo u otras impurezas.
- 5 **LUBRICACION** . . . Fácilmente lubricados por medio de graseras.



CARGAS LIGERAS

La rejilla hace contacto solamente en la parte posterior de los dientes, la considerable distancia entre los puntos de contacto permite a la rejilla flexionarse libremente.

CARGAS NORMALES

Aumentar la carga, la distancia es reducida proporcionalmente pero aún la rejilla puede flexionarse.

CARGAS PESADAS

El cople es flexible dentro de su capacidad, bajo una sobrecarga, la rejilla hace contacto en toda la cara del diente, y transmite la carga directamente.

Flexibilidad Torsional

La flexibilidad torsional es la característica que tienen los coples Falk Steelflex de flexionarse torsionalmente cuando está sujeto a cargas normales de impacto o vibratorias. Consecuentemente, el cople puede absorber la energía de impacto y redistribuirla durante un incremento de tiempo determinado, amortiguando vibraciones y reduciendo los picos de las cargas máximas hasta en un 30 por ciento. . . sirve como un verdadero amortiguador para movimientos rotatorios, dependiendo de la resiliencia calculada de la rejilla de acero al cromo-vanadio que le da flexibilidad torsional.



Absorbe Desalineamiento de las Flechas y tiene Desplazamiento Axial Libre.

Absorbe el Desalineamiento de las Flechas y tiene Desplazamiento Axial Libre.

Un procedimiento básico en mantenimiento es el de inspeccionar regularmente y corregir la alineación de las flechas. Entre cada inspección los coples Falk proporcionan protección acomodándose al desalineamiento de las flechas y al desplazamiento axial. La rejilla de amortiguamiento que une los 2 mamelones del cople Falk no está unida rígidamente a los mamelones, así cada mamelón puede quedar desplazado sin imponer carga alguna a la otra flecha.

FALK, STEELFLEX y "Un Buen Nombre en la Industria", son A.C. y marcas regis. El contenido de este Boletín está sujeto a cambio sin previo aviso, por lo que al formular un pedido, deberá previamente consultarse a la Fábrica para su confirmación.

FACTORES DE SERVICIO PARA COPLES STEELFLEX EN TRANSMISIONES CON MOTOR ELECTRICO O TURBINA.

LOS FACTORES DE SERVICIO QUE SE INDICAN, CORRESPONDEN A VALORES TIPICOS, BASADOS EN CONDICIONES NORMALES DE OPERACION

LISTA ALFABETICA DE INDUSTRIAS:

LISTA ALFABETICA DE APLICACIONES:

Aplicación	Factor de Servicio	Aplicación	Factor de Servicio
INDUSTRIA ALIMENTICIA			
Cocedoras de cereales	1.25	Cepilladores	1.75
Máq. embotelladoras y enlatadoras	1.0	Recortadoras	1.75
Mezcladoras de masa	1.75	Rodillos no reversibles	1.25
Molinos de carne	1.75	Rodillos reversibles	2.0
INDUSTRIA AZUCARERA:			
Cuchillas para caña	2.0	Sierras circulares o de recorto	1.75
Stands de molinos, accionados por turbinas, con engranes helicoidales o herringbone	1.5	Sierras de banda	1.5
Transm. de motor eléctrico ó transm. de vapor con engranes helicoidales, herringbone o rectos y con cualquier tipo de máquina motriz	1.75	Transportadores de serrín	1.25
Transportadores de caña	1.75	Transportadores de costanoras	1.75
Trituradoras de caña	2.0	Transportadores para selección	1.5
INDUSTRIA HULERA:			
Calandrias	2.0	INDUSTRIA PETROLERA:	
Extrusores	1.75	Bombas petroleras (con par torsional máximo, no mayor de 150°/o)	2.0
Lavadores	2.5	Enfriadores	1.25
Máq. para fabricar llantas	2.5	Hornos giratorios	2.0
Máq. para fabricar cámaras	1.75	Presas filtradoras de parafina	1.5
Máquinas tensoras	1.75	INDUSTRIA TEXTIL:	
Mezcladores Benbury	2.5	Calandrias, Cardas	1.5
Mezcladores intensivos	2.5	Máq. lustradoras, afelpadoras, snjbonadoras	1.25
Molinos de calentamiento:		Máq. para acabado de teles	1.5
1 ó 2 en línea	2.0	Telares y tambores de secado	1.5
3 ó más en línea	1.75	Torcadoras, bastidores y enrolladoras	1.5
Molinos mezcladores, refinadores o laminadores:		MOLINOS DE LAMINACION Y EQUIPO AUXILIAR (Consultar a la fábrica).	
1 ó 2 en línea	2.5	PROCESAMIENTO DE AGREGADOS, CEMENTOS Y HORNOS PARA MINERIA.	
3 ó 4 en línea	2.0	Molinos de Boias, Barras y Tubos:	
5 ó más en línea	1.75	Conectados a la flecha de baja velocidad del reductor, con transmisión final de:	
Quebradores y Plasticadores	2.5	Engranes rectos maquinados	
INDUSTRIA LADRILLERA Y ARCILLA			
Presas para ladrillos y fachatas, máquinas para elaboración de arcilla y molinos de masa de arcilla	1.75	Engranes herringbone o simples helicoidales	
INDUSTRIA MADERERA:			
Aranzadores de troncos	2.0	Molinos de martillos	
Canteadoras, trituradoras de madera	2.0	Molinos de volteo, o de barril	
		Trituradoras de mineral	
		Trituradoras de piedra	
		Secadores rotatorios	

Aplicación	Factor de Servicio	Aplicación	Factor de Servicio
AGITADORES:			
Hélice, paleta, sinfin	1.0	Transm. principal	1.5
ALIMENTADORES:			
Banda, Disco, Mandil, Sinfin	1.0	Transm. transversal	1.0
BARRIL DE VOLQUETE			
BOMBAS:			
Centrifugas:		MEZCLADORES (ver agitadores)	
Cambios frecuentes de velocidad, bajo carga	1.25	De concreto	1.75
Velocidad constante	.75	De moleta	1.5
Desincrustantes con acumuladores	1.25	MOLINO DE MASA DE ARCI-LLA	
Engranes, Rotatorias, paletas	1.25	PULVERIZADORES:	
Reciprocantes:			
1 cilindro simple acción	2.0	Molino de martillos	1.75
1 cilindro doble acción	2.0	Molino de rodillos	1.5
2 cilindros simple acción	2.0	SOPLADORES:	
2 cilindros doble acción	1.75	Centrifugos	.75
3 cilindros ó más	1.5	Lóbulos o ejetas	1.25
CLARIFICADORAS ó CLASIFICADORAS			
COMPRESORAS:			
Centrifugas	.75	TRANSPORTADORES:	
Lóbulos o rotatorias	1.25	Banda, Cadena, Elevador, Mandil, Montaje, Sinfin	1.0
Volante y engrane de reducción, entre la compresora y la máquina motriz:		VENTILADORES:	
1 cilindro simple acción	4.0	Centrifugos	.75
1 cilindro doble acción	3.5	TIRAJES:	
2 cilindros simple acción	3.5	Tiro forzado, a través de la línea de arranque	1.5
2 cilindros doble acción	3.0	Tiro forzado, con motor accionado por embrague eléctrico deslizable o hidráulico	1.0
3 cilindros simple acción	3.0	Tiro inducido, con controles	1.25
3 cilindros doble acción	2.0	Tiro inducido, sin controles	2.0
4 ó más simple acción	1.75	Torre de enfriamiento	2.0
4 ó más doble acción	1.75	Unidad recirculante de gas	1.5
CRIBAS:			
Agua ó Aire	1.0	CERVECERIAS Y DESTILERIAS:	
DINAMOMETROS			
ELEVADORES:			
Cangilones, Descarga centrifuga	1.25	Cocedoras, para trabajo continuo	1.25
Carga	2.0	Máq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
Pasajeros (Consultar a la Fábrica)		Marmitas para cerveza	1.0
EXTRUSOR PARA PLASTICOS			
FLECHAS TRANSM. EN LINEA			
Máquinas de proceso	1.5	Tanques Lauter	1.5
GENERADORES:			
Carga uniforme	.75	Tanques para cocimiento de malta	1.25
GRUAS Y MALACATES:			
Cucharón o gancho auxiliar	1.75	Tolvas de escamas, con sobrecarga frecuente	1.75
Gancho principal	2.0	DRAGAS	
Puente, viajeros, o trolley	1.75	Bombas (carga uniforme)	
Tipo de pendiente	1.5	Malacates de servicio	
JALADOR DE VAGONES			
LAVADORA / VOLCADORA para lavandería			
MAQUINAS CONFORMADORAS DE MEYALES:			
Carro de estirar, transmisión principal, extrusor, máq. conformadora y laminadores	2.0	Malacates para manobra	
Cortadores	1.0	Tambor enrollador	
Estiradores o laminadores de alambre	1.75	Transm. con cabezal cortador	
Enrolladores y desenrolladores de alambre	1.5	Transm. de cribas, hacinador	
MAQUINAS HERRAMIENTAS:			
Transm. auxiliar	1.0	Transportadores	

TABLA 4a

Para transmisiones con motor eléctrico y rod. que tengan conectadas las flechas tanto de alta como de baja vel., mediante coples resilientes, es posible usar un factor de servicio más bajo, en el cople de alta velocidad, como se indica en la siguiente tabla:

Cuando el F. S. en la flecha de baja vel. sea:	El F. S. en la flecha de alta vel. deberá ser:
.75	.75
Del 1.0 al 1.5	1.0
1.75	1.25
2.0 ó mayor	El mismo que en la flecha de baja vel.

TABLA 5

FACTORES DE SERVICIO PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Número de cilindros	4 ó 5					6 ó más				
	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0
Factores de servicio anotados en la tabla	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0
Factores de servicio para motor de combustión interna	2.0	2.25	2.5	2.75	3.0	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5

Para usar esta tabla, debe primero determinarse el factor de servicio correspondiente a la aplicación de que se trate, según la tabla de factores de servicio para transmisiones con motor eléctrico o turbina. Enseguida, empleando dicho factor, se determinará el que corresponde a la transmisión con motor de combustión interna.

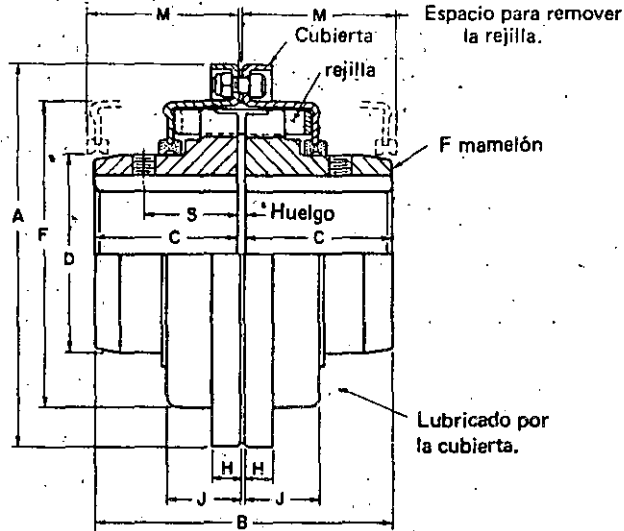
Cuando el factor de servicio para una determinada aplicación, sea mayor de 2.0, deberán proporcionarse datos completos sobre la misma a la Fábrica, para su verificación en el Departamento de Ingeniería.

Cuando el cople se encuentre montado sobre la flecha de la turbina, deberá emplearse un factor de servicio máximo de 1.0

Para el diseño de tipo balanceado, deberá dividirse entre el número de cilindros, usando la tabla de arriba para las compresoras reciprocantes.

Cople Steelflex tipo F

976

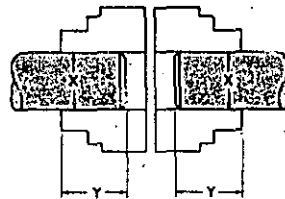


TAM.	Potencia básica. H.P.	Veloc. máx. rpm.	Barrano máx. cuña cuadrada * con prisionero.		Barrano mínimo mm	Peso aprox. sin barrenos. Kgs.	Peso del lubricante. Kgs.	DIMENSIONES - MILIMETROS										HUELGO		
			Sobre cuñero. mm	a 90° cuñero. mm				A	B ϕ	C	D	F	H	J	M	S*	Min	mal	Máx.	
3F	0.27	6000	25.40	26.98	9.52	1.81	.028	94.46	85.73	41.275	39.69	65.88	27.781	22.225	42.86	28.575	1.59	3.18	3.97	
4F	0.60	6000	31.75	33.33	11.11	2.72	.042	102.79	111.13	53.975	46.04	73.82	27.781	28.575	55.56	34.925	1.59	3.18	4.76	
5F	1.0	6000	38.10	39.68	11.11	3.62	.056	113.51	111.13	53.975	53.98	84.93	27.781	28.575	55.56	34.925	1.59	3.18	4.76	
6F	1.4	6000	41.27	46.03	11.11	4.53	.085	126.21	111.13	53.975	65.88	93.63	11.113	28.575	55.56	34.925	1.59	3.18	4.76	
7F	2.5	6000	50.80	55.56	11.11	6.80	.085	142.08	111.13	53.975	74.61	113.51	11.113	28.575	55.56	34.925	1.59	3.18	4.76	
8F	5.4	5000	60.32	66.67	12.70	13.60	.141	186.53	155.58	76.20	92.08	133.35	15.875	38.497	76.20	46.038	1.59	3.18	6.35	
9F	8.0	4500	66.67	71.43	31.75	15.86	.170	199.23	168.28	82.55	96.84	146.05	15.875	38.497	76.20	46.038	1.59	3.18	6.35	
10F	10.5	3750	73.02	82.55	38.10	22.68	.170	209.55	195.26	95.25	114.30	162.72	14.288	48.022	98.25	57.150	1.59	4.76	9.53	
11F	15.0	3600	82.55	90.49	38.10	27.21	.226	226.22	195.26	95.25	125.41	178.99	15.081	48.419	95.25	57.150	1.59	4.76	9.53	
12F	23.0	3600	98.42	—	50.80	34.02	.283	246.06	201.61	98.43	136.53	198.44	16.669	50.006	95.25	—	1.59	4.76	9.53	
13F	32.0	2700	107.95	—	50.80	45.36	.340	277.81	201.61	98.43	155.58	230.19	16.669	49.213	95.25	—	1.59	4.76	9.53	
14F	47.0	2500	117.47	—	63.50	65.77	.680	301.63	254.00	123.83	171.45	249.24	19.844	61.913	120.65	—	1.59	6.35	12.70	
15F	67.0	2400	127.00	—	63.50	79.38	.680	349.25	260.35	127.00	184.15	256.78	26.194	62.706	120.65	—	1.59	6.35	12.70	
16F	93.0	2300	139.70	—	63.50	97.52	.907	387.35	260.35	127.00	209.55	294.88	26.194	62.706	120.65	—	1.59	6.35	12.70	
17F	120.0	2200	152.40	—	76.20	130.27	1.247	425.45	266.70	130.18	236.54	332.98	26.194	62.706	120.65	—	1.59	6.35	12.70	
18F	150.0	2100	177.80	—	76.20	166.56	1.474	476.25	285.75	139.70	271.46	371.08	30.956	62.706	120.65	—	1.59	6.35	12.70	
190F	220.0	2000	203.20	—	101.60	294.84	3.628	545.70	387.35	190.50	304.80	412.75	34.925	92.075	180.98	—	1.59	6.35	12.70	

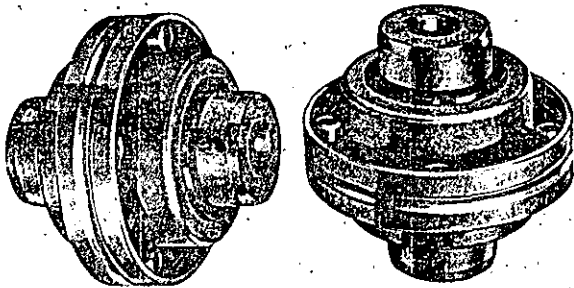
■ PRECAUCION: Las potencias básicas aquí indicadas, concuerdan con las publicadas anteriormente.
 ‡ Consúltense a la Fábrica, para velocidades mayores.
 * La dimensión B está basada en un huelgo normal.
 • Barrano máximo con cuñero para cuña plana.
 Las dimensiones sirven únicamente como referencia y están sujetas a cambio sin previo aviso, a menos que se certifiquen.

* Los tamaños del 3 al 11 serán proporcionados con ajuste sin interferencia con prisionero sobre el cuñero a 90 grados de éste. Los copios del 12 en adelante serán proporcionados con ajuste de interferencia sin prisioneros, a menos que se especifique lo contrario. Consúltense la Tabla 7 para cuñas rectas mandables con barrano máximo y la Tabla 8 para barrano máximo con cuñero reducido.

MAMELONES EN VOLADIZO.— Cuando la distancia entre flechas es mayor al huelgo máximo permitido, la diferencia puede ser compensada desplazando hacia afuera uno de los dos mamelones. Esto reduce la penetración de la flecha en el mamelón y, consecuentemente se requieren un ajuste con interferencia, debiendo ser verificada la resistencia de las cuñas. Si la penetración de la flecha en el mamelón estándar es menor que el diámetro de la flecha, use mamelones más largos como lo indica la tabla 6, página 7.



La dimensión "Y" debe ser igual o mayor que la dimensión "X".



Para aplicaciones Horizontales o Verticales

El cople estándar Steelflex llena todos los requerimientos generales

Los coples flexibles no cumplen su función completa si solamente conectan las máquinas — sin protegerlas — Este concepto básico es considerado en primer término en el diseño del cople FALK y después en el desarrollo de cada fase de su producción. El resultado es una línea de coples verdaderamente resilientes con la resistencia del acero.

Una prueba de la calidad del cople FALK es que ha sido especificado más de un millón de veces para conectar y proteger toda clase de instalaciones industriales, grandes, medianas y pequeñas desde .3 a 130,000 HP a 100 r. p. m.

El cople básico tipo F puede ser usado en la mayoría de las aplicaciones industriales para proporcionar una vida más larga Y **PROTECCION EXCEPCIONAL PARA SU EQUIPO.**

Las máquinas no pueden protegerse solas contra daños causados por impactos o desalineamientos . . . algo tiene que ceder. Cuando usted especifique **STEELFLEX** ese algo — por diseño — es la rejilla resiliente y no sus costosas máquinas.

SELECCION DE UN COPLE FALK . . . Por formula
Referirse a la pág. 4 para el método de selección por tablas

- A. DETERMINE EL FACTOR DE SERVICIO**
Para aplicaciones en que la máquina impulsora es un MOTOR o TURBINA consulte la Tabla 4 Pag. 5
Para aplicaciones en que la máquina impulsora es un motor de combustión interna consulte la tabla 5 Pag. 5.
- B. CALCULE LA POTENCIA BASICA.**
Consulte tabla 1. Opuesta a las rpm requeridas. Lea el valor "K"
Potencia Básica = HP actuales x F.S. x "K"
- C. SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE.**
Consulte tabla de dimensiones en la página 6. Localice en la columna de Potencia Básica hasta encontrar un valor igual, o mayor, al calculado en el inciso B, Encuentre el tamaño de cople a la izquierda de este valor.
- D. VERIFIQUE EL BARRENO MAXIMO Y VELOCIDAD.**
En la pág. 6, a la derecha de la columna del cople seleccionado, verifique el barrenado máximo y la velocidad. Si un barrenado mayor es requerido, consulte tabla 8, en la página 7. Para un mayor barrenado con cuña plana, seleccione un tamaño de cople mayor. Si se necesita un cople con velocidad mayor, consulte a la fabrica.

PRECAUCION
CAPACIDADES Y FACTORES DE SERVICIO EN ESTE CATALOGO SON NUEVOS.
TODA LA INFORMACION DE LOS BOLETINES 4100E QUEDA OBSOLETA.

- EJEMPLO.**
Se requiere: Un cople para conectar un motor de 20 H.P. 870 rpm. a un reductor de velocidad para mover un transportador de ensambles.
El motor tiene una flecha de 54 mm. y el reductor una flecha de 58.7 mm.
- A. De la tabla 4 (factor de servicio = 1
 - B. De la tabla 1 "K" es 0.122
Capacidad básica = 20 x 1 x 0.122 = 2.44
 - C. De la tabla de dimensiones de la página 6, el tamaño del cople es 7F
 - D. De la tabla de dimensiones en la página 6, el cople 7F con un barrenado máximo de 55.6 mm. es demasiado pequeño para la flecha del reductor. Usar ya sea un cople 8F con cuñero estándar o un tamaño 7F con cuña plana, como se muestra en la tabla 8 de la página 7.
Las velocidades máximas de 6000 rpm. para el cople 7F, ó 5000 rpm para el cople 8F, son adecuadas.

TABLA 1 Valores "K" * (Potencia básica = hp x fs x "K")

RPM	K	RPM	K	RPM	K	RPM	K	RPM	K	RPM	K	RPM	K	RPM	K
10000	.012	4400	.028	2100	.058	900	.118	460	.200	230	.350	80	.800	34	1.60
9500	.013	4200	.029	2000	.061	870	.122	440	.210	220	.362	75	.850	32	1.68
9000	.014	4000	.031	1900	.064	850	.124	420	.217	210	.378	70	.900	30	1.78
8500	.014	3800	.032	1800	.068	800	.130	400	.225	200	.390	65	.950	28	1.89
8000	.015	3600	.034	1750	.070	750	.137	390	.230	190	.408	60	1.00	26	2.04
7500	.016	3400	.036	1700	.072	720	.142	380	.235	180	.422	58	1.04	25	2.08
7000	.018	3200	.038	1600	.075	700	.145	360	.245	170	.440	56	1.07	24	2.17
6500	.019	3000	.041	1500	.078	650	.154	340	.263	160	.470	54	1.10	22	2.35
6000	.020	2900	.042	1450	.082	600	.164	320	.270	150	.490	52	1.13	20	2.55
5800	.021	2800	.044	1400	.084	580	.168	300	.285	140	.520	50	1.17	18	2.82
5600	.022	2700	.045	1300	.088	560	.172	290	.290	130	.550	48	1.20	17	2.95
5400	.023	2600	.047	1200	.095	540	.178	280	.300	120	.582	46	1.24	16	3.12
5200	.024	2500	.049	1150	.098	520	.183	270	.310	110	.630	44	1.29	15	3.31
5000	.025	2400	.051	1100	.101	500	.190	260	.320	100	.675	40	1.39	14	3.53
4800	.026	2300	.053	1000	.109	485	.194	250	.328	90	.740	38	1.45	13	3.79
4600	.027	2200	.056	950	.114	480	.196	240	.340	85	.770	36	1.53	12	4.08

Para velocidades menores de 5 rpm:
K = $\frac{47}{rpm}$

* Los valores "K" se aplican sólo a coples tipo F, FT, CM, P, H y BW

SELECCION DE UN COPLE... Por Tablas

- A. DETERMINE EL FACTOR DE SERVICIO**
Para aplicaciones en las que la máquina impulsora es un MOTOR ó TURBINA, consúltese la Tabla 4.
Para aplicaciones en las que la máquina impulsora es un motor de combustión interna, consúltese la Tabla 5.
- B. DETERMINE LA POTENCIA EQUIVALENTE.**
Refiérase a la Tabla 2. Debajo de los HP efectivos del motor, y opuesto al factor de servicio determinado en el inciso A, obténgase los HP equivalentes.
- C. SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE.**
Refiérase a la Tabla 3. Trace una línea horizontal desde la velocidad requerida hasta tener un valor igual ó mayor que el de los HP equivalentes determinados en el inciso B. Léase el tamaño del cople en la parte superior de la columna.
- D. VERIFIQUESE EL BARRENO MAXIMO Y LA VELOCIDAD.**
Refiérase a la Tabla de dimensiones de la página 6. Verifíquese el barreno máximo y la velocidad del cople seleccionado. De requerirse un barreno más grande, refiérase-

a la Tabla 8 en la página 7 que contiene los barrenos máximos con cuñeros reducidos, o selecciónese un cople de mayor tamaño. Si se requiere un cople con capacidad para una velocidad más alta, consúltese a la Fábrica.

EJEMPLO:

Se requiere un cople para conectar un motor de 20 hp con 1750 rpm a un reductor de velocidad que mueva un transportador de ensamble. El diámetro de la flecha del motor es de 41.3 mm y el diámetro de la flecha del reductor es de 38.1 mm.

SELECCION

- A. De la Tabla 4, el factor de servicio es 1.0
- B. De la Tabla 2, el hp equivalente es 20.
- C. De la Tabla 3, el cople seleccionado sera el 6F
- D. De la Tabla de dimensiones, página 6, el cople 6F con 41.3 mm. de barreno máximo y una velocidad de 6000 rpm, resulta ser la selección correcta.

TABLA 2 Potencia equivalente = HP efectivos x Factor de Servicio

Factor de Servicio	POTENCIA REAL DEL MOTOR EN HP																									
	¾	1	1½	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
.75	.56	.75	1.1	1.5	2.0	3.7	5.6	7.5	11	15	19	22	30	37	45	56	75	94	112	150	187	225	262	300	337	375
1.0	.75	1.0	1.5	2.0	3.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.25	.94	1.25	1.9	2.5	3.8	6.3	9.4	12.5	19	25	31	38	50	63	75	94	125	156	188	250	313	375	438	500	563	625
1.5	1.1	1.5	2.3	3.0	4.5	7.5	11.3	15	23	30	38	45	60	75	90	113	150	188	225	300	375	450	525	600	675	750
1.75	1.3	1.8	2.6	3.5	5.3	8.8	13.1	18	26	35	44	53	70	88	105	131	175	219	263	350	438	525	613	700	788	875
2.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	10.0	15.0	20	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
2.5	1.9	2.5	3.8	5.0	7.5	12.5	18.8	25	38	50	63	75	100	125	150	188	250	313	375	500	625	750	875	1000	1125	1250
3.0	2.3	3.0	4.5	6.0	9.0	15.0	22.5	30	45	60	75	90	120	150	180	225	300	375	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
3.5	2.6	3.5	5.0	7.0	10.5	17.5	26.2	35	53	70	88	105	140	175	210	263	350	438	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750

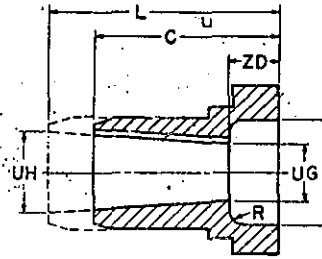
TABLA 3 Selección de coples... Basada en la potencia equivalente en HP, según Tabla 2

Velocidad en RPM.*	TAMAÑO DEL COPLE																		
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19		
3350	7.7	17.2	28.6	40.0	72.0	154	228	300	429	657									
2900	6.4	14.3	23.8	33.4	62.0	128	190	250	358	548									
1750	3.9	8.6	14.3	20.0	37.0	77	114	150	214	328	458	671	958	1330	1715	2140	3140		
1450	3.3	7.3	12.2	17.1	32.0	66	98	128	183	280	390	573	816	1160	1460	1830	2680		
1170	2.8	6.2	10.6	14.4	26.8	58	82	108	155	237	330	485	690	960	1240	1550	2270		
1000	2.5	5.5	9.2	12.8	24.8	50	73	96	138	211	294	430	615	850	1100	1375	2020		
870	2.2	4.9	8.2	11.5	21.3	44	66	86	123	188	262	385	550	760	985	1230	1800		
720	1.9	4.2	7.1	9.9	18.3	38	56	74	106	162	225	331	470	655	845	1057	1550		
650	1.8	3.9	6.4	9.1	16.9	35	52	68	98	149	208	305	435	603	780	975	1430		
580	1.6	3.6	6.0	8.3	15.5	32	48	63	89	133	190	280	400	553	715	893	1310		
520	1.5	3.3	5.5	7.7	14.2	29.5	44	57	82	120	175	257	366	508	656	820	1200		
420	1.2	2.8	4.6	6.5	12.0	24.9	37	48	69	106	147	216	309	429	553	692	1010		
350	1.1	2.4	3.9	5.6	10.4	21.6	32	42	62	92	128	188	268	372	480	600	880		
280	.9	2.0	3.3	4.7	8.7	18.0	26.6	35	52	77	106	157	223	310	400	500	733		
230	.8	1.7	2.9	4.0	7.4	15.0	22.8	30	44	66	91	134	191	266	343	430	629		
190	.7	1.5	2.5	3.4	6.4	13.0	19	25	37	56	78	115	164	228	294	368	540		
155	.6	1.3	2.1	3.0	5.5	12.0	18	24	32	49	68	100	142	198	256	319	469		
125		1.0	1.7	2.4	4.5	10	15	20	28	40	55	81	115	160	207	259	380		
100		.9	1.5	2.1	3.9	8.0	11.9	15.6	22.2	34	47	70	99	138	178	222	326		
84		.8	1.3	1.8	3.3	6.9	10.3	13.5	19.3	29.5	41	60	86	119	154	192	282		
68		.7	1.1	1.6	2.9	6.0	8.9	11.7	16.7	25.5	36	52	74	103	134	167	244		
56		.9	1.3	2.4	5.0	7.5	9.8	14.0	21.5	30	44	63	87	112	140	206			
45		.8	1.1	2.1	4.3	6.4	8.3	11.9	18.3	25.4	37	53	74	95	119	175			
37		.9	1.7	3.6	5.3	7.0	10.0	15.3	21.3	31	45	65	82	100	147				
30		.8	1.5	3.0	4.5	5.9	8.4	12.9	18.0	26.4	38	52	67	84	124				
25		.7	1.2	2.5	3.7	4.9	7.0	10.7	15.0	22.0	31.3	44.0	56.0	70.0	103				
20		1.0	2.0	3.0	3.9	5.6	8.6	12.0	17.6	25.1	34.8	45.0	56.0	82.0					
16.5		.8	1.7	2.5	3.2	4.6	7.1	9.9	14.5	20.7	28.7	37.0	46.0	68.0					
13.5		.7	1.4	2.0	2.7	3.8	5.8	8.1	11.9	16.9	23.5	30.3	37.9	56.0					
11.0		.5	1.1	1.6	2.2	3.1	4.7	6.6	9.7	13.8	19.2	24.7	30.9	45.0					
9.0		.9	1.3	1.8	2.5	3.9	5.4	7.9	11.3	15.7	20.2	25.3	37.0						
7.5		.8	1.1	1.5	2.1	3.2	4.5	6.6	9.4	13.0	16.8	21.0	31.0						

*Si la velocidad requerida no está en la Tabla, use la siguiente menor o interpole en las existentes.

PARA COPLES DE MAYOR TAMAÑO, CONSULTESE EL BOLETIN 431-112-E.

INGENIERIA — Dimensiones en milímetros



1006

LIMITACIONES EN BARRENOS CONICOS Y CAJAS

La tabla 6 de abajo, especifica las limitaciones de barrenos cónicos y cajas en mame-
lones de coples comúnmente requeridos. En aplicaciones que excedan estas limitaciones
o que necesiten de mameiones de mayor longitud a las listadas, deberá consultarse a
la fábrica. También cuando se requiera información de coples tipo F para motores
de molinos, ésta puede proporcionarse a solicitud.

TABLA 6 Dimensiones en mm. para Barrenos Cónicos y Cajas en un Mamelón

Tamaño de Cople	3F	4F	5F	6F	7F	8F	9F	10F	11F	12F	13F	14F	15F	16F	17F	18F	190F
C	41.28	53.98	53.98	53.98	53.98	76.20	82.55	95.25	95.25	98.43	98.43	123.83	127.00	127.00	130.18	139.70	190.50
R	3.18	3.18	3.18	6.35	6.35	12.70	9.53	12.70	12.70	15.88	15.88	22.23	19.05	22.23	19.05	19.05	19.05
Z	34.93	41.28	50.80	57.15	66.68	79.38	82.55	107.95	114.30	120.65	133.35	155.58	165.10	190.50	203.20	231.78	247.65
ZD	12.70	19.05	19.05	19.05	19.05	34.93	31.75	31.75	31.75	36.51	38.10	44.45	41.28	44.45	47.63	47.63	47.63
LA †	98.43	104.78	104.78	177.80	177.80	177.80	203.20	203.20	203.20	203.20	203.20	165.10	168.28	228.60	184.15	185.74	190.50
UG(MIN.)	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	11.11	22.23	23.81	23.81	23.81	23.81	38.10	38.10	57.15	63.50	63.50	76.20
UH(MAX.)	26.99	33.34	38.10	46.04	55.56	66.68	71.44	82.55	90.49	98.43	107.95	117.48	127.00	139.70	152.40	177.80	203.20
Cuñero	6.35X 3.18	6.35X 3.18	9.53X 4.76	12.70X 6.35	12.70X 6.35	15.88X 7.94	15.88X 7.94	19.05X 9.53	22.23X 11.11	25.40X 12.70	25.40X 12.70	25.40X 12.70	31.75X 15.88	31.75X 15.88	38.10X 19.05	44.45X 22.23	50.80X 19.05

† Se lleven en almacén mameiones más largos que los estándar. Cuando se requieran mameiones de longitud especial debe especificarse previamente.
Las dimensiones se dan sólo como referencia y están sujetas a cambios sin previo aviso.

† Tolerancias 0.40 mm. — 0.00mm.
* Los cuñeros se indican para máximo barreno

TABLA 7 Cuñas Recomendables para Barrenos con una Cuña (medidas en milímetros)

Diámetro de la Flecha		Cuña		Diámetro de la Flecha		Cuña		Diámetro de la Flecha		Cuña		Diámetro de la Flecha		Cuña	
Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta	Desde	Hasta
11.13	14.29	3.18 x 3.18	44.45	57.15	12.70 x 12.70	107.95	139.70	31.75 x 31.75	279.40	330.20	76.2 x 50.8				
14.29	22.23	4.76 x 4.76	57.15	69.85	15.88 x 15.88	139.70	165.10	38.10 x 38.10	330.20	355.80	88.9 x 63.5				
22.23	31.75	6.35 x 6.35	69.85	82.55	19.05 x 19.05	165.10	190.80	44.45 x 38.10	365.60	457.20	101.6 x 76.2				
31.75	34.93	7.94 x 7.94	82.55	95.25	22.23 x 22.23	190.50	228.60	50.80 x 38.10	457.20	558.80	127.0 x 88.9				
34.93	44.45	9.53 x 9.53	95.25	114.30	25.40 x 25.40	228.60	279.40	63.50 x 44.45	558.80	660.40	152.4 x 101.6				

TABLA 8 Barreno Máximo con Cuñero Reducido †

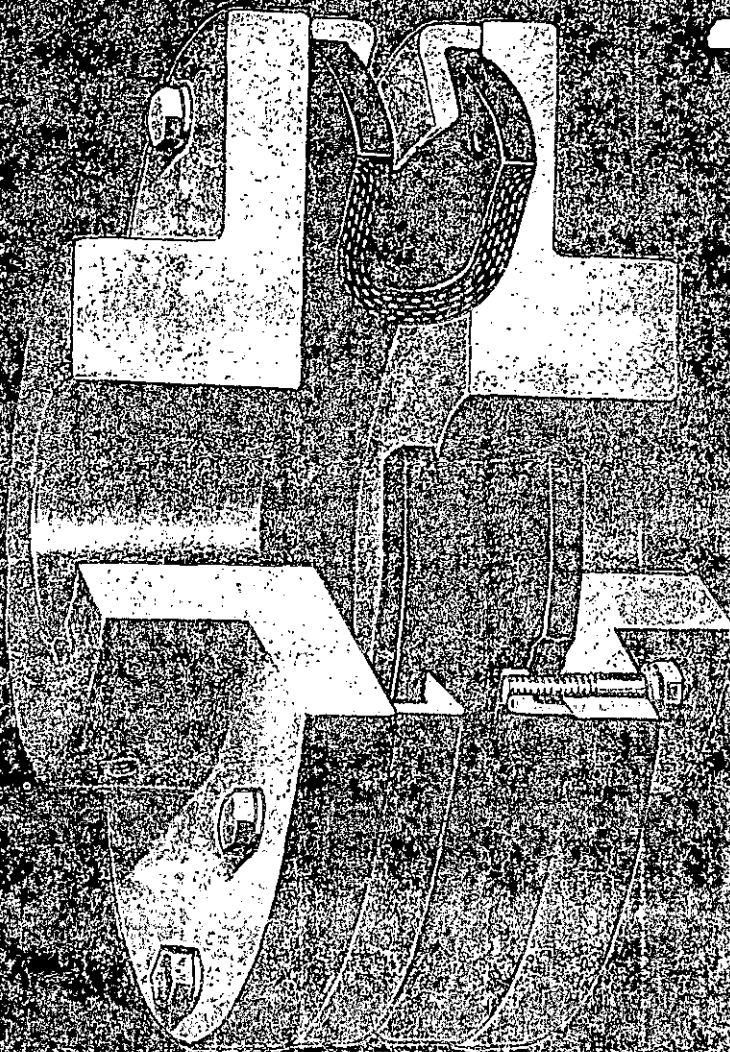
Tamaño del cople	3F	4F	5F	6F	7F	8F	9F	10F	11F	12F	13F	14F	15F	16F	17F	18F	190F	
Barreno máx. con cuñero reducido.	30.16	34.93	41.28	52.39	61.91	76.20	80.96	92.08	103.01	111.13	114.30	120.65	136.53	146.05	165.10	190.50	241.30	
Tam. máx. del cuñero.	Ancho	6.35	7.94	9.53	12.70	15.88	19.05	19.05	22.23	25.40	25.40	25.40	31.75	31.75	38.10	38.10	44.45	60.30
	Profundidad.	1.59	2.30	3.18	3.18	3.10	3.18	3.10	4.76	6.35	6.35	9.53	11.11	11.11	12.70	15.88	15.88	19.05

† Los tamaños del 3 al 11 serán proporcionados con ajuste sin interferencia con prisionero sobre el cuñero a 90 grados de éste. Los coples del 12 en adelante serán proporcionados con ajuste de interferencia sin prisioneros, a menos que se especifique lo contrario.

† Tolerancias del cuñero: Profundidad, + 0.40 a + 0.80; Ancho, + 0.00077 a - 0.000 en mm.

TABLA 9 Diámetros de flecha y capacidades para motores armazón NEMA de 60 ciclos

Tamaño del armazón	ARMAZON T																ARMAZON TS															
	143	145	182	184	213	215	254	256	284	286	324	326	364	365	404	405	444	445	284	286	324	326	364	365	404	405	444	445				
REFERIRSE A LOS FABRICANTES DE MOTORES																																
3600 RPM	APG	1½	2-3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250			
	TCCV	1½	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	25	30	40	50	60	75	100	125	150	100	125	150		
1800 RPM	APG	1	1½-2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200			
	TCCV	1	1½-2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	25	30	40	50	60	75	100	125	150	100	125	150		
1200 RPM	APG y TCCV	¾	1	1½	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125			
	APG y TCCV	½	¾	¾	1½	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100			



COUPLER TORO FLEX

...Un buen nombre en la industria

MECANICA FALK, S.A. DE C.V. PONIENTE 150 No. 842, COL. INDUSTRIAL VALLEJO MEXICO 16, D.F.

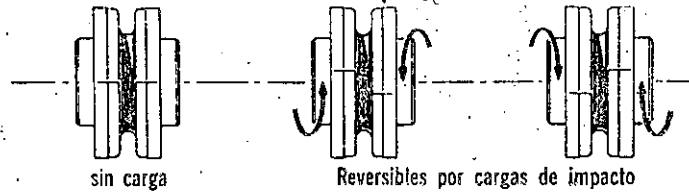


BOLETIN
461-110-E

1026

COPE TOROFLEX

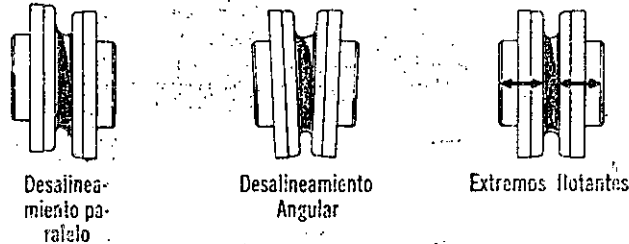
El cople TOROFLEX representa un adelanto más en el campo del diseño de los coples flexibles. Este nuevo cople, provisto de un elemento elástico, viene a complementar los tipos Steelflex, Rigiflex, y otros que produce la Fábrica desde hace más de 10 años. Actualmente ya puede seleccionarse cualquier tipo de coples, según se prefiera, cumpliendo de esta manera la Fábrica con la política de ofrecer diferentes productos competitivos en el mercado para satisfacer las múltiples aplicaciones de la industria en general. El cople TOROFLEX proporciona una alta flexibilidad torsional. Esta característica sirve para proteger tanto a la máquina motriz como a la unidad movida de las elevadas fluctuaciones de par, impactos y vibraciones que generalmente están asociadas con los equipos de combustión interna, bombas recíprocantes, compresoras y aplicaciones de servicio reversible. Un punto muy importante es el hecho de que el cople TOROFLEX no requiere lubricación, posee una amplia capacidad de desalineamiento, mantiene un completo aislamiento eléctrico entre los equipos motriz y movido, y, al no tener contacto metálico entre flechas, el ruido producido por vibración virtualmente es eliminado.



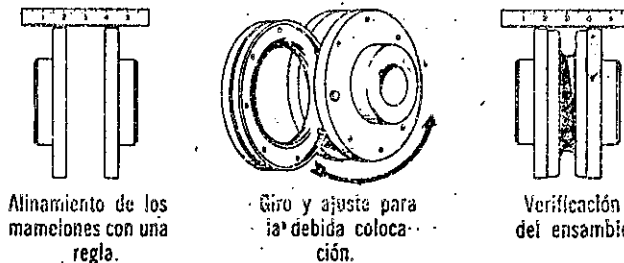
INDICE:

- 2-3 Información básica
- 4 Método de selección rápida
- 5 Factores de Servicio
- 6 Selección e Ingeniería
- 7 Dimensiones
- 8 Otros Productos

CAPACIDADES DE DESALINEAMIENTO. Dependiendo de su tamaño, el cople TOROFLEX permite hasta 3.18 mm. de desalineamiento paralelo, 4° de desalineamiento angular o 9.53 mm. de flotación en los extremos de las flechas. Las capacidades de desalineamiento en cualquier cople, representan valores máximos y conforme ese desalineamiento se acerca a su cifra más alta, la vida del cople disminuye, incrementándose el desequilibrio y la carga sobre las flechas conectadas. Consecuentemente, se obtendrá una máxima duración y óptima condición de trabajo tanto del cople como de las máquinas conectadas, si el equipo queda perfectamente alineado.



ENSAMBLE E INSTALACION. Los coples TOROFLEX pueden instalarse fácilmente con cualquier herramienta común usada en mecánica y su alineamiento puede verificarse rápidamente con una regla. El elemento elástico y las cubiertas pueden ensamblarse sin necesidad de mover la unidad motriz o movida. Después de que el cople ha sido armado, puede verificarse nuevamente su alineamiento con el canto de una regla que descansa a escuadra sobre los mamelones.



DISPONIBILIDAD — Los coples TOROFLEX pueden obtenerse de la Fábrica o a través de nuestra extensa red de distribución en toda la República.

UN COPLE PARA CADA APLICACION. Aunque una de las características más notables en el cople TOROFLEX es su capacidad para absorber y amortiguar las cargas de impacto, un solo cople no puede servir para todas las aplicaciones donde especialmente se encuentren involucrados altos pares vibratorios o fluctuaciones de par excesivos. El cople más apropiado pudiera ser para estas aplicaciones uno con una baja rigidez como el cople TOROFLEX... o con una rigidez media como el tipo Steelflex... o bien con una gran rigidez como la del cople de engranes Rigiflex.

Cualesquiera que sean sus requerimientos, la Fábrica tiene el cople apropiado para cada necesidad!

FACTORES DE SERVICIO DE LOS COPLES TOROFLEX PARA TRANSMISIONES CON MOTOR ELECTRICO Y TURBINA

Tabla 3

INDUSTRIA EN GENERAL

Main table listing various industrial equipment categories such as AGITADORES, BOMBAS, ELEVADORES, and MAQUINAS CONFORMADORAS DE METAL, with their respective service factors.

APLICACIONES POR INDUSTRIAS

Table listing service factors for specific industries including ALIMENTICIA, AZUCARERA, PETROLERA, TEXTIL, and LAMINACION.

TABLA 3-A: Para las transmisiones de motores electricos con reductores de engranes, cuyas flechas de alta y baja velocidades esten conectadas por medio de un cople resiliente. En este caso podran usarse un factor de servicio mas bajo en el cople de alta velocidad, como sigue:

* Cuando el cople se monta a la fecha de una turbina, usese un factor de servicio maximo de 1.0. * Para diseo balanceado opuesto, divídase el número de cilindros entre dos y aplíquese la tabla de arriba en los casos de las compresoras reciprocantes. * Los factores de servicio para los Molinos de Laminación están basados en la potencia del motor a una velocidad fija. En los casos en que este Factor de Servicio no produzca el correspondiente a 1.0 en el par torsional de pico del motor, éste, deberá ajustarse elevándolo de conformidad a la aplicación.

TABLA 4: Tabla de Factores de Servicio para las transmisiones con motor de combustión interna. Table with columns for No. de cilindros and Factores de servicio.

Los factores de servicio para los motores de combustión interna son los requeridos para las aplicaciones donde una buena regulación de los volantes (Compresoras) previene las excesivas fluctuaciones del par torsional. Para las transmisiones donde las fluctuaciones de par son substanciales o la operación se acerca a cierta severidad o vibración torsional, se hace necesario llevar a cabo un estudio de la masa elástica.

Antes de usar la Tabla 4, verifíquese si la aplicación, ya sea empleando motor eléctrico o turbina, requerirá un factor de servicio mayor de 2.0, según se lista en la Tabla 3. Si es mayor, deberá consultarse a la fábrica para que ésta proporcione la recomendación adecuada. Si resultare ser de 2.0 o menor, usense los Factores de Servicio indicados en la Tabla 4.

SELECCION POR FORMULA y datos de Ingenieria

LO4b

A. DETERMINESE EL FACTOR DE SERVICIO (FS)

Para las aplicaciones en donde se utilice motor eléctrico o turbina, refiérase a la Tabla 3, Pág. 5. Para aquellas movidas por motor de combustión interna, refiérase a Tabla 4, pág. 5.

B. CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

Método por potencia: Determinese el H.P. equivalente a 100 RPM, de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$\text{hp equivalentes/100 RPM} = \frac{(\text{HP transmitido} \times 100 \times \text{FS})}{\text{RPM de operación}}$$

Método por par torsional: Determinese el par equivalente a la velocidad del cople en operación, de acuerdo con la siguiente fórmula:
Par equivalente = (Par transmitido) x FS

C. SELECCION DEL TAMAÑO DEL COPLE

Consúltense la Tabla 5. En la columna de "HP a 100 RPM" o en la correspondiente a "Par" búsqese una cantidad igual o mayor a la calculada en el paso B. Encuéntrese el tamaño del cople en la 1a. columna.

D. VERIFIQUENSE EL BARRENO MAXIMO Y LA VELOCIDAD

Consúltense la Tabla 5 para verificar si los barrenos requeridos y la velocidad máxima resultan satisfactorios para la aplicación. Si el barreno necesario resultare mayor que el barreno máximo, deberá utilizarse un cople de tamaño más grande. Si la velocidad de operación es mayor que las especificadas, deberá consultarse a la fábrica.

Los mamelones de los coples con barrenos terminados deberán utilizarse en aquellas aplicaciones con cargas de choque o de paros y arranques frecuentes o con operación reversible. Cuando la aplicación es con cargas de choque o de golpeo, se requiere un factor de servicio de 3.00 o mayores.

El procedimiento de selección es el mismo para todos los coples que se encuentran listados. Los ejemplos de selección por el método de fórmula se encuentran en la parte inferior de esta página.

E. VERIFIQUENSE LAS DIMENSIONES

Refiérase a la página 7.

Tabla 5 **Datos de Selección de los coples TOROFLEX.**

Tamaño del Cople	Par Kgm.	HP a 100 rpm	Máx. Veloc. en RPM	Barrenos de los mamelones y bujes - mm.					Peso - Kgs			Apriete para los tornillos de la cubierta. Kg.-M.	Tamaño del Cople
				Barreno del mamelón con cuña cuadrada (Para el mamelón 1)		Barreno del buje (Para mamelones 2 y 3)		Mamelón 1 sin barreno	Mamelones 2 y 3 con barrenos, sin bujes	Elemento elástico Toroflex			
				Max.	Min.	Buje No.	Max				Min		
20WA	5.75	0.80	4500	34.93	1108	28.58	12.70	1.86	1.68	1362	1.38	20WA
30WA	8.05	1.11	4250	41.28	1108	28.58	12.70	2.45	2.04	1362	1.38	30WA
40WA	11.50	1.59	4000	47.63	1310	34.93	12.70	3.31	3.11	1816	1.38	40WA
50WA	18.975	2.62	3600	55.58	25.40	1610	41.28	12.70	5.44	4.08	3178	2.76	50WA
60WA	28.29	3.90	3100	63.50	25.40	2012	50.80	12.70	8.17	5.90	3632	2.76	60WA
70WA	41.687	5.75	2800	76.20	31.75	2517	63.50	12.70	11.35	8.62	4540	2.76	70WA
80WA	57.50	7.94	2600	88.90	33.27	3020	76.20	23.81	18.16	11.35	6810	2.76	80WA
90WA	92.00	12.7	2100	101.60	34.80	3020	76.20	23.81	22.70	15.89	1135	5.106	90WA
100WA	172.50	23.8	1840	127.00	34.80	3535	88.90	30.16	40.86	31.78	2043	8.28	100WA
110WA	253.00	34.9	1750	139.70	34.80	4040	101.60	36.51	54.48	40.86	2951	12.65	110WA
120WA													120WA
130WA													130WA
140WA													140WA
150WA													150WA
160WA													160WA

Las capacidades de par y potencia son factor de servicio unitario (1.00).

Hay bujes disponibles en medidas de barrenos cada 1.59 mm (1/16").

Los cuñeros que llevan los bujes están determinados de acuerdo con la Tabla de abajo. Por ejemplo, un barreno de 50.80 mm requiere un cuñero de 12.70 mm. x 6.35 mm.

El peso de un mamelón incluye la cubierta y opresores.

CURAS RECOMENDADAS — Milímetros

Dímetros de Flecha	Cuña	Dímetros de Flecha	Cuña	Dímetros de Flecha	Cuña	Dímetros de Flecha	Cuña
11.112 a 14.287	3.18 x 3.18	34.93 a 44.45	9.53 x 9.53	82.55 a 95.25	22.23 x 22.23	165.10 a 190.50	44.45 x 31.75
14.287 a 22.225	4.76 x 4.76	44.45 a 57.15	12.70 x 12.70	95.25 a 114.30	25.40 x 25.40	190.50 a 228.60	50.80 x 38.10
22.225 a 31.750	6.35 x 6.35	57.15 a 69.85	15.88 x 15.88	114.30 a 139.70	31.75 x 31.75	228.60 a 279.40	63.50 x 44.45
31.750 a 34.925	7.94 x 7.94	69.85 a 82.55	19.05 x 19.05	139.70 a 165.10	38.10 x 38.10	279.40 a 330.20	72.20 x 50.80
						330.20 a 381.00	88.90 x 63.50

Tolerancias para los cuñeros: Profundidad: + 0.381 mm. a + 0.508 mm.
Ancho: + 0.0508 mm., --- .000 mm.

EJEMPLO: Método Rápido de Selección (Pág. 4)

Se requiere un cople para conectar un motor de 10 HP, 1750 rpm, a la flecha de alta velocidad de un reductor que mueve un transportador de banda.

El diámetro del motor es de 34.93 mm. y el diámetro de la flecha del reductor es de 34.93 mm.

SELECCION:

- A. De la Tabla 3, el factor de servicio es 1.0.
- B. De la Tabla 1, la potencia equivalente es 10.
- C. De la Tabla 2, el tamaño del cople es el 20WA (Capacidad de 14.0 hp a 1750 rpm).
- D. De la Tabla 5, el barreno máximo del mamelón del 20WA es de 34.93 mm y la velocidad máxima es de 4500 rpm. El cople 20WA con barreno terminado resulta ser el adecuado.
- E. De la tabla 5, el barreno máximo del mamelón con buje de 20WA es de 28.58 mm, consecuentemente, será necesario utilizar un cople tamaño 40WA con un barreno, máximo, del buje de 34.93 mm.

EJEMPLO: Método por fórmula (Véase arriba)

Se requiere un cople para conectar un motor con 20 HP, 1170 rpm, a la flecha de alta velocidad de un reductor que tiene un cople resiliente en la flecha de baja velocidad y que mueve un molino de martillos a 10 HP.

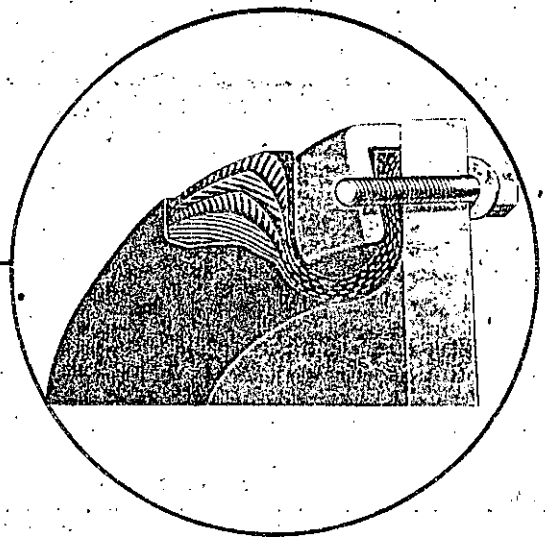
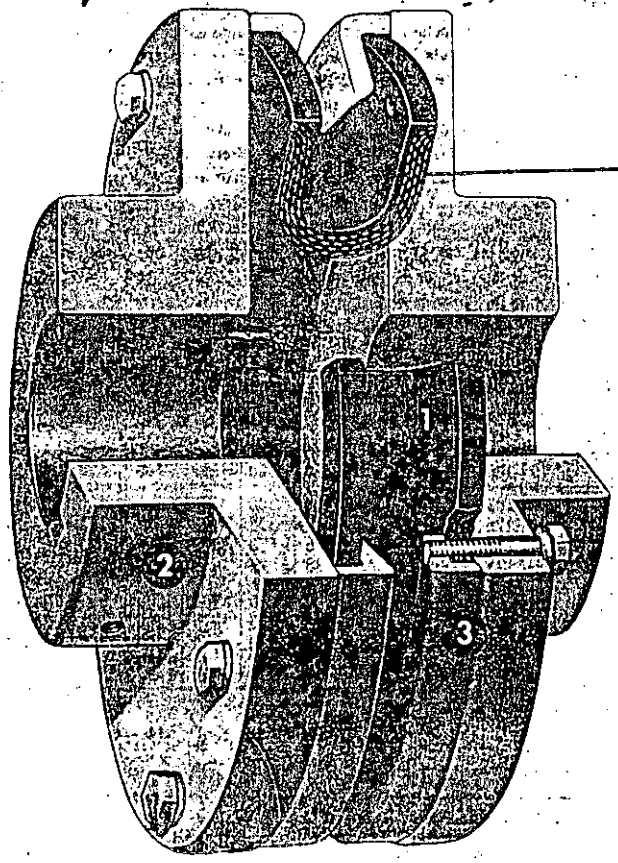
El diámetro de la flecha del motor es de 47.63 mm. y el diámetro de la flecha del reductor es de 38.10 mm.

SELECCION:

- A. De la tabla 3, el factor de servicio es de 1.75, pero, debido a la flecha de baja velocidad del reductor emplea un cople resiliente, el factor de servicio para el cople que llevará la flecha de alta velocidad, será de 1.25; consúltense la Tabla 3A.
- B. Calcúlese los hp equivalentes, a 100 rpm.

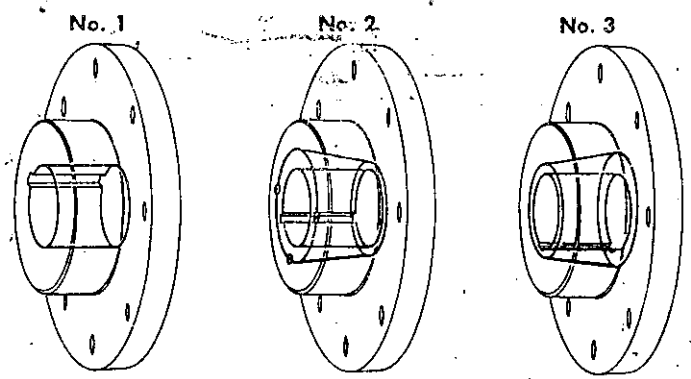
$$\text{hp/100 rpm} = \frac{19 \times 100 \times 1.25}{1170} = 2.03$$

- C. De la tabla 5, la capacidad del 50WA es de 2.62 hp a 100 rpm.
- D. De la tabla 5, el barreno terminado y velocidades máximas del 50WA son satisfactorios.
- E. De la tabla 5, el diámetro máximo del 50WA con buje es de 41.28 mm. Consecuentemente el cople 60WA con diámetro máximo de barreno de 50.80 mm. y 3100 rpm., resulta ser el adecuado para la selección de un cople con buje.



1 El elemento elástico del cople "TOROFLEX"
 Este elemento elástico está constituido por un cierto número de capas de nylon (el número de éstas varía de acuerdo con el tamaño del cople), vulcanizadas unas con otras y recubiertas con hule natural. Este elemento está diseñado para operar en temperatura ambiente en el rango de 39°C bajo 0, hasta 65°C sobre 0, transmitiendo el par motor con un desalineamiento máximo razonable sin ninguna inducción de empujes transversales sobre los cojinetes de las flechas que conecta el cople. Además, la fuerza centrífuga, al actuar sobre esta llanta invertida, tiende a separar los mamelones y neutralizar las fuerzas de torsión que, en otra forma, tenderían a juntar éstos. Finalmente, el elemento elástico del cople TOROFLEX tiene todos sus ángulos redondeados de tal manera que alojado y fijado este elemento a las cubiertas protectoras y a los mamelones por medio de tornillos, ofrece una seguridad de operación completa.

TIPOS DE MAMELONES



No. 1 BARRENO CILINDRICO
No. 2 BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL EXTREMO DEL MAMELON
No. 3 BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL LADO DE LA RANURA DE SEPARACION

2 Mamelones
 Los mamelones para los coples TOROFLEX se surten con la variedad más amplia y comunmente usada de barrenos terminados y barrenos para bujes cónicos. Los mamelones con barrenos terminados ofrecen una máxima resistencia aún en las aplicaciones de trabajo más críticas, permitiendo una completa utilización de su capacidad. Aquellos que vienen con barrenos cónicos son de dos tipos, permitiendo que el buje pueda insertarse, ya sea en el extremo del mamelón o en el extremo de la ranura de separación. Los sujetadores que se emplean en el elemento flexible del cople TOROFLEX están ocultos para lograr máxima seguridad.

3 Cubiertas de sujeción
 Las cubiertas de lámina de acero sirven para asegurar el elemento flexible del cople TOROFLEX a los mamelones. Quedan sujetos por medio de unos tornillos de alta resistencia que pasan a través de las bridas del mamelón y el elemento flexible hasta las cubiertas interiores. No existe, pues, ninguna posibilidad de que haya deslizamiento entre los mamelones y el elemento flexible de este cople.

METODO RAPIDO DE SELECCION

106b

A. DETERMINESE EL FACTOR DE SERVICIO.

Para aplicaciones con motor eléctrico o de turbina, refiérase a la Tabla 3, página 5. Para aplicaciones con motor de combustión interna, refiérase a la Tabla 4, página 5.

B. DETERMINESE LA POTENCIA EQUIVALENTE.

Refiérase a la Tabla 1. Bajo la columna de la potencia real del motor requerido, y opuesto al factor de servicio determinado en el paso A, léase la potencia equivalente.

C. SELECCIONESE EL TAMAÑO DEL COPLÉ.

Refiérase a la Tabla 2. Horizontalmente de la velocidad requerida a un valor igual o mayor que la potencia equivalente determinada en el paso B., léase el tamaño del coplé en la parte superior de la columna.

Si no se indica la velocidad requerida utilícese la velocidad siguiente más baja o interpólese entre las que se encuentran listadas.

Refiérase a la Tabla 5, página 6.—Verifíquese el barrero máximo y velocidad del tamaño y tipo del coplé seleccionado con los requerimientos de la aplicación. Si el barrero requerido fuese más grande, selecciónese un coplé de mayor tamaño. En caso de que la velocidad solicitada fuese mayor que las listadas, deberá consultarse a la fábrica.

Las mazas con barrenos terminados deberán usarse en aquellas aplicaciones que involucren una combinación de cargas con golpe y arranques repentinos en forma continuada, paros o servicio reversible. Para este propósito, las cargas con golpe son aplicaciones que requieren un factor de servicio de 3.00 o mayores.

La forma de selección es la misma para todos los coplés listados. Véase la pág. 6 donde se encuentra un ejemplo de selección por este método.

Tabla 1 Potencia Equivalente = (Hp reales x Factor de Servicio)

F.S.	HP REALES DEL MOTOR																									
	.75	1	1.5	2	3	5	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.00	.75	1.0	1.5	2.0	3.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.25	.94	1.25	1.9	2.5	3.8	6.3	9.4	12.5	19	25	31	38	50	63	75	94	125	156	188	250	312	375	438	500	563	625
1.50	1.1	1.5	2.3	3.0	4.5	7.5	11.3	15	23	30	38	45	60	75	90	113	150	188	225	300	375	450	525	600	675	750
1.75	1.3	1.8	2.6	3.5	5.3	8.8	13.1	18	26	35	44	53	70	88	105	131	175	219	262	350	438	525	613	700	787	875
2.00	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	10	15	20	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
2.50	1.9	2.5	3.8	5.0	7.5	13	19	25	38	50	63	75	100	125	150	180	250	312	375	500	625	750	875	1000	1125	1250
3.00	2.3	3.0	4.5	6.0	9.0	15	23	30	45	60	75	90	120	150	180	225	300	375	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
3.50	2.6	3.5	5.3	7.0	10.5	17.5	26.2	35	52	70	87	105	140	175	210	262	350	436	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750

Para los factores de servicio no listados, la potencia equivalente es igual al hp real por el factor de servicio.

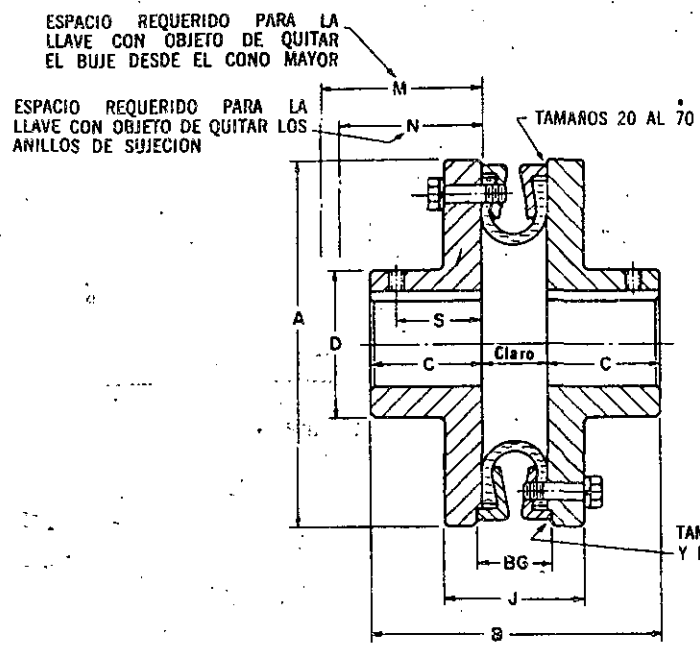
Tabla 2 Selección del coplé... basada en la potencia equivalente, FS = 1.0

RPM	TAMAÑO DEL COPLÉ														
	20WA	30WA	40WA	50WA	60WA	70WA	80WA	90WA	100WA	110WA	120WA	130WA	140WA	150WA	160WA
3500	28.0	38.8	55.7	81.7											
3000	24.0	33.3	47.7	78.5	117										
1750	14.0	19.5	28.0	45.8	68.3	100	139	222	417	610					
1430	11.43	15.9	22.8	37.4	55.8	82.3	113	182	340	499					
1170	9.36	13.0	18.6	30.6	45.7	67.4	92.7	149	278	408					
1000	8.00	11.1	15.9	26.2	39.0	57.5	79.4	127	238	349					
870	6.95	9.66	13.8	22.8	34.0	50.0	69.0	111	207	304					
720	5.75	8.00	11.5	18.9	28.1	41.4	57.1	91.5	171	251					
650	5.20	7.22	10.4	17.1	25.8	37.4	51.6	82.5	155	227					
580	4.64	6.45	9.22	15.2	22.6	33.4	46.0	73.7	138	202					
520	4.16	5.78	8.27	13.7	20.3	29.9	41.3	66.1	124	191					
420	3.36	4.66	6.68	11.0	16.4	24.2	33.3	53.4	100	147					
350	2.80	3.88	5.57	9.17	13.7	20.1	27.8	44.5	83.4	122					
280	2.24	3.11	4.45	7.34	10.9	16.1	22.2	35.6	66.6	97.6					
230	1.84	2.55	3.66	6.03	8.97	13.2	18.2	29.2	54.8	80.2					
190	1.52	2.11	3.02	4.97	7.41	10.9	15.1	24.2	45.2	66.3					
155	1.24	1.72	2.46	4.06	6.04	8.93	12.3	19.7	36.9	54.1					
125	1.00	1.39	1.95	3.22	4.87	7.19	9.91	15.9	29.8	43.6					
100	.80	1.11	1.59	2.62	3.90	5.75	7.94	12.7	23.8	34.9					
84	.67	.93	1.34	2.21	3.28	4.83	6.66	10.7	20.0	29.3					
68	.54	.75	1.08	1.78	2.65	3.91	5.39	8.64	16.2	23.7					
56	.45	.62	.89	1.47	2.18	3.22	4.44	7.11	13.3	19.5					
45	.36	.50	.72	1.18	1.75	2.58	3.57	5.71	10.7	15.7					
37		.41	.59	.97	1.44	2.13	2.93	4.70	8.81	12.9					
30		.33	.48	.78	1.17	1.73	2.38	3.81	7.14	10.5					
25			.40	.65	.98	1.44	1.98	3.18	5.95	8.71					
20			.32	.52	.78	1.15	1.59	2.54	4.77	6.97					
16.5				.43	.64	.95	1.31	2.10	3.93	5.76					
13.5				.35	.53	.75	1.07	1.72	3.22	4.71					
11.0				.28	.43	.63	.87	1.40	2.62	3.84					
9.0					.35	.52	.71	1.14	2.14	3.14					
7.5					.29	.43	.60	.95	1.79	2.62					

* Si la velocidad requerida no se encuentra listada, utilícese la velocidad siguiente más baja o hágase una interpolación entre las indicadas. Si la velocidad requerida es mayor de 3500 rpm o menor de 7.5 rpm, deberá referirse al método de selección por FORMULA que se encuentra en la página 6.

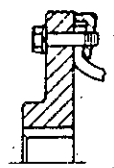
107b

tipo WA 20

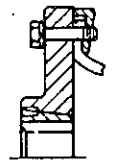


BARRENOS DE LOS MAMELONES

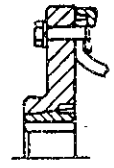
Mamelón No. 1
BARRENOS RECTOS Y ESPECIALES



Mamelón No. 2
BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL EXTREMO DEL MAMELON



Mamelón No. 3
BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL LADO DEL ESPACIO DE SEPARACION.



Tamaño	HP a 100 rpm	Máx. veloc. en rpm	Mamelón 1		Mamelones 2 y 3				Dimensiones - Milímetros														
			Barreno Máx. (Cua cuadrado)	Barreno Mín.	Peso del Copie sin Barreno Kg.	Buje Cónico "Taper Lock" No.	Barreno Máx. del Buje	Barreno Mín. del Buje	Peso del Copie sin Buje Kg.	A	B		C		D	J	M	N	S	Claro *	BG		
											Barrenado Recto	Barrenado Cónico	Barrenado Recto	Barrenado Cónico									
20WA	0.80	4500	34.93	3.86	1108	28.58	12.70	3.50	137.16	76.96	76.96	25.40	25.40	61.98	52.58	57.15	73.15	19.61	26.16	
30WA	1.11	4250	41.28	4.99	1108	28.58	12.70	4.18	149.86	92.96	77.72	33.02	25.40	70.10	51.31	57.15	73.15	27.43	26.92	
40WA	1.59	4000	47.63	6.81	1310	34.93	12.70	5.63	172.21	96.52	87.38	34.04	29.46	91.95	52.83	70.61	73.15	26.92	28.45	
50WA	2.62	3600	55.58	25.40	10.90	1610	41.28	12.70	8.49	192.02	125.43	93.98	45.21	29.46	98.55	62.48	70.61	73.15	32.51	35.05	
60WA	3.90	3100	63.50	25.40	16.34	2012	50.80	12.70	12.26	218.95	137.67	109.22	49.78	35.56	117.35	68.58	86.36	76.20	39.62	38.10	
70WA	5.75	2800	76.20	31.75	23.61	2517	63.50	12.70	17.71	242.06	156.97	137.67	57.91	48.26	130.56	82.80	105.41	82.55	45.21	41.15	
80WA	7.94	2600	88.90	33.27	37.23	3020	76.20	23.81	23.61	275.84	186.69	152.15	71.12	53.85	171.70	71.88	122.17	78.74	42.67	44.45	49.53	
90WA	12.7	2100	101.60	34.80	46.31	3020	76.20	23.81	33.14	310.39	218.44	161.54	82.30	53.85	177.80	86.36	122.17	82.80	53.85	60.71	
100WA	23.8	1840	127.00	34.80	83.99	3535	88.90	30.16	65.83	356.62	266.70	247.40	101.60	91.95	212.85	101.69	177.80	90.68	63.50	71.12	
110WA	34.9	1750	139.70	34.80	112.14	4040	101.60	36.51	84.90	392.68	299.72	285.50	111.76	104.65	233.17	118.87	209.55	95.00	76.20	86.11	
120WA																							
130WA																							
140WA																							
150WA																							
160WA																							

*Úsese el claro o espacio de separación cuando las masas se ensamblen a ras con los extremos de las flechas. Estas pueden no quedar a ras cuando el espacio de separación es proporcional a los casos de flotación en los extremos y desalineamiento: córtese el elemento flexible en un lugar y los anillos de sujeción en la mitad. El corte de estos últimos deberá ser hecho entre los barrenos y deberán matarse los filos.

NOTA.—Las dimensiones sirven como referencia y están sujetas a cambio sin previo aviso.

COMO FORMULAR SUS ORDENES: La siguiente información es necesaria para poder presentar la cotización o embarcar de acuerdo con sus requerimientos exactos.

1. TAMARO DEL COPLE

Si éste no es conocido o existe alguna duda al respecto, deberán proporcionarse los siguientes datos:

- a) Velocidades de operación.
- b) Caballaje: Normal y máximo.
- c) Tipo de la unidad motriz: Motor eléctrico de combustión interna, etc.
- d) Máquina movida (Ver tablas en la Pág. 5).

2. BARRENOS DE LOS COPLES — Especificuense los tipos de los mame- lones, de lo contrario, la Fábrica se reserva el derecho de seleccionar el tipo del mamelón.

Mamelones con barrenos acabados, tipo 1. (Especifíquese el barreno y cuñero).

- a) Barreno piloto, sin opresor.
- b) Ajuste holgado (para ajuste holgado Clase AGMA I. con opresor sobre el cuñero).
- c) Ajuste de interferencia (tamaños 90WA y mayores, que se surten normalmente para ajuste de interferencia AGMA, estándar, sin opresores).

Mamelones con barrenos cónicos, tipos 2 y 3

- a) Barreno y cuñero de la flecha.
- b) Tipos de barrenos del mamelón. (Los coples completos generalmente se surten con su barreno tipo 2 en un mamelón y uno tipo 3 en el otro).

CORPORACIÓN DE ENGRANES



MEXICO 16, D. F.

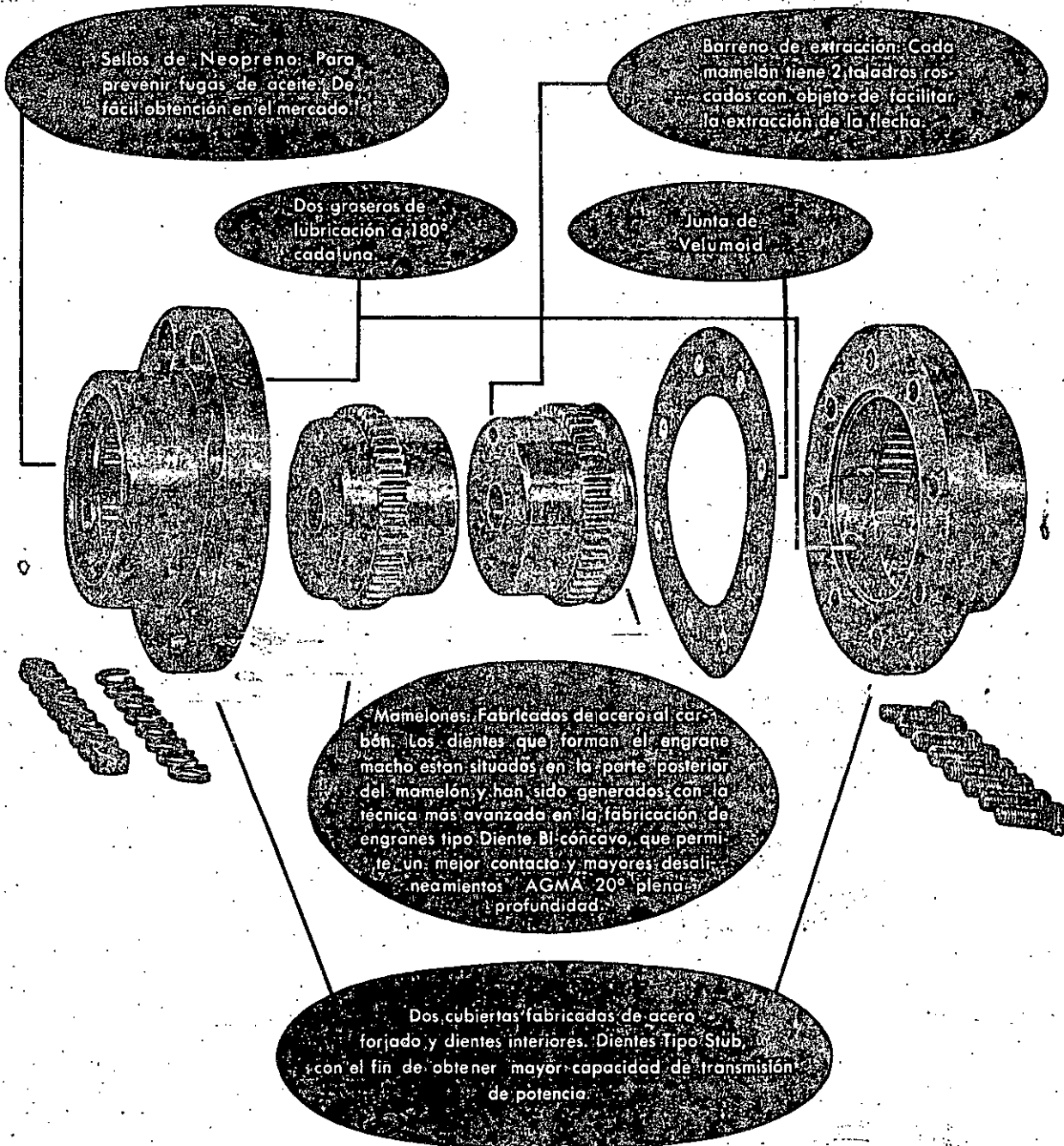
*...Un buen nombre en
la industria*

BOLETIN
441-110 E
AGOSTO 1974

CONSTRUCCION DEL COPLE

RIGIFLEX "G"

con ranuras y literas ocultas o expuestas



Como formular sus ordenes de Coples Rigiflex

LA SIGUIENTE INFORMACION ES NECESARIA PARA PODER PRESENTAR LA COTIZACION O EMBARCAR DE ACUERDO CON SUS REQUERIMIENTOS EXACTOS.

ESPECIFIQUE TAMAÑOS Y TIPOS DE COPLES.

Los coples son surtidos generalmente como estandar, en el tipo de tuercas expuestas, a menos que se especifique el tipo de tuercas ocultas con excepción de los tamaños 60G y 70G que se surten con tuercas expuestas, unicamente.

DIAMETROS DE FLECHAS:

A menos que se especifique lo contrario todos los mamelones serán barrenados con una interferencia de 0.013 mm. (0.0005") por cada milímetro de diámetro de la flecha en caso de requerirse barreno cónico, es necesario proporcionar los datos completos de la flecha cónica que se indican a la derecha.

APLICACION HORIZONTAL O VERTICAL:

Todos los coples, excepto los tipos 6V son surtidos para servicio horizontal a menos que se especifique lo contrario en la orden.

CUÑERO:

Consulte la tabla 7 pag. 10 para cuñas recomendables.

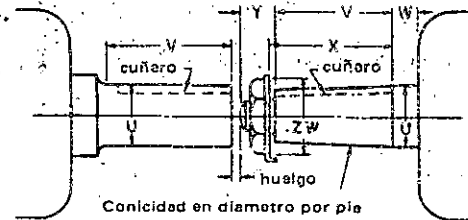
MAQUINA MOTRIZ:

Indicar si se trata de motor eléctrico, de combustion interna ó turbina y su capacidad en HP y R. P. M.

APLICACION:

Tipo de máquina a mover.

DATOS PARA BARRENOS RECTOS Y CONICOS



PROPORCIONAR DIMENSIONES EN MM. PARA FLECHAS RECTAS

	FLECHA MOTRIZ	FLECHA MOVIDA
Diametro	U _____	Diametro U _____
Longitud	V _____	Longitud V _____
Cuñero	_____	Cuñero _____
PARA FLECHAS CONICAS		
Diametro	U _____	Plano o Croquis _____
Longitud	V _____	Esquinas ZW _____
Longitud	W _____	Conicidad por pie _____
Longitud	Y _____	Cuñero _____

CAPACIDAD DE DESALINEAMIENTO

Como generalmente no puede obtenerse un alineamiento perfecto entre la flecha motriz y la flecha movida, los coples de engranes Mecánica Falk son diseñados con el fin de absorber tanto el desalineamiento paralelo como el angular y permitir así un juego libre de fricción ó movimiento axial de las flechas. (A solicitud, puede limitarse esta flotación).

Los coples Rigiflex pueden absorber los siguientes desalineamientos. (En el caso de requerir un mayor desalineamiento, deberá consultarse a la fábrica).

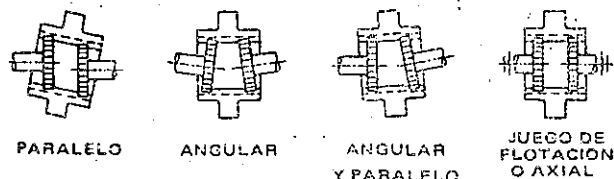
DESALINEAMIENTO ANGULAR:

Los coples Rigiflex absorben 3/40 por mamelón o sea 1 1/20 entre flechas en el tipo G10 y G20 y 3/40 entre flechas en el tipo G51 y G52

DESALINEAMIENTO PARALELO:

Los coples de simple acoplamiento tipos G-51 y G-52 pueden absorber únicamente el desalineamiento angular. Para los de doble acoplamiento tipos G-10 y G-20, vea la tabla 1, de capacidades de desalineamiento paralelo.

Si las flechas motriz y movida son alineadas lo mejor posible, se logrará una máxima vida con un mínimo mantenimiento.



TAMAÑO	15	20	25	30	35	40
Máx. en Instalación	0.127	0.245	0.245	0.307	0.304	0.304
Máx. en Diseño	0.762	1.143	1.270	1.651	2.032	2.286
TAMAÑO	45	50	55	60	70	
Máx. en Instalación	0.304	0.304	0.304	0.304	0.304	
Máx. en Diseño	2.667	3.048	3.302	3.683	4.318	

111b

SELECCION DE UN COPLE... Por Tablas

- A.- DETERMINE EL FACTOR DE SERVICIO**
Para aplicaciones en las que la máquina impulsora es un motor o turbina, consúltese la tabla 4.
Para aplicaciones con motor de combustión interna referirse a la nota () de la página 5.
- B.- DETERMINE LA POTENCIA EQUIVALENTE**
Refierase a la tabla 2 debajo de los HP. efectivos del motor, y opuesto al factor de servicio determinado en el inciso A, obtengase los HP. equivalentes.
- C.- SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE**
Refierase a la tabla 3, trase una línea horizontal desde la velocidad requerida hasta tener un valor igual o mayor que el de los HP. equivalentes determinados en el inciso B, léase el tamaño del cople en la parte superior de la columna.
- D.- VERIFIQUESE EL BARRENO MÁXIMO Y LA VELOCIDAD**
Refierase a las tablas de dimensiones de las páginas 7 y 9, verifíquese el barreno máximo y la velocidad máxima del cople seleccionado. Si se requiere un barreno más grande, seleccione un tamaño de cople mayor.
- E.- SELECCIONE EL TIPO DE COPLE**
El tipo G-10 con tuercas ocultas ó el tipo G-20 con tuercas expuestas es la selección más adecuada para la mayoría de las instalaciones industriales, habiendo otros tipos de coples para aplicaciones especiales dentro de este boletín.

SELECCION DE UN COPLE... Por Formula

- A.- DETERMINE EL FACTOR DE SERVICIO**
Se determina como en el método por tablas.
 - B.- DETERMINE LA CAPACIDAD REQUERIDA EN HP. A 100 RPM COMO SIGUE:**
Capacidad en HP. a 100 RPM. = $\frac{\text{HP. a Transmítirse} \times 100 \times \text{F.S.}}{\text{RPM.}}$
 - C.- SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE**
Refierase a las tablas de las páginas 7 y 9, localice en la columna de Hp. a 100 rpm., un valor igual o mayor al calculado en el inciso B, encuentre el tamaño del cople a la izquierda de este valor.
 - D.- VERIFIQUE EL BARRENO MÁXIMO Y LA VELOCIDAD**
Refierase a las tablas de dimensiones de las páginas 6, 7, 8 y 9, verifíquese el barreno máximo y la velocidad máxima del cople seleccionado, si se requiere un barreno más grande, seleccione un cople mayor.
- Ejemplo:**
Selecione un cople para conectar un motor eléctrico de 250 HP. 1170 RPM a un ventilador de tiro forzado. La flecha del motor es de 57.15 mm. y la del ventilador de 63.5mm. de diámetro.
- SELECCION... Por Tablas**
A.- De la tabla 4 el factor de servicio es de 1.5
B.- Potencia equivalente = $250 \times 1.5 = 375$ HP.
C.- De la tabla 3 el cople seleccionado es el 20-G
D.- De la tabla de dimensiones, página 7, el cople 20-G con 66.7 mm. de barreno máximo y una velocidad de 6500 rpm. resulta ser la selección correcta.
- METODO DE... Formula:**
B.- $\text{HP. a 100 rpm.} = \frac{250 \times 100 \times 1.5}{1170} = 32$
C.- Según la tabla de dimensiones de la página 7, el tamaño 20-G tiene una capacidad de 50 HP. a 100 RPM.

TABLA 2		Potencia Equivalente = HP. Efectivos X Factor de servicio																								
Fact. de Serv.	POTENCIA REAL DEL MOTOR EN HP.																									
	¾	1	1½	2	3	5	7½	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.0	.75	1.0	1.5	2.0	3.0	5.0	7.5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
1.25	.94	1.25	1.9	2.5	3.8	6.3	9.4	12.5	19	25	31	38	50	63	75	94	125	156	188	250	312	375	438	500	563	625
1.5	1.1	1.5	2.3	3.0	4.5	7.5	11.3	15	23	30	38	45	60	75	90	113	150	188	225	300	375	450	525	600	675	750
1.75	1.3	1.8	2.6	3.5	5.3	8.8	13.1	18	26	35	44	53	70	88	105	131	175	219	262	350	438	525	613	700	787	875
2.0	1.5	2.0	3.0	4.0	6.0	10	15	20	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
2.5	1.9	2.5	3.8	5.0	7.5	13	19	25	38	50	63	75	100	125	150	190	250	312	375	500	625	750	875	1000	1125	1250
3.0	2.3	3.0	4.5	6.0	9.0	15	23	30	45	60	75	90	120	150	180	225	300	375	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
3.5	2.6	3.5	5.3	7.0	10.5	17.5	26.2	35	52	70	87	105	140	175	210	262	350	436	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750

TABLA 3		Selección de Coples... Basada en la potencia equivalente en HP., según Tabla 2											
Velocidad en rpm. †	TAMAÑO DEL COPLE												
	10G	15G	20G	25G	30G	35G	40G	45G	50G	55G	60G	70G	
3600	288	864	1800	3240	5400	7200	10800	15300	17550	23400	
3000	240	720	1500	2700	4500	6000	9000	12750	15500	20400	
1750	140	420	875	1575	2625	3500	5250	7437	10237	13650	17500	28000	
1420	114	343	715	1287	2145	2860	4290	6077	8365	11154	14300	22880	
1170	93.6	281	585	1053	1755	2340	3510	4972	6844	9126	11700	18720	
1000	80.0	240	500	900	1500	2000	3000	4250	5850	7800	10000	16000	
870	69.6	209	435	783	1305	1740	2610	3697	5089	6786	8700	13920	
720	57.6	173	360	648	1080	1440	2160	3060	4212	5616	7200	11520	
650	52.0	156	325	585	975	1300	1950	2762	3302	5070	6500	10400	
580	46.4	139	290	522	870	1160	1740	2465	3393	4524	5800	9280	
520	41.6	125	260	468	780	1040	1560	2210	3042	4056	5200	8320	
420	33.6	101	210	378	630	840	1260	1785	2457	3276	4200	6720	
350	28.0	84.0	175	315	525	700	1050	1487	2047	2730	3500	5600	
280	22.4	67.2	140	252	420	560	840	1190	1638	2184	2800	4480	
230	18.4	55.2	115	207	345	460	690	977	1345	1794	2300	3680	
190	15.2	45.6	95.0	171	285	380	570	807	1111	1482	1900	3040	
155	12.4	37.2	77.5	139	232	310	465	659	907	1209	1550	2480	
125	10.0	30.0	62.5	112	187	250	375	531	731	975	1250	2000	
100	8.0	24.0	50.0	90.0	150	200	300	425	585	780	1000	1600	
84	6.7	20.2	42.0	75.6	126	168	252	357	491	655	840	1344	
68	5.4	16.3	34.0	61.2	102	136	204	289	398	530	680	1088	
56	4.5	13.4	28.0	50.4	84.0	112	168	238	328	437	560	896	
45	3.6	10.8	22.5	40.5	67.5	90.0	135	191	263	351	450	720	
37	3.0	8.9	18.5	33.3	55.5	74.0	111	157	216	289	370	592	
30	2.4	7.2	15.0	27.0	45.0	60.0	90.0	127	175	234	300	480	
25	2.0	6.0	12.5	22.5	37.5	50.0	75.0	106	146	195	250	400	
20	1.6	4.8	10.0	18.0	30.0	40.0	60.0	85.0	117	156	200	320	
16.5	1.3	4.0	8.2	14.8	24.7	33.0	49.5	70.1	96.5	129	165	264	
13.5	1.1	3.2	6.7	12.1	20.2	27.0	40.5	57.4	79.0	105	135	216	
11.0	.9	2.6	5.5	9.9	16.5	22.0	33.0	46.7	64.3	85.8	110	176	
9.0	.7	2.2	4.5	8.1	13.5	18.0	27.0	38.2	52.6	70.2	90.0	144	
7.5	.6	1.8	3.7	6.7	11.2	15.0	22.5	31.8	43.9	58.5	75.0	120	

† Si la velocidad requerida no está en la tabla, use la siguiente menor ó interpole en las existentes.
Si la velocidad requerida es mayor de 3600 RPM. o menor de 75 RPM. seleccionar por método de potencia.

4

112b

Tam.	HP a 100 rpm.	Vel. Max. rpm.	Barreno		Peso Kgs. sin barreno		Peso Kgs. Lubric.	DIMENSIONES mm.										G 10 Y G 20
			Max. (cuña Cuadrada)	Barreno piloto	G 10	G 20		A	B	C	D	F	H	J	M	Claro		
10G †	8	10000	34.9	12.7	3.1	3.6	0.03	115.8	79.4	38.1	50.8	69.0	15.9	37.3	49.2	3.18		
15G †	24	8000	54.0	19.0	8.2	8.4	0.06	152.4	104.7	60.8	76.2	98.4	19.0	50.8	61.9	3.18		
20G	50	6500	66.7	25.4	13.6	13.8	0.17	177.8	127.0	61.9	95.2	123.8	19.0	62.7	74.6	3.18		
25G	90	5500	82.6	31.7	22.6	24.0	0.23	212.7	159.7	77.0	117.5	146.0	22.2	76.2	92.1	4.76		
30G	150	4750	95.2	38.1	36.2	38.5	0.34	239.7	187.3	91.3	139.7	173.0	22.2	90.5	106.4	4.76		
35G	200	4250	114.3	44.4	54.3	59.0	0.46	279.4	219.0	106.4	158.7	200.0	28.6	106.4	130.2	6.35		
40G	300	3850	130.2	50.8	81.6	86.1	0.80	317.5	247.6	120.6	184.1	230.2	28.6	120.6	149.2	6.35		
45G	425	3550	139.7	57.1	111.0	113.0	1.08	346.1	277.8	134.9	203.2	258.8	28.6	134.9	165.1	7.94		
50G	585	3250	161.9	63.5	166.0	170.0	1.60	388.9	314.3	163.2	228.6	288.9	38.1	150.8	187.3	7.94		
55G	780	3000	177.8	69.8	213.0	222.0	1.93	425.4	344.6	168.3	254.0	317.5	38.1	163.5	209.5	7.94		
60G ■	1000	2850	198.8	76.2	272.0	272.0	3.46	457.2	382.6	187.3	279.4	349.2	25.4	182.6	228.6	7.94		
70G ■	1600	2500	215.9	88.9	407.0	407.0	6.35	527.0	458.8	220.7	304.8	406.4	28.6	215.9	268.3	9.53		

* Para velocidades mayores consulte a la fábrica
 † Los coples se surten con una interferencia de 0.0005" (0.013 mm.) por pulg. de diámetro de la flecha, a menos que se indique lo contrario.
 ‡ Los tamaños 10G y 15G no llevan barrenos para extractor. Todos los tamaños se surten como tipo G20, a menos de que al momento de ordenar un cople se especifique lo contrario.
 ■ Los tamaños 60G y 70G se surten solamente en el tipo G20.

Tam.	HP a 100 rpm.	Vel. Max. rpm.	Barreno Máximo				Barr. Piloto ambos mame- lones	Peso Kgs. con longitudes de Maza C sin barreno		Peso Kg. Lubri- cante	DIMENSIONES mm.													G 13 Y G 23
			Recto (cuña cu- drada)		Cónico			G13	G23		A	C	D	F	G Max.	H	J	M	P Max.	ZC Mín.	Claro			
			Barrano UH	Cuñero Max.																				
10G †	8	10000	34.9	34.9	7.9	3.5	12.7	3.1	3.6	0.03	115.8	38.1	50.8	69.0	14.3	15.9	37.3	49.2	101.6	38.1	3.18			
15G †	24	8000	54.0	54.0	12.7	6.3	19.0	8.2	8.4	0.06	152.4	50.8	76.2	98.4	25.4	19.0	50.8	61.9	114.3	50.8	3.18			
20G	50	6500	66.7	66.7	15.8	7.9	25.4	13.6	13.8	0.17	177.8	61.9	95.2	123.8	28.6	19.0	62.7	74.6	130.2	61.9	3.18			
25G	90	5500	82.6	82.6	19.0	9.5	31.7	22.6	24.0	0.23	212.7	77.0	117.5	146.0	34.9	22.2	76.2	92.1	149.2	76.2	4.76			
30G	150	4750	95.2	95.2	22.2	7.9	38.1	36.2	38.5	0.34	239.7	91.3	139.7	173.0	42.9	22.2	90.5	106.4	165.1	88.9	4.76			
35G	200	4250	114.3	114.3	25.4	9.5	44.4	54.3	59.0	0.46	279.4	106.4	158.7	200.0	54.0	28.6	106.4	130.2	184.1	101.6	6.35			
40G	300	3850	130.2	130.2	31.7	11.1	50.8	81.6	86.1	0.80	317.5	120.6	184.1	230.2	64.3	28.6	120.6	149.2	203.2	114.3	6.35			
45G	425	3550	139.7	139.7	31.7	15.8	57.1	111.0	113.0	1.08	346.1	134.9	203.2	258.8	73.0	28.6	134.9	165.1	228.6	127.0	7.94			
50G	585	3250	161.9	161.9	38.1	19.0	63.5	166.0	170.0	1.60	388.9	153.2	228.6	288.9	84.1	38.1	150.8	187.3	254.0	152.4	7.94			
55G	780	3000	177.8	177.8	38.1	19.0	69.8	213.0	222.0	1.93	425.4	168.3	254.0	317.5	81.3	38.1	163.5	209.5	298.4	160.3	7.94			
60G ■	1000	2850	198.8	198.8	44.4	22.2	76.2	272.0	272.0	3.46	457.2	187.3	279.4	349.2	106.4	25.4	182.6	228.6	304.8	184.1	7.94			
70G ■																								

* Para velocidades mayores consulte a la fábrica
 † Los mameletes con barreno recto se surten con una interferencia de 0.0005" (0.013 mm.) por pulg. de diámetro de la flecha, a menos que se indique en otra forma.
 ‡ Los tamaños G10 y G15 no llevan barrenos para extractor.
 † Todos los tamaños se surten como tipo G23, a menos de que al momento de ordenar un cople se especifique lo contrario.
 ■ El tamaño G60 se surte solamente en el tipo G23.
 ■ Con las dimensiones de motores tipo molino con normas AISE.

Tam.	HP a 100 rpm.	Vel. Max. rpm.	Barreno Max. (cuña Cuadrada)		Barr. Piloto ambos mame- lones	Peso Kgs. sin barreno		Peso Kg. Lubri- cante	DIMENSIONES mm.										G 51 Y G 52	
			Mm. Flex.	Mm. Rígido		G51	G52		A	B	C	D	E	F	H	J	L	M		Claro
10G †	8	10000	34.9	47.83	12.7	3.6	4.1	0.014	115.8	77.0	38.1	50.8	2.4	69.0	15.9	37.3	34.9	49.2	3.97	
15G †	24	8000	54.0	73.0	19.0	8.2	8.4	0.03	152.4	101.6	50.8	76.2	2.4	98.4	19.0	50.8	48.8	61.9	3.97	
20G	50	6500	66.7	85.9	25.4	13.6	14.6	0.09	177.8	123.8	61.9	95.2	2.4	123.8	19.0	62.7	57.9	74.6	3.97	
25G	90	5500	82.6	108.0	31.7	22.6	24.0	0.11	212.7	155.6	77.0	117.5	2.4	146.0	22.2	76.2	73.8	92.1	4.76	
30G	150	4750	95.2	127.0	38.1	36.2	38.5	0.17	239.7	182.6	91.3	139.7	2.4	173.0	22.2	90.5	86.5	106.4	4.76	
35G	200	4250	114.3	149.2	44.4	56.5	61.2	0.23	279.4	212.7	106.4	158.7	2.4	200.0	28.6	106.4	100.8	130.2	5.60	
40G	300	3850	130.2	171.4	50.8	84.0	88.5	0.40	317.5	241.3	120.6	184.1	4.8	230.2	28.6	120.6	112.7	149.2	7.94	
45G	425	3550	139.7	190.5	57.1	113.0	118.0	0.54	346.1	270.7	134.9	203.2	4.8	258.8	28.6	134.9	127.0	165.1	8.73	
50G	585	3250	161.9	212.7	63.5	166.0	175.0	0.80	388.9	308.0	163.2	228.6	4.8	288.9	38.1	150.8	146.0	187.3	8.73	
55G	780	3000	177.8	228.6	69.8	218.0	226.0	0.98	425.4	335.7	168.3	254.0	4.8	317.5	38.1	163.5	158.7	209.5	8.73	
60G ■	1000	2850	198.8	254.0	76.2	280.0	280.0	1.70	457.2	373.8	187.3	279.4	6.3	349.2	25.4	182.6	176.2	228.6	10.32	
70G ■	1600	2500	215.9	279.4	88.9	435.0	435.0	3.18	527.0	441.3	220.7	304.8	7.9	406.4	28.6	215.9	208.0	268.3	12.70	

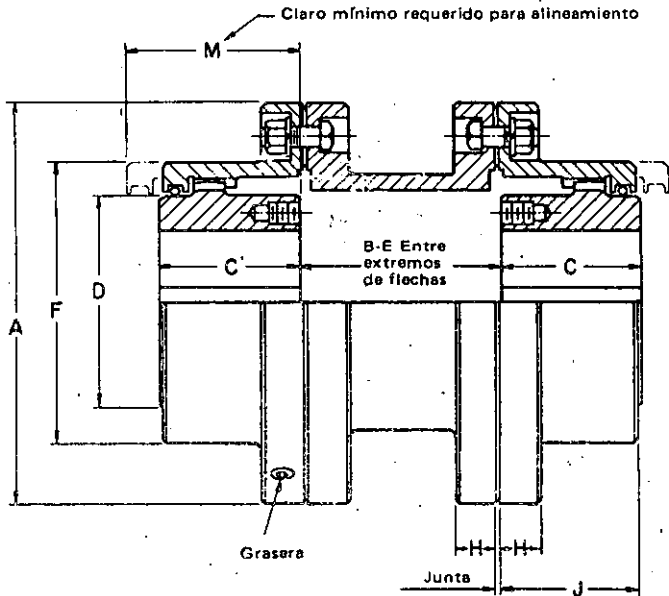
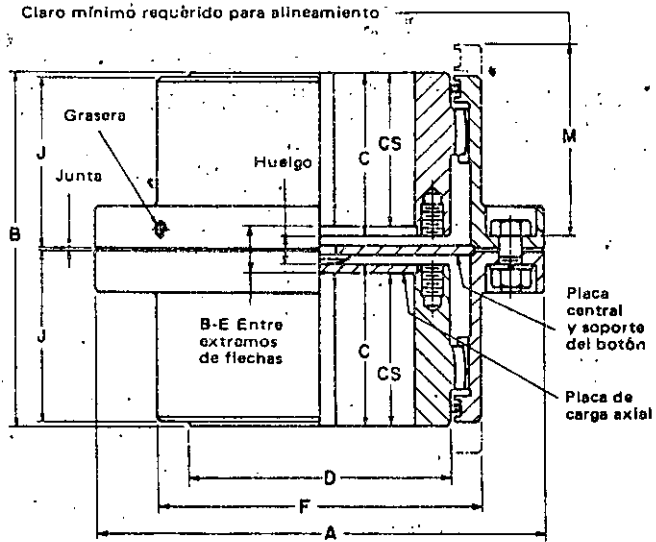
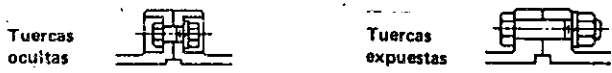
* Para velocidades mayores consulte a la fábrica
 † Los coples se surten con una interferencia de 0.0005" (0.013 mm.) por pulg. de diámetro de la flecha, a menos que se indique lo contrario.
 ‡ El tamaño 15G no lleva barrenos para extractor. Todos los tamaños se surten como tipo G52, a menos de que al momento de ordenar un cople se especifique lo contrario.
 ■ Los tamaños 60 y 70G se surten solamente en el tipo G52.

pos **GV 10 y GV 20**

DISEÑO VERTICAL DE DOBLE ACOPLAMIENTO

Los coples estándar horizontales, tipos G10 y G20 se usan en aplicaciones verticales, remaquinando los mamelones y adicionando componentes para cargas axiales que soportan y centran estas.

Estos coples son fabricados en los tipos de tuercas expuestas y ocultas, por lo tanto será necesario especificar el tipo más conveniente al ordenar a la fábrica un cople de engranes.



Tipos G 31 y G 32

DISEÑO TIPO ESPACIADOR

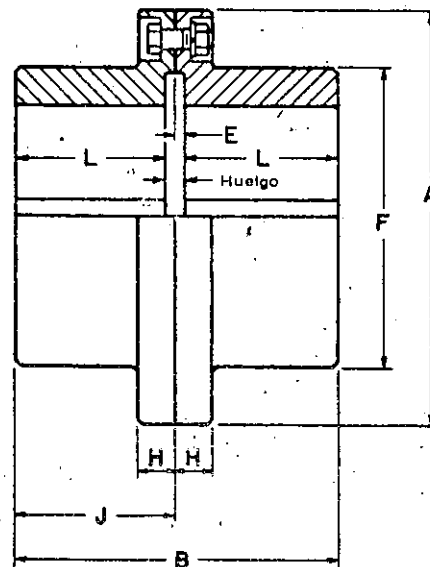
Los tipos G31 y G32 son los correspondientes a los tipos estándar G10 Y G20 acoplados por medio de un tubo espaciador. Han sido diseñados para aplicaciones que requieren un claro mayor entre mamelones, que el estándar, con el proposito de dar servicio a las máquinas acopladas. Este tipo se utiliza tambien como alternativa en el caso de ensambles de flecha flotante cuando la distancia entre los extremos de las flechas es reducida. Para obtener las dimensiones de los espaciadores, consulte a la fábrica o suministre sus necesidades en cuanto a dimensiones.

Tipos G 81 y G 82

DISEÑO RIGIDO

Los tipos G81 y G82 utilizan dos mamelones rígidos estándar para los tipos G51 ó G52.

Estos coples se usan cuando no haya desalineamientos ó flotación axial entre las flechas conectadas, en aplicaciones horizontales y verticales.



1146
 TABLA 4

FACTORES DE SERVICIO PARA COPLES RIGIFLEX EN TRANSMISIONES CON MOTOR ELECTRICO O TURBINA.

LOS FACTORES DE SERVICIO QUE SE INDICAN, CORRESPONDEN A VALORES TIPICOS, BASADOS EN CONDICIONES NORMALES DE OPERACION

LISTA ALFABETICA DE APLICACIONES:

Aplicación	Factor de Servicio	Aplicación	Factor de Servicio
AGITADORES:		Transm. principal	1.5
Hélice, paleta, sinfn	1.0	Transm. transversal	1.0
ALIMENTADORES:		MEZCLADORES (var agitadores)	
Banda, Disco, Mandril, Sinfn	1.0	De concreto	1.75
BARRIL DE VOLQUETE	1.75	De moleta	1.5
BOMBAS:		MOLINO DE MASA DE ARCI-LLA	1.75
Centrifugas:		PULVERIZADORES:	
Cambios frecuentes de velocidad, bajo carga	1.25	Molino de martillos	1.75
Velocidad constante	.75	Molino de rodillos	1.5
Desincrustantes con acumuladores	1.25	SOPLADORES:	
Engranajes, Rotatorias, paletas	1.25	Centrifugos	.75
Reciprocantes:		lóbulo o paletas	1.25
1 cilindro simple acción	2.0	TRANSPORTADORES:	
1 cilindro doble acción	2.0	Banda, Cadena, Elevado, Mandril, Montaje, Sinfn	1.0
2 cilindros simple acción	2.0	VENTILADORES:	
2 cilindros doble acción	1.75	Centrifugos	.75
3 cilindros ó más	1.5	Tiro forzado, a través de la línea de arranque	1.5
CLARIFICADORAS ó CLASIFICADORAS	1.0	Tiro forzado, con motor accionado por embrague eléctrico deslizando o hidráulico	1.0
COMPRESORES:		Tiro inducido, con controles	1.25
Centrifugas	.75	Tiro inducido, sin controles	2.0
Lóbulo o rotatorias	1.25	De torre de enfriamiento	2.0
Volante y engrane de reducción, entre la compresora y la máquina motriz:		Unidad recirculante de gas	1.5
1 cilindro simple acción	3.0	CERVECERIAS Y DESTILERIAS:	
1 cilindro doble acción	3.0	Cocedoras, para trabajo continuo	1.25
2 cilindros simple acción	3.0	Maq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
2 cilindros doble acción	3.0	Marmitas para cerveza	1.0
3 cilindros simple acción	3.0	Tanques Lauter	1.5
3 cilindros doble acción	2.0	Tanques para cocimiento de malta	1.25
4 ó más simple acción	1.75	Tolvas de escamas, con sobrecarga frecuente	1.75
4 ó más doble acción	1.75	DRAGAS	
CRIBAS:		Bombas (carga uniforme)	1.5
Agua ó Aire	1.0	Malacates de servicio publico	1.5
DINAMOMETROS	1.0	Malacates para manobra	1.5
ELEVADORES:		Tambor enrollador	1.75
Cangilones, Descarga centrifuga	1.25	Transm. con cabezal cortador	2.0
Carga	2.0	Transm. de cribas, apilador	1.75
Pasajeros (Consultar a la Fábrica)	1.75	Transportadores	1.25
EXTRUSOR PARA PLASTICOS	1.5	EQUIPO PARA TRATAMIENTO DE AGUAS CLOACALES ó NEGROS:	
FLECHAS TRANSM. EN LINEA		Cribas de barras, alimentadores químicos, colectores, cribas de desague y colectores de cascajo	1.0
Máquinas de proceso	1.5	FABRICAS DE PAPEL	
GENERADORES:		Batidoras y empulpadoras	1.75
Carga uniforme	.75	Blanqueadores	1.0
GRUAS Y MALACATES:		Calandrias y super calandrias	1.75
Cucharón o gancho auxiliar	1.75	Carretes enrolladores y desenrolladores	1.5
Gancho principal	1.75	Cilindros secadores	1.75
Puente, viajeros, o trolley	1.75	Cortadoras	2.0
Tipo de pendiente	1.5	Couch	1.75
JALADOR DE VAGONES	1.5	Descantilladoras	2.5
LAVADORA / VOLCADORA para lavandería	2.0	Descortezadoras auxiliares hidráulicas	2.0
MAQUINAS CONFORMADORAS DE METALES:		Estiradores de fieltro	1.25
Carro de estirar, transmisión principal, extrusor, maq. conformadora y laminadores	2.0	Fourdrinier	1.75
Cortadores	1.0	Lavadoras, cajas almacenadoras y espesadoras	1.5
Estiradores o laminadores de alambre	1.75	Máquinas convertidoras	1.25
Enrolladores y desenrolladores de alambre	1.5	Presas, molinos de pulpa	1.75
MAQUINAS HERRAMIENTAS:		Revestidoras	1.0
Transm. auxiliar	1.0	Rodillos de succión	1.75
		Vapuleadoras de fieltro	2.0

LISTA ALFABETICA DE INDUSTRIAS:

Aplicación	Factor de Servicio	Aplicación	Factor de Servicio
INDUSTRIA ALIMENTICIA		Cepilladoras	1.75
Cocedoras de cereales	1.25	Desbastadoras	1.75
Maq. embotelladoras y enlatadoras	1.0	Rodillos no reversibles	1.25
Mezcladoras de masa	1.75	Rodillos reversibles	2.0
Molinos de carne	1.75	Sierras circulares o de recorte	1.75
INDUSTRIA AZUCARERA:		Sierras de banda	1.5
Cuchillas para caña	2.0	Transportadores de astorfn	1.25
Stands de molinos, accionados por turbina, con engranes helicoidales o herringbone	1.5	Transportadores de tablonos	1.75
Transm. de motor eléctrico ó transm. de vapor con engranes helicoidales, herringbone ó rectos y con cualquier generador de energía	1.75	Mesa seleccionadora	1.5
Transportadores de caña	1.75	INDUSTRIA PETROLERA:	
Trituradoras de caña	2.0	Bombas petroleras (con par torsional máximo, no mayor de 150°/o)	2.0
INDUSTRIA HULERA:		Enfriadores	1.25
Calandrias	2.0	Hornos giratorios	2.0
Extrusores	1.75	Presas filtradoras de parafina	1.5
Lavadoras	2.5	INDUSTRIA TEXTIL:	
Maq. para fabricar lantes	2.5	Calandrias, Cardes	1.5
Maq. para fabricar cámaras	1.75	Maq. lustradoras, afelpadoras, enjabonadoras	1.25
Máquinas tensores	1.75	Maq. para acabado de telas	1.5
Mezcladoras Esbury	2.5	Telares y tambores de secado	1.5
Mezcladoras Intensivas	2.5	Torcedoras, bastidores y enrolladoras	1.5
Molinos de calentamiento:		MOLINOS DE LAMINACION Y EQUIPO AUXILIAR (Consultar a la fábrica).	
1 ó 2 en línea	2.0	PROCESAMIENTO DE AGREGADOS, CEMENTOS Y HORNOS PARA MINERIA.	
3 ó más en línea	1.75	Molinos de Bolas, Barras y Tubos:	
Molinos mezcladoras, refinadores ó laminadores:		Conectados a la flecha de baja velocidad del reductor, con transmisión final de:	
1 ó 2 en línea	2.5	Engranajes rectos maquinados	2.0
3 ó 4 en línea	2.0	Engranajes herringbone ó simples helicoidales	1.75
5 ó más en línea	1.75	Molinos de martillos	1.75
Quebradoras y Plasticadoras	2.5	Molinos de volteo, ó de barril	1.75
INDUSTRIA LADRILLERA Y ARCILLA		Trituradoras de mineral	2.5
Preso para ladrillos y fachaletas, máquinas para elaboración de arcilla y molinos amasadores de arcilla	1.75	Trituradoras de piedra	2.5
INDUSTRIA MADERERA:		Secadoras rotatorias	1.75
Arrancadores de troncos	2.0		
Canteadoras, trituradoras de madera	2.0		

NOTA:

Para motores de combustión interna, añada 1.0 al factor de servicio listado arriba. Para motores hidráulicos ó turbina de vapor, añada 0.5 al factor de servicio listado arriba.

Para motores con cilindros opuestos, divida el número de cilindros entre dos y use la tabla 4 para compresores reciprocantes.

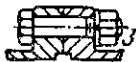
Tipos G10 y G20

DISEÑO DE DOBLE ACOPLAMIENTO

Los tipos estándar G10 (con tuercas ocultas) y G20 (con tuercas expuestas), con capacidades conservadoras, son coples que por su característica de doble acoplamiento, permiten absorber los desalineamientos angulares y paralelos. Estos tipos de coples satisfacen la mayoría de las aplicaciones industriales.



Tuercas ocultas

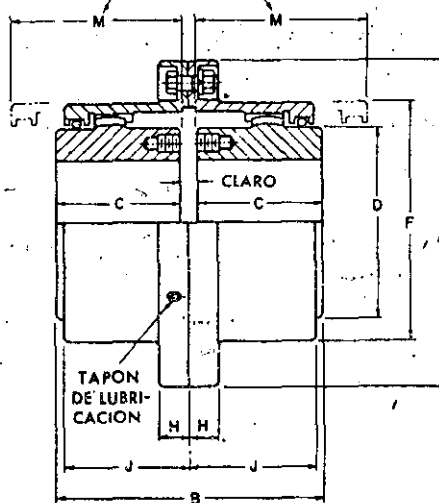


Tuercas expuestas

Diseño de Brida

Estos coples son fabricados en los tipos de tuercas expuestas y ocultas, por lo tanto será necesario especificar el tipo más conveniente al ordenar a la fábrica un cople de engranes.

ESPACIO MIN. REQUERIDO PARA ALINEAMIENTO



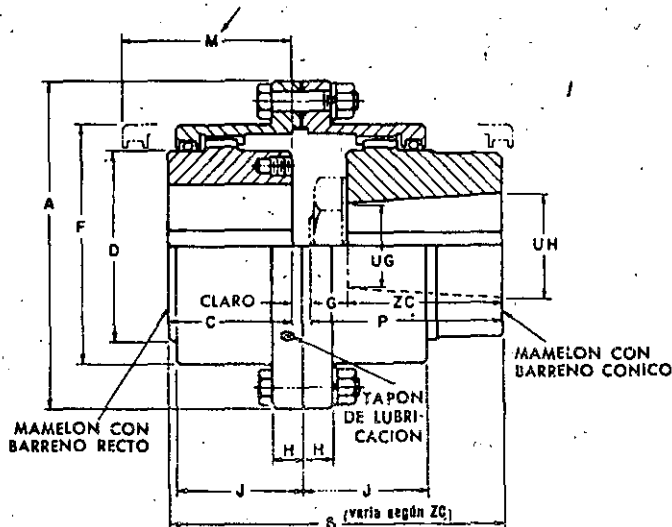
115b

Tipos G13 y G23

DISEÑO PARA MOTORES DE MOLINOS

Estos coples se utilizan principalmente en los motores estándar para molinos, con especificaciones AISE. Sin embargo, pueden manufacturarse para ser ajustados a cualquier flecha cónica. Los datos específicos listados, corresponden a las armazones de motores para molino más comúnmente usadas. Para las armazones no mencionadas y para otros barrenos cónicos, deberán verificarse las dimensiones para obtener una capacidad adecuada del barrenos, longitud de mamelón y claro suficiente para la tuerca y fundana. El cople Tipo G23 con tuercas expuestas será surtido para estas aplicaciones a menos de que se especifique lo contrario.

ESPACIO MIN. REQUERIDO PARA ALINEAMIENTO

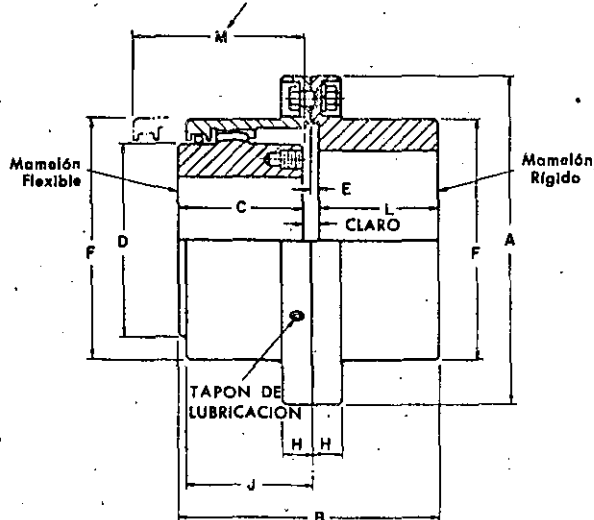


Tipos G51 y G52

DISEÑO DE SIMPLE ACOPLAMIENTO

Estos tipos de coples están compuestos de una mitad flexible y otra rígida. Pueden surtirse con tuercas ocultas (G51) o expuestas (G52). Estos coples, con la característica de simple acoplamiento, son empleados únicamente para compensar el desalineamiento angular. Si hubiere desalineamiento paralelo, deberá usarse, ya sea uno de doble acoplamiento o un conjunto de flecha flotante. Consulte la pág. 11 que ilustra estos conjuntos.

ESPACIO MIN. REQUERIDO PARA ALINEAMIENTO



1166

TAM.	HP a 100 RPM	Vel. ■ Max. RPM.	Barreno Max. ◊ (Cuña Cuad.)	Barreno Piloto	Peso Kgs. Sin Barreno		Peso Kgs. Lubri- ficante	DIMENSIONES mm.										GV 10 Y GV 20
					G10	G20		A	B	C	D	F	J	M	BE	CS	Huelgo	
10GV+	8	10000	34.9	12.7	3.1	3.6	0.06	115.8	79.4	34.13	59.8	69.0	37.3	41.3	23.81	27.78	11.11	
15GV+	24	8000	54.0	19.0	8.2	8.6	0.11	152.4	104.7	46.83	76.2	98.4	50.8	54.0	23.81	40.48	11.11	
20GV	50	6500	66.7	25.4	13.8	14.6	0.23	177.8	127.0	57.94	95.2	123.8	62.7	66.7	23.81	51.59	11.11	
25GV	90	5500	82.8	31.7	22.6	24.5	0.34	212.7	158.7	72.23	117.5	146.0	76.2	82.5	26.99	65.88	14.29	
30GV	150	4750	95.2	38.1	34.0	36.2	0.62	239.7	187.3	86.52	139.7	173.0	90.5	96.8	26.99	80.17	14.29	
35GV	200	4250	114.3	44.4	54.3	56.5	1.08	279.4	219.0	100.80	158.7	200.0	106.4	117.5	30.16	94.45	17.46	
40GV	300	3850	130.2	50.8	81.6	86.1	1.53	317.5	247.6	112.71	184.1	230.2	120.6	133.3	34.93	106.4	22.23	
45GV	425	3550	157.1	57.1	109.0	113.0	2.38	346.1	277.8	126.20	203.2	258.8	134.9	146.0	44.45	116.7	25.40	
50GV	585	3250	177.8	63.5	159.0	168.0	3.06	388.9	314.3	144.50	228.6	288.9	150.8	168.3	44.45	134.9	25.40	
55GV	780	3000	196.8	69.8	211.0	220.0	3.75	425.4	344.5	159.54	254.0	317.5	163.5	190.5	44.45	150.0	25.40	
60GV	1000	2850	215.9	76.2	272.0	272.0	5.10	457.2	382.5	177.00	279.4	349.2	182.6	209.5	47.63	167.5	28.58	
70GV	1600	2500	215.9	88.9	407.0	407.0	10.60	527.0	450.8	208.00	304.8	406.4	215.9	241.3	60.33	195.3	34.93	

■ Para velocidades mayores consulte a la fábrica
 ◊ Los coples se surten con una interferencia de 0.0005" (0.013 mm.) por pulg. de diámetro de la flecha, a menos que se indique lo contrario.

† Los tamaños 10G y 15G no llevan barrenos para extractor.
 Todos los tamaños se surten como tipo G20, a menos que al momento de ordenar un cople se especifique lo contrario.
 • Los tamaños 60 y 70G se surten solamente en el Tipo G-20.

TAM.	HP a 100 RPM	Vel. * Max. RPM.	Barreno Max. ◊ (Cuña Cuad.)	Barreno Piloto	PESO KG.			Peso Lub. en Kg.		DIMENSIONES EN MILIMETROS										G 31 Y G 32
					Sin Barreno y BE mínima		Esp. por 25.4 mm de long.	Mínimo sin espa- ciador	Por cada 25.4 mm. de long. del espa- ciador	A	BE		C	D	F	H	J	M		
					G31	G32					G31 y 32	MINIMA							MAX.	
10G+	8	8000	34.9	12.7	6.5	5.9	.218	.028	.014	115.8	82.6	82.6	311.2	38.1	50.8	69.0	15.9	37.3	44.4	
15G+	24	6000	54.0	19.0	11.8	13.6	.323	.057	.014	152.4	82.6	82.6	311.2	50.8	76.2	98.4	19.0	50.8	60.3	
20G	50	4800	66.7	25.4	18.2	20.5	.423	.170	.014	177.8	82.6	82.6	311.2	61.9	95.2	123.8	19.0	62.7	71.4	
25G	90	4000	82.8	31.7	31.8	35.0	.522	.227	.028	212.7	108.0	95.2	311.2	77.0	117.5	146.0	22.2	76.2	85.7	
30G	150	3600	95.2	38.1	43.0	50.0	.600	.340	.028	239.7	108.0	95.2	311.2	91.3	139.7	173.0	22.2	90.5	100.0	
35G	200	3100	114.3	44.4	70.0	79.5	.920	.454	.057	279.4	130.2	120.6	311.2	106.4	158.7	200.0	28.6	106.4	116.9	
40G	300	2800	130.1	50.8	100	111	1.27	.795	.085	317.5	130.2	120.6	311.2	120.6	184.1	230.2	28.6	120.6	130.2	
45G	425	2600	139.7	57.1	134	148	1.87	1.08	.085	346.1	133.3	120.6	311.2	134.9	203.2	268.8	28.6	134.9	144.5	
50G	585	2400	161.9	63.5	205	218	2.08	1.59	.085	388.9	184.1	146.0	311.2	153.2	228.6	288.9	38.1	150.8	161.9	
55G	780	2200	177.8	69.8	262	281	2.27	1.93	.085	425.4	184.1	146.0	311.2	168.3	254.0	317.5	38.1	163.5	174.6	
60G	1000	2100	196.8	76.2	---	327	2.97	3.46	.085	457.2	---	146.0	311.2	187.3	279.4	349.2	25.4	182.6	196.8	
70G	1600	1800	215.9	88.9	---	486	3.60	6.36	.085	527.0	---	146.0	311.2	220.7	304.8	406.4	28.6	215.9	228.6	

* Para velocidades mayores y espaciadores más largos consulte a la Fábrica
 ◊ Los coples se surten con una interferencia de 0.0005" (0.013 mm.) por pulgada de diámetro de la flecha, a menos que se indique lo contrario.

† Los tamaños 10G y 15G no llevan barrenos para extractor.
 Todos los tamaños se surten como tipo G32, a menos que se especifique lo contrario
 ■ Los tamaños 60 y 70G se surten solamente en tipo G32.

Tam.	HP A 100 RPM	Vel. * Max. RPM.	Barreno máximo ◊ (Cuña Cuad.)	Peso Kg. sin Barrenos		A	B	E	F	H	J	L	Huelgo	G 81 Y G 82
				G 81	G 82									
10G	8	10000	47.63	3.6	4.1	115.8	74.61	2.38	69.0	15.9	37.3	34.9	4.76	
15G	24	8000	73.03	8.2	9.1	152.4	99.43	2.38	98.4	19.0	49.2	46.8	4.76	
20G	50	6500	88.90	13.6	15.0	177.8	120.65	2.38	123.8	19.0	60.3	57.9	4.76	
25G	90	5500	107.95	25.0	27.2	212.7	152.40	2.38	146.0	22.2	76.2	73.8	4.76	
30G	150	4800	127.00	38.5	41.0	239.7	177.80	2.38	173.0	22.2	88.9	86.5	4.76	
35G	200	4300	149.23	59.0	63.5	279.4	206.38	2.38	200.0	28.6	103.2	100.8	4.76	
40G	300	3850	171.45	88.8	88.5	317.5	234.96	4.76	230.2	28.6	117.5	112.7	9.53	
45G	425	3600	190.50	118.0	122.0	346.1	263.53	4.76	258.8	28.6	131.8	127.0	9.53	
50G	585	3300	212.73	173	182	388.9	301.63	4.76	288.9	38.1	150.8	146.0	9.53	
55G	780	3000	228.60	225	234	425.4	327.03	4.76	317.5	38.1	163.5	158.7	9.53	
60G	1000	2850	254.00	---	286	457.2	365.13	6.35	349.2	25.4	182.6	176.2	12.70	
70G	1600	2500	279.40	---	471	527.0	431.80	7.94	406.4	28.6	215.9	208.0	15.88	

* Para velocidades mayores consulte a la Fábrica
 ◊ Los Coples se surten con una interferencia de 0.0005 (0.013 mm) por pulgada de diámetro de la flecha, a menos que se indique lo contrario.

■ Los tamaños 60 y 70G se surten solamente en el tipo G82. Todos los demás tamaños se surten como tipo G82 a menos que al ordenar un cople se especifique lo contrario.

1176

TABLA 5 BARRENOS MAXIMOS Y MINIMOS mm.

Tam.	Be- rreno Piloto	MAMELON FLEXIBLE						MAMELON RIGIDO					
		CUÑA CUAD.			CUÑA PLANA			CUÑA CUAD.			CUÑA PLANA		
		Barr. Max.	W	X	Barr. Max.	W	X	Barr. Max.	W	X	Barr. Max.	W	X
10G	12.7	34.9	7.9	4.0	36.5	9.5	3.2	47.6	12.7	6.3	50.8	12.7	4.7
15G	19.0	54.0	12.7	6.3	57.1	12.7	4.8	73.0	19.0	9.5	79.4	19.0	6.3
20G	25.4	66.7	15.9	7.9	68.3	15.9	5.5	88.9	22.2	11.1	95.2	22.2	7.9
25G	31.7	82.6	19.0	9.5	85.7	22.2	7.9	108.0	25.4	12.7	114.3	25.4	9.5
30G	38.1	95.2	22.2	11.1	101.6	25.4	9.5	127.0	31.7	15.9	136.5	31.7	11.1
35G	44.4	114.3	25.4	12.7	120.6	31.7	11.1	149.2	38.1	19.0	161.9	38.1	12.7
40G	50.8	130.2	31.7	15.9	139.7	31.7	11.1	171.4	44.4	22.2	184.1	44.4	15.9
45G	57.1	139.7	31.7	15.9	149.2	38.1	12.7	190.5	44.4	22.2	203.2	50.8	19.0
50G	63.5	161.9	38.1	19.0	171.4	44.4	15.9	212.7	50.8	25.4	225.4	50.8	19.0
55G	69.8	177.8	44.4	22.2	190.5	44.4	15.9	228.6	60.8	25.4	241.3	63.5	22.2
60G	76.2	196.8	50.8	25.4	209.6	50.8	19.0	254.0	63.5	31.7	273.0	63.5	22.2
70G	88.9	215.9	50.8	25.4	228.6	50.8	19.0	278.4	63.5	31.7	298.4	76.2	25.4

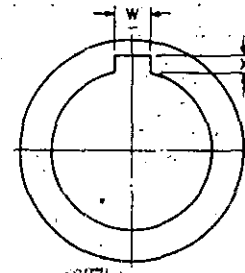


TABLA 6 DETALLES DE LA BRIDA mm.

TAM.	TUERCAS OCULTAS O EXPUESTAS				OCULTAS				EXPUESTAS			
	A	E	K	H	C.B.	Tornillos Cant. Diám.	N	O	C.B.	Tornillos Cant. Diám.	N	O
10G	115.9	2.40	65.53	15.9	90.5	6-7.9	19.8	4.7	90.5	6-7.9	19.8	4.7
15G	152.4	2.54	90.93	19.0	122.2	8-9.5	22.2	5.5	122.2	8-9.5	22.2	5.5
20G	177.8	2.54	116.58	19.0	147.6	10-9.5	22.2	5.5	149.2	6-12.7	27.0	8.7
25G	212.7	2.54	138.68	22.2	177.8	10-12.7	27.0	8.7	180.9	6-15.8	27.0	8.7
30G	239.7	2.54	164.08	22.2	203.2	12-12.7	27.0	8.7	206.4	8-15.8	27.0	8.7
35G	279.4	2.54	187.96	28.6	235.7	12-15.9	33.3	8.7	241.3	8-19.0	33.3	8.7
40G	317.5	5.08	222.75	28.6	269.9	14-15.9	33.3	8.7	279.4	8-19.0	33.3	8.7
45G	346.1	5.08	248.15	28.6	298.4	14-15.9	33.3	8.7	304.8	10-19.0	33.3	8.7
50G	388.9	5.08	273.55	38.1	335.0	14-19.0	42.9	14.3	342.9	8-22.2	42.9	14.3
55G	425.4	5.08	308.10	38.1	366.7	16-19.0	42.9	14.3	368.3	14-22.2	42.9	14.3
60G	457.2	6.35	337.55	25.4	400.0	16-19.0	42.9	14.3	400.0	14-22.2	42.9	14.3
70G	527.0	8.30	388.82	28.6	463.5	16-25.4	42.9	14.3	463.5	16-25.4	42.9	14.3

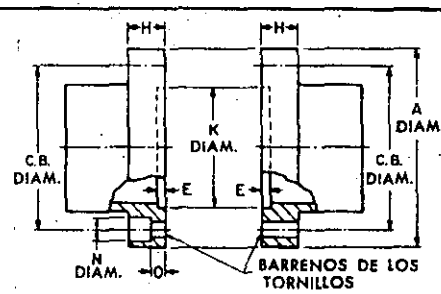


TABLA 7 CUÑAS RECOMENDABLES mm.

Diám. de Flecha		Cuña	Diám. de Flecha		Cuña	Diám. de Flecha		Cuña	Diám. de Flecha		Cuña
Arriba de	Hasta		Arriba de	Hasta		Arriba de	Hasta		Arriba de	Hasta	
11.11	14.29	3.18 x 3.18	34.93	44.45	9.53 x 9.53	82.55	95.25	22.23 x 22.23	165.1	190.5	44.45 x 38.10
14.29	22.23	4.78 x 4.78	44.45	57.15	12.70 x 12.70	90.25	114.30	25.40 x 25.40	190.5	228.6	50.80 x 38.10
22.23	31.75	6.35 x 6.35	57.15	69.85	15.88 x 15.88	114.30	139.70	31.75 x 31.75	228.6	279.4	63.50 x 44.45
31.75	34.93	7.94 x 7.94	69.85	82.55	19.05 x 19.05	139.70	165.10	38.10 x 38.10	279.4	330.2	76.20 x 50.80

LUBRICACION

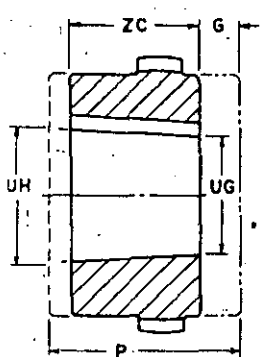
El lubricante recomendado en la mayoría de las aplicaciones industriales es una grasa con las siguientes especificaciones.

- Grasa NLGI No. (Normas del National Lubricating Grease Institute)
- Punto de penetración: 265-370 a 25°C.
- Punto de goteo: 148.8°C. o mayor
- Textura: Lisa o fibrosa
- Bajo coeficiente de escurrimiento

Para aplicaciones especiales, donde existen bajas o altas temperaturas, o para otras condiciones de operación, consulte a la fábrica para que ésta recomiende el lubricante adecuado.

TABLA 8 DIMENSIONES DE ARMAZONES DE MOTOR NORMAS AISA mm.*

Arma- zón No.	Tam. Cople (Mín.)	BARRENO CONICO			G	ZC
		UG	UH	Cuñero		
2	15G	36.51	44.45	12.7 x 6.3	23.81	76.2
602	15G	36.51	44.45	12.7 x 6.3	23.81	76.2
603	15G	41.52	50.80	12.7 x 6.3	25.40	88.9
604	15G	41.52	50.80	12.7 x 6.3	25.40	88.9
606	20G	52.90	63.50	12.7 x 6.3	28.58	101.6
608	25G	64.28	76.20	19.0 x 6.3	31.75	114.3
610	25G	70.63	82.55	19.0 x 6.3	34.93	114.3
612	30G	78.84	92.08	19.0 x 6.3	38.10	127.0
614	35G	94.71	107.95	25.4 x 9.5	41.28	127.0
616	40G	102.92	117.48	31.7 x 9.5	44.45	139.7
618	40G	111.13	127.00	31.7 x 12.7	33.34	152.4
620	50G	131.36	149.23	38.1 x 19.0	44.45	171.4
622	50G	139.57	158.75	38.1 x 19.0	60.33	184.1
624	55G	153.33	177.80	38.1 x 19.0	60.33	234.9



* Consulte la pág. 6 donde se encuentran las dimensiones de los tipos G-13 y G-23.
 ♦ Tamaño mínimo basado en la capacidad de barreno.

1186

TABLA 9		SELECCION DE COPLES PARA MOTORES NEMA																	
Tamaño de Armazón	Diam. de flecha	Tam. Cople (Mín.)	Barreno Max. del Cople	3550 RPM.		1750 RPM.		1170 RPM.		Tamaño de Armazón	Diam. de Flecha	Tam. Cople (mín.)	Barreno Max. del Cople	3550 RPM.		1750 RPM.		1170 RPM.	
				Abierto	Cerrado	Abierto	Cerrado	Abierto	Cerrado					Abierto	Cerrado	Abierto	Cerrado	Abierto	Cerrado
143T 145T	22.23	10G	34.93	1 1/2 2-3	1 1/2 2	1 1 1/2	1 1 1/2	3/4 1	3/4 1	364TS 365TS	47.63	15G	53.98	75 100	60 75	----	----	----	----
182T 184T	28.58	10G	34.93	5 7 1/2	3 5	3 5	3 5	1 1/2 2	1 1/2 2	324T 326T	53.98	15G	53.98	----	----	40 50	40 50	25 30	25 30
213T 215T	34.93	10G	34.93	10 15	7 1/2 10	7 1/2 10	7 1/2 10	3 5	3 5	404TS 405TS	53.98	15G	53.98	125 150	100	----	----	----	----
254T 256T 284TS 286TS	41.28	15G	53.98	20 25 30 40	15 20 25 30	15 20 25 30	15 20 25 30	7 1/2 10	7 1/2 10	364T 365T 444TS 445TS	60.33	20G	66.68	200 250	125 150	60 75 150 200	60 75 125 150	40 50	40 50
284T 286T 324TS 326TS	47.63	15G	53.98	50 60	40 50	25 30	25 30	15 20	15 20	404T 405T 444T 445T	73.03	25G	79.38	----	----	100 125	100	60 75	60 75
											85.73	30G	95.25	----	----	----	----	100 125	100 125

VARIACIONES EN LAS APLICACIONES DE LOS COPLES

Tipos G 51 y G 52

DISEÑO DE FLECHA FLOTANTE

Cuando haya necesidad de conectar dos máquinas que se encuentren bastante separadas una de la otra, es necesario utilizar dos coples del tipo de simple acoplamiento y una flecha flotante. Cuando los mamelones rígidos estén montados sobre la flecha flotante, tal como se muestra en la figura 1, es posible tener ensambles más cortos y absorber un mayor desalineamiento paralelo. Cuando estén montados en la máquina conectada tal como se muestra en la figura 2, se dispone de mayor capacidad de barreno.

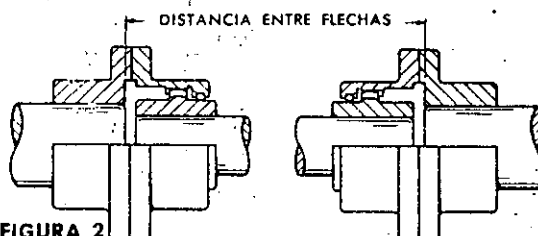
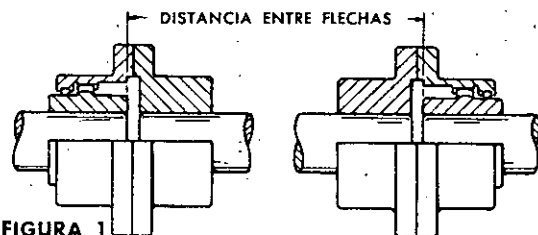


TABLA 10	DISTANCIAS MINIMAS * ENTRE FLECHAS mm.					
Tamaño	10G	15G	20G	25G	30G	35G
Fig. 1	101.6	125.4	147.6	180.9	206.4	236.5
Fig. 2	128.6	166.7	201.6	246.1	295.3	349.2
Tamaño	40G	45G	50G	55G	60G	70G
Fig. 1	266.7	296.9	327.0	360.4	401.6	469.9
Fig. 2	400.0	447.7	500.1	542.9	615.9	727.1

* Las velocidades máximas para los conjuntos de flechas flotantes dependen de las longitudes de las flechas. Para tener las distancias máximas entre flechas, proporcione los detalles de aplicación a la fábrica.

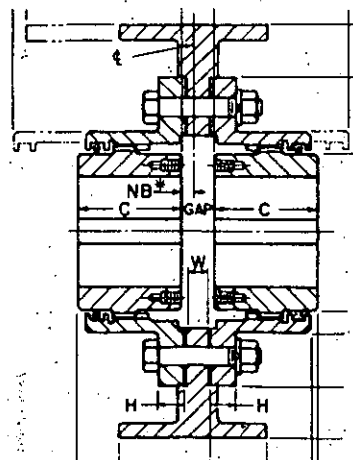
Tipos G 62 y G 66

DISEÑO CON RUEDA PARA FRENO

Todos los coples Mecánica FAik Rigiflex, con rueda de freno, utilizan mamelones y cubiertas de los coples de engranes estándar. Los tipos de doble y simple acoplamiento están disponibles para aceptar todos los tipos y tamaños de frenos comerciales, así como en aplicaciones de motor tipo molino con normas AISE.

Los coples Rigiflex G62 y G66 absorben desalineamientos angulares y paralelos entre flechas, que un freno comercial no absorbe.

Consulte a la Fábrica para mayor información.



1196

19 ACOPLAMIENTOS, FRENOS, EJES FLEXIBLES, TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE, REDUCTORES DE VELOCIDAD

ACOPLAMIENTOS

Como su nombre indica, sirven para unir ejes. Los hay permanentes y de embrague.

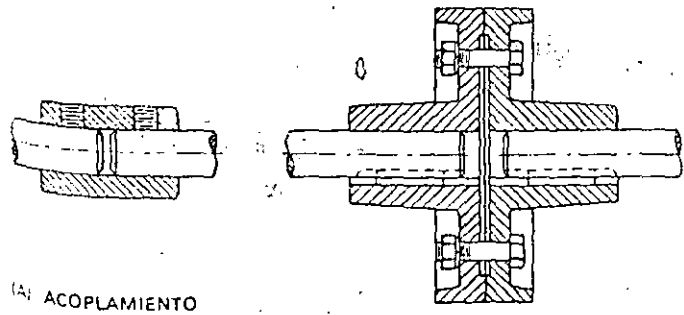
Generalmente los acoplamientos permanentes no se desconectan, mientras que los embragues se conectan o desconectan a voluntad.

ACOPLAMIENTOS PERMANENTES

Los acoplamientos permanentes se pueden agrupar en tres categorías: enterizos, flexibles y universales.

ACOPLAMIENTOS ENTERIZOS

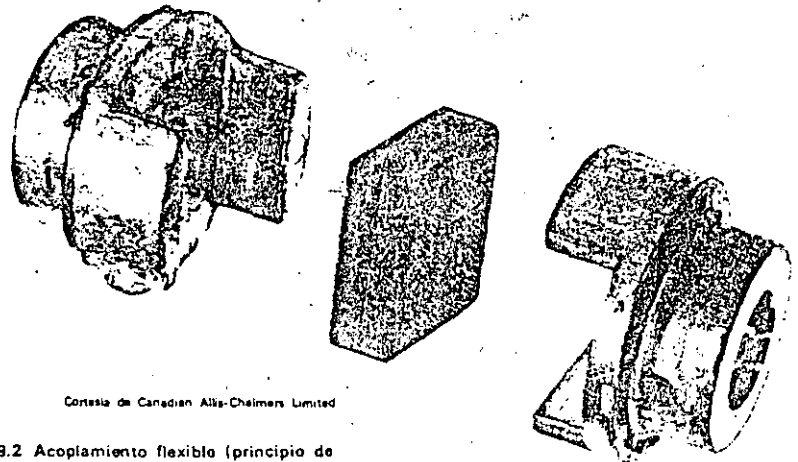
Los acoplamientos enterizos se usan únicamente cuando el eje impulsor e impulsado, están montados en una base común rígida, de tal manera que los ejes puedan alinearse con exactitud y permanecer en esta condición durante el servicio. Si dos ejes acoplados rigidamente, no están perfectamente alineados, se puede presentar un excesivo desgaste de sus cojinetes. Los acoplamientos de manguito y de bridas que aparecen en la figura 19.1, son acoplamientos enterizos.



(A) ACOPLAMIENTO DE MANGUITO

(B) ACOPLAMIENTO DE BRIDAS

Fig. 19.1 Acoplamientos enterizos



Cortesía de Canadian Alka-Chalmers Limited

Fig. 19.2 Acoplamiento flexible (principio de Oldham)

ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES

Para absorber los desalineamientos involuntarios de montaje, o los que se causan durante el funcionamiento debido a vibraciones o expansión térmica, se usan los acoplamientos flexibles. También previenen la transferencia de impacto de un eje a otro.

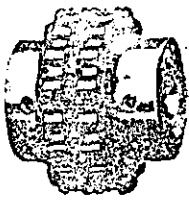
Hay una gran variedad de acoplamientos flexibles de bajo costo que están desplazando el uso de los acoplamientos rígidos; además, el tiempo necesario para alinear exactamente los ejes acoplados rigidamente, como el costo de producción bajo precisas tolerancias, hace más económico el uso de los acoplamientos flexibles.

Hay gran variedad de acoplamientos flexibles, pero todos operan similarmente; se componen de dos mazas, una en cada eje, conectadas por un elemento intermedio que puede ser flexible, flotante o ambos.

Los acoplamientos flexibles también se pueden agrupar en tres categorías: los que dependen del movimiento mecánico, los que dependen de la flexibilidad de los materiales y los que combinan ambas propiedades.

La vida de los acoplamientos depende por tanto de las características de desgaste.

1206



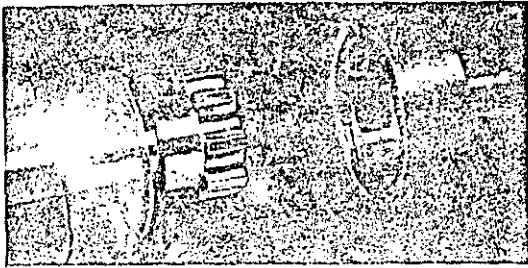
(A) CADENA DE RODILLOS



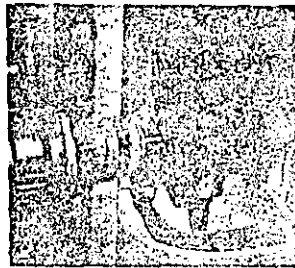
(B) CADENA SILENCIOSA



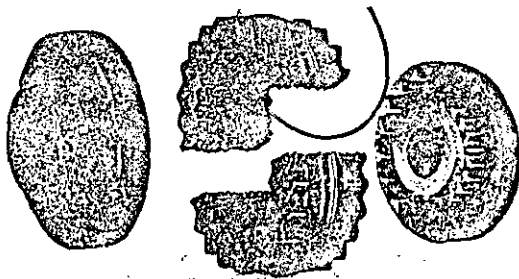
(C) MORFLEX



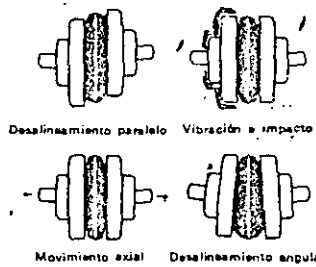
(D) VISTA EXPANDIDA DE UN ACOPLAMIENTO DE BOLAS DE CAUCHO



(F) APLICACION



(E) ACOPLAMIENTO SURE-FLEX



(G) FLEXIBILIDAD EN 4 DIRECCIONES

A-C. Cortesía de Morse Chain Company

D, F, G. Cortesía de Commonwealth Manufacturing

E. Cortesía de T. B. Wood's Sons Company

Fig. 19.3 Acoplamientos flexibles

te de los materiales en contacto, o de la resistencia a la fatiga de los materiales flexibles. La vida de éstos se acorta en razón del desplazamiento angular de los ejes, o del escalonamiento entre ellos en el caso de ser paralelos.

Para seleccionar los acoplamientos flexibles se deben considerar: la potencia que va a transmitirse (RPM y momento de torsión); el desplazamiento angular o paralelo de los dos ejes; si es permisible el contragolpe y el enrollamiento torsional; el aislamiento vibratorio; el aislamiento térmico, el aislamiento eléctrico; el medio ambiente de operación; el acceso para mantenimiento; si es permisible la lubricación periódica; si es posible retirar el acoplamiento sin mover los ejes de su sitio; y algunas veces la compensación y el mo-

mento de inercia. En algunas instalaciones, particularmente para instrumentos de precisión, se requiere además velocidad constante.

Los acoplamientos mas comúnmente usados y sus características, aparecen detallados en la tabla de la figura 19.5. Esta tabla debe usarse únicamente como guía. Para la mayoría de los casos, varios acoplamientos operarían adecuadamente siendo el costo, el factor que determina la selección final.

Para facilitar su selección, la mayoría de los fabricantes de acoplamientos establecen la capacidad de transmisión de éstos en H.P. por cada 100 RPM; y citan un máximo permisible de RPM. La capacidad de transmisión se puede determinar simplemente por medio de la siguiente

fórmula:

HP por cada 100 RPM =

$$\frac{\text{HP impulsores} \times 100 \times \text{factor de servicio}}{\text{RPM del acoplamiento}}$$

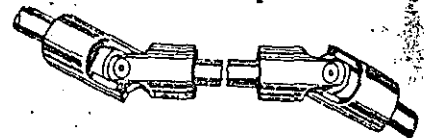
El factor de servicio depende de la fuerza motriz que impulsa el sistema y del trabajo que éste realiza. Fuerzas motrices provenientes de motores eléctricos o cargas como compresores centrifugos, se consideran suaves y con un factor de servicio igual a 1. Este factor puede llegar hasta 5 en el caso de motores de pistón, diesel o de gasolina, operando una carga con momentos torsionales sujetos a variaciones cíclicas, tales como un compresor de pistón, con un solo cilindro y sin volante. En la selección de acoplamientos también debe tenerse en cuenta que cada fabricante tiene sus propios factores de servicio y debe por tanto conocerse el tipo de trabajo que se va a efectuar, para la correcta aplicación del factor.

ACOPLAMIENTOS UNIVERSALES

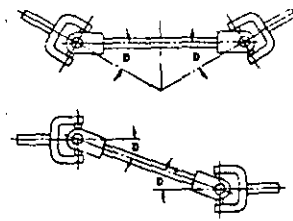
También llamados, juntas universales y juntas cardánicas; se utilizan donde los



(A) UNION SIMPLE



(B) UNION DOBLE



(C) INSTALACION CORRECTA. LOS ANGULOS DEBEN SER IGUALES

Cortesía de Boston Gear

Fig. 19.4 Acoplamientos universales de tipo Hooke

1216

	Cadena	Engranaje rec	Engranaje curvo	Elemento desplazable	Bola metálica	Disco metálico	Disco plástico	Fuelle	Resorte helicoidal	Llanta de caucho	Elemento plástico	Elemento de caucho	Bola de caucho	Resorte radial	Resorte empujador
Desalineamiento angular — Alto — Promedio — Bajo	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Desalineamiento paralelo — Alto — Promedio — Bajo	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Desplazamiento axial — Alto — Promedio — Bajo	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
RPM — Alto — Promedio — Bajo	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Elasticidad torsional — Alto — Promedio — Bajo	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Lubricación necesaria	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Fig. 19.5 Características básicas de los acoplamientos flexibles de uso común

Los ejes son diseñados con un desplazamiento angular. Hay pocos tipos de acoplamientos universales, lo que hace su selección más fácil que la de acoplamientos flexibles, siendo el acoplamiento de Hooke el más común. Consta de dos horquillas conectadas al través por medio de un muñón en forma de cruz. Como el muñón siempre está colocado en ángulo recto con el eje impulsor, produce una variación sinusoidal en la velocidad angular transmitida. Otras desventajas que tiene es que no compensa la falta de paralelismo entre ejes, ni el cambio de distancia originado por un cambio en el ángulo entre ejes. Estas desventajas se eliminan usando dos acoplamientos universales, uno de ellos con un eje ranurado desplazable, tal como la transmisión de Hotchkiss empleada en automotores. En este caso la transmisión y el piñón diferencial son paralelos, de tal manera que las fluctuaciones rotatorias se cancelan. Cuando se usan dos uniones en esta forma, las horquillas en los ejes deben ser paralelas, o de lo contrario las fluctuaciones rotatorias aumentarían en vez de cancelarse.

Si es indispensable mantener la velocidad constante y con un solo acoplamiento universal, se debe usar un acoplamiento especial de velocidad constante. La mayo-

ría de estos acoplamientos tienen algún tipo de transmisión por medio de esferas, en donde los puntos de contacto bisectan el ángulo de transmisión. Este tipo de acoplamiento es más complejo y costoso que los de tipo Hooke. El acoplamiento de la figura 19.6 transmite velocidad constante.

La transmisión se efectúa por medio de esferas de acero sobre pistas, en forma tal que el plano de contacto entre las esferas y las pistas siempre bisecta el ángulo formado por los ejes. Los ejes flexibles también transmiten velocidad constante pero su uso se limita a casos de baja potencia.

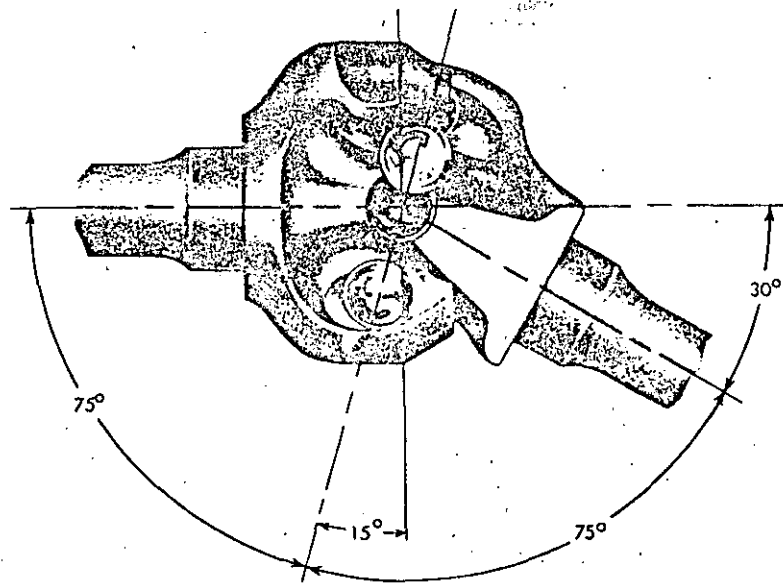


Fig. 19.6 Acoplamiento universal de velocidad constante

Cortesía de The Bendix Corporation

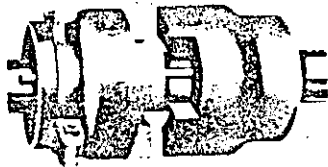
EMBRAGUES

El uso más sencillo de un embrague consiste en poner en marcha o detener una máquina o elemento rotatorio sin poner en marcha ni detener la máquina motriz que la impulsa. Los embragues también se diseñan para otros trabajos, tales como mantener constante la velocidad, el momento de torsión, y la potencia o limitar el momento de torsión. También se usan para desconexiones automáticas, arrancadas y paradas rápidas, arrancadas graduales y para aplicaciones de rotación irreversible y de rueda libre.

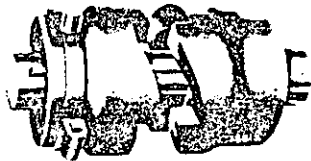
Los embragues pueden agruparse en mecánicos, eléctricos e hidráulicos. Estas tres categorías se subdividen en numerosos tipos con características y capacidades particulares.

EMBRAGUES MECANICOS

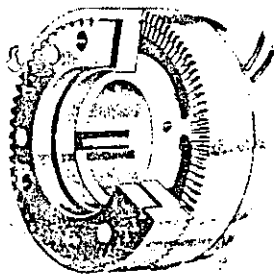
Los embragues mecánicos son básicamente de dos tipos: positivos y de fricción. Los embragues positivos operan engranando los dientes o quijadas de los miembros impulsores con el correspondiente miembro impulsado. Los embragues de fricción comprimen uno o más miembros impulsores contra el correspondiente miembro impulsado, como en el caso de discos, bandas o zapatas. Los embragues positivos pueden romperse, pero no se deslizan; mientras que los embragues por fricción se deslizan pero no se rompen.



(A) QUIJADA CUADRADA



(B) QUIJADA EN ESPIRAL



(C) DE DIENTES MULTIPLES

A. B. Cortesi de Link-Belt Limited
C. Cortesi de The Bendix Corporation

Fig. 19.7 Embragues positivos

Embragues positivos. Los embragues positivos no se deslizan ni al llegar a su punto de ruptura. Generalmente, para transmitir el mismo momento torsional, estos embragues son más livianos y menos costosos que los embragues de fricción. También son más sencillos y no necesitan ajustes para compensar el desgaste.

Estos embragues pueden actuarse frecuentemente, ya que no generan calor durante su operación. Por el contrario, no pueden engancharse a altas velocidades, aunque sí pueden operar y aun desenganchar a éstas. Además el enganche a cualquier velocidad produciría impacto. Otra desventaja de los embragues positivos es la dificultad de engancharlos cuando el miembro impulsor y el impulsado se encuentran en reposo, ya que es necesario algún movimiento relativo entre ellos para producir el enganche.

Aunque no se usan tan frecuentemente como los embragues por fricción, los embragues positivos tienen aplicaciones importantes. Por ejemplo, se usan en operaciones sincrónicas. También se usan frecuentemente en transmisiones de baja potencia para máquinas herramientas, máquinas de oficina, y equipos de uso doméstico. En altas potencias se usan en maquinaria de construcción, prensas y transmisiones automotrices.

Los embragues positivos se consiguen principalmente en tres tipos y numerosos diseños especiales. De quijadas cuadradas, también denominados embragues de garra, figura 19.7A, originalmente usados de fundición sin ningún acabado mecánico y con amplias tolerancias para permitir el enganche del embrague.

Los embragues de quijadas cuadradas, son de construcción sencilla, compactos y de bajo costo; no producen calor durante la operación. Aunque las velocidades de enganche deben ser bajas se pueden operar a altas velocidades.

Este tipo de embragues no se usa muy frecuentemente por la inseguridad que ofrecen el engancharse en movimiento.

Embragues de quijadas en espiral. Este tipo de embrague elimina muchas de las desventajas de los embragues de quijadas cuadradas. También se usan normalmente como salen de fundición, pero cuando se desee desenganchar la carga en operación, o se opere con lubricación, deben especificarse quijadas bien acabadas.

Los embragues de quijadas en espiral pueden enganchar a mayor velocidad que las de quijada cuadrada, pero también transmiten el impacto a la transmisión en el momento del enganche, especialmente si la inercia es alta. Estos embragues operan en una dirección y tienen la tendencia a marchar en rueda libre.

Los embragues de dientes múltiples tienen varios dientes para ofrecer alta resistencia o capacidad a altas velocidades.

Embragues de fricción. Este tipo de embrague ofrece una gran variedad de características. Por ejemplo pueden deslizar mientras se enganchan, lo que permite que la transmisión se acelere lentamente con un mínimo de impacto. Además no tienen dientes o quijadas lo que permite engancharlos a altas velocidades. Tampoco es necesario retirar la carga antes del enganche y pueden deslizar momentáneamente cuando se someten a impactos, creando una ventajosa condición de amortiguamiento.

Los embragues de fricción pueden agruparse en dos categorías principales: embragues de anillos, en los cuales la presión de contacto se aplica normalmente al eje contra un anillo o tambor; y embragues axiales donde la presión de contacto se aplica por medio del desplazamiento axial.

Los conos se acunan entre sí.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

Los discos de fricción, platillo de presión y resorte.

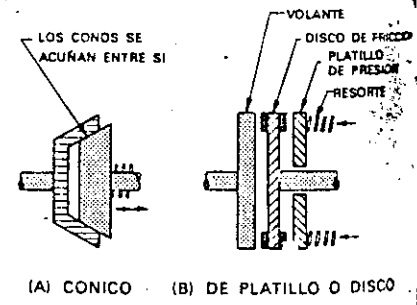
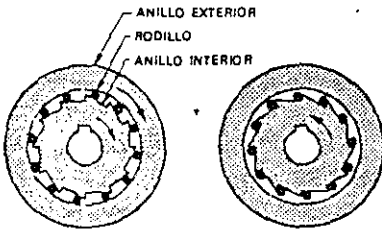


Fig. 19.8 Embragues de tipo axial

1226

en los embragues de cono o de disco. Prácticamente los embragues de tipo axial no sufren los efectos de la fuerza centrífuga. Tienen otras ventajas: pueden obtener superficies de fricción grandes para un tamaño y peso dados; el área efectiva de enfriamiento del embrague también es mayor y la presión se distribuye uniformemente sobre el área de operación del embrague.

Uno de los primeros embragues de tipo axial fue el popular embrague de cono, figura 19.8A. Este tipo de embrague es de construcción sencilla y relativamente de alta capacidad para su tamaño y la



(A) LOS RODILLOS ACUÑAN EL ANILLO INTERIOR Y EXTERIOR (B) LOS RODILLOS NO HACEN CONTACTO CON EL ANILLO EXTERIOR

Fig. 19.9 Embragues de rueda libre

fuerza axial requerida para operarlo. La fuerza actual limita el uso de embragues a aplicaciones donde la velocidad periférica es baja; por ejemplo, en sistemas de alimentación de máquinas herramientas tales como accesorios de roscar para prensas taladradoras, embragues sincrónicos y otras aplicaciones de baja potencia. Bajo las condiciones descritas, la aplicación instantánea de la carga no es objetable. Los embragues cónicos se usan también efectivamente en unidades de desembrague por sobre carga.

En los embragues de discos, uno o más discos de fricción se adhieren a discos metálicos, figura 19.8B. Como el movimiento de aprisionamiento es axial la fuerza centrífuga no los afecta. Se puede obtener en esta forma una distribución uniforme de la fuerza compresora y también se ob-

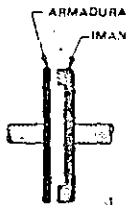


Fig. 19.10 Embrague eléctrico

tienen grandes áreas de fricción para un tamaño y peso dados.

Los embragues de rueda libre transmiten movimiento en una sola dirección y giran libres en la opuesta. La operación de un embrague de rueda libre es muy sencilla. Cuando el eje y el anillo interior giran en la dirección indicada por la flecha en la figura 19.9, los rodillos ruedan hacia los puntos altos del anillo interior acunando el anillo interior y exterior, haciendo por tanto que el anillo exterior gire.

No obstante, si el anillo interior gira a menor velocidad que el exterior, se detiene, o invierte su dirección, el anillo exterior no girará simultáneamente con el anillo interior ya que los rodillos no acunarán el anillo exterior.

EMBRAGUES ELECTRICOS

Los embragues eléctricos cumplen las mismas funciones que los embragues mecánicos, pero son controlados electromagnéticamente. Este tipo de embragues se consigue desde miniaturas de 1/2 pul de diámetro hasta unidades de 25 pul de diámetro.

Todos los embragues eléctricos tienen una característica común: un campo magnético que determina el momento torsional. En este tipo de embragues es posible la operación a control remoto.

Un embrague eléctrico puede operar como una unidad continua de deslizamiento o de arranque y parada. Cuando el motor de una máquina se debe parar y arrancar aproximadamente más de 12

veces por minuto (6 a 5 veces por minuto para motores encerrados) debe usarse un embrague eléctrico para aplicar y retirar la carga, permitiendo así que el motor opere continuamente. El momento torsional de un motor eléctrico es más alto en operación que en el arranque, por esto, una vez el motor ha alcanzado su máxima velocidad de operación por medio de un embrague puede tomar las cargas de alta inercia o de arranque rápido. En otras aplicaciones la capacidad del deslizamiento continuo de un embrague eléctrico ofrece protección a la sobrecarga como también arranque amortiguado.

El más sencillo y comúnmente usado de los embragues eléctricos es el de fricción de disco único, figura 19.10. Básicamente opera como un electroimán. Cuando se energiza el electroimán la armadura entra en contacto directo con la cara del electroimán. En los embragues de disco sencillo el electroimán tiene la forma de una llanta y la bobina creadora del campo magnético se encuentra dentro de dicha llanta. El material de fricción se encuentra adherido a un lado del electroimán formando una de las caras del embrague. La otra cara es un segmento de un disco de hierro sobre la armadura.

EMBRAGUES HIDRAULICOS (ACOPLAMIENTO HIDRAULICO)

Los acoplamientos hidráulicos son similares a los convertidores de torsión excep-

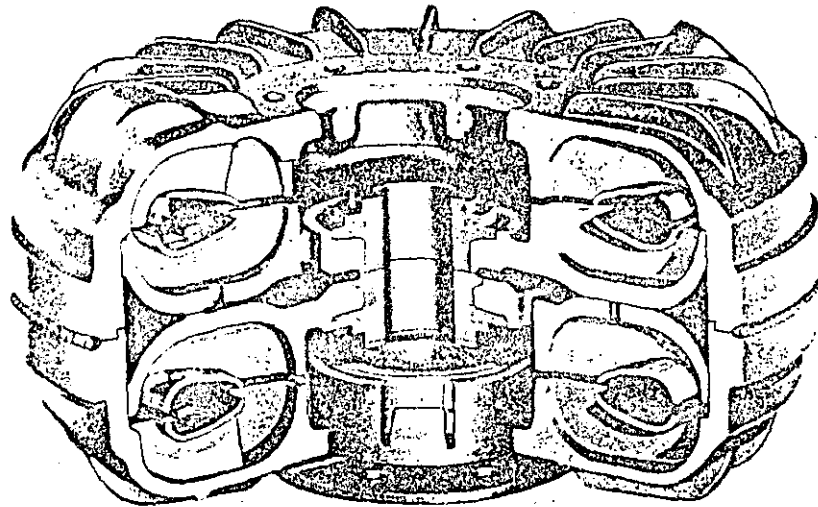


Fig. 19.11 Acoplamiento hidráulico

Cortesía de Twin Disc Clutch Company, Racine, Wisconsin

to que no tienen un estator entre la turbina y el propulsor, figura 19.11. Estos simplemente transmiten el momento torsional mientras que los convertidores de torsión multiplican el momento torsional de entrada. Algunos acoplamientos hidráulicos se utilizan como transmisiones de velocidad regulable.

Los acoplamientos hidráulicos cumplen funciones parecidas a las de los embragues, centrífugos. No obstante, operan con mayor suavidad ya que nunca se desconectan totalmente. Tienen varias ventajas:

1. Durante el arranque y la aplicación momentánea de cargas altas, se deslizan suavemente hasta transmitir totalmente el momento torsional, previniendo el atascamiento de la fuente de potencia y haciendo así innecesario el uso de motores especiales para el arranque u operación a altas cargas.

2. Las cargas de impacto y las vibraciones torsionales se amortiguan, creando una transmisión suave.

3. En transmisiones compuestas, los acoplamientos hidráulicos sirven para igualar la carga en las unidades generadoras de potencia.

4. El momento torsional de entrada es siempre igual al de salida; de tal manera que cuando la carga impulsada se atasca, la fuente de potencia continúa transmitiendo el momento torsional al eje impulsado.

Operación. Cuando el eje de entrada del acoplamiento gira, se crea un vórtice entre la turbina y el impulsor y la energía se transmite del uno al otro. Mientras el eje de entrada gira a velocidad constante, el eje de salida puede girar a cualquier velocidad comprendida entre cero y un dos por ciento de la velocidad de entrada. (Naturalmente, en la práctica la velocidad no es constante.)

Para que un acoplamiento hidráulico pueda transmitir momento torsional debe existir deslizamiento entre el impulsor y la turbina. Cuando no hay deslizamiento la capacidad es cero. A medida que se aplica carga al eje de salida, aumenta el deslizamiento. Suponiendo que la velocidad de entrada sea constante, el momento torsional que se transmite aumenta obteniendo su máximo valor a un deslizamiento de 100%; en este punto, la turbina se atasca.

FRENOS

Básicamente un freno se puede considerar como un embrague en el cual uno de los miembros es estacionario. Los frenos pueden usarse como mecanismo de arranque y parada o como mecanismos retardadores. Los frenos pueden clasificarse en dos grupos principales: mecánicos y eléctricos.

FRENOS MECANICOS

Un freno mecánico es un mecanismo de fricción que convierte la energía cinética en calor y la disipa en la atmósfera. Puede ser actuado mecánicamente, hidráulicamente, neumáticamente o eléctricamente. El material de fricción que usan los frenos puede ser orgánico, metálico, cerámico o una combinación de ellos. Como el material orgánico es el más versátil de ellos, es el más frecuentemente usado en aplicaciones ordinarias.

Los dos factores más importantes en la selección y aplicación de frenos son: el

momento torsional o fuerza que debe resistir el freno; y la cantidad de energía que el freno y el tambor deben absorber y disipar repetidamente.

La mayoría de los frenos comerciales son de banda, tambor o de disco. También existe un gran número de diseños especiales, que por no ser de uso general no se tratan en este capítulo.

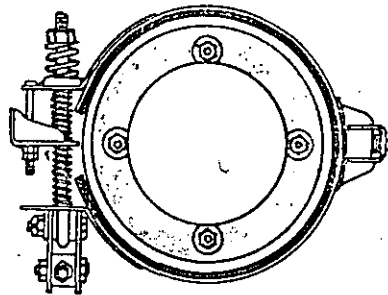
FRENOS DE BANDAS

Este es uno de los tipos más antiguos de frenos. Consiste básicamente en una banda flexible de acero revestida con material de fricción. Normalmente la banda se halla en la misma dirección que el momento torsional que se trata de resistir, de tal manera que exista una auto-energización. Aunque algunas bandas de frenos se usan en el sentido contrario, no son muy comunes. Algunas configuraciones son igualmente efectivas en cualquier dirección de giro del tambor, figura 19.12A. También los frenos de bandas se usan en combinación con discos, como aparecen en la figura 19.12B, y se usan principalmente en maquinaria agrícola.

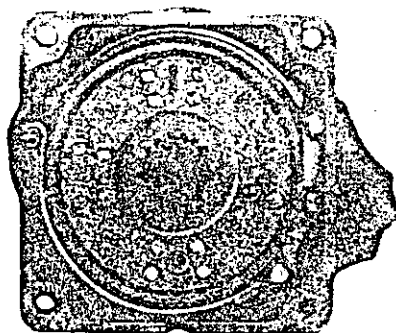
A través de uno o varios mecanismos se aplica tensión a la banda dependiendo del uso. También pueden operar por medio de resortes que se ponen en libertad hidráulicamente, o por otros medios.

FRENOS DE TAMBOR

Los frenos de tambor son los más conocidos de los frenos mecánicos, principalmente por su gran aplicación en equipo automotriz.



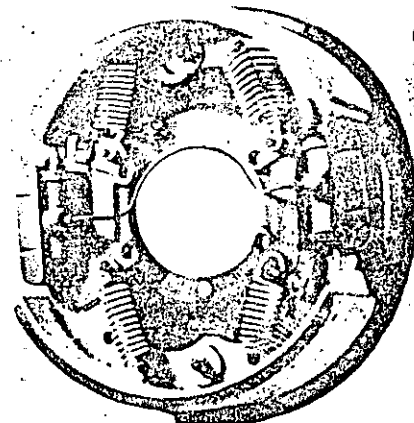
(A) FRENO AUXILIAR PARA CAMION. GENERALMENTE SE INSTALA EN LA TRANSMISION



(B) FRENO COMBINADO DE BANDA Y DISCO. PRINCIPALMENTE USADO EN MAQUINARIA AGRICOLA

Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.12 Frenos de Banda



Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.13 Freno de tambor

En
nes.
de ex
to po
de lo
uso s
los cu
lizade
tamb
avam
gizaci

FRE
Básic
ar a
uno d
mo-ic
en cu

Fig. 19.12
Fig. 19.13

Fig. 19.

Existen básicamente dos configuraciones, externos de contracción e internos de expansión, en tamaños de 5 por 1 pul a 30 por 12 pul y aún mayores. La mayoría de los frenos de tambor actualmente en uso son del tipo interno de expansión en los cuales los puntos de apoyo están localizados positivamente con referencia al tambor de freno. Este diseño opera efectivamente creando la máxima auto-energización.

FRENOS ELECTRICOS⁶

Básicamente, un freno eléctrico es similar a un embrague eléctrico, excepto que uno de los elementos del freno es fijo. Como los embragues, los frenos se agrupan en cuatro tipos básicos: de partículas

magnéticas, de corrientes parásitas, de histéresis y de fricción.

El freno electromagnético con disco de fricción es el más usado de los frenos eléctricos, en éstos, la unidad de fricción se opera electromagnéticamente. Comúnmente se utilizan en operaciones de parada y arranque. En operaciones en donde se requiere disminuir velocidad, se usan frenos puramente eléctricos (partículas magnéticas, histéresis o corrientes parásitas).

Los frenos eléctricos son similares a los embragues eléctricos, de modo que prácticamente toda la información dada para los embragues eléctricos se puede aplicar a éstos.

EJES FLEXIBLES

Los ejes flexibles se usan para transmitir potencia a varios ángulos cuando el elemento impulsor y el impulsado no están alineados. Como aplicaciones frecuentes de los ejes flexibles se pueden contar los

velocímetros, tacómetros e instrumentos registradores. En aplicaciones de control remoto, se usan para mecanismos que deben girar, o girar y moverse axialmente.

También se usan los ejes flexibles en transmisiones de potencias sujetas a vibración continua y cuando la parada y el arranque originan cambios repentinos en la carga. Cuando la transmisión de potencia se hace a través de elementos rígidos, aún los más pequeños desalineamientos pueden causar vibración. Uno de los grandes campos de aplicación de los ejes flexibles son las herramientas portátiles.

Los avances más recientes en la aplicación de ejes flexibles se han realizado en el campo de las transmisiones de potencia a control remoto donde operan intermitentemente a altas velocidades y en ambas direcciones, como por ejemplo en las sillas ajustables por medios motrices, ventanas y capotas plegadizas de automóviles como también en mecanismos de aviación y controles de válvulas, registradores, etc.

Los ejes flexibles se fabrican de alambre enrollado helicoidalmente y como se indicó anteriormente se diseñan para la transmisión rotatoria de potencia y movimiento entre dos puntos localizados de tal manera que imposibilitan el uso de ejes sólidos.

Las partes principales ilustradas en la figura 19.15 son:

1. El eje flexible, que es el elemento desnudo sin accesorios algunas veces denominado el *cable* o *alma*.

2. Los accesorios terminales del eje que se sujetan en los extremos del eje flexible para permitir la conexión entre el elemento impulsor y el impulsado.

3. El *forro flexible*, que es un tubo flexible que sirve como guía al eje flexible y lo protege del mugre y los daños, como también retiene la lubricación del eje.

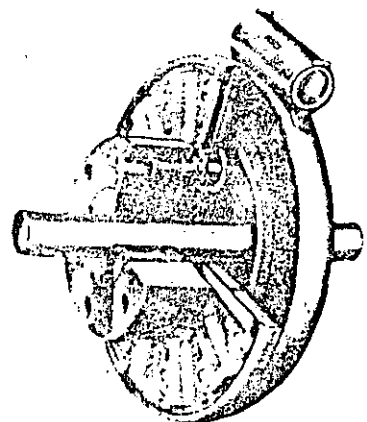
4. Accesorios terminales del forro, que permiten la conexión o acoplamiento a los forros de los elementos impulsados y de los impulsores.

REDUCTORES COMPACTOS DE VELOCIDAD REGULABLE

Los reductores compactos de velocidad regulable se aplican desde máquinas herramientas pequeñas hasta camiones. Pueden tener algunas velocidades pre-



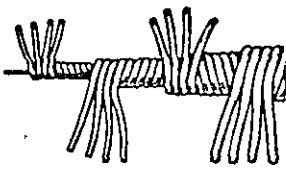
(A) DISPARADOS ELECTRICAMENTE Y ACTUADOS POR RESORTES



(B) ACTUADOS ELECTRICAMENTE

A Cortesia de Dings Brake Co
B Cortesia de Warner Electric Brake & Clutch Company

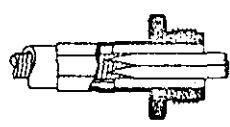
Fig. 19.14 Frenos de fricción electromagnéticos



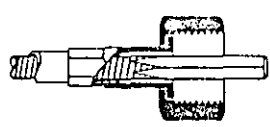
(A) CABLE



(B) FORRO

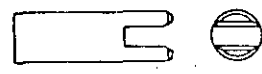


(1) TUERCA MACHO SUELTA



(2) TUERCA HEMBRA SUELTA

(C) ACCESORIOS TERMINALES DEL FORRO



(D) ACCESORIO TERMINAL

Fig. 19.15 Partes principales de los ejes flexibles

1276

engranaje loco. Un eje portador de varios tamaños que se encuentran rigidamente montados a éste, como lo ilustra la figura 19.17C. La regulación de velocidad se efectúa por medio de una palanca ajustable que desplaza el engranaje loco para conectarlo con los engranajes fijos o desplazables del otro eje. Este arreglo se usa para obtener velocidades escalonadas en pequeños incrementos y se utilizan frecuentemente en máquinas herramientas.

Este tipo de transmisiones puede conectarse a otra transmisión de velocidades múltiples para obtener una gran variedad de velocidades a partir de una velocidad constante de entrada. Normalmente los cambios se efectúan por medios manuales; al desconectarse la transmisión y una vez que ésta se detiene, se engrana el engranaje loco en la posición deseada.

Engranajes planetarios. Este tipo de engranajes, figura 19.17D, ofrece el siste-

ma más versátil y compacto para unas condiciones de relación de velocidades y capacidad de momento torsional dadas. Simultáneamente este tipo de engranajes es el más costoso debido a los embragues y frenos necesarios para controlar la operación de la unidad. Adicionalmente las relaciones de velocidad disponibles con engranajes planetarios son limitadas.

La mayoría de las transmisiones de engranajes planetarios son de tipo *automático*, efectuándose los cambios de velocidad automáticamente a alguna velocidad o momento torsional previamente seleccionado.

TRASMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE DE CORREA Y CADENA

Las unidades compactas de transmisión de cadena y correa convierten la velocidad constante de entrada en velocidades de salida no escalonadas dentro de cierto

rango. Además, pueden estar integradas a motores o reducciones de engranajes obteniéndose bajas velocidades en las salidas. Generalmente operan conjuntamente con motores eléctricos como fuente de suministro de potencia.

Las unidades compactas de transmisión pueden montarse horizontalmente, verticalmente ó a 45° y se consiguen en diseños encerrados o abiertos. Comúnmente las relaciones de velocidad varían desde 10:1 hasta 2:1; algunas se consiguen con relaciones hasta de 16:1. Normalmente las velocidades de salida para unidades con engranajes reductores o sin ellas van de 4,660 a 1.7 RPM. Por medio de mejoras obtenidas recientemente en los sistemas aumentadores de velocidad, (ofrecidos como unidades compactas) se pueden obtener velocidades hasta de 16,000 RPM.

Existe una gran variedad de modificaciones y accesorios para las transmisiones

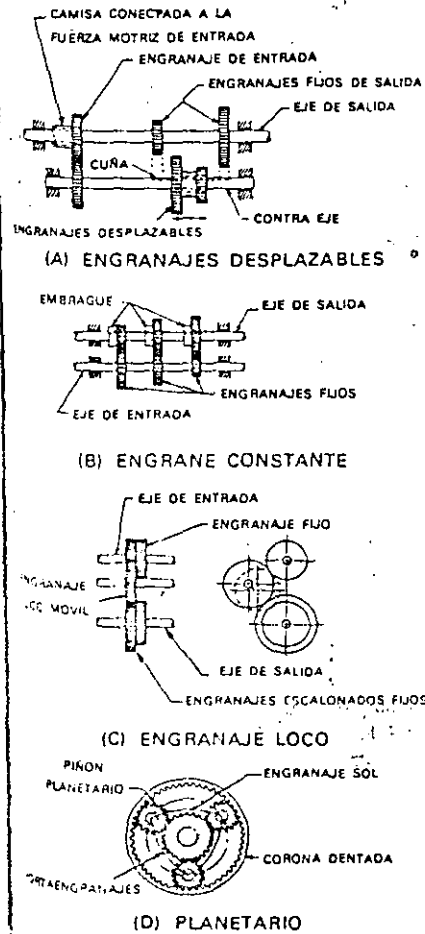


Fig. 19.17 Transmisión regulable de engranajes

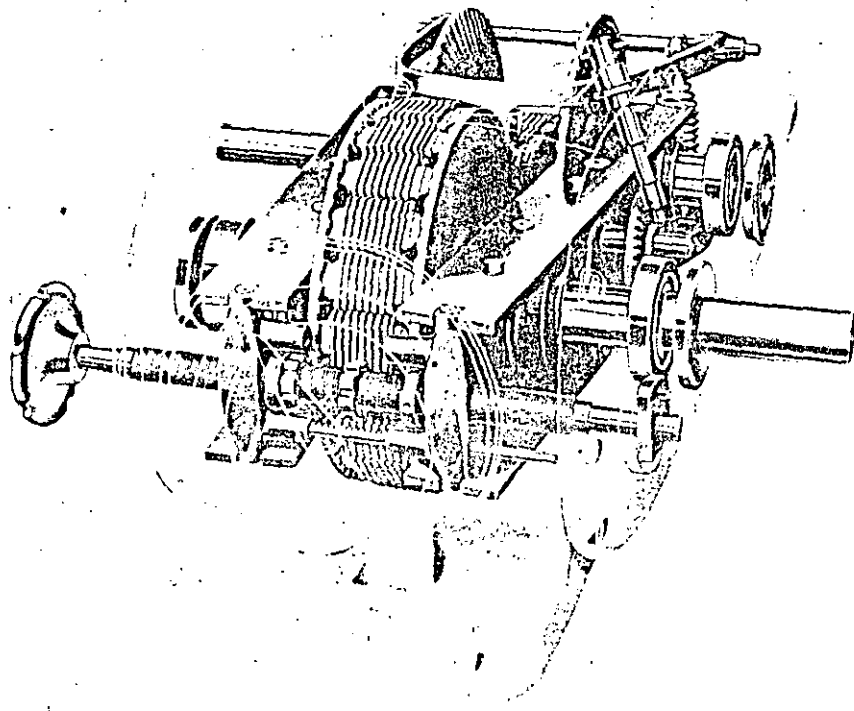


Fig. 19.18 Transmisión de velocidad regulable de correa de acero

Cortesía de Link-Belt Limited

nes regulables de velocidad. Por ejemplo, las unidades compactas con motor eléctrico, pueden también incluir frenos, embragues y acoplamientos, motores especiales y controles complicados.

Correa metálica. En estas unidades, figura 19.18, la potencia se transmite por medio de una correa o cadena de lámina metálica que engrana en los dientes radiales de las poleas cónicas. La cadena o correa laminada se arrastra radialmente al engranar con los dientes de las poleas cónicas. El principio de operación por medio del cual se efectúa la variación de velocidad es el mismo que se aplica en otras poleas de diámetro primitivo variable. **Correa en V.** Por medio del principio modificado de las poleas flotantes se han obtenido unidades muy compactas de transmisión de correa que dan una amplia gama de variaciones de velocidad. El ajuste de la velocidad se obtiene cambiando la posición de la brida móvil de la polea de entrada. Esta acción se transmite por la presión de la correa que automáticamente ajusta ambas poleas en forma correspondiente.

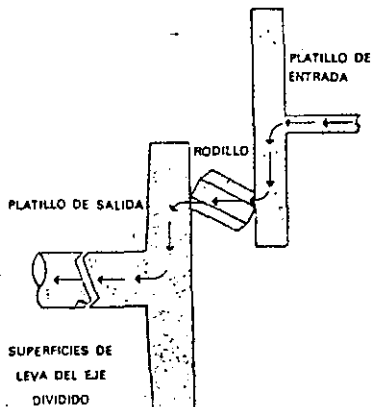
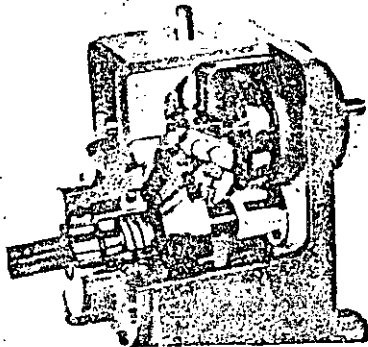


Fig. 19.19 Transmisión de velocidad regulable de fricción
 Concesia de Cone-Drive Gears, Division Michigan Tool Company

TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE POR FRICCIÓN Y TRACCIÓN¹⁰

Las transmisiones por fricción o tracción transmiten el movimiento rotativo por la fricción que se genera en el punto o línea de contacto. Los cambios de velocidad se efectúan moviendo el punto o la línea de contacto con respecto al centro de rotación de los miembros impulsores e impulsados. La magnitud de la fricción entre las partes determina la capacidad de potencia de la unidad; a su vez la fricción se determina por la fuerza aplicada en el punto de contacto. Una unidad bien diseñada debe operar sin excesivo desgaste y sin falla prematura bajo estas fuerzas. Las transmisiones por fricción o tracción operan prácticamente libres de vibración.

La condición óptima de operación de estas unidades ocurre a carga constante sin impactos repentinos que producirían deslizamiento en el punto de contacto. La tolerancia de variación de la carga en estas unidades es menor que en las transmisiones ajustables de correa o cadena; también son menos efectivas para operar con cargas de alta inercia.

Comercialmente se dispone de varias unidades de fricción o tracción.

Las superficies de contacto metálico ofrecen un método práctico para la obtención de velocidades infinitamente regulables.

Actualmente este tipo de unidades es eficiente y ofrece un alto grado de control de velocidades. Debido a la dureza y excelente acabado de las superficies metálicas, los componentes son pequeños y la transmisión compacta; normalmente las partes metálicas (acero de aleación) pueden operar en baño de aceite y por tanto la unidad puede ser enteriza y lubricada por salpique.

Las unidades de fricción metálicas son económicas y competitivas con otras unidades de transmisión de igual potencia y velocidades.

TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE DE IMPULSO¹¹

Las transmisiones de impulso ofrecen regulación infinita de la velocidad de salida, generalmente en una gama baja de velocidades, a altas relaciones de reducción y en un tamaño compacto. Aunque la mayoría de las transmisiones de impulso

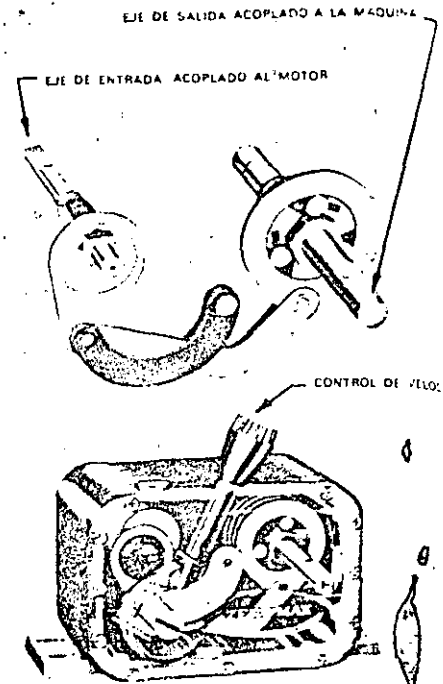


Fig. 19.20 Transmisión de impulso de velocidad regulable
 Concesia de Zero-Max Industries, Incorporated

pueden regularse hasta 0, normalmente las velocidades de salida varían desde 1.5 hasta 40 RPM. La variación de la velocidad es infinitamente regulable, y la velocidad de salida puede cambiarse aún con la unidad en operación.

La operación se basa en el continuo espaciamiento; el miembro impulsor engrana el impulsado lo mueve una distancia predeterminada y lo desengrana.

Esto se efectúa por medio de un embrague unidireccional que opera en secuencia para disminuir las pulsaciones en la salida.

Incorrectamente estas transmisiones se denominan de *trinquete* debido a que el trinquete tiene una acción similar, aunque escalonada.

El embrague unidireccional en las unidades de impulso genera la transmisión infinitamente variable. Ajustando la distancia que el elemento impulsado se mueve en cada carrera se obtiene el cambio de velocidad. La velocidad de salida se cambia, ajustando la relación angular de los mecanismos que actúan el embrague unidireccional; éstos cambian la carrera del embrague y consecuentemente la velocidad de salida. El momento torsional de salida se puede mantener constante

1286

POT meca
 Ac
 pulse
 Mor:

 CO
 TOI
 REI
 Con
 do
 de
 drául
 cidad
 y de
 nes de
 sus s
 cos s

 La
 ment
 envol
 comp
 turbin
 pulsa
 parte
 girar
 El m
 través
 mient
 al pr
 ción.
 carga
 Cu
 el in
 la tur

Fig. 19. regulat

por medio de un diseño adecuado de los mecanismos.

Actualmente dos transmisiones de impulso se consiguen comercialmente, la Morse VID y la Zero-Max.

CONVERTIDORES DE TORSION DE VELOCIDAD REGULABLE¹²

Con base en la energía cinética de un fluido en movimiento, los convertidores hidráulicos de torsión pueden variar la velocidad infinitamente dentro de sus límites y de acuerdo únicamente con las variaciones de la carga. Los convertidores de torsión son similares a los acoplamientos hidráulicos con la adición de un estator.

La figura 19.21A ilustra esquemáticamente los álabes de un convertidor de envoltura rotatoria de etapa única. Se compone de tres partes: el impulsor, la turbina y el estator. La fuente motriz impulsa el propulsor, el cual a su vez, imparte energía cinética al fluido que hace girar la turbina y los miembros de salida. El fluido que sale de la turbina pasa a través de los álabes del extractor, asumiendo el ángulo adecuado de reentrada propulsor para establecer la circulación. La dirección de fluido varía con la carga.

Cuando la unidad opera a baja carga, el impulsor hace girar casi libremente la turbina; el fluido pasa a través del con-

vertidor rápidamente, golpeando los álabes de la turbina a un ángulo suave. Cuando la carga es alta, la turbina gira más lentamente y el fluido incide sobre los álabes a un ángulo mayor, transmitiéndose mayor momento torsional. La figura 19.21B ilustra las características de flujo entre el impulsor, la turbina y el estator cuando éstas se encuentran atascadas transmitiéndose la máxima multiplicación de momento torsional y también en movimiento libre sin transmisión de momento torsional.

REDUCTORES DE VELOCIDAD

Los dispositivos que reducen la velocidad de una unidad impulsora, se denominan reductores de velocidad. Esta sección trata solamente sobre estos dispositivos de tipo compacto, principalmente de engranajes, cuya función principal es la reducción de la velocidad. Los reductores de velocidad tienen una relación de velocidad fija que no se puede cambiar fácilmente. Aunque esta sección específicamente los denomina reductores de velocidad, las consideraciones dadas también se aplican para aumentadores de velocidad; una misma unidad se usa para reducir o aumentar la velocidad.

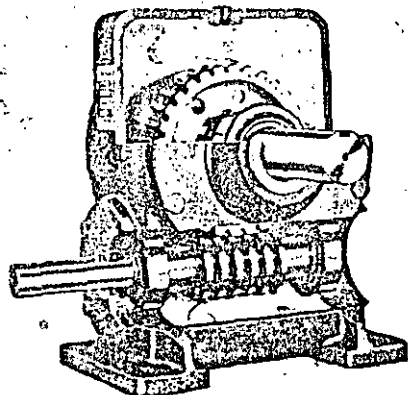
Los reductores de velocidad comunes se pueden clasificar bien sea como integrales con base de montaje, o montados directamente al eje.

Frecuentemente los reductores de velocidad pequeños se combinan con un motor para formar una sola unidad denominada *motor con engranaje reductor, o motoreductor*.

REDUCTORES INTEGRALES CON BASE DE MONTAJE¹³

Estos reductores se consiguen con varios tipos de engranajes: helicoidales, doble helicoidal recto, cónicos espirales, cónicos rectos, sin fin, de espina de pescado y doble envoltente sin fin; pueden usarse individualmente o en combinaciones. Las disposiciones de ejes de entrada incluyen tipos concéntricos, paralelos escalonados (vertical y horizontal) y en ángulo recto. En algunos casos reducciones sencillas, dobles o triples ofrecen una gran variedad de relaciones de reducción.

Adicionalmente a los reductores comunes de engranajes, hay muchos diseños especiales.



Corsets de Winsth, Division of U. M. C.

Fig. 19.22 Reductor de velocidad integral con base de montaje

REDUCTORES MONTADOS DIRECTAMENTE AL EJE¹⁴

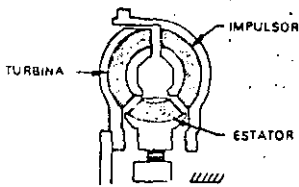
Este tipo de reductores consiste en una unidad integral de engranajes montada y soportada por el eje de entrada de la máquina impulsada. Para prevenir el giro de la envoltura de la unidad, ésta se ancla por medio de un miembro que resiste el momento torsional.

Estos reductores se consiguen con engranajes helicoidales, de espina de pescado y rectos, en unidades de reducción sencilla o de varias etapas. La figura 19.23 ilustra uno de estos reductores. El cubo de salida puede ser concéntrico o paralelo al eje de entrada del reductor.

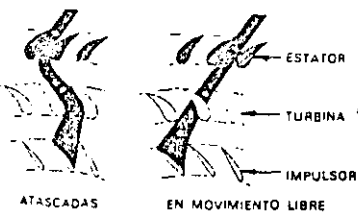
Estas unidades utilizan cojinetes antifricción tanto para las cargas axiales como radiales y en todas, los cojinetes y engranajes se lubrican por salpique.

Normalmente los reductores montados directamente al eje se combinan con transmisiones por medio de correas en V. Combinando las velocidades normales de los motores eléctricos con las transmisiones de correas en V y las relaciones de los reductores, se obtienen velocidades de salida desde 10 hasta 400 RPM, potencias hasta de 180 HP y momentos torsionales hasta 150,000 lb/pul.

La relación de velocidad de los reductores montados al eje, es fija. Los aumentos o disminuciones de velocidad se obtienen cambiando la relación de la transmisión de correas en V. Para obtener cambios continuos en la relación de velocidad, se puede instalar a estos reductores una polea convencional de diámetro primitivo variable. Para adaptar el cubo de salida del reductor a los diámetros



1A) CONVERTIDOR CARACTERISTICO DE UNA ETAPA CON ENVOLTURA ROTATORIA



B) CARACTERISTICAS DE FLUJO EN EL CONVERTIDOR

Corsets de Machine Design, vol. 37, no. 14, 1965

Fig. 19.21 Convertidor de torsión de velocidad regulable

normalizados de los ejes se utilizan casquillos intercambiables.

REFERENCIAS Y FUENTES DE MATERIAL

1. YOUNG, J. "Selection Factors for Shaft Couplings", *Design Engineering*, vol. 11, no. 4. 1965.
2. HARRISON, N. C. "Mechanical Clutches", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
3. PECH, J. F. "Electric Clutches", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
4. LAVOIE, F. J. "Fluid Couplings", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
5. DOMBECK, E. K. "Mechanical Brakes", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
6. LAVOIE, F. J. "Electric Brakes", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
7. ZAMBETTI, F. "Flexible Shafts", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
8. WADLINGTON, R. P. "Gear Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
9. MALCOLM, G. "Belt and Chain Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
10. BURNETT, J. R. "Friction and Traction Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
11. HEIN, C. E. "Impulse Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
12. WIRRY, H. J. "Torque Converters", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
13. WHELAN, R. W. "Base-Mounted Reducers", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
14. CHUNG, J. "Shaft-Mounted Reducers", *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.

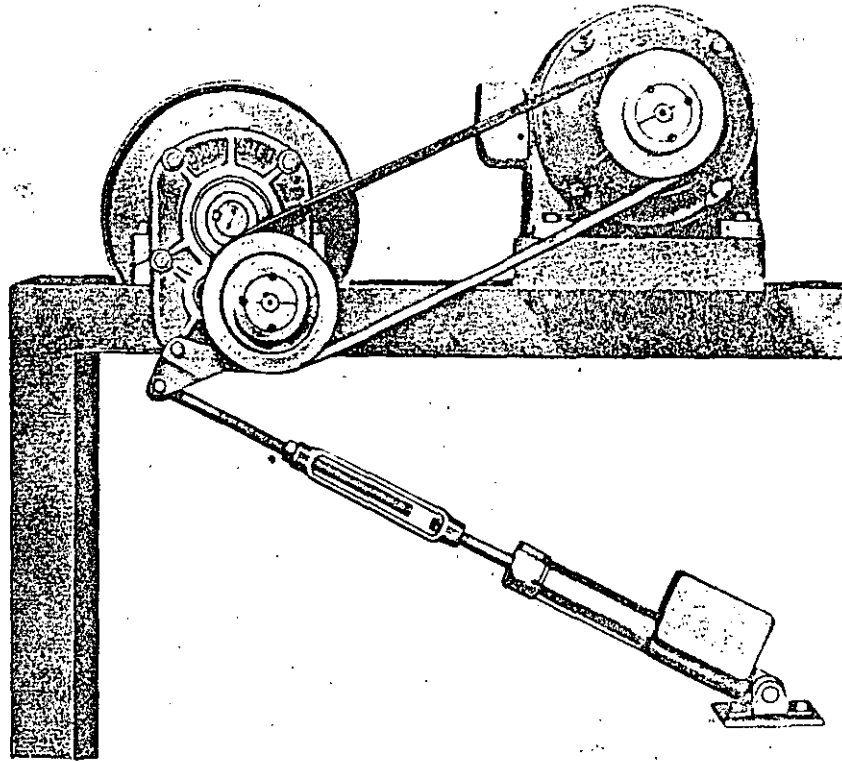
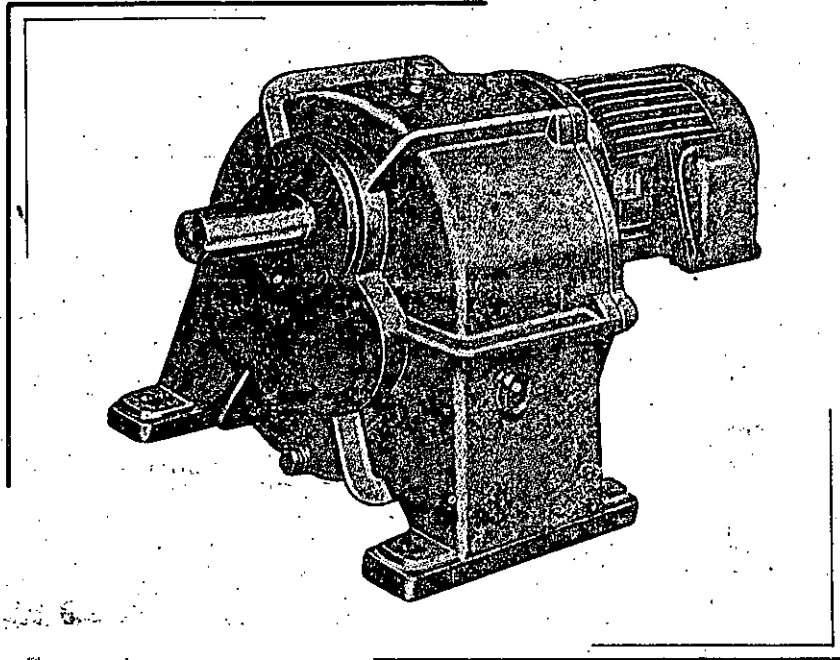


Fig. 19.23 Reductor de velocidad montada directamente al eje

Cortesía de Dodge Manufacturing Corporation

1306

MOTORREDUCTORES



- Potencias de ½ a 100 HP.
- Modelo horizontal con motor acoplado.
- Engranajes helicoidales de acero de alta calidad, cementados y templados.
- Ejes de entrada y salida coaxiales.

Reductores JIV de México, S.A.



Mar Jónico No. 42 - Col. Tacuba
México 17, D.F., C.P. 11410
Telex: 1773749-RJIVME

Tels.: 527-36-29
527-32-65

Recomendaciones para elegir el Reductor adecuado

- 1) Al determinar la potencia del motor deberá multiplicarla por su coeficiente de trabajo K.
- 2) Con ayuda de la segunda Tabla, seleccionar el tipo de Motorreductor JIV adecuado a sus necesidades.
- 3) Revisar en la tercera Tabla el par torsional del motorreductor seleccionado, en caso de que éste fuera menor a sus necesidades, deberá elegir una potencia mayor.

Coeficientes de Trabajo

Las potencias y pares torsionales nominales indicados en el presente folleto, son válidos para una duración básica media de 30.000 horas de servicio, en condiciones de trabajo uniforme, sin sobrecargas y servicio diario de 8 horas. Algunas aplicaciones, requieren grupos de gran seguridad y duración tanto de engranajes como

de los rodamientos debiéndose calcular para servicios de hasta 80.000 ÷ 100.000 horas de vida. Al elegir un reductor, deberá tomarse como potencia la nominal deseada. De no ser uniforme el trabajo a desarrollar éste, aconsejamos apliquen el coeficiente de trabajo K de la tabla que damos a continuación.

TABLA No. 1

MOTOR	TRABAJO	SERVICIO horas diarias	SOBRECARGA	Coeficiente K
Eléctrico	Uniforme	8 horas	Sin	1
Eléctrico	Uniforme	24 horas	Sin	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Pequeñas	1.2
Eléctrico	Irregular	24 horas	Pequeñas	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Fuertes	1.6
Eléctrico	Irregular	24 horas	Fuertes	2

TABLA No. 2

Tabla para determinar el tipo de reductor "JIV" para coeficiente K=1 Serie MA.

Reducción Nominal	145:1	96:1	72:1	58:1	48:1	36:1	29:1	24:1	20:1	14:1	12:1	10:1	8:1	7:1	
Potencia en HP Para velocidad de entrada a 1750 RPM	15	—	—	—	—	—	250	250	250	250	250	250	250	250	
	10	—	—	—	250	250	250	250	120	120	120	120	120	120	
	7.5	—	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	
	5	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	80	
	3	250	120	120	120	80	80	80	35	35	35	35	35	35	
	2	120	120	80	80	35	35	35	35	25	25	25	25	25	25
	1.5	120	80	80	80	35	35	35	25	25	25	25	25	25	25
	1	80	80	35	35	25	25	25	25	12	12	12	12	12	12
	0.75	80	35	25	25	25	25	25	12	12	12	12	12	12	12
	0.5	35	25	25	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
RPM Salida	12	18	24	30	36	48	58	72	96	120	144	175	216	240	

TABLA No. 3

REDUCTOR TIPO	PAR TORSIONAL MKG.
MA-12	12
MA-25	25
MA-35	35
MA-80	80
MA-120	120
MA-250	250

Montaje Mantenimiento y Engrase

Los reductores deben ser montados sobre superficies rígidas, planas y mecanizadas.

Hay que asegurar la alineación de los ejes en los casos de acoplamiento elástico y el paralelismo en los accionamientos por correas o cadenas.

Al montar las poleas, piñones o platos de acoplamiento, éntrense a roce suave, evitando los golpes que pueden dañar los cojinetes. La posición de trabajo del reductor debe ser la indicada.

Si los reductores se entregan sin lubricante; en la placa fija en los mismos, viene indicada la calidad del aceite y los cuidados de engrase.

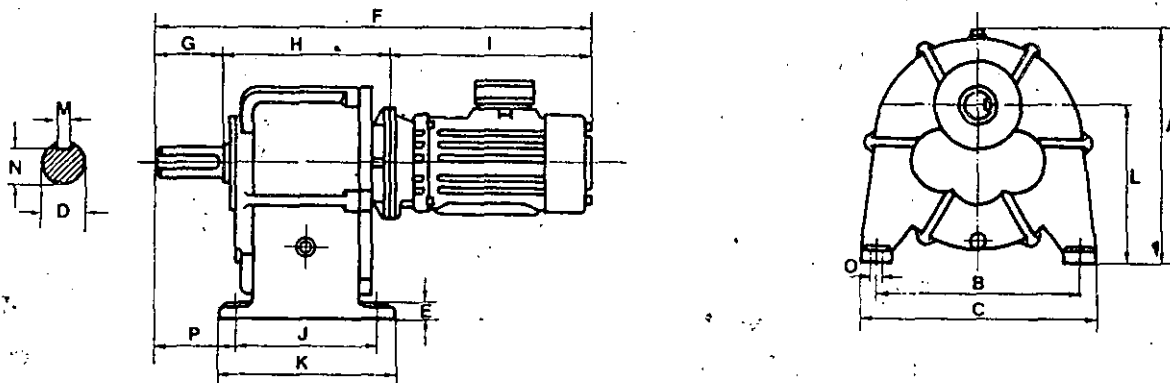
A las 500 horas de servicio, cámbiese el lubricante, teniendo cuidado en que quede totalmente eliminado el viejo y todas las impurezas que contenga. Después, el cambio debe hacerse cada 2.000 horas.

Cúidese de verificar constantemente el nivel rehaciéndolo periódicamente.

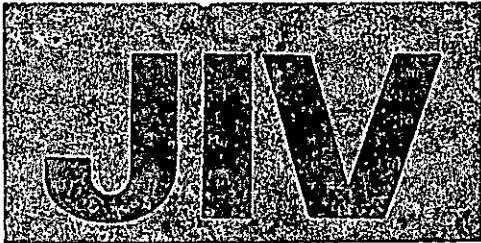
Al poner en servicio un reductor, hay que verificar por la intensidad de marcha normal (amperímetro) si éste trabaja dentro de los límites fijados al calcularlo.

Como protección del motor y del reductor, contra sobrecargas accidentales, pueden intercalarse embragues automáticos de seguridad, relés térmicos y limitadores de par.

Dimensiones (m.m.)

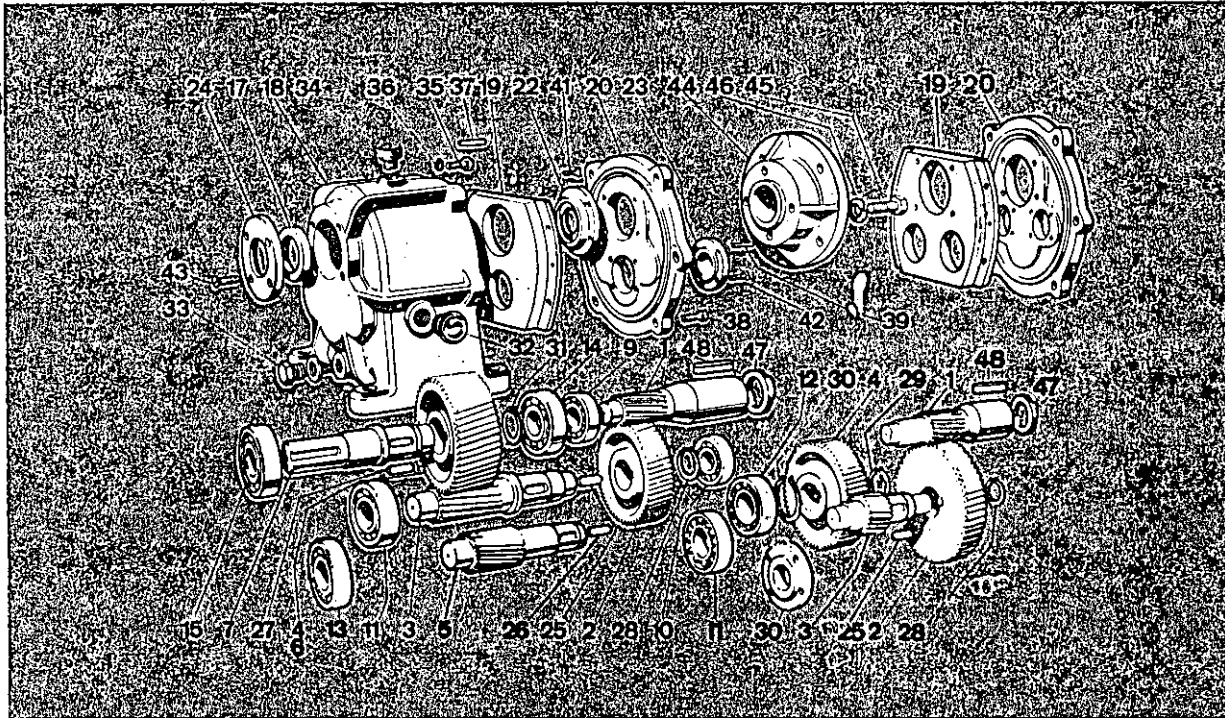


TIPO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	PESO
MA-12	182	150	180	19	14	411	55	181	275	100	130	110	6	15,5	11	74	21 Kg.
MA-25	208	185	200	27	17	575	70	230	275	148	180	130	8	23	11	84	35 Kg.
MA-35	245	210	250	28	20	637	70	248	319	170	210	155	8	24	11	80	45 Kg.
MA-80	290	255	300	34	23	717	80	266	371	175	215	188	10	29,5	14	96	68 Kg.
MA-120	350	320	380	40	30	821	100	312	409	230	280	235	12	35,5	17	118	130 Kg.
MA-250	450	415	485	55	35	1002	130	387	485	280	345	300	16	50	22	142	220 Kg.



1346

Al solicitar un recambio, indíquese el número de la pieza según el dibujo de despiece adjunto. Indicando además el número del reductor, y las características que constan en la placa del mismo.



- | | | | |
|-----------------------|---------------------------|-------------------------|---------------------|
| 1.—Manguito motor | 14.—Rodamiento | 27.—Cuña | 39.—Perno |
| 2.—Engrane primario | 15.—Rodamiento | 28.—Anillo de retención | 41.—Tornillo |
| 3.—Piñón secundario | 17.—Retén | 29.—Anillo de retención | 42.—Tornillo |
| 4.—Engrane secundario | Cárter compuesto de: | | 43.—Tornillo |
| 5.—Piñón terciario | 18.—Caja del reductor | 31.—Anillo de retención | Acoplamiento motor |
| 6.—Engrane terciario | 19.—Tabique | 32.—Nivel | compuesto de: |
| 7.—Eje salida | 20.—Tapa | 33.—Tapón vaciado | 44.—Brida |
| 9.—Rodamiento | 22.—Tapeta porta-cojinete | 34.—Tapón llenado | 45.—Allén |
| 10.—Rodamiento | 23.—Tapeta | 35.—Tornillo exagonal | 46.—Arandela Glower |
| 11.—Rodamiento | 24.—Tapeta | 36.—Arandela glower | 47.—Retén |
| 12.—Rodamiento | 25.—Cuña | 37.—Perno | 48.—Cuña |
| 13.—Rodamiento | 26.—Cuña | 38.—Allén | |

Importante. — Según la reducción, se montan dos o tres trenes de engranajes en el mismo modelo de reductor. Las piezas dibujadas en negro corresponden a los reductores de dos trenes y a las que son comunes en ambos casos. Las piezas de diferente color corresponden a las que se añaden o sustituyen en los reductores de tres trenes de engranajes. * Hasta MA-80, Anillo de retención.

Reductores JIV de México, S.A.

Mar Jónico No. 42 - Col. Tacuba Tels.: 527-36-29
 México 17, D.F., C.P. 11410 527-32-65
 Telex: 1773749-RJIVME

nuestra oficina
 técnica le resolverá
 cualquier problema
 de transmisión

1c

A L I N E A M I E N T O D E M A Q U I N A S

Apuntes elaborados por el Ing. Andrés Rufz Mijares

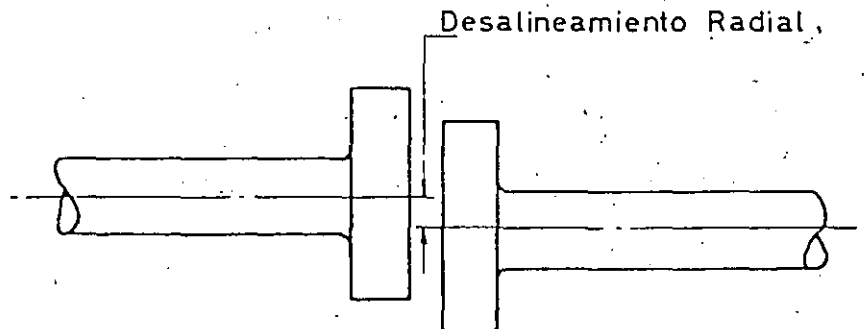
ALINEAMIENTO DE MAQUINAS

Alinear dos máquinas que trabajan con sus flechas acopladas, es hacer colineales los ejes de rotación de las flechas en el plano del acoplamiento. Es decir, no se alinean coples, se alinean flechas. Los coples para efectos de alineamiento son simplemente las piezas de apoyo de los instrumentos de medición.

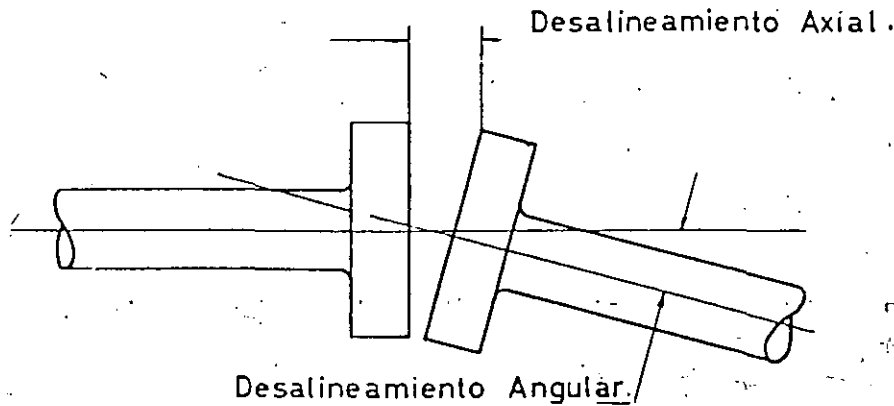
El desalineamiento puede ser de tres clases:

- 1o.- Radial.
- 2o.- Axial ó angular.
- 3o.- Combinado.

- 1o.- Desalineamiento radial.- El desalineamiento radial se entiende por la distancia entre los ejes paralelos de 2 flechas, medido radialmente.



- 2.- Desalineamiento axial ó angular es aquel que forman los ejes de 2 máquinas convergiendo en el plano del acoplamiento y que se mide en la dirección axial entre las caras del cople



- 3 - Desalineamiento combinado es la mezcla de los dos anteriores y es lo que comunmente se encuentra en las máquinas :

La corrección del desalineamiento se divide en dos partes:

- 1o.- Cuantificar el desalineamiento radial y axial en milésimas de pulgada ó en centésimas de milímetro.
- 2o.- Calcular los movimientos necesarios en las máquinas y los cambios de calzas bajo sus bases o pedestales para corregir el desalineamiento encontrado.

1a. PARTE

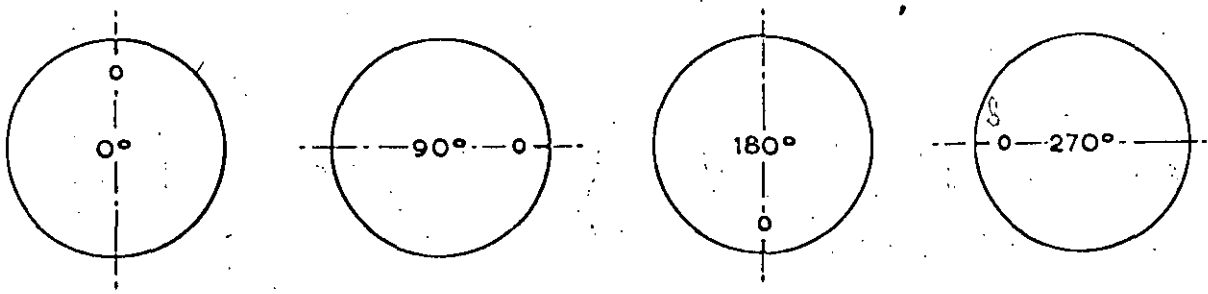
Determinación del desalineamiento en 2 flechas desalineadas.

Preliminares

- 1o.- Hacer una marca coincidente en ambos coples, para indicar

el punto de partida. Normalmente junto ó en la marca se
grava un cero y se denomina el cero del acoplamiento.

2o.- Las lecturas se hacen para las posiciones diametralmente
verticales y horizontales del cero del acoplamiento y en
giros de las flechas de 90° en 90°

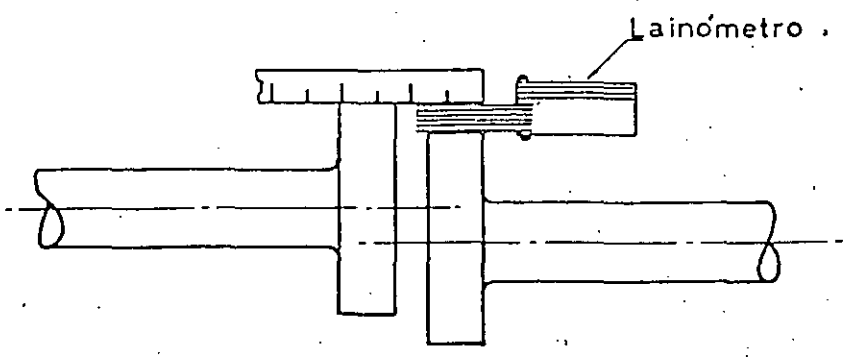


3o.- Las lecturas se tomarán después de girar las 2 flechas
y haber hecho coincidir las marcas de los coples.

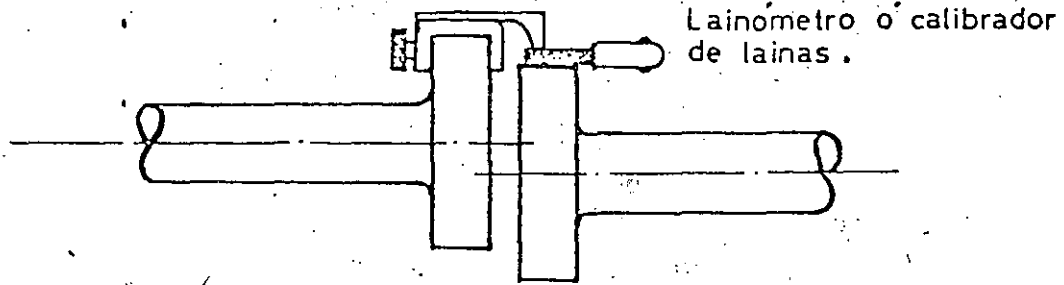
4o.- El giro de las flechas debe hacerse en la misma dirección
de la rotación de la unidad.

Lecturas radiales (Instrumentos).

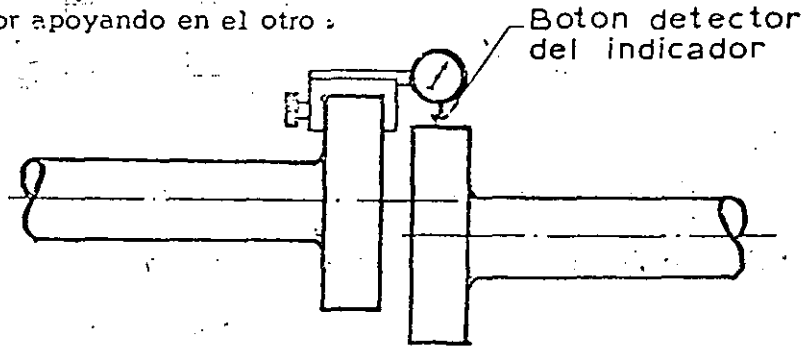
Pueden tomarse con un calibrador de lánas y una regla .



Con un calibrador de lanas y un tacón fijo en uno de los coples y proyectando en el otro



6 con un micrómetro indicador, fijo en uno de los coples y el botón detector apoyando en el otro :

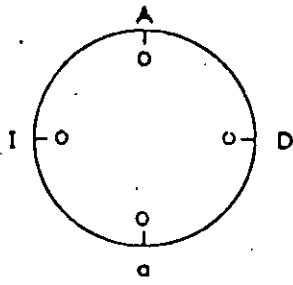


En la mayoría de los micrómetros indicadores cuando el botón detector se acerca al indicador, la lectura en la carátula es positiva, y negativa cuando se aleja. La carátula es ajustable y puede ponerse la manecilla en cero para cualquier posición del botón.

Lecturas radiales (Nomenclatura)

Se requieren 4 lecturas como se indica en la siguiente

figura:3



- A = Lectura radial con el cero del acoplamiento arriba.
- a = Lectura radial con el cero del acoplamiento abajo.
- I = Lectura radial con el cero del acoplamiento a la izquierda.
- D = Lectura radial con el cero del acoplamiento a la derecha.

EJEMPLO No. 1 - Lecturas positivas.

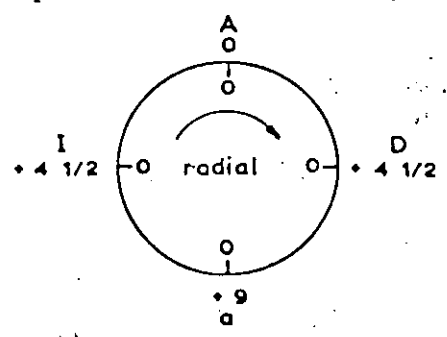
Acoplamiento entre una bomba y su motor eléctrico, con el eje de la bomba más bajo que el del motor una cantidad "V"

Se utilizará un micrómetro indicador en milésimas de pulgada que se fijará en el cople del motor.

Suponiendo las lecturas siguientes:

Cero del acoplamiento arriba,	
ajuste de la carátula en cero	A = 0
Girando ambos coples 90°	D = + 4 1/2
" " " 180°	a = + 9
" " " 270°	I = + 4 1/2

La figura representativa del desalineamiento radial será:



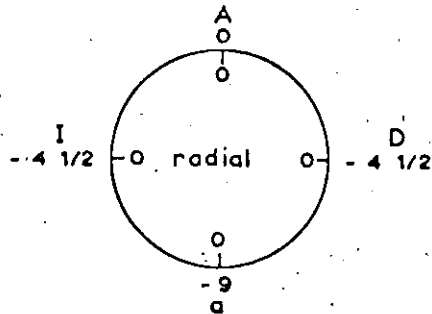
Siempre la suma algebraica de las lecturas radiales verticales es igual a la suma algebraica de las lecturas radiales horizontales

$$A + a = I + D$$

$$0 + 9 = 4\frac{1}{2} + 4\frac{1}{2}$$

EJEMPLO No. 2 - Lecturas negativas .

Las mismas condiciones del ejemplo No. 1; con la bomba más baja que el motor una cantidad "V". Si se cambia el soporte del micrómetro indicador a fijarlo en el cople de la bomba, las lecturas serán negativas y la figura representativa del desalineamiento quedará así:

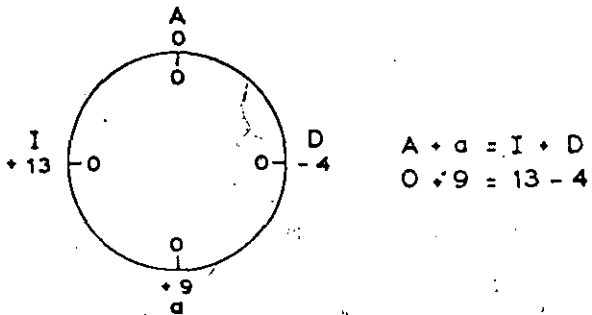


Para determinar el sentido del desalineamiento con el signo de las lecturas, es necesario saber en qué cople se ha fijado el micrómetro indicador y deberá ser invariablemente anotado en la Hoja de Reporte de Alineamiento.

EJEMPLO No. 3 - Lecturas positivas y negativas .

El mismo ejemplo No. 1 con la bomba más baja que el motor una cantidad "V" pero además con un descentramiento horizontal "H", la figura representativa del desalineamiento podrá quedar

así:



Determinación del desalineamiento

El valor del desalineamiento se determina haciendo la semi-diferencia algebraica de las lecturas diametralmente opuestas.

Del ejemplo No. 3 el desalineamiento vertical "V" y el horizontal "H" será:

$$V = \frac{0 - 9}{2} = -4\frac{1}{2} = -0.0045''$$

$$H = \frac{13 - (-4)}{2} = \frac{17}{2} = 8\frac{1}{2} = 0.0085''$$

CONCLUSION:

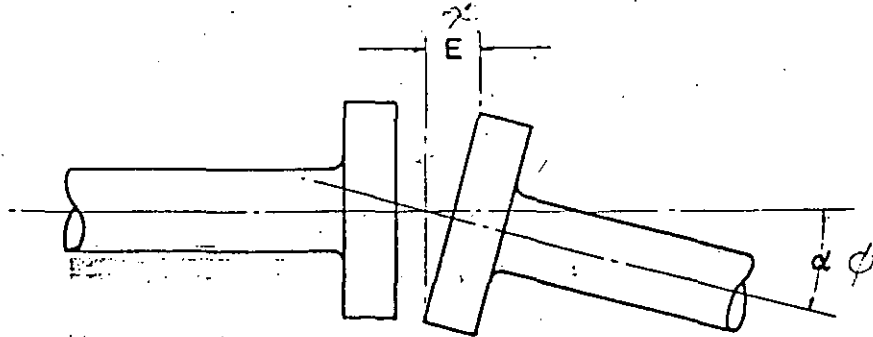
Cople de la bomba bajo 0.0045"

Cople de la bomba a la izquierda 0.0085"

J

Lecturas axiales ó angulares

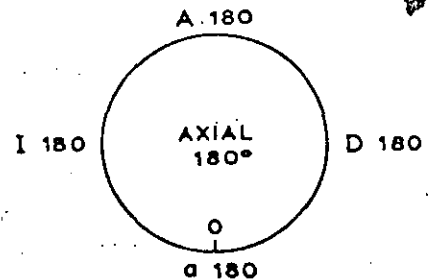
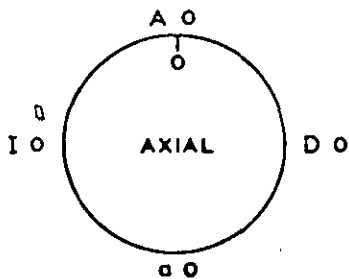
El desalineamiento puede determinarse midiendo el ángulo α ó la dimensión E. La primera es difícil de medir y es inexacto. La dimensión E es fácil de medir utilizando los mismos instrumentos que se requieren para tomar las lecturas radiales. Se mide en la dirección axial, como se indica en la figura:



Desde luego el desalineamiento axial puede ser vertical, horizontal y combinado como es lo más común.

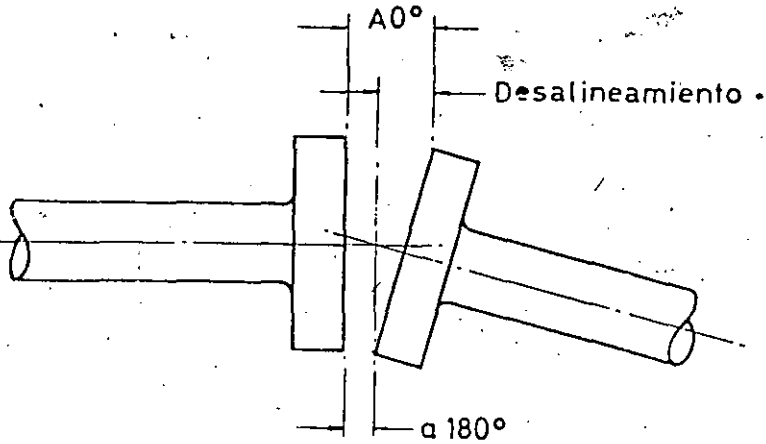
Las lecturas se toman también en las 4 direcciones principales: arriba, abajo, a la izquierda y a la derecha del acoplamiento.

Se requieren solamente lecturas en 2 posiciones del acoplamiento, con el 0 arriba y a 180°



Si las flechas de ambas máquinas durante el giro a 180° permanecieran en la misma posición axial, los coples describirían planos perpendiculares a las flechas y el desalineamiento sería la diferencia entre las lecturas opuestas:

$$\text{Desalineamiento } A_0^\circ - a_{180^\circ} = A_{180^\circ} - a_0^\circ$$



pero en máquinas grandes hay movimientos axiales aun cuando las flechas tengan tejuelos.

Suponiendo que "Z" sea este movimiento axial, tendremos:

$$\text{Desalineamiento } E = A_0^\circ - (a_{180^\circ} - Z) \text{ ó } E = (A_{180^\circ} - Z) - a_0^\circ$$

$$\text{Sumando } 2E = A_0^\circ - a_{180^\circ} + A_{180^\circ} - a_0^\circ$$

$$E = \frac{A_0^\circ + A_{180^\circ}}{2} - \frac{a_0^\circ + a_{180^\circ}}{2} \quad (1)$$

Se ve que el desalineamiento axial es igual a la diferencia entre la semi-suma de las lecturas de arriba y la semi-suma de las lecturas de abajo.

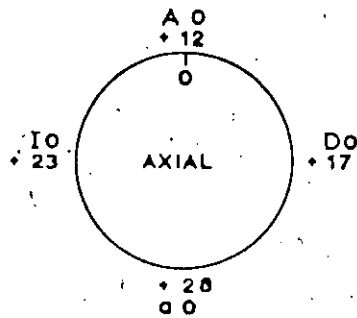
Lo expuesto para desalineamiento vertical es igual para desalineamiento horizontales y combinados.

Se ve también que los coples no son nada más que herramientas o piezas auxiliares que sirven de ayuda para medir el desalineamiento.

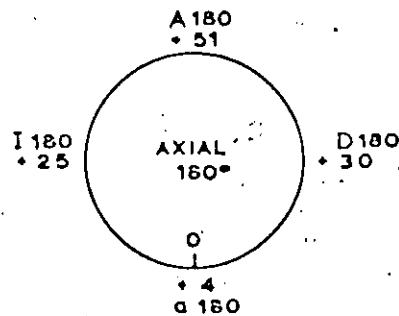
miento de las flechas.

EJEMPLO No. 4

- 1). Con el cero arriba y las marcas de los coples coincidentes, tomando con el inómetro las 4 lecturas axiales principales, se tiene



- 2). Girando ambas flechas 180° se tiene



Utilizando la expresión (1) página 9, se obtiene:

$$A_0.- 12 \quad a_0.- 28 \quad D_0.- 17 \quad I_0.- 23$$

$$A_{180^\circ}.- 51 \quad a_{180^\circ}.- 4 \quad D_{180^\circ}.- 30 \quad I_{180^\circ}.- 25$$

$$\text{SUMA:} \quad \frac{63}{2} \quad \frac{32}{2} \quad \frac{47}{2} \quad \frac{48}{2}$$

$$\text{SEMI-SUMA:} \quad \frac{63}{2} = 31\frac{1}{2} \quad \frac{32}{2} = 16 \quad \frac{47}{2} = 23\frac{1}{2} \quad \frac{48}{2} = 24$$

$$\text{Desalineamiento vertical: } V = 31\frac{1}{2} - 16 = 15\frac{1}{2} = 0.0155''$$

$$\text{Desalineamiento horizontal: } H = 24 - 23\frac{1}{2} = \frac{1}{2} = 0.0005''$$

Se concluye:

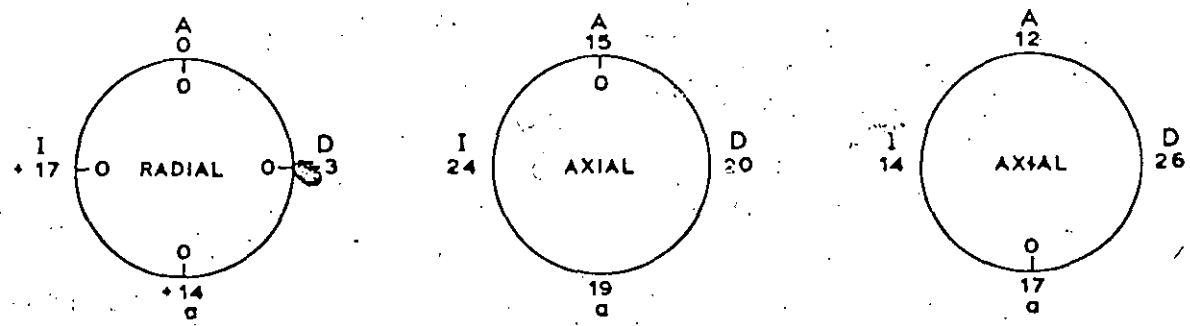
1o.- El acoplamiento está abierto arriba 0.0155"

2o.- El acoplamiento está abierto en la izquierda 0.0005"

Para ordenar estas simples operaciones y no dar lugar a confusión en el resultado, se ha simplificado la forma de reportarla, de la siguiente manera:

	A	a	D	I
	12	28	17	23
SUMA	51	4	30	25
	63	32	47	48
	32			47
RESTA	31			1
	2	= 15 $\frac{1}{2}$	= 0.0155''	= 0.0005''
		=====		=====

EJEMPLO No. 5 - Con desalineamiento radial y axial, reioj fijo en el cople de la bomba



Radialmente : $A + a = I + D$.- $0 + 14 = 17 - 3 = 14$

Cople del motor bajo $\frac{0 - 14}{2} = -7 = -0.007''$

Cople del motor a la izquierda $\frac{17 - (3)}{2} = \frac{20}{2} = 0.010''$

Axialmente

	A	a	I	D
SUMA	15	19	24	20
	12	17	14	26
RESTA	27	36	38	46
		27		38
DESALINEA- MIENTO		$\frac{9}{2} = 4\frac{1}{2} = 0.0045''$		$\frac{8}{2} = 4 = 0.004''$

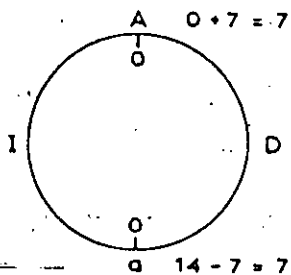
Acoplamiento abierto abajo 0.0045"

Acoplamiento abierto en la derecha 0.004"

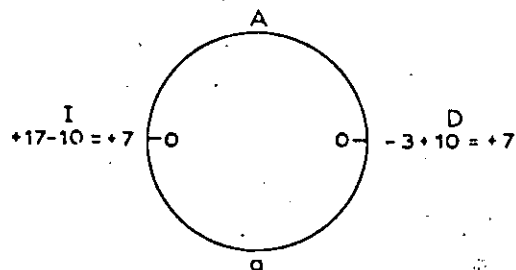
Comprobación

Radialmente

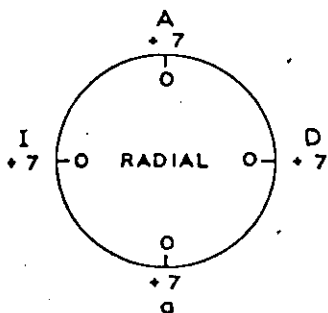
Subiendo el cople del motor 7 milésimas aumenta en 7 el valor de "A" y disminuye en 7 el de "a"



Moviendo el cople del motor 10 milésimas a la derecha, disminuye en 10 la "I" y aumenta en 10 la "D" quedando:

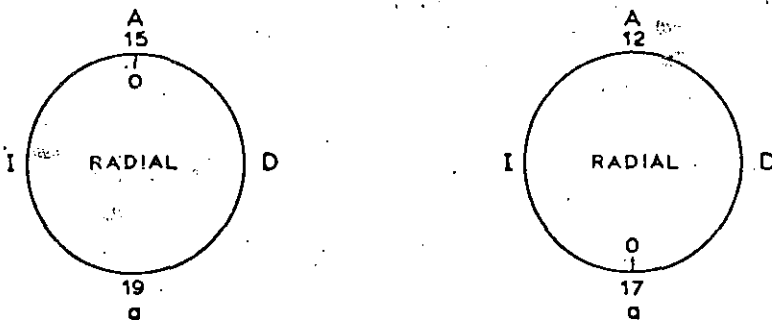


quedando el acoplamiento radialmente alineado

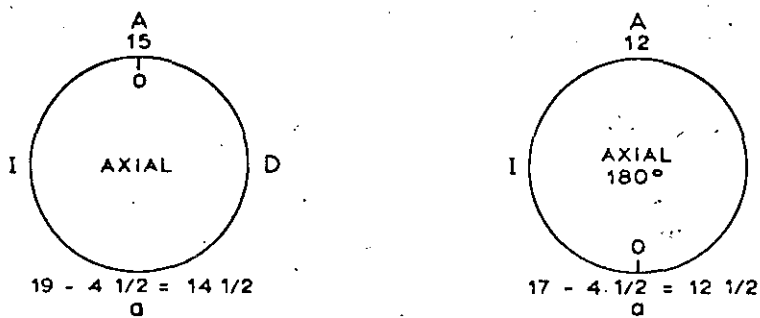


Axialmente

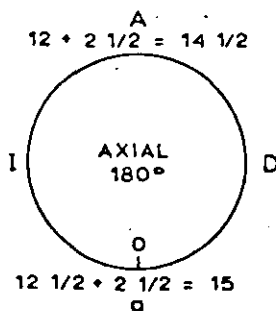
10. Alineando verticalmente, tenemos:



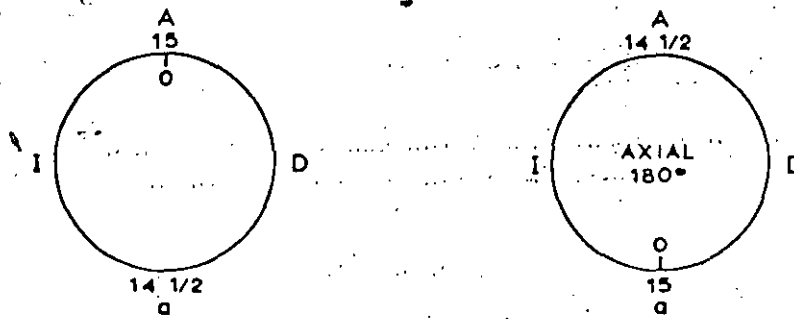
Según el cálculo anterior al acoplamiento debe cerrarse $4\frac{1}{2}$ milésimas abajo, haciéndolo quedaría:



Si abrimos el acoplamiento $2\frac{1}{2}$ milésimas en la lectura Axial 180° , no alteramos el alineamiento y quedaría:



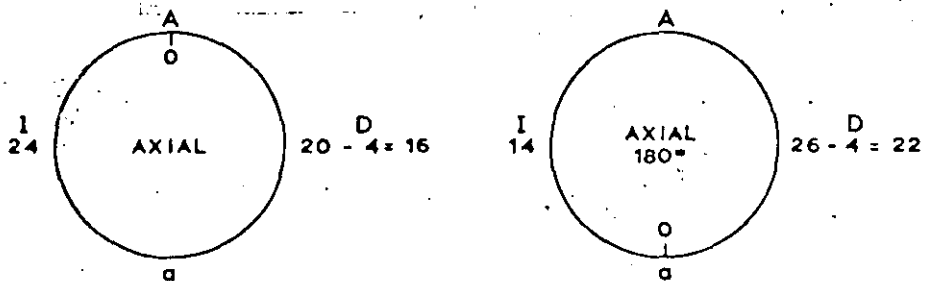
finalmente las figuras quedarían:



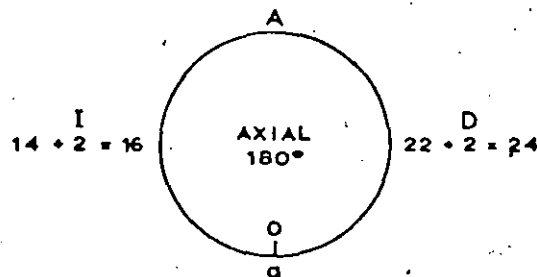
indicando que en ambas posiciones verticales, las lecturas axiales permanecen constantes y por tanto el acoplamiento está alineado axialmente en el plano vertical.

2o. Alineando horizontalmente.

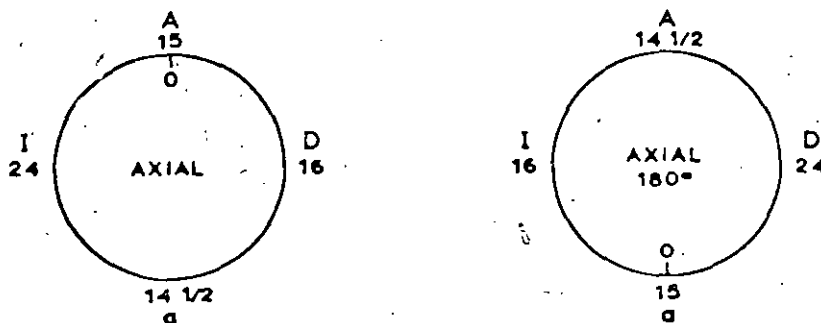
Cerrando en la derecha 4 milésimas



abriendo el acoplamiento 2 milésimas en axial 180°



quedando finalmente el alineamiento axial completo.



NOTA:

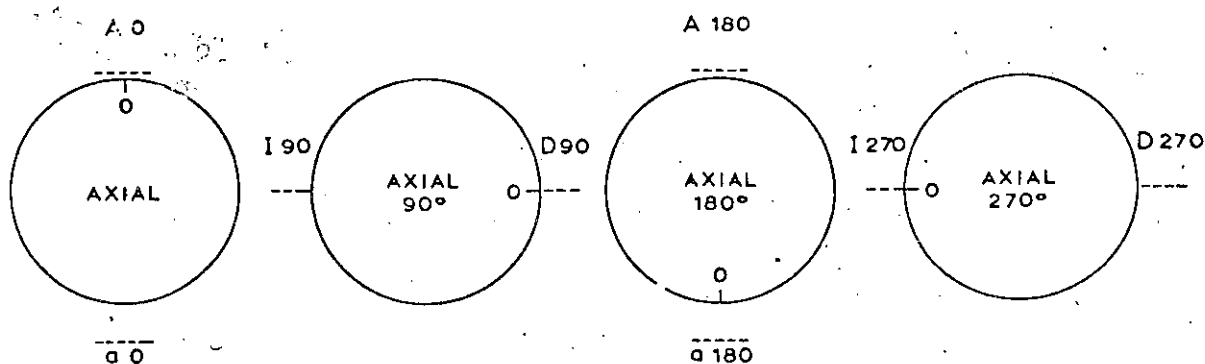
Las diferencias entre lecturas opuestas de este acoplamiento axialmente alineado, indican los defectos de los coples.

A saber: en la dirección Vertical y en la parte donde están las marcas cero "0", el acoplamiento tiene un error de $\frac{1}{2}$ milésima y a 90° de 8 milésimas.

Determinación del desalineamiento axial con 2 micrómetros indicadores.

En algunas máquinas es inaccesible la parte inferior del acoplamiento e impide tomar a mano las lecturas abajo "a" y "a 180°" con el lainómetro. Para estos casos se utilizan 2 micrómetros indicadores que con un espejo pueden leerse las lecturas.

El procedimiento de cálculo para determinar el desalineamiento, es el mismo expresado anteriormente y solamente se requieren 2 lecturas más que con la ayuda de las figuras representativas de desalineamiento en total son:



Aplicando la expresión (1) de la página 9, tenemos:

$$\text{Desalineamiento axial vertical} \quad \frac{A_0 + A_{180}}{2} - \frac{a_0 + a_{180}}{2}$$

ó también

$$\frac{a_0 + a_{180}}{2} - \frac{A_0 + A_{180}}{2}$$

Dependiendo de cual término es mayor

Desalineamiento axial horizontal $\frac{I_{90} + I_{270}}{2} - \frac{D_{90} + D_{270}}{2}$

$$\frac{D_{90} + D_{270}}{2} - \frac{I_{90} + I_{270}}{2} = \delta$$

dependiendo de cual término es mayor.

A continuación se muestra una Forma de Reporte de Alineamiento.

HOJA DE ALINEAMIENTO

-18-C

DE 196__

L U G A R

Nº

EQUIPO

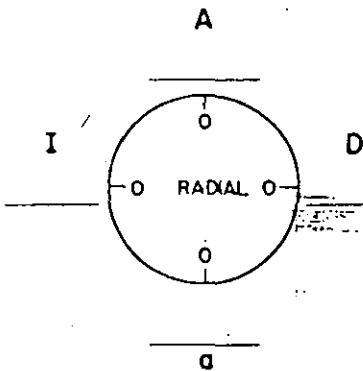
ACOPLAMIENTO ENTRE

MICROMETRO INDICADOR O LAINOMETRO Y TACON FIJO EN COPLÉ DE:

LECTURAS EN:

CONDICIONES DEL EQUIPO:

RADIALMENTE



$A + a = I + D = \frac{\pm}{\text{ERROR}}$

VERTICAL $\frac{A - a}{2} = \frac{\quad}{2} = \quad$

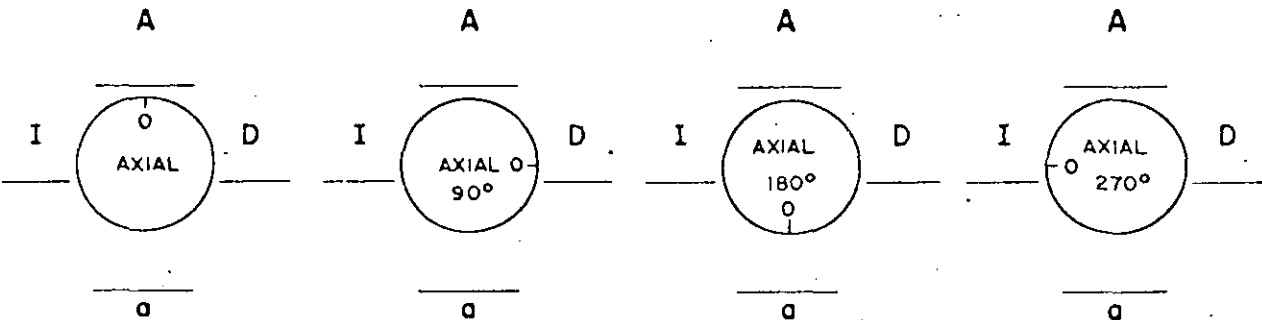
HORIZONTAL $\frac{I - D}{2} = \frac{\quad}{2} = \quad$

CONCLUSION:

COPLÉ DE _____

COPLÉ DE _____ A LA _____

AXIALMENTE



SUMA $\frac{A}{2} = \frac{a}{2} = \frac{I}{2} = \frac{D}{2}$

RESTA _____

$\frac{\quad}{2} = \frac{\quad}{2} = \frac{\quad}{2} = \frac{\quad}{2}$

CONCLUSION:

VERTICALMENTE ACOPLAMIENTO ABIERTO _____

HORIZONTALMENTE ACOPLAMIENTO ABIERTO A LA _____

2a. PARTE

CORRECCION DEL DESALINEAMIENTO

- 1).- Hacer un croquis indicando las distancias longitudinales desde el acoplamiento, hasta las partes de apoyo de las bases de la máquina que se va a mover.
- 2).- Considerando como eje de giro, la parte inferior del acoplamiento, calcular las calzas necesarias bajo las bases para cerrar una milésima de pulgada ó un centésimo de milímetro el acoplamiento.
- 3).- Con los valores del desalineamiento encontrado, calcular primero las calzas necesarias para corregir el desalineamiento axial vertical, y segundo, las calzas necesarias para corregir el desalineamiento radial vertical. La suma ó resta de ellas (según lo indique el desalineamiento) será el total.
- 4).- Para corregir el desalineamiento horizontal seguir los mismos pasos que en el vertical anterior, con los valores horizontales.

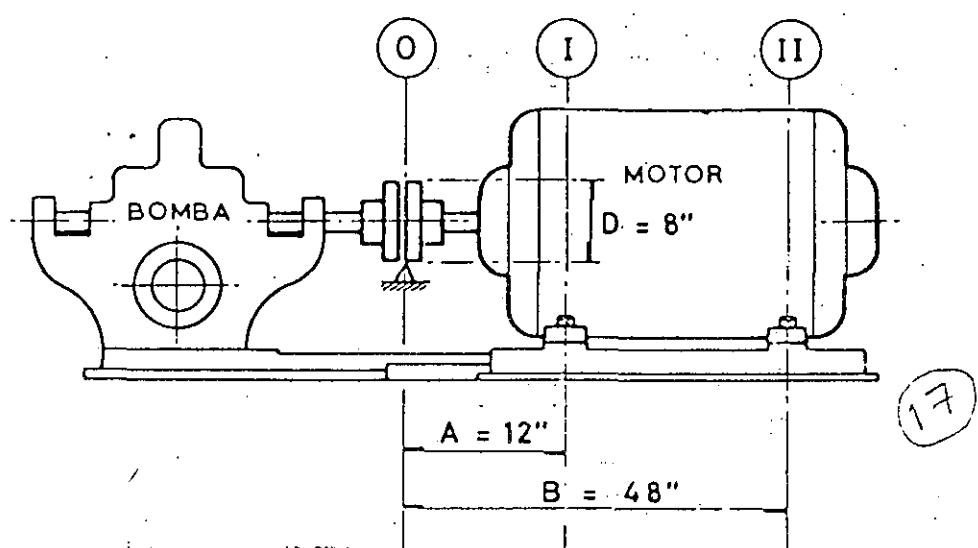
Tomemos el Ejemplo No. 5 de la Página No. 12:

Radialmente

Cople del motor bajo.....0.007"
 Cople del motor a la izquierda.....0.010"

Axialmente

Acoplamiento abierto abajo.....0.0045"
 Acoplamiento abierto en la derecha.....0.004"



Relacion de distancias		$\frac{A}{D}$	$\frac{B}{D}$
Axialmente para 1/1000"		1.5	6
<u>Axialmente vertical</u>			
Cerrar abajo	4.5	-6.75 = (4.5 x 1.5),	-27 = (4.5 x 6)
<u>Radialmente vertical</u>			
Subir motor	$\frac{7}{8}$	$+\frac{7}{8}$	$+\frac{7}{8}$
SUMA		$+\frac{0.25}{1.25}$	$-\frac{20}{19}$
<u>Axialmente horizontal</u>			
Cerrar en la derecha	4	6 Derecha	24 Derecha
<u>Radialmente horizontal</u>			
Mover a la derecha	$\frac{10}{11}$	$\frac{10}{11}$ Derecha	$\frac{10}{11}$ Derecha
SUMA		$\frac{16}{17}$ Derecha	$\frac{34}{35}$ Derecha

RESUMEN : Agregar ^{0.00125} 0.00025" en el plano ① y retirar ^{0.019} 0.020" en el plano ②.
 Mover el motor ^{0.017} 0.016" a la derecha en el plano ① y 0.034" en el plano ②.
 0.035"

TOLERANCIAS EN EL ALINEAMIENTO

La tolerancia general en el alineamiento es de $\frac{1}{2}$ a 1 milésimo de pulgada.

En acoplamientos flexibles, a mayor exactitud en el alineamiento, es menor el desgaste de las partes en fricción de los acoplamientos.

En acoplamientos directos ó rígidos, es más importante un buen alineamiento para evitar principalmente vibraciones, segundo, esfuerzos innecesarios en las flechas y en los coples, y tercero, repartir uniformemente las cargas de la máquina sobre sus propias chumaceras.

La tendencia general es de efectuar los alineamientos al máximo de exactitud. En cualquier alineamiento puede llegarse a estimar lecturas consistentes con error máximo de medio milésimo de pulgada (0.0005"). En turbinas muy grandes y máquinas de alta velocidad, la tolerancia llega a reducirse hasta un cuarto de milésimo (0.00025"). En máquinas de baja velocidad y potencias bajas un milésimo de tolerancia es aceptable.

Cuando las máquinas sufren cambios fuertes de temperatura, como sucede con las turbinas de vapor donde los pedestales porta-chumaceras se calientan por estar inmediatos a los cilindros, es necesario conocer ó calcular, cuanto es el cambio de altura en operación para que al hacer el alineamiento en frío, se deje un alineamiento tal, que al calentarse quede correcto.

Cuando una máquina tiene la flecha de gran diámetro, y está acoplada a otra de diámetro reducido, como sucede con los generadores grandes y sus excitadores, en altas velocidades la película de aceite en la flecha de mayor diámetro es de mayor espesor que la de la flecha de menor diámetro y la primera se eleva algunos milésimos más que la

segunda, esta diferencia en alturas puede ser de 0.004" a 0.010".

Algunas turbinas tienen una chumacera soportada en la base del cilindro de baja presión, que hace que cambie de altura con el vacío.

Es de primordial importancia saber cuánto deberá dejarse el alineamiento fuera de línea en frío ó en reposo para que en operación, ya caliente, a plena velocidad y con carga, la unidad quede perfectamente alineada entre la tolerancia de $\frac{1}{2}$ ó 1 milésimo de pulgada se ajuste, de tal manera, que con bajas cargas quede también alineada dentro de los límites.

DIRECTORIO DE ALUMNOS DEL CURSO
MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA
DEL 21 DE SEPTIEMBRE AL 2 DE OCTUBRE DE 1992.

1.- ALDECO RAMIREZ RAUL

AUX. TECNICO
C.F.E.

MISSISSIPPI 71, COL. CUAUHEMOC, DELEG. CUAUHEMOC
C.P. 06500, TEL. 533 54 23 OFNA., 573 22 61 DOM.

2.- BOLAÑOS PEREZ ARTURO

JEFE DE SECCION (MANTENIMIENTO CIVIL),
DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION Y OPERACION.

CDA. DE DILIGENCIAS S/N, SAN PEDRO MARTIR, DELEG.
TLALPAN, C.P. 14650, TEL. 573 55 23 OFNA., 655 13 67 DOM.

3.- CARRANZA VELAZQUEZ CARLOS JAVIER

AUX. TECNICO
C.F.E.

MISSISSIPPI 71, COL. CUAUHEMOC, DELEG. CUAUHEMOC
C.P. 06500, TEL. 533 53 21 OFNA.

4.- GONZALEZ GONZALEZ SERGIO ARTURO

AYUDANTE DE LABORATORIO DE MAQUINAS ELECTRICAS (SERVICIO
SOCIAL), ENEP ARAGON

RANCHO SECO S/N Y AV. CARLOS HANK GONZALEZ, COLONIA
IMPULSORA, CD. NEZAHUALCOYOTL, TEL. 757 89 89 DOM.

5.- HERNANDEZ GARCIA MARIO

JEFE DE SECCION

D.G.C.D.H.

CDA. DE DILIGENCIAS S/N, SAN PEDRO MARTIR, DELEG.

TLALPAN, C.P. 14650, TEL. 573 55 23 OFNA., 845 35 23 DOM.

6.- HERNANDEZ O. JUAN MANUEL

7.- JIMENEZ PEREZ GENARO

SUPERVISOR MANTENIMIENTO ELECTRICO

FABRICAS DE PAPEL LORETO Y PEÑA POBRE

AV. SAN FERNANDO 329, COL. PEÑA POBRE, DELEG. TLALPAN
TEL. 768 10 63 DOM.

8.- JIMENEZ SAN MARTIN DOMINGO

INGENIERO DE PROYECTOS

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD

MISSISSIPPI 71, COL. CUAUHEMOC, DELEG. CUAUHEMOC

C.P. 06500, TEL. 553 71 33 OFNA., 311 51 31 DOM.

9.- LEYRA PALAFOX MARIO

SUBJEFE DE OFICINA

D.G.C.D.H.

RIO CHURUBUSCO Y CANAL DE APATLACO, COL. SAN JOSE ACULCO
DELEG. IZTAPALAPA, TEL. 657 29 05 OFNA., 767 45 37 DOM.

10. - MENDOZA HERNANDEZ MARIO
AGENTE DE SEGURIDAD
PROMOCIONES Y FILMACIONES PARA TELEVISION
EJERCITO NACIONAL 340, COL. CHAPULTÉPEC MORALES, DELEG.
MIGUEL HIDALGO, C.P. 11750, TEL. 25478-77 OFNA.
11. - MENDOZA MONTERO ADRIAN
LAS TROJES 133, COL. HERMOSILLO, DELEG. COYOACAN, C.P.
04240, TEL. 670 44 41 DOM.
12. - MONDRAGON FLORES PABLO JAIME
ELECTRICISTA
MEXICANA DE AUTOBUSES
LAGO DE GUADALUPE 289, FRACC. INDUSTRIAL CARTAGENA,
TULTITLAN, C.P. 54900, TEL. 872 05 49-DOM.
13. - MORENO OCANA MAURICIO
CALLE JUAREZ No. 12, COL. METROPOLITANA 3a. SECC.,
CIUDAD NETZAHUALCOYOTL, C.P. 57730, TEL. 792 01 75 DOM.
14. - PORTUGUEZ JIMENEZ JUAN
MECANICO ELECTRICISTA
ANDERSON CLAYTON & CO. S.A. DE C.V.
CALZ. VALLEJO 1841, COL. SAN JOSE DE LA ESCALERA, DELEG.
G.A. MADERO, C.P. 07630, TEL. 392 73 88-OFNA.
15. - PEREZ GOVEA JUAN
SUPERVISOR DE PROYECTOS ELECTRICOS
DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION Y OPERACION HIDRAULICA
VIADUCTO MIGUEL ALEMAN No. 507, COL. GRANJAS MEXICO,
DELEG. IZTACALCO, C.P. 08400, TEL. 650 38 64 OFNA.
16. - ROQUE BUENROSTRO BENJAMIN
SUPERINTENDENTE DE MANTENIMIENTO
MEXICANA DE AUTOBUSES S.A. DE C.V.
AV. LAGO DE GUADALUPE No. 289, COL. TULTITLAN, EDO. DE
MEXICO, C.P. 34900, TEL. 91 591 20522 OFNA., 875 06 79 DOM.
17. - ROSAS ALVARADO JORGE
SUBJEFE DE OFICINA
D.G.C.O.H.
CDA. DILIGENCIAS S/N, SAN PEDRO M., DELEG. TLALPAN
TEL. 573 55 23 OFNA.
18. - VILLA GOMEZ FRANCISCO
AGENTE DE VENTAS
AMBAR ELECTROINGENIERIA
ERNESTO PUGIBET 2, COL. SAN JOSE XALOSTOC, EDO. DE MEXICO
TEL. 755 96 07, 755 98 52 OFNA., 856 32 82 DOM.
19. - VIGUERAS SOLIS HILDEBERTO
JEFE DE SECCION DE MANTENIMIENTO
MEXICANA DE AUTOBUSES S.A. DE C.V.
LAGO GUADALUPE 289, TULTITLAN, EDO. MEX. TEL. 91 591 20 522