MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA NOVIEMBRE - DICIEMBRE 1 9 8 4 .

Fecha	Tema	Horario	Profesor
Noviembre 26	MOTOR DE C.D. TEORIA	17 a 21 h	ING.VICTOR PEREZ AMADOR
Noviembre 27	MOTOR DE C.D. CARACTERISTICAS DE OPERACION	17 a 21 h	ING. LUIS A. PADILLA GONZALEZ
Noviembre 28	MOTOR SINCRONO	17 a 21 h	ING. HUGO A. GRAJALES ROMAN
Noviembre 29	MOTOR DE INDUCCION TEORIA	17 a 21 h	ING. DAVID CANO SAUCEDO
Noviembre 30	MOTOR DE INDUCCION. CARACTERISTICAS DE OPERACION	17 a 21 h	ING. LUIS A. PADILLA GONZALEZ
Diciembre 3	SELECCION. MOTORES DE C.D.	17 a 19 h	ING. JOSE MENDEZ TELLEZ GIRON
Diciembre 3	SELECCION. MOTORES SINCRONOS	19 a 21 h	ING. CARLOS MARTINEZ CALDERON
Diciembre 4	SELECCION. MOTORES DE INDUCCION	17 a 19 h	ING. JUAN M. ROJAS GOMEZ
Diciembre 4	SELECCION. METODO DE ARRANQUE	19 a 21 h	ING. JUAN M. ROJAS GOMEZ
Diciembre 5	INSTALACION ELECTRICA	17 a 19 h	ING. IGNACIO GONZALEZ CASTILLO
Diciembre 5	EQUIPOS DE CONTROL DE VELOCIDAD	19 a 21 h	ING. CARLOS MARTINEZ CALDERON
Diciembre 6	INSTALACION MECANICA	17 a 21 h	ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH
Diciembre 7	MESA REDONDA	17 a 19 h	
Diciembre 7	CONFERENCIAS Y CLAUSURA	19 a 21 h	

'edcs.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

I N T R O D U C I O N

ING. VICTOR PEREZ AMADOR

NOVIEMBRE, 1984

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	$P = \sqrt{3}\ V\ I \cos\ \theta$

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

$$Pm = T\omega$$

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:

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

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 otigina 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

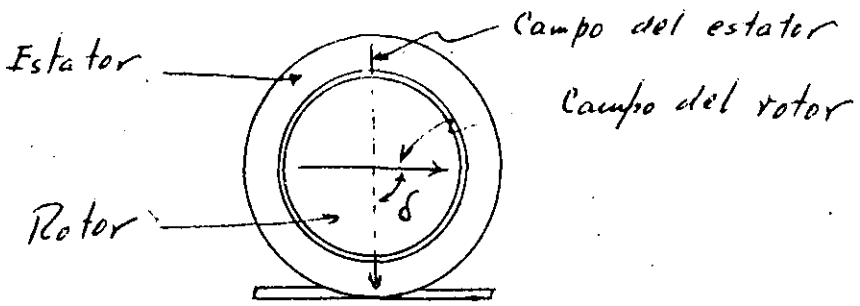


Figura 1. Principio de funcionamiento de los motores eléctricos.

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

El comportamiento de estos campso 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 emboginado 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 continua girando a una cierta velocidad. Este campo se origina en el embobinado de armadura y se le conoce comúnmente como reacción de armandura.

   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

- MOTORES ELECTRICOS
  - De corriente directa
    - Excitación independiente
    - Excitación en derivación
    - Excitación en serie
    - Excitación compuesta
  - De corriente alterna
    - Síncrono
    - De Inducción
      - Jaula de ardilla
      - Rotor bobinado

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA
TEORIA BASICA

ING. VICTOR PEREZ AMADOR BARRON

NOVIEMBRE, 1984

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 embobinado 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 orígen 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 orígen, 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 note
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 orígen.

Alrededor de las piezas polares norte y sur se encuentras 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,

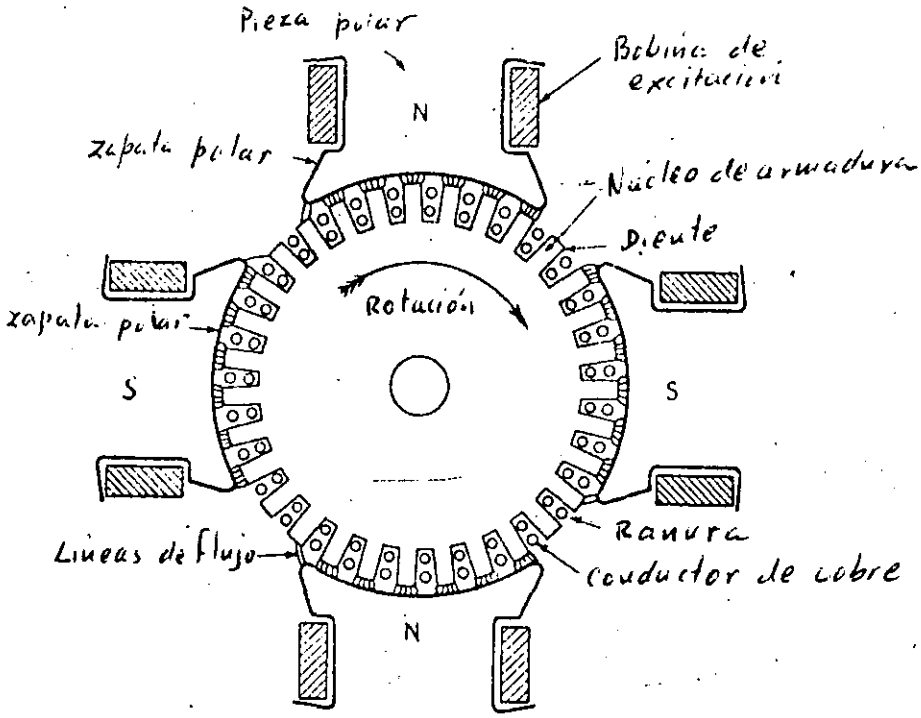


Figura 1. Circuito magnético de una máquina de cuatro polos.

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 armandura. 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 grafica do, recibe el nombre de curva de magnetización.

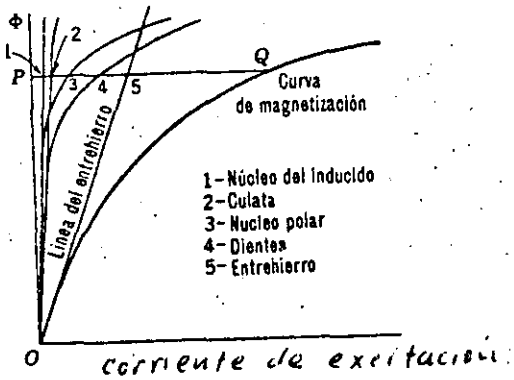


Figura 2. Componentes de la curva de magnetización

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 efectué 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.

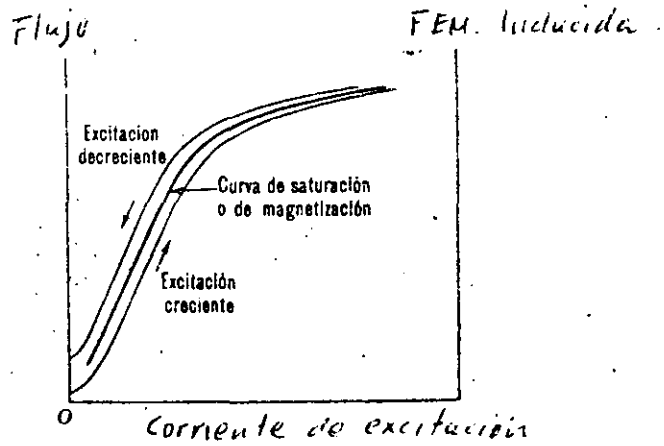


Figura 3. Consideración del magnetismo remanente y del fenómeno de histéresis.

Análisis de la curva de magnetización. El crecimiento de la curva de mangnetización 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 comportamien

to aproximado del circuito magnético. Esto nos permite aprovechár 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.

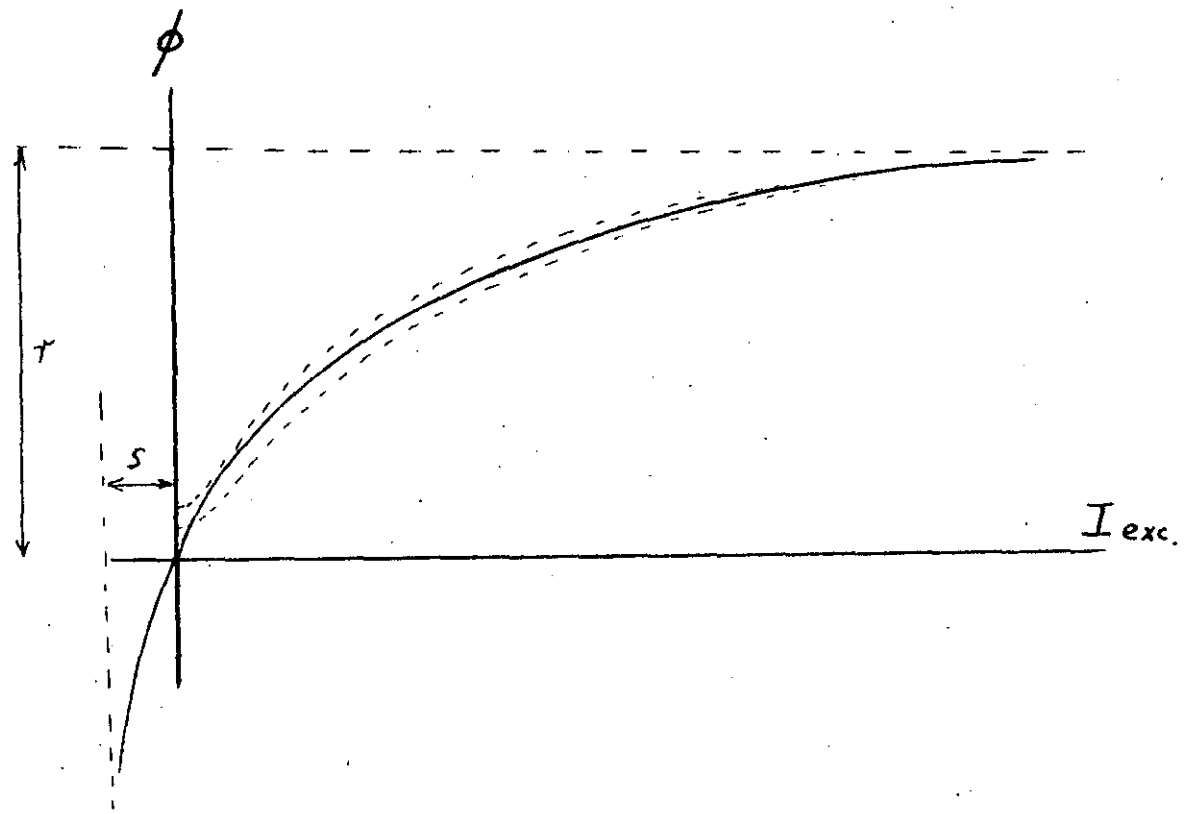


Figura 4. Gráfica de la Ecuación de Froelich.

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:

$$\phi = \frac{r \quad I_{ex}}{S + I_{ex}}$$

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 orígen, localizándose en el 1° 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.

$$Fmm = N\ I_{ex}$$

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

y un número pequeño de vueltas. La tensión en sus extremos es muy pequeña, y comparada con el voltaje de la máquina resulta despreciable, en cambio la corriente de excitación es del mismo orden que la corriente de armadura por lo que se conecta en serie con ella, y se le indentifica como excitación en serie.

La fuerza magnetomotriz se obtiene por un número reducido de vueltas y una corriente de excitación de intensidad elevada.

Excitación con doble embobinado. Existe también una forma de excitar las máquinas, con un embobinado tipo derivación, devanado sobre la pieza polar, y por encima de éste, otro embobinado auxiliar tipo serie. Conectando el devanado tipo derivación en paralelo con la armadura, y el serie en serie con la armadura, se tiene la excitación compuesta.

Es importante recalcar que en máquinas con excitación compuesta, el embobinado serie es solamente un embobinado auxiliar, que refuerza o debilita al embobinado en derivación, pero no tiene el suficiente número de vueltas para producir por sí solo la fuerza magnetomotriz que requerirá una máquina serie.

EL CIRCUITO ELECTRICO

Entenderemos por circuito eléctrico, el conjunto de trayectorias que sigue la corriente motriz al penetrar por las escobillas hasta el embobinado de armadura.

Para un aprovechamiento óptimo de todos los elementos de la máquina, los embobinados se han diseñado de tal manera que cumplan con las siguientes características:

a) Las corrientes se deben repartir uniformemente por todas las ranuras que queden frente a cada cara de las zapatas polares.

b) Las corrientes deben adoptar un mismo sentido en todas las ranuras comprendidas frente a un mismo polo.

c) En las terminales de circuito se deben aprovechar todas las fuerzas

electromotrices (o contraelectromotrices) inducidas frente a todas las zapatas polares.

d) El circuito eléctrico (entendido como trayectorias de corriente) debe ser estacionario, independientemente del estado de reposo o movimiento de la armadura.

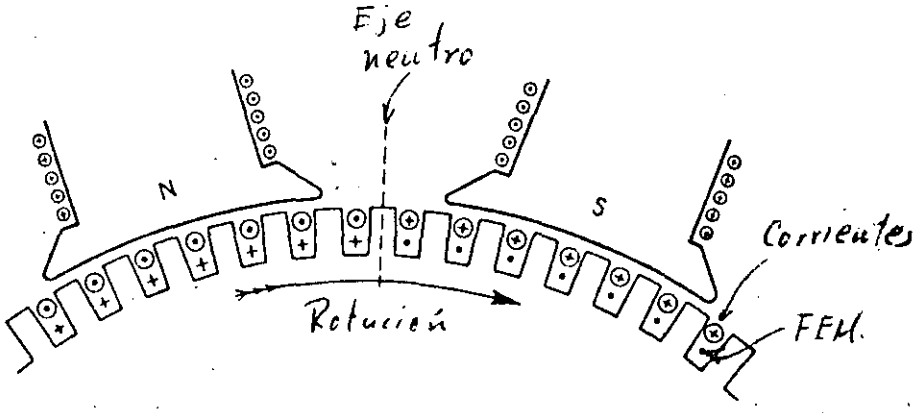


Figura 5. Distribución de corrientes motrices y fuerzas electromotrices en un motor de C.D.

La distribución de corrientes y las fuerzas electromotrices inducidas se pueden apreciar en la figura 5. El hecho de que las trayectorias sean estacionarias no está tan claro, y es que en realidad y estrictamente hablando, no lo son, puesto que si la armadura se mueve de acuerdo al sentido de rotación indicado, los conductores portadores de corriente que se encuentran alojados en las ranuras, necesariamente se moverán también.

Lo que en realidad sucede es que en cuanto la última ranura norte cruce por el plano neutro, se produce una conmutación en el contacto con las escobillas, y la corriente en esta ranura cambia de saliente a entrante, y la impresión que da en conjunto es que todas las corrientes salientes frente al polo norte brincan a la ranura anterior,lo mismo que todas las corrientes entrantes frente al polo sur.

De esta manera, las corrientes siguen actuando durante otro pequeño recorrido, hasta que se produzca una nueva conmutación. La realidad es, enton-

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 esqueña 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 fonde 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 translapada, y de allí el nombre de embobinado imbricado.

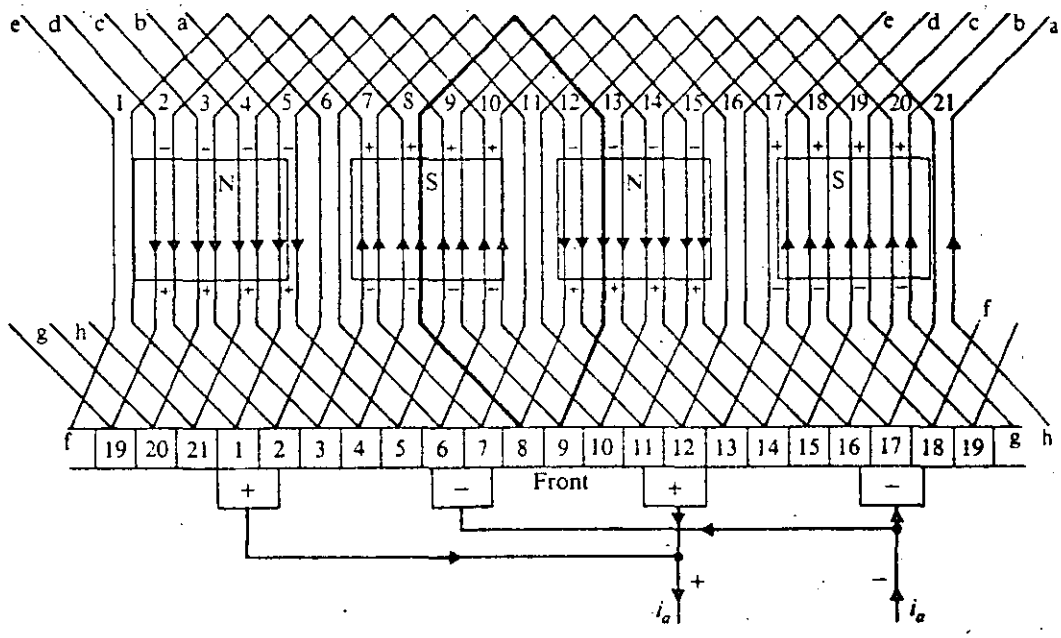


Figura 6. Desarrollo del embobinado imbricado.

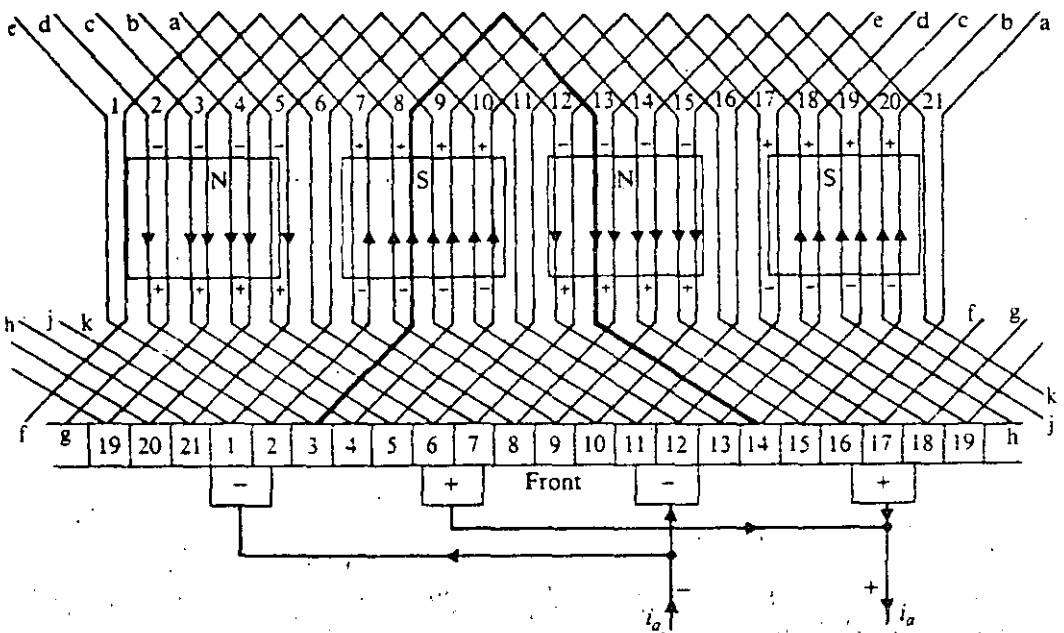
Si imaginamos las piezas polares por debajo del plano de dibujo, el flujo magnético sale del papel frente a los polos norte y penetra frente a los polos sur. Suponiendo que tanto el embobinado se mueve hacia la derecha, frente a las caras polares se inducen las fuerzas electromotrices marcadas en la 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 y14 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.



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 qque 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 nnúmero 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".

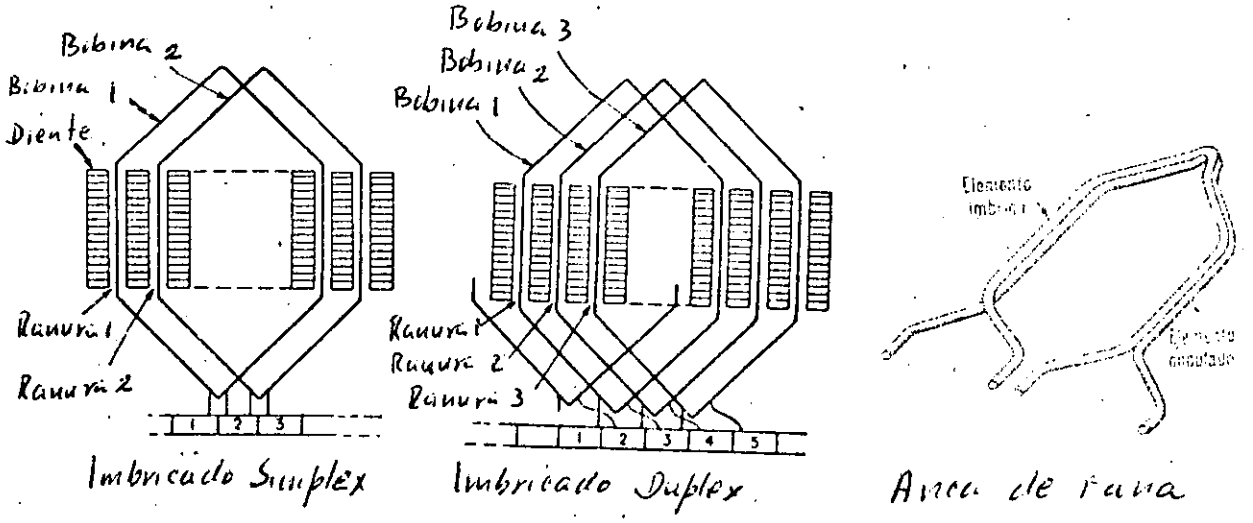


Figura 8. Algunos embobinados compuestos

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:

$$e = \int (B \times d\ell) \cdot v$$

que es una exprésión 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 perpendicualres, la forma vectorial se reduce al producto algebraico:

$$e = B\, \ell\, v$$

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

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

El área de la cara polar A_p se calcula en función del radio del entrehierro R, la longitud de las ranuras ℓ y el número de polos P

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

La velocidad tangencial de armadura en función de la velocidad angular y el radio del entrehierro es

$$v = \omega R$$

Sustituyendo en la fórmula de fuerza electromotriz inducida, queda:

$$e = \frac{\phi \ell \omega R}{\frac{2\pi R\ell}{P}}$$

o sea: $$e = \frac{P\phi\omega}{2\pi}$$

que es la fuerza electromotriz inducida en un solo conductor alojado en cualquiera de las ranuras. Si en todas las ranuras hay un total de "Z" conductores, y el embobinado tiene "A" circuitos paralelos, la fuerza electromotriz total entre escobillas será:

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

en donde:

E = FEM en volts
P = Número de polos de la máquina
ϕ = Flujo por polo en WB/m
Z = Número total de conductores en las ranuras
ω = Velocidad angular en Rad/seg
A = Número de circuitos paralelos

Nota: Algunos autores prefieren las unidades prácticas de velocidad angular, que son Revolución por Minuto. Representando la velocidad en éstas unidades por la letra N, la fórmula quedaría

$$E = \frac{P\phi ZN}{60A}$$

Para una máquina construída, la velocidad y el flujo son cantidades variables de acuerdo a las condiciones de operación, y el resto de lo que aparece en la fórmula, lo llamaremos constantes de construcción, mismas que se pueden agrupar en una sola constante, o sea:

$$\frac{P\ Z}{2\pi A} = K'$$

De manera que la fuerza electromotriz entre escobillas se reduce a:

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

o sea que, la fuerza electromotriz es proporcional a la velocidad de armadura y el flujo polar.

Curva de saturación en vacío. Desde un punto de vista totalmente práctico, si se tiene una máquina en la que se desea verificar el valor de la fuerza electromotriz que se induce en su armandura, había necesidad de efectuarle una prueba, haciéndola trabajar como gneerador.

Haciendo girar la máquina a una cierta velocidad (de preferencia la nominal), y estableciendo una corriente de excitación, se debe inducir la fuerza electromotriz en su armadura. Para determinar la velocidad en su armadura. Para determinar la velocidad de giro, se puede apoyar un tacómetro en la flecha. La fuerza electromotriz se puede medir en las terminales de la máquina, por medio de un voltímetro, pero para que éste voltaje en el exterior de la máquina sea igual a la fuerza electromotriz es necesario eliminar las pérdidas resistivas, lo que se logra simplemente evitando la circulación de corriente, es decir, efectuando la prueba en vacío.

Sin embargo, queda una cantidad que no se puede medir en estas circunstancias de prueba, que es el flujo polar.

Una variable estrechamente relacionada con el flujo polar es la corriente de excitación, la cual si se puede medir en el exterior de la má-

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:

$$E = K \quad I_{ex}$$

Ahora bien, si recordamos la curva de magnetización, es necesario tener presente 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.

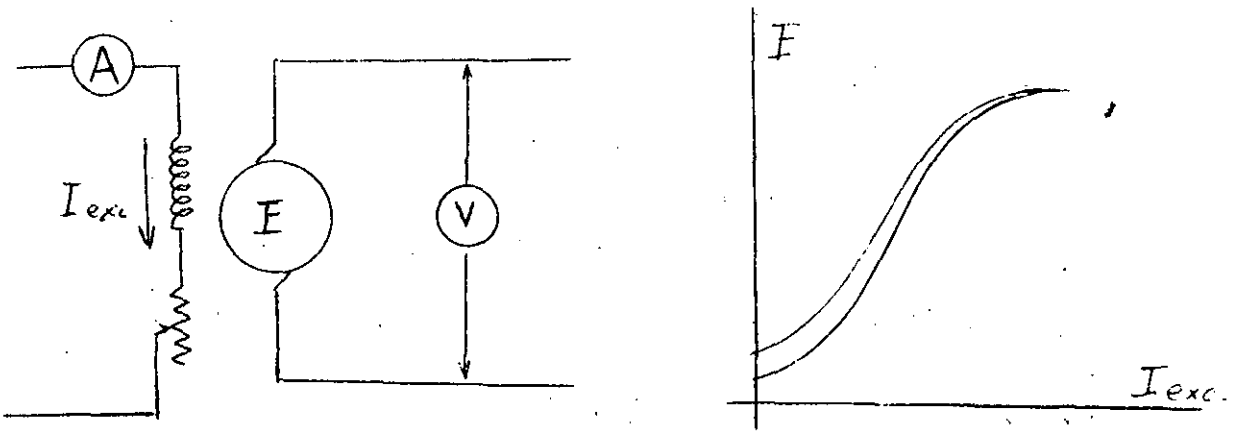


Figura 9. Circuito de prueba y resultado de la curva de saturación en vacío.

En la figura 9 también se puede apreciar que existe un pequeño voltaje debido al magnetismo remanente, y si la prueba se efectua 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 histeresis.

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 magnerización.

Teniendo en cuenta la ecuaicón 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 armandura 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 orígen electromagnético, y que es la clave del fenómeno de conversión de energía.

b) Reacción de armandura. 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

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

en donde

$$Ap = \frac{2\pi R\ell}{P}$$

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:

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

Quitando el denominador obtenemos:

$$T_e \omega = E\ I_a$$

En esta ecuación observamos en el primer miembro dos variables mecánicas, que son el par y la velocidad angular, y en el segundo miembro, dos variables eléctricas que son la fuerza electromotriz y la corriente de armadura. Esta es por tanto la ecuación básica de conversión de energía.

En esta ecuación se ve la ventaja de respetar el Sistema Internacional de Unidades, puesto que si expresamos el par en Newton-Metro y la velocidad en radianes/segundo, la potencia mecánica resulta en Watts, y en el lado eléctrico, si se da la fuerza electromotriz en Volts y la corriente de armadura en Amperes, la potencia eléctrica también resulta en Watts, y la ecuación no requiere ninguna constante para conversión de unidades.

La reacción de armadura. Por otra parte, la circulación de corriente alrededor del núcleo de armadura, independientemente de las trayectorias reales, producen un efecto como el de la bobina, que muestra la figura 10, generalmente un campo magnético que según la misma figura, se dirige hacia abajo, mientras el campo inductor es hacia la derecha.

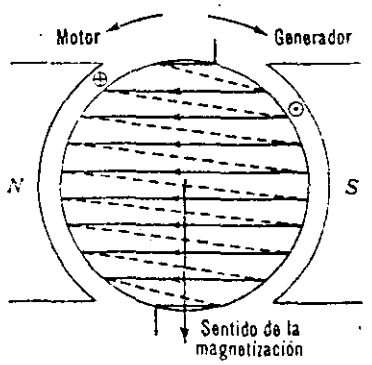


Figura 10. Producción de la reacción de armadura

La reacción de armandura se combina con el campo inductor, distorsionándose y dando un campo resultante como el que muestra la figura 11, desplazando el eje neutro. Esto produce un desequilibrio en la operación de la máquina, pues mientras las corrientes dependen de la posición de las escobillas, y seguirán como muestra la figura, las fuerzas electromotrices se inducen según el flujo resultante, y sufrirán el mismo desplazamiento que el eje neutro.

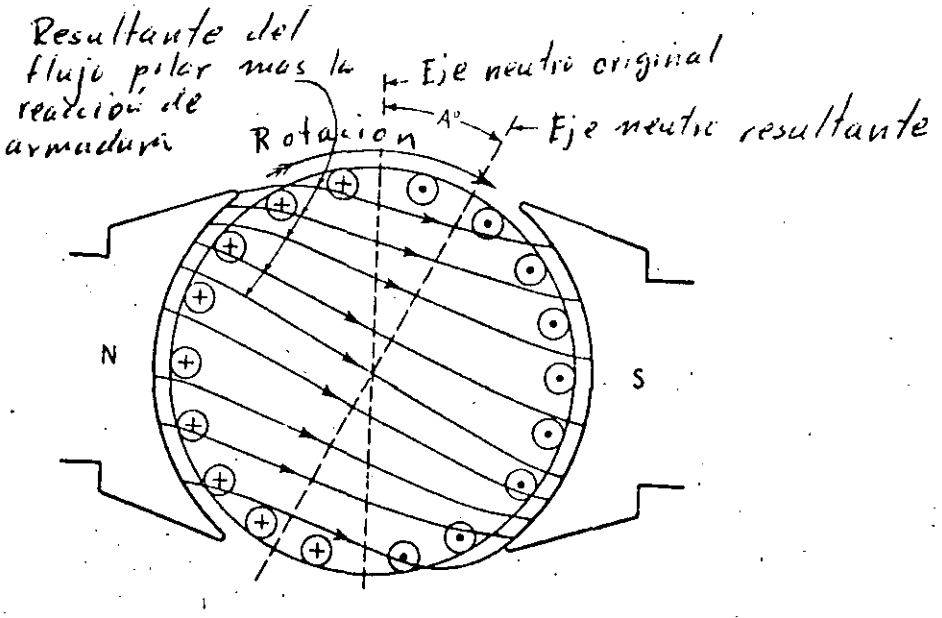


Figura 11. Flujo resultante

Al no coincidir en posición las fuerzas electromotricez y las corrientes, disminuye la efectividad del fenómeno de conversión, la eficiencia de la máquina y se produce disporroteo en las escobillas. Para evitar esto, es necesario compensar la distorsión producida por la reacción.

Para ello existen varios métodos:

a) Desplazamiento de las escobillas
b) Polos de conmutación
c) Interpolos
d) Devanados de compensación

Desplazamiento de escobillas. Consiste en girar el porta escobillas

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 mdoficar 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.

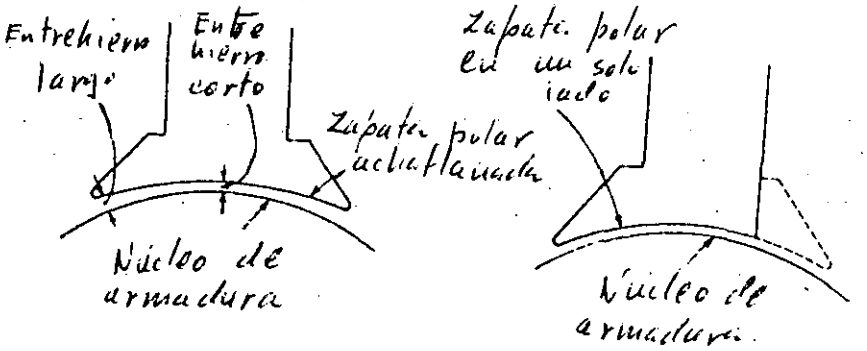


Figura 12. Polos de conmutación

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.

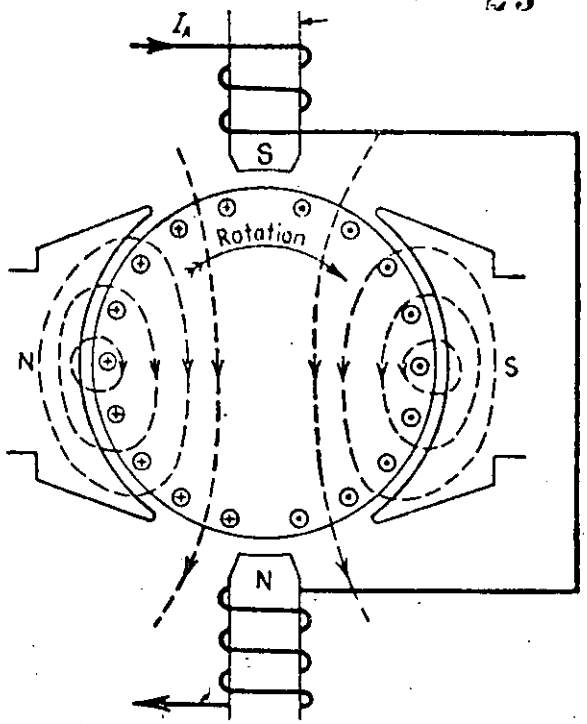


Figura 13 Compensación por interpolos

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.

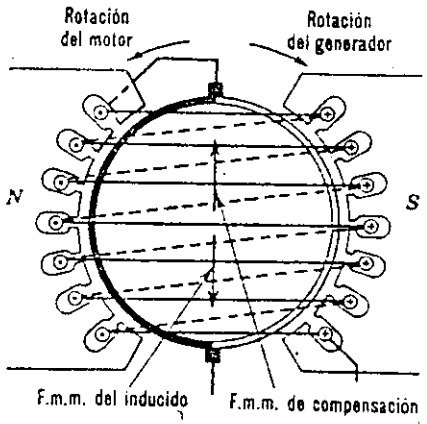


Figura 14 Devanados de compensación

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 integramente en la otra para su aprovechamiento.

Las pérdidas se pueden agrupar de la manera siguiente:

1. Pérdidas eléctricas
   a) En la resistencia de armandura
   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 puente 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).

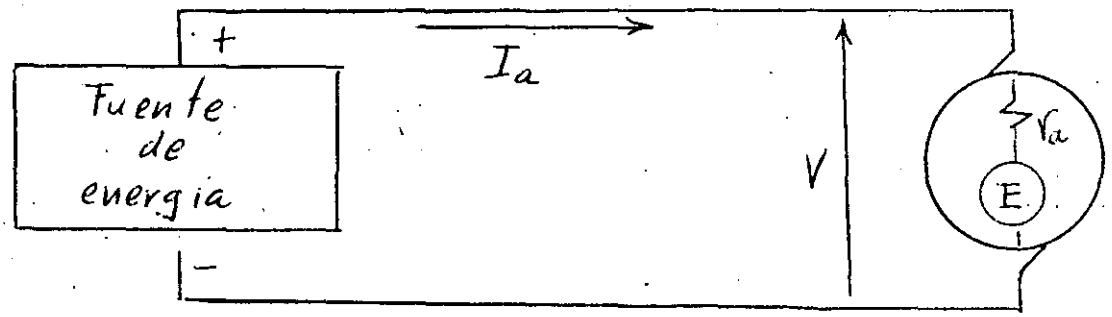


Figura 15 Diagrama de la máquina operando como motor

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

Ecuación de voltajes: $V = E + r_a I_a$

Ecuación de potencias: $Pe = EI_a + r_a I_a^2$

en donde:

V = Voltaje externo de la máquina

E = Fuerza contraelectromotriz

I_a = Corriente de armadura

Pe = Potencia de entrada

$EI_a = T_e$ = Potencia transformada

$r_a I_a$ = Pérdida de voltaje en armadura

$r_a I_a^2$ = 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 Pe se convierte en Ps (potencia de salida).

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

El reóstado también contribuye a las pérdidas, de manera que éstan son:

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

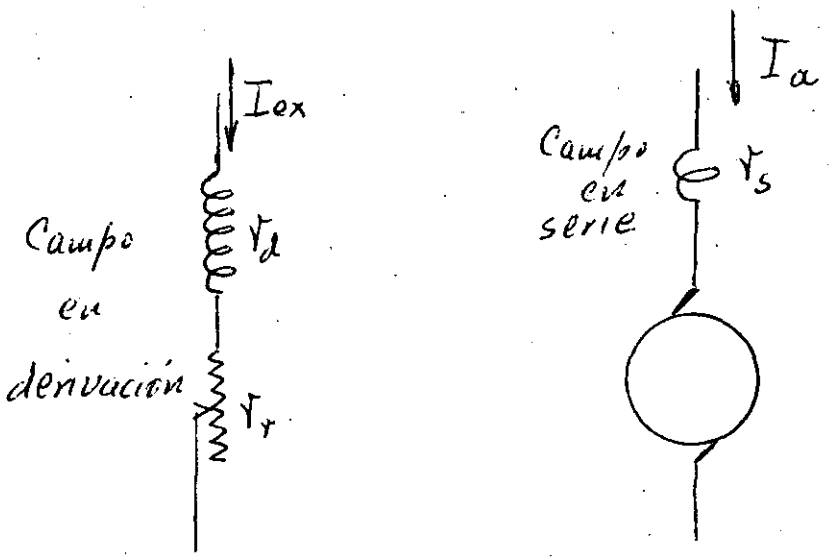


Figura 16 Pérdidas de los campos

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 fierro 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.

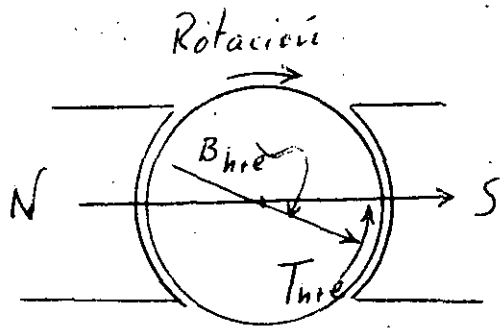


Figura 17 El par oponente de histéresis y corrientes parásitas.

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 fierro 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.

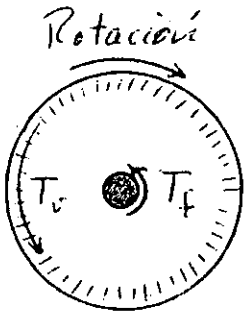


Figura 18 Par de pérdidas mecánicas.

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 orígen. 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 Tp.

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

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:

$$Tm = Te - Tp$$

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

$$\eta = \frac{Ps}{Pe} \qquad \text{por unidad}$$

$$\%\eta = \frac{Ps}{Pe} \times 100 \qquad \text{por ciento}$$

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

$$Pe = Ps + Perds.$$

$$Pérds = Perd.\ eléct. + Pérd.\ mag. + Pérd.\ mec.$$

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

2. $V = E + r_a I_a$ (para el caso motor)

3. $Te\omega = E\ I_a$

4. $Tm = Te - Tp$ (para el caso motor)

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.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES

ING. LUIS A. PADILLA GONZALEZ

NOVIEMBRE, 1984

CARACTERISTICAS DE OPERACION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA.

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 tranvias 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 flexibles 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 desventajas que no pueden pasar desapercibidas:

- Su tamaño y su costo son mayores que los de un motor equivalente 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:

$$Va = Ia\ Ra + Ea$$

En la cual Va es el voltaje aplicado a la armadura, Ia es la corriente de armadura, Ra es la resistencia de la armadura y Ea es la fuerza electromotriz generada. Si se incrementa Ia, Ia Ra aumentará en la misma proporción y como Va es constante, el valor de Ea deberá reducirse para seguir manteniendo la igualdad.

Como la fuerza electromotriz Eá es proporcional al flujo y a la velocidad; si el flujo se mantiene constante, la velocidad deberá disminuir para que disminuya Ea, 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 caida de- potencial IaRa, el motor tendría una caracteristica 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 magnétización.
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.- Poco 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 caracteristicas 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 dificíl 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 rapidamente, 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 fueza contra-electromotriz que limita el valor de la corriente de armadura, pero como dicha fuerza contra-electromotriz es proporcional a la velocidad, su valor 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 po - dría dañar mecánicamente a la máquina impulsada.

Por consiguiente es necesario limitar la corriente de esta arma - dura 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 rapidamente 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:

Velocidad Base	Pot. Máxima HP.
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.

$$n = \frac{Va - IaRa}{\emptyset\ Z'} \quad rpm$$

Siendo $\emptyset$ 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 fcem más la caida de tensión IaRa 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 practicamente 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 caida 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 limi - tada por norma su regulación de velocidad desde marcha en vacio 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 extremada- mente descendente y por lo tanto su regulación muy amplia que se adapta perfectamente a determinadas aplicaciones, con las pre - cauciones ya mencionadas de que la carga se mantenga siempre aco - plada 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 deri - vación. Su regulación desde marcha en vacio hasta carga plena a temperatura normal varía del 15 al 25%.

REGULACION DEBIDA AL CALENTAMIENTO.

Cuando un motor se pone en marcha todos sus componenetes están a la temperatura ambiente por lo cual la resistencia del campo tendrá un cierto valor que se incrementará a medida que el motor adquie- re su temperatura normal de operación. Si el campo está conecta - do a una fuente de voltaje constante, el aumento de resistencia traerá consigo una disminución en el valor de la corriente de cam po y la consiguiente reducción en el valor del flujo. Esto oca - sionará que el motor adquiera mayor velocidad a medida que la tem peratura 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.

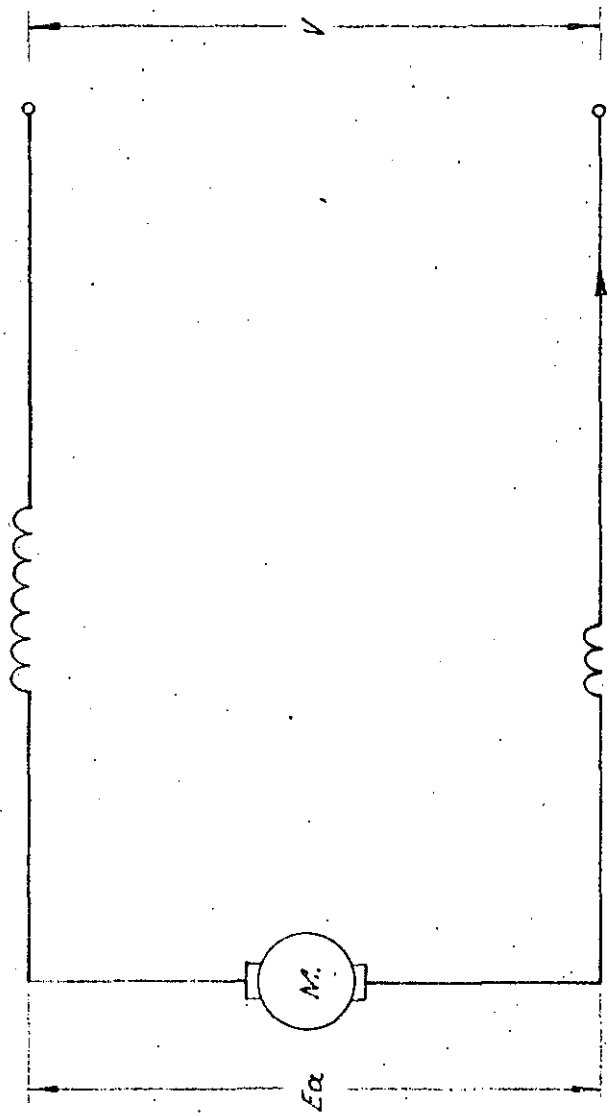
Todos los motores de tipo Industrial deberán tener una capacidad de sobrecarga momentánea del 50% arriba de la potencia nominal.

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.



MOTOR SERIE

FIG. 1

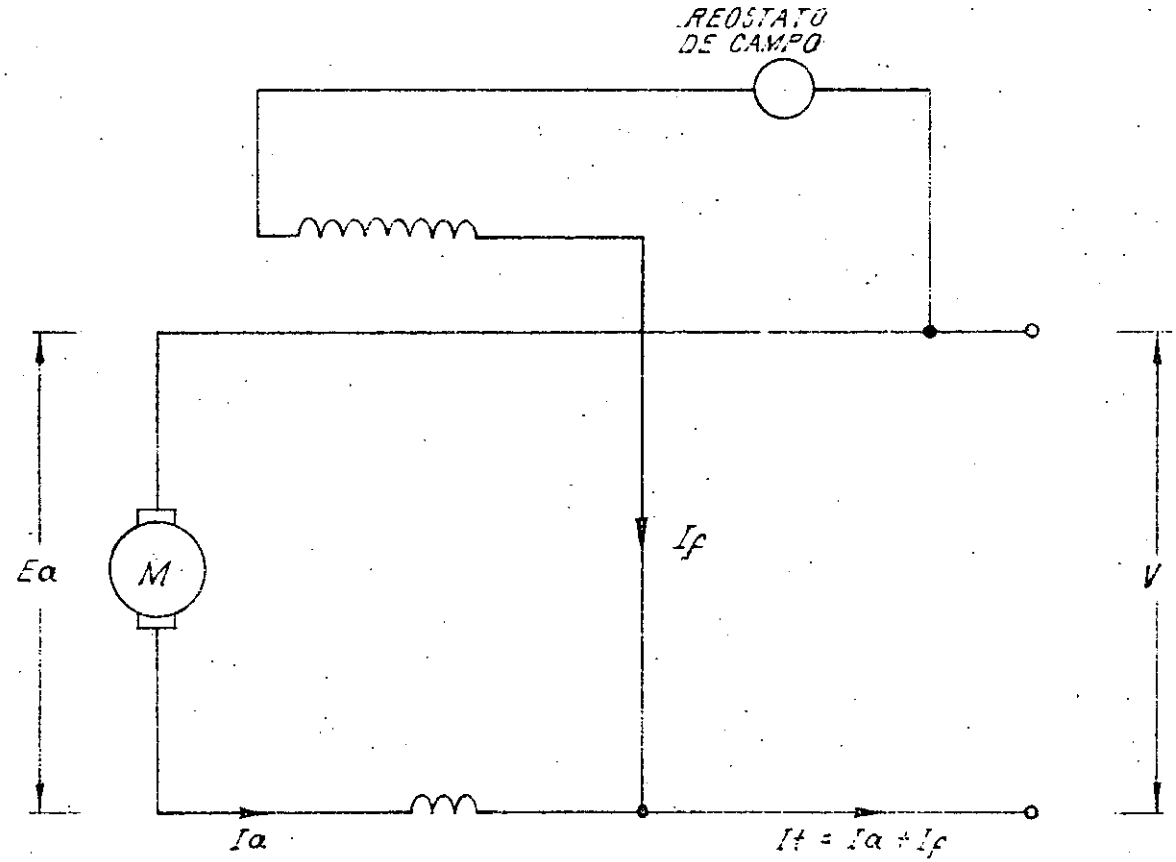
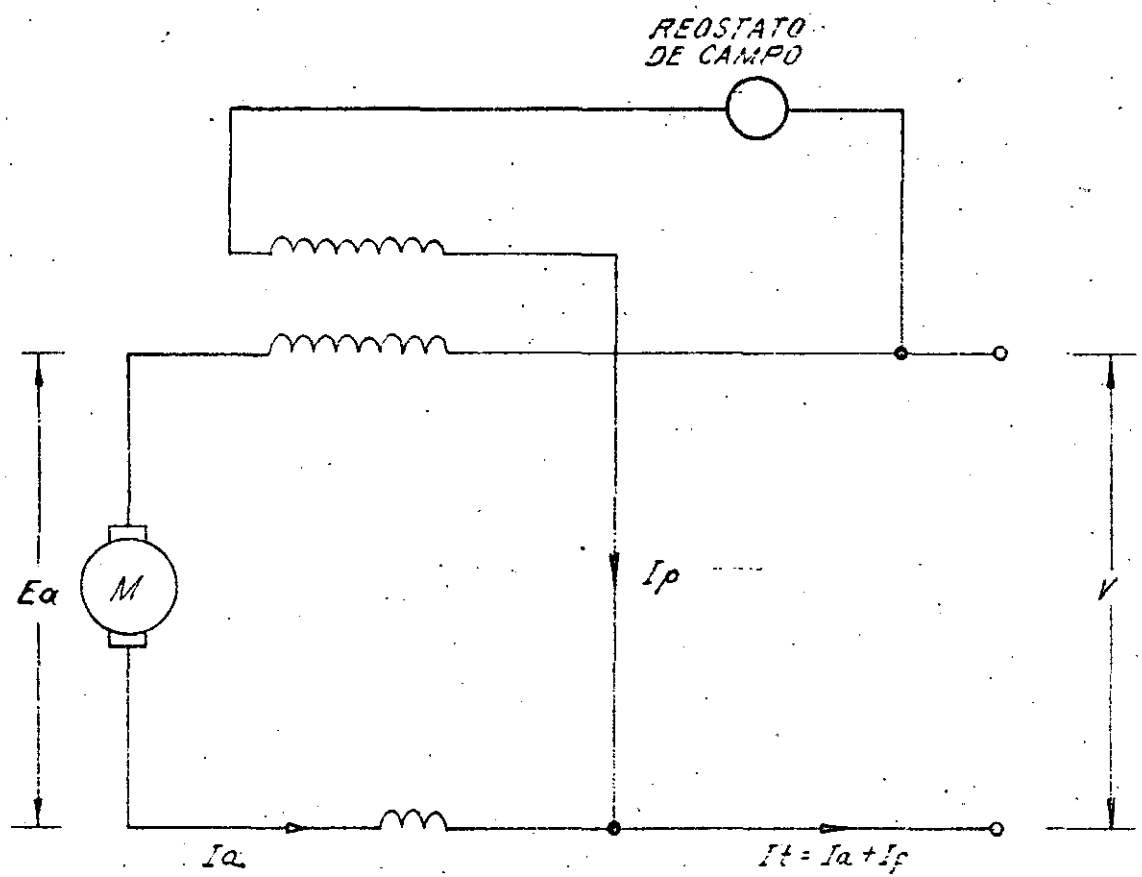


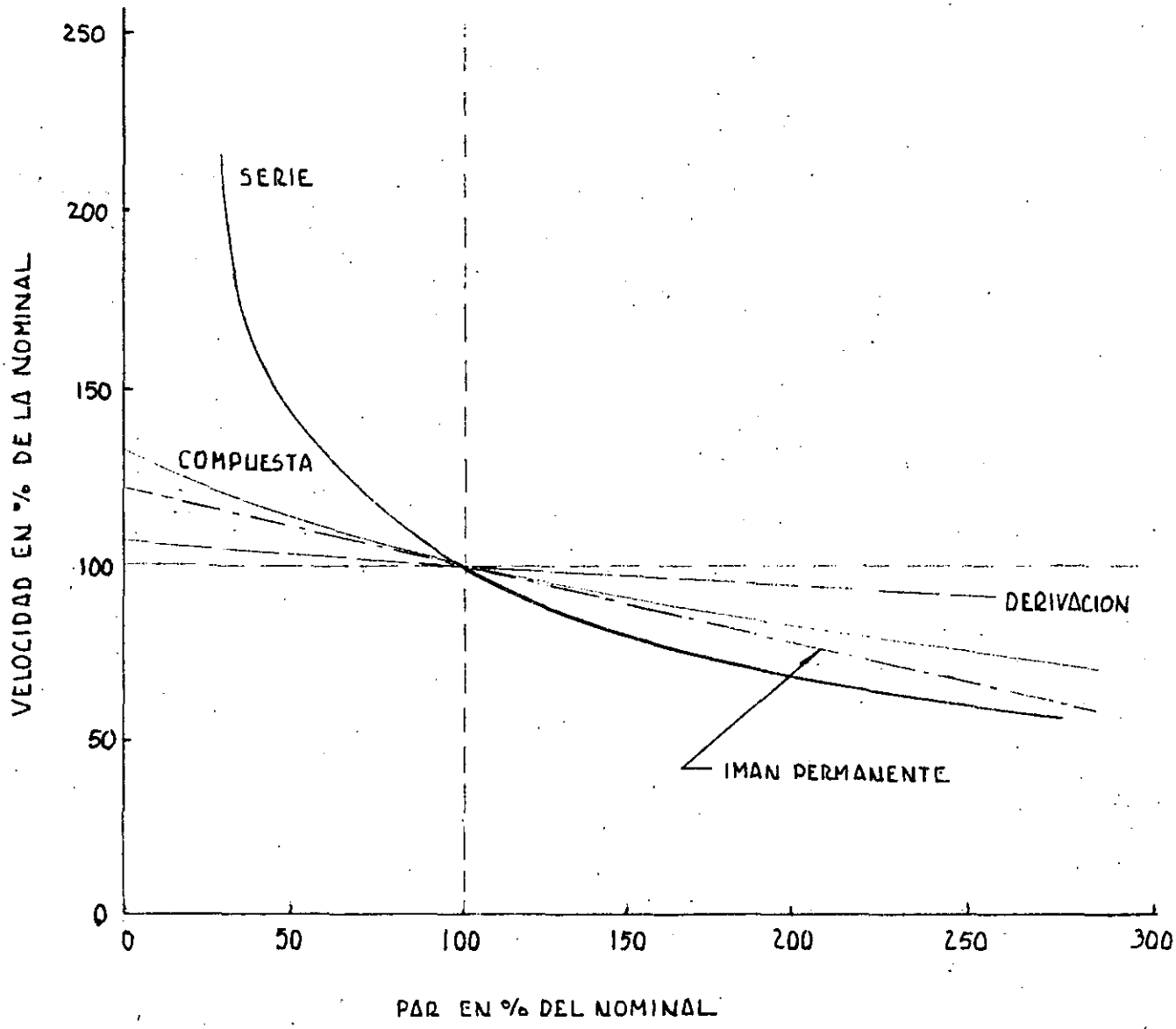
FIG. 2

MOTOR EN DERIVACION

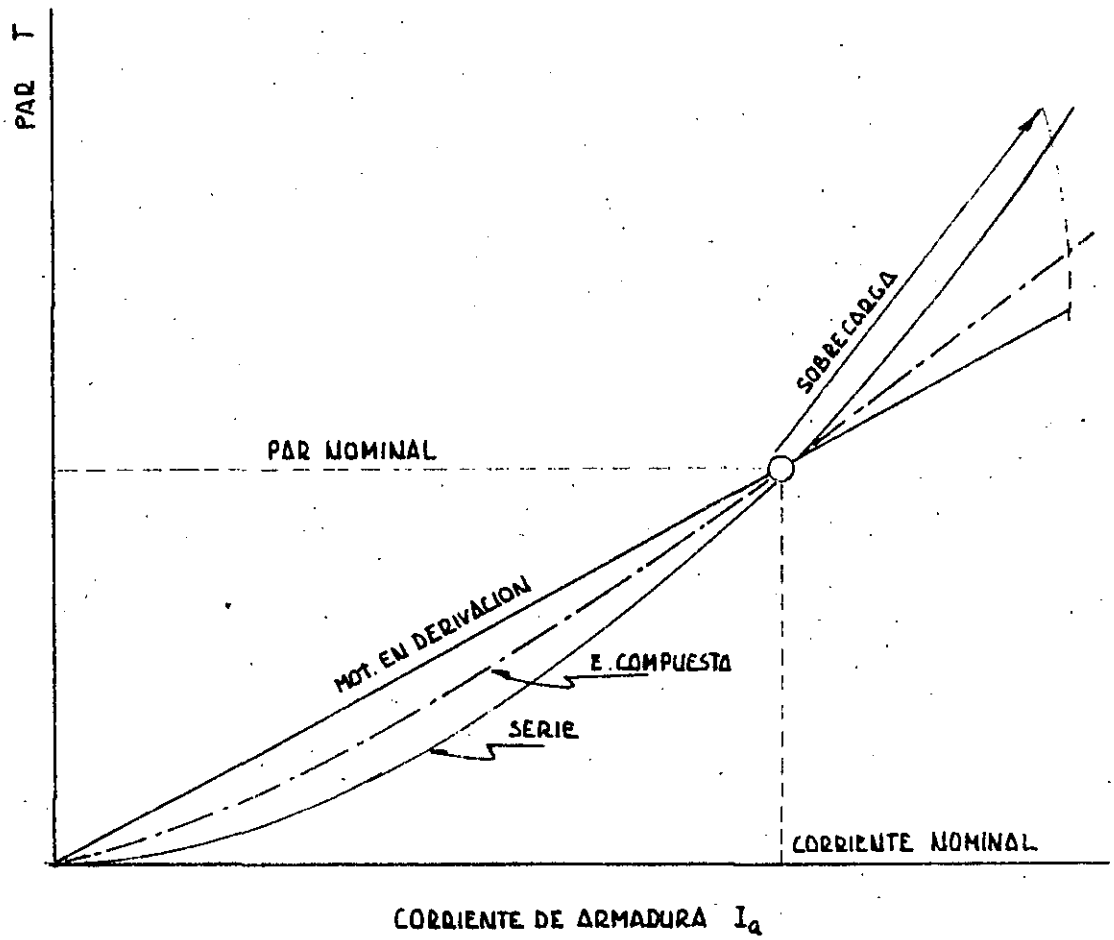


MOTOR CON E. COMPUESTA

FIG. 3

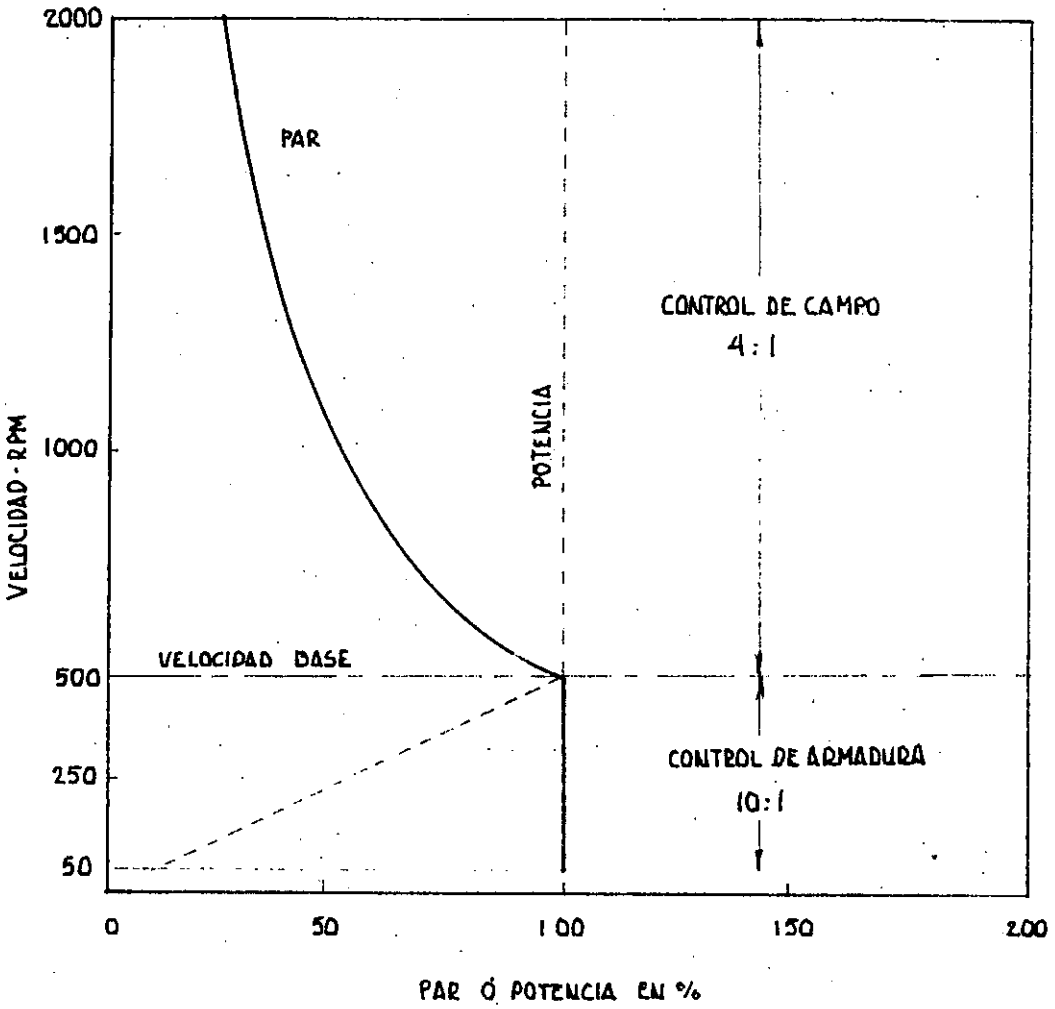


CURVAS PAR-VELOCIDAD - MOTORES CD



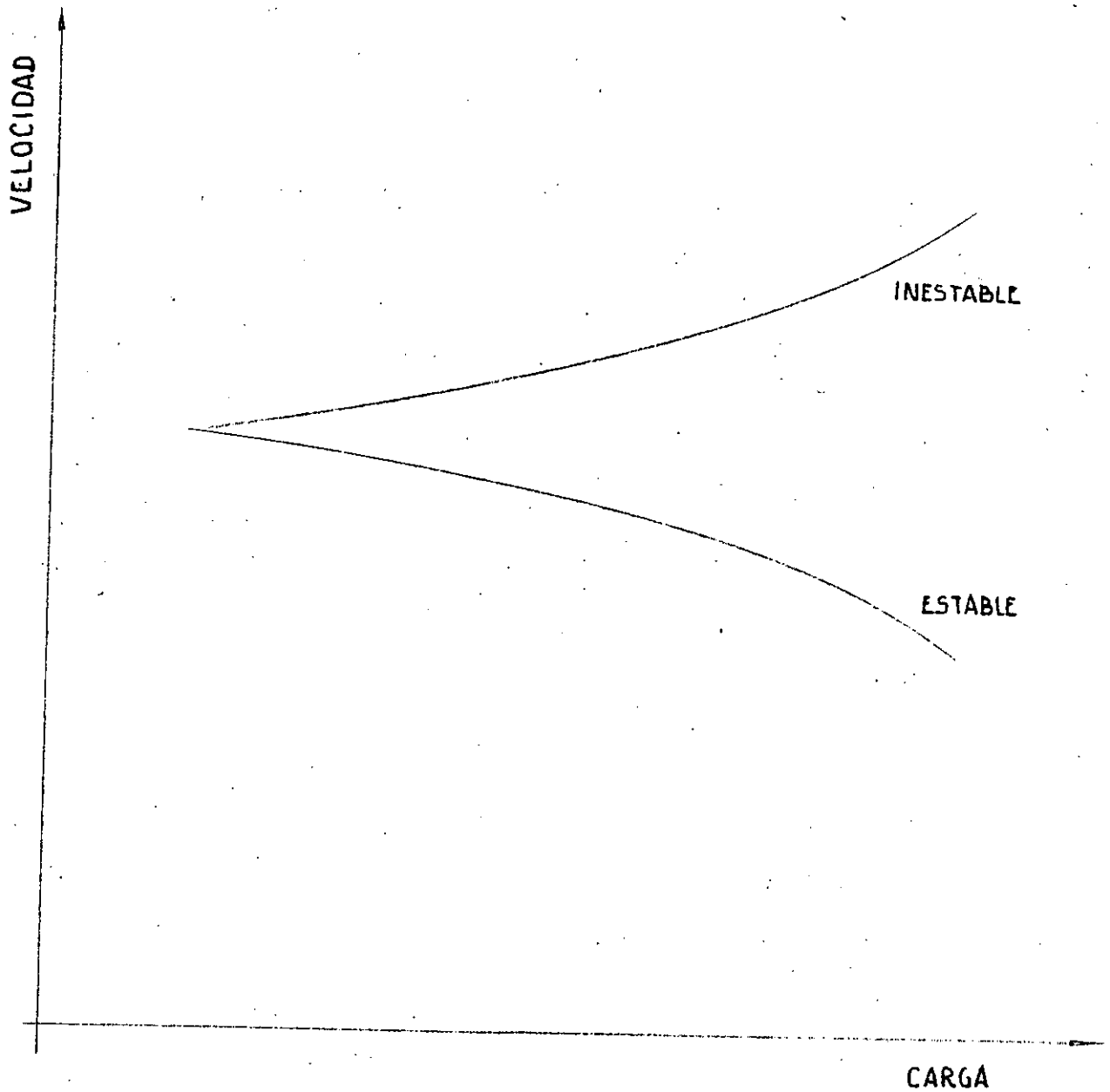
CURVAS DE PAR VS CORRIENTE DE ARMADURA

FIG. 5



CONTROL DE LA VELOCIDAD

FIG. 6



CARACTERISTICAS

VELOCIDAD - CARGA

FIG. 7

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

TEORIA BASICA DE LOS MOTORES SINCRONOS

ING. HUGO A. GRAJALES ROMAN

NOVIEMBRE, 1984

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.-	COPLE 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 embobinado de armadura está repartido en el perímetro interno del estator.

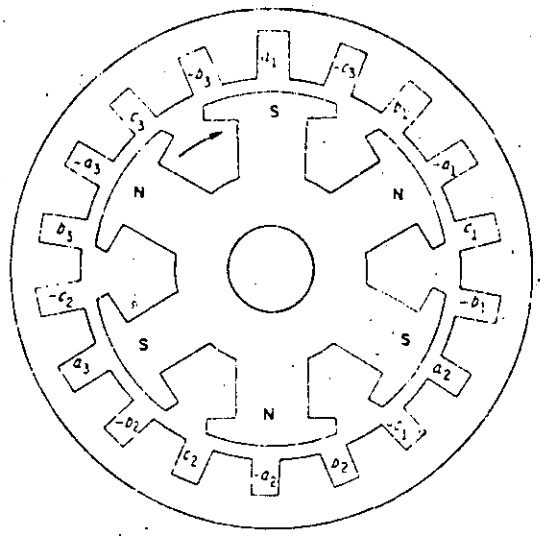


Fig.1

Los embobinados de armadura están generalmente comprendidos de una ó más vueltas, y están de tal manera interconectados que sus efectos eléctri-- cos y mágneticos son acumulativos.Las bobinas pueden tener paso completo o paso fraccional.Una bobina de paso completo se expande 180°medidos eléc tricamente 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.

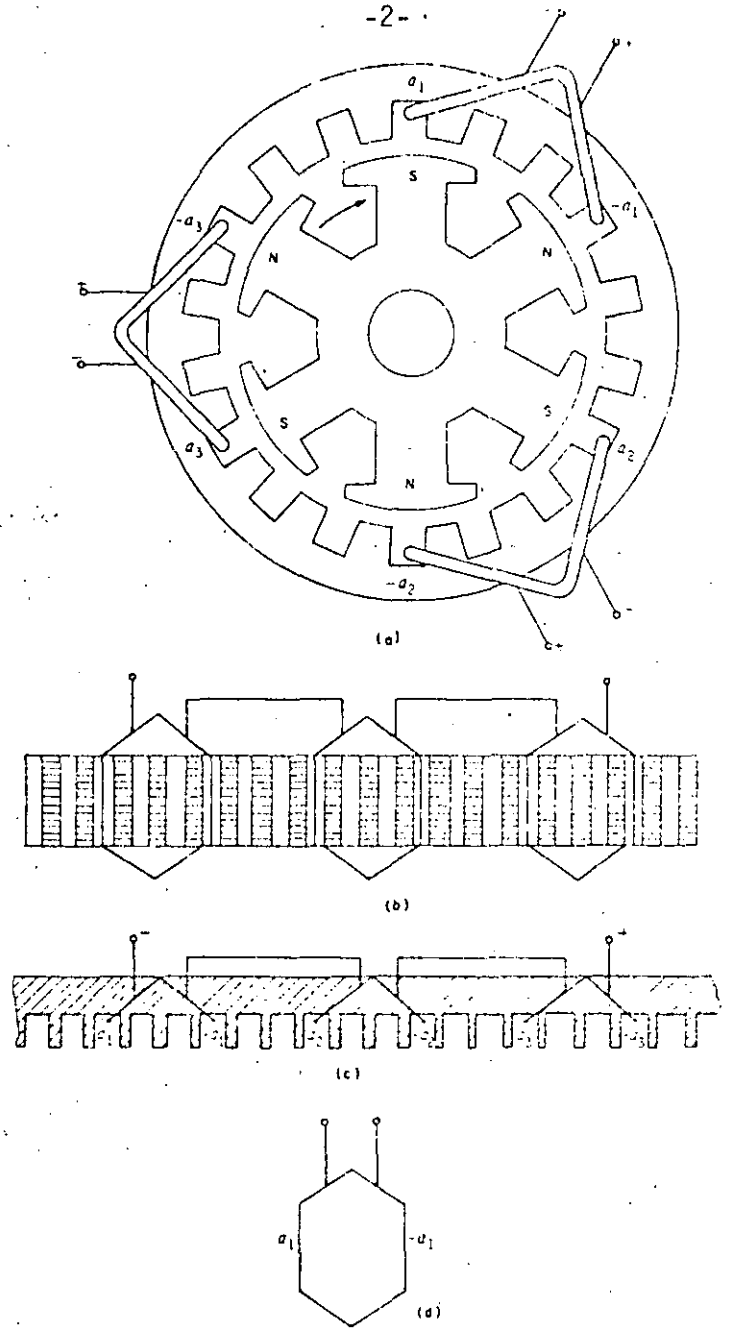


Fig.2 (a) Estructura magnética simplificada de una máquina sincrona de seis polos mostrando tres bobinas de paso completo para una sola fase. (b) Vista desarrolada de bobinas de armadura conectadas en serie. (c) Vista lateral de las ranuras y conexiones finales.(d) Representación esquemática de una bobina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

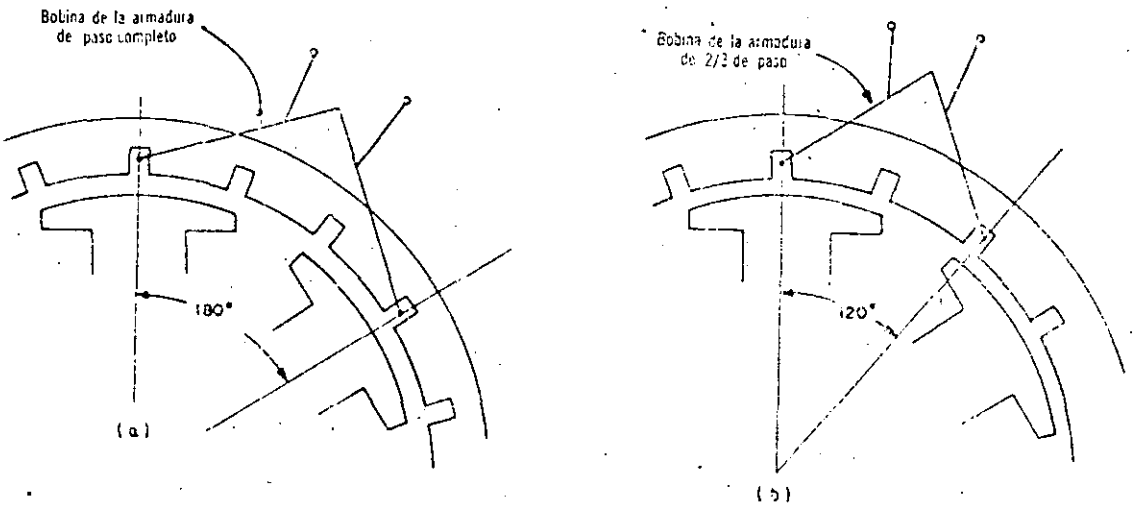
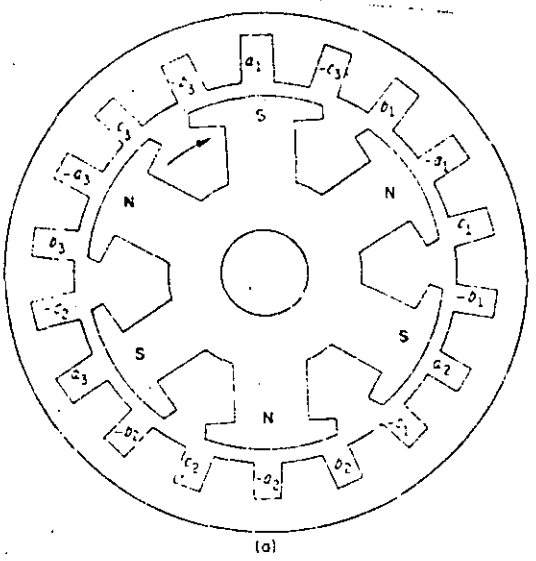


fig.3
Bobinas de armadura en máquinas multipolares
(a) Paso completo.(b) Paso fraccional de 2/3.

La armadura en la Fig.2 tiene tres ranuras por polo que corresponde a una armadura por fase y polo para un embobinado trifásico. Las tres bobinas que se muestran pertenecen a una fase que arbitrariamente se designa como la fase a, de aquí la designación de letras a_1, a_2 y a_3. Estas tres bobinas pueden conectarse en serie para formar un embobinado de circuito único, o pueden conectarse en paralelo con el resultado de un embobinado de tres circuitos. Una vista desarrollada de la conexion del circuito único se muestra en la Fig. 2 (b) y una vista lateral de los lados de la bobina en las ranuras se muestra en la Fig. 2 (c).Solamente los más sencillos de una variadad de embobinados de armadura usados en máquinas trifásicas son tratados.Sin embargo,los principios que enmarcan las carácteristicas de estos embobinados simples

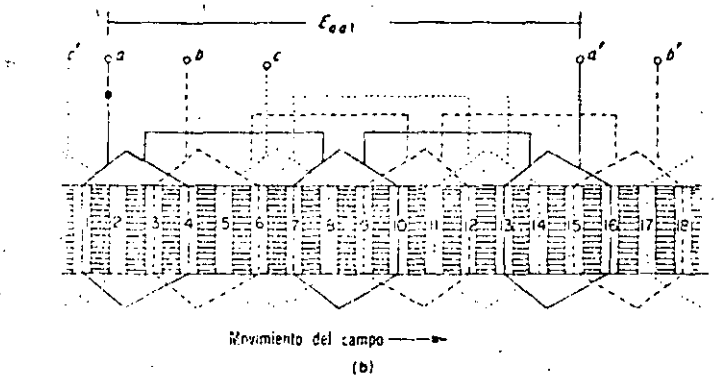
son básicos, que con modificaciones menores, se emplean arreglos más complejos.

Un embobinado trifásico resulta de la suma de otros dos conjuntos de bobinas de armadura desplazados 120°y 240°medidos eléctricamente,de la primera fase para producir un sistema de tres voltajes iguales en magnitud y desplazados entre sí por 120° Un embobinado trifásico de paso completo se muestra en la Fig. 4 (a),(b) y (c) en donde la fase b se desplaza de la fase a por dos ranuras en la dirección de la rotación, con la fase c igualmente desplazada de la fase b. Debido a que cada ranura corresponde a 60° medidos eléctricamente, los embobinados están desplazados de tal manera que los voltajes de la fase b y la fase c atrasados del voltaje de la fase a por 120°y 240°respectivamente, como se muestra el diagrama de fasores en la Fig. 4 (d).

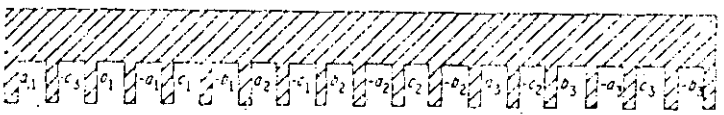


(a)

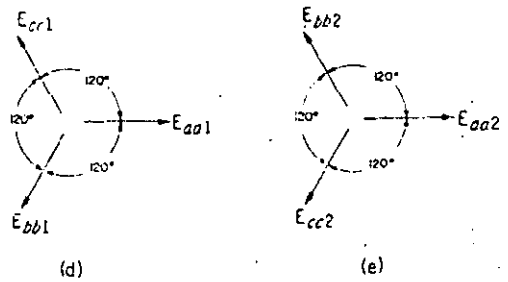
Fig. 4 a



(b)



(c)



(d) (e)

Fig. 4 b,c,d,e

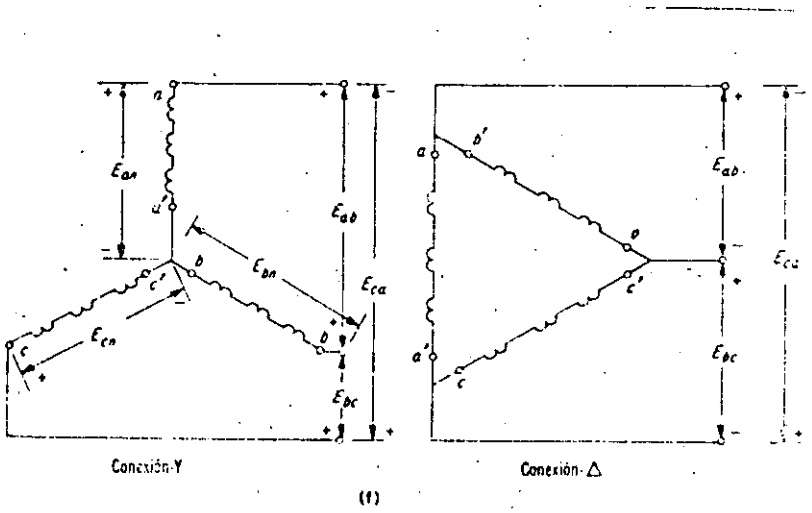


Fig. 4 f.

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.

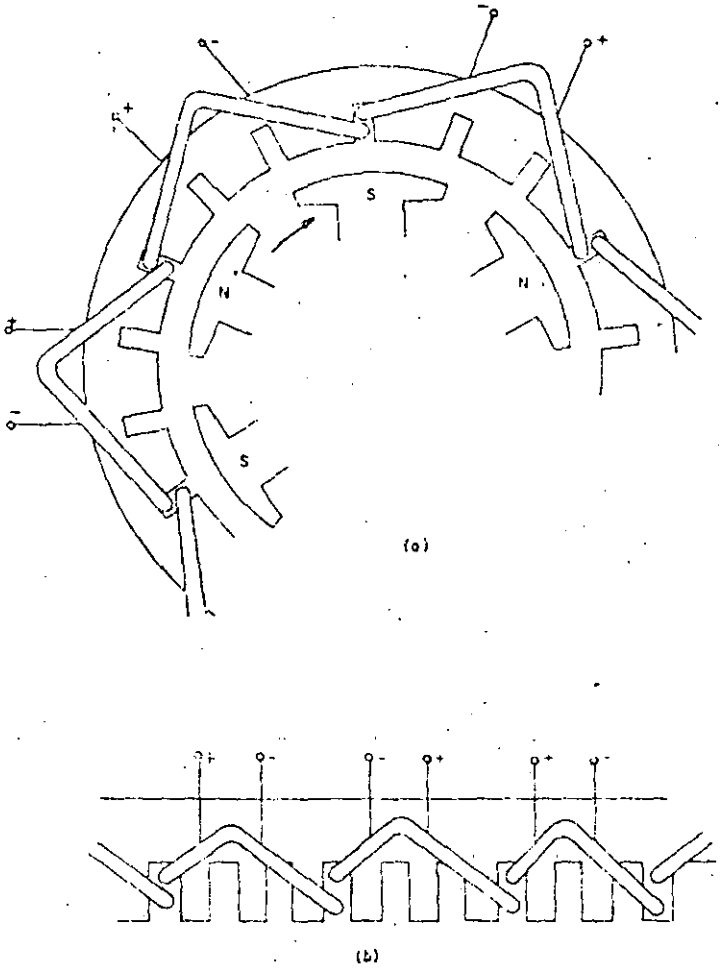
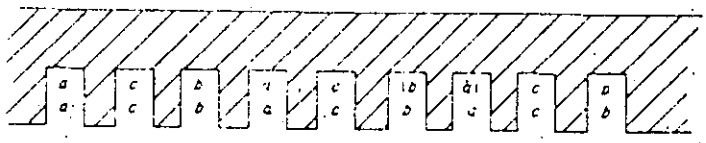
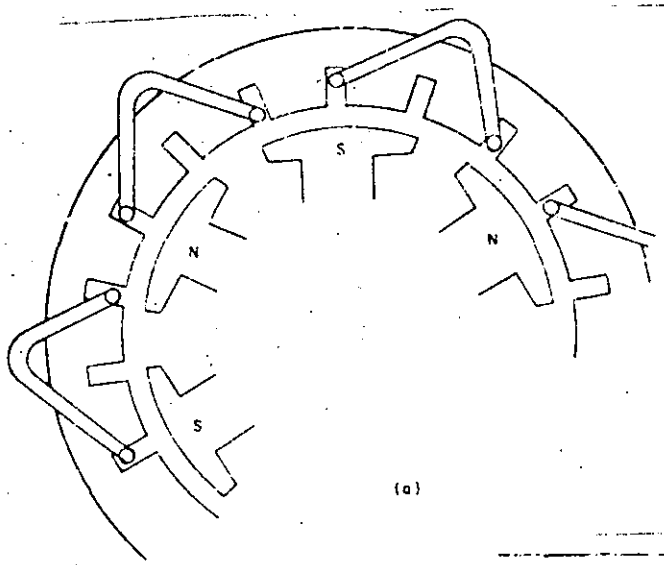


Fig. 5 a,b.

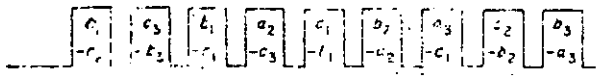


(c)

Fig. 5 (a) Representación parcial de una fase de paso completo, dos capas, embobinado trifásico (b) Vista desarrollada. (c) Arreglo de los lados de la bobina en todas las fases



(a)



(b)

Fig. 6 (a) Representación parcial de una fase de un embobinado trifásico de paso fraccional 2/3. (b) Arreglo de los lados de la bobina para las tres fases.

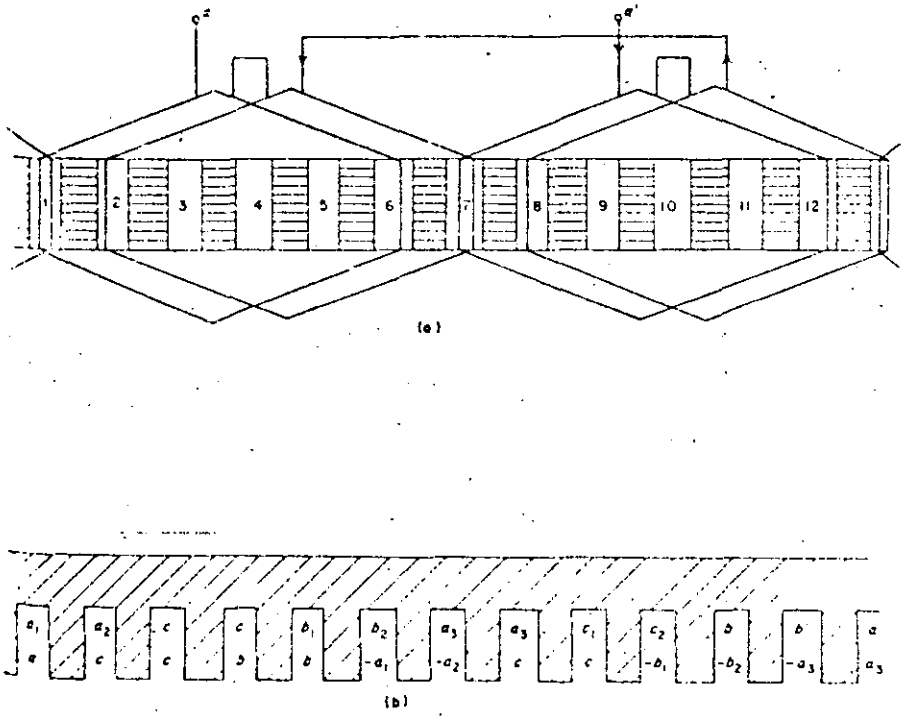


Fig. 7 (a) Vista desarrollada de una fase de paso fraccional 5/6, embobinado trifásico para un par de polos. (b) Vista lateral de los lados de la bobina en las ranuras.

2.- TIPOS DE ROTORES Y EMBOBINADO DE CAMPO.

Los sistemas convencionales de la industria de potencia - son alimentados por generadores sincronos trifásicos oue caen en dos - clasificaciones generales, máquinas de rotor cilíndrico y máquinas de polos salientes. La construcción de rotor cilíndrico es propia de generadores sincronos impulsados por tubinas 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, oue debido a su rigidez fácilmente resiste las fuerzas centrífugas desarrolladas a esas velocidades.

Los rotores de polos-salientes se utilizan en generadores sincronos de bajas velocidades, tales como los impulsados por ruedas - de agua. También son usados en motores sincronos. 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 -- desplaza 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.

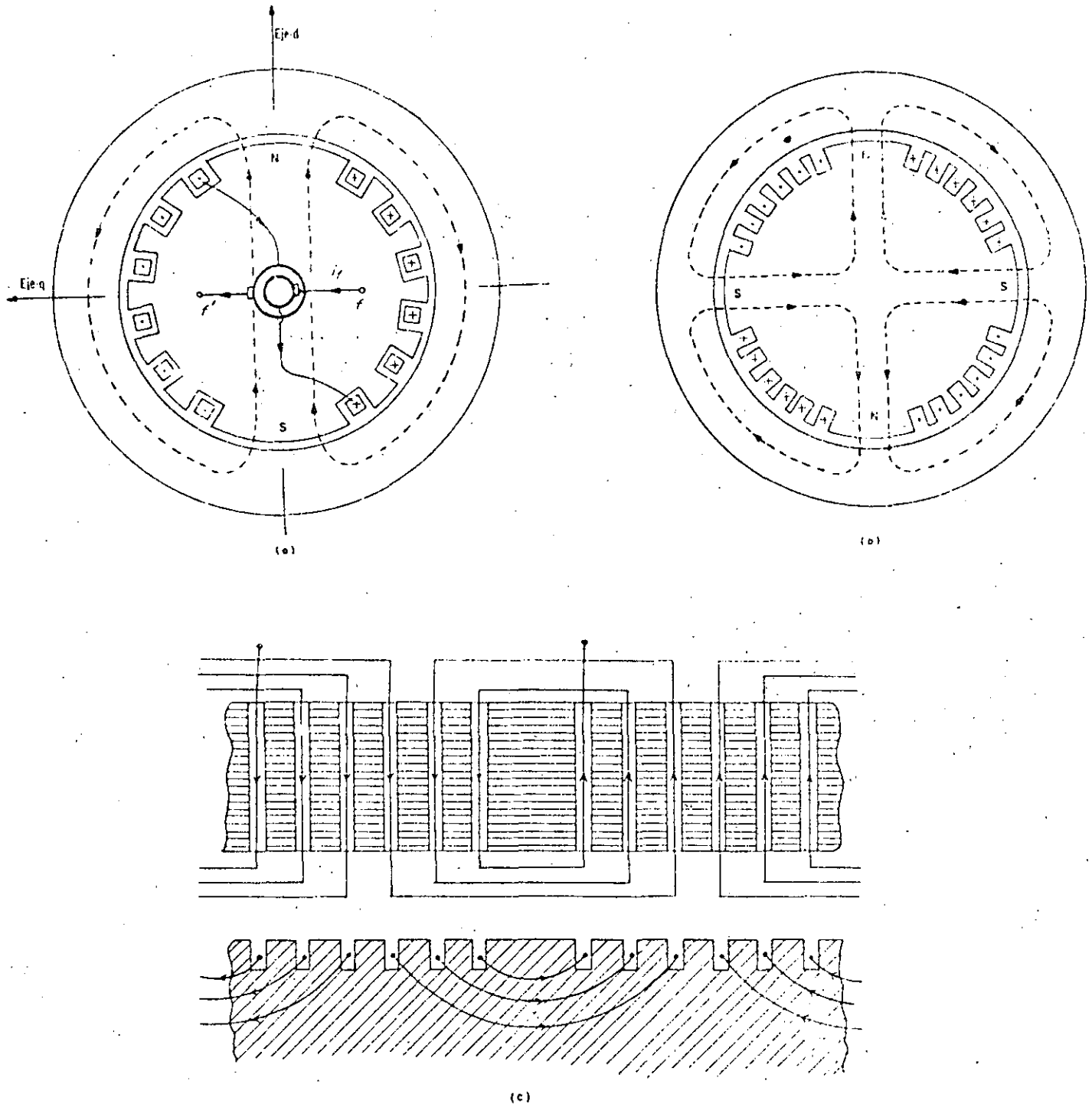
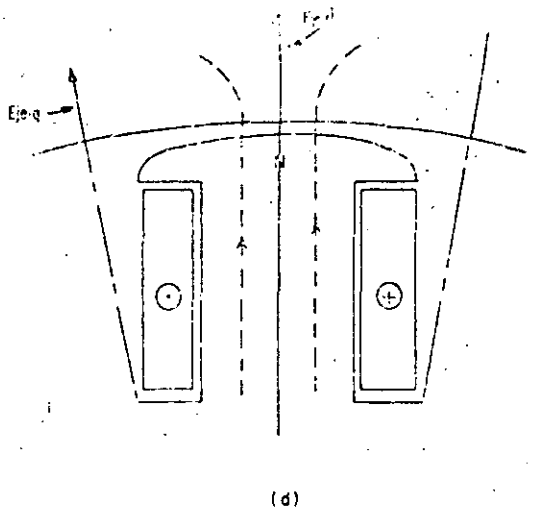


Fig. 8 a,b,c.



(d)

Fig. 8. Máquinas sincronas sin estator (a) y (b) Rotores - cilíndricos de dos y cuatro polos. (c) Vista desarrollada de la estructura de campo de un rotor cilíndrico (d) Polo saliente y campo de la - bobina.

La Figura 8 ilustra rotores cilíndricos- de dos y cuatro polos - en conjunto con una vista desarrollada del embobinado de campo para un par de polos. Un polo y su bobina de campo asociada de un rotor de polos salientes se muestra en la Fig. 8 (d). La trayectoria aproximada tomada por el flujo del campo, no incluyendo el flujo de dipersión,- se indica por las líneas punteadas en la Fig. 8 (a), (b). Las bobinas - de campo en la Fig. 8 (c) se representan por filamentos pero realmente (excepto por el aislamiento entre vueltas y entre los lados de la bobina y la ranura), llena la ranura.

El entrehierro en las máquinas de rotor cilíndrico, es prácticamente de longitud uniforme excepto en las ranuras en el rotor y en - el estator y cuando el efecto de las ranuras y la componente tangencial de H -el cual es pequeño para la baja relación de la longitud del entrehierro al arco sostenido por un polo en máquinas convencionales- son despreciadas, la onda de la fmm escalonada en la Fig. 9 produce una onda de la densidad del flujo en donde las esquinas de los escalones están redondeados debido al efecto de contorno. La forma de onda espaciada de la - densidad de flujo es por lo tanto más cercana a la senoidal que la forma de onda de la fmm, cuando el efecto de las ranuras es despreciado. Sin - embargo, la suturación del hierro en la región de la fmm máxima tiende a aplanar la parte superior de la onda de la densidad de flujo.

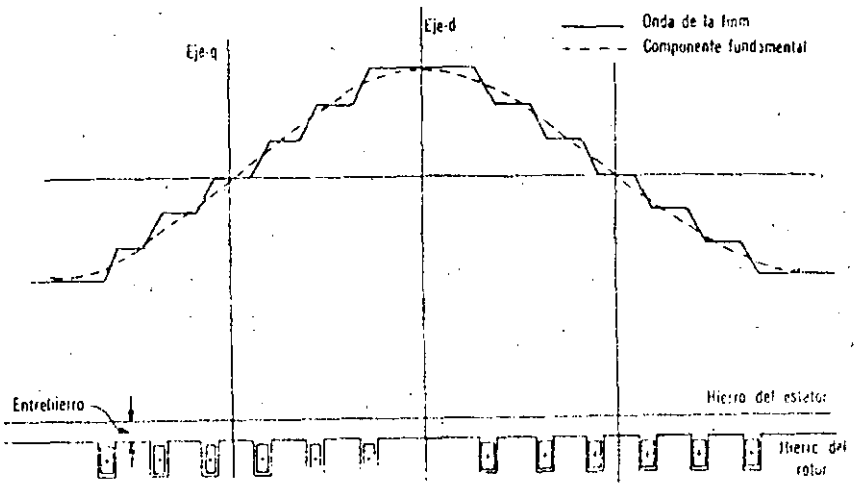


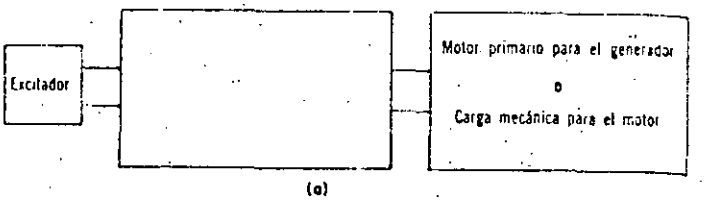
Fig.9 Onda de la fmm de un rotor cilíndrico y su fundamental.

3.- EXCITACION.

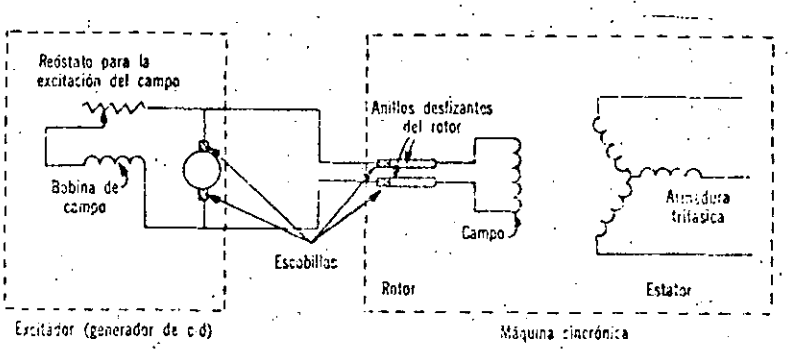
Se han puesto en uso un número de arreglos para suministrar corriente a los campos de máquinas sincronas, el ajuste en la corriente de campo puede se automático o manual dependiendo de la complejidad y los requisitos del sistema de potencia al cual está conectado.

Los sistemas de excitación son usualmente 125 volts hasta valores nominales de 50 Kv con voltajes para valores nominales mayores.- La fuente de potencia usual es un excitador conectado en directa, un conjunto motor-generador, rectificador o bateria. Un sistema de excitación común en donde un generador convencional de c-d en paralelo montado en el eje de la máquina sincruna proporciona la excitación del campo como se muestra en la Fig. 10 (a) y (b). La corriente de campo de la máquina sincruna se varía ajustando el reóstato excitador del campo. Sistemas algo más complejos que hacen uso de un excitador piloto, generador de c-d compuesto montado también en el eje del generador que a su vez excita el campo

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 sincronos 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 sincrono debido a que en una perturbación severa del sistema un motor sincrono puede salirse de sincronismo. Además se usa volante grande para llevar al excitador a travez de cortos periódos de severas reducciones del voltaje en el sistema.

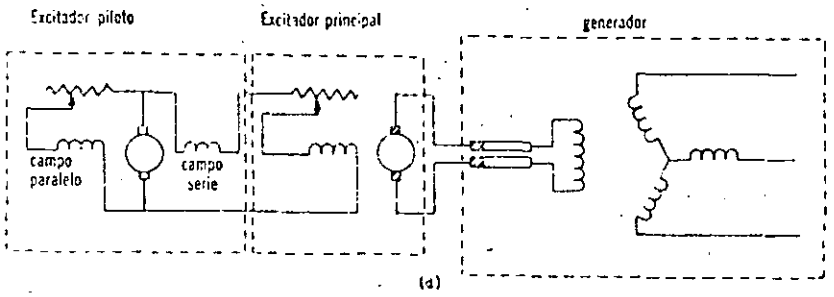


(a)



(b)

Fig. 10 a,b.



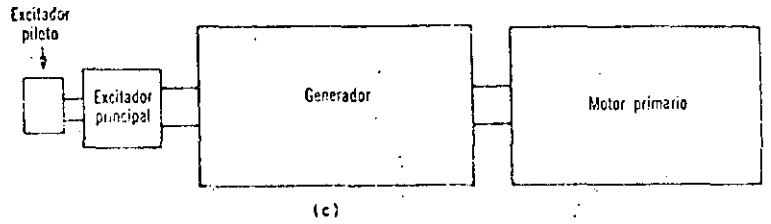


Fig. 10 c, d.

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 sincrono 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 interconexión de sitemas de potencia de c-a requieren generadores sincronos 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 sincronos en un sistema interconectado operan en sincronismo entre sí. Las frecuencias de todas las máquinas sincronas son exactamente iguales excepto durante cambios momentáneos en carga o excitación. Si una o varias máquinas sincronas grandes se salen de sincronismo respecto al resto del sistema, resulta una pertubación severa y el sistema se vuelve inestable, una condición que puede dar como resultado un paro completo del sistema. El comportamiento de generadores sincronos operando en paralelo es por lo 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 Nbobina 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 fujo 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 θm en la Fig. 11 (b) está medido mecánicamente. La densidad de flujo de θ en la Fig. (a) se expresa por

$$B_{\theta} = B_{amp} \operatorname{sen} \theta \qquad (1)$$

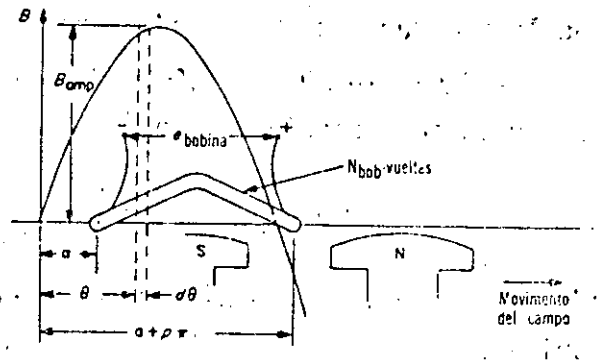


Fig. 11.a

donde

$$K_p = \text{sen } p\frac{\pi}{2} \qquad (8)$$

y es llamado el fator de paso.

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

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

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 donde el flujo que varia senoidalmente con respecto al tiempo tiene un máximo instantáneo de ϕm 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

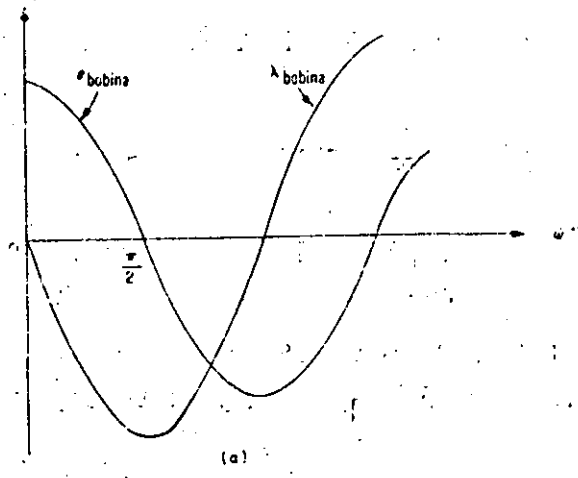


FIG. 12.a

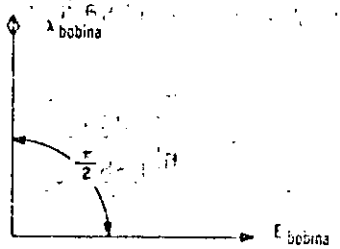


Fig. 12 (a) Ondas del encadenamiento de flujo y voltaje inducido (b) Diagrama de fasores.

6.- VOLTAJE INDUCIDO EN UN EMBOBINADO 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 distribuída 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.

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 treyectorias en cada fase, es decir, a circuitos de la armadura en paralelos, y si N_{ph} es el número taotal de vueltas en cada fase, el voltaje inducido por fase es

$$E_{ph} = \frac{4.44\ fK_w N_{ph} \emptyset}{a} \quad V/\phi \tag{12}$$

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 conexón delta.

7.- F m m DE LA ARMADURA.

La corriente de la armadura en una máquina sincrona polifásica, igual que en el caso de una máquina de c-d produce una fmm que bajo condiciones estables balanceadas es estacianaria 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 sincrona. Por ejem-- plo, 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 . (Apendice II)

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

$$e_{af} = \sqrt{2}E_{af} \text{ sen } wt \qquad (13)$$

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

$$i_a = \sqrt{2}I_a \text{sen } wt \qquad (14)$$

y las corrientes instántáneas de la armadura son como se muestra gráficatente en la Fig. 15- (c). A wt = $\pi/2$ el voltaje y corriente instantá-- neos 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 indicadosen 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 sincróna 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 votaje 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 wt 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 intevalo 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 $\theta_1 = \pi/3$ 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.

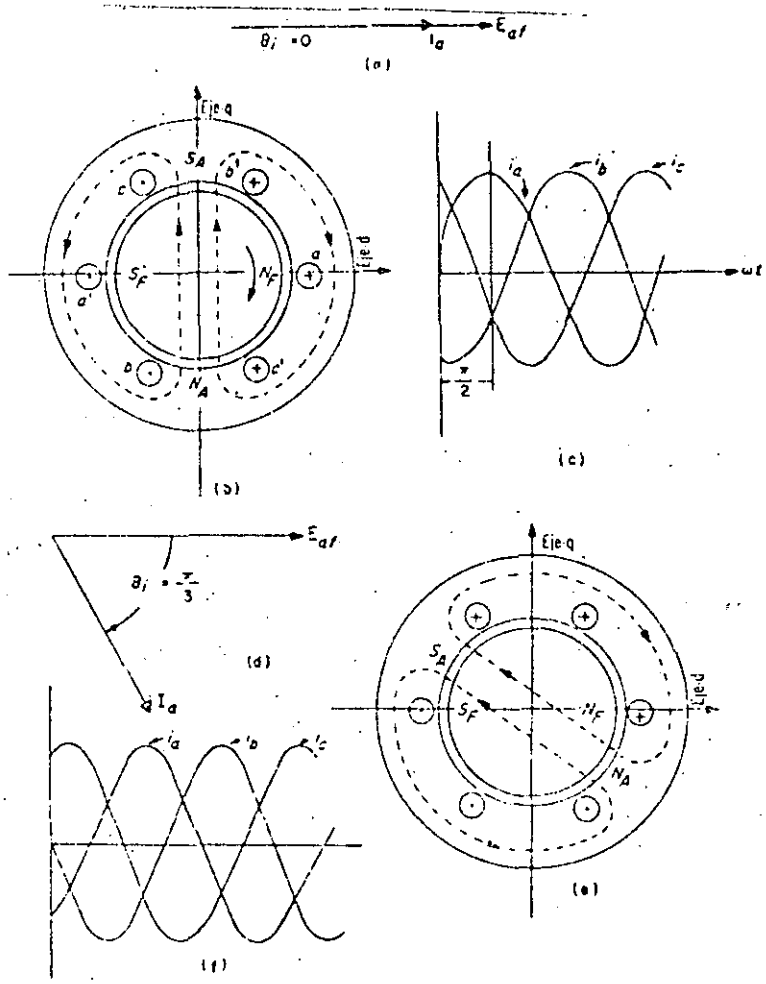


Fig.15.Fmm de armadura giratoria en un generador sincrono (a) Diagrama de fasores de la corriente en fase con el voltaje generado (b) Generador elemental trifásico, de dos polos mostrando la trayectoria aproximada del flujo debido a la fmm de armadura; corriente en fase con voltaje generado.(c) Corriente 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 reprensentada por las series de Fourier.

$$F_\theta = \frac{Nb}{2}\ i_a \frac{4}{\pi}\left(\operatorname{sen}\theta + \frac{1}{3}\operatorname{sen} 3\theta + \ldots = \frac{1}{n}\operatorname{sen} n\theta\right) \qquad (15)$$

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

$$F_{ei} = \frac{N_b\ i_a}{2} \qquad \frac{4}{\pi}\operatorname{sen}\theta$$

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

$$i_{a_o} = \sqrt{2}I \operatorname{sen}(wt - \theta_i)$$

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

$$F_{amp}{}^{1} = \frac{\sqrt{2}\ N_b}{2}\ I\ \frac{4}{\pi}\ \text{sen}(\ wt - \theta\ ) = 0.9 N_b\ I\ \text{sen}\ (\ wt - \theta\ )$$

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

$$F_{e1} = 0.9\ N_b\ I\ \text{sen}\ \theta\ \text{sen}\ (\ wt - \theta_i) \qquad (16)$$

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

$$2\ \text{senx seny} = \cos\ (\ x - y) - \cos(x + y)$$

la Ec. 16 puede escribirse nuevamente como

$$F_{ei} = 0.9\ \frac{N_b\ I}{2}\ \cos\ (\ \theta - wt + \theta_i) - \cos\ (\theta + wt - \theta_i) \qquad (17)$$

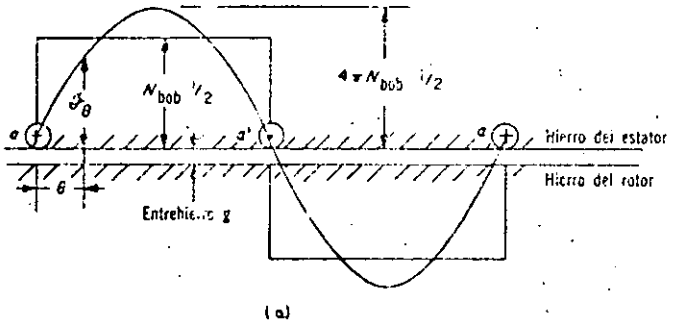
que representa dos ondas de la fmm cada una teniendo una amplitud de $0.9\ N_b\ I/2$ y donde la primera asociada con el primer término del coseno viaja a velocidad sincróna en la misma dirección que la del rotor; el segundo término del coseno se aplica a la onda que viaja a velocidad sincrona en la dirección opuesta. Por lo tanto la componente $0.9\ \frac{N_b}{2} I \cos\ (\theta - wt + \theta_1)$ es estacionaria con respecto al rotor mientras que la componente $-0.9(\ N_b\ I/2\ )\ \cos(\theta - wt + \theta_i)$ viaja al doble de la velocidad del rotor, como se ilustra en la Fig. 16 (b)

Las tres corrientes de la armadura trifásica son

$$i_a = \sqrt{2} I\ \text{sen}\ (wt - \theta_i) \quad \text{para la fase a}$$

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

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



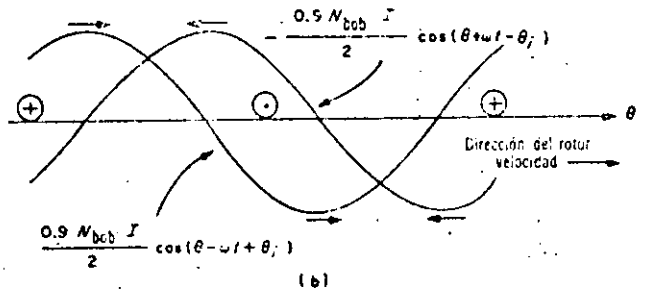


Fig. 16 (a) Onda de la fmm para una bobina de paso completo de N_b vueltas por par de polos. (b) Componentes viajeros de la onda de fmm.

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

$$H_{amp\ r} = \frac{F}{g_e} \tag{18}$$

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

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

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.

$$B_{ampf} = \mu_o H_{ampf} = \frac{4\mu_o K_{wf} N_f i_f}{\pi P g}$$

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

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

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

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

con un encadenamiento del flujo del campo resultante de

$$\lambda_{ff} = K_{wf} N_f \phi_F = \frac{8\mu_o D_a L (K_1 N_f)^2 i_f}{\pi P^2 g_e} \qquad (20)$$

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

$$L_{ff} \simeq \frac{\lambda_{ff}}{i_f} = \frac{8\mu_o D_g L}{\pi g_e} \left(\frac{K_{wf} N_g}{P}\right)^2 \text{ henries}$$

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

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

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

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

Substituyendo la Ec. 17 en la Ec. 25 da

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

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

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

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

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

de lo que sigue que la inductancia magnetizante es

$$Lad = \frac{Xad}{2\pi f} \simeq \frac{4 \mu_o m D_g L}{\pi g_e} \left(\frac{K_w N_{hp}}{Pa} \right)^2$$

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

con la correspondiente reactancia sincrónica

$$\begin{aligned} wL_d &= wL_{ad} + wL_l \\ x_d &= x_{ad} + x_l \quad \text{ohms por fase} \end{aligned} \tag{28}$$

donde X_{ad} y X_l 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 fmms 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

$$\lambda_{ag} = \lambda_{af} + \lambda_a \qquad (29)$$

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

$$E_{ag} = E_{af} + E_A \qquad (30)$$

estas relaciones se muestran en el diagrama fasorial Fig. 17

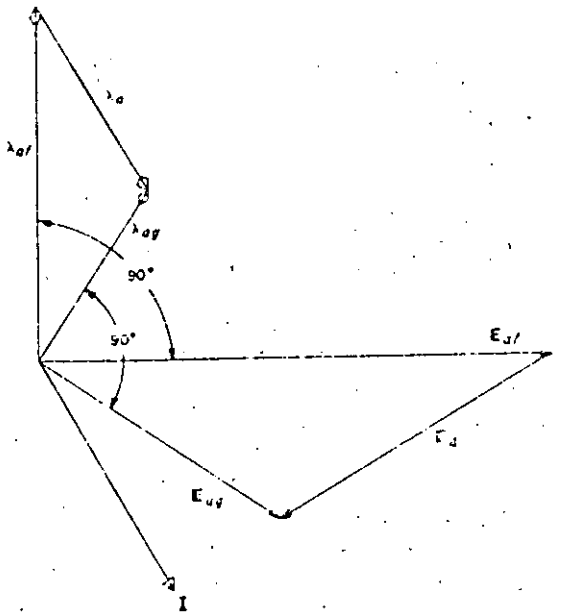


Fig. 17

12.- CIRCUITO EQUIVALENTE.

Si la resistencia y la reactancia de sipersión 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.

$$E_{ag} = V + (r_a + jx_1) I \qquad (31)$$

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

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

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 sincronos 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

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

La Fig. 19 muestra un diagrama fasorial para un motor sincrono 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 sincrónos.

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

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

Por esa razón r_a se omite de muchos análisis del funcionamiento en estado estable de máquinas sincronas. 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 sincróno sobrexitado.

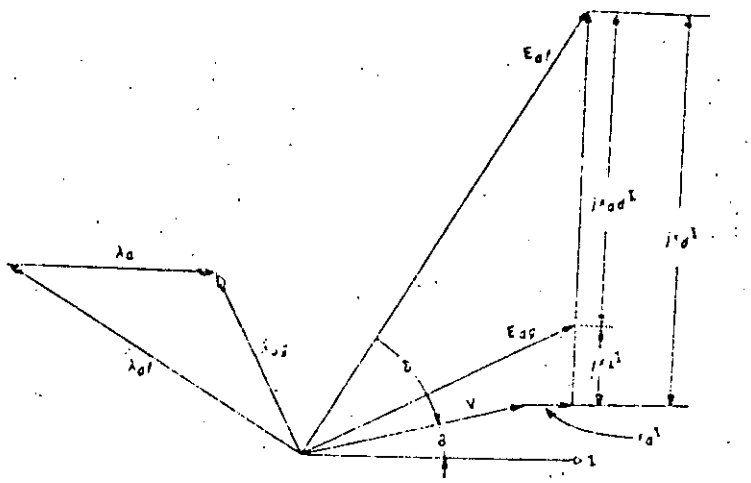


Fig. 18 a.

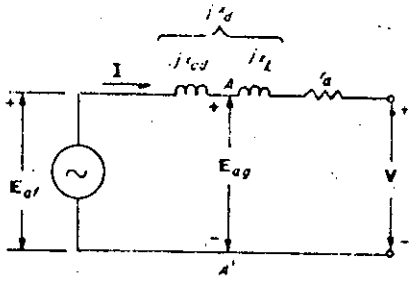


Fig. 18 b.

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

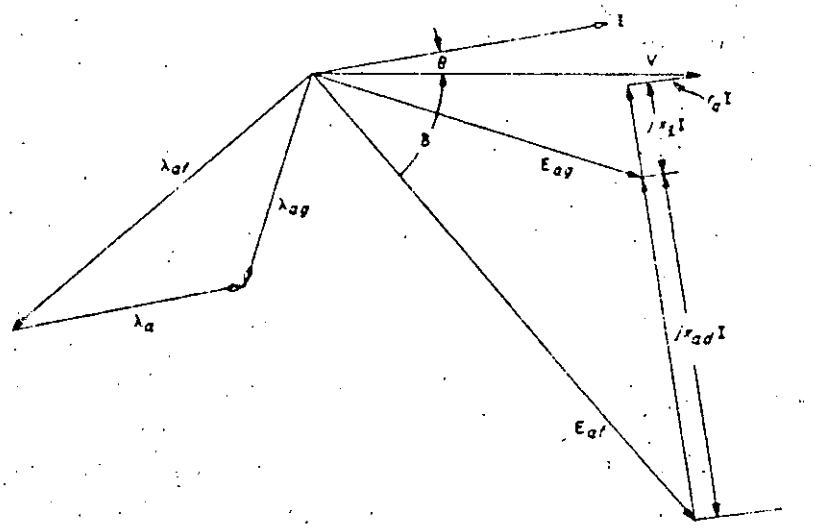


Fig. 19 Diagrama fasorial para un motor síncrono basado en la teoría del rotor cilíndrico.

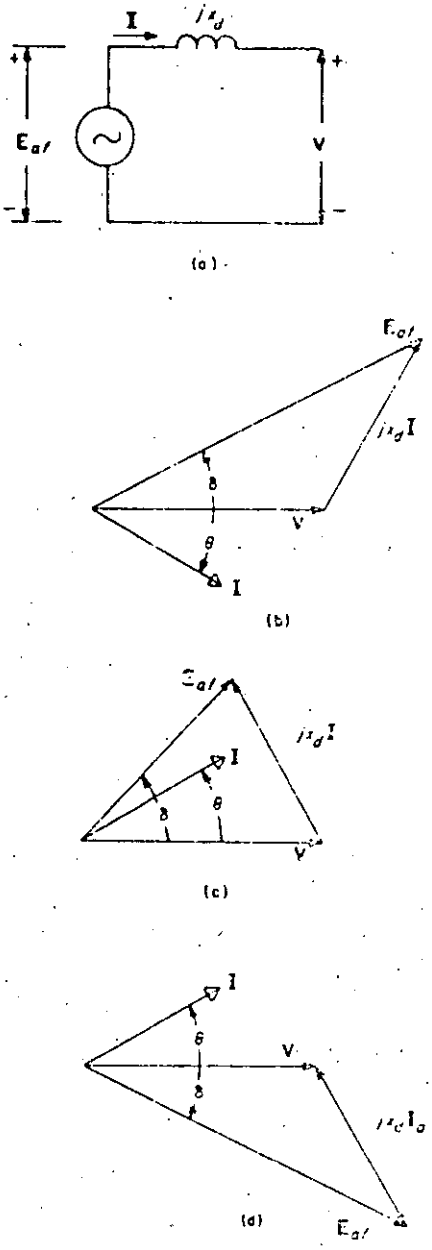


Fig.20 (a) Circuito equivalente simplificado de una máquina.
(b) Diagramas fasoriales para un generador sobrexitado.
(c) Para un generador poco exitado.(d) Para un motor - sobrexitado.

PROBLEMAS:

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

Solución: en la Ec. 11

B = 180 ÷ 3 = 60° n = 36/ (polos x fases) = 36/4 (4 x 3) =3

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

2: Los siguientes datos son para un generador sincronico 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 = 1.08g 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

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

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

$$L = 142.5 \times 0.0254 =$$

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

$N_f = 14 \times 15 = 210$ vueltas.

$P = 2$

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

$$K_{wf} = \frac{\text{sen } \beta_f/2}{n \text{sen } \gamma_{f/2}}$$

donde

$\beta_f = 28\pi/37 = 2.38$ rad ó $136.3°$ el ángulo ocupado por el embobinado de campo bajo un polo

$\gamma_f = 2\pi/37 = 0.0541$ rad ó $9.73°$ el ángulo 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

$$L_f = \frac{3.2 \times 71.25 \times 0.0254 \times 132.5}{1.08 \times 3.25} \left(\frac{0.78 \times 210}{2}\right)^2 \times 10^{-6}$$

$$= 218.5 = \frac{(0.78 \times 210)^2}{2} \times 10^{-6}$$

$$= 1.47 \text{ h}$$

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

Solución: la Ec. que expresa las dimensiones en pulgadas

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

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)

$K_w = K_p K_b$

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

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

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

$\beta = \pi/m = \pi/3{:}n = \frac{\text{ranuras por polo}}{m} \times \frac{36}{2x3} = 6=$

$\gamma = \pi/$ 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

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

$= 0.00806$ h por fase

4.- El genrador 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 sincrona en ohms por fase y por unidad, (b) E_{ag}, el voltaje detrás de la impendancia 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 encadena 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 fasores del flujo.

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

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

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

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

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

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

(b) $E_{ag} = V + (r_a + jx_l)\ I$ 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 $r_a = 0$,

$$E_{ag} = 7{,}960 + j\ 0.36\ (2010 - j\ 1510)$$

$$= 7{,}960 + 541 + j713 = 8.500 + j713$$

$$= 8530 \angle 4.8° \text{ volts/fase}$$

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

$$= 7{,}960 + j3.40\ (2010 - j1510)$$

$$= 7{,}960 + 5{,}120 + j6.840 = 13{,}080 + j6{,}840$$

$$= 14{,}800 \angle 27.5° \text{ volts/ fase}$$

(d) $\phi_R = \frac{aE_{ag}}{4.44\ fK_wN_{ph}}$ 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

$$\phi_r = 3.23 \underline{/90° + 4.8°} = 3.23 \underline{/ 94.8°}$$

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

$$\phi_F = 9.60 \underline{/ 90° + 27.5°} = 5.60 \underline{/ 117.5°}$$

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

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

Entonces

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

También

$$I = 2510\ (0.80 - j0.60) = 2510 \underline{/ - 36.9°}$$

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

$$\phi_A = 2.89 \underline{/ - 36.9°}$$

El diagrama fasorial se muestra en la Fig. 26.

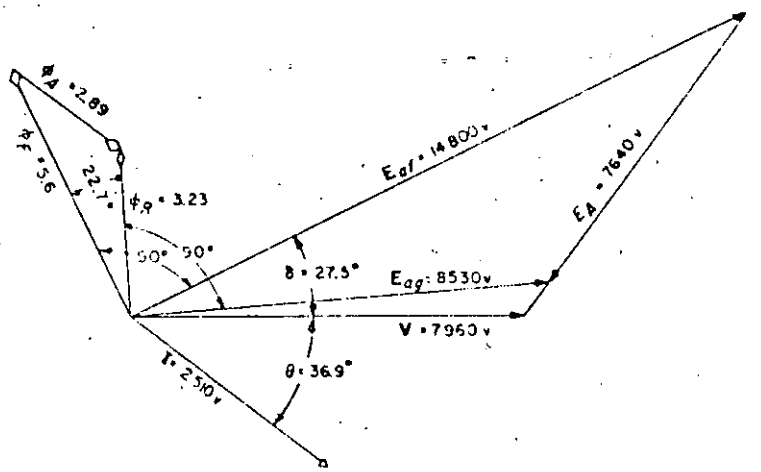


Fig. 26 Diagrama fasorial para el ejemplo 4

13.- MOTOR SINCRONO.

Este motor tiene una construcción idéntica a la de un generador sincrono y puede ser mono o plofásico. El motor monofásico no puede -- arrancar por sí mismo, de modo que hay que llevarlo a sincronismo an-- tes 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 po lifásico el aranque puede llevarse a cabo alimentándolo con tensión re ducida y su velocidad aumentará hasta llegar a la de sincronismo, sin - absorber una corriente intensa como ocurriría si se le aplicara la ple- na tensión de funcionamiento. Sin embargo, en muchos casos, los motores polifásicos arrancan mediante motor auxiliar para evitar variaciones - en la tensión de la red.

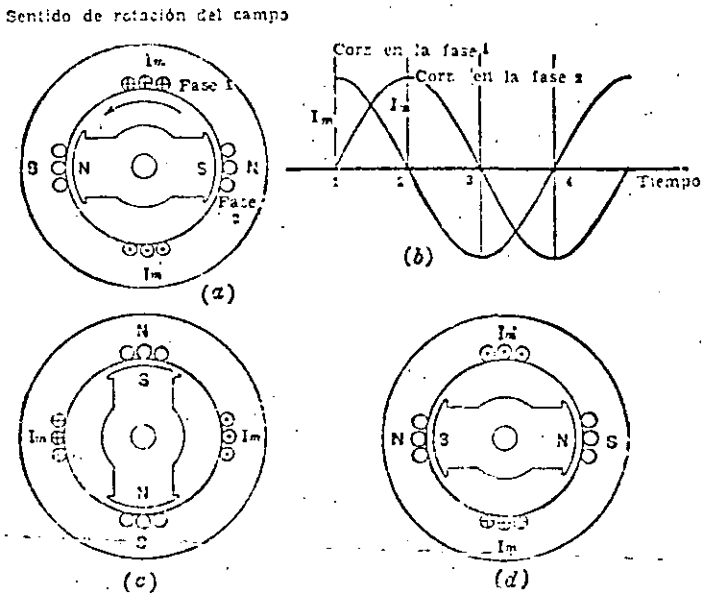


Fig. 21 Motor sincrono bifásico bipolar.

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 sincrona 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:

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

y es la velocidad contante 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 excitado 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 sincrona. 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

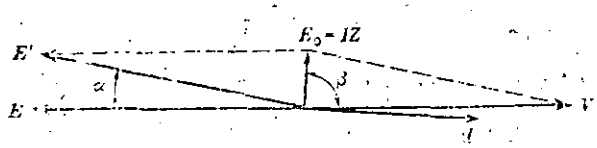
Sin carga mecánica, los campos se comportan como muestra la figura.La línea ab situada en el eje magnético del polo S del rotor, gira en -- sincronismo con el campo producido por los Amp-vuelta de la armadura.

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 trabajan para que diminuya 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, significando 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



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, actua sobre la inpedancia de la armadura.

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

La relación de la reactancia de la armadura y su resistencia es grande de manera que la corriente I atrasa a E_o un ángulo α 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 desfasamiento sufrido por la Fcem y no por su magnitud.

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

siendo la potencia real y reactiva

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

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

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

$$P \simeq \frac{VE_{af}}{X_d}\operatorname{sen}\theta \qquad (38)$$

$$Q \simeq \frac{VE_{af}\cos\theta - V^2}{X_d} \qquad (39)$$

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 términales y una fem. inducida dadas es :

$$P_{max} \simeq \frac{VE_{af}}{X_d'}$$

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 sincrónismo. Por lo tanto, el límite de estabilidad de estado estable se alcanza cuando $\delta \simeq \pi/2$.

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

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

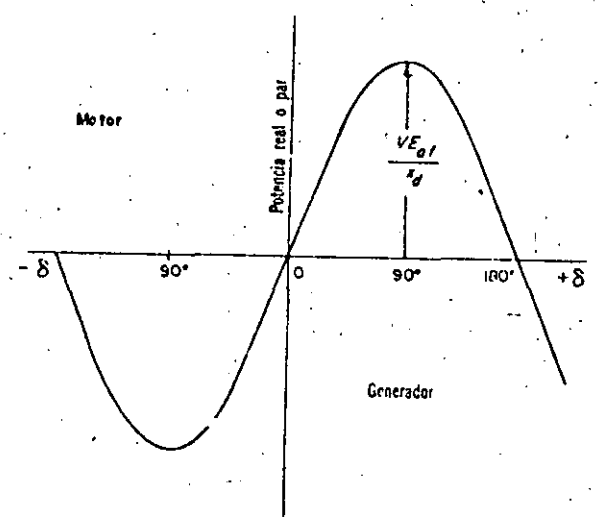


Fig. 28 Característica de ángulo de potencia o par de una máquina de rotor cilíndrico.

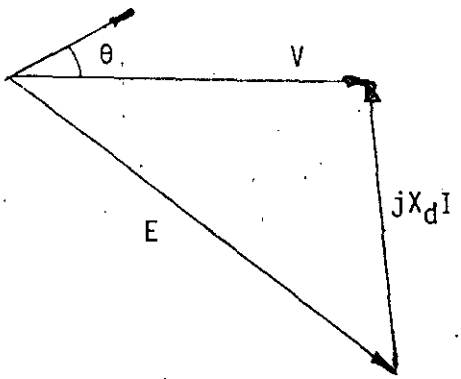
" El par de salida de un motor síncrono es el par máximo sostenido que el motor desarrolla a velocidad síncrona por un minuto, con un voltaje nominal aplicado a frecuencia nominal y con excitación narmal"

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 sincronos, puede modificarse el f.p. a qualquier carga, y la corriente puede adelantase o atrasarse con solo cambiar la excitación del campo.

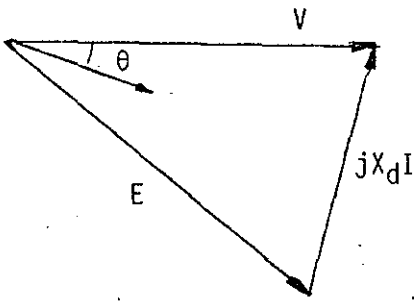
SOBRE EXCITADO



E > V

I ADELANTA A V

BAJO EXCITADO



E < V

I ATRASA A V

DIAGRAMA DE UN MOTOR SINCRONO

Cuando la Ic es pequeña, la Ia es atrasada. De manera que - aumenta Ia, (Fig.29), La Ia va disminuyendo su atraso hasta un -- punto de fp = I.o P.u.

Siguiendo en aumento la Ic la Ia aumenta en mágnitud y se adelanta. Esto es, la corriente Ia se adelanta y el motor sincrono se comporta como un circuito R - C en serie.

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

SIMBOLOS:

↑ = Mayor ← Atrasa

↓ = Menor → Adelanta

ENTONCES:

1) Ic ↓ al mínimo de Ia = Motor Bajo excitado y la Ia ←

2) Ic ↑ a mínimo de Ia = Motor sobre excitado y la Ia →

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

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

Cuando un motor sincrono 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 teoria del rotor cilindrico, se obteienen relaciones que son sumamente similares a aquellas desarrolladas para operaciones en paralelo de generadores sincronos. 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 sincrono no saturado que tiene una reactancia sincrona no saturada de 1.00 por unidad. Las líneas punteadas son el lugar geometrico para factor de potencia constante, se les denomina curvas compuestas.

La excitación de motores sincronos se ajusta de tal manera que el motor toma corriente adelantada, por lo tanto generando una potencia reactiva. De hecho, una máquina sincrona sobrexcitada 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 sincronos para generar algo de la potencia reactiva requerida. Un condensador sincrono es usualmente una máquina del tipo de polos salientes que no tiene ni primotor ni una carga mecánica; es en efecto un motor sincrono moviendose libremente con un campo sobreexcitado. Las curvas V para una potencia mecánica cero en la Fig.29 representa la operación de un condensador sincrono. Cuando las pérdidas rotacionales y la resistencia

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, aproximadamnete, 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 cual-- quiera 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 maracha la carga acoplada y acelerada bajo las condiciones más dificiles. Tal par varía con el cuadrado de la tensión aplicada al motor, y si éste es bajo , o si hay oue 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 sincrona. Siempre va acompañado por una

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

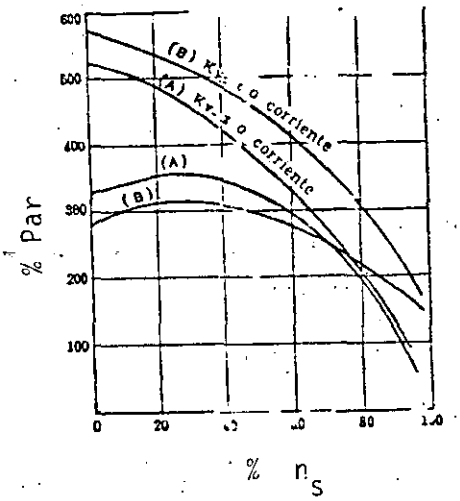


Fig. 30.- Características de arranque a tensión plena correspondientes a un motor sincrono de gran potencia, para 25 ciclos. (A) con circuito de campo abierto y -- (B) con el circuito de campo cerrado a través de una resistencia.

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.

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 sincronia, funcionando como motor de inducción y, llegando a este puento el par tiene que safisfacer 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 sincrono, puede estar abierto o cerrado a travéz 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 travéz de una resitencia.

Cuando se trabaja con el circuito de campo abierto, el par de arranque puede llegar a 350% del de plena carga y los kilovol-ampers es del orden de 525% de la nominal, mientras que cuando se trabaja con el circuito de campo cerrado a travéz de una resitencia 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 sincrona, desde el 50 al 150% al par de plena carga.

En consecuencia, cerrando el circuito de campo a travéz 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

$$Ia\ (\ 4.6\ ) = 2246.3$$

$$Ia = \frac{2246.3}{4.6} = 488.33 \text{ Amps.}$$

$$Ia = 488.33 \text{ Amps.}$$

También

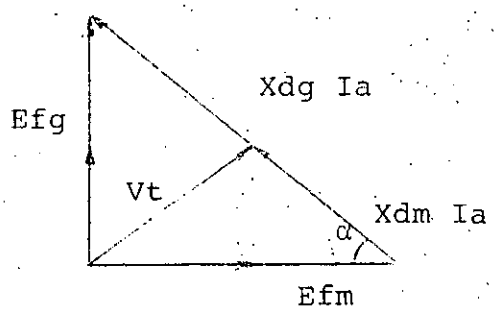
$$Efm = Ia(Xdm + Xdg)\cos\alpha$$

$$Efg = Ia(Xdm + Xdg)\operatorname{sen}\alpha$$

$$\cos\alpha = \frac{Efm}{Ia(Xdm + Xdg)} = \frac{1515.52}{488.33\ (4.6)} = 0.674$$

$$\operatorname{sen}\alpha = \frac{Efg}{Ia(Xdm + Xdg)} = \frac{1657.8}{488.33\ (4.6)} = 0.738$$

El fasor del voltaje terminal es:



$$Vt_{fm} = Efm - (Xdm\ Ia)\cos\alpha$$

$$Vt_{fg} = E_{fg} - (Xdf\ Ia)\operatorname{sen}\alpha$$

$$Vt^2 = (Vt_{fm})^2 + (Vt_{fg})^2$$

$$Vt^2 = \left|Efm - (Xdm\ Ia)\cos\alpha\right|^2 + \left|Efg - (Xdg\ Ia)\ \text{sen}\ \alpha\right|^2$$

$$Vt^2 = [1515.52-(1.95)(488.33)(0.674)]^2+[1657.8 - (2.65)(488.33)(0.738)]^2=$$

$$Vt = (873.71)^2 + (702.78)^2$$

$$Vt = 1121.28 \quad V$$

$$Vt = 1,121.28 \quad V_{\phi-n}$$

$$V_L = 3 * 1,121.28 = 1942.1 \quad V_L$$

$$V_L = 1,942.1 \quad V$$

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.

APENDICE I

Sean:

Θm = ∢ mecánico

$\Theta_1 \alpha$ = ∢ eléctrico

La densidad de flujo en Θ es:

$$B_\Theta = Bamp \text{ sen } \Theta \quad \ldots\ldots\ldots 1$$

y: $$d\Phi_B = B_\Theta dA \quad \ldots\ldots\ldots 2$$

como: $S = R\Theta$

y: $dA = LdS$

$$dS = \frac{D}{2} d\Theta m$$

$$dA = \frac{DL}{2} d\Theta m \quad \ldots\ldots\ldots 3$$

Por otro lado:

$$\Theta \text{ elect.} = \frac{P}{2} \Theta m \quad \ldots\ldots\ldots 4$$

$$d\Theta_m = \frac{2}{P} d\Theta elect. \quad \ldots\ldots\ldots 5$$

sustituyendo 1 , 3 , y 5 en 2 :

$$d\Phi_B = \frac{DL}{P} Bamp \text{ sen}\Theta d\Theta$$

90

Considerando los costados de bobina como filamentos:

$$\Phi_B = \frac{DL}{P} Bamp \int_{\alpha}^{\alpha + \rho\Pi} sen\theta d\theta$$

$$\Phi_B = \frac{DL}{P} Bamp \ (\cos \alpha - \cos \alpha + \rho\Pi) \ \ldots\ldots\ 6$$

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: $\text{sen } - \frac{\rho\Pi}{2} = - \text{ sen } \frac{\rho\Pi}{2}$

$$\Phi_B = \frac{2DL}{P} Bamp \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \ \ldots\ldots\ 7$$

Multiplicando 2 por N_B:

$$N_B\Phi_B = \frac{2DL}{P} Bamp \ N_B \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}). \ 8$$

Haciendo: $\lambda_{B1} = \frac{2DL}{P} Bamp \ NB \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2})$

y: $\rho = 1; \text{ sen } \frac{\Pi}{2} = 1$

$\lambda_{B1} = \lambda_B \ MAX$

y: $\lambda_{BMAX} = \frac{2DL}{P} Bamp \ N_B \text{ sen } (\frac{\rho\Pi}{2}) \ \ldots\ldots\ 9$ ENCADENAMIENTO MAXIMO DEL FLUJ

y: $K_P = \text{sen } \frac{\rho\Pi}{2} \ \ldots\ldots\ 10$ FACTOR DE PASO

Por 8 :

$$\lambda_B = \lambda_{MAX} \text{ sen } (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \ \ldots\ldots\ 11$$

91

Impulsando el rotor a velocidad constante:

$$\alpha = - wt$$

sustituyendo en 11:

$$\lambda_B = \lambda_{BMAX} \text{ sen } (-wt + \frac{\rho\Pi}{2})$$

$$\lambda_B = - \lambda_{BMAX} \text{ sen } (wt - \frac{\rho\Pi}{2}) \quad \ldots\ldots\ldots 12$$

Por Lenz:

$$e = - \frac{d\lambda}{dt}$$

$$e = - \frac{d}{dt} - \lambda_{BMAX} \text{ sen } (wt - \frac{\rho\Pi}{2})$$

como: $\frac{d}{dt} \text{ sen } \upsilon = \frac{d\upsilon}{dt} \cos \upsilon$

$$\frac{d}{dt} \text{ sen } (wt - \frac{\rho\Pi}{2}) = w \cos(wt - \frac{\rho\Pi}{2})$$

$$= w \cos (wt - \frac{\rho\Pi}{2}) \ldots\ldots 13$$

Finalmente:

$$e = w \lambda_{BMAX} \cos (wt - \frac{\rho\Pi}{2}) \quad \ldots\ldots\ldots 14$$

Ahora: $\frac{2DL}{P} = \frac{DL}{\frac{P}{2}} = \text{Area X Pares de Polo} = A_{PP}$

Además: $\Phi = BA$

$$\Phi_{PP} = \text{Bamp } A_{PP}$$

$$\lambda_{BMAX} = \Phi_{PP} \text{ NB sen } (\frac{\rho\Pi}{2})$$

Por 10

$$\lambda_{BMAX} = NB\ \Phi_{PP}\ K_P \qquad \ldots\ldots\ldots\ 15$$

Sustituyendo en 14 :

$$e = w\ N_B\ K_P\ \Phi_{PP} \cos\ (wt - \frac{\rho\Pi}{2})$$

Que representa la forma de onda del voltaje inducido en la bobina de la armadura.

Por otro lado:

$$w = 2\Pi f$$

y:
$$E_{\gamma ms} = \frac{e}{\sqrt{2}}$$

tenemos:

$$E_B = 4.44\ f\ N_B\ K_P\ \Phi_{PP}\ [V] \qquad \ldots\ldots\ldots\ 16$$

APENDICE II

Para encontrar la forma de onda de la fmm podemos representar la por medio de la serie de Fourier.

$$f(t) = \frac{1}{2} a_0 + a_1 \cos wt + a_2 \cos 2\,wt + a_2 \cos 3\,wt + \cdots b_1 \operatorname{sen} wt + b_2 \operatorname{sen} 2\,w\,t$$

donde:

$$a\eta = \frac{1}{\Pi} \int_0^{2\Pi} f(t) \cos \quad wt\, d(wt)$$

$$b\eta = \frac{1}{\Pi} \int_0^{2\Pi} f\,(t) \operatorname{sen} \quad wt\, d(wt)$$

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:

$a\eta = 0;\quad \eta = 0, 1, 2\ldots$

2ª Los términos de senos:

$$b_\eta = \frac{2N_B i a}{\Pi P \eta} (1 - \cos \eta\Pi)$$

Para: $\eta = \text{Par};\ b_\eta = 0$

Para: $\eta = \text{Non}$

$$b_1 = \frac{4N_B i a}{\Pi P}$$

$$b_3 = \frac{4N_B ia}{2\pi P}$$

$$b_5 = \frac{4N_B ia}{5\pi P}$$

y:

$$f(t) = \frac{4N_B ia}{\pi P} \text{ sen } wt + \frac{4N_B ia}{3\pi P} \text{ sen } 3wt + \frac{4N_B ia}{5\pi P} \text{ sen } 5wt + \ldots$$

Nos interesa únicamente la fundamental, puesto que las armónicas las eliminamos por medio del paso y la distribución del embobinado.

$$F = \frac{4N_B ia}{\pi P} \text{ sen } \theta \qquad \ldots\ldots\ldots 1$$

y su amplitud:

$$F_{amp} = \frac{4N_B ia}{\pi P} \qquad \text{AMP-Vue/Polo} \qquad \ldots\ldots\ldots 2$$

Para una máquina de un par de polos:

$$F = \frac{2N_B ia}{\pi P} \text{ sen } \theta \qquad \ldots\ldots\ldots 3$$

ahora si:

$$e_{ac} = \sqrt{2}\ Eac \text{ sen } wt$$

y: $$ia = \sqrt{2}\ Ia \text{ sen } (wt - \theta i) \qquad \ldots\ldots\ldots 4$$

substituyendo 4 en 1

$$F = 0.9\ N_B Ia \text{ sen } \theta \text{ sen } (wt - \theta i)$$

como: $2 \text{ sen } \alpha \text{ sen } \beta = \cos(\alpha-\beta) - \cos(\alpha+\beta$

y: $\alpha = \theta$

$\beta = wt - \theta i$

$$F = 0.9 \frac{N_B Ia}{2} \cos(\theta - wt + \theta i) - \cos(\theta + wt - \theta i)$$

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, S.A. - 1972.

6.- FITZGERALD - KINGSLEY - KUSKO.- ELECTRIC MACHINERY.- 3a. Edición.- International Student Edition - 1971.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

MOTORES DE INDUCCION

ING. DAVID CANO SAUCEDO

NOVIEMBRE, 1984

CONTENIDO

Pag( )

Principio de funcionamiento de los motores de inducción Asincronos. 3-5

Reactancia de Magnetización y Reactancia de Dispersión 7

Corriente del Rotor y Deslizamiento 11

Circuito equivalente del Motor de Inducción Polifásico 18

Perdidas en el Cobre y Deslizamiento del Rotor 22

Relación de Transformación del motor de Inducción Jaula de Ardilla. 25

Potencia Mecánica y Par 28

Problemas 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 asíncronos:

El principio básico de funcionamiento de estas máquinas consiste escencialmente 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 (I_a'') 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.

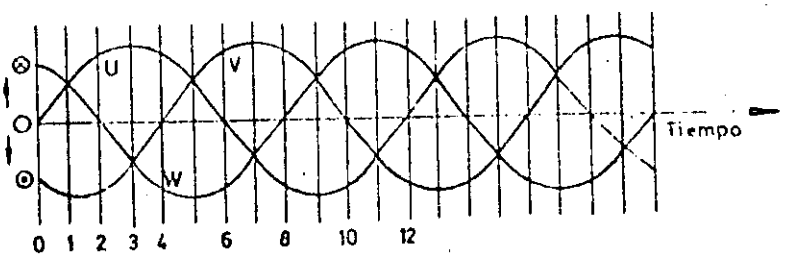
Para formas senoidales simples tenemos después las condiciones que están marcadas en la mitad superior de la fig. 1b" , en este caso para bobinas de 2 polos, contiene para cada una de las fases 6 ranuras. Las entradas de corriente de estas 3 fases están identificadas por UVW. en el punto de tiempo 0, 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.

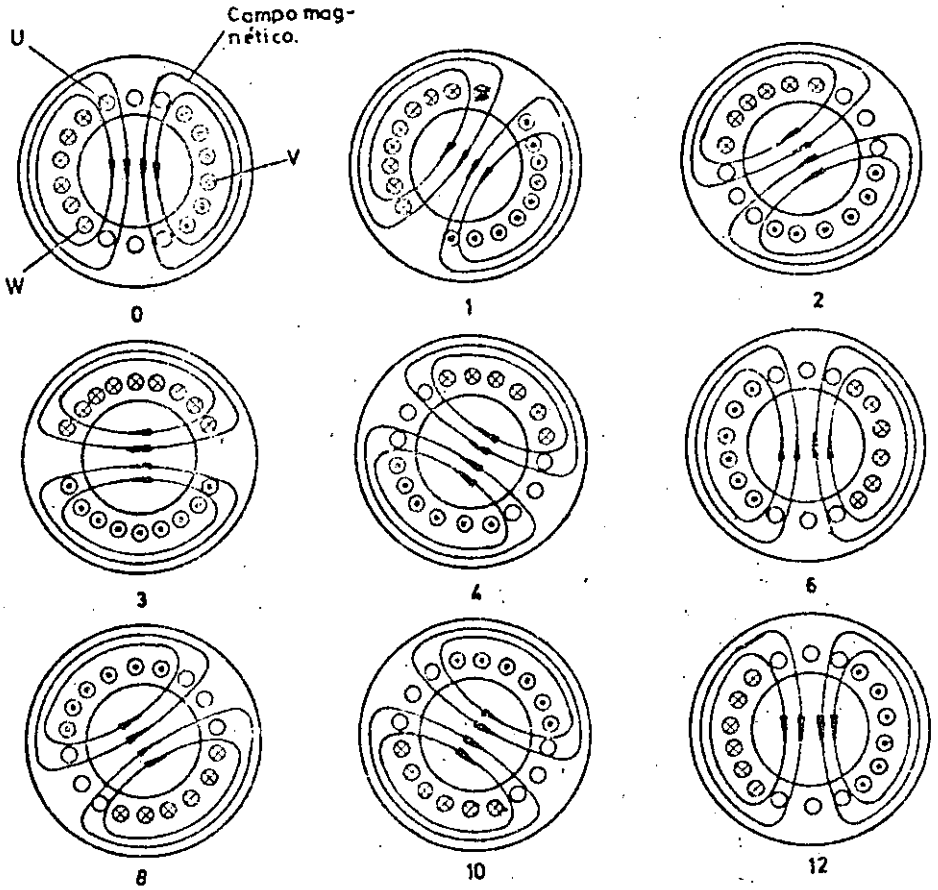
Regla de la mano derecha

Está 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.

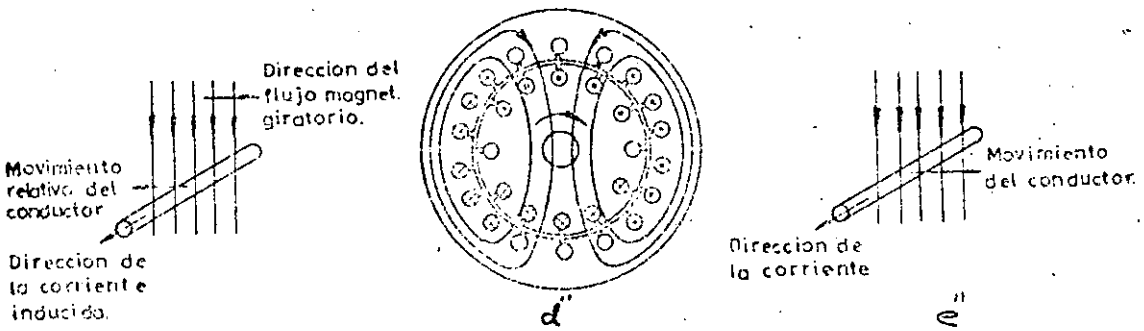
Observamos las condiciones de corriente en el punto de tiempo 1; la corriente de fase U tiene ahora la mitad de su valor máximo en dirección positiva. En las 3 ranuras superiores de la fase U, la corriente circula por ésta y corre hacia el papel y en las ranuras contrarias en sentido opuesto. La corriente 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 magnetico giratorio.



c" Influencia del campo magnetico giratorio en los conductores del rotor.

Fig I

Principiando un nuevo perfodo, 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, geométricamente 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°x 2/4 = 180°geométricos 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 direrencia 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).

I.d

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 vacio 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 porciento se llama deslizamiento:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} 100\% \quad \text{--} (2)$$

Reactancia de magnetización y Reactancia de ...pación

El Motor de inducción tiene un entrehierro que es uniforme excepto por la presencia de las ranuras

El Motor de Inducción

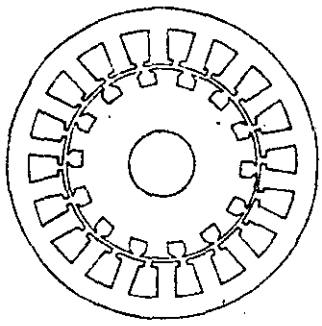


Fig. Sección del circuito magnético es un motor de inducción.

La Reactancia de magnetización. Para un embobinado del estator de m fases cuando el hierro no esta saturado esta dada por la expresión:

$$X_{M4} = \frac{8 f \mu_0 m D_g L}{g_e}\left(\frac{K_{w_1} N_{ph_1}}{P a_1}\right) \quad \cdots\cdots (3)$$

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.

Ge: Es la longitud del entrehierro

Dg: Es el diámetro medio en el entrehierro

L: Longitud axial efectiva del hierro

Mo: $4\pi \times 10^{-7}$

P = Polos

N_{phi} = # 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 Ki.

Si $m = 3$ y $\mu_o = 4\pi \times 10^{-7}$

$$X_m = \frac{3.02 f D_e L}{K_i g_e} \left(\frac{K_{w_1} N_{ph_1}}{p a_1} \right)^2 \times 10^{-5} \quad \text{---- } \frac{\Omega}{\text{fase}} \quad \text{---- (4)}$$

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 físicamente 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)

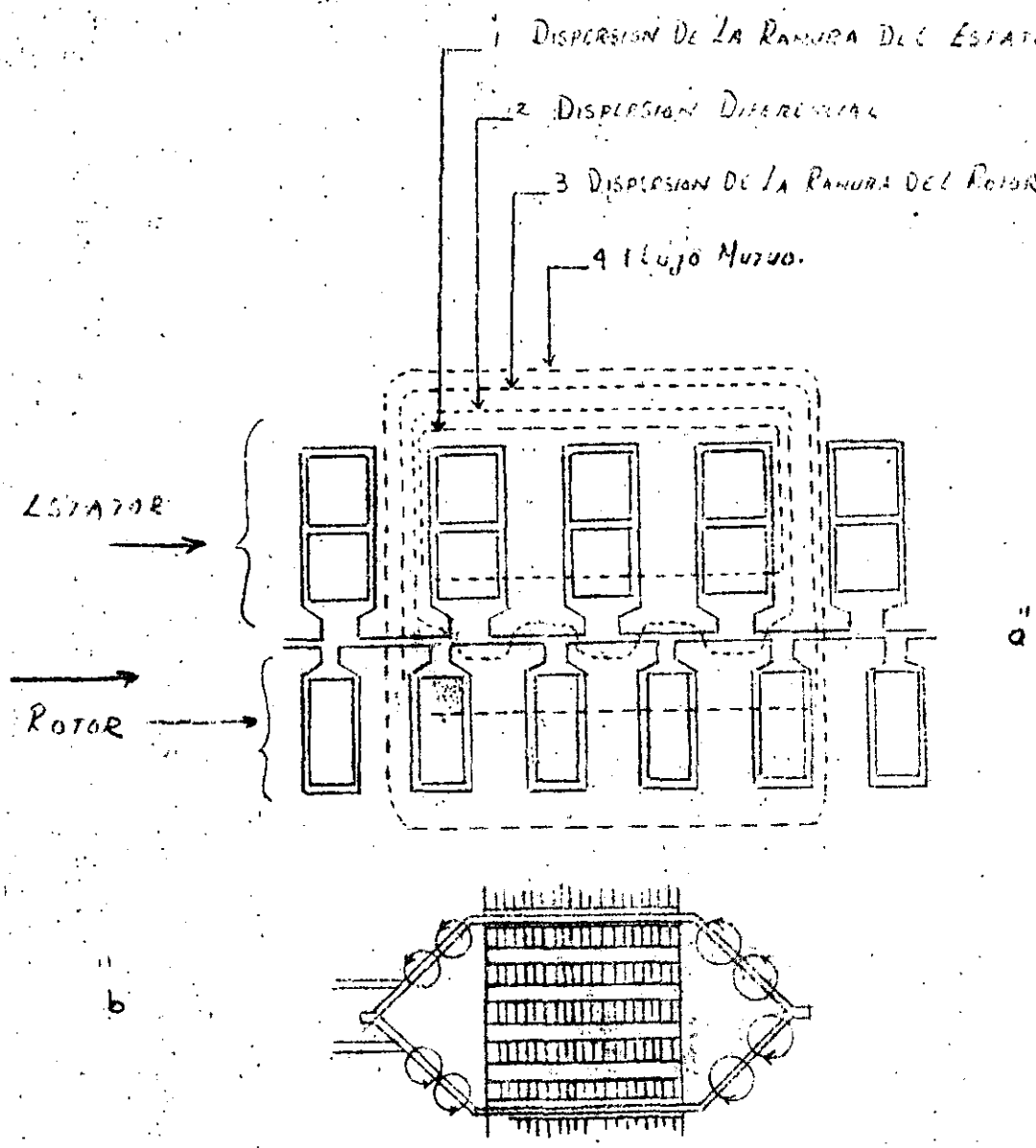


Fig. 2 " a" Trayectorias Del Flujo Del Entrehierro

" b" Flujos De Dispersion En La Cabeza Terminal De Un Motor De Induccion

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 através de las ranuras y encadena 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 extendiendose 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:

10

"CORRIENTE DEL ROTOR Y DESLIZAMIENTO"

Ambas relaciones son las mismas para el motor de Inducción jaula de ardilla y rotor devanado.

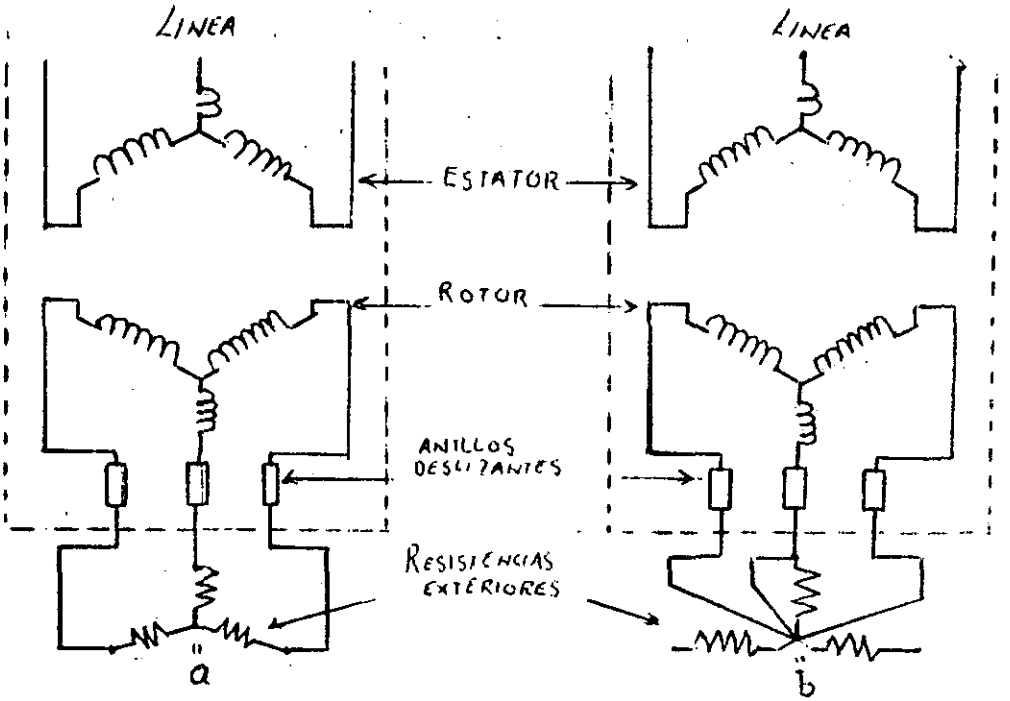


Fig 3: Diagrama Esquemático de un motor de Inducción de rotor devanado.
a" Con una resistencia externa en el circuito del rotor,
b" Con el rotor en corto circuito.

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

$\acute{\Phi}$: flujo mutuo	}	Como en el caso de los
$\acute{O}$ De dispersión	}	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.

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_0 m D_g L K_w N_{ph} I}{p^2 a g_e} \qquad \text{(5)}$$

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:

El Estator $E2 = \frac{4.44f\ Kw_1\ Nph1\ \phi M}{a_1}$ ---- Volts/0 ----- (6)

El Rotor $Er = \frac{4.44f\ Kw2\ Nph2\ \phi M}{a2}$ ---- V/0 ----- (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.

Kw_1 Kw_2 Son los factores de distribución de los embobinados

La Relación de Transformación es

$$b = \frac{E2}{Er} = \frac{Kw_1\ Nph1\ a_2}{Kw_2\ Nph_2\ a_1} \quad \text{---------- (8)}$$

Cuando los anillos rozantes están conectados a 3 Resistencias iguales según la Fig (3a) y se evita que el rotor gire la operación es identica a la de un Transformador trifásico.

Con el rotor en el punto de repaso 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 ϕM. Si.

N sin= Velocidad Sincrónica en r. p. m.

N sin= Velocidad rotacional de el ϕM.

entonces el deslizamiento se define como

$$S = \frac{Nsin - N.}{Nsin} \qquad (9)$$

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

$$f2 = Sf$$

También se tiene una reducción en la magnitud del voltaje del rotor desde un valor de punto de reposo hasta S Er. que se tiene de la sustitución de Sf - por f en la ecuación

$$Er = \frac{4.44\ Sf\ Kw2\ Nph2\ \Phi M}{a2} \qquad (10)$$

CORRIENTE DEL ROTOR:

LLamando r_{22} a la resistencia del rotor devanado en _____ de (línea a Neutro ó un medio ($\frac{1}{2}$) de la resistencia entre los anillos de deslizamiento).

L_{22} Es la inductancia de dispersión del rotor devanado en hy por fase, de - línea a Neutro.

Entonces la Reactancia de dispersión es:

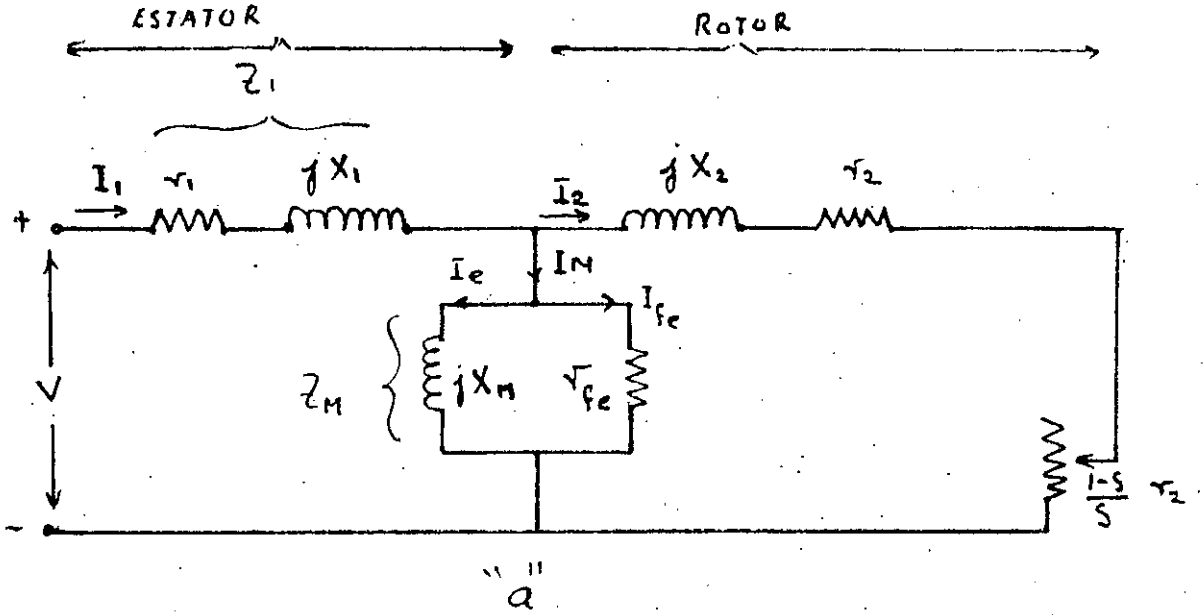
$$X22 = 2\pi f\ L22\ \frac{\Omega}{Fase}\ \text{en el punto de Reposo} \qquad (11)$$

El deslizamiento es

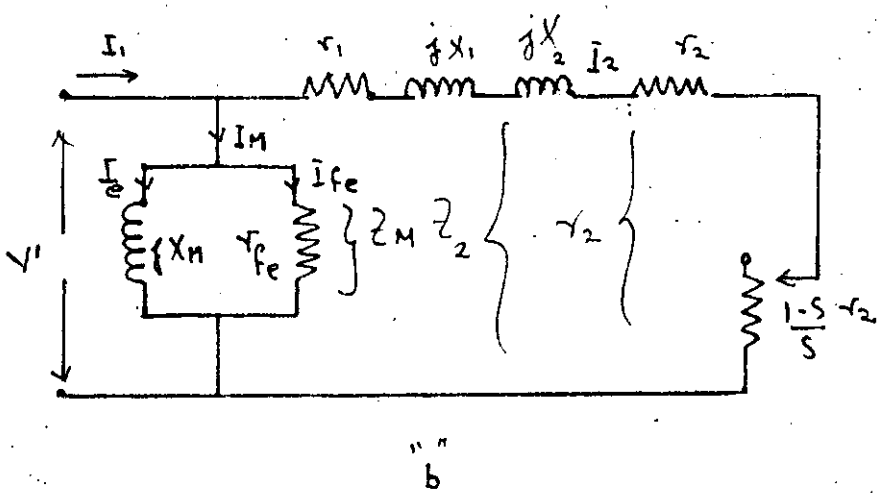
$$SX22 = 2\pi f\ S\ L22\ \frac{\Omega}{Fase.} \qquad (12)$$

Cuando los anillos de deslizamiento están en corto circuito la corriente del rotor está dada por la expresión

$$I_{2} = \frac{S E_r}{\sqrt{(r_{22})^2 + (S X_{22})^2}} = \frac{E_r}{\sqrt{\left(\frac{r_{22}}{S}\right)^2 + X_{22}^2}} \qquad (13)$$



CIRCUITO EQUIVALENTE EXACTO DEL MOTOR DE INDUCCION Polifasico.



CIRCUITO EQUIVALENTE APROXIMADO DE UN MOTOR DE INDUCCION POLIFASICO

Esta ecuación expresa la "I" en términos del voltaje punto de reposo que en combinación con las ecuaciones: (6) (7)

$$E_2 = \frac{4.44 f K_{w1} N_{ph1} \phi_m}{a_1} \qquad \text{-------(6)}$$

$$E_r = \frac{4.44 f K_{w2} N_{ph2} \phi_m}{a_2} \qquad \text{-------(7)}$$

Sugieren un Transformador ideal alimentando una carga compuesta por una Resistencia $\frac{r_{22}}{S}$ (Ω) en serie con una reactancia inductiva X22 según la fig. siguiente:

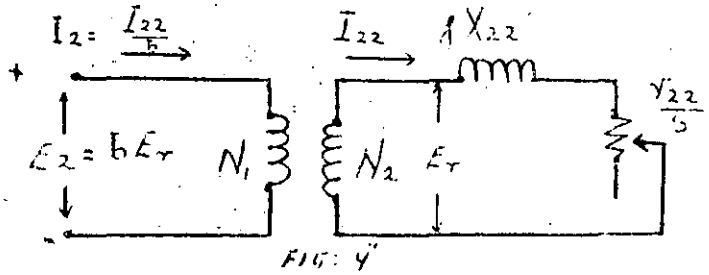


FIG: 4"

CIRCUITO EQUIVALENTE DEL ROTOR DE UN MOTOR DE INDUCCION DE ROTOR DEVANADO.

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 desliza

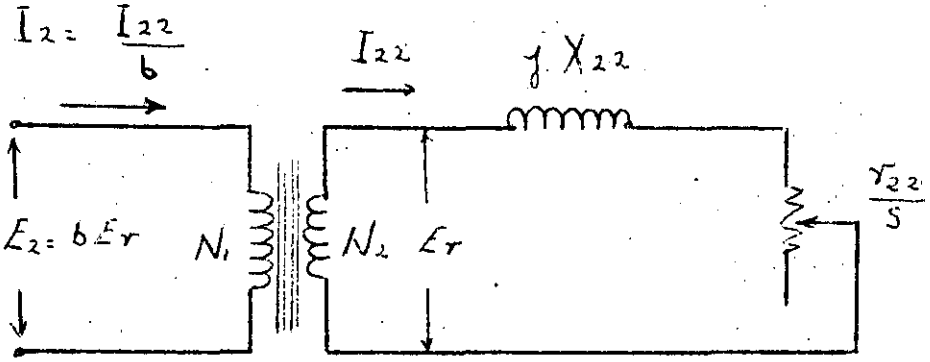
miento S tienen una frecuencia S f produciendo una f. m. m. del rotor gira $S\ N_{sin}$ r.p.m. relativa al rotor, en la misma dirección rotacional que el flujo del estator mientras que el rotor está girando a una velocidad $(1-S)_*$ N_{sin} r.p.m. en la misma dirección.

La Velocidad resultante de la f.m.m. del rotor relativa a la del estator es la suma de estas 2 velocidades, es decir

$$S\ N_{sin} + (1 - S)\ N_{sin} = N_{sin} \qquad \text{(14)}$$

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.

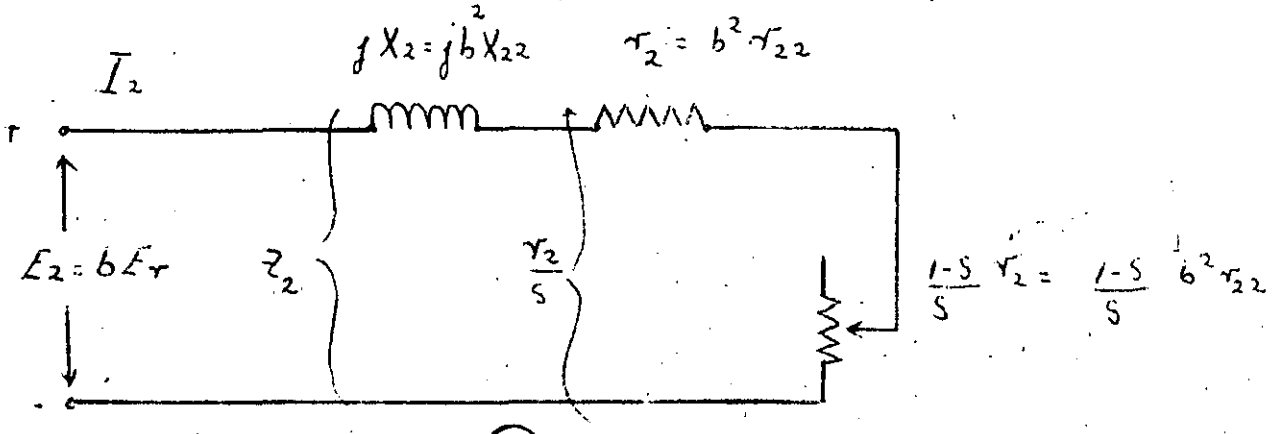


Fig: 6

Se puede eliminar el Transformador ideal del circuito equivalente haciendo uso de la Relación b y la Relación de Impedancia b^2 igual que en el caso del -- Transformador estático.

En la fig: (**6**) La resistencia equivalente del rotor $\frac{r_2}{S}$ está en 2 p artes:

r2 es la resistencia del rotor referida al estator

$\frac{1 - S}{S} r_2$ es la carga mecánica.

Circuito equivalente del motor de Inducción Polisfásico

Condiciones

En el punto de reposo $S = 1$

La potencia mecánica $= 0$

La Potencia real de entrada al rotor toda se convierte en calor.

La condición del punto de reposo del motor de rotor devanado con los anillos deslizantes en corto circuito es igual a un transformador con su secundario en corto circuito.

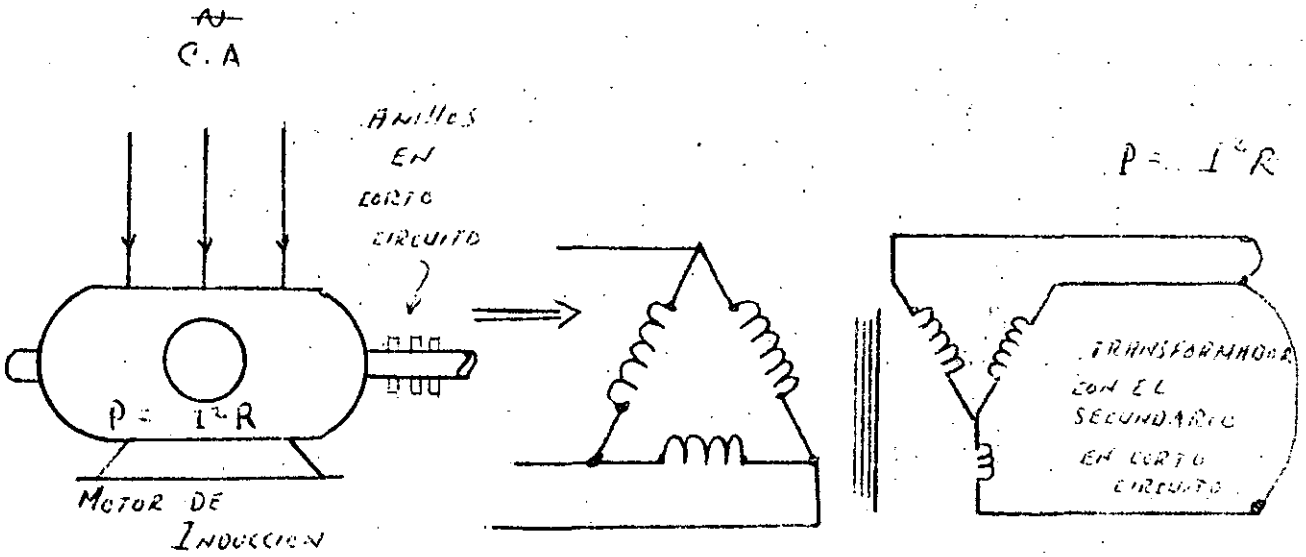


FIG 7

Con deslizamiento $S = 0$

El rotor representa 1 circuito abierto " Aún cuando los anillos deslizantes puedan estar en corto circuito);

debido a que si $S = 0$

entonces $\frac{r_2}{S} = 00.$

Y la corriente del rotor debe de ser igual a 0.

Las condiciones Cero deslizamiento corresponde a operar un Transformador sin carga; ya sea que el rotor esté realmente en circuito abierto ó ya sea que está en corto circuito y girando a $S = 0$.

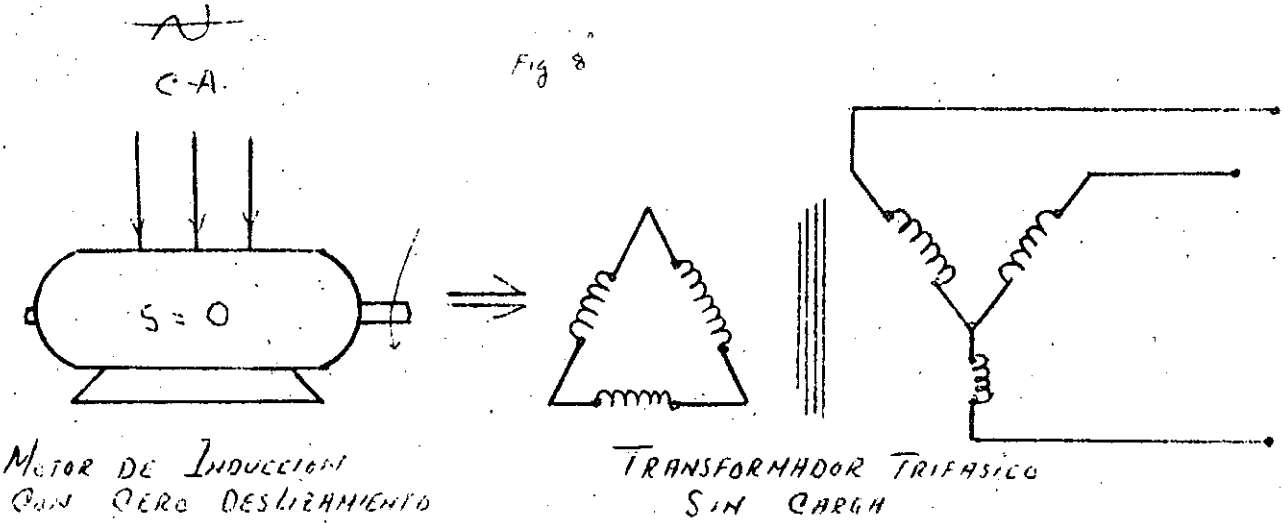


Fig 8

Motor de Inducción Con Cero Deslizamiento

Transformador Trifásico Sin Carga

Parte del Voltaje aplicado al embobinado del estator, principalmente E_2 produce el flujo mutuo que requiere una corriente de excitación igual que en el caso del Transformador.

La componente de magnetización de la corriente está dada por:

$$I_M = \frac{E_2}{jX_m} \quad \text{------} \quad (15)$$

La componente de las pérdidas del núcleo de la corriente de excitación ó corriente de pérdidas de hierro Ife = Icl en el caso del Transformador

La corriente de excitación I_M es la Suma de estos 2 componentes (I_M = Ife + Ie)

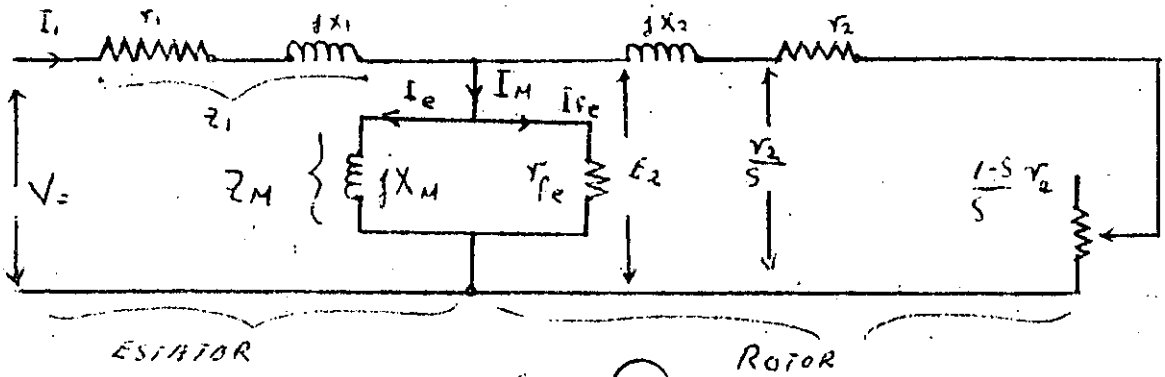


Fig: 8a

En el motor de Inducción la Reactancia de magnetización Xm 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= Corriente de estator $\frac{\Omega}{\text{Fase}}$

r_1= Resistencia del estator $\frac{\Omega}{\text{Fase}}$

X_1= reactancia de dispersión del estator $\frac{\Omega}{\text{Fase}}$

El voltaje aplicado al estator es V o l t s x fase entonces:

$$V_1 = (r_1 + jX_1) I_1 + E \qquad \text{-----(16)}$$

$$V_1 = I_1 Z_1 + E_2$$

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.

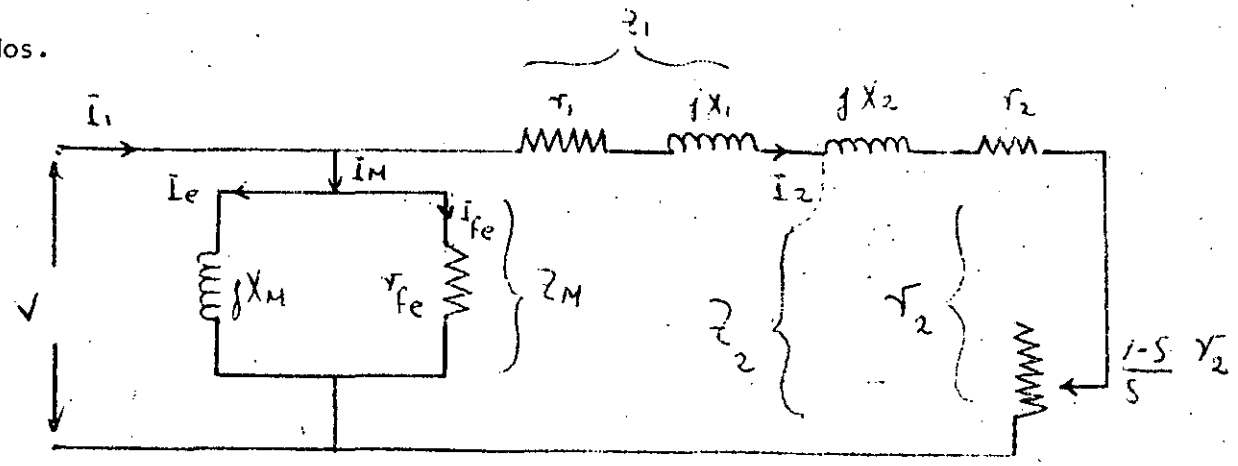


Fig 8.5 (20)

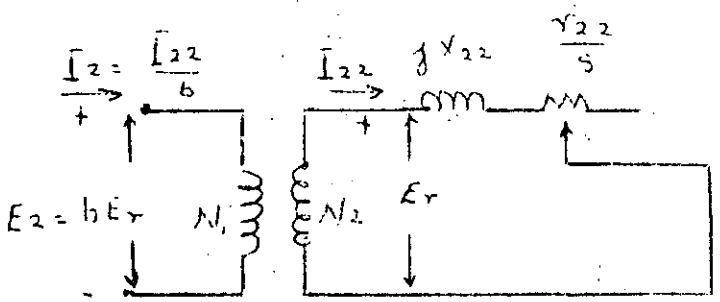
En los 2 circuitos la resistencia no inductiva $\frac{1 - S}{S} r_2$ representa la carga mecánica que corresponde a una carga no inductiva en 1 Transformador.

La fig: (8a) ofrece una base conveniente para los cálculos del funcionamiento cuando los valores numéricos de las constantes del motor son conocidos.

La fig: (8b) 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:

$$P_{2\,ent} = I_2^2 \frac{r_2}{s} \quad \text{---} \frac{\text{Watts}}{\text{fase}} \qquad (A)$$

LA POTENCIA GASTADA EN CALENTAR EL EMBOBINADO DEL ROTOR ES

$$P_{2\,perd} = I_2^2 r_2 \quad \text{---} \frac{\text{watts}}{\text{fase}} \qquad (B)$$

SI la ECUACION (B) SE DIVIDE ENTRE LA (A) OBTENEMOS EL DESLIZAMIENTO

$$\frac{P_{calentamiento}}{P_{ent}} = \frac{I_2^2 r_2}{I_2^2 \frac{r_2}{s}} = s \quad \text{---} \qquad (a)$$

$$s = \frac{\text{PERDIDAS DEL COBRE EN EL ROTOR}}{\text{POTENCIA REAL DE ENTRADA AL ROTOR}}$$

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

$$P_{electrom} = P_{2\,ent} - P_{2\,perd} = I_2^2 \frac{(1-S)}{S} r^2 \quad \text{Watts/fase} \qquad (D)$$

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:

$$P_{MEC} = P_{ent} - (P_{f.w} + P_{STY}) \qquad (E)$$

LA ECUACION (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

$$S = \frac{n_{sin} - n}{n_{sin}}$$

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:

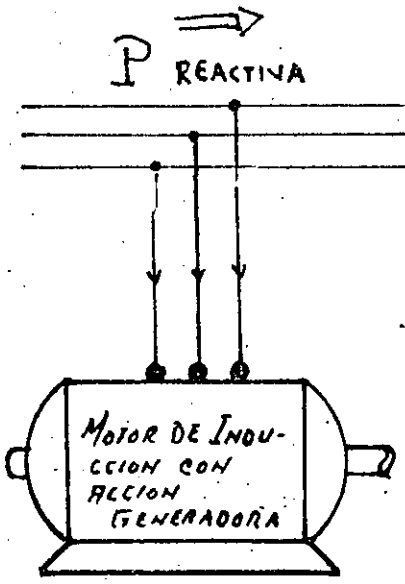
LA COMPONENTE DE LA CORRIENTE DEL ROTOR I_{22} EN FASE CON E_r INVIERTE SU DIRECCION CUANDO EL DESLIZAMIENTO S PASA DE UN VALOR POSITIVO (+) A UN VALOR NEGATIVO (-).

COMO SE PUEDE VER DE LA ECUACION

$$I_2 = \frac{S E_r}{r_{22} + j S X_{22}} \quad \text{---} \quad \text{AMPS} \qquad (F)$$

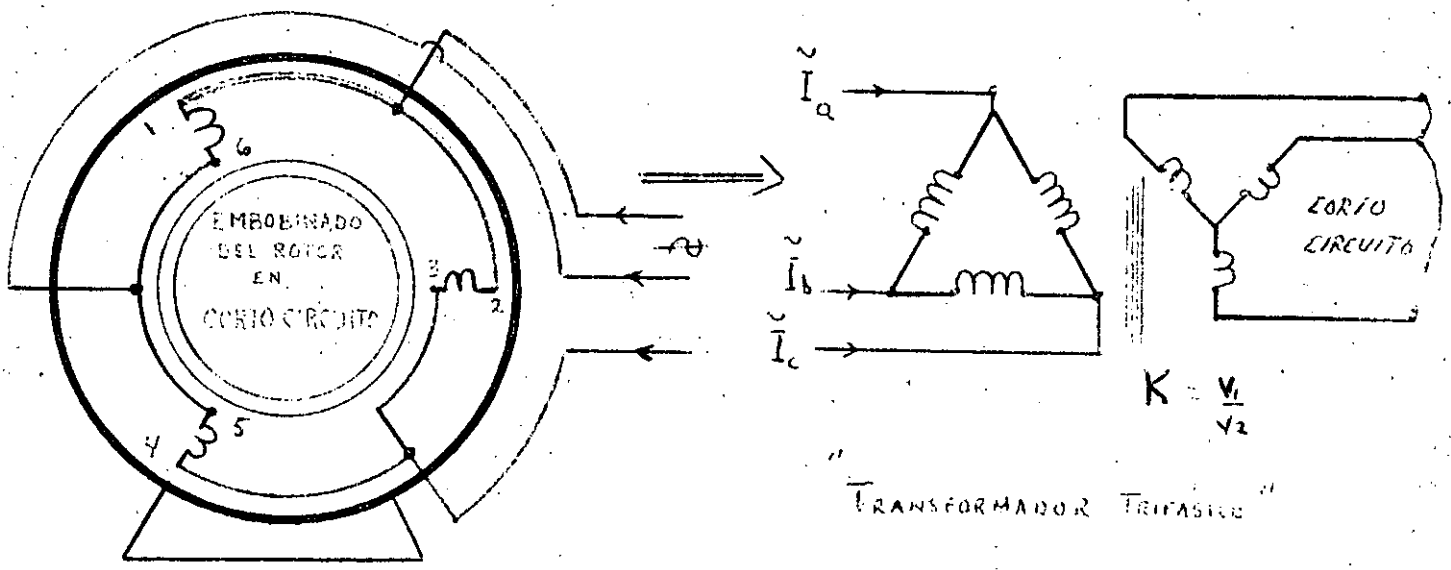
SU RESULTADO ES UNA ACCION GENERADORA:

LA ACCION GENERADORA SE LLEVA A CABO SI SE ALIMENTA POTENCIA REACTIVA AL MOTOR DESDE EL BUS A DONDE ESTA CONECTADO



Relacion de Transformacion del motor de Induccion Jaula de Ardilla.

Puesto que la jaula de ardilla es un embobinado en corto circuito la maquina tiene las caracteristicas de un transformador funcionando tambien en corto circuito en identica forma sucede para el motor de inducción de rotor devanado.



"TRANSFORMADOR TRIFASICO"

"MOTOR DE INDUCCIÓN JAULA DE ARDILLA"

FIG (9)

Para el motor de inducción la relacion de transformación está dada por la expresión :

$$b = \frac{E_2}{E_r} = \frac{K_{w1}\, N_p\, h_1\, q_2}{K_{w1_2}\, N_p\, h_2\, q_1} \quad \cdots \quad (17)$$

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 instantaneo de la corriente.

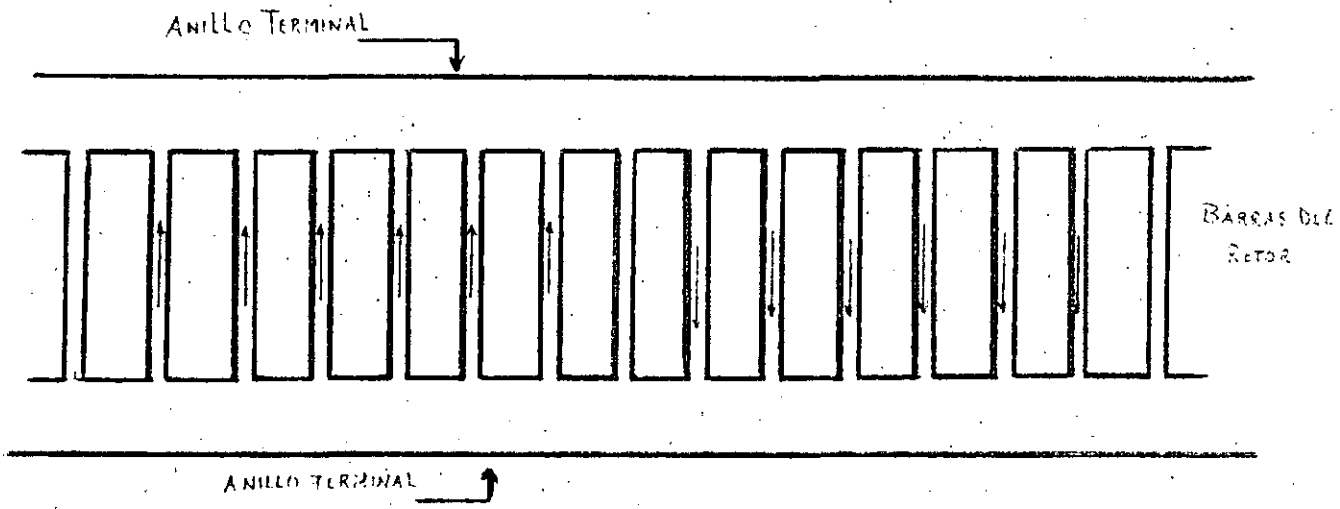


FIG 10"

En un sistema de m fases balanceado, el angulo entre fases es de :

$\frac{360^\circ}{m} = A$ 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 :

$$m_2 = \frac{2 S_2}{P} \quad \cdots \quad (18)$$

28

Una vuelta de un embobinado de paso completo debe de tener 2 conductores activos desplazados entre si 180° medidos electricamente y por lo tanto un barra del rotor corresponde a un mitad de una vuelta

por fase:

$$N_2 = \frac{1}{2} \qquad (19)$$

Las vueltas efectivas por fase estan dadas por la expresión:

$$\frac{m_1 K_{w1} N_{ph1}}{q_1} \qquad (20)$$

y las vueltas totales en el rotor $\frac{S_1}{2}$ (21)

de tal forma que la relación de transformación es:

$$b = \frac{m_1 K_{w1} N_{ph1}}{\frac{S_2}{2} q_1} = \frac{2 m_1 K_{w1} N_{ph1}}{S_2 q_1} \qquad (22)$$

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:

$$r_2 = \frac{I_{22}^2}{I_2^2} \cdot \frac{S_2 r_{22}}{m_1} \quad \ldots\ldots \frac{\Omega}{Fase} \qquad (23) \qquad m_1 I_2^2 r_2 = S_2 I_{22}^2 r_{22} \text{ watts}$$

Pero como $\frac{I_{22}}{I_2} = b$ ... Relación de Transformación. 23 b

Cuando estas ultimas expresiones se sustituyen en la ecuación (23) La expresión para la resistencia del rotor referida al estator se transforma en :

$$r_2 = \frac{4 m_1 K_{w1}^2 N_{ph1}^2}{S_1 q_1^2} r_{22} \quad \ldots \frac{\Omega}{Fase} \qquad (24)$$

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 relación de Impedancia de modo tal que:

$$r_2 = b^2 r_{22} = 5.76 \times 0.110 = 0.634 \frac{\Omega}{\text{fase}}$$

$$b^2 = (2.4)^2 = 5.76$$

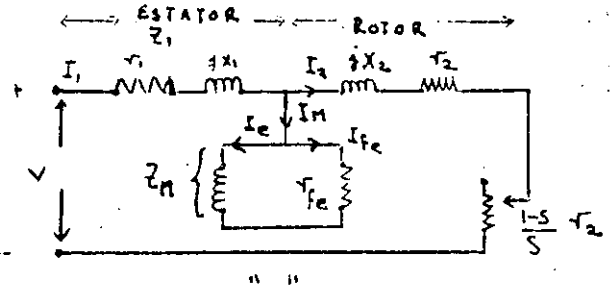
$$X_2 = b^2 X_{22} = 5.76 \times 0.20 = 1.15 \ \Omega/\text{fase}$$

Cuando se tiene un deslizamiento $S = 0.045$

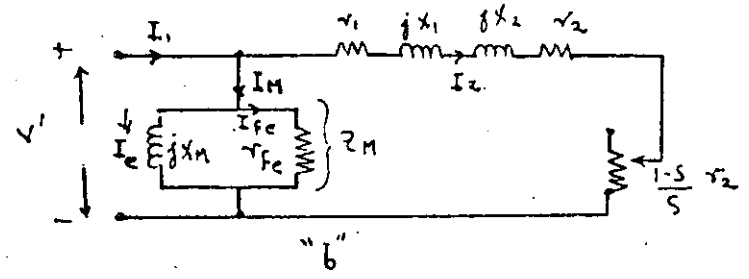
La Impedancia del rotor referida al estator es:

$$Z_2 = \frac{r_2}{S} + j X_2 = \frac{0.634}{0.045} + j\, 1.15$$

$$Z_2 = 14.10 + j\, 1.15 = 14.13 \angle 4.7^\circ \ \Omega/\text{fase}$$



"a"



La Impedancia de dispersion del estator es:

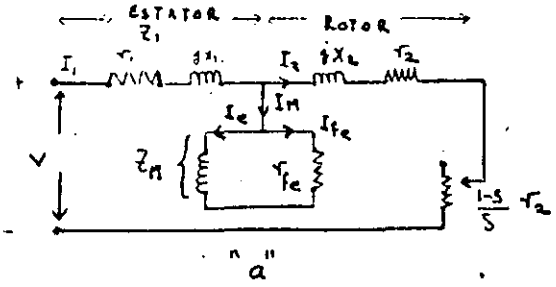
$$Z_1 = r_1 + jX_1 = 0.52 + j\,1.15 = 1.26 \angle 65.6^\circ$$

La Impedancia de excitación referida al Estator es

$$Z_m = \frac{r_{fe}\, jX_m}{r_{fe} + jX_M} = \frac{360 \times j\,40}{360 + j\,40}$$

$$Z_m = 39.8 \angle 83.65^\circ = 4.40 + j\,39.5 \quad \Omega/\text{fase}$$

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 $\bar{I}$ 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:

$$F.P = \cos\theta = \cos 26.4^\circ = 0.895.$$

c) La Corriente en el embobinado del rotor es:

$$I_2 = \frac{E_2}{Z_2} = \frac{I_1 Z_2 Z_M}{(Z_2 + Z_M) Z_2} = \frac{I_1 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$= \frac{18.85 \angle -26.4^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

$\therefore$

$$I_{22} = b I_2 = 2.4 \times 16.75 \angle -8.35^\circ$$

$$= 40.2 \angle -8.35^\circ \quad \text{Amp/fase}$$

d) Potencia de Salida en H.P.

$$P_{em} = m I_2^2 \times \frac{1-S}{S} r_2 = 3(16.75)^2 \left(\frac{1-0.045}{0.045}\right) \times 0.634$$

$$P_{em} = 11{,}300 \text{ Watts.}$$

$$P_{mec} = P_{em} - (P_{f.w} + P_{Parasitas})$$

$$P_{mec} = 11300 - (220 + 120) = 10{,}960 \text{ Watts}$$

$$P_{mec} = \frac{10{,}960}{746} = 14.7 \text{ H.P.}$$

e) La eficiencia es la relación de la Potencia de Entrada a la Potencia de Salida.

La potencia real de Entrada es:

$P_{ent} = m V I_1 \cos\theta$

$P_{ent} = 3 \times 254 \times 18.85 \times 0.895 = 12,880$ Watts

$$\eta = \frac{P_{ent} - P_{mec.}}{P_{ent}} = \frac{12,880 - 10960}{12\,880}$$

$$= 1 - \frac{10920}{12880} = 1 - 0.149 = 0.851$$

f) El Par es la relación de la potencia mecánica a la velocidad Angular de rotación

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi (1-s) n_{sin}}{60} = \frac{2\pi (1-0.045) \frac{120 \times 60}{8}}{60}$$

$\omega_m = 90$ rad/seg:

$$T = \frac{P_{mec}}{\omega_m} = \frac{19,960}{90} = 121.8 \text{ New. m.}$$

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 AMADOR. DE LA EDIT. LIMUSA. Y CUYAS PRINCIPALES PRUEBAS TRATAREMOS.

BIBLIOGRAFIA.

Electric. Machinary
Fitzgerald Kingsley Kusko
3ERA Edic.
Edit. Mc. Graw. Hill.

Pruebas de Equipo Electrico
Motores Trifasicos De Induccion
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.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES DE INDUCCION

ING. LUIS ALFONSO PADILLA G.

NOVIEMBRE, 1984

CARACTERISTICAS DE MOTORES DE INDUCCION

Uno de los puntos más importantes en la aplicación de motores de inducción es el conocimiento de sus características de operación.

Si se desea por ejemplo realizar una comparación entre varios motores, la potencia no es el aspecto más importante, como tampoco lo es la frecuencia, la tensión o la velocidad, ya que éstas quedan fijadas por el circuito de alimentación o los requisitos de operación. Lo anterior nos permite deducir que las características preponderantes y que están dentro del control del diseñador y del fabricante son:

1.- Eficiencia
2.- Factor de Potencia
3.- Par de arranque
4.- Par máximo
5.- Corriente de arranque
6.- Elevación de temperatura

Es importante mencionar que una comparación completa entre dos motores similares, debe involucrar todas las características mencionadas. No puede decirse por ejemplo que un motor es mejor que otro porque tiene mayor eficiencia, ya que ésta puede obtenerse a expensas de un bajo par de arranque y una alta corriente de arranque, si se reduce la resistencia de la jaula del rotor.

En la misma forma pueden obtenerse pares elevados a expensas del factor de potencia y de la eficiencia, al disminuir el número de espiras del estator, incrementando así el campo magnético, la corriente magnetizante y las pérdidas en el hierro.

CURVAS CARACTERISTICAS.

Desde los inicios del motor de inducción, los investigadores descubrieron que la corriente para cualquier carga y a cualquier velocidad, está localizada en el arco de un circulo referido al voltaje aplicado. De este hecho se deduce el diagrama circular que permite graficar el comportamiento completo de un motor apartir de 3 juegos de lecturas:

1.- La corriente, tensión y potencia en vacio
2.- La corriente, tensión y potencia a rotor bloqueado
3.- La resistencia óhmica del devanado del estator a una temperatura determinada.

CURVAS DE SATURACION EN VACIO.

Estas curvas se obtienen haciendo funcionar el rotor sin ninguna carga aplicada a la flecha.
Se varía la tensión de alimentación desde 30 ó 40 % de sobre - tensión hasta el valor mínimo que permita que la máquina conti - núe trabajando. Para cada valor de tensión se obtienen las lec - turas correspondientes de AMPERES y WATTS y se obtienen las cur- vas indicadas en la figura 1.

De estas curvas, es posible deducir los siguientes valores:

1.- Corriente magnetizante correspondiente unicamente al entre - hierro, la cual corresponde a la ordenada AB levantada apar- tir del voltaje nominal hasta la tangente a la curva de am - peres que pasa por el origen.

2.- Corriente magnetizante para el entrehierro y el hierro (or- denada AC).

3.- El factor de saturación, AC entre AB que indica el grado al cual se trabaja el hierro.

4.- Pérdidas mecánicas AE

5.- Pérdidas en el hierro ED.

A los dos últimos conceptos se les denomina las pérdidas cons - tantes de la máquina, ya que prácticamente son independientes de la carga.

Estas curvas son útiles para estimar el factor de potencia y la eficiencia de la máquina a diferentes cargas, ya que la corrien te magnetizante constituye la mayor parte de la corriente reac- tiva y tiene un efecto definitivo en el factor de potencia.

CURVAS DE SATURACION A ROTOR BLOQUEADO.

Estas curvas se trazan tomando lecturas de tensión, corriente y potencia mientras se aplica un freno para evitar el giro del - motor. Por lo general se utiliza un brazo de palanca que permita leer al mismo tiempo el par mecánico ejercido por el motor.

Cuando no es posible tomar lecturas a voltaje nominal, se toman lecturas a voltaje reducido y se extrapolan tomando en conside - ración que la gráfica de Amperes-Voltaje es prácticamente una - línea recta y que las curvas de Watts y Par varían en función - del cuadrado del voltaje.

Las curvas de saturación a rotor bloqueado nos dan directamente el valor de la impedancia del motor, el par de arranque a diferentes tensiones y la corriente requerida para producir un par determinado.

Las lecturas de Watts y la resistencia del devanado del estator permiten a su vez calcular la resistencia del rotor referida al estator.

CURVAS DE OPERACION.

De las lecturas obtenidas en las pruebas de vacio y de rotor bloqueado a tensión nominal y del valor de la resistencia del estator, es posible determinar por medios gráficos. las curvas de eficiencia, factor de potencia y velocidad en función del par.

Estas curvas pueden obtenerse desde luego directamente de una prueba de dinamómetro en la cual se varie la carga aplicada al motor desde un 25% hasta un 150% de la carga nominal, manteniendo la tensión aplicada en el valor de placa y tomando lecturas de velocidad, corriente, par y potencia de entrada.

Las curvas de operación son desde luego las más importantes ya que proporcionan una imagen completa del comportamiento del motor, excepción hecha de la elevación de temperatura.

El exámen en las curvas de operación como las que se muestran en la figura 3, permite deducir algunos puntos, no aparentes a primera vista y que pueden ser de gran utilidad para juzgar la correcta aplicación de un motor. Por ejemplo si la curva de factor de potencia muestra un cambio abrupto dependiente como el mostrado en A, puede inferirse que la corriente reactiva a baja carga tiene relativamente menor importancia que a cargas mayores, es decir que la corriente magnetizante es relativamente baja comparada con la asociada al flujo de dispersión. Esto explicaría porque el factor de potencia a baja carga es comparativamente alto y permite deducir que el par máximo tendrá un valor adecuado.

De la misma manera el quiebre en la curva de eficiencia indicaría que las pérdidas constantes son relativamente más bajas que las pérdidas variables. En el caso ilustrado la eficiencia máxima ocurre al 75% de la carga nominal, lo cual indica un diseño bien equilibrado y una distribución de las pérdidas que permite obtener un balance adecuado entre el funcionamiento y la elevación de temperatura.

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 exámen 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 absisas 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.

7

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 límitada 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 °C/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, notandose sin embargo que a este valor de sobrecarga la elevación de temperatura excede al valor normal de un motor con factor de servicio unitario.

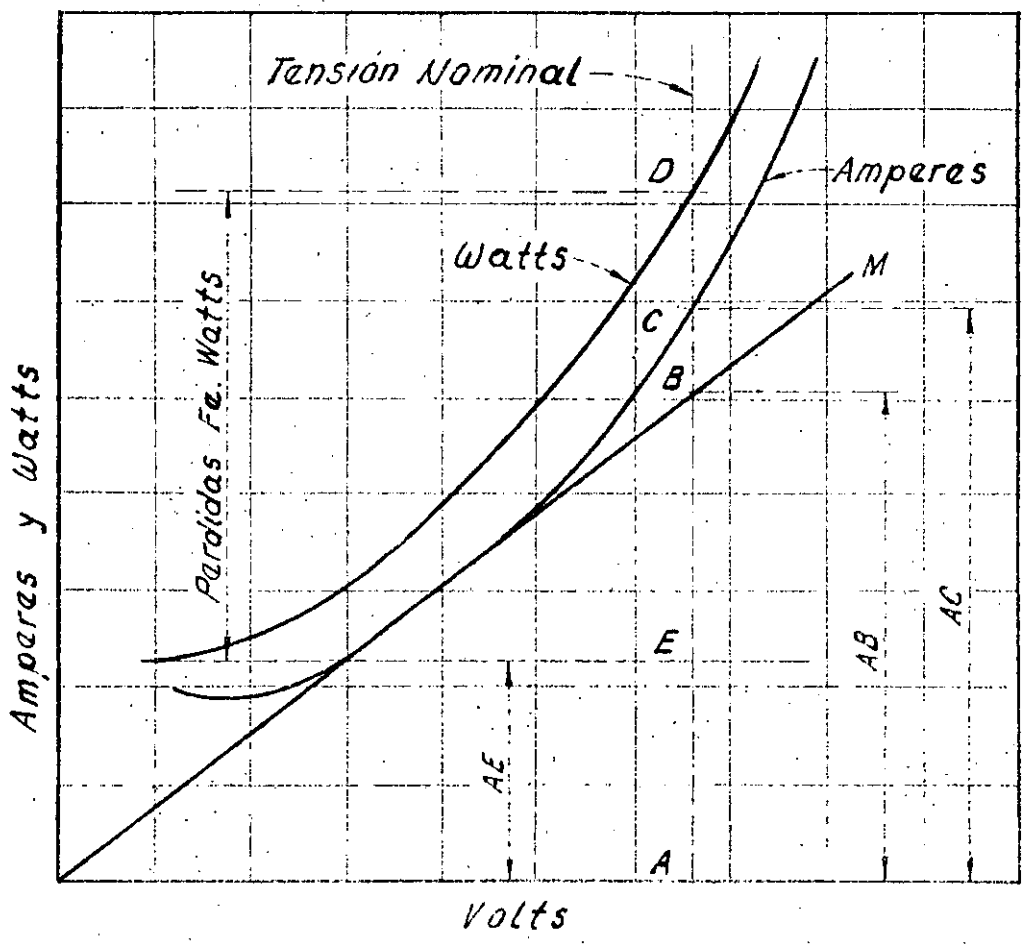
VARIACION DE TENSION Y FRECUENCIA

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.

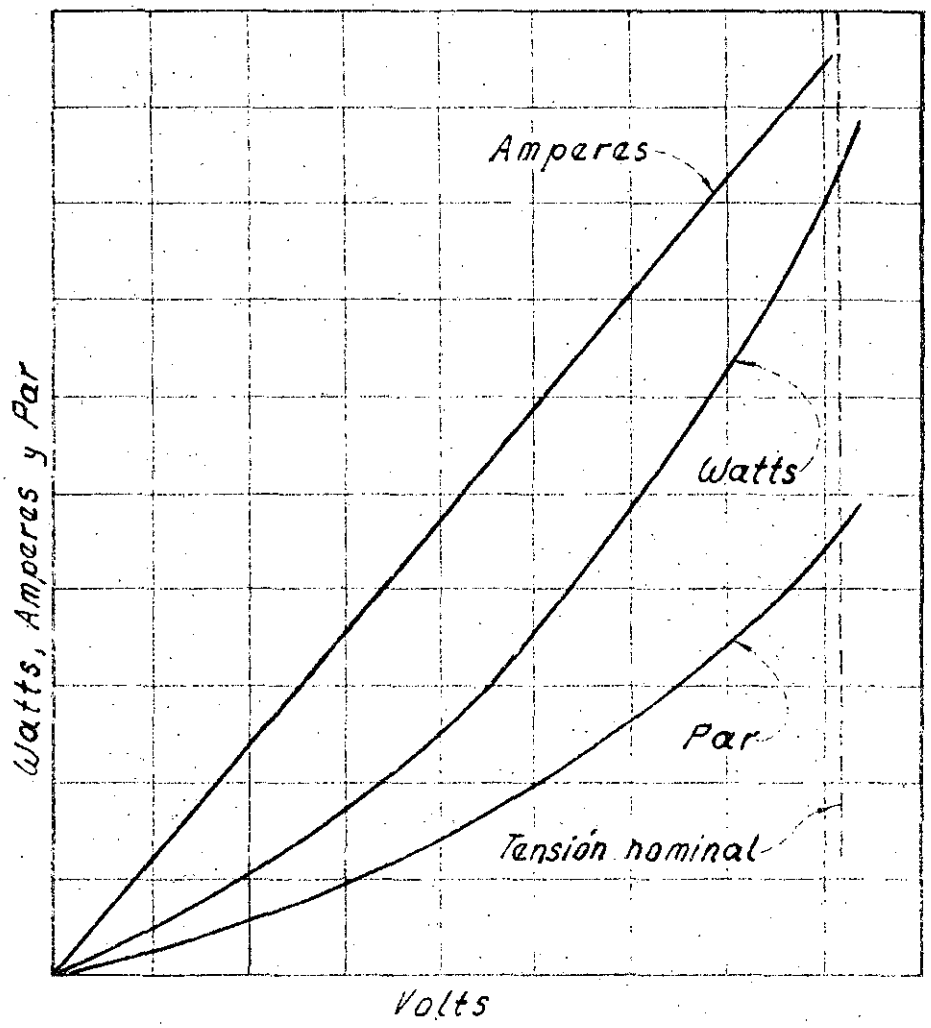
Debe señalarse igualmente que si un motor se opera con una sobrecarga equivalente a su factor de servicio, no pueden admitirse simultaneamente variaciones de tensión o de frecuencia.

(11)



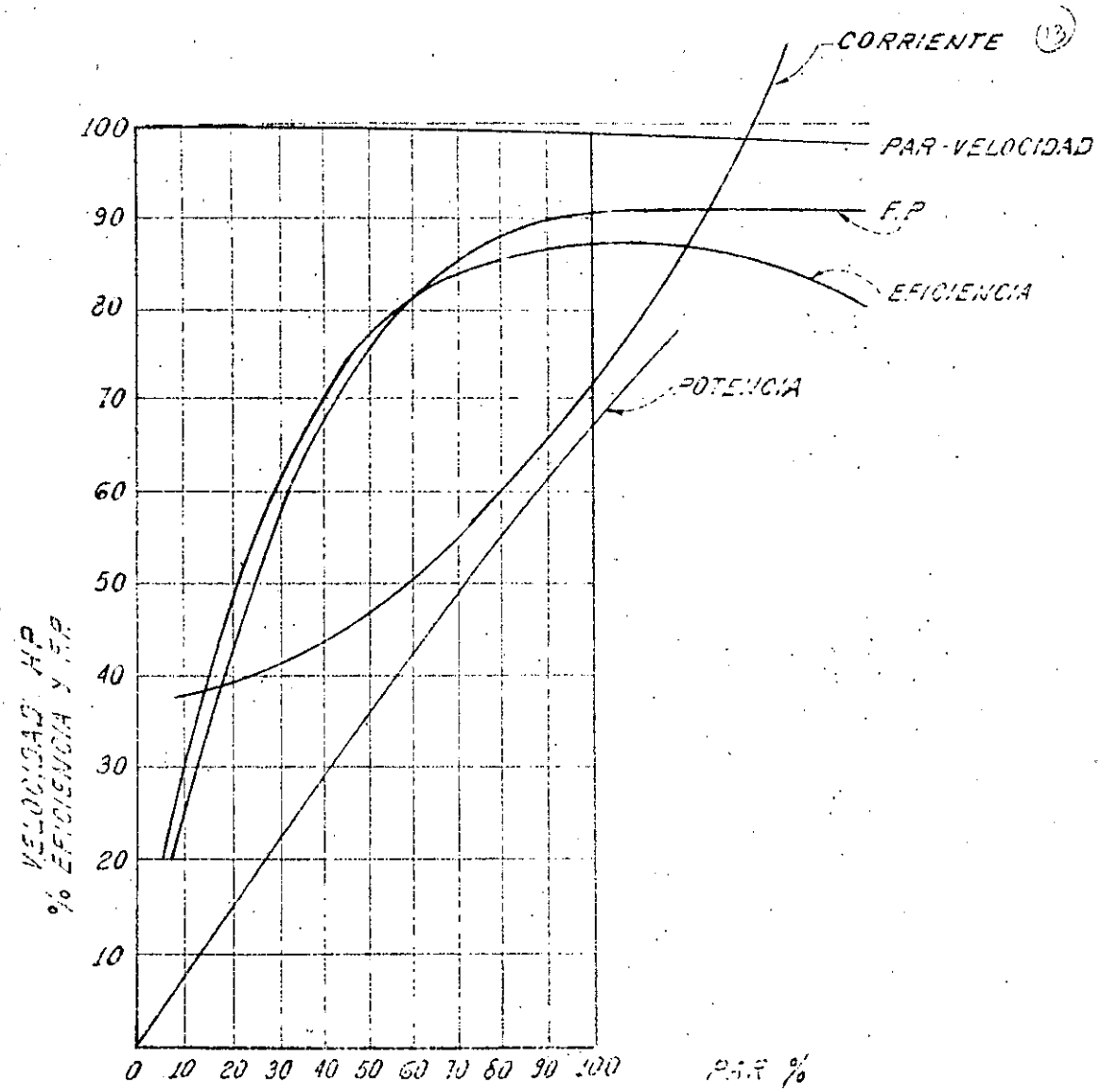
SATURACION EN VACIO

FIG. 1



SATURACION A ROTOR BLOQUEADO

FIG. 2.



CURVAS DE OPERACION

FIG. 3

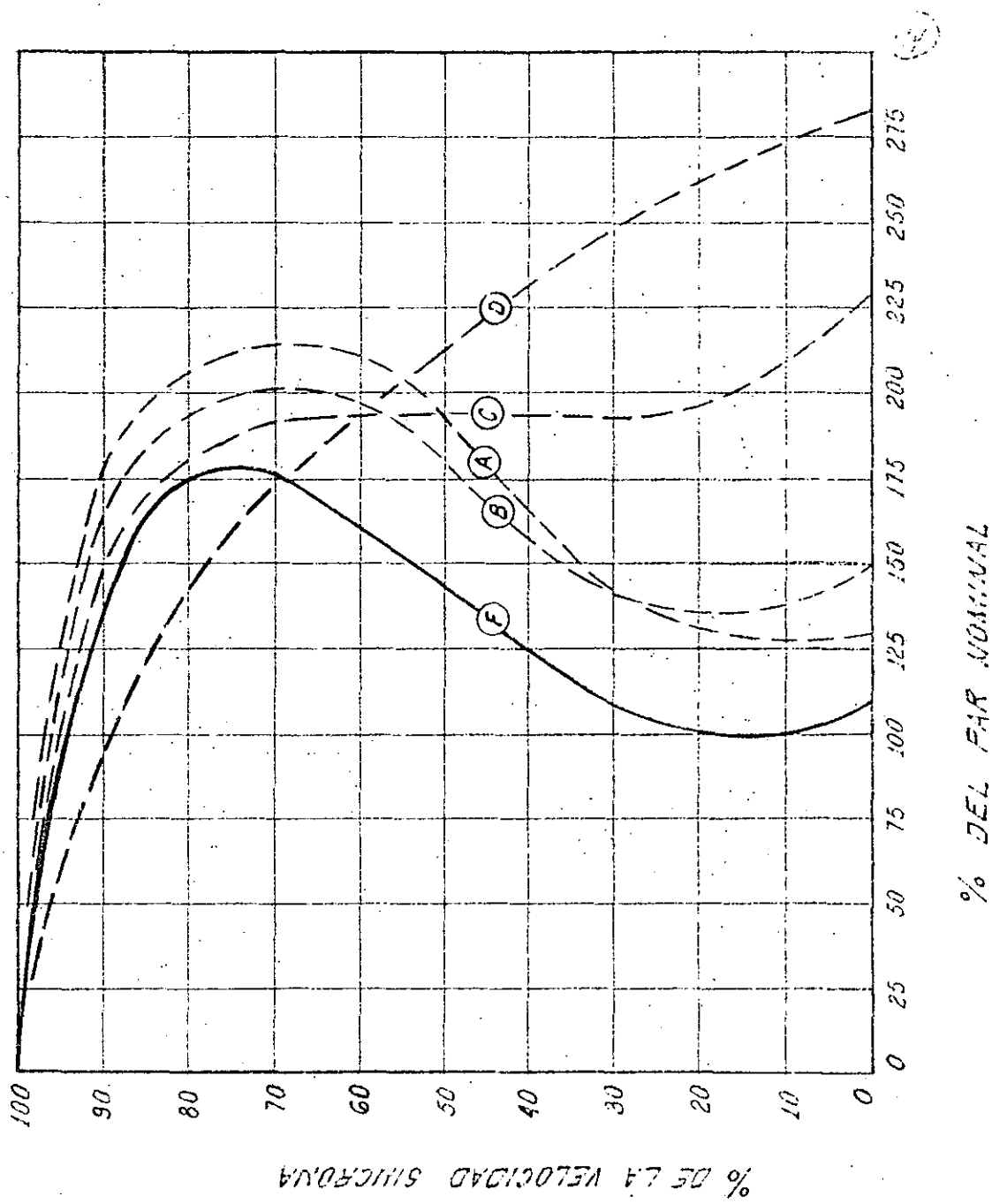

% DE LA VELOCIDAD SINCRONA
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
% DEL PAR NOMINAL
0
25
50
75
100
125
150
175
200
225
250
275
A
B
C
D
F

FIG.4

SIN RESISTENCIA EXTERNA
RESISTENCIA EXTERNA MAXIMA
1
2
3
4
5
6
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
0
25
50
75
100
125
150
175
200
225
250
275
% DE LA VELOCIDAD SINCRONA
% DEL PAR NOMINAL

FIG. 5

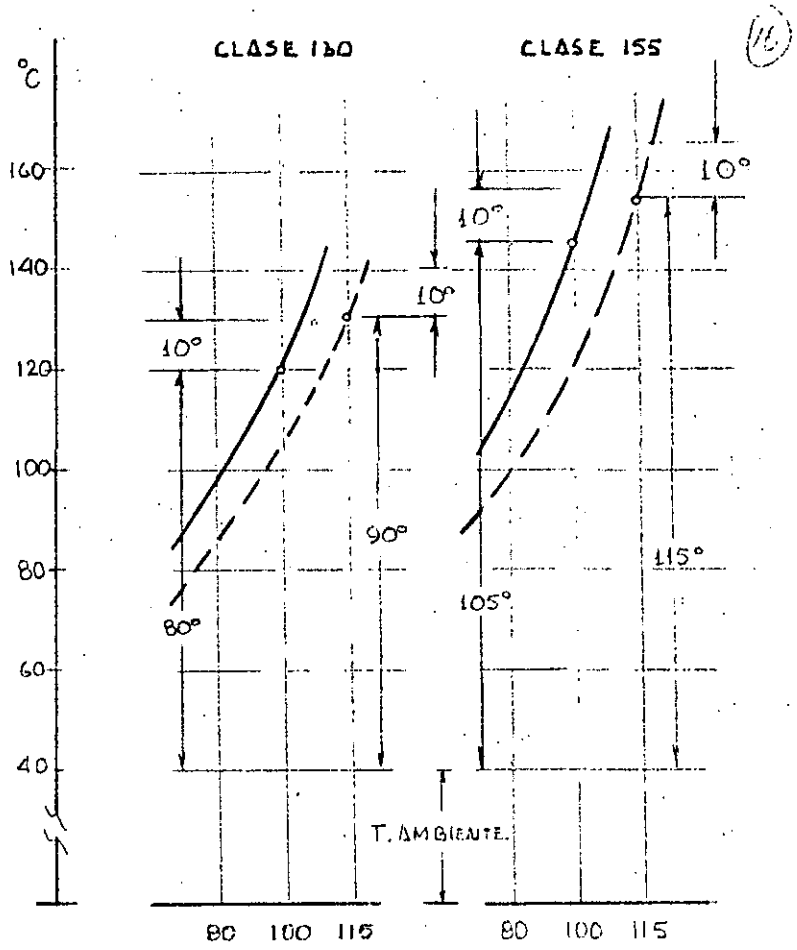
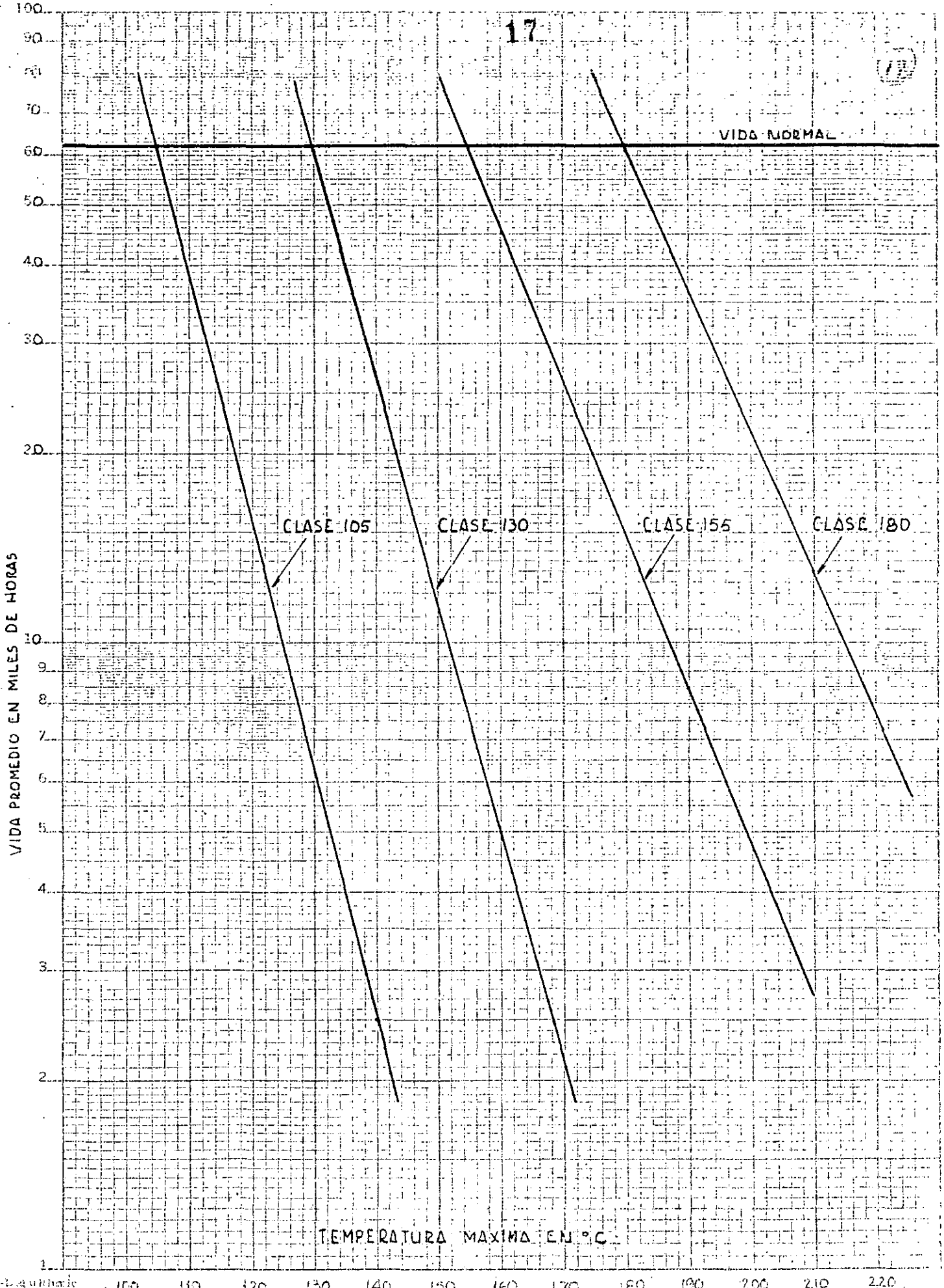

CLASE 130
CLASE 155
°C
160
140
120
100
80
60
40
10°
10°
10°
10°
90°
80°
105°
115°
T. AMBIENTE.
80 100 115
80 100 115
% DE CARGA NOMINAL
MOTORES CON F.S. = 1.0
MOTORES CON F.S.= 1.15

FIGURA 6


VIDA NORMAL
CLASE 105
CLASE 130
CLASE 155
CLASE 180
VIDA PROMEDIO EN MILES DE HORAS
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
TEMPERATURA MAXIMA EN °C
100
110
120
130
140
150
160
170
180
190
200
210
220

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

SELECCION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA

ING. JOSE MENDEZ TELLEZ GIRON

NOVIEMBRE, 1984

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 - INTRODUCCION

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 $T = K_1 \, \emptyset \, I_A$

2 $N = \dfrac{V - I_A R_A}{K_2 \, \emptyset}$

3 $N = \dfrac{V - \dfrac{R_A T}{K_1 \emptyset}}{K_2 \emptyset} = \dfrac{V}{K_2 \emptyset} - \dfrac{R_A T}{K_1 K_2 \emptyset^2}$

4 $T = K_1 K_2 \left(\dfrac{V_2}{K_2} - N \emptyset\right)$

5 MOTOR $V = E + I_A R_A$

6 GENERADOR $V = E - I_A R_A$

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

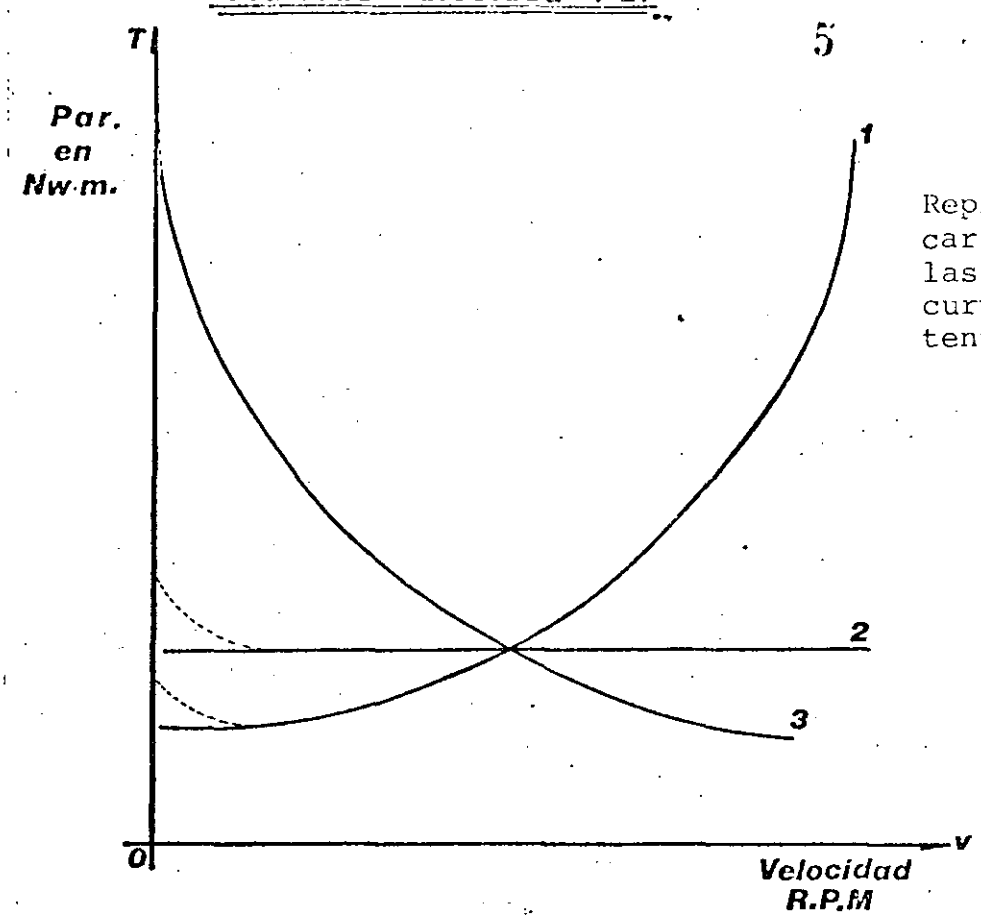
III - CARACTERISTICAS PAR - VELOCIDAD

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.

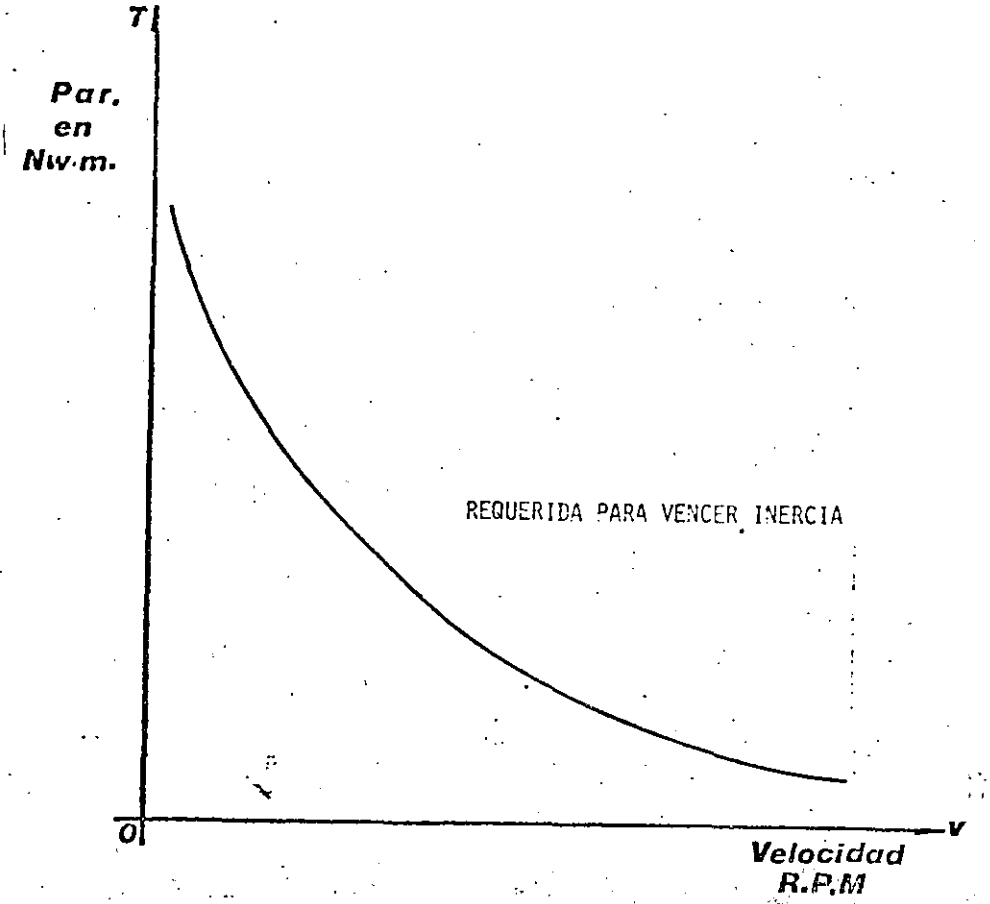
DETALLES ESPECIFICOS DE ESTOS CONCEPTOS, SE MUESTRAN A CONTINUACION.

Graficas Velocidad - Par

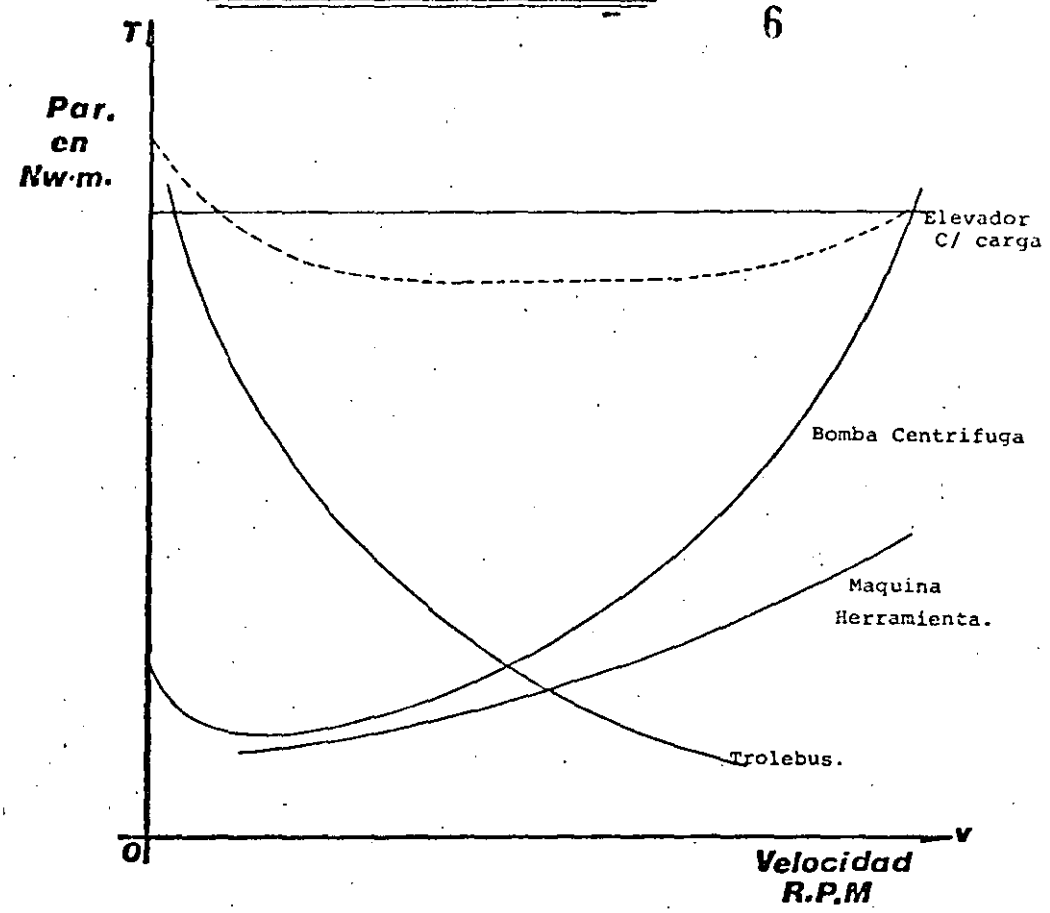


Representación característica de las principales curvas de par resistente

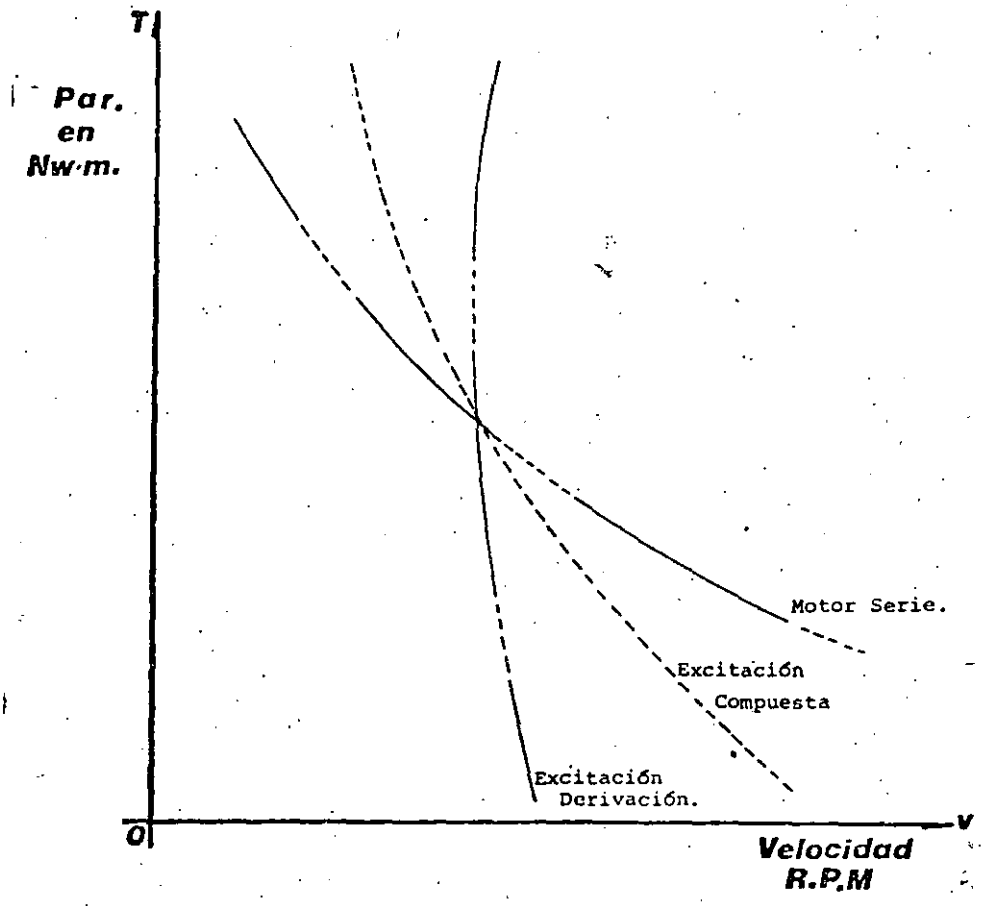
Graficas Velocidad - Par



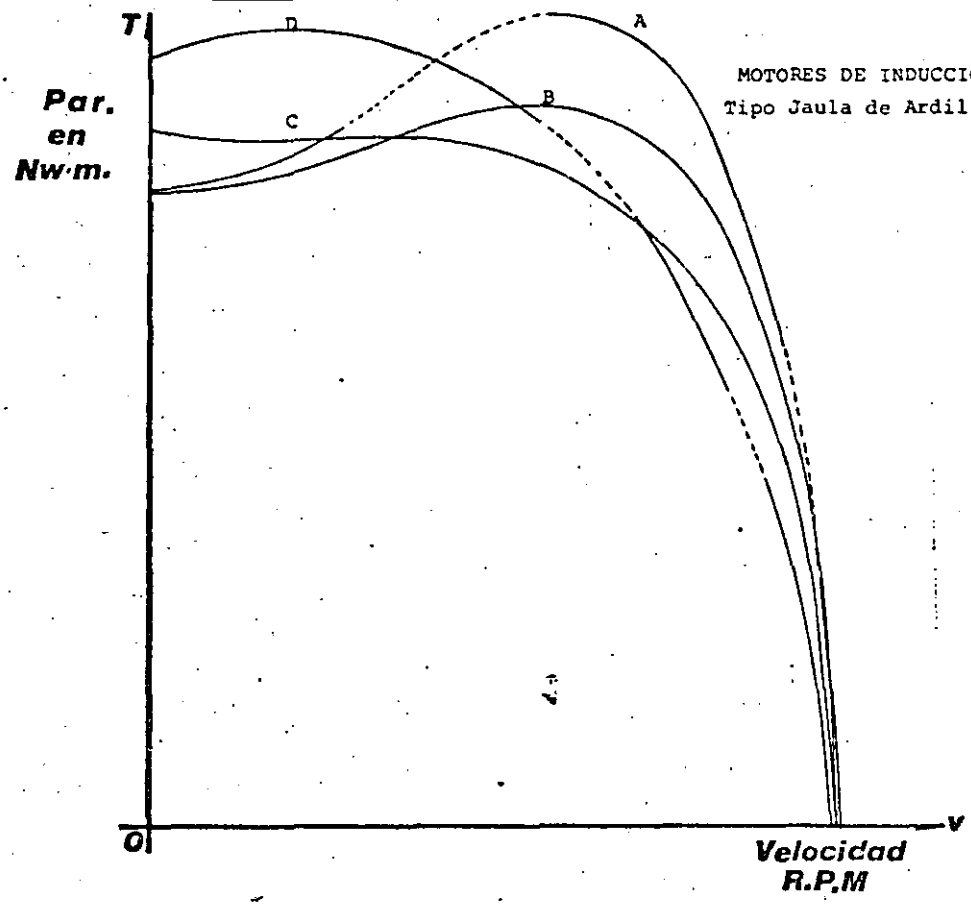
Graficas Velocidad - Par



Graficas Velocidad - Par

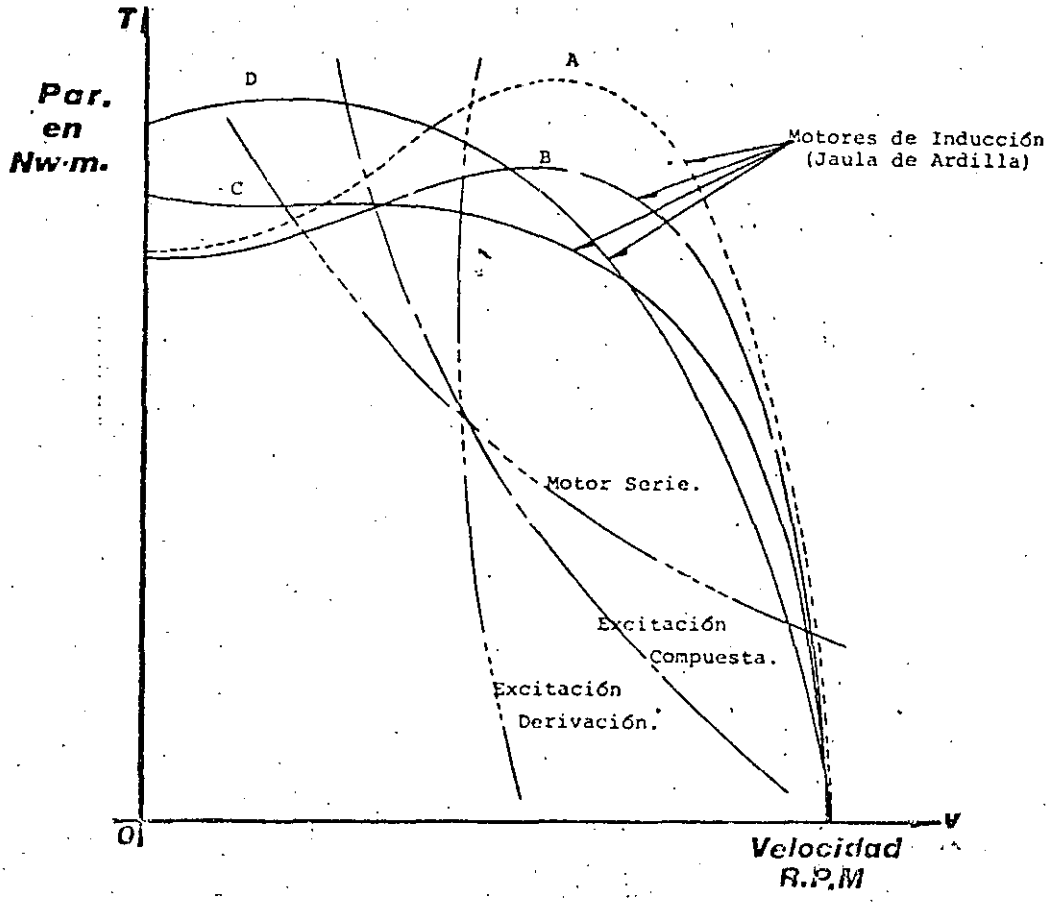


Graficas Velocidad - Par



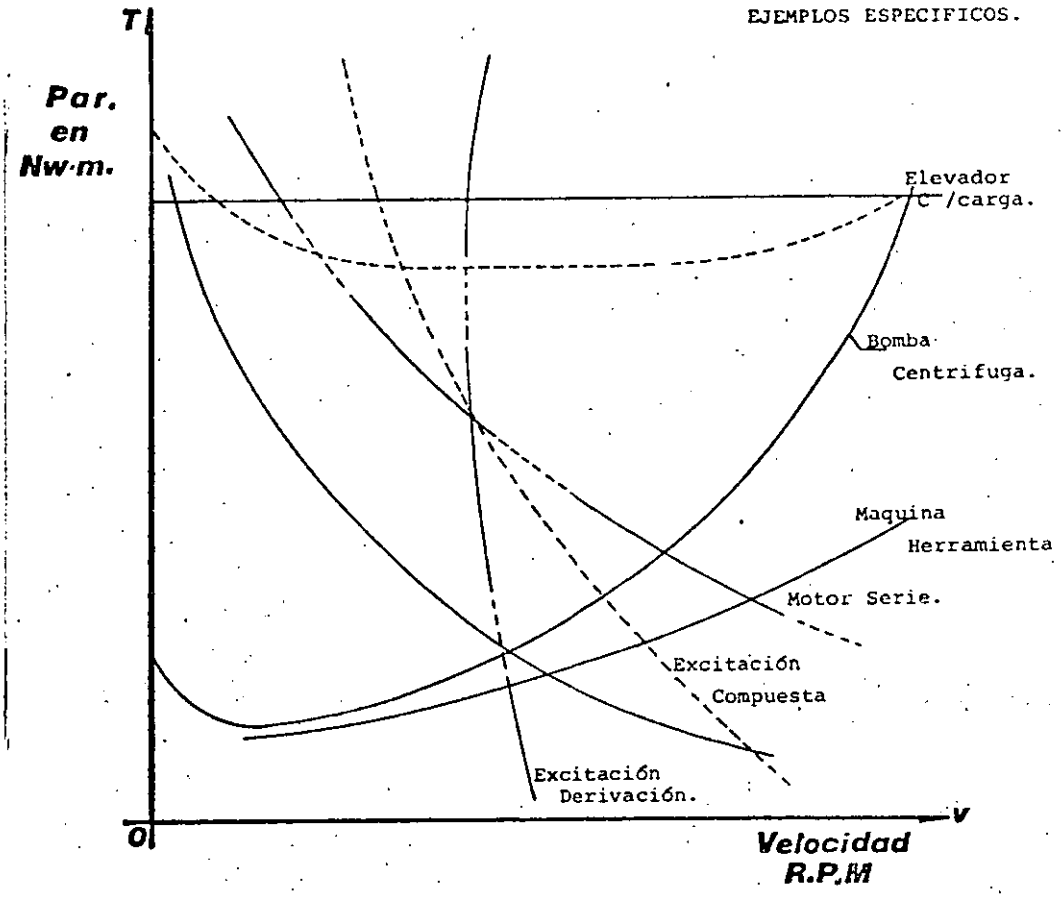
MOTORES DE INDUCCION
Tipo Jaula de Ardilla.

Graficas Velocidad - Par



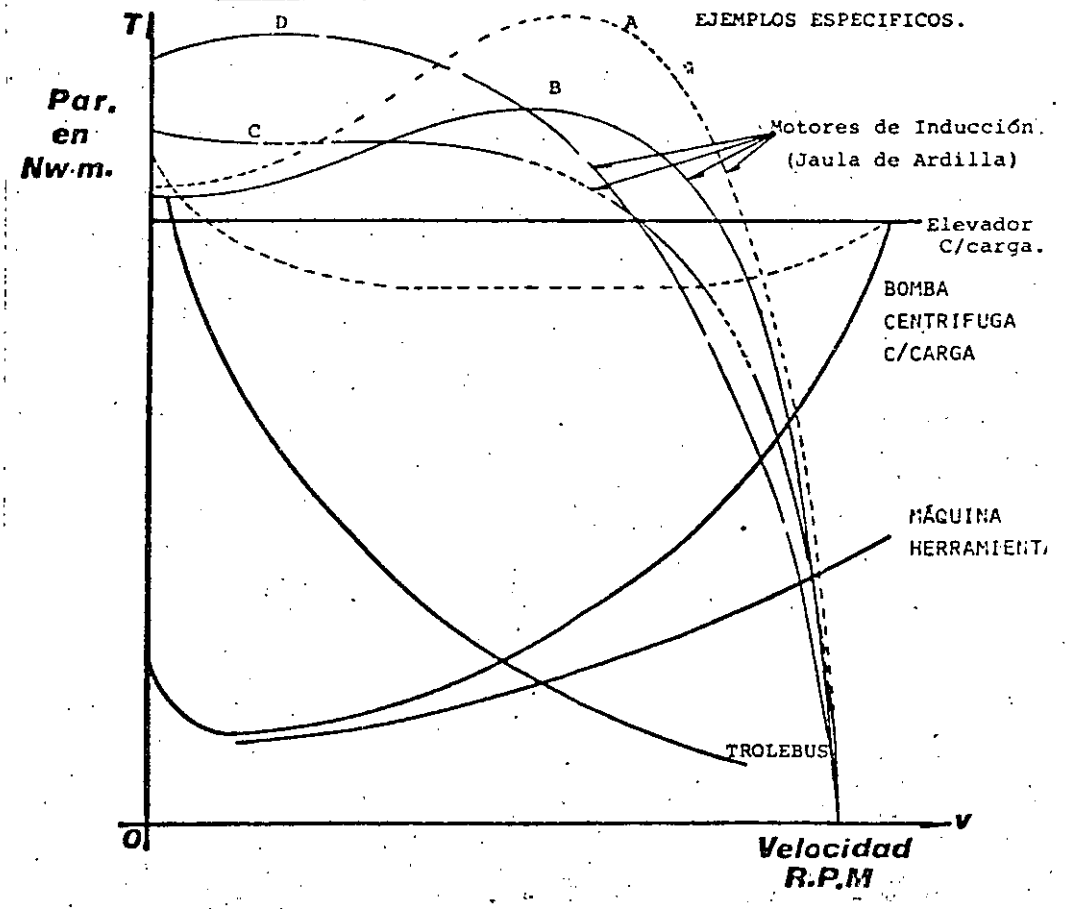
Graficas Velocidad - Par

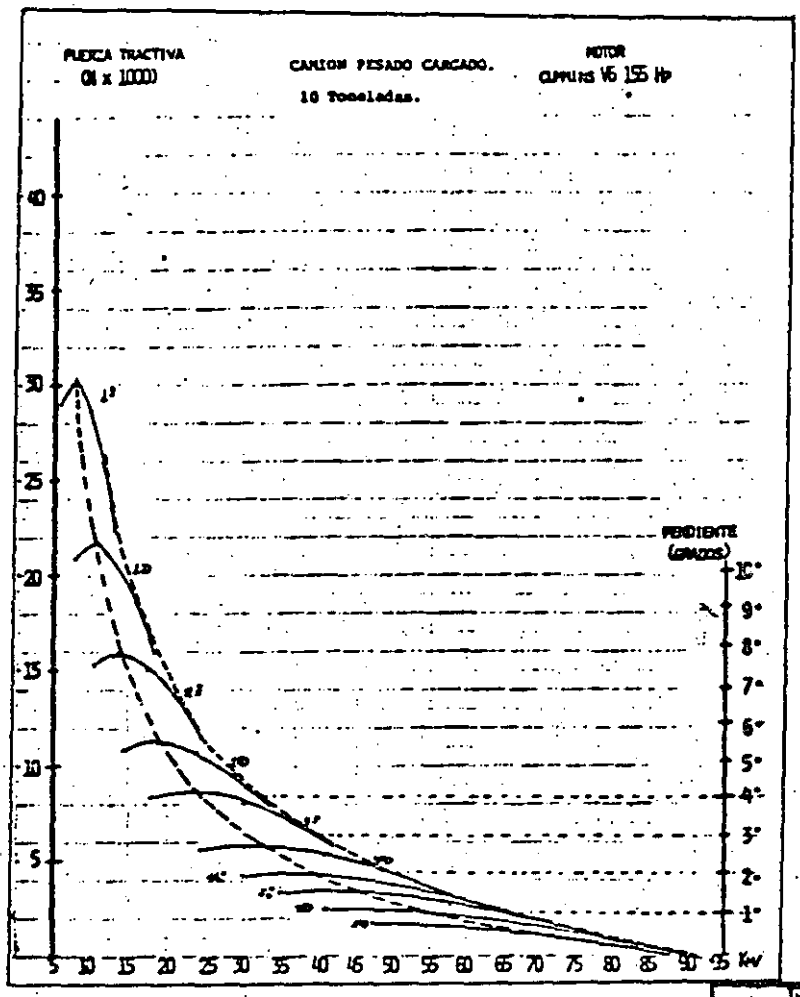
EJEMPLOS ESPECIFICOS.

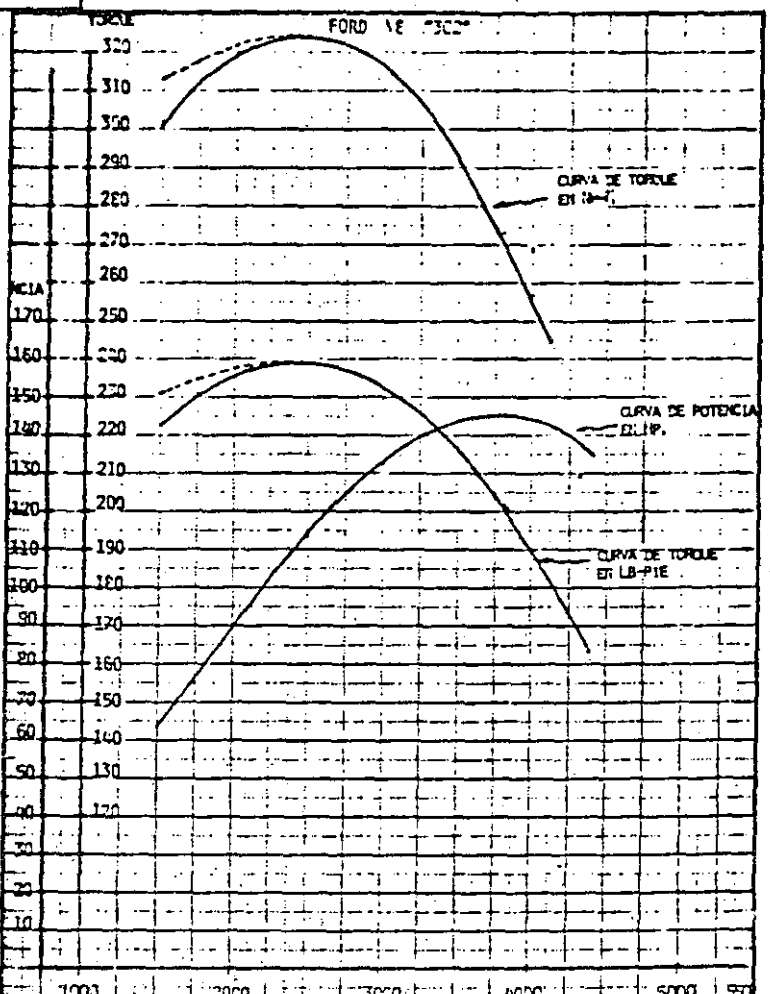


Graficas Velocidad - Par

EJEMPLOS ESPECIFICOS.




FUERZA TRACTIVA
(lb x 1000)
CAMION PESADO CARGADO.
10 Toneladas.
MOTOR
CUMMINS V6 155 Hp
PENDIENTE
(GRADOS)
Kw

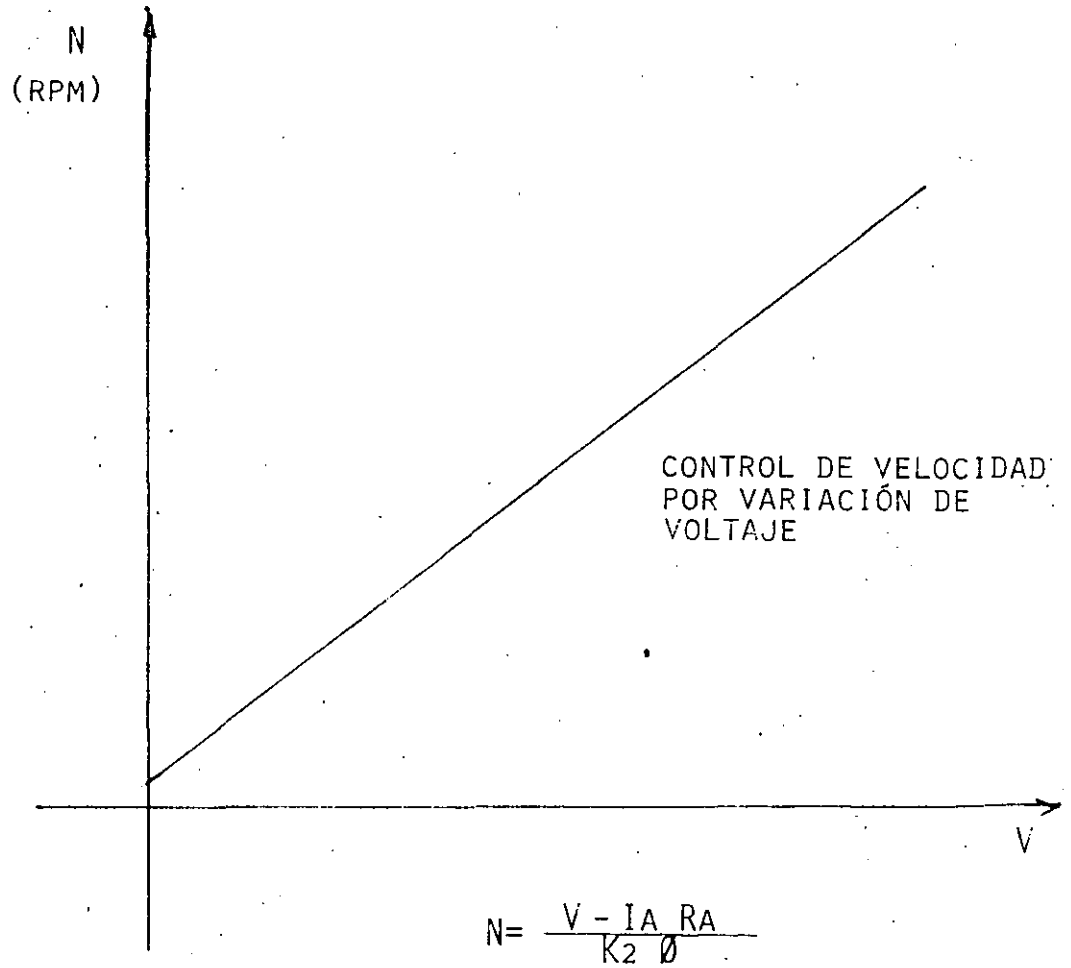

FORD V6 "302"
CURVA DE TORQUE
EN lb-pie
CURVA DE POTENCIA
EN H.P.
CURVA DE TORQUE
EN LB-PIE

IV - CONTROL DE VELOCIDAD EN MOTORES DE C.D.

SEGURAMENTE QUE UNA DE LAS CARACTERISTICAS, QUE HACEN MAS ATRACTIVA LA OPERACIÓN DE LOS MOTORES DE DIRECTA, LO REPRESENTA SU CONTROL DE VELOCIDAD EN RANGOS MUY PRECISOS.

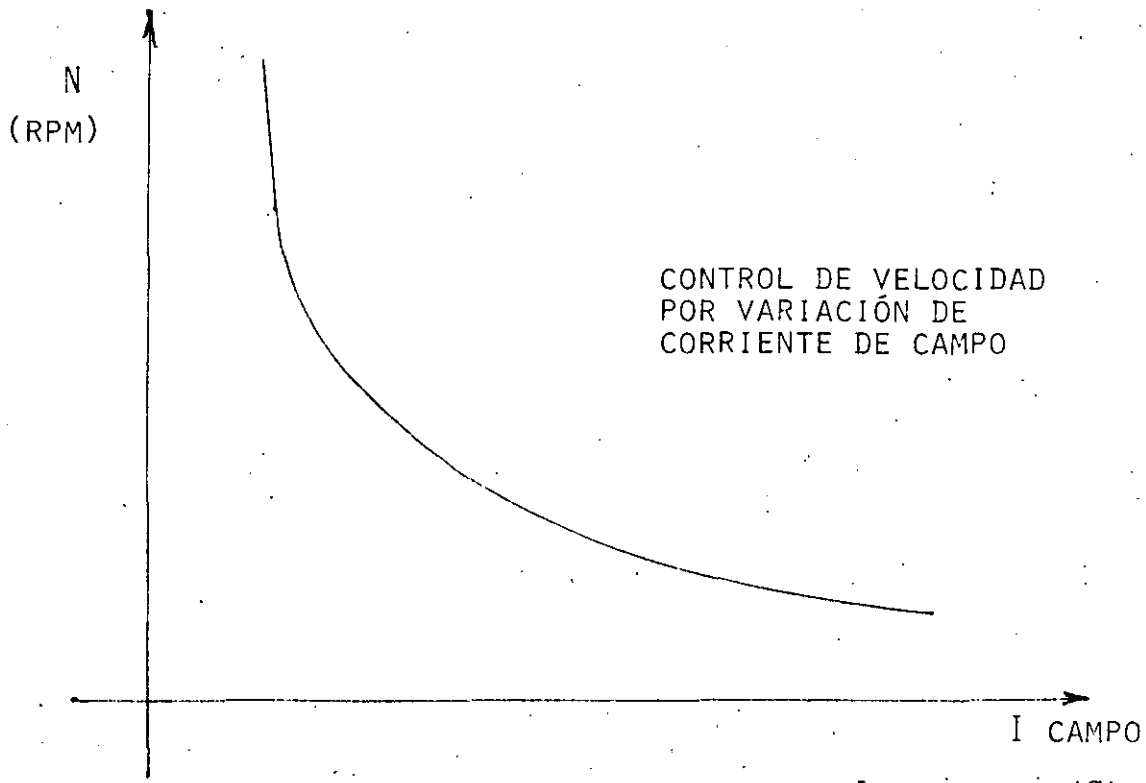
ESTA PROPIEDAD LO HA HECHO DESPLAZAR AL MOTOR DE INDUCCION DE C.A., SOBRE TODO EN AQUELLAS APLICACIONES EN DONDE EL CONTROL DE VELOCIDAD RESULTA RELEVANTE.

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.



CONTROL DE VELOCIDAD POR VARIACIÓN DE VOLTAJE

$$N = \frac{V - I_A R_A}{K_2 \phi}$$



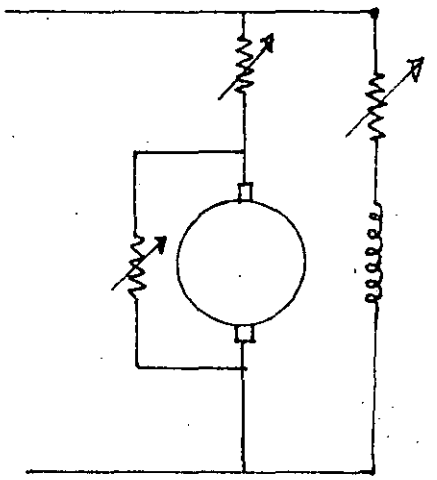
CONTROL DE VELOCIDAD POR VARIACIÓN DE CORRIENTE DE CAMPO

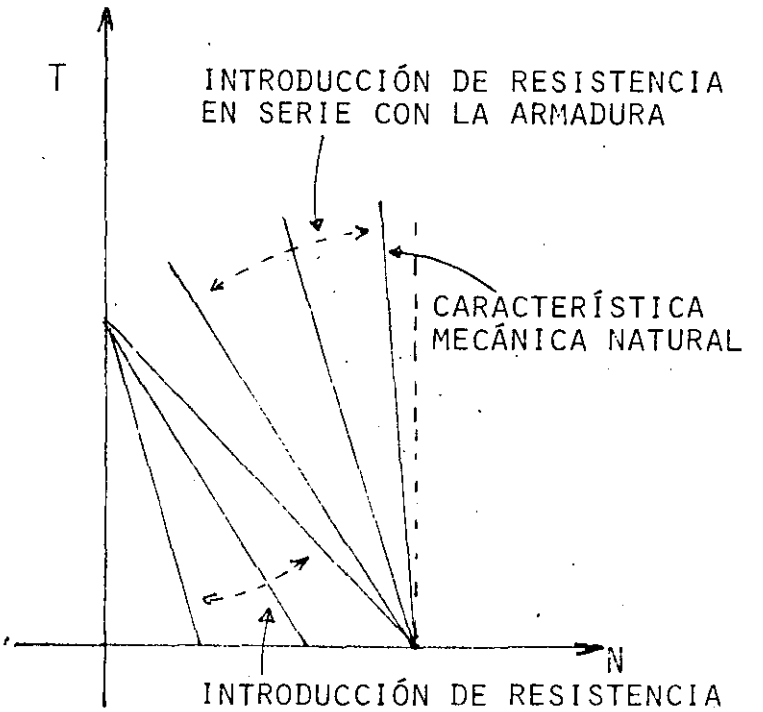
$$I_{CAMPO} = F(\phi)$$

CONTROL DE VELOCIDAD VARIANDO EL VOLTAJE

+ CONTROL POR RESISTENCIAS Y SU EFECTO EN LA CURVA DE PAR

MOTOR EXCITACIÓN DERIVACIÓN

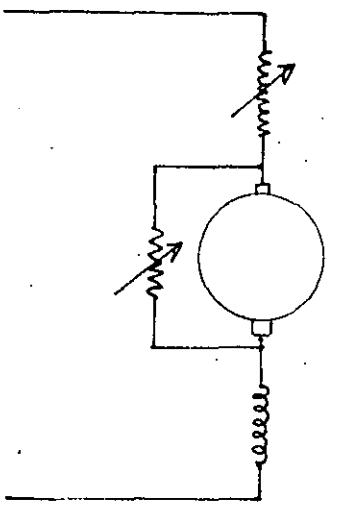


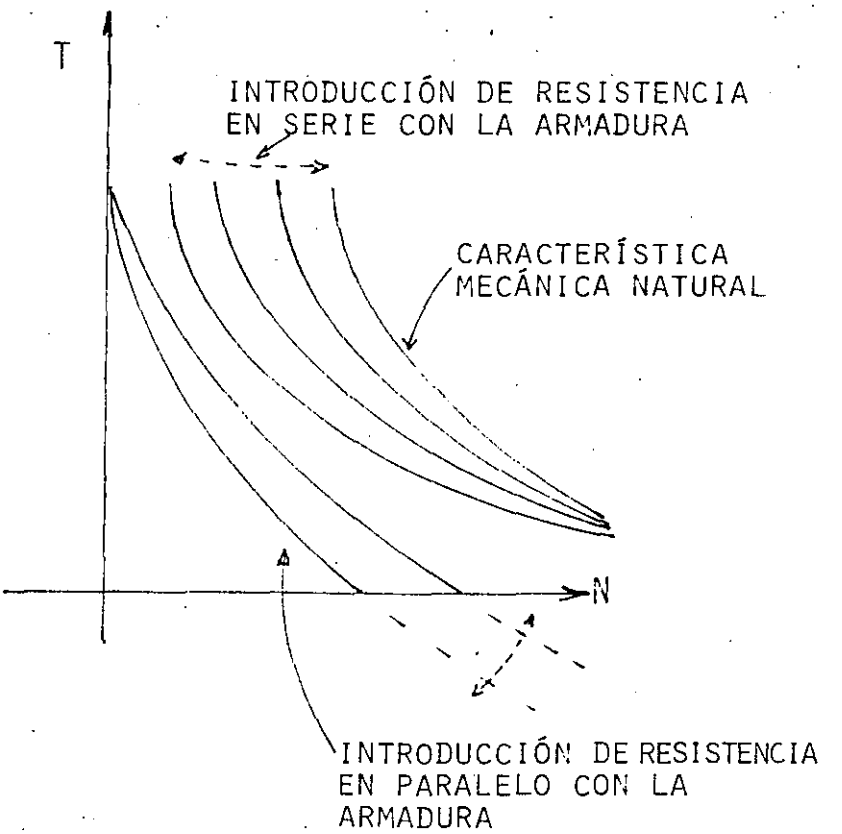


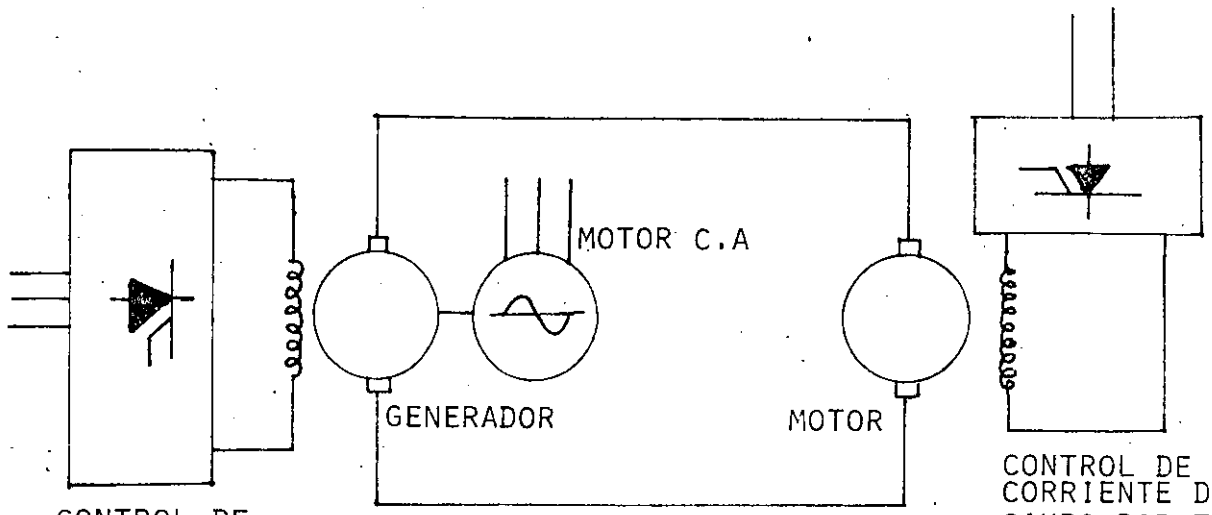
$$N = \frac{V - \frac{R_A T}{K_1 \Phi}}{K_2 \Phi}$$

$$T = K_1 \Phi I_A$$

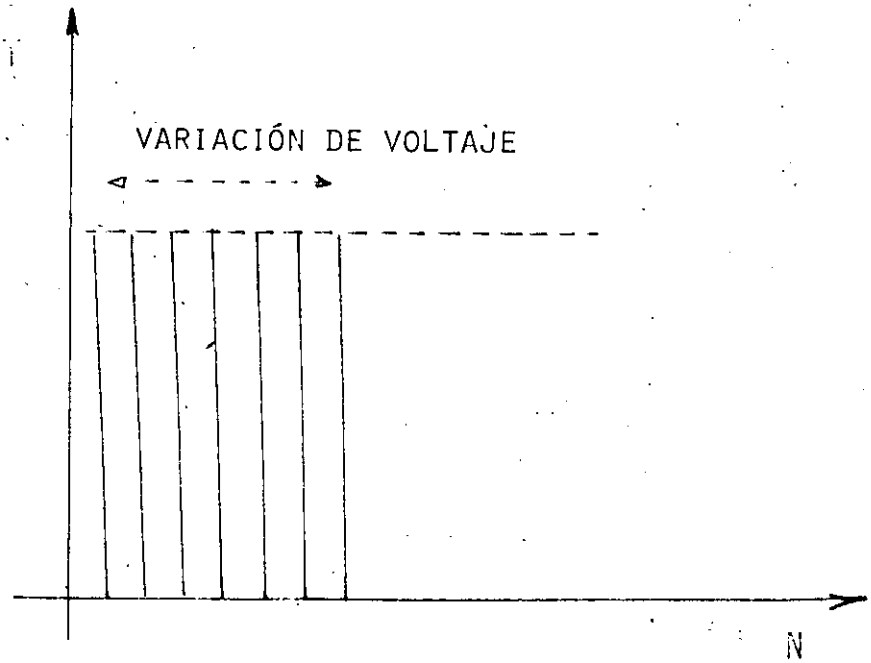
MOTOR EXCITACIÓN SERIE



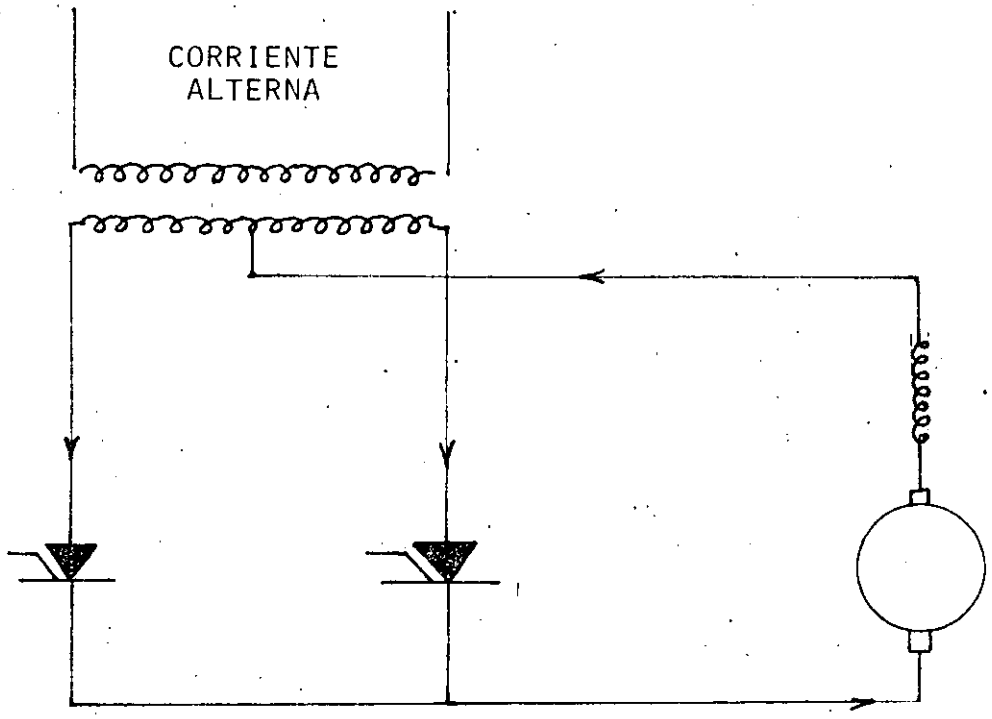


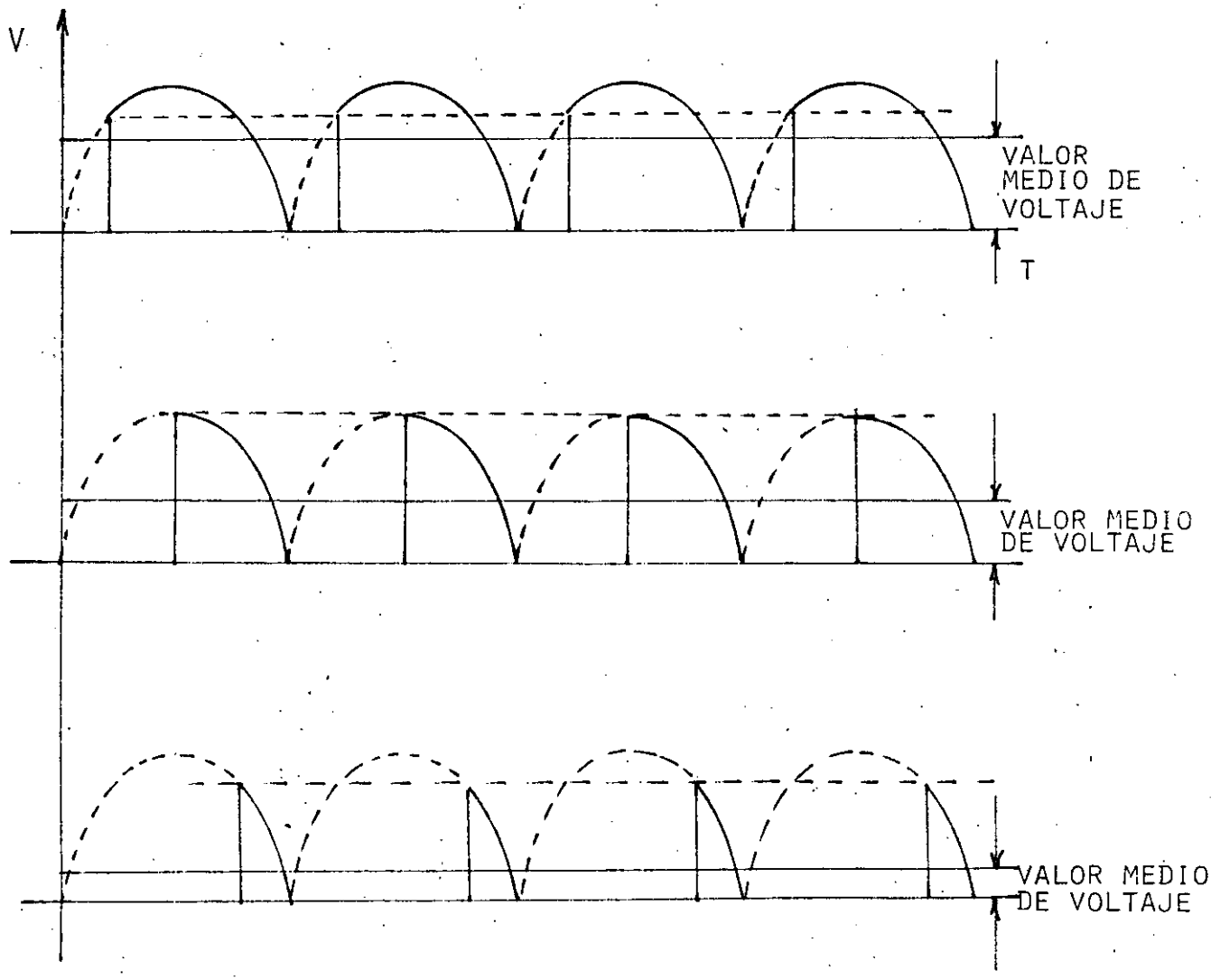


$$N = \frac{V - \frac{R_A I}{K_1 \Phi}}{K_2 \Phi}$$

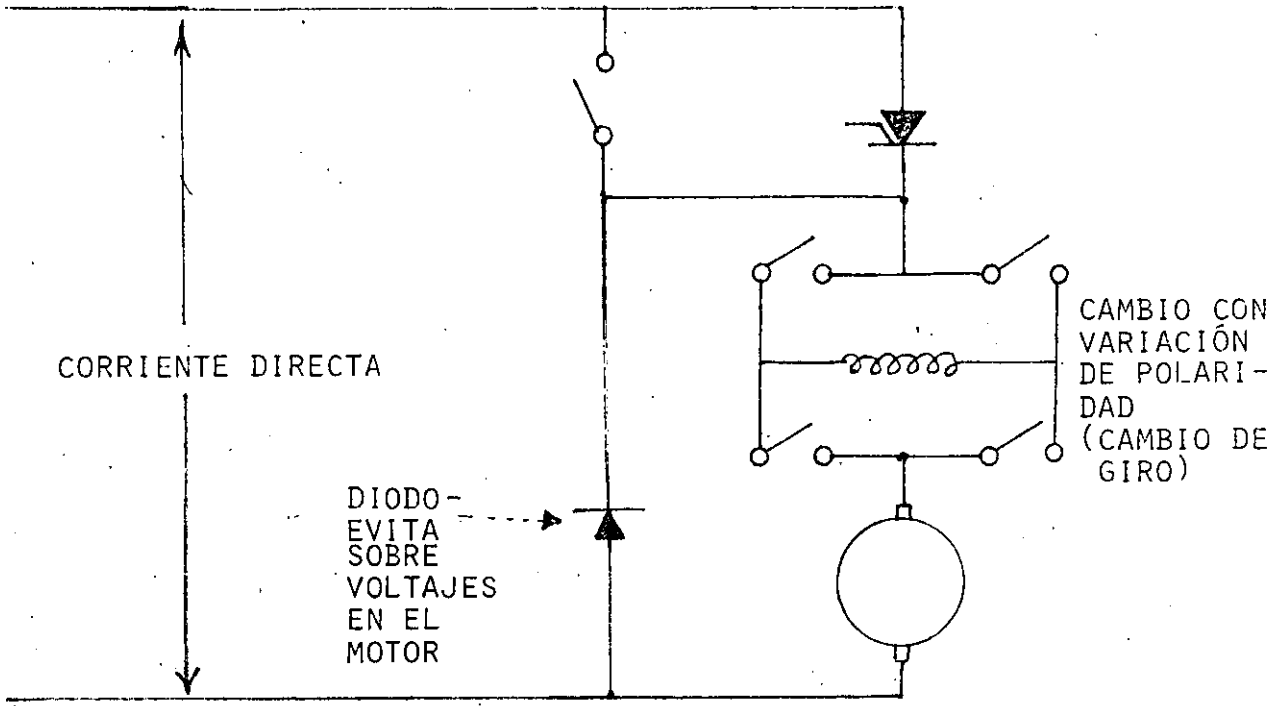


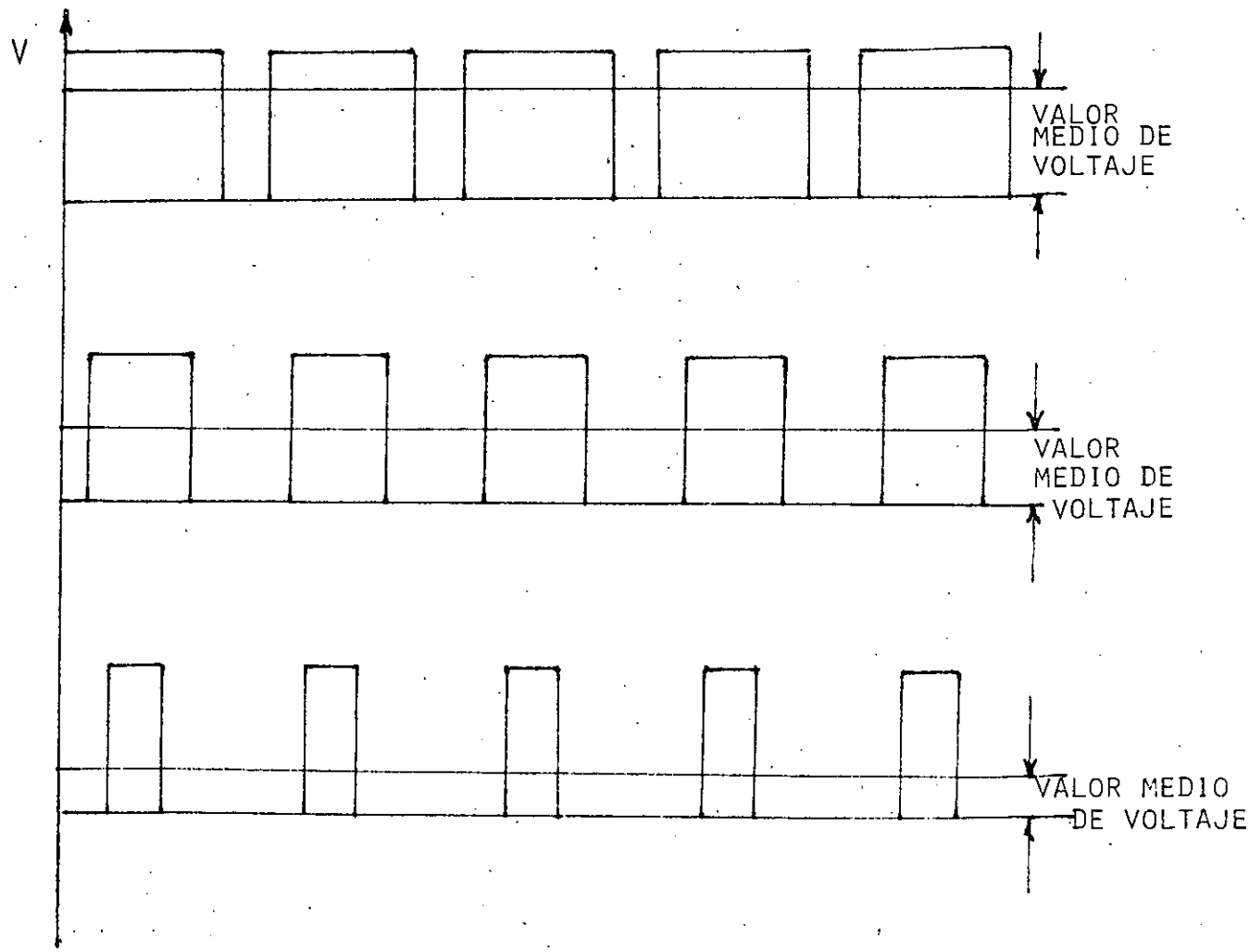
CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE ALTERNA





CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE DIRECTA





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.

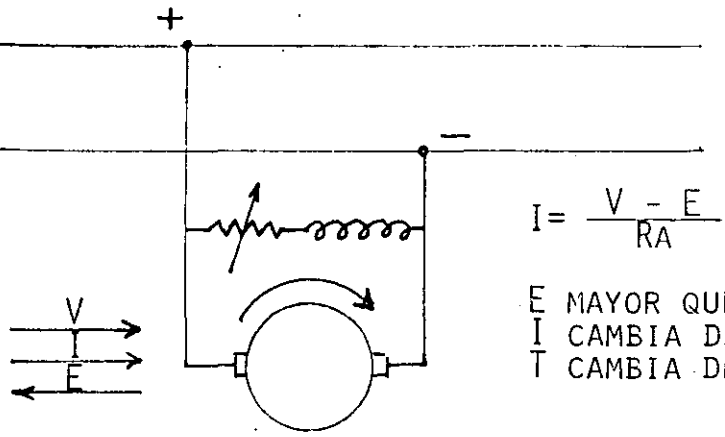
LAS VENTAJAS DEL FRENADO ELECTRICO ESTRIBAN EN LA ADECUADA REGULACION, FINO ESCALONAMIENTO Y SOBRE TODO EN LA AUSENCIA DE DESGASTES QUE IMPLICA BAJO MANTENIMIENTO.

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

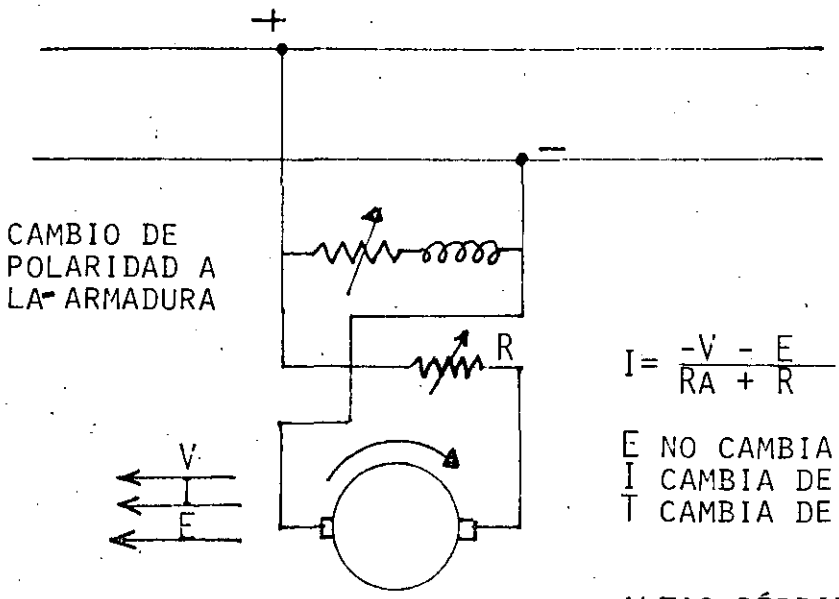
1) FRENADO REGENERATIVO



$$I = \frac{V - E}{RA}$$

E MAYOR QUE V
I CAMBIA DE SIGNO
T CAMBIA DE SIGNO

2) FRENADO EN OPOSICIÓN

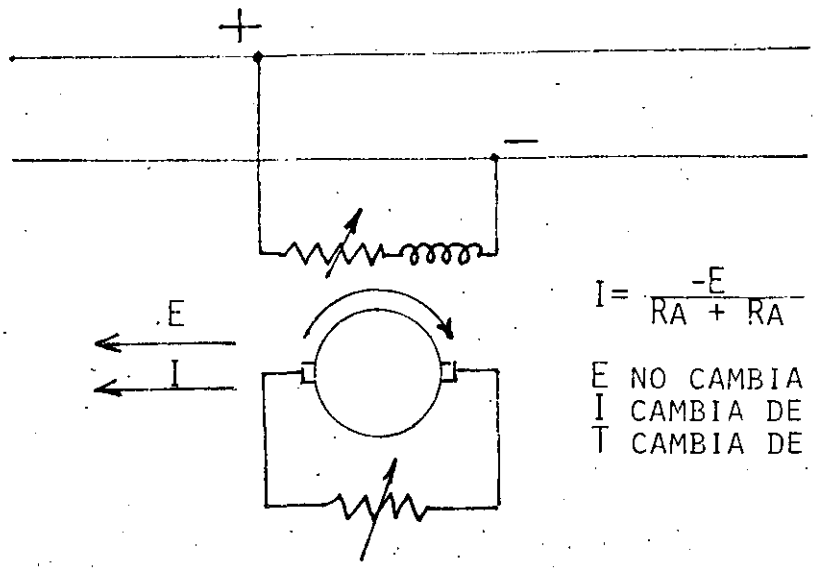


$$I = \frac{-V - E}{RA + R}$$

E NO CAMBIA DE SIGNO
I CAMBIA DE SIGNO
T CAMBIA DE SIGNO

ALTAS PÉRDIDAS

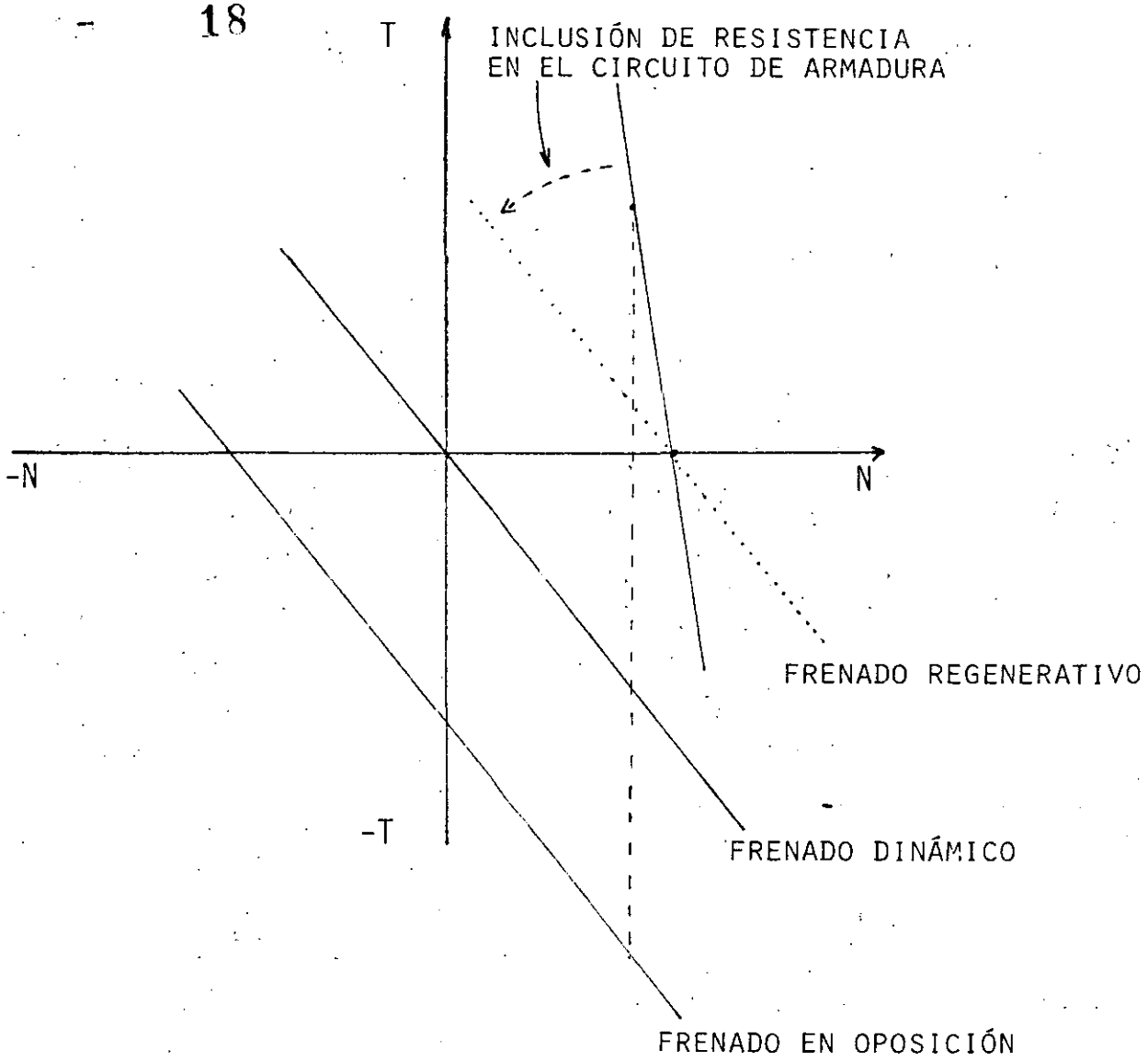
3) FRENADO DINÁMICO



$$I = \frac{-E}{RA + RA}$$

E NO CAMBIA DE SIGNO
I CAMBIA DE SIGNO
T CAMBIA DE SIGNO

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:

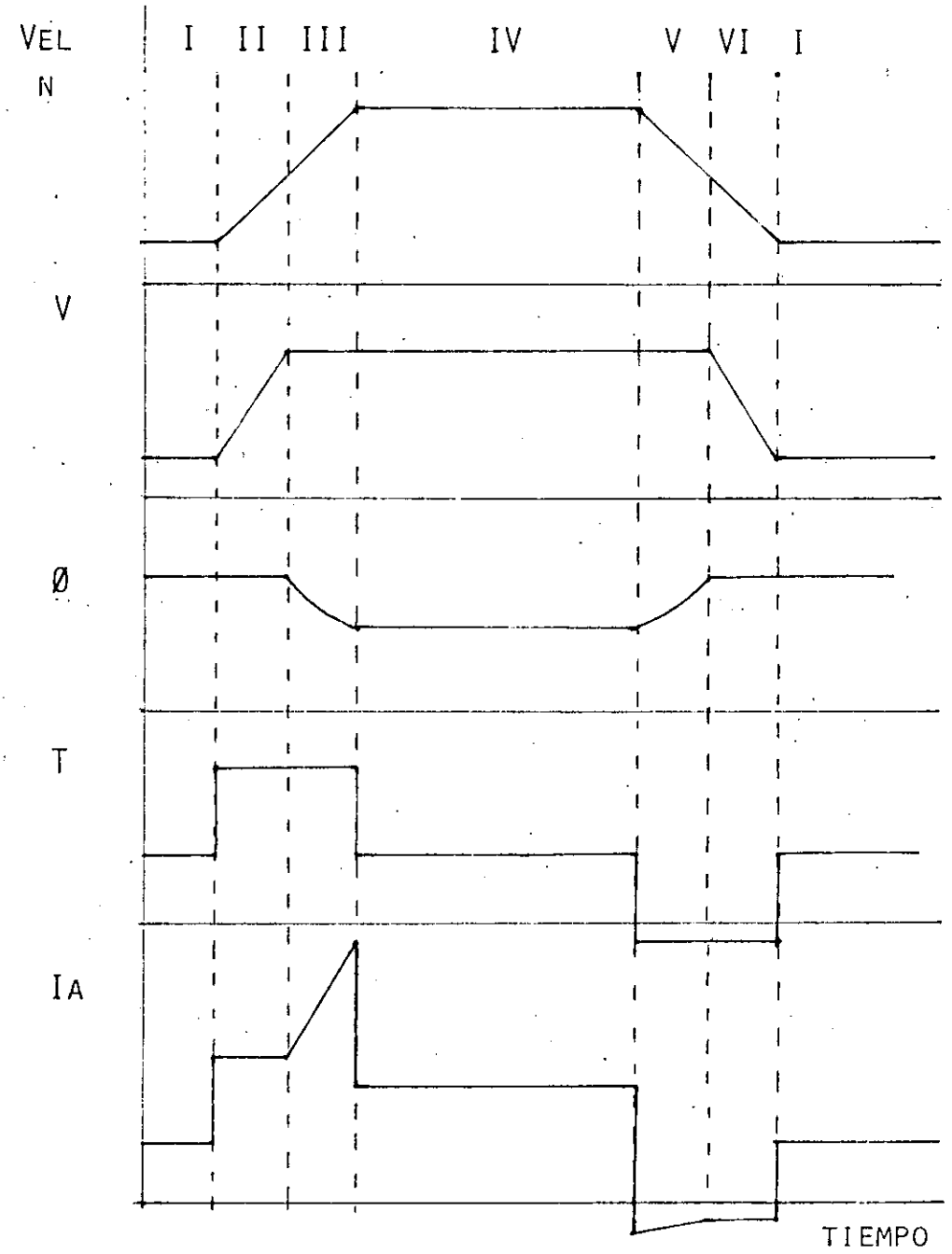
- TIPO DEL PROCESO DE PRODUCCION (EXIGENCIAS DE CONTROL, REGULACION Y AUTOMATIZACION.
- COMPORTAMIENTO PAR - VELOCIDAD DE LA MAQUINA A OPERAR
- EXIGENCIAS DE ACELERACION, DECELERACION.

ALGUNAS APLICACIONES ESPECIFICAS SE ENCUENTRAN EN:

- TRENES DE LAMINACIÓN -

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.

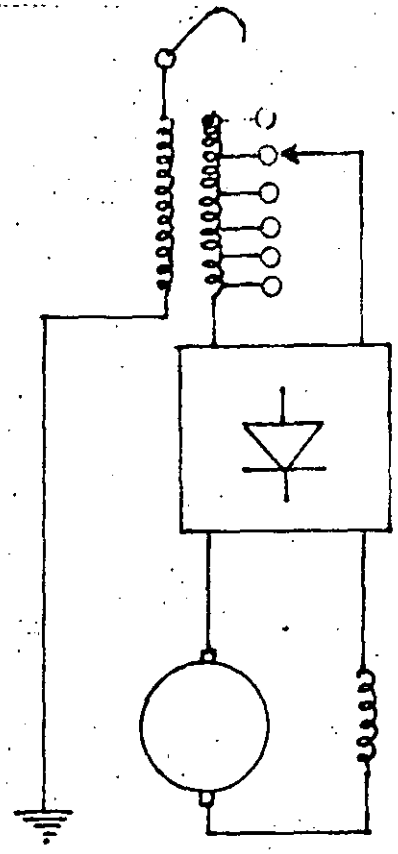
VII - APLICACIONES TRACTIVAS

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.

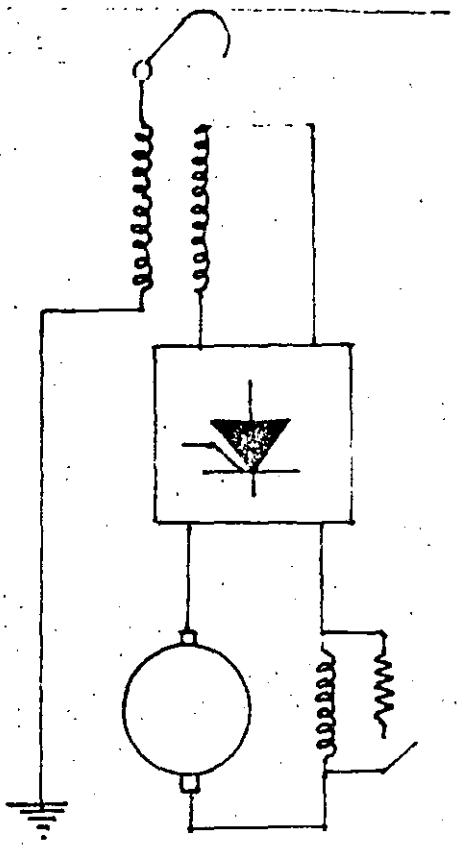
LA FUENTE DE ALIMENTACION PROVIENE DE REDES DE C.A. Y C.D.; SI EL VEHICULO ES AUTOPROPULSADO ENTONCES LA ENERGIA PROVIENE DE BATERIAS O GENERADORES ACCIONADOS POR MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, GENERALMENTE A DIESEL.

A CONTINUACION SE MUESTRAN CASOS ESPECIFICOS AL RESPECTO.

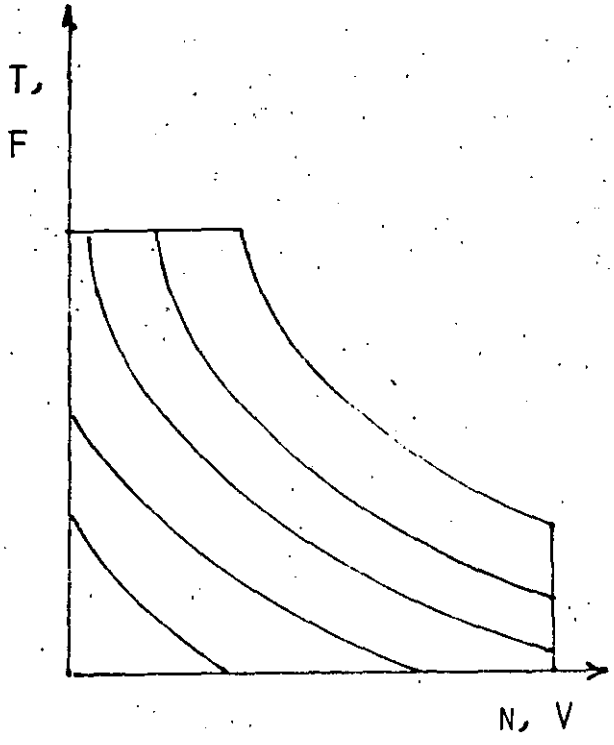
CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE VARIACION DE TENSION Y ALIMENTACIÓN DE C.A.

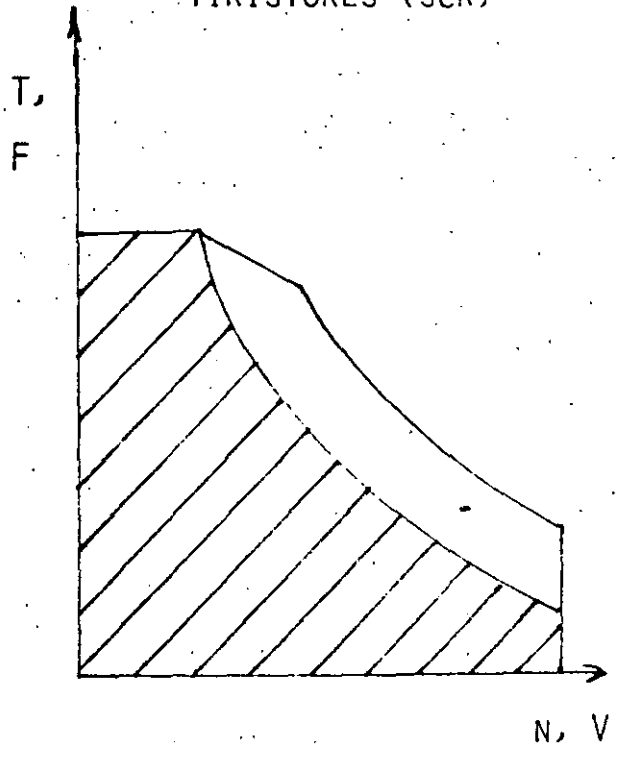


CONTROL CON TRANSFORMADOR CON DERIVACIONES DE VOLTAJE Y RECTIFICADOR



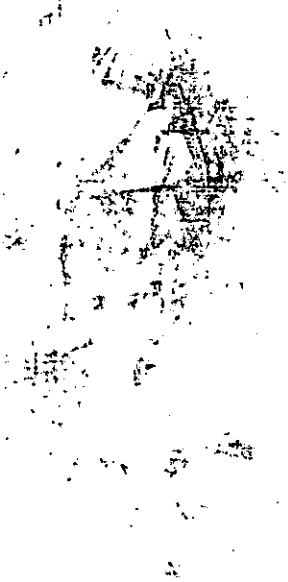
CONTROL CON VARIACIÓN DE VOLTAJE POR MEDIO DE TIRISTORES (SCR)



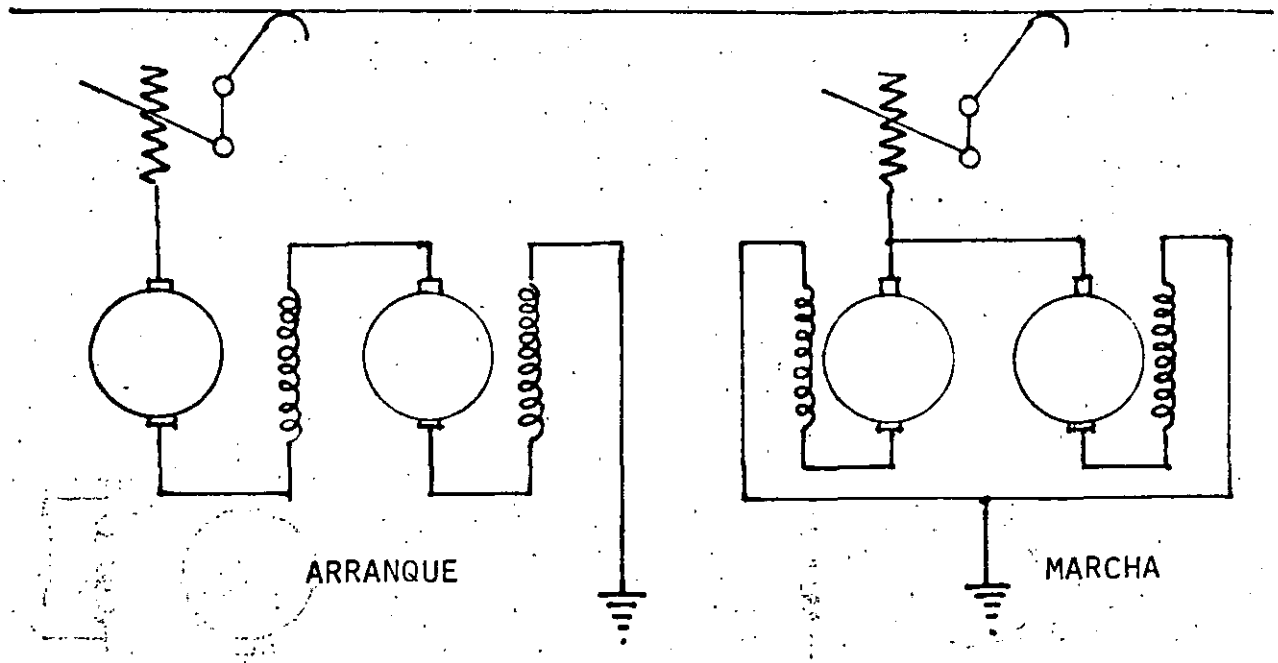


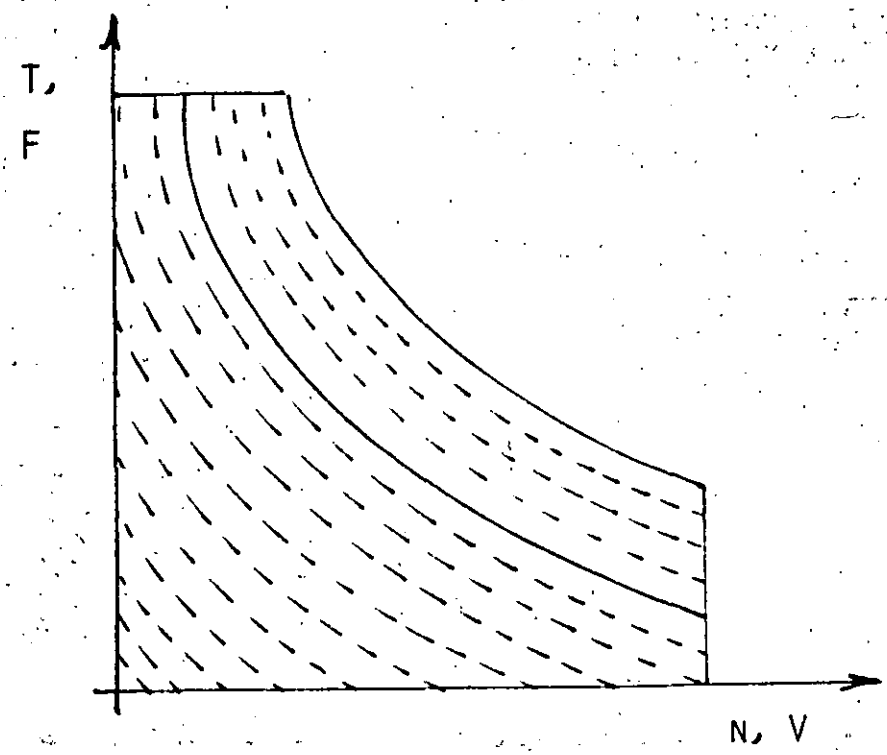
F= FUERZA TRACTIVA

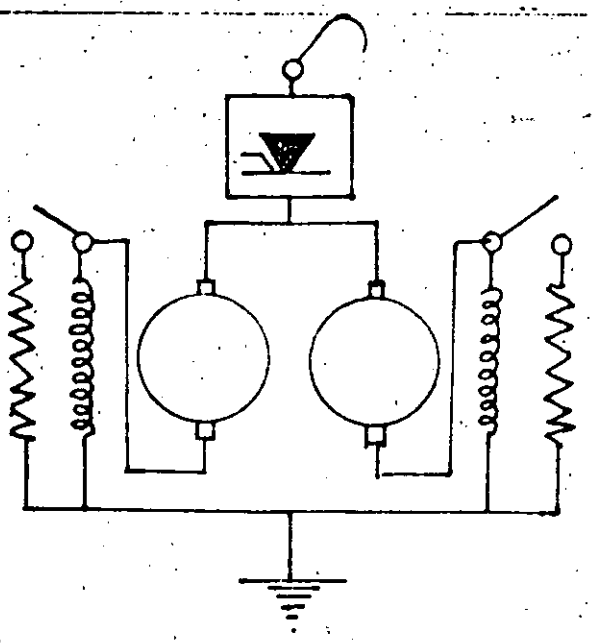
V= VELOCIDAD DEL VEHÍCULO

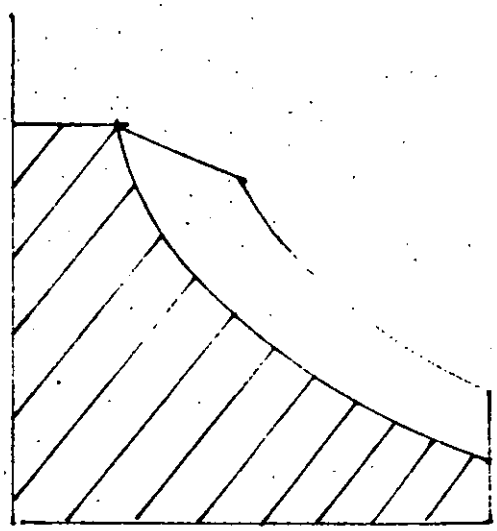


CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE CONEXIÓN SERIE-PARALELO Y ALIMENTACIÓN DE C.D.

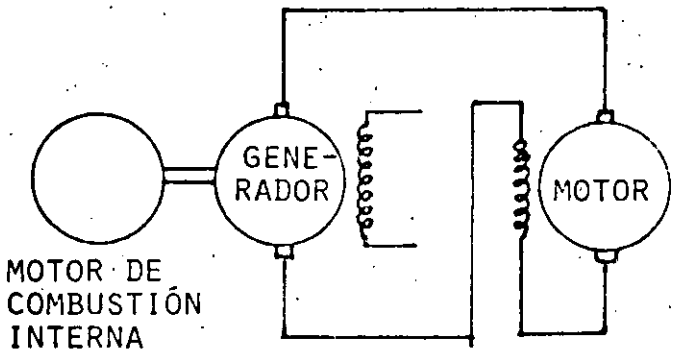


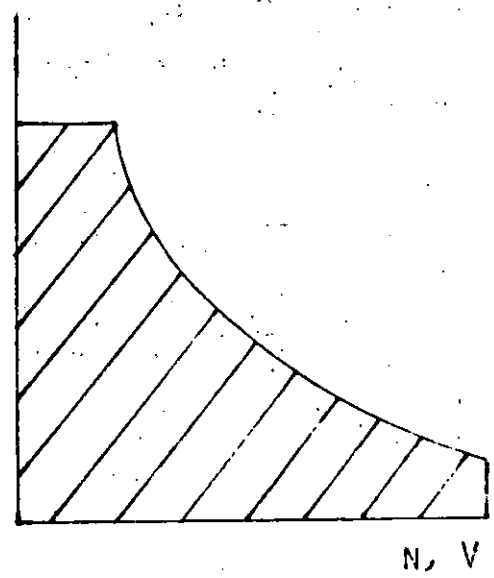






CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE TIRISTORES Y ALIMENTACIÓN DE C.D.

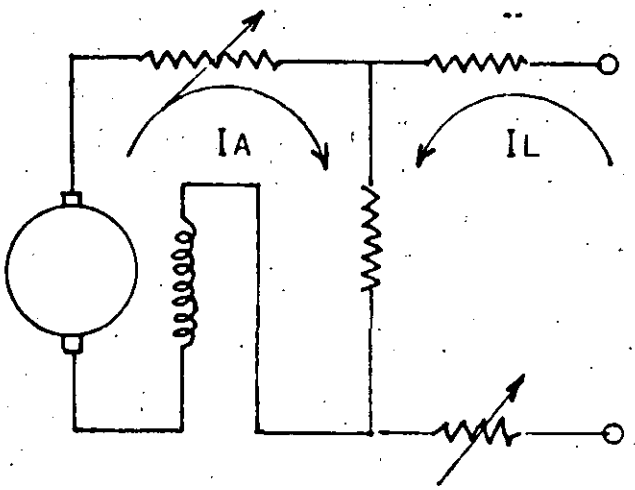




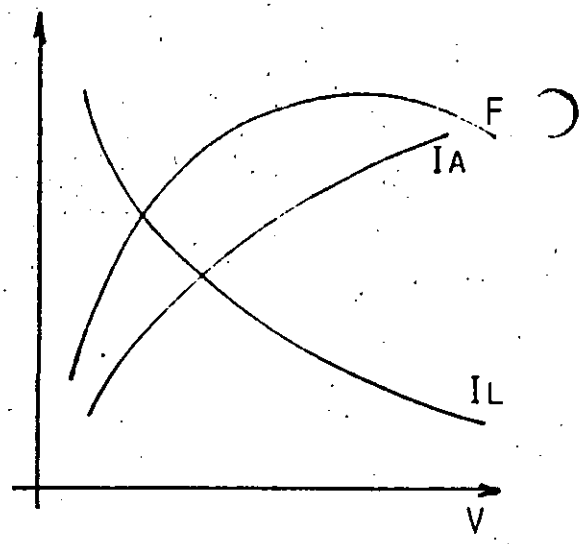
CONTROL DE VELOCIDAD EN VEHÍCULOS AUTO PROPULSADOS CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

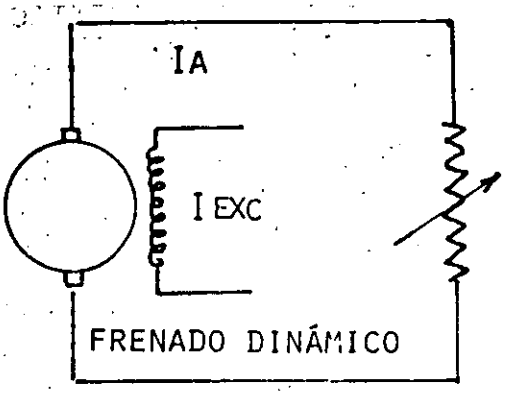
EJ.: (LOCOMOTORAS DIESEL-ELÉCTRICAS)

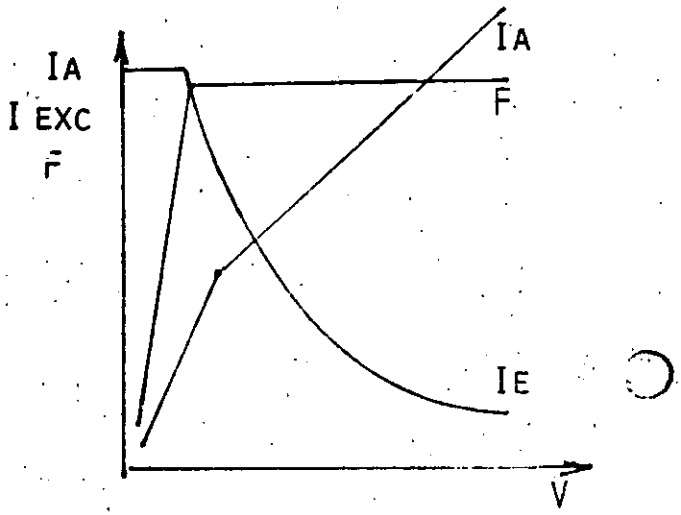
DIFERENTES CONDICIONES DE FRENADO Y SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS

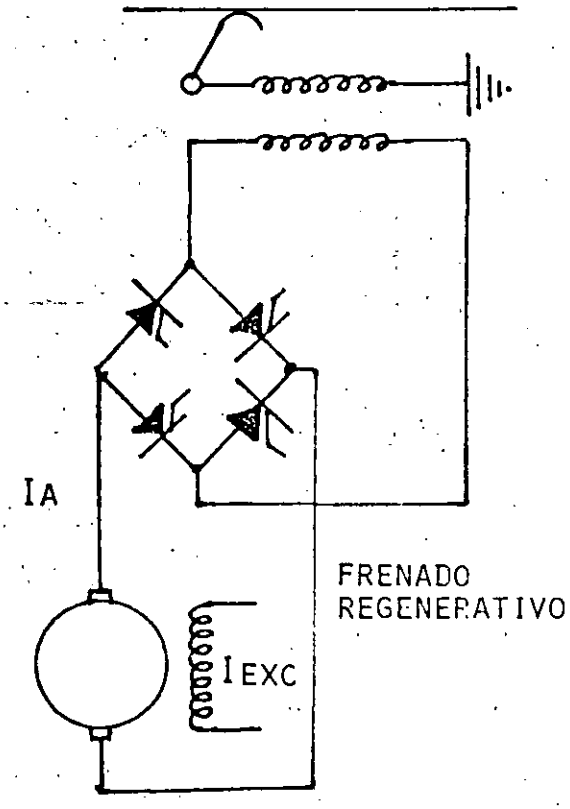


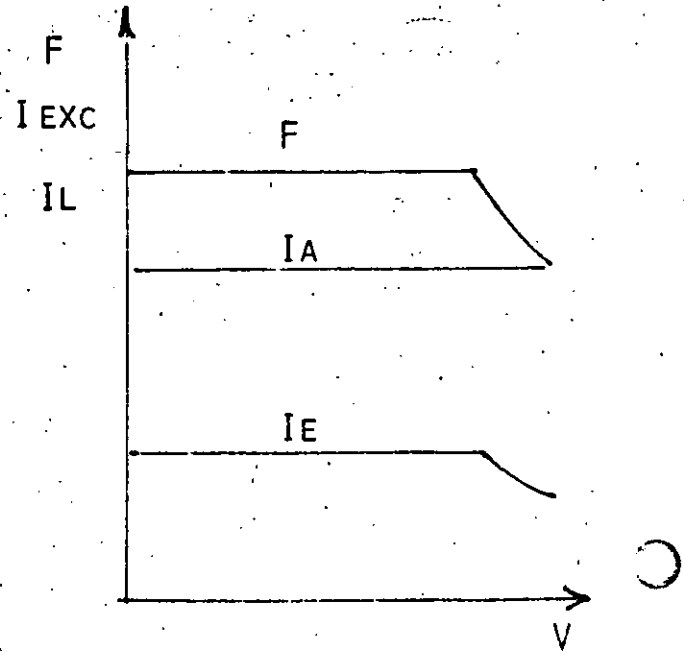
FRENADO DINÁMICO CON
RESISTENCIA DE COMPENSACIÓN











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 An Electromagnetic Clutch/Brake

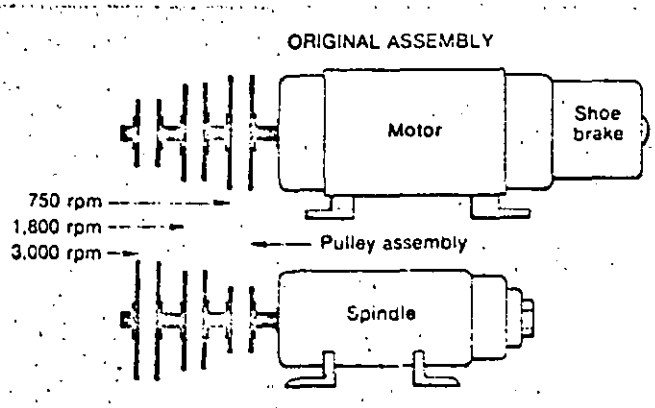
In a typical application of an electromagnetic clutch/brake assembly, the cycling rate of a common machine-shop lathe was doubled to increase production. Originally, the three-speed pulley arrangement was run by a 0.5-hp ac motor with a shoe-brake assembly. The load was picked up directly by the motor, 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.

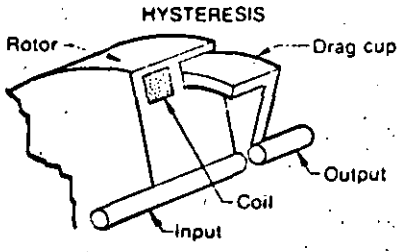
By replacing the existing snoe-brake with an electromagnetic clutch assembly, however, cycling time was increased by 100%, motor life improved, and considerable energy saved. The figures show the lathe assembly before and after the modification.

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.

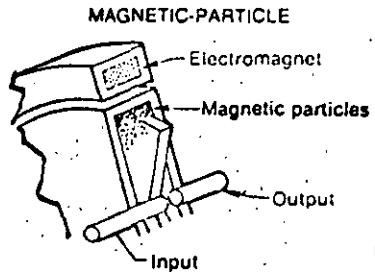
To find the proper clutch/brake assembly to increase the cycling rate from 35 to 70 cycles/hr, first calculate the required torque from Equation



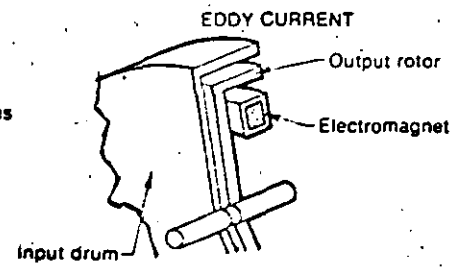
Nonfriction Clutches and Brakes



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

$$T = 5{,}250\,(1.5)\,(0.5)/750$$
$$= 5.25 \text{ lb-ft}$$
$$= 63 \text{ lb-in.}$$

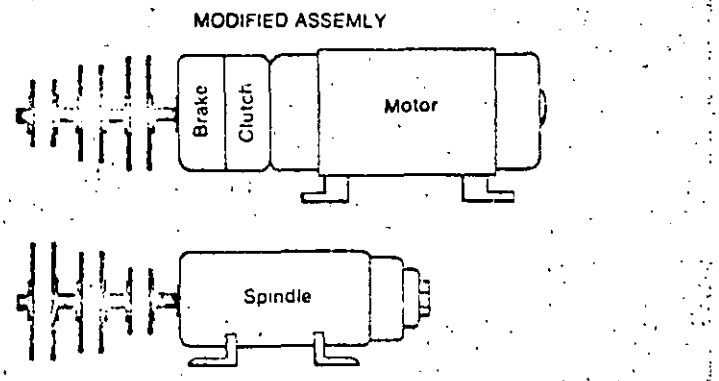
From the chart, a 2⅝-in. diameter brake unit delivers the required torque. Now, the brake must be checked for heat capacity. Because high speed operation is the worst case for heat generation, $N = 3{,}000$ rpm is used in this calculation. From the table, $A = 14$ for this clutch/brake. Also, inertia of the system is $WR^2 = 0.398$ lb-ft²/in. Therefore, the maximum number of starts or stops at 3,000 rpm is

$$C = \frac{4 \times 10^5)\,(14)}{(0.398)\,(3{,}000)^2}$$
$$= 1.56 \text{ operations/min}$$
$$= 94 \text{ operations/hr}$$

which is greater than the required 70 operations/hr. From Equation 3, heat input is

$$E = 1.71\,(0.398)\,(1.56)\,(3{,}000/100)^2$$
$$= 949 \text{ lb-ft/min}$$

Checking the heat dissipation graph, the 2⅝-in. diameter brake has a capacity of 3,100 lb-ft min, therefore it is adequate for the application.



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.

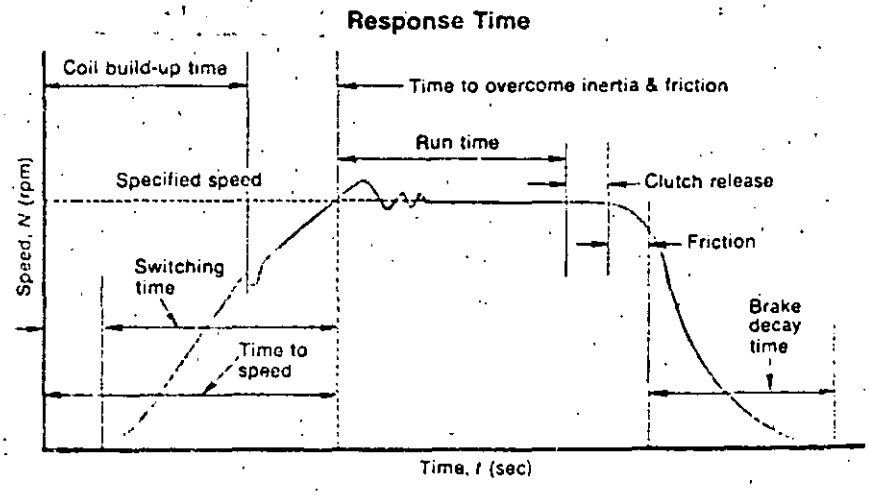
Friction clutches and brakes are called the workhorses of industry — they are inexpensive, versatile, and fast acting. In an electrically-actuated friction clutch, the rotor is mounted to the motor shaft and held with a key. Inserted into the rotor face is a ring of friction material that provides a 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 members 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) 100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800	Clutch Diam (in.)
1/50															1 3/4
1/20															
1/11															
1/8															2 1/4
1/6															
1/4															
1/3															2
1/2															
3/4															4 1/4
1															
1 1/2															
2															
3															8 1/2

Heavy Duty

Motor Size (hp)	Shaft Speed (rpm) 100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800	Clutch Diam (in.)
1/50															1 3/4
1/20															
1/11															2 1/4
1/8															
1/6															2 5/8
1/4															
1/3															4 1/4
1/2															
3/4															
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-

pends 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

$$T = 5{,}250KP/N \qquad (1)$$

$$T_{acc} = (\Delta N)WR^2/308t \qquad (2)$$

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 surfaces slip. The heat generated is found from

$$E = 1.7WR^2C(N/100)^2 \qquad (3)$$

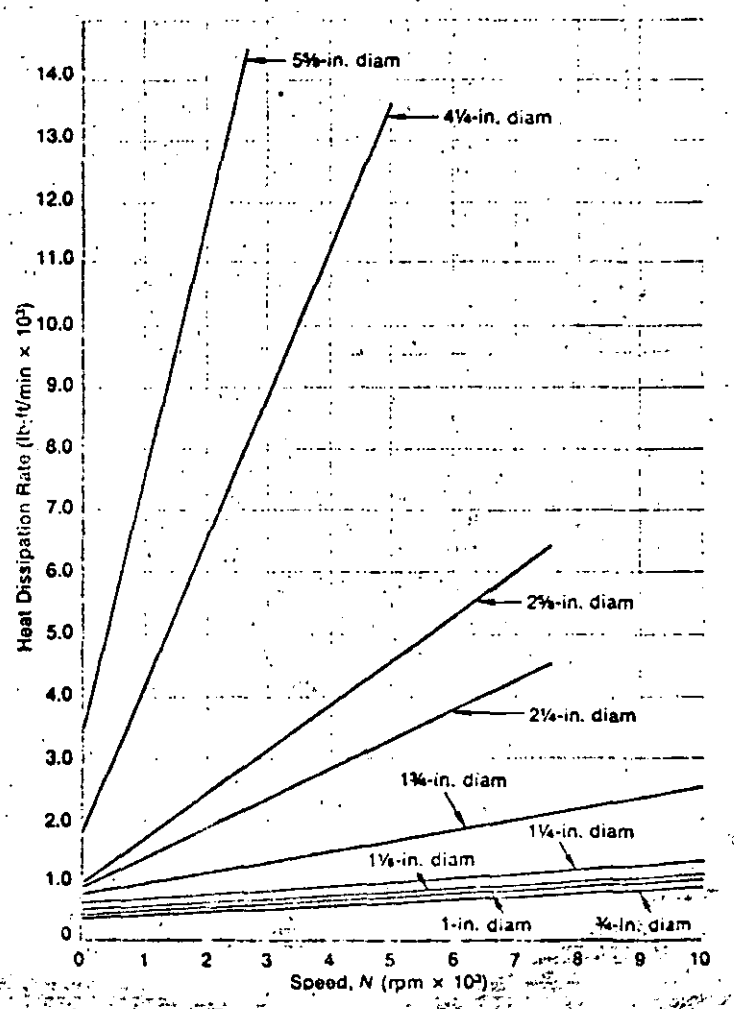
The upper limit on the number of starts or stops per minute is

$$C = (4 \times 10^5)A/WR^2N^2$$

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%

Heat Dissipation



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-ft²/in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft²/in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft²/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

Heat Dissipation Factors

Diam (in.)	Dissipation Factor, A
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

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 particular 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 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.

Nomenclature

A	=	Heat dissipation factor
C	=	Cycling rate, min^{-1}
E	=	Heat input, lb-ft/min
F	=	Tension force, lb
K	=	Safety factor
N	=	Rotational speed, rpm
N_s	=	Mandrel shaft speed, rpm
P	=	Motor rating, hp
R	=	Radius of gyration, ft
T	=	Torque, lb-ft
T_{acc}	=	Acceleration or deceleration torque, lb-ft
t	=	Response time, sec
W	=	Weight, lb/in.

SOFT-START COUPLINGS

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

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.

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.

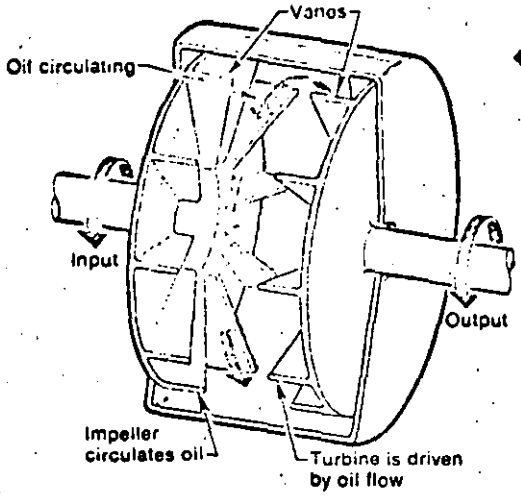
The torque capacity of a fluid coupling and the slip time required to accelerate the load to full speed depend upon impeller speed and the level of oil in the coupling. The basic fluid coupling is the constant-fill type that always carries a full load of hydraulic fluid.

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

For free copy of this article circle 3002

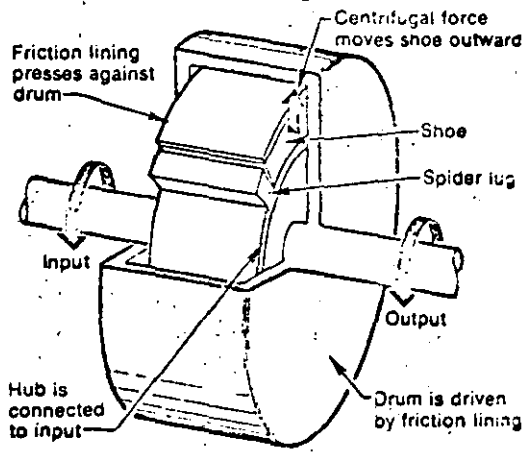
Ways to Transmit Torque

Fluid



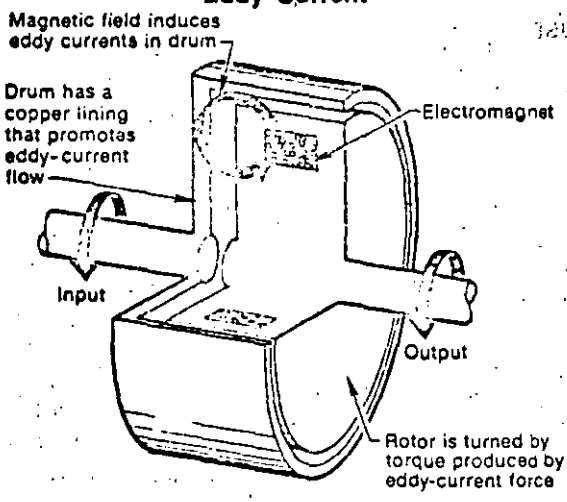
Fluid or hydraulic couplings consist of an input impeller, connected to the driver, and an output turbine wheel facing each other in a sealed housing filled with oil. The powered impeller circulates the oil, which strikes and rotates the turbine, the vanes of which are shaped so that power flow is more from hydrodynamic lift than from simple and less efficient oil impingement.

Centrifugal



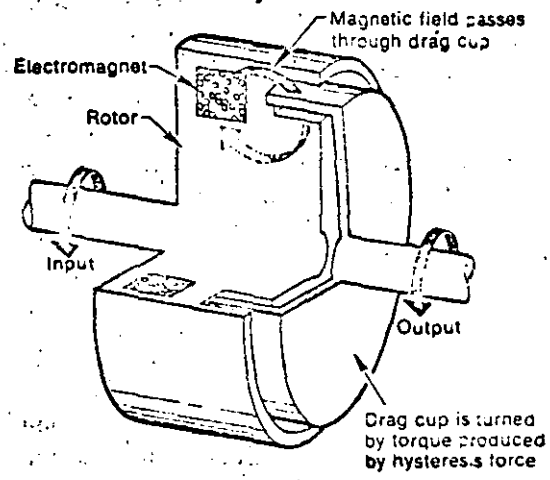
Shoe-type couplings have friction-lined shoes driven by an input and expanded outward by centrifugal force against an output housing. At low speed, centrifugal force is low and not sufficient to press the show outward, so the coupling is fully disengaged. As input speed increases, the shoe gradually engages with the output over some predetermined speed range.

Eddy-Current



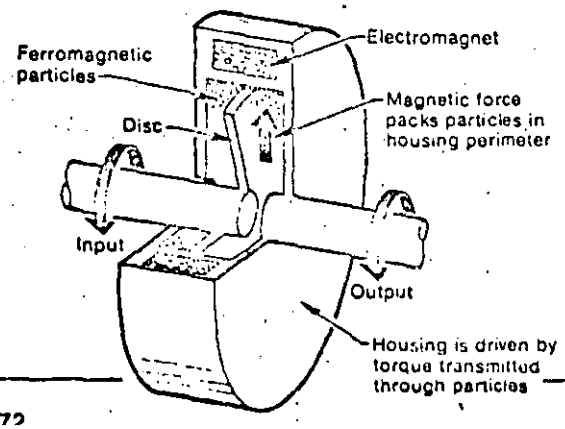
Eddy-current couplings have a driven input drum that rotates around an output rotor containing an electromagnetic coil. The input drum is made of soft iron or lined with copper to promote eddy-current flow. Torque is transmitted by the force developed as the eddy currents encounter electrical resistance in the rotating drum.

Hysteresis



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.

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.

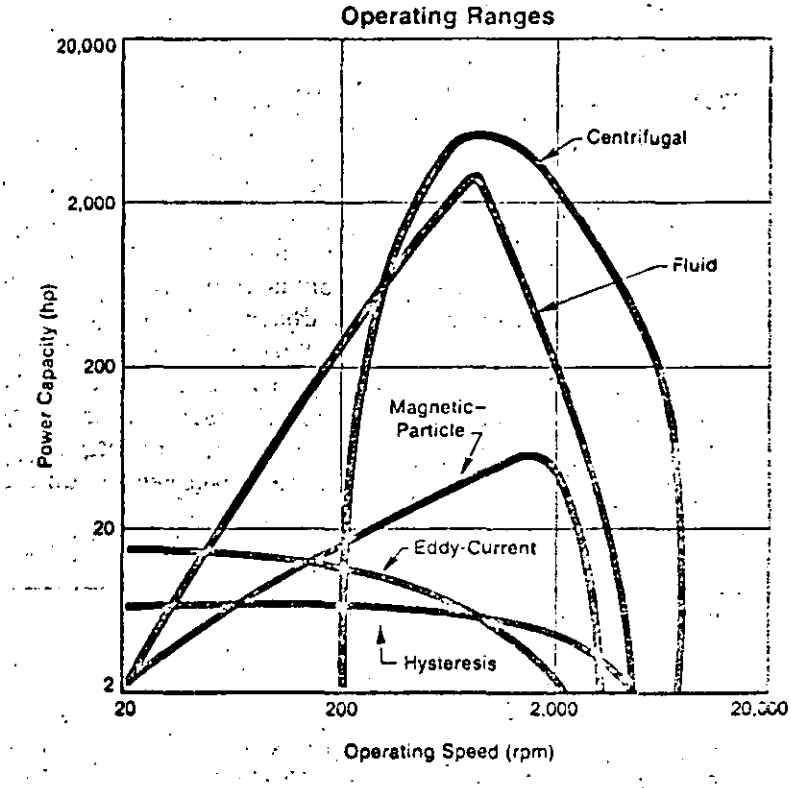
Another variation of the basic shoe coupling is the connected-shoe type, which has a series of shoes connected to the input hub with steel links and rubber bushings. The steel links control the coupling action more closely than the free-shoe and restrained-shoe types, and the rubber bushings reduce noise 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 slip revolutions and is usually inspected for shot deterioration twice a year in most industrial applications. When about half

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.



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 hysteresis types.

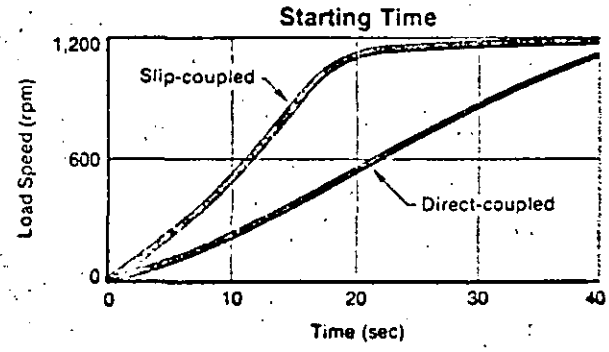
Magnetic-particle couplings have the highest torque capacity of the magnetic couplings, but have a limited service life because of mechanical wear of the particles acting on input and output members. Also, magnetic-particle couplings have higher de-energized residual drag than the other magnetic types because of the inevitable presence of ferromagnetic powder. Magnetic-particle couplings may also require auxiliary cooling because of heat generated by friction.

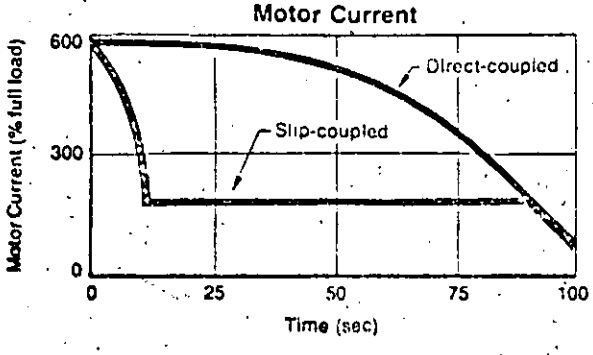
Eddy-current types require some slippage to develop full torque, so eddy-current couplings are inherently less efficient. And because eddy-current flow is affected by heat,

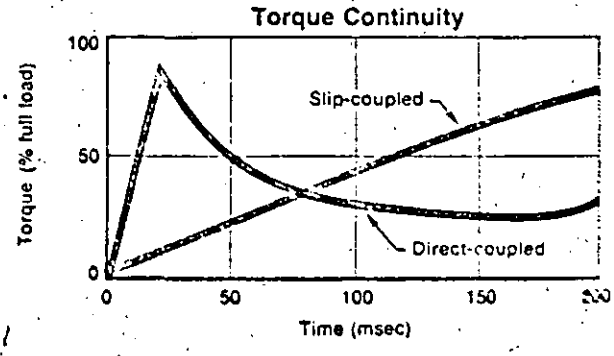
Why Soften the Start?

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.

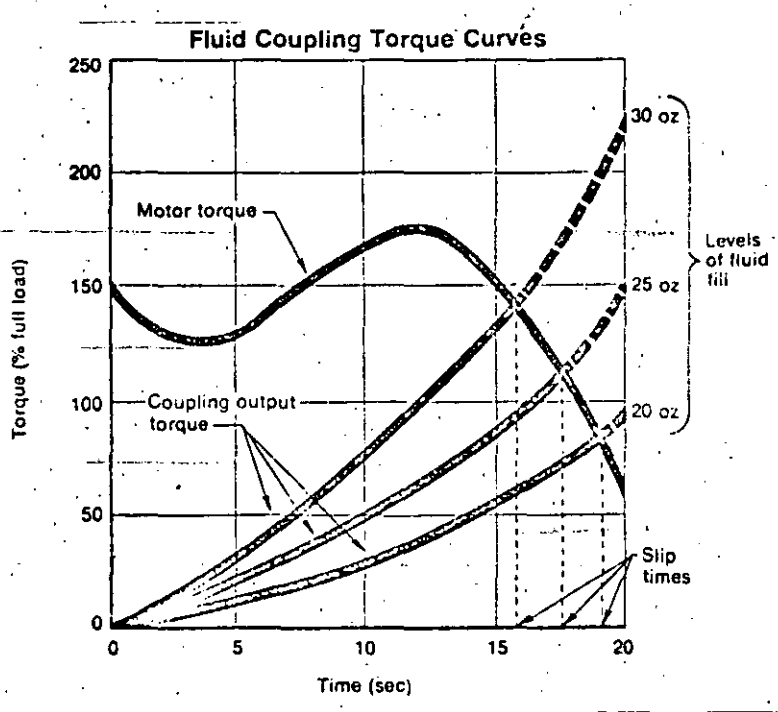
Changing the Slip Time 37

Slip time required to accelerate the load from rest to full speed is usually 10 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 may 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-ft^2; N = motor speed under load, rpm; and P = rated coupling power, hp.



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 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, hysteresis 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 Transmission Div., Webster, Mass.; Fairchild Industries, Industrial Products Div., Winston-Salem, N.C.; Hilliard Corp., Elmira, N.Y.; Magtrol Inc., Buffalo, N.Y.; Reliance Electric Co., Dodge Div., Mishawaka, Ind.; and Veith Transmissions Inc., Appleton, Wis.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS
SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ

NOVIEMBRE, 1984

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

o también en máquinas de diseño antiguo. Este sistema tiene el grave inconveniente de que si el motor sufre un desperfecto, se paraliza toda la producción el tiempo que dure la reparación del motor, además, cuando está en operación, el motor está trabajando continuamente y si no tiene todas las cargas opera con baja eficiencia. Debido a estos inconvenientes, la maquinaria moderna tiene tantos motores como operaciones hace para un determinado trabajo, ya que se dispone de motores que anteriormente no existían.

En la actualidad, para una selección adecuada, se ha llegado a un grado de precisión tal, que se necesita tener un conocimiento claro de las principales características -eléctricas y mecánicas- de los diferentes tipos de motores, y también, es indispensable conocer el tipo de carga que se va a accionar, determinando con el mayor detalle todos los pasos que debe hacer para realizar un trabajo completo. El no considerar correctamente los factores anteriores, puede conducirnos a seleccionar mal un motor ya que si bien será capaz de mover la carga mecánicamente, es posible que no lo haga en forma eficaz eléctricamente. Un factor importante también, es el económico, ya que es posible tener para un mismo trabajo dos tipos de motor, e influirá notablemente para la decisión final.

1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS

1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS

El objetivo de este tema es: Establecer lineamientos generales que permitan determinar las necesidades de la carga a accionar con precisión, y tomando como base estos lineamientos, cubrir sus requerimientos con el diseño de motor más adecuado.

1.1 CARACTERISTICAS DE LA CARGA MECANICA

Las cargas accionadas por motores eléctricos son muy variadas, así por ejemplo, tenemos a los sistemas de tracción para: elevadores, malacates, bandas transportadoras, transportes eléctricos, equipos que mueven fluidos como bombas, ventiladores, agitadores; también, compresores en sistemas de aire comprimido para herramienta y maquinaria neumática; sistemas hidráulicos para prensas, estrusoras, inyectoras de plástico; máquinas herramientas, troqueles, laminadores, centrifugadoras, rotativas, telares, etc.; y - baste decir que, los servicios reqüeridos por la industria, el comercio, los domésticos, etc., necesitan de los motores eléctricos.

Los requerimientos de la carga también son diversos en cuanto a potencia y velocidad se refiere, así, podemos tener carga constante a velocidad constante o variable, carga variable a velocidad fija o variable, cargas intermitentes, etc. Ante esta diversidad de necesidades de la carga, las características que se deben conocer para la selección del tipo de motor son:

- Potencia Nominal demandada por la carga
- Velocidad de accionamiento nominal
- Características de par durante arranque, operación y paro.

Trataremos brevemente cada uno de estos puntos a continuación

1.1.1. POTENCIA NOMINAL DEMANDADA POR LA CARGA

En general, una carga mecánica, demanda potencia mecánica a un - par y una velocidad determinados, en la mayoría de los casos, es-

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:

$$P = T\,\omega \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

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:

$$\omega = (2\pi/60)\,N \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

En la que N es la velocidad angular en R.P.M. y por tanto

$$P = (2\pi/60)\,T\,N \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

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)

$$P = (2\pi/60x75)\ T\ N$$

$$P = (2\pi/4,500)\ T\ N\ (CV) \ . \ . \ . \ (4)$$

si el par se mide en lb-pie

$$P = (2\pi/60x550)\ T\ N$$

$$P = (2\pi/33,000)\ T\ N \quad (CP) \ . \ . \ . \ (5)$$

y finalmente, cuando el par se mide en new-m,

$$P = (2\pi/60)\ T\ N \quad Watt \ . \ . \ . \ . \ . \ (6)$$

ó $$P = (2\pi/60,000)\ T\ N \quad KW \ . \ . \ . \ . \ (7)$$

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 newton = 1 kg-masa x 1 m/seg^2

1 newton = (1/9.81) kg-fuerza

o también 1 kg-fuerza = 9.81 newton

Empleando esta relación para el par, obtenemos que

1 kg-m = 9.81 new-m = 9.81 Joule

1 C V = 75 kg-m/seg = 75x9.81 new-m/seg

1 C V = 735.75 Joule/seg

1 C V = 735.75 Watt

De las relaciones de equivalencia entre lb y kg, pie y m, se tiene:

1 lb = 0.4536 kg y 1 pie = 0.3048 m

de donde 1 lb-pie = 0.4536 x 0.3048 kg-m

1 lb-pie = 0.13825 kg-m

---

1 lb-pie = 0.13825 x 9.81 new-m

1 lb-pie = 1.35623 new-m

---

si 1 CP = 550 lb-pie/seg

1 CP = 550 x 1.35623 new-m/seg

1 CP = 745.9265 new-m/seg

1 CP = 745.9265 Joules/seg

1 CP = 745,9265 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

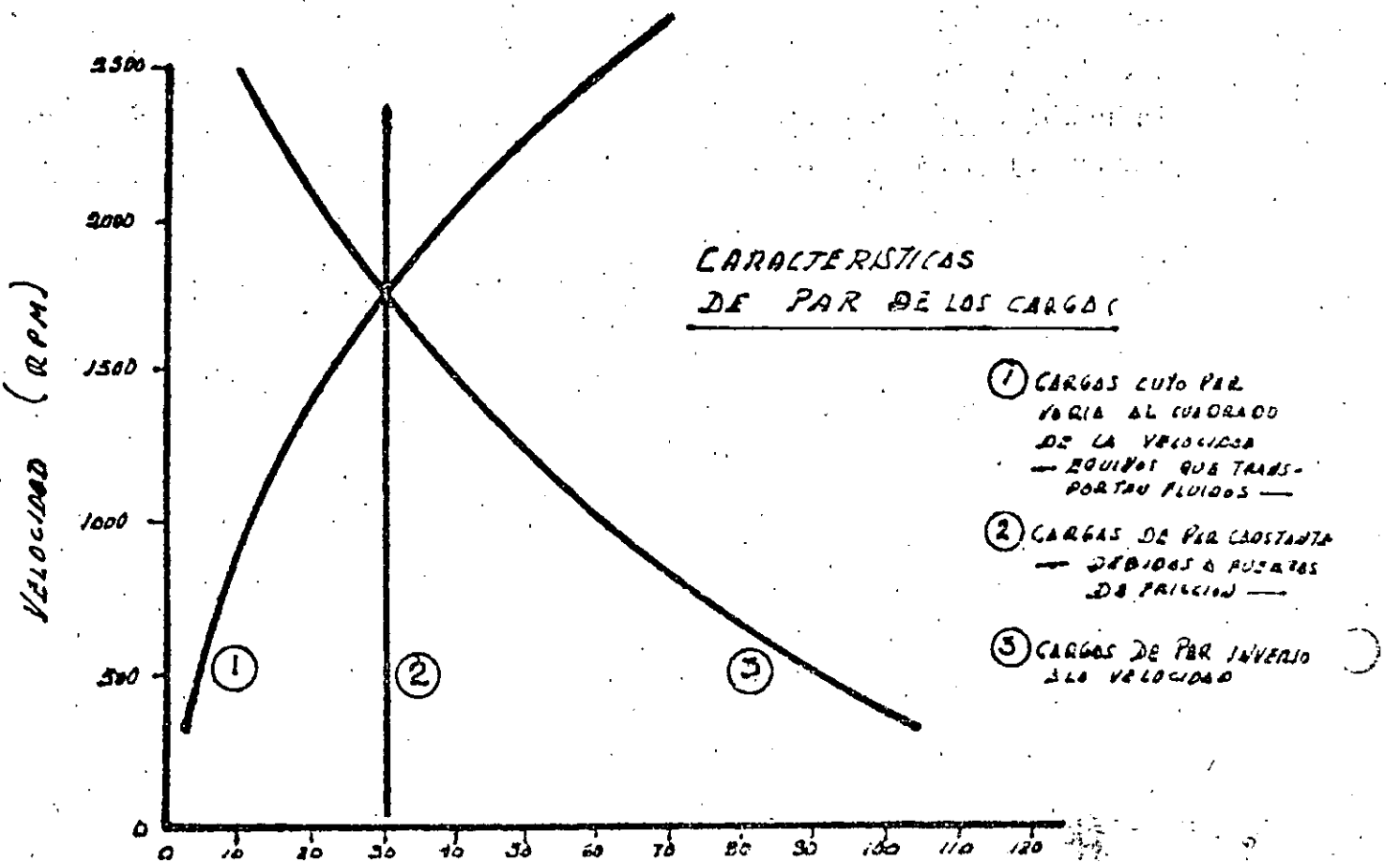
Esta velocidad puede ser constante, variable o una combinación de ambas para un trabajo determinado; si la velocidad requerida es constante, probablemente nos inclinemos desde este punto de vista a elegir un motor de C. A.; si la velocidad es variable, también habrá que comparar qué grado de fineza se 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 ejmplos 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.



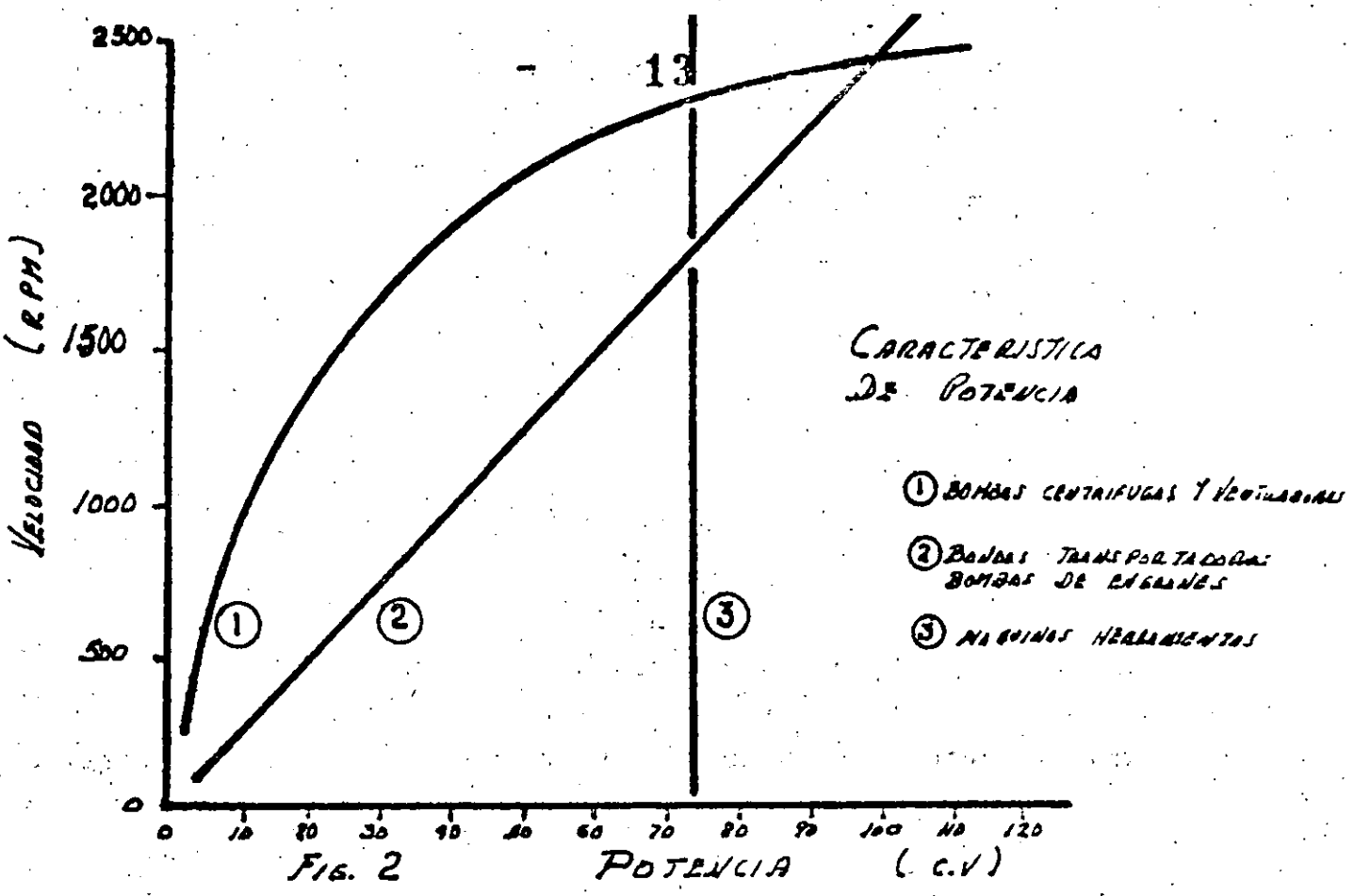


FIG. 2

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 fluídos, 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 mas 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 contínua 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.

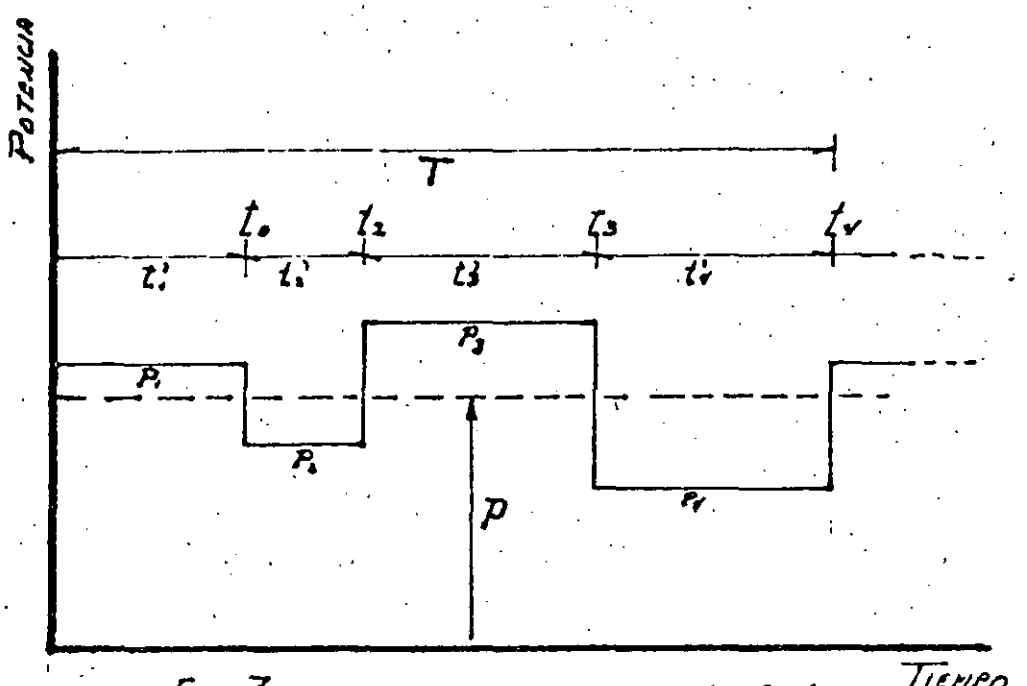


FIG. 3. CICLO DE TRABAJO DE UNA CARGA FLUCTUANTE A VELOCIDAD CONSTANTE.

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

ble o de un oleoducto, o para reponer el agua en una caldera; el ciclo de trabajo de una grua viajera desde levantar, transportar y descargar un determinado peso; ciclos de trabajo intermitentes como lo son en troqueles o punzonadoras; repetitivos como los de los transportes colectivos; ciclos de trabajo de compresores en sistemas de refrigeración, etc.

Un ciclo de trabajo de este tipo se representa en la fig. No.3, la potencia demandada por este ciclo de trabajo, será la potencia media cuadrática dada por la expresión.

$$P = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1' + P_2^2 t_2' + P_3^2 t_3' + \ldots + P_n^2 t_n'}{T}} \quad \ldots \quad (8)$$

donde P_1, P_2, P_3, ... P_n, son las potencias demandadas durante los intervalos t_1, t_2, t_3, ... t_n', que pueden ser en segundos o minutos y T la duración del ciclo de trabajo, es decir:

$$T = t_1' + t_2' + t_3' + \ldots + t_n' \quad \ldots \ldots (9)$$

y P es la potencia efectiva, de la potencia fluctuante.

2 SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

2 SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

El objetivo de este Tema es: Elegir un motor de inducción trifásico para el accionamiento de una carga dada, basándonos en los distintos diseños normalizados que se tienen para suplir las necesidades de la carga.

2.1 DISEÑOS A, B, C, D Y F, NORMALIZADOS

Las figuras 4 y 5 ilustran las distintas características Par-Velocidad del motor de inducción para el rotor en "Jaula de Ardilla" y el "Rotor bobinado" respectivamente, haciendose la distinción en la primera entre la curva teórica y la curva real.

Los puntos notables de la curva Par-Velocidad real se ilustran en la fig.6 en donde además se tiene una curva de carga hipotética para definir otros. La importancia de la característica Par-Velocidad de un motor de inducción, estriba en que al mismo tiempo que nos diferencía los distintos diseños de motores que se fabrican, nos permitirá elegir el diseño más adecuado para accionar una carga dada. Debido a esta importancia de las curvas Par-Velocidad, se han normalizado, por tanto, también sus puntos más notables.

La norma mexicana establecida por el COMITE CONSULTIVO NACIONAL DE NORMALIZACION DE LA INDUSTRIA ELECTRICA (CCONNIE), estipula lo siguiente para los puntos notables de la curva Par-Velocidad y los distintos diseños de los motores.

MOTORES DE INDUCCION DE CORRIENTE ALTERNA DEL TIPO DE ROTOR EN CIRCUITO CORTO O DE JAULA

A) TIPOS DE DISEÑO

2.1.1 DEFINICIONES

- Motor Diseño "A".- 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, con una corriente de arranque que excede los valores de la tabla 14, y teniendo un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.

- 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 Acelaración.- 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 síncronas, de acuerdo al número de polos y a la frecuencia, son los que se indican en la tabla 1.

TABLA 1 - Velocidades síncronas 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 minimo 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 porciento columna 2
110 porciento o menor	90 porciento de la columna 1
Mayor que 110 porciento pero menor que 145	100 porciento del par a carga plena
145 porciento o mayor	70 porciento de la columna 1

CURVA TIPICA PAR-VELOCIDAD

DEL MOTOR DE INDUCCION ROTOR JAULA DE ARDILLA

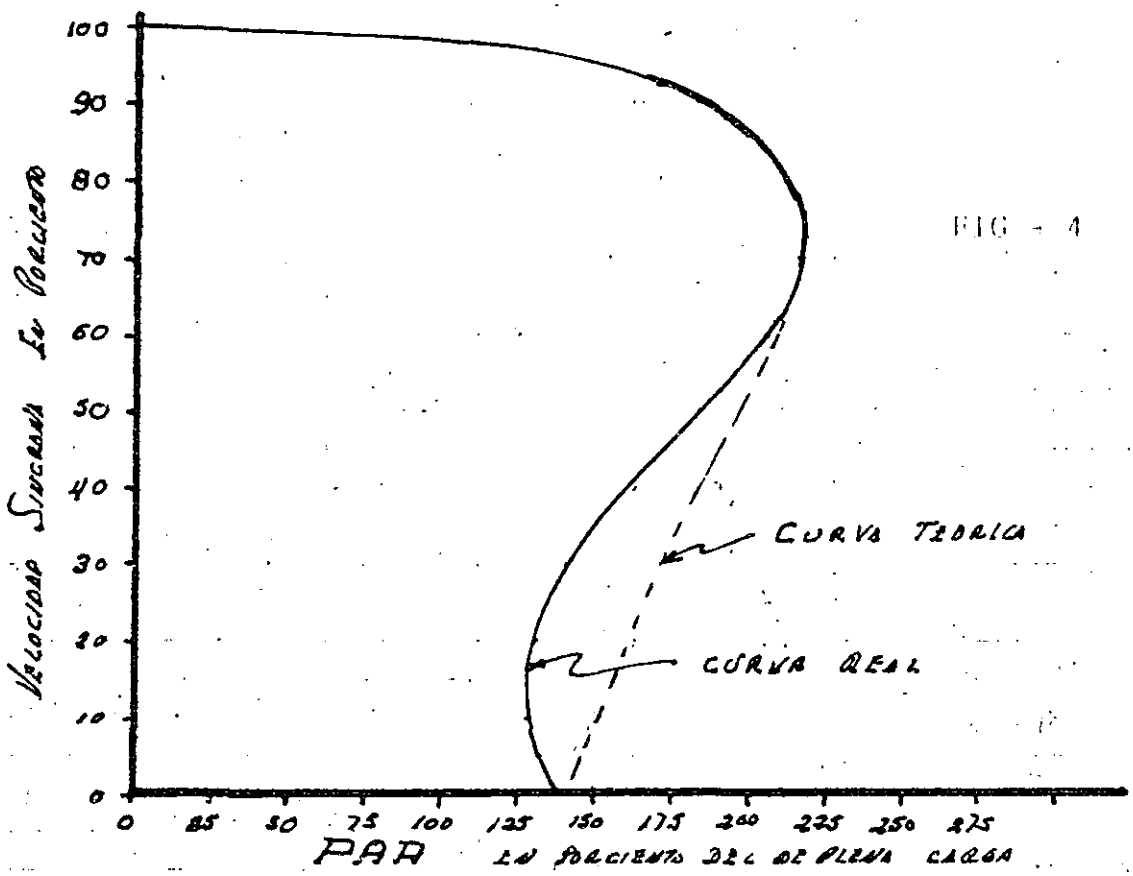


FIG - 4

CURVAS PAR-VELOCIDAD

QUE SE OBTIENEN EN EL MOTOR DE INDUCCION ROTOR DEVANADO

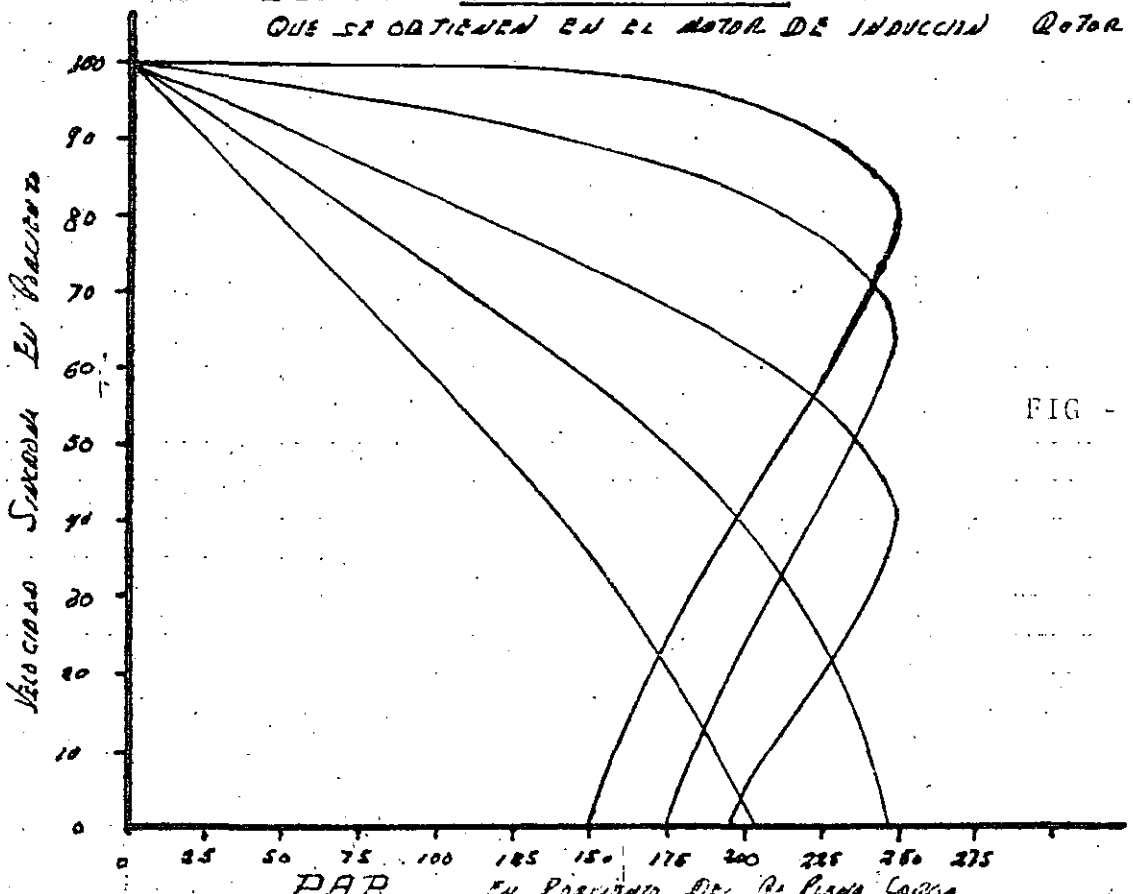


FIG - 5

El par mínimo de aceleración de los motores de diseño "C", con tensión y frecuencia nominales no deben ser menores que 70 por-ciento del par a rotor bloqueado del correspondiente a el diseño "B" de la tabla 8.

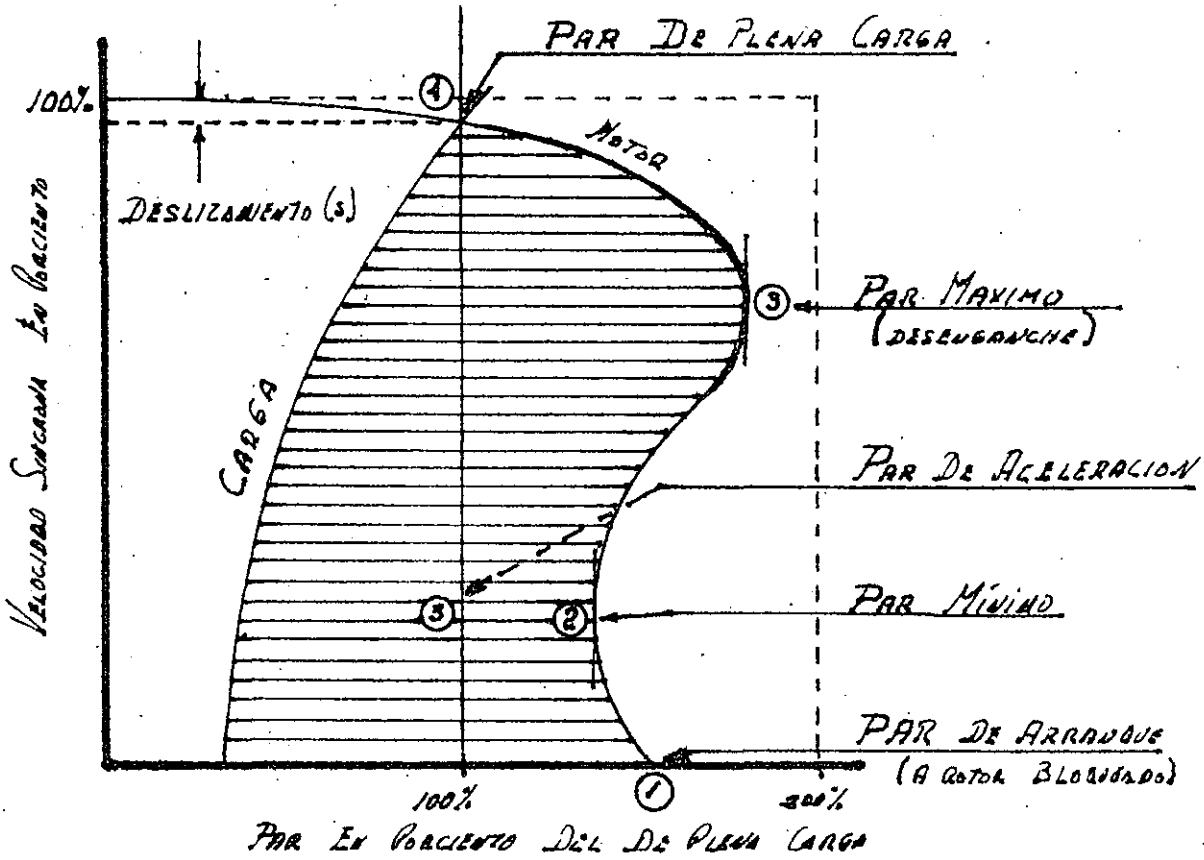


FIG - 6

Los diseños normalizados A, B, C y D se ilustran en las fig. 7, 8, 9 y 10.

Se anexan las tablas 7, 8, 9, 14 y Gráfica 3.

CURVAS NORMALIZADAS

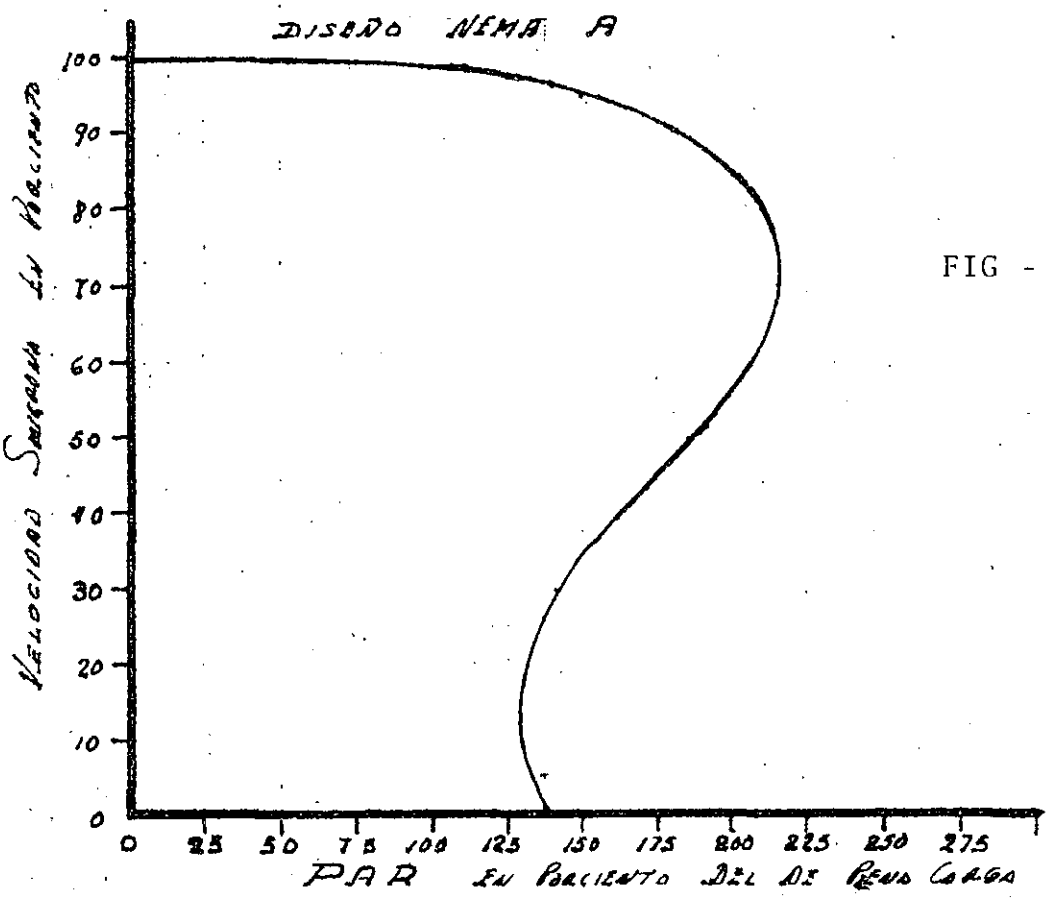


FIG - 7

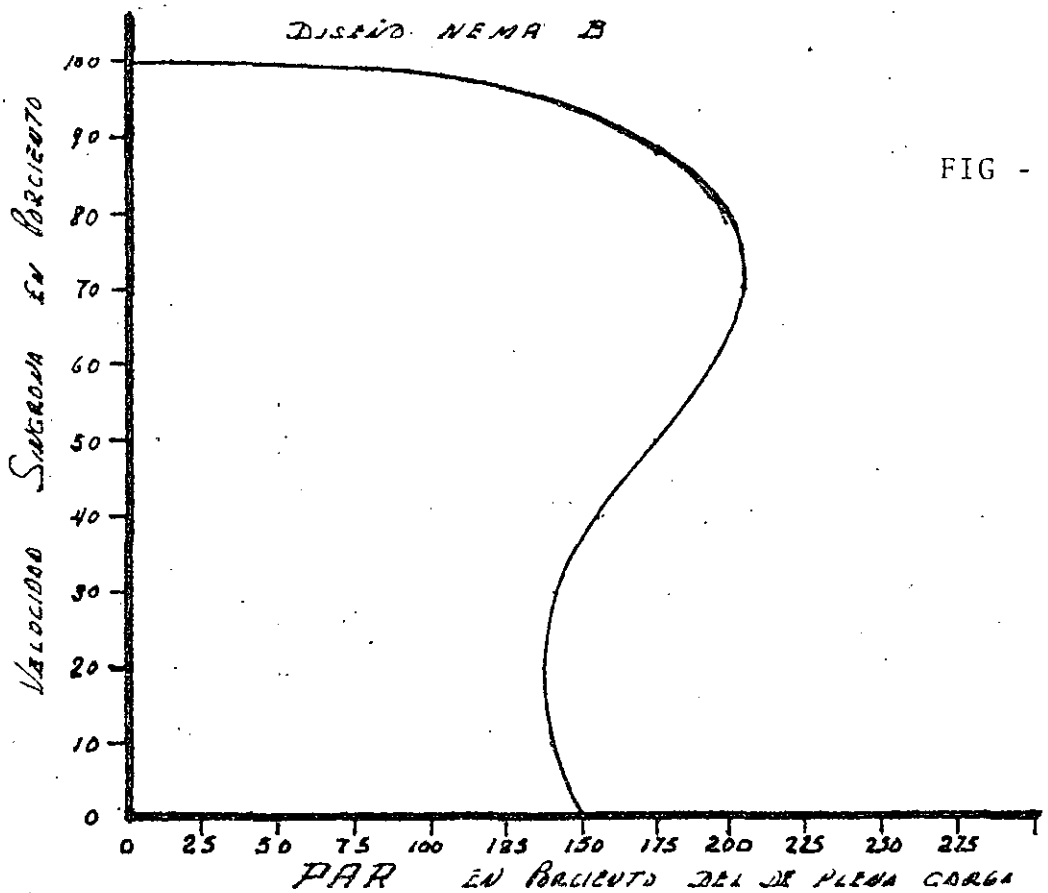


FIG - 8

CURVAS NORMALIZADAS

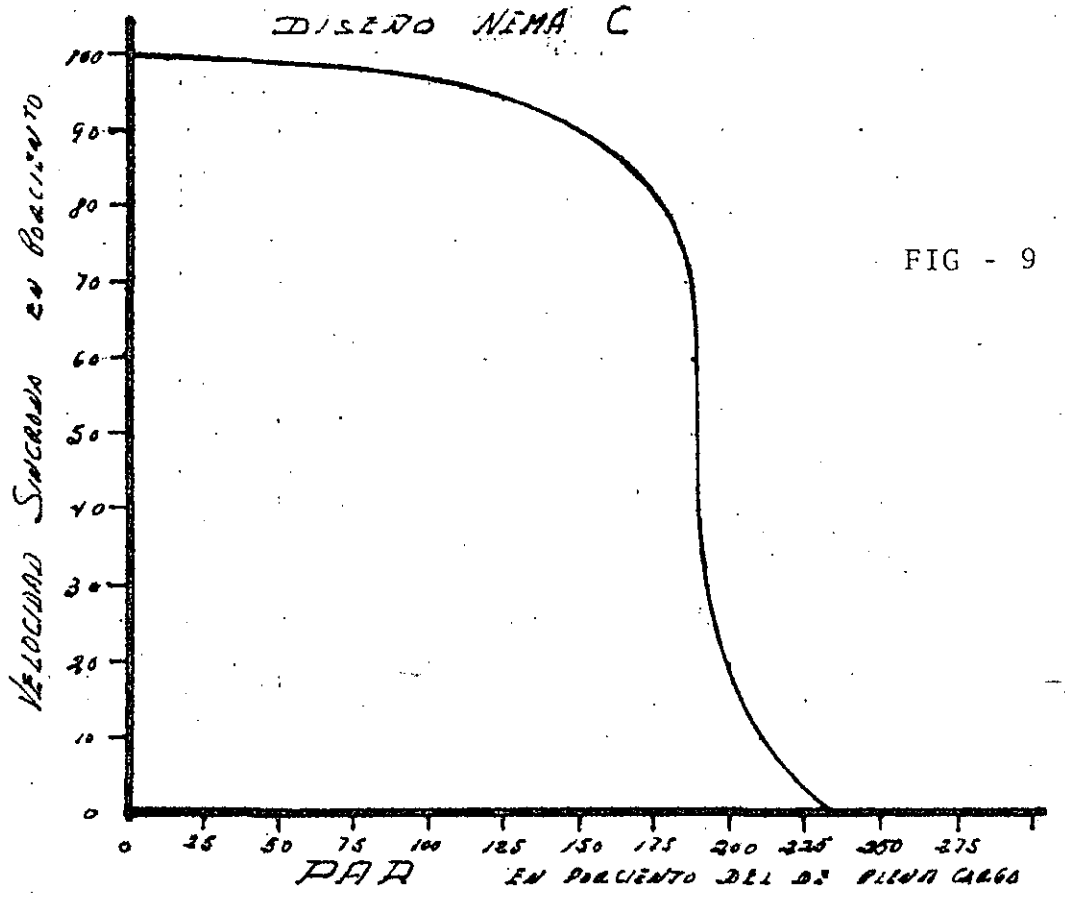


FIG - 9

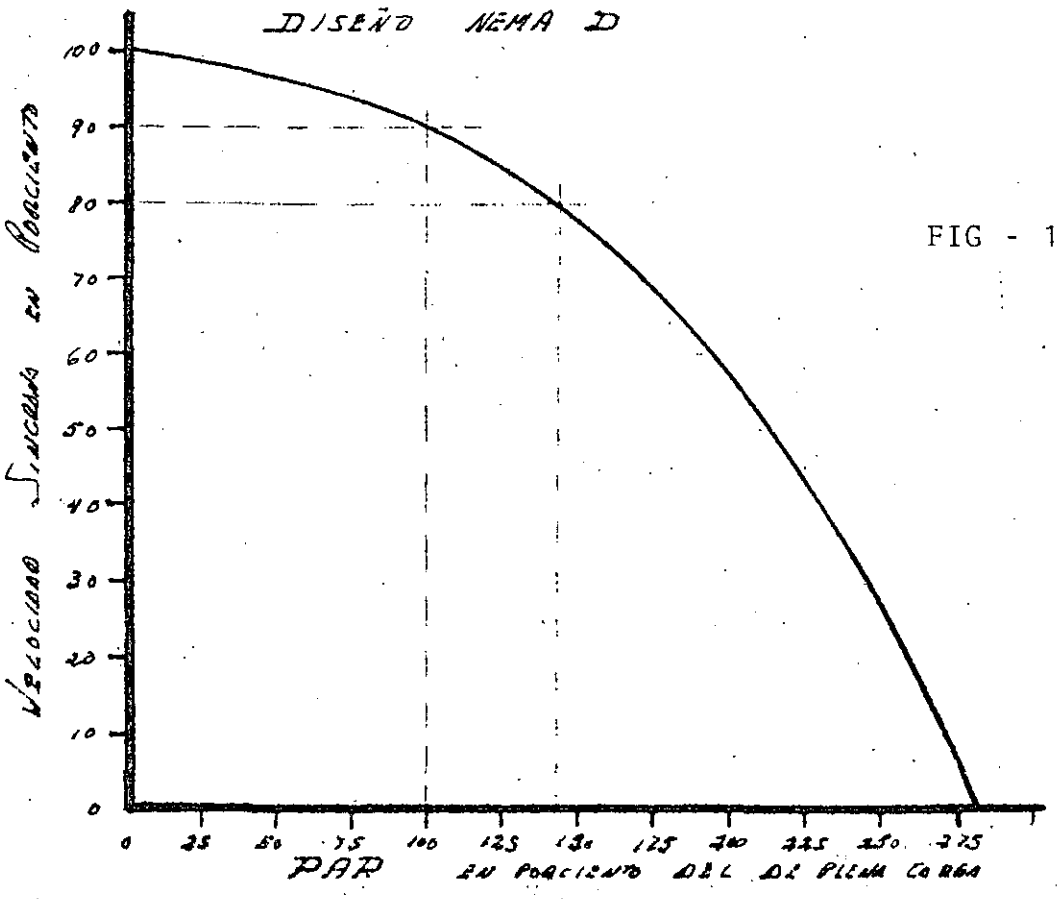


FIG - 10

TABLA 7 - Valores mínimos de par de arranque para motores trifásicos; diseños "A y B" 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	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 porciento 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.

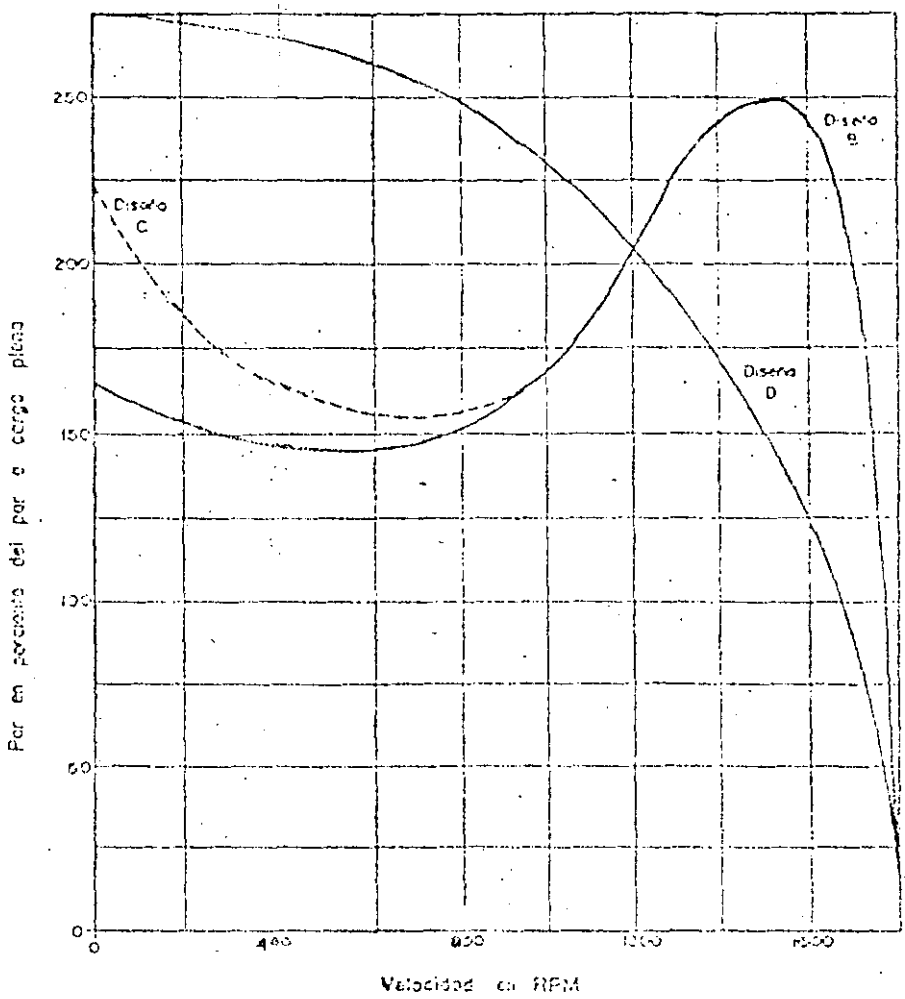
TABLA 14 - Valores máximos de la corriente de arranque en amperes, a 220 volts, 50 y 60 Hz

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.



NOM-J-75	CURVA PAR - VELOCIDAD	ESC
		ACOT S/E
GRAFICA 3		Dibujo

2.2 APLICACIONES

Con los antecedentes descritos tanto para la carga accionada como para los distintos tipos de diseño de motores trifásicos de Inducción, estamos en condiciones de efectuar la "SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO" más adecuado.

2.2.1 EJEMPLO 1

DETERMINACION DE LA POTENCIA EFECTIVA PARA CARGAR FLUCTUANTES

Cuando la demanda de potencia es fluctuante para el accionamiento de una carga por un motor, se hace necesario definir el ciclo de trabajo que debe efectuar la carga para realizar su cometido en un proceso. Un ejemplo típico de estos casos se ilustra en la figura 11, aquí se presenta el ciclo de trabajo correspondiente a una inyectora de plásticos, desglosado en tres etapas para la elaboración de una pieza moldeada y sus intervalos de duración. A continuación de la gráfica de la fig. 11 aparecen los cálculos correspondientes, reduciéndose el problema a la aplicación de las relaciones (8) y (9) dadas en la primera parte. Con el valor determinado, únicamente se determina la potencia nominal, pero no se puede efectuar completamente la selección del tipo de diseño por carecer de las características de arranque de la carga, por lo que este ejemplo queda resuelto parcialmente.

Independientemente de las características de arranque para estos casos, si la demanda de potencia es fluctuante, también lo es el par en condiciones de operación bajo carga y conviene que la velocidad no varíe, para estas condiciones de trabajo los diseños A, B o C son recomendables.

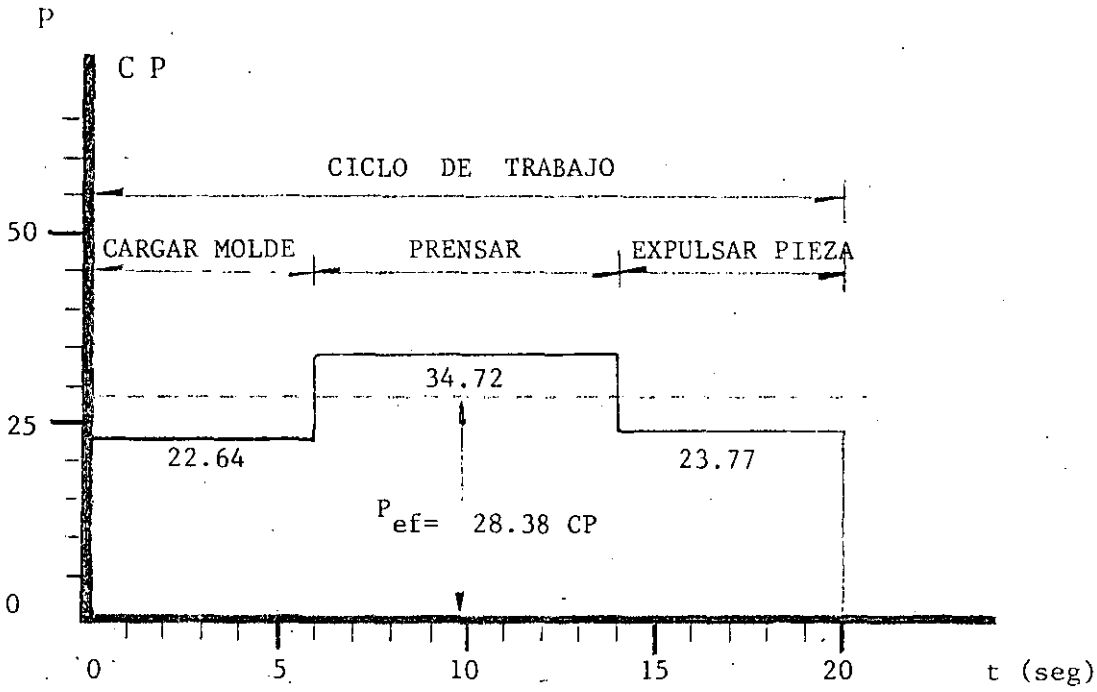


Fig. 11

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
Prensar	34.72 C P	8 SEGUNDOS
Expulsión	23.77 C P	6 SEGUNDOS
	Duración del ciclo T =	20 SEGUNDOS

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{(22.64)^2\ 6 + (34.72)^2\ 8 + (23.77)^2\ 6}{20}}$$

$$= \sqrt{\frac{16,104.321}{20}} \qquad = \sqrt{805.46605}$$

$$P_{ef} = 28.38 \text{ C P}$$

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 vacio, 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:

Cuva I. Arranque contra Presión Plena de Servicio (Compresor) o Vacio de Servicio (Bomba de Vacio), o arranque en Estado Frio.

Curva II. Arranque contra 0 Kg/cm^2 o bajo vacio (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

el diseño "D". Como la carga conserva el porcentaje de par durante el período de calentamiento, la velocidad se establecerá alrededor del 80% de la nominal y cuando la carga tenga la temperatura de trabajo, la velocidad se establecerá con un deslizamiento del 10%. Por tanto, el diseño "D" es el adecuado, terminando con esto nuestra selección.

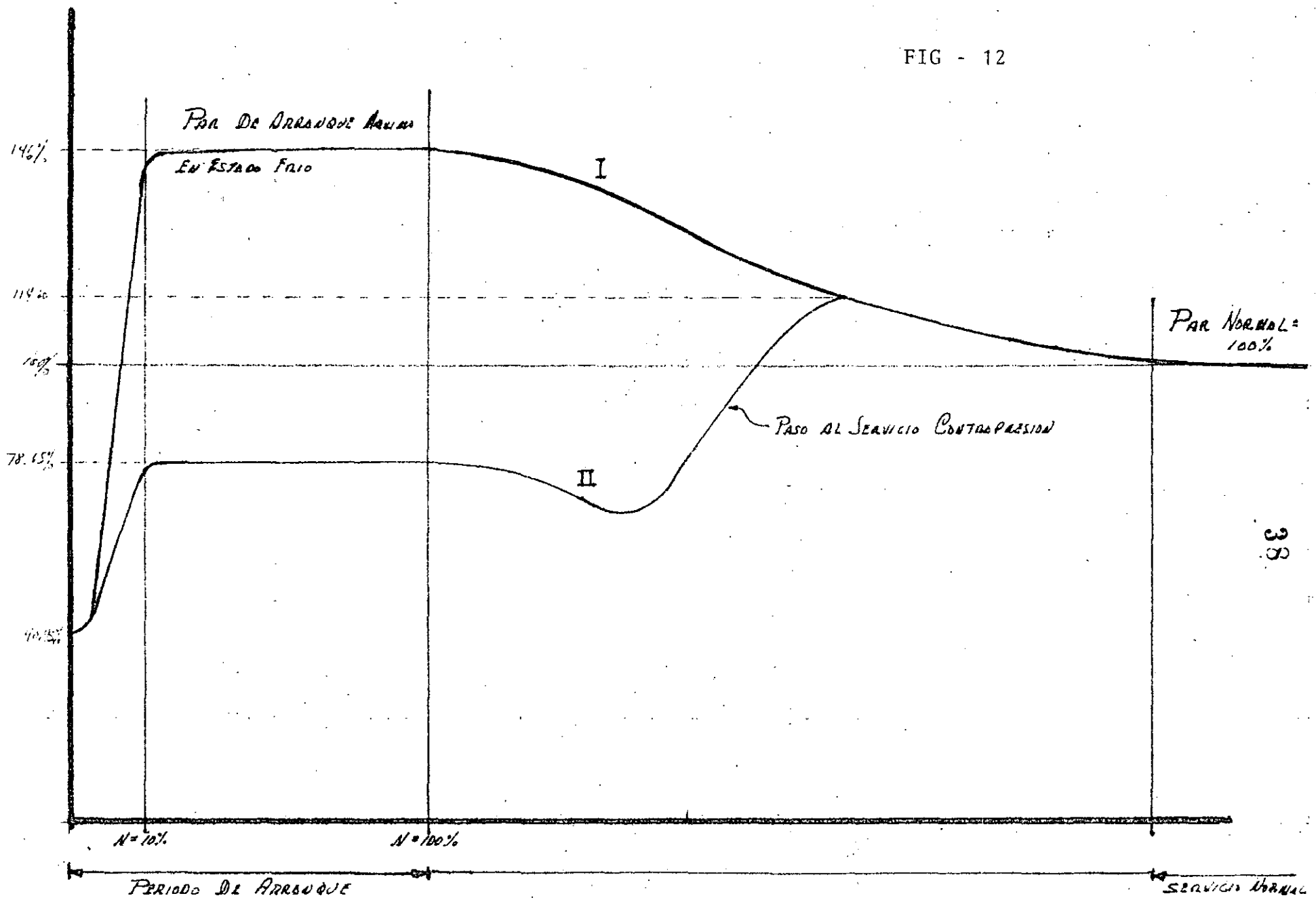
Como una alternativa adicional, se puede seleccionar un motor de inducción trifásico con rotor bobinado, ya que en éste podemos variar su par de arranque con el banco de resistencias conectado a los anillos del rotor, de acuerdo a las curvas de la fig. 5, logrando con esto, las condiciones de arranque requeridas por la carga.

Compresores y bombas de vacío de una fase

Tabla de potencias

Compresores										Bombas de vacío				
Volumen efectivamente aspirado y potencia absorbida								Tipo	Velocidad	Tipo	Volumen teórico aspirado	Potencia absorbida		
1 kg/cm²		2 kgs/cm²		3 kgs/cm²		4 kgs/cm²						30%	60%	90%
m³/h	Cab.	m³/h	Cab.	m³/h	Cab.	m³/h	Cab.		r. p. m.		m³/h	Cab.	Cab.	Cab.
40	2,5	34	3,5	28,5	4,3	23,5	5,0	K 4	2850	V 4	48	1,6	2,0	1,7
49	2,9	41,5	4,0	35	4,9	29	5,7	K 5	2850	V 5	58	1,8	2,3	1,9
75	4,3	68	5,8	63	7,2	58	8,4	K 7	2850	V 7	88	3,1	3,4	3,1
105	5,8	97	7,5	89	9,1	80	10,8	K 9	2850	V 9	119	3,6	4,0	3,7
143	6,7	127	9,6	113	12	100	14,1	K 14	1450	V 14	165	3,5	4,5	3,7
213	10	189	14,5	168	18	150	21	K 20	1450	V 20	244	5,2	6,5	5,3
295	13	267	19	240	24	215	28,5	K 30	980	V 30	329	6,9	8,5	7,1
400	18,5	359	27	321	34	287	40,5	K 30 s	1450	—	—	—	—	—
410	18	367	26	331	33	306	40	K 40	980	V 40	464	9,1	11,5	9,4
553	26	496	37	449	48	—	—	K 40 s	1450	—	—	—	—	—
525	22	475	33,5	430	42,5	395	50	K 55	725	V 55	594	10,9	14	11,7
705	29,5	640	44	585	56	—	—	K 55	980	V 55	803	14,7	19	15,8
680	28	615	41	560	53	525	65	K 70	725	V 70	767	14,5	18,2	15,3
920	37,5	830	55	—	—	—	—	K 70	980	V 70	1037	19,6	24,6	20,7
770	31	700	46,5	640	59,5	600	71,5	K 80	580	V 80	864	15,7	20	16,8
960	39,5	870	58	795	73,5	—	—	K 80	725	V 80	1080	19,6	25	21
895	36	815	54	750	69,5	700	83	K 95	580	V 95	1003	18	23	19
1125	45	1020	66,5	—	—	—	—	K 95	725	V 95	1255	22,5	28,7	23,7
1040	42	950	62,5	875	80	—	—	K 110	485	V 110	1165	20,5	27	22,5
1240	50	1130	75	1050	96	—	—	K 110	580	V 110	1395	24,5	32,3	26,9
1485	61	1360	91	—	—	—	—	K 110 s	725	—	—	—	—	—
1245	49,5	1140	74	—	—	—	—	K 130	485	V 130	1390	24,7	32	26
1505	59	1375	88	—	—	—	—	K 130	580	V 130	1660	29,5	38,3	31,1
1770	70,5	1625	105	—	—	—	—	K 130 s	725	—	—	—	—	—
1730	67	1580	100	—	—	—	—	K 180	485	V 180	1910	33	43	35
2075	80	1905	123	—	—	—	—	K 180	580	V 180	2285	39,5	51,4	41,8
2190	86	2020	130	—	—	—	—	K 230	485	V 230	2390	41	53	42,5
2620	102	2430	158	—	—	—	—	K 230	580	V 230	2860	49	63,3	51
2620	105	2410	155	—	—	—	—	K 280	485	V 280	2867	48	63	51
3130	123	2890	188	—	—	—	—	K 280	580	V 280	3430	57,5	75,5	61
4140	172	3870	250	—	—	—	—	K 400	420	V 400	4450	80	104	85
5160	207	4800	315	—	—	—	—	K 500	420	V 500	5560	95	123	100
6200	255	5800	370	—	—	—	—	K 600	420	V 600	6673	115	148	120

FIG - 12



I ARRANQUE CONTRA PLENA PRESION DE SERVICIO (COMPRESOR) o VACIO de SERVICIO (BOMBA DE VACIO)

II ARRANQUE CONTRA 0 kg/cm² o bajo VACIO (compresor)

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.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

ARRANQUE A TENSION PLENA Y A TENSION REDUCIDA

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ

NOVIEMBRE, 1984

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

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, OCASIONANDO 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.

1. CILINDRO MACIZO DE MAZA M

CILINDRO MACIZO DE MASA M

PREVIAMENTE, RECORDAREMOS LAS LEYES DE LA MECÁNICA PARA PONER EN MOVIMIENTO UN CILINDRO MACIZO DE MASA M, COMO EL REPRESENTADO EN LA FIG. 1.

LA RELACIÓN BÁSICA QUE ESTABLECE LA MECÁNICA PARA LLEVAR AL CILINDRO DESDE EL REPOZO HASTA UNA VELOCIDAD ANGULAR (ω) ES:

$$T = I\alpha \quad \text{----------} \quad (1)$$

DONDE I : MOMENTO DE INERCIA DEL CILINDRO CON RESPECTO AL EJE DE ROTACIÓN.

α : ACELERACIÓN ANGULAR

T : PAR DE ACELERACIÓN

SI CONSIDERAMOS UNA ACELERACIÓN CONSTANTE, TAMBIÉN ES CONOCIDO QUE

$$\alpha = \frac{W_F - W_O}{T} \quad \text{EN RAD/SEG}^2 \quad \text{----------} \quad (2)$$

PARA LA CUAL

W_O : VELOCIDAD ANGULAR INICIAL EN RAD/SEG

W_F : VELOCIDAD ANGULAR FINAL EN RAD/SEG

T : TIEMPO DE ACELERACIÓN EN SEG

O TAMBIÉN COMO

$$W_O = 0, \quad \alpha = \frac{W_F}{T} \quad \text{----------} \quad (3)$$

ADEMÁS, EL MOMENTO DE INERCIA DEL CILINDRO EN FUNCIÓN DE SU MASA M Y SU RADIO DE GIRO R VALE:

$$I = M R^2 \quad \text{- - - -

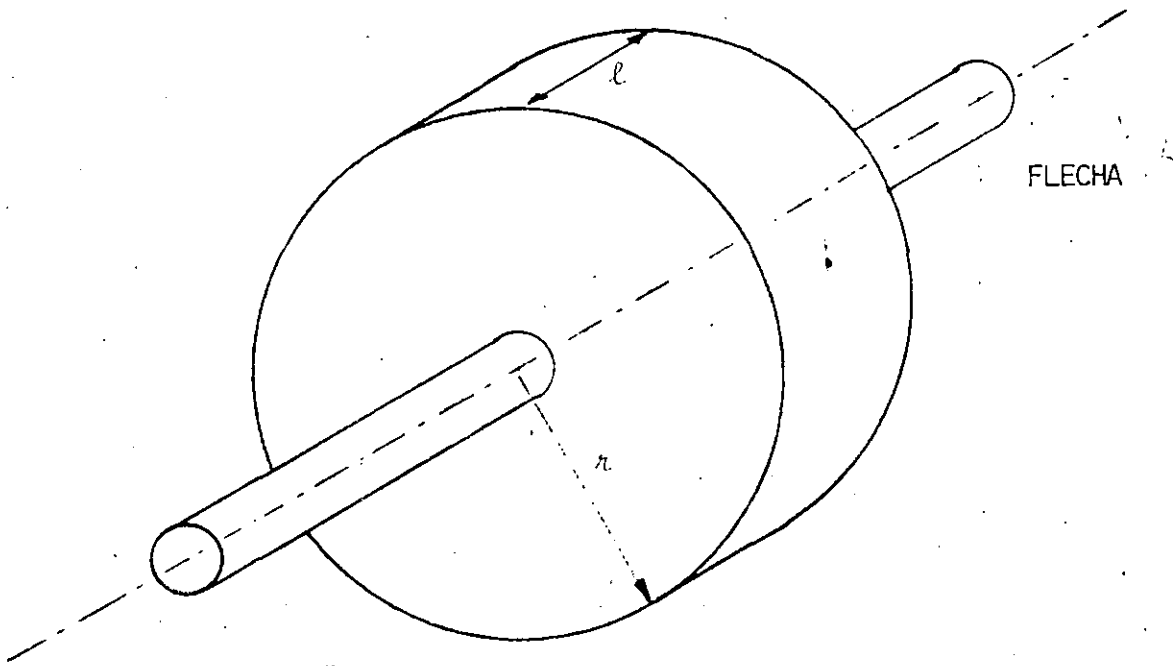


FIG. 1 CILINDRO MACIZO DE MASA M MONTADO EN UNA FLECHA

SI CONSIDERAMOS LAS EXPRESIONES (3), (4) Y (5) EN LA (1), SE TIENE:

$$T = \frac{W}{G} \cdot R^2 \cdot \frac{W_F}{T} \qquad \text{----------} \quad (6)$$

TENIENDO EN CUENTA QUE

$$W_F = (2\pi/60)\, N \qquad \text{----------} \quad (7)$$

DONDE N VELOCIDAD ANGULAR DEL CILINDRO EN REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM), Y QUE

$g = 9.81$ M/SEG^2 EN EL SISTEMA MKS TÉCNICO

Ó $g = 32.2$ PIE/SEG^2 EN EL SISTEMA INGLÉS TÉCNICO

OBTENDREMOS FINALMENTE PARA LA EXPRESIÓN (6)

$$T = \frac{WR^2 \cdot (2\pi/60)\, N}{9.81\, T}$$

$$T = \frac{WR^2\ N}{94\ T} \quad \text{- (8)}$$

Ó TAMBIÉN

$$T = \frac{WR^2\ (2\pi/60)\ N}{32.2\ T} = \frac{WR^2\ N}{308\ T} \quad \text{- - - - - - - - (9)}$$

DE LAS EXPRESIONES (8) O (9), SE PUEDE DETERMINAR EL TIEMPO QUE DURA EL PERÍODO DE ACELERACIÓN, ASÍ

$$T = \frac{WR^2\ N}{94\ T}\ \text{SEG} \quad \text{- (10)}$$

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

$$T = \frac{WR^2\ N}{308\ T}\ \text{SEG} \quad \text{- (11)}$$

CUANDO EL CILINDRO HA ALCANZADO LA VELOCIDAD W_F LA ENERGÍA CINÉTICA (EC) QUE ALMACENA ESTÁ DADA POR

$$EC = \frac{1}{2} \cdot IW_F^2 \quad \text{- (12)}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{G} \cdot R^2 \cdot W_F^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{G} \cdot (2\pi/60)^2 \cdot W R^2 \cdot N^2 \quad \text{- - - - - - - (13)}$$

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:

$$EC = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{32.2} (2\pi/60)^2 \; W R^2 N^2$$

$$= 1.70283 \times 10^{-4} \; W R^2 N^2 \quad \text{LB-PIE}$$

O TAMBIÉN

$$EC = 1.70283 \times 10^{-4} \cdot \frac{1}{550} \cdot (0.746) \; W R^2 N^2$$

FINALMENTE

$$EC = 2.31 \; W R^2 N^2 \; 10^{-7} \quad \text{Kw - SEG} \; - - - - - - - - - - - - \; (14)$$

LAS RELACIONES ANTERIORES EN CONJUNTO CON LAS RELACIONES DEL MOTOR DE INDUCCIÓN TRIFÁSICO NOS SERVIRÁN DE BASE PARA NUESTRO ANÁLISIS.

2. ARRANQUE A TENSION PLENA

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 TENSIÓN PLENA CUANDO UN MOTOR ES ENERGIZADO A SU VOLTAJE NOMINAL O DE PLACA. SIN EMBARGO, LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN 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 TENSIÓN QUE SE ACENTÚA SOBRETODO EN EL PERÍODO DE ARRANQUE. ESTA CAIDA DE TENSIÓN 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 TENSIÓN 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.

TENSIÓN DEL SISTEMA (VOLT)	TENSIÓN 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 TENSIÓN EN CADA UNO DE LOS ELEMENTOS QUE INTERVIENEN PARA ALIMENTAR UN MOTOR, DESDE UNA RED O SISTEMA DE ALTA TENSIÓN HASTA LLEGAR AL MOTOR, COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 2, 2A, Y 2B.

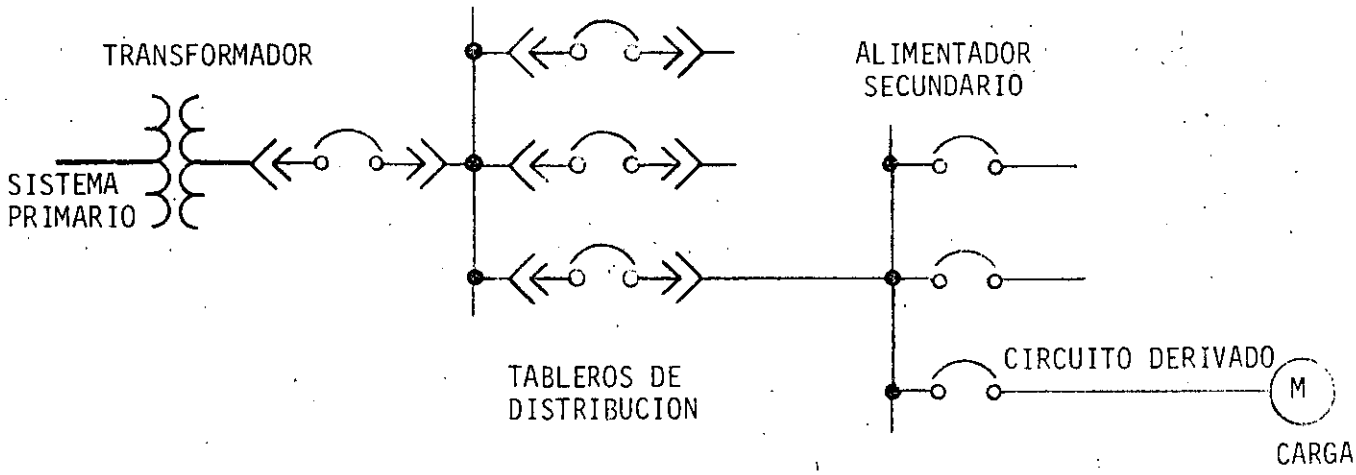


FIG. 2 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE ENERGIA

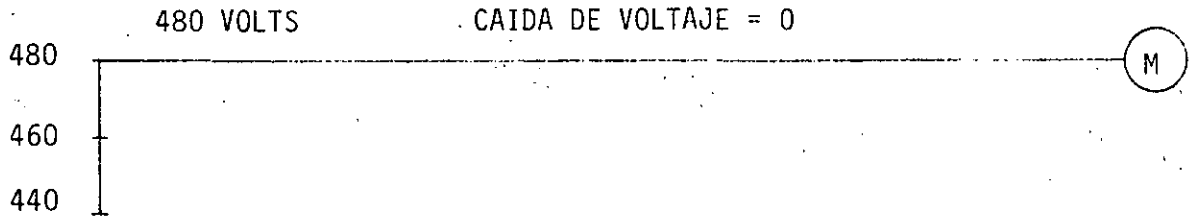


FIG. 2A. CONDICIONES DE TENSION SIN CARGA EN EL CIRCUITO

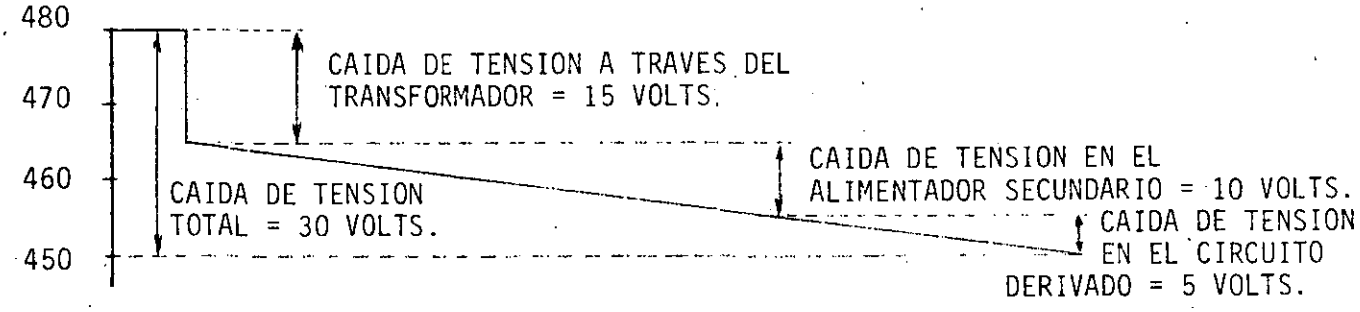


FIG. 2.B. CONDICIONES DE TENSION A CARGA PLENA

ADEMÁS DE LA COMPENSACIÓN DE LA CAIDA DE TENSIÓN EN EL SISTEMA, TAMBIÉN SE CONSIDERA EN EL CIRCUITO DERIVADO AL MOTOR UNA PÉRDIDA DE TENSIÓN 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 GRAN DE 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 CAPÁS DE SUMINISTRAR LA POTENCIA DE ARRANQUE

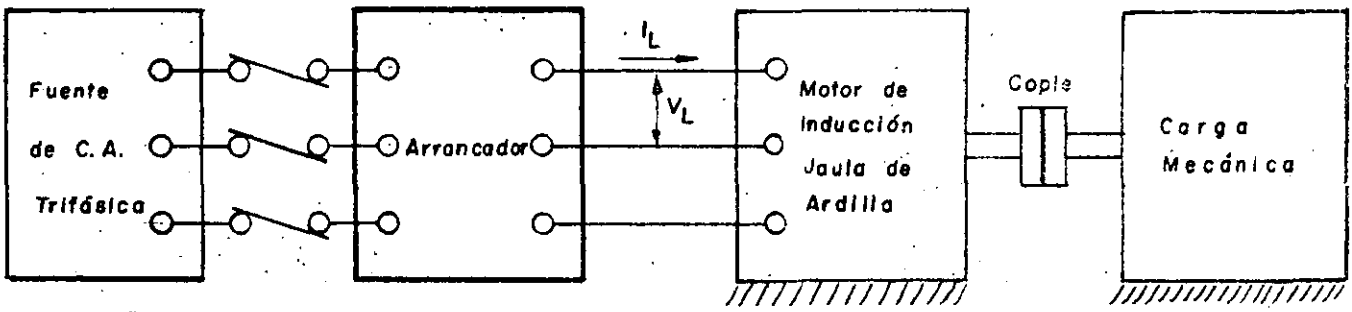


FIG. 2. ARREGLO DE ALIMENTACION Y CARGA MECANICA ACOPLADA AL MOTOR DE INDUCCION

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	1 730	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-PIE^2 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	

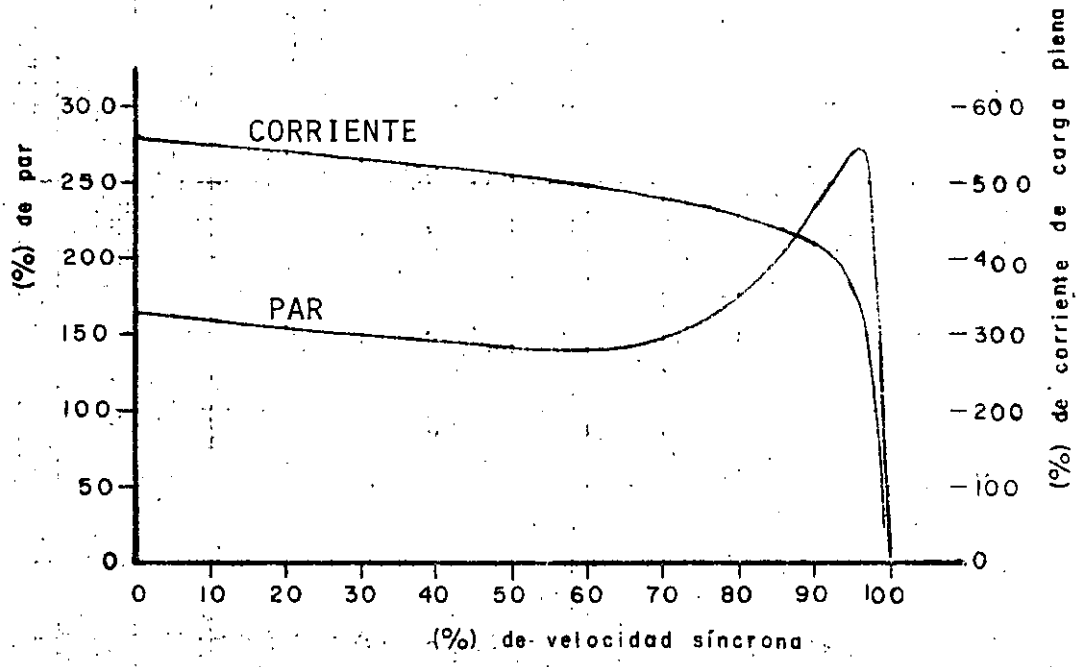


FIG. 3. CURVAS PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD DEL MOTOR DE INDUCCION

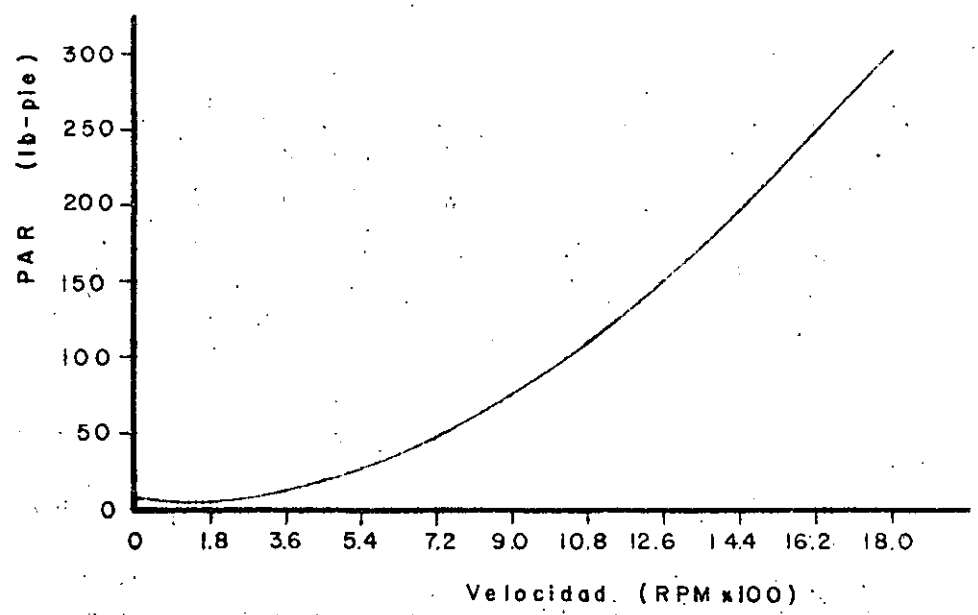


FIG. 4. CURVA PAR-VELOCIDAD DEL VENTILADOR DE TIRO FORZADO

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, DICHOS INVERVALOS 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 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:

% DE CORRIENTE EN EL QUINTO INTERVALO = 515%
% DE CORRIENTE EN EL PRIMER INTERVALO = 560%
CAIDA DE VOLTAJE INICIAL = 20 VOLTS

ENTONCES, (515/560) 20 = 18.4 VOLTS CAIDA DE VOLTAJE 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 VOLTAJE, ES PARA TOMARSE EN CUENTA EN EL PAR DESARROLLADO POR EL MOTOR, HABIÉNDOSE ESTABLECIDO QUE EL PAR VARÍA AL CUADRADO DEL VOLTAJE, 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 3 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 X 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

$$T = IW/T = (WR^2)\ N/308\ T \quad \text{SEG.}$$

EN DONDE:

WR^2 : LAS IB-PIE^2 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:

TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE = 9.78 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 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS $I^2 t$ 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 $I^2 t$ 20,154,742

96

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 PROPUESTO 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.

2. CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

UNO DE LOS OBJETIVOS QUE SE PERSIGUEN AL REDUCIR LA TENSIÓN DE ALIMENTACIÓN AL MOTOR, ES REDUCIR LA INTENSIDAD DE CORRIENTE DURANTE EL PERÍODO DE ARRANQUE PARA EVITAR CALENTAMIENTO EXCESIVO EN EL MOTOR. Y DISTURBIOS APRECIABLES EN EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.

LOS PORCENTAJES USUALES DE TENSIÓN REDUCIDA EN RELACIÓN A LA TENSIÓN NOMINAL DEL MOTOR SON:

50%
65%
85%

ESTOS PORCENTAJES SE EFECTÚAN CON LOS DISTINTOS MÉTODOS DE ARRANQUE, COMO SON:

ARRANQUE CON RESISTENCIA PRIMARIA
ARRANQUE CON REACTANCIA PRIMARIA
ARRANQUE CON AUTOTRANSFORMADOR

TAMBIÉN, SE REDUCE LA CORRIENTE DE ARANQUE 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

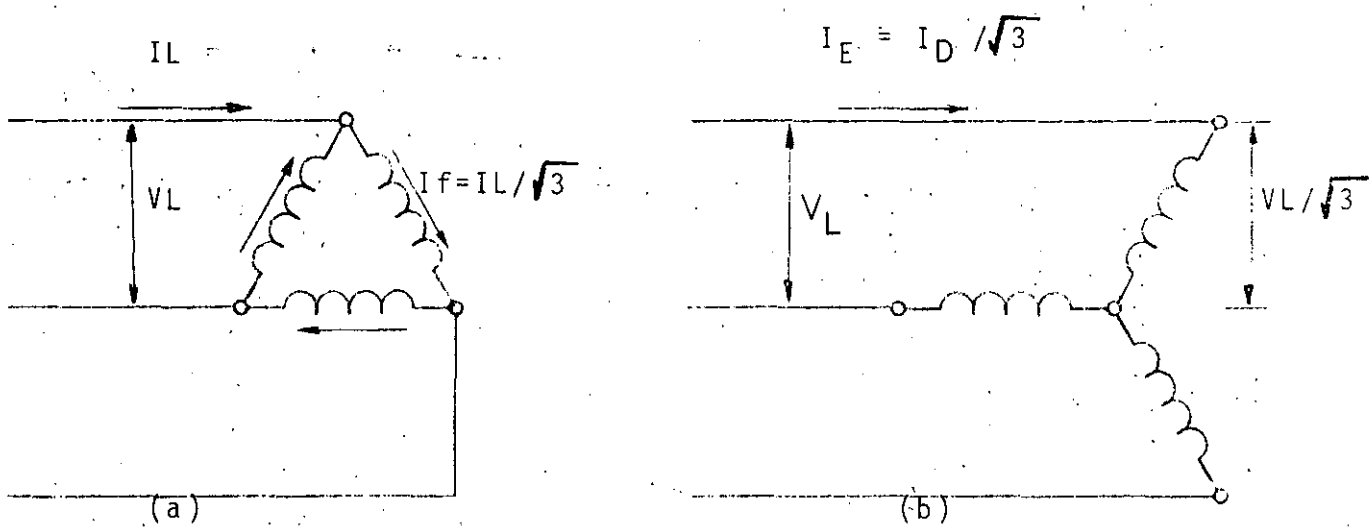


FIG. 5 CAMBIOS DE VALOR DE VOLTAJE Y CORRIENTE POR FASE EN EL ARRANQUE ESTRELLA-DELTA. (A) CONEXIÓN EN MARCHA, (B) CONEXIÓN EN ARRANQUE

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 (I_E) SE REDUCE FINALMENTE A LA TERCERA PARTE, EN RELACIÓN A LA CORRIENTE EN DELTA (I_D).

LA TABLA II, MUESTRA LOS RESULATADOS 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 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INVERVALO (SEGUNDOS)	11 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

ARRANQUE ESTRELLA - DELTA

T A B L A III

1 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS I^2 t 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 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS I^2 t 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

35

4. CONCLUSIONES

4. C O N C L U S I O N E S

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.

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

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

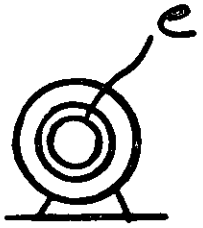
MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

PRINCIPIO DEL MOTOR DE INVERSION Y CIRCUITO EQUIVALENTE DEL TRANSFORMADOR

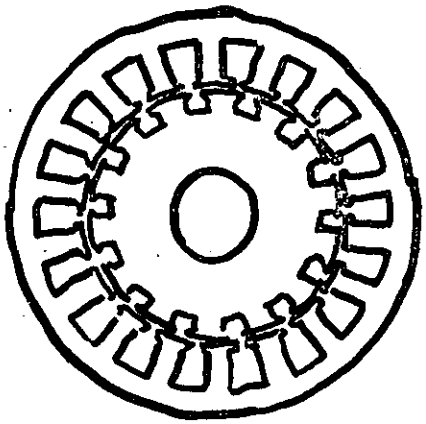
ING. DAVID CANO SAUCEDO

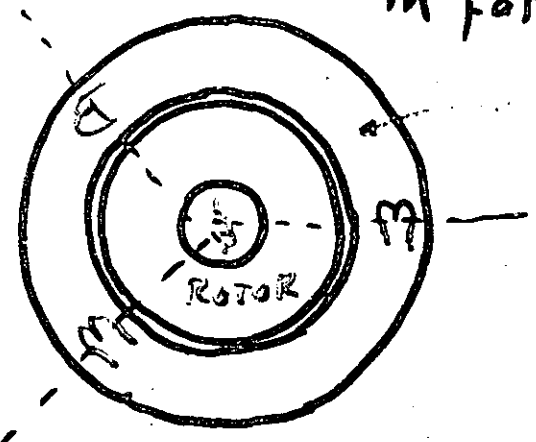
NOVIEMBRE, 1984

REACTANCIA DE MAGNETIZACIÓN



MOTOR DE INDUCCION TIENE UN ENTREHIERRO $\bar{e}$ UNIFORME EXCEPTO POR LAS RANURAS





$$X_M = \frac{8 f \mu_0 m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph_1}}{P a_1} \right)^2$$

1) ESTATOR

K_i = Fact. de Saturación

g_e = Longitud del entrehierro

D_g = Diametro MEDIO EN EL ENTREHIERRO

L = Longitud axial efectiva del hierro

μ_0 = $4\pi \times 10^{-7}$ = Permeabilidad del Espacio

P = Polos

N_{ph_1} = # total de vueltas en c/fase de flujo

m = Fases

K_w = Factor de Embobinado

f = # Ranuras

P = Pre cuencia de Giro

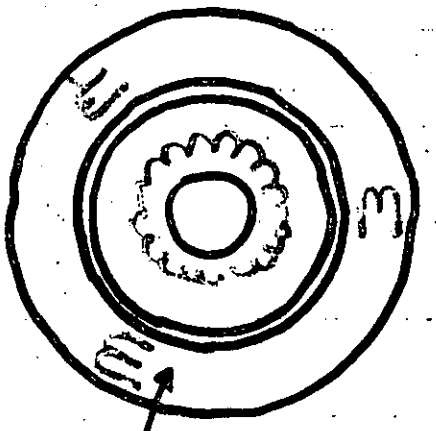
$$X_M = \frac{3.0 \pi f D_g L}{K_i g_e} \left(\frac{K_{w_1} N_{ph_1}}{P a_1} \right)^2 \times 10^{-7} \quad \Omega/\text{fase}$$

$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$

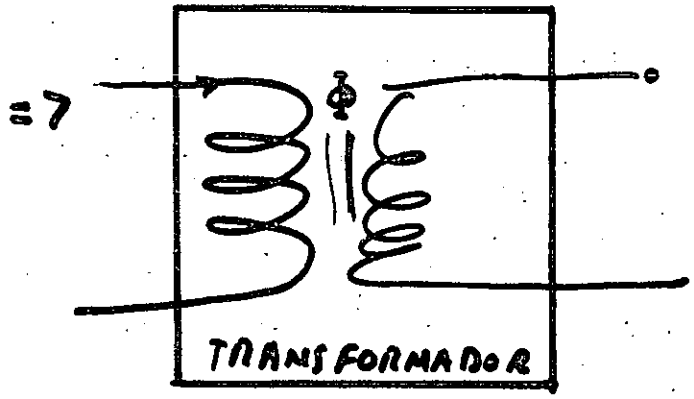
$m = 3$

REACTANCIA DE DISPERSION -

LOS METODOS DE ANALISIS NO SON TAN DIRECTOS COMO LOS de la REACTANCIA DE MAGNETIZACION



X DISPERSION

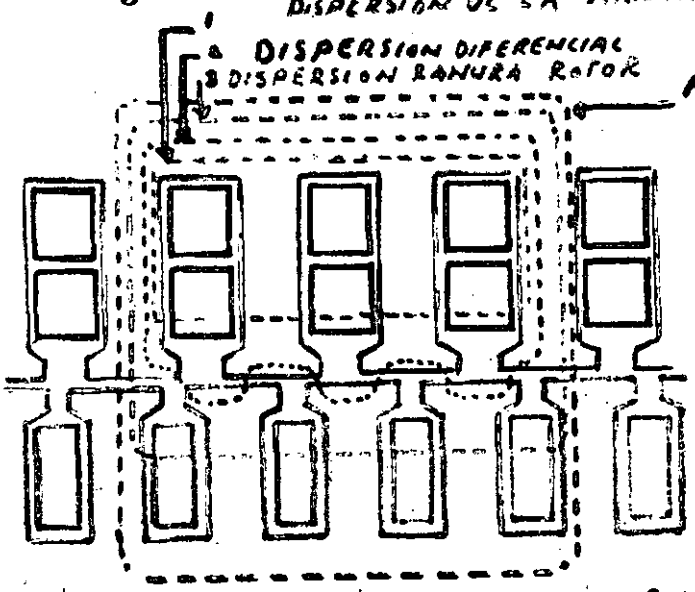


FISICAMENTE HAY 1 SOLO FLUJO: SU CONFIGURACION CAMBIA CON LA VARIACION INSTANTANEA DE LAS CORRIENTES EN LOS DEVANADOS RESPECTO AL TIEMPO

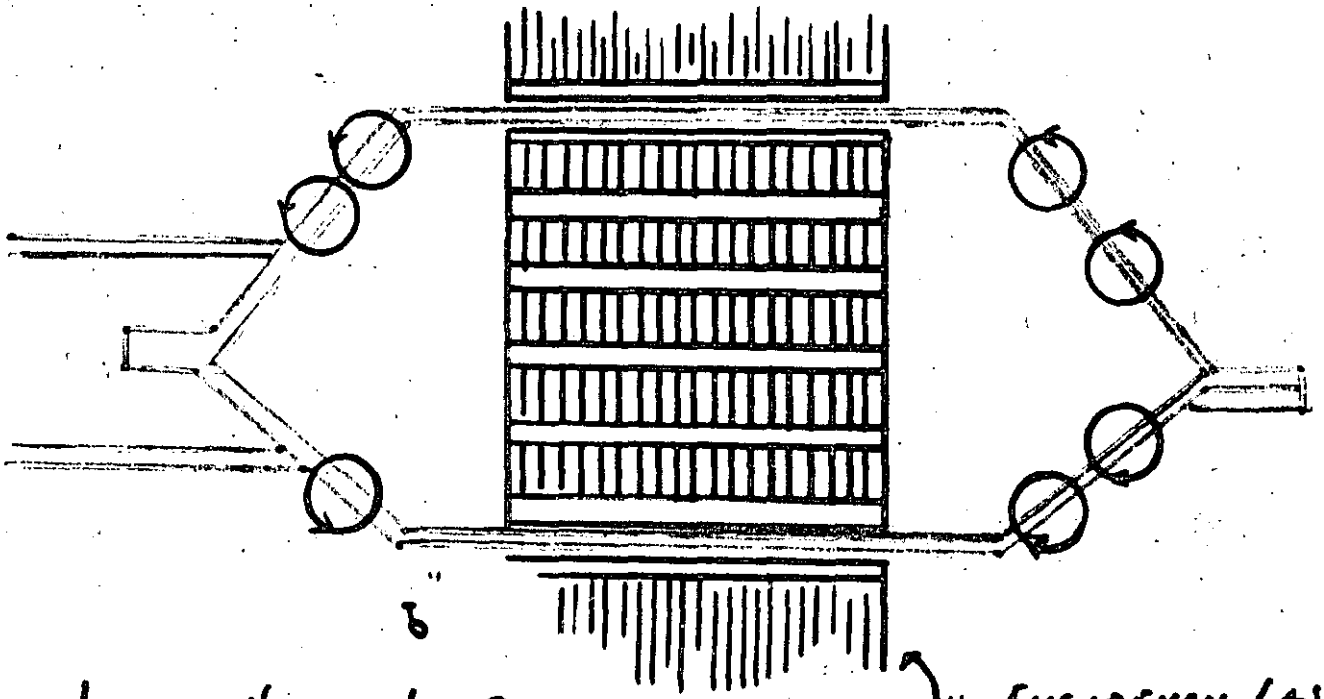
ϕ DISPERSION SE DIVIDEN Seg: Fig 2A

1- ϕ DISPERSION DE LA RANURA DEL ESTATOR
2- ϕ -- -- DIFERENCIAL
3- ϕ -- -- DE LA RANURA DEL ROTOR
4- ϕ MUTUO

Flujos del Entrehierro



FLUJOS (1) Y (2) SE DISPERSAN EN LAS RANURAS Y ENCADENA SOLAMENTE LOS LADOS DE LA BOBINA QUE PRODUCE ESTOS FLUJOS



Flujo de dispersión de la Conexión Terminal

EN UN MOTOR DE INDUCCIÓN:
(NO ENCADENAN A OTROS EMBOBINADOS)

" ENCADENAN LAS PORCIONES DE LA BOBINA DE UN EMBOBINADO EXTENDIENDO - SE + ALLA DEL HIERRO.

EL ϕ DE DISPERSION DIFERENCIAL RESULTA DE LAS ARMONICAS EN EL ENTREHIERRO
ESTE FLUJO NO ES UTIL " (ES DE DISPERSION)

CORRIENTE DE ROTOR 4: DESLIZAMIENTO

LAS 2 RELACIONES SON LAS MISMAS TANTO PARA EL MOTOR DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA COMO EL DE ROTOR DEVANADO.

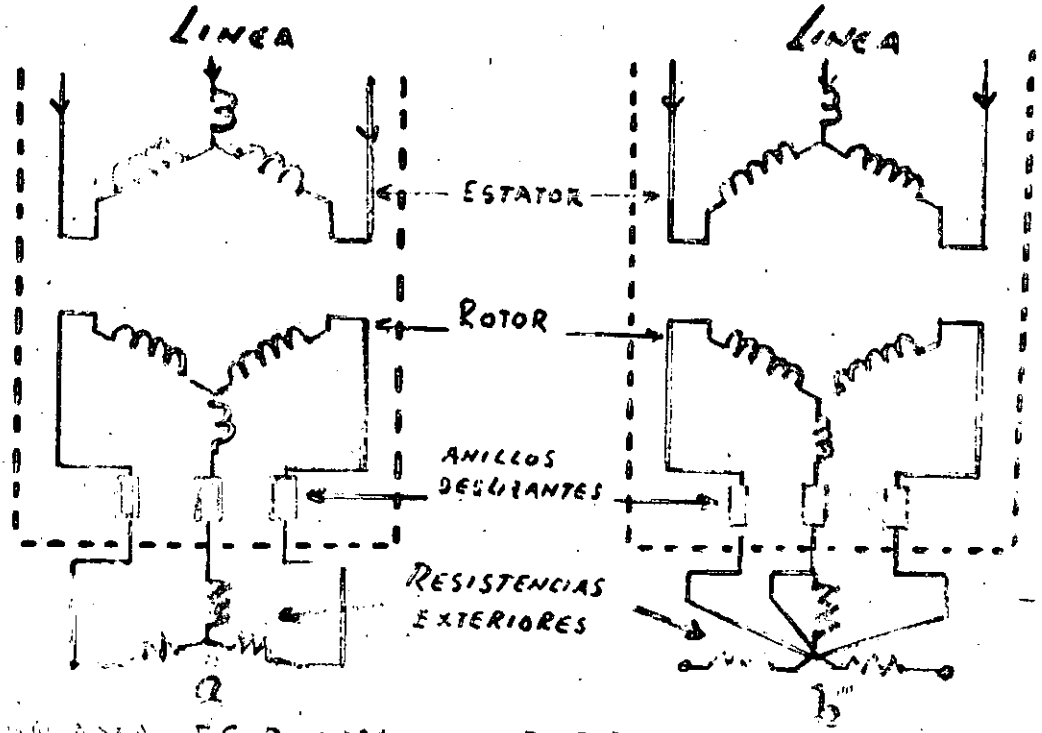


DIAGRAMA ESQUEMATICO PARA UN MOTOR DE INDUCCION ROTOR DEVANADO

a CON RESISTENCIA EXTERNA EN EL CIRCUITO DEL ROTOR PARA ARRANQUE. O CONDICIONES DE MARCHA

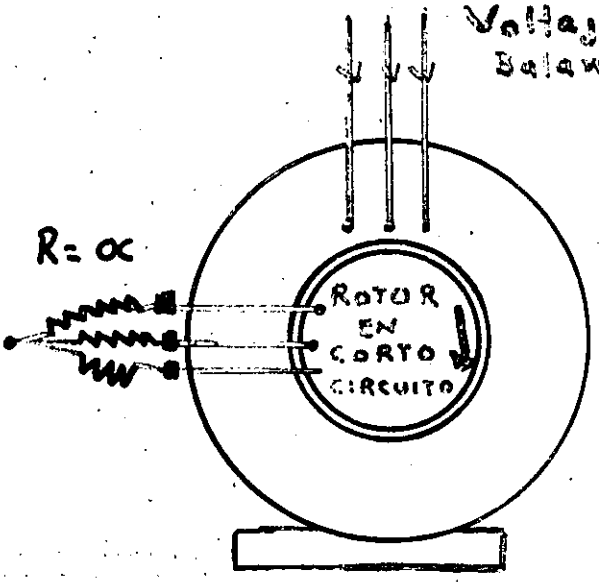
b CON EL ROTOR EN CORTO CIRCUITO

En a hay una Resistencia Externa en el CIRCUITO del Rotor CUANDO Arranca ó

En b Se Tiene AL ROTOR EN CORTO CIRCUITO

ó CONDICION NORMAL DE OPERACION BAJO CARGA

W^T NOMINAL.



MOTOR DE INDUCCION

5

CONSIDERACIONES

a) ROTOR EN CORTO CIRCUITO

5

b) LAS RESISTENCIAS DEL MOTOR EN FORMA EXTERNA CADA FASE ES ∞

c) VOLTAJE TRIFÁSICO BALANCEADO APLICADO.

⇓

ESTE PRODUCE UNA I 3φ Balanceada EN EL ESTATOR QUE PRODUCE UNA COMPONENTE FUNDAMENTAL DE LA f.m.m. ORIGINANDO ⟹ UNA ONDA DE FLUJO DISTRIBUIDA SENOIDALMENTE GIRANDO A VELOCIDAD SINCRONICA RESPECTO AL DEVANADO DEL ESTATOR.

EL FLUJO FUNDAMENTAL SE DIVIDE EN 2 COMPONENTES.

φ MUTUO
φ DISPERSION
} LO MO EN LOS TRANSFORMADORES → CIR.

↳ φ MUTUO LO RESPONDE [illegible]

SI EL CIRCUITO DEL ROTOR ESTA ABIERTO

EL FLUJO DEL ENTREHIERRO ES

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_0 m D_s L K_w N_{ph} I}{p^2 a g_e} \quad \ldots \quad (5)$$

SI NO EXISTIERA LA SATURACION Y ADEMAS CONSIDERANDO QUE ESTATOR Y ROTOR TIENEN CONEXION Y.

Llamando:

ϕ_M → FLUJO MUTUO " ES LA COMPONENTE FUNDAMENTAL DEL FLUJO DEL ENTREHIERRO

E_2 → VOLTAJE POR FASE DEL ESTATOR

E_T → VOLTAJE INDUCIDO POR EL FLUJO DEL ENTREHIERRO EN CADA FASE DEL EMBOBINADO DEL ROTOR EN EL PUNTO DE REPOSO, ENTONCES: PARA

EL ESTATOR $E_2 = \dfrac{4.44 f K_{w1} N_{ph1} \phi_M}{a_1}$ — 6

EL ROTOR $E_T = \dfrac{4.44 f K_{w2} N_{ph2} \phi_M}{a_2}$ — 7

N_{ph1}, N_{ph2} ⇒ Nº DE VUELTAS DE EMBOBINADOS DE ROTOR Y ESTATOR

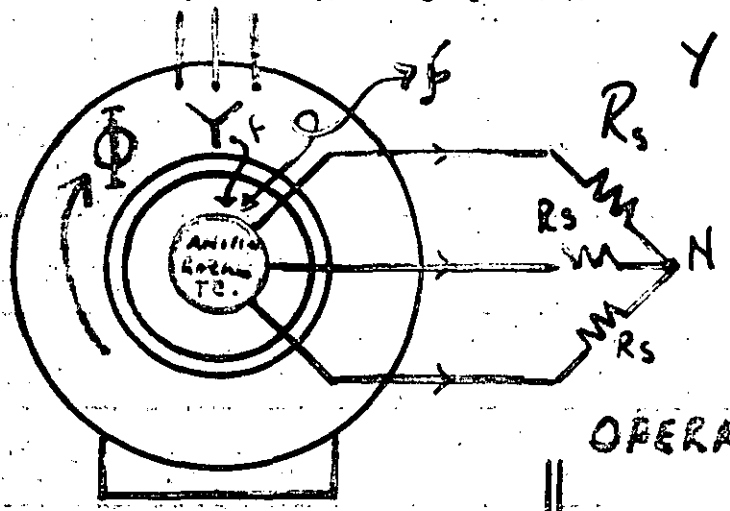
a_1, a_2 ⇒ # CORRESPONDIENTE A LAS TRAYECTORIAS DE LA CORRIENTE

K_{w1}, K_{w2} FACTORES DE DISTRIBUCION DE EMBOBINADOS

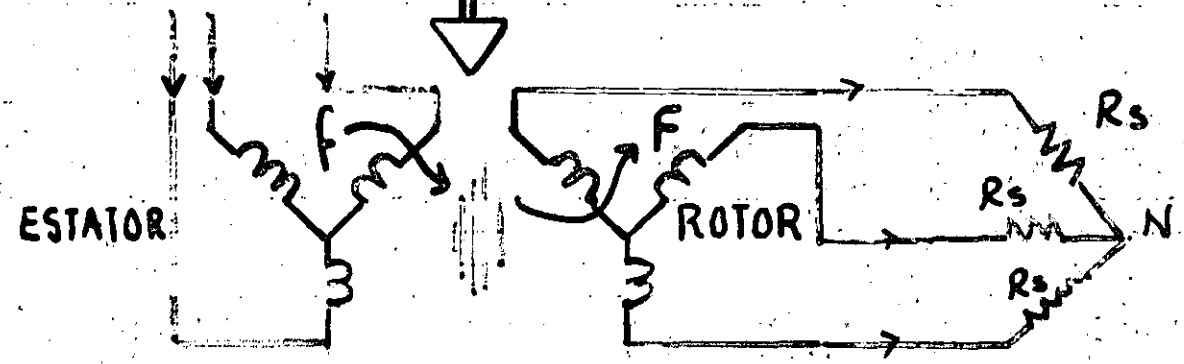
LA RELACION DE TRANSFORMACION ES

$$b = \frac{E_2}{E_T} = \frac{K_{w1} N_{ph1} a_2}{K_{w2} N_{ph2} a_1}$$ (2)

SI LOS ANILLOS ROZANTES SE CONECTAN A R_S IGUALES Y SE EVITA QUE EL ROTOR GIRE



OPERA COMO



CON EL ROTOR EN PUNTO DE REPOSO

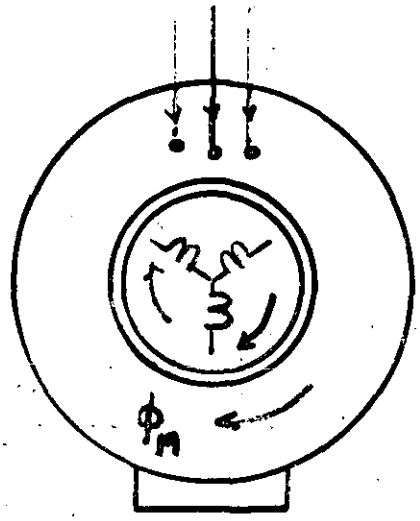
EL FLUJO GIRA A VELOCIDAD SINCRONICA

RELATIVA TANTO AL ESTATOR COMO AL DEL ROTOR

LA FRECUENCIA DE LA F~~xxxxxx~~.e.m. INDUCIDA EN EL ROTOR

ES LA MISMA QUE LA DEL ESTATOR

DESLIZAMIENTO DEL MOTOR DE INDUCCION



CONSIDERACIONES 8

1. EJE DEL ROTOR ABIERTO
2. EL ROTOR GIRA POR ALGUN MEDIO EXTERNO CON VELOCIDAD (RPM) CON DIRECCION AL FLUJO ROTATORIO ϕ_M

N_S = VELOCIDAD SINCRONICA EN RPM

EL DESLIZAMIENTO ES

$$S = \frac{N_S - N}{N_S}$$

CUANDO EL ROTOR GIRA a UN DESLIZAMIENTO S.
LA VELOCIDAD DEL Φ DEL ESTATOR RELATIVA AL ROTOR NO IGUALA YA A LA N_S YA QUE ES LA VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO

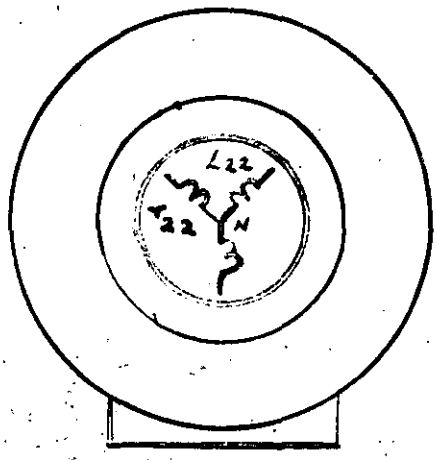
LA FRECUENCIA DEL ROTOR ES $f_2 = Sf$

Hay Tambien una Reduccion En la Magnitud del Voltaje del Rotor desde El Punto de REPOSO Hasta [SE_T] El valor es:

$$E_T = \frac{4.44\, S f K_{w_2} N_{ph_2} \phi_M}{a_2} \quad (10)$$

LORRIENTE DE ROTOR

Sea: r_{22} Resistencia del Rotor de L.N
$= \frac{1}{2}$ DE LA RESISTENCIA ENTRE
LOS ANILLOS DE DESLIZAMIENTO (Ω)



L_{22} INDUCTANCIA DE DISPERSION
del ROTOR hy/fase L.N

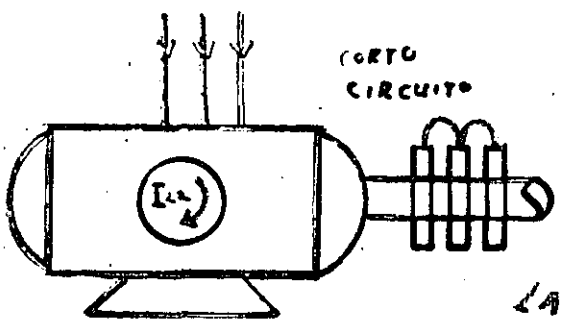
LA REACTANCIA de DISPERSION ES

$$X_{22} = 2\pi f L_{22} \left(\frac{\Omega}{f}\right) \qquad \text{Reposo} \qquad (11)$$

El DESLIZAMIENTO es:

$$SX_{22} = 2\pi f S L_{22} \quad \frac{\Omega}{\text{fase}} \qquad \text{---} (12)$$

SI LOS ANILLOS ESTAN EN CTO CKTO
LACORRIENTE DEL ROTOR ES:

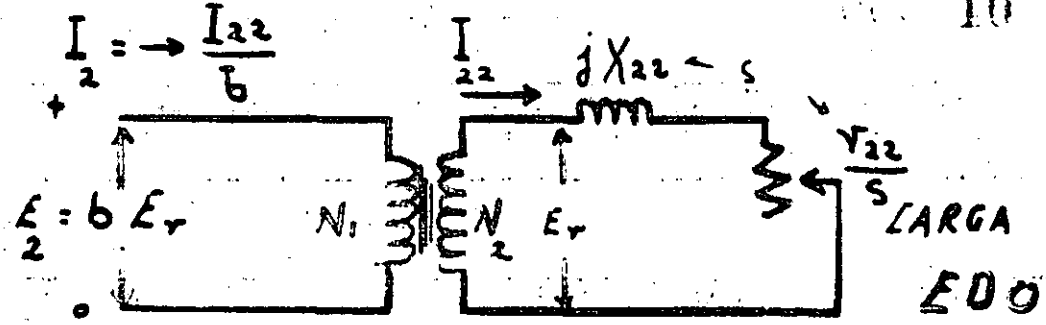


$$I_{22} = \frac{SE_r}{\sqrt{(r_{22})^2 + (SX_{22})^2}} = \frac{E_r}{\sqrt{\frac{r_{22}}{S^2} + X_{22}^2}} \qquad (13)$$

ESTA ECUACION EXPRESA
LA CORRIENTE EN TERMINOS DEL VOLTAJE
PUNTO DE REPOSO QUE EN
COMBINACION CON LAS ECUACIONES (6) y (7)

SUGIERE UN TRANSF. Ideal.

10

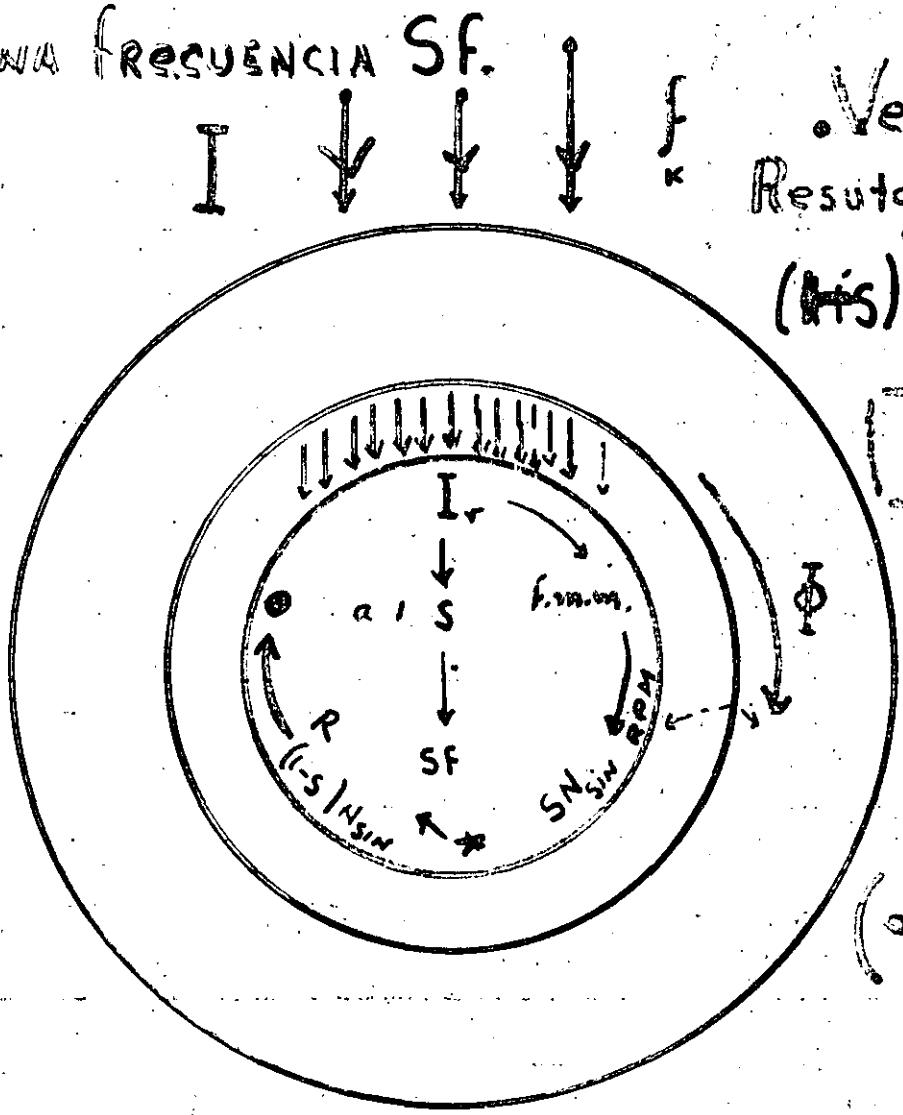


EDO ESTABLE

11 *

La Corriente del rotor reacciona con el devanado del ESTATOR A LA frecuencia del ESTATOR SIN TOMAR EN CUENTA A S, INDUCIENDO UN VOLTAJE EN EL ESTATOR // *

ESTO PROVIENE DE QUE LAS CORRIENTES DEL ROTOR A UN S TIENEN UNA FRECUENCIA Sf.



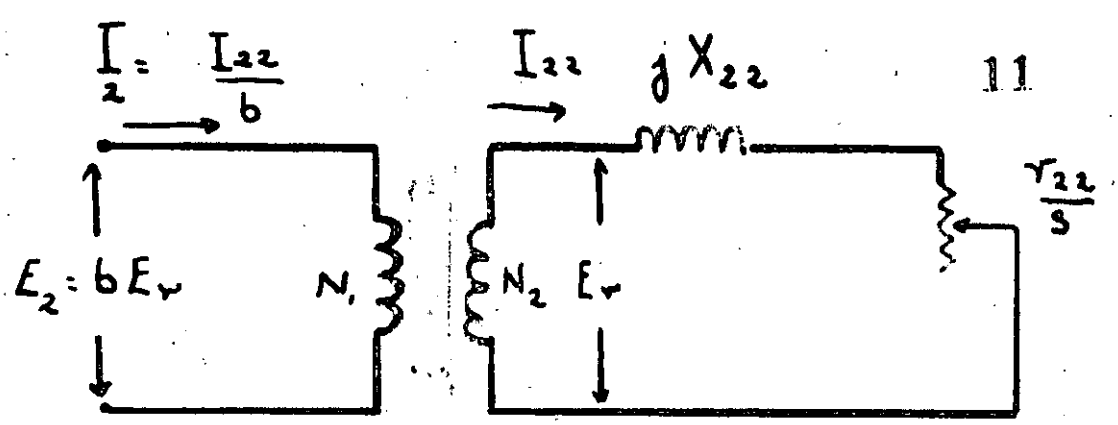
. Velocidad Resultante de f.m.m de Rotor

$(1-S)N_{SIN} + SN_{SIN} =$

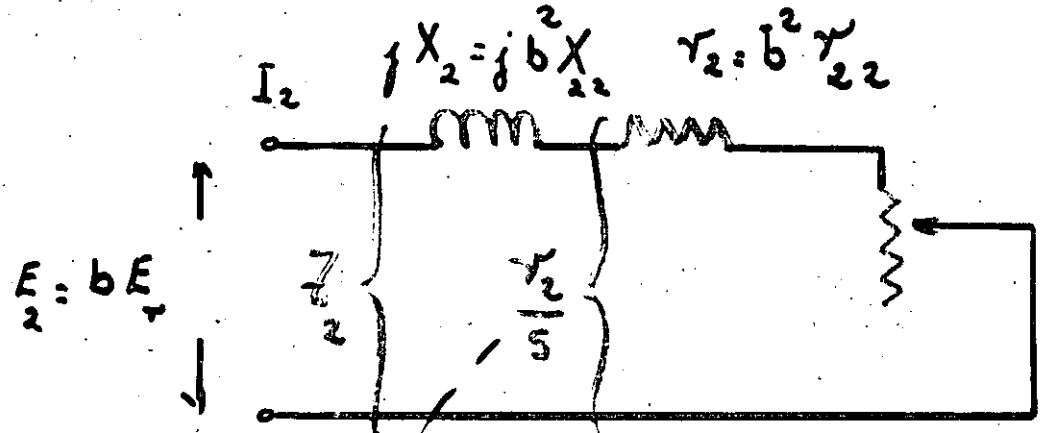
$\boxed{N_{SIN}}$

Es la Velocidad Sincronica de la f.m.m. (de I, f_K)

USANDO EL TRANSFORMADOR IDEAL EN EL MOTOR DE INDUCCION



LAS CANTIDADES DEL ROTOR ESTAN EN EL SECUNDARIO



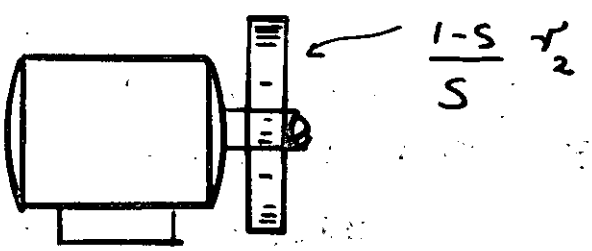
⑥

SE PUEDE ELIMINAR EL T. IDEAL DEL CKTO EQUIVALENTE HACIENDO USO DE b Y LA REL. DE IMPEDANCIA b^2.

LA R_{eq} del ROTOR $\frac{r_2}{s}$ esta' en 2 Partes

r_2 = R del rotor ref. al Estator

$\frac{1-s}{s}r_2$ = Carga mec.



Fin

"A"

Circuito Equivalente Del Motor de Induccion Polifasico

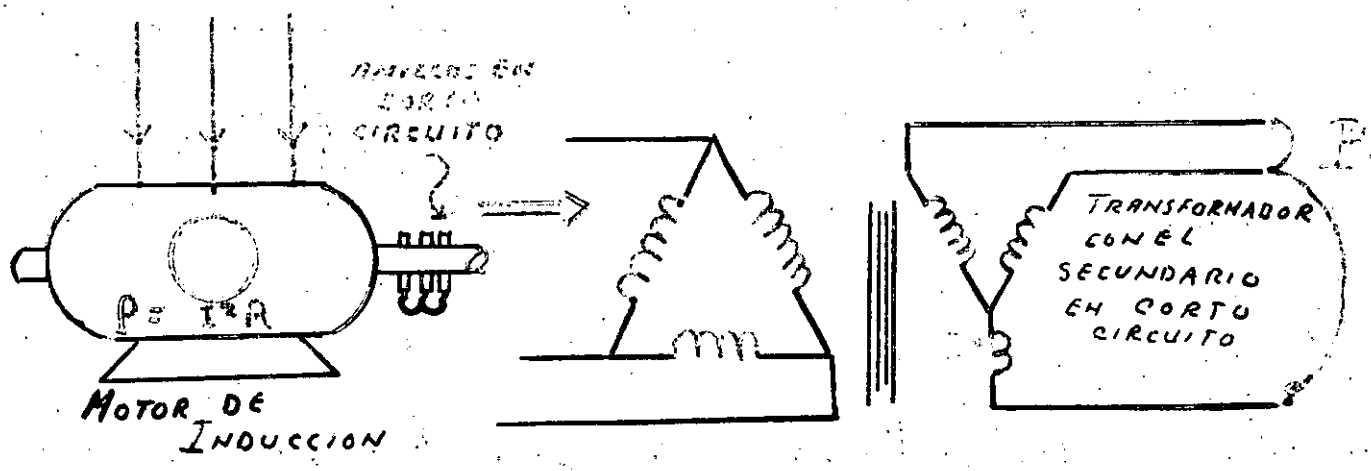
Condiciones: 1er Caso

En El punto de Reposo $S = 1$

$P_{m_{ec}} = 0$

Pot. de Entrada al Rotor toda $\cong I_2^2 r_2$ watts.

Cuando Los Anillos deslizantes Estan En Corto Circuito se tiene a Un Transformador con su Secundario en corto ckto:



2do Caso

Con Deslizamiento $S = 0$

Con Anillos Deslizantes En Corto Ckto

Se tiene Un Transformador con su Secundario Abierto

La Relacion $\frac{r_2}{S} = \frac{r_2}{0} = \infty \therefore$ I

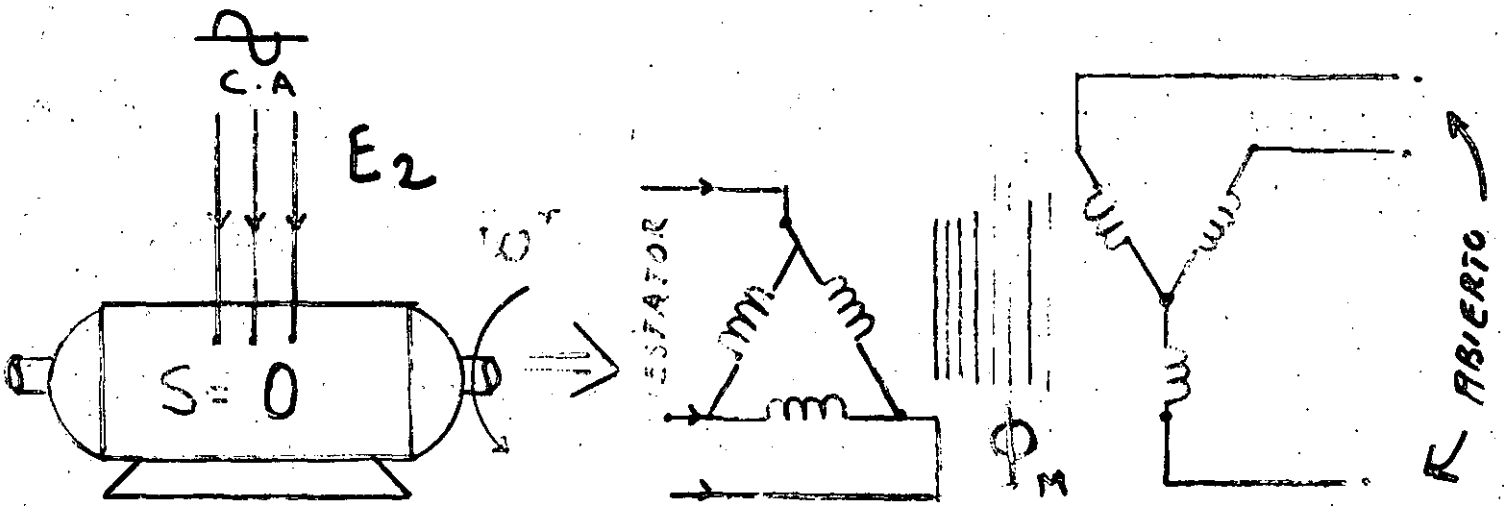
La Corriente del Rotor $= 0$

CONDICIONES CON.

DESLIZAMIENTO $S = 0$

Rotor CON EN Circuito Abierto ó Rotor GIRANDO

Rotor EN Corto CIRCUITO



MOTOR DE INDUCCION — TRANSFORMADOR TRIFASICO SIN CARGA

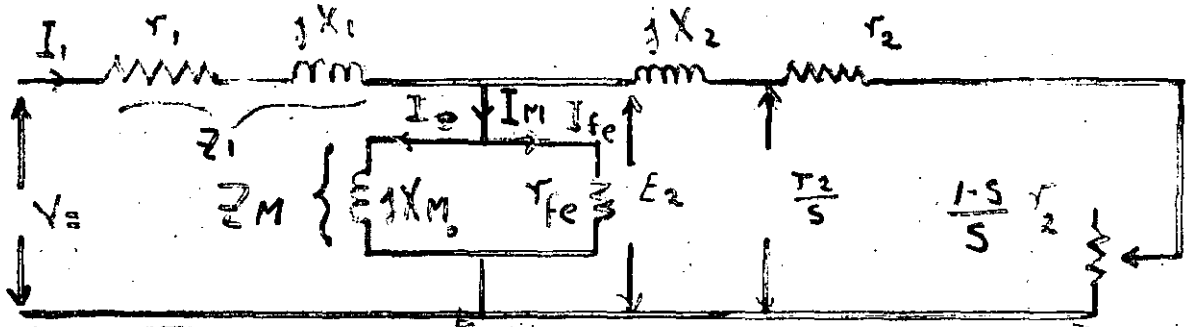
Parte del Voltaje Aplicado Al Embobinado del ESTATOR E_2 PRODUCE EL Flujo Mutuo QUE Requiere UNA Corriente De EXCITACION Como En el Caso del Transformador,

LA COMPONENTE DE MAGNETIZACION DE LA CORRIENTE ESTA DADA POR.

$$I_M = \frac{E_2}{j X_m}$$

LA COMPONENTE DE PERDIDAS DEL NUCLEO DE LA CORRIENTE DE EXCITACION O CORRIENTE DE PERDIDAS EN EL HIERRO I_{fe} CORRESPONDE A I_{cl} EN EL TRANSFORMADOR

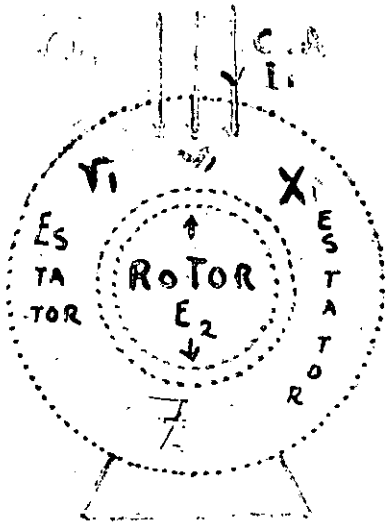
$I_M = I_{fe} + I_e$

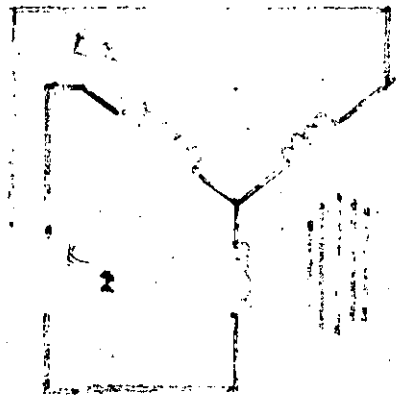


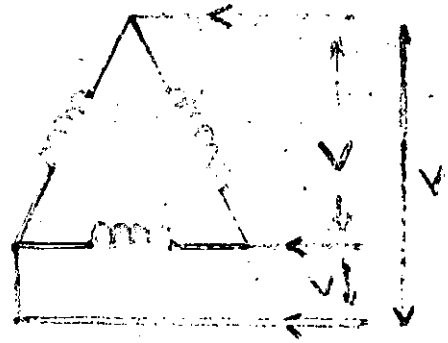
8a

EN EL MOTOR DE INDUCCION

X_M ES ALTA PARA MANTENER I_M BAJA.







EL VOLTAJE V APLICADO AL ESTATOR LO MISMO QUE EL VOLTAJE APLICADO AL PRIMARIO DE UN TRANSFORMADOR DEBE SER SUFICIENTE PARA PRODUCIR EL VOLTAJE E_2 Y SE DEBE DE SOBRE PONER A LA IMPEDANCIA Z DE DISPERSION DEL ESTATOR

LLAMANDO

I_1 = CORRIENTE DEL ESTATOR -A/FASE

r_1 = RESISTENCIA DEL ESTATOR -Ω/FASE

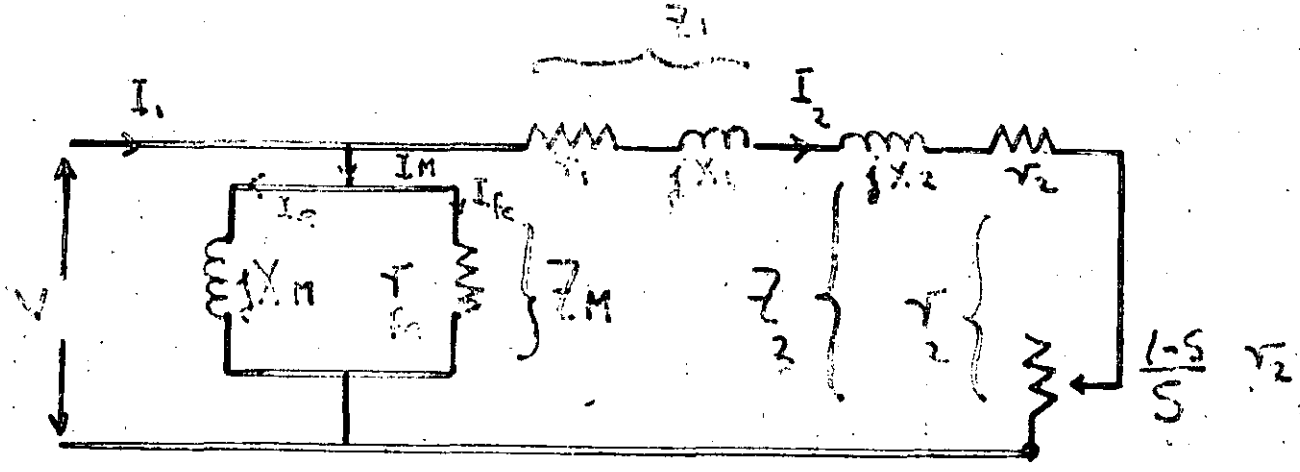
X_1 = REACTANCIA DE DISPERSION DEL ESTATOR -Ω/FASE

EL VOLTAJE APLICADO AL ESTATOR POR FASE ES

$$V_1 = I_1 (r_1 + j X_1) + E_2$$

$$V_1 = I_1 Z_1 + E_2$$

ESTA EXPRESIÓN SE APLICA A UN TRANSFORMADOR Y DA COMO RESULTADO QUE EL CIRCUITO EQUIVALENTE DEL TRANSFORMADOR SIRVA COMO UNA FASE DEL MOTOR DE INDUCCION POLIFASICO CON ROTOR DEVANADO, JAULA DE ARDILLA CON VOLTAJES BALANCEADOS



EN LOS 2 CIRCUITOS LA RESISTENCIA NO INDUCTIVA (16)

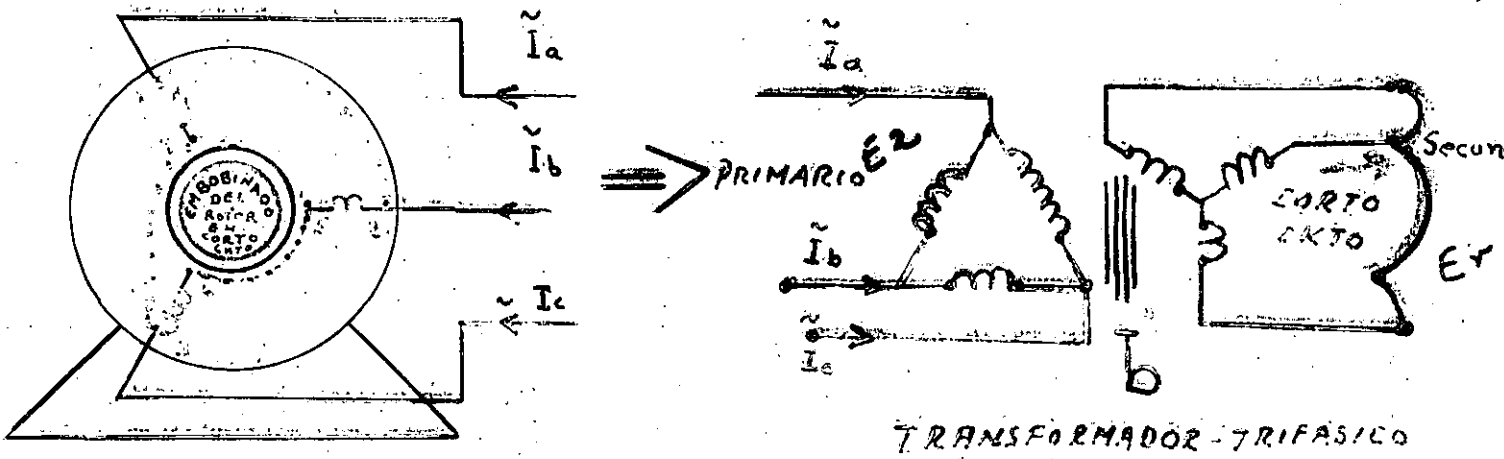
$\frac{E_S}{S}$ T_2 = CARGA MECANICA EN EL MOTOR

= CARGA NO INDUCTIVA EN EL TRANSFORMADOR

LA FIG 2a SE USA PARA CALCULOS DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR CUANDO LOS VALORES NUMERICOS DE LAS CONSTANTES SON CONOCIDOS

LA FIG 8b DA UNA BUENA PRECISION PARA LA MAYORIA DE LOS TRANSFORMADORES CON NUCLEO DE HIERRO SE USA PARA CALCULOS NUMERICOS APROXIMADOS DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE INDUCCION

Relacion de Transformacion del Motor de Induccion Jaula de Ardilla



TRANSFORMADOR TRIFASICO

MOTOR DE INDUCCIÓN
Jaula de Ardilla

Para el Motor de Inducción de Rotor Jaula de Ardilla
LA Relación de Transformación "b" es dada por la Expresión

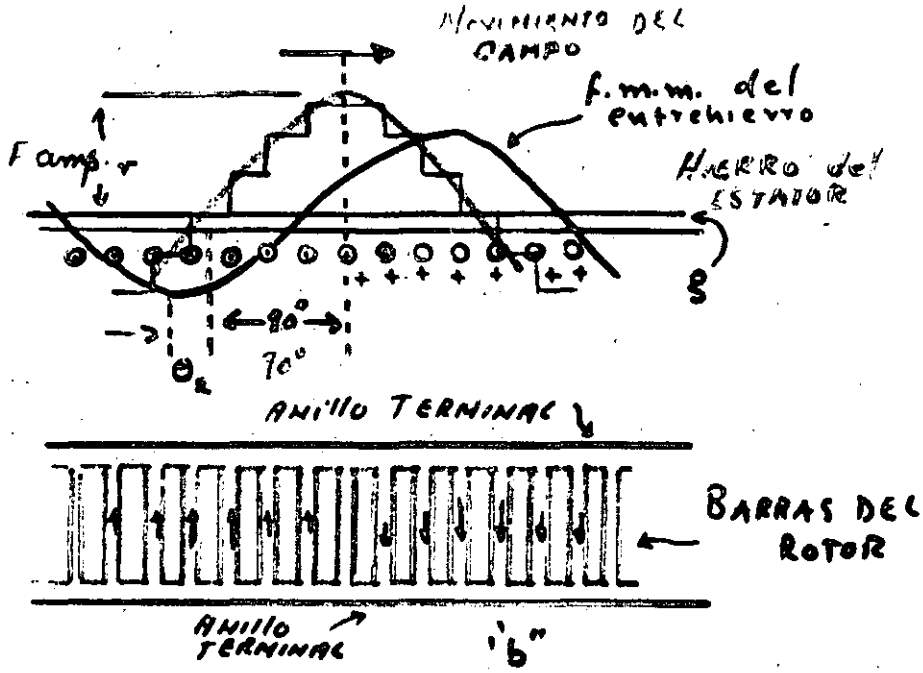
$$b = \frac{E_2}{E_r} = \frac{K_{w_1} N_{ph_1} a_2}{K_{w_2} N_{ph_2} a_1}$$

La expresión es directa Pues:

Rotor / Estator } Tienen Embobinados Con 1 Nº de Vueltas c/u.

Las Corrientes en las barras del Rotor que Cubren Un Par de Polos en Este motor, Estan fuera de fase entre Si Como se Vé Por las Diferencias En las Longitudes de las flechas que Representan el Valor Instantaneo de las

(a)



Vista Desarrollada de UN MOTOR DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA

a) Vista de lado de las barras del rotor

b) Vista de la jaula del rotor mostrando las direcciones de las corrientes de las barras del ROTOR con la jaula considerada entre el observador y el Estator.

En un Sistema de m fases balanceado

El Angulo Entre fases es.: 18

$$\gamma = \frac{360°}{m}$$

El Nº Fases En el Rotor Es = $\frac{\text{Nº Barras Rotor}}{\text{Par de Polos}}$

S_2 = Nº total de Ranuras del Rotor

El Nº de Fases En El Rotor Es:

$$m = \frac{S_2}{P}$$

Una Vuelta de 1 Embobinado de Paso Completo debe tener 2 Conductores Activos Desplazados Entre Si 180° E.:

1 Barra del Rotor es La Mitad de 1 Vuelta Por Fase: $N_2 = \frac{1}{2}$

Las Vueltas Efectivas Por Fase Son

$$\frac{m \cdot Kw \cdot N_{ph}}{a}$$

Las Vueltas totales En El Rotor S_2

$$b = \frac{m_1 K_{w1} N_{ph1}}{\frac{S_2}{2} a_1} = \frac{2 m_1 K_{w1} N_{ph1}}{S_2 a_1}$$ (9)

Si

r_{22} = La Resistencia de Una barra del Rotor Incluyendo la de las Secciones del Anillo Terminal asociadas Con la Barra.

I_2 = Corriente de la Barra del Rotor

Las Pérdidas Totales En el Cobre En La Carga del Rotor son:

$$m_1 I_2^2 \sum r_2 = m_1 I_{22}^2 \sum r_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase}} \quad \text{Watts} \quad X$$

$$r_2 = \frac{I_{22}^2 \sum r_{22}}{I_2^2 m_1} \frac{\Omega}{\text{Fase}} \quad \text{Pero} \quad X'$$

$$b = \frac{I_{22}}{I_2} = \text{Rel. de Transformación}$$

Esta Ecuación Se Sustituye En X'

La Expresión Para La Resistencia del Rotor Referida al Estator SE Transforma En

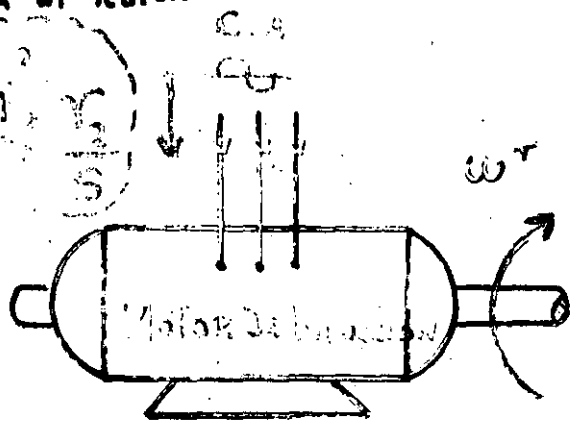
$$r_2 = \frac{4 m_1 K_{w1}^2 N_{ph1}^2}{S_2 a^2} r_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

POTENCIA MECANICA Y PAR

21

T. REAL DE ENTRADA AL ROTOR

$m I_2^2 \frac{r_2}{s}$



$P_{2\,ent} = I_2^2 \frac{r^2}{S}$ w/ fase

$P_{2\,ent}$: Real de entrada al Rotor

$P_{2\,Perd} = I_2^2 r_2$: Pot GASTADA En calentar el devanado del Rotor Si

$\frac{P_{2\,ent}}{P_{2\,Perd}} = S$

$P_{mec} = P_{2\,ent} - P_{perd} = I_2^2 \left(\frac{1-S}{S}\right) r_2$

PARA m FASES

$= m I_2^2 \left(\frac{1-S}{S}\right) r_2$

EL PAR DESARROLLADO EN EL ROTOR

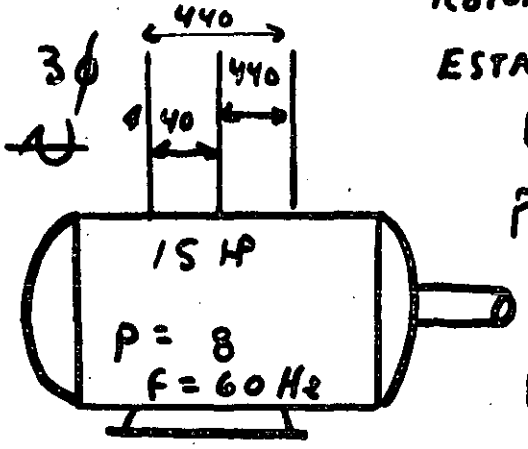
$T_{mec} = \frac{P}{\omega^r}$ Newton-Metro *

$\omega^r = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi(1-S)N_{sin}}{60}$

AL SUSTITUIR LAS ECUACIONES R / Q EN LA ECUACION DEL PAR * SE TIENE EL PAR EN TERMINOS DEL S, Y LA CORRIENTE DEL ROTOR

$T_{mec} = \frac{m\,60\,I_2^2 \cdot r_2}{2\pi N_{sin}\, S}$

PROBLEMA



ROTOR Y

ESTATOR Y

22

$b = 2.4$ a 1

PERDIDAS VENTILACION Y FRICCION: 220 W

constantes

ROTOR	ESTATOR
$r_{22} = 0.11\Omega$	$r_1 = 0.52$
$X_{22} = 0.20\Omega$	$X_1 = 1.15\Omega$
	$X_M = 40\Omega$
	$Y_{fe} = 360\Omega$

Perdidas Parasitas = 120W

$S = 0.045$

ANILLOS EN CORTO CIRCUITO CALCULAR

a) CORRIENTE ESTATOR

b) FACTOR. POTENCIA

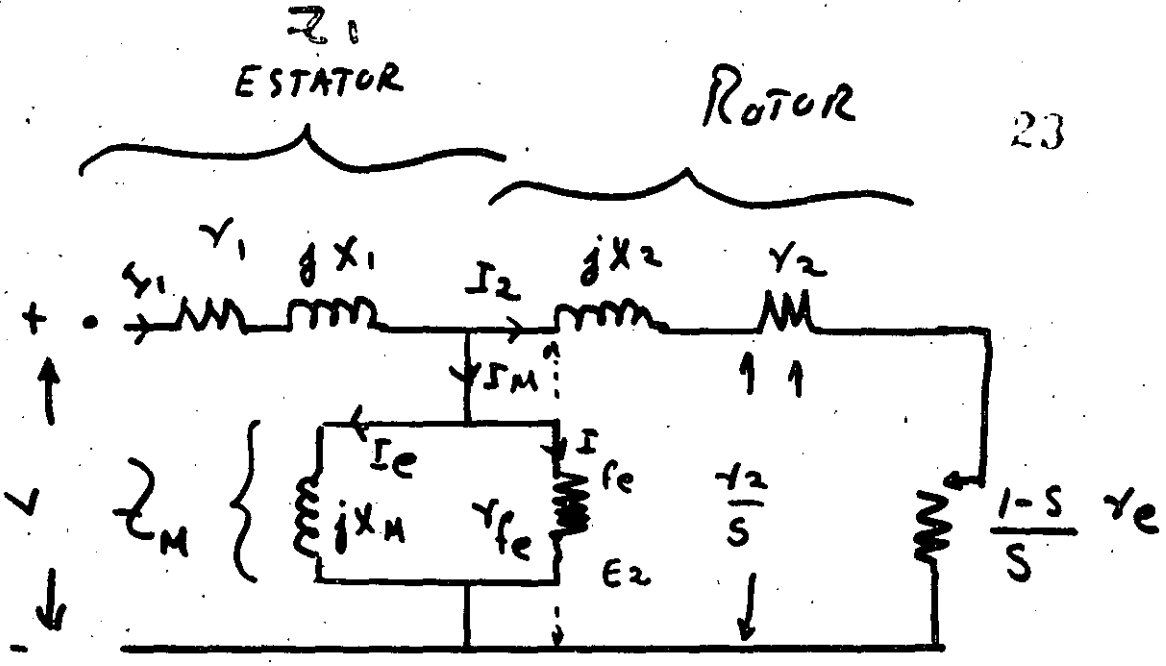
c) I ROTOR

d) POTENCIA DE Solida en HP

e) E%

f) Eq Par:

Viendo las Figuras.



Solucion

LA Z del ROTOR SE REFIERE AL ESTATOR CON EL USO DE LA RELACION DE IMPEDANCIA DE MODO TAL QUE:

$$r_2 = b^2 r_{22} = 5.76 \times 0.110 = 0.634\ \Omega/\text{fase}$$

$$b^2 = (2.4)^2 = 5.76$$

$$X_2 = b^2 X_{22} = 5.76 \times 0.20 = 1.15\ \Omega/\text{fase}$$

Si hay deslizamiento $S = 0.045$

LA Z 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

$$Z_1 = r_1 + j X_1 = 0.51 + j\,1.26 = 1.36 \angle 68^\circ$$

La IMPEDANCIA DE EXCITACION REFERIDA AL ESTATOR ES

$$Z_M = \frac{Y_{fe}\, jX_M}{Y_{fe} + jX_M} = \frac{360 \times j\,40}{360 + j\,40}$$

$$Z_M = 39.8 \angle 83.65° = 4.40 + j\,39.5 \quad \Omega/\text{fase}$$

a) Se Calcula La $\bar{I}$ del ESTATOR

SE DIVIDE EL VOLTASE APLICADO A UNA FASE DEL ESTATOR POR LA Z_{eq} CIRCUITO ANTERIOR

$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_M}{Z_2 + Z_M} = 1.26 + \frac{14.13 \angle 4.7° \times 39.8 \angle 83.65°}{14.13 \angle 4.7° + 39.8 \angle 83.65°}$$

$$= 0.52 + j\,1.15 + \frac{562 \angle 88.35°}{44.8 \angle 65.6°}$$

$$Z = 12.09 + j\,6.00 = 13.47 \angle 26.4° \quad \Omega/\text{fase}$$

Voltaje de Linea a Neutro

$$V = \frac{440}{\sqrt{3}} = 254$$

La $\bar{I}$ del ESTATOR

a) $$I_1 = \frac{V}{Z} = \frac{254 \angle -26.4°}{13.47} = 18.85 \angle -26.4°$$

b) Facl. de Pot. del Motor

$$F.P = \cos\theta = \cos 26.4° = 0.895°$$

La Corriente en el devanado del Rotor

$$I_2 = \frac{E_2}{Z_2} = \frac{I_1 Z_2 Z_M}{(Z_2 + Z_M) Z_2} = \frac{I_1 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$= \frac{18.85 \angle -26.4^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{44.8 \angle 65.8^\circ} = 16.75 \angle -8.35^\circ$$

$I_2 = b \bar{I}_{B2} =$

$$I_2 = b\, I_2 = 2.4 * \angle -8.35^\circ \times 16.75$$

$$= 40.2 \angle -8.35^\circ \text{ A/fase}$$

a) Pot de Salida en HP

$$P = m \bar{I}_2^2 \times \frac{1-S}{S} r_2 = 3 (16.75)^2 \left(\frac{1 - 0.045}{0.045}\right) \times 0.063\,4$$

$P = 11{,}300$ W

$P_{mec} = P_{sal} - (P_{vent+fricc} + P_{parasitas})$

$P_{mec} = 11300 - (220 + 120) = 10{,}960$ W

$P_{Mec} = \frac{10{,}960}{746} = 14.7$ HP

e) Eficiencia = $\frac{\text{Pot entregada}}{\text{Pot Salida}}$ $\frac{\text{P. Salida}}{\text{P entrada}}$ 26

Pot Real de ENTRADA ES

$P_{ent} = m V I_1 \cos\theta$

$P_{ent} = 3 \times 254 \times 18.85 \times 0.895 = 12.880\,W$

$\eta = \frac{P_{ent} - P_{mec.}}{P_{ent}} = \frac{12.880 - 10960}{12880}$

$\eta = 1 - \frac{10920}{12880} = 0.851$

f) EC PAR ESCA REC. de la Pot. me. a la Velocidad angular

$W_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi (1-s) n_{sin}}{60}$

$W_m = \frac{2\pi (1-0.045)}{60} \frac{120 \times 60}{8}$

$W_m = 90$ rad/seg

$T = \frac{P_{mec}}{W_{mr}}$ $\frac{10,960}{90}$

$T = 121.8$ New. m

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

INSTALACION MECANICA

- A N E X O -

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

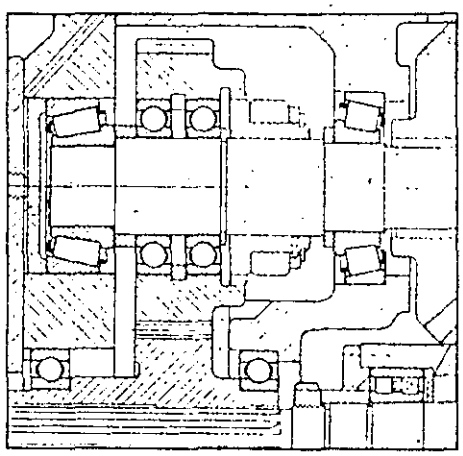
NOVIEMBRE, 1984

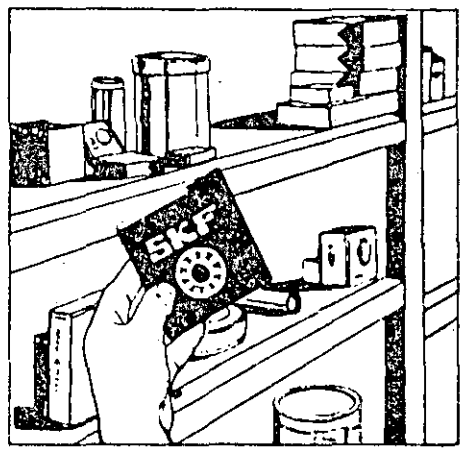
Introducción 1

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 ésto 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 2





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 (sufijo -2Z) deben no obstante utilizarse en el curso de 2 años, y los rodamientos con placas de obturación (sufijo -2RS) en tres años, puesto que la grasa de que están llenos sufre tras dicho tiempo un excesivo envejecimiento.

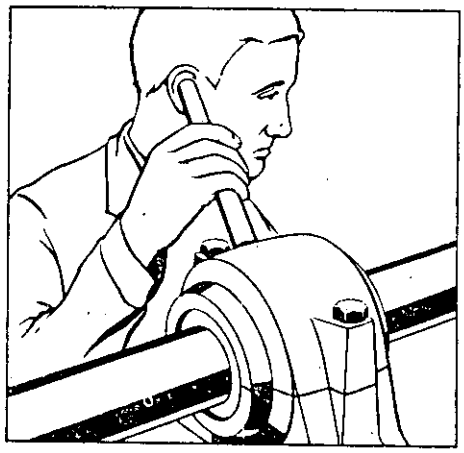
Cuídese de que los rodamientos que no se conservan en el embalaje original estén limpios, bien engrasados y envueltos en papel parafinado impregnado de aditivo anticorrosivo.

Vigilancia durante el funcionamiento 3

Los rodamientos montados en máquinas en las que una parada acarrea serias consecuencias 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:

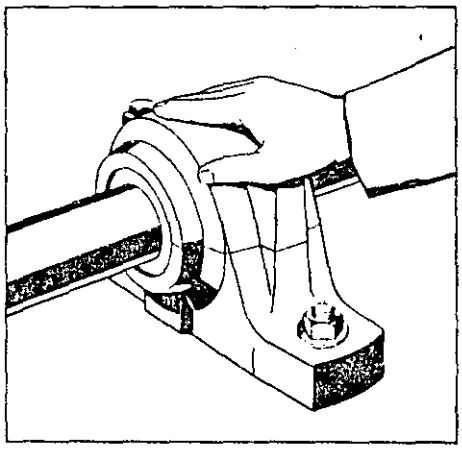
Escuchar
Tocar
Observar
Lubricar

Escuchar



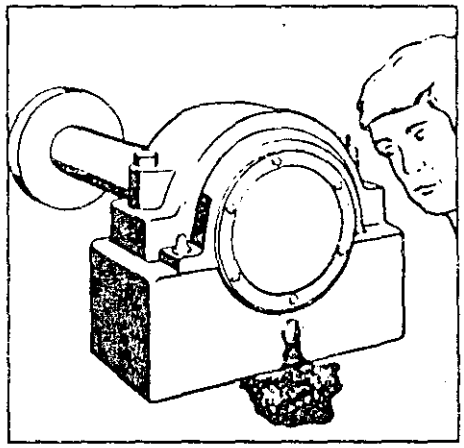
Apóyese por un extremo un palo, un destornillador u objeto similar sobre el alojamiento del rodamiento lo más próximo posible a éste. Aplique el oído al otro extremo y escuche. Si todo está en orden, deberá oirse únicamente un suave zumbido. Un rodamiento dañado emite un ruido elevado, a menudo irregular y estruendoso.

Tocar



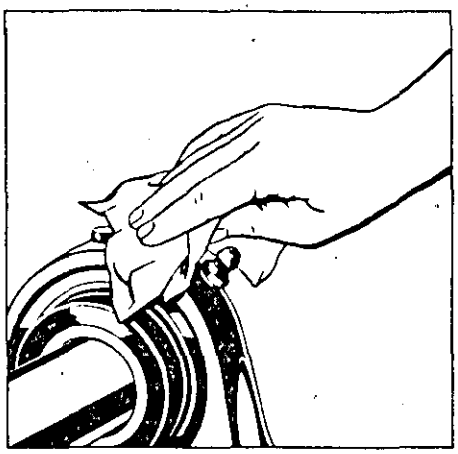
Compruébese la temperatura de la disposición mediante un termómetro, una tiza termosensible o, en muchos casos, poniendo la mano sobre el alojamiento. Si la temperatura parece anormalmente alta o varía súbitamente, es signo de alguna anomalía en el funcionamiento del rodamiento. El motivo puede ser falta de lubricante, exceso de lubricante, impurezas, sobrecarga, rodamiento dañado, insuficiente juego interno, acuñamiento, 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



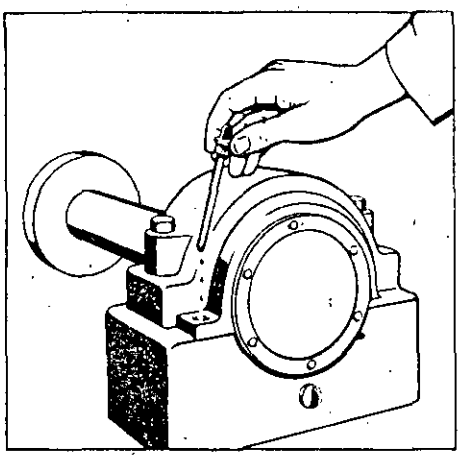
Vigile que no se escape el lubricante a través de obturaciones defectuosas o tapones mal apretados. En general las impurezas confieren al lubricante un color oscuro anormal. Revise también los dispositivos de obturación próximos a los rodamientos; deben mantenerse en tal estado que por ejemplo los líquidos calientes o corrosivos no puedan penetrar hasta los rodamientos. Compruebe el funcionamiento de la lubricación automática en caso de haberla.

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.



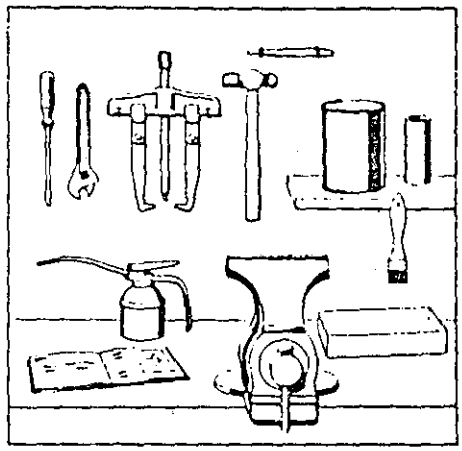
Lubricación con aceite

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

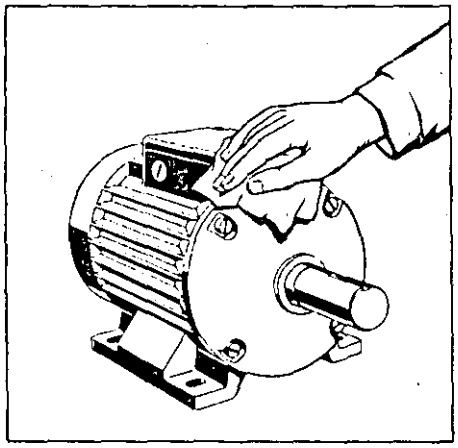
6

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.

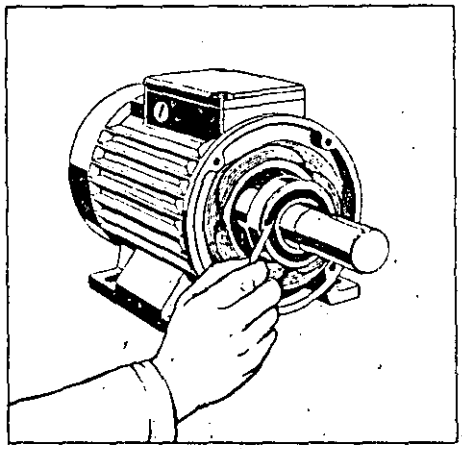


Inicie la revisión preparando el lugar de trabajo de modo que esté lo más limpio y seco posible. Compruebe que dispone de rodamientos de repuesto, para el caso de que fuese necesario cambiar algún rodamiento. Si existen planos, estúdielos detenidamente antes de iniciar el trabajo.

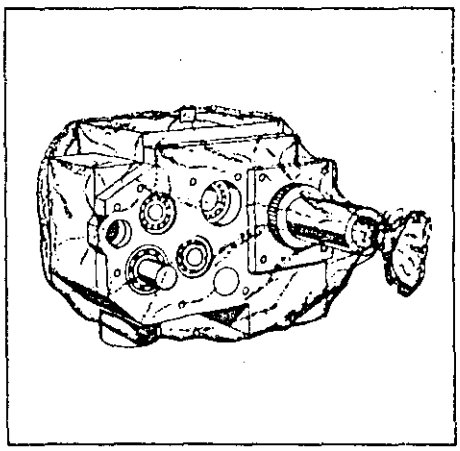
7



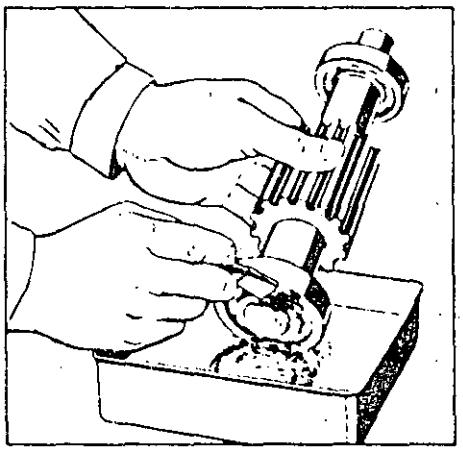
Limpie el exterior. Anote en qué orden se desmontan los elementos circundantes y sus posiciones relativas. Tenga cuidado, por. ej., con las obturaciones de laberinto a fin de que no se quiebren al desmontarlas. No haga nunca palanca sobre las obturaciones ni las fuerce. Inspeccione las obturaciones y 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 use de trapos con hilachas.



Lave el rodamiento descubierto, si puede inspeccionarse sin desmontarlo antes, usuando 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.

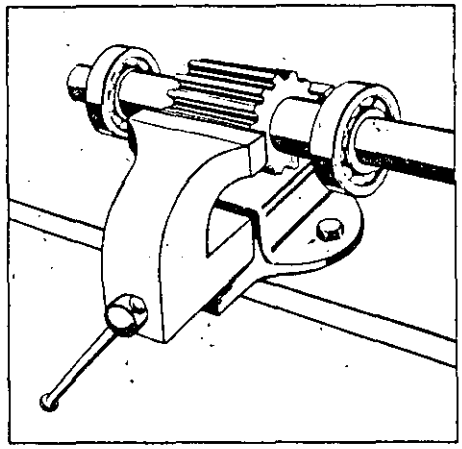
Desmontaje de rodamientos

9

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!

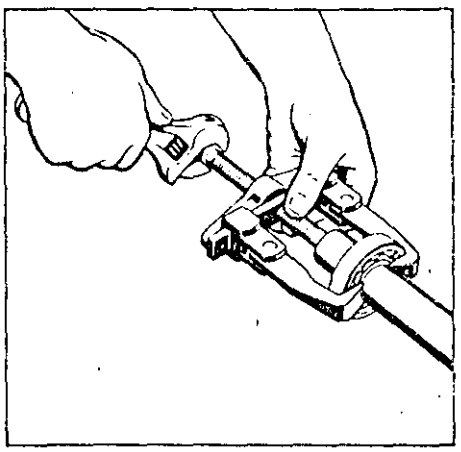


Si por algún motivo hay que desmontarlo, es una buena regla señalar primeramente cómo va montado el rodamiento, o sea qué es lo que iba "arriba" y "delante", etc. Naturalmente hay que observar luego que el rodamiento quede montado de la misma forma.

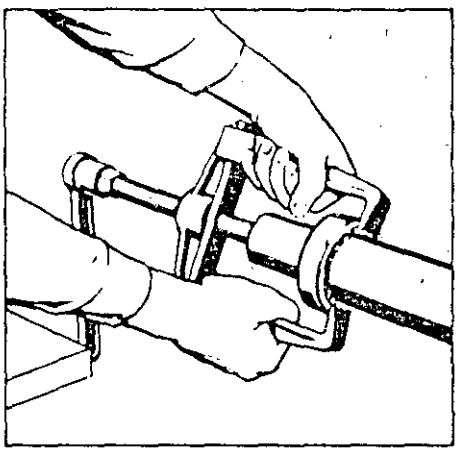
Empiece el trabajo de desmontaje con la preparación de las herramientas necesarias — en las págs. 48 y 49 se encuentran ejemplos de herramientas apropiadas que vende SKF. Los distribuidores de SKF tendrán mucho gusto en facilitarle información complementaria de la gama completa de herramientas.

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.

Ajuste de apriete en el eje

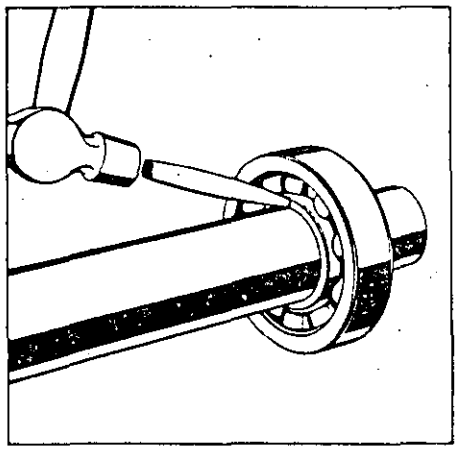


Si el rodamiento está muy prieto sobre el eje debe emplearse un extractor, el cual normalmente debe aplicarse al aro interior. Rodamientos grandes es conveniente desmontarlos mediante la herramienta hidráulica de desmontaje de SKF, véase la pág. 48.



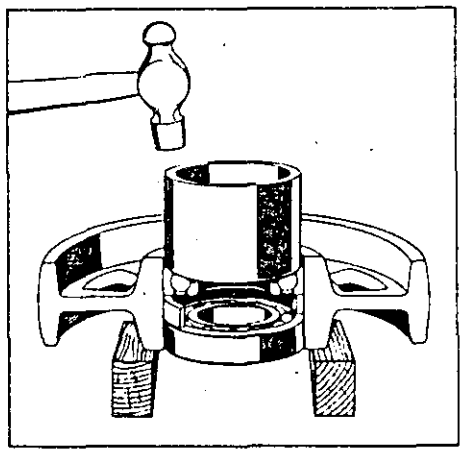
Si resulta imposible agarrar el aro interior con el extractor, puede admitirse que este se aplique al aro exterior pero es muy importante hacer girar el aro exterior durante el desmontaje a fin de que la fuerza de extracción no dañe algún elemento del rodamiento. Disponga un tope que impida girar el tornillo del extractor, agarre los brazos del extractor y dele vueltas ininterrumpidamente.

11

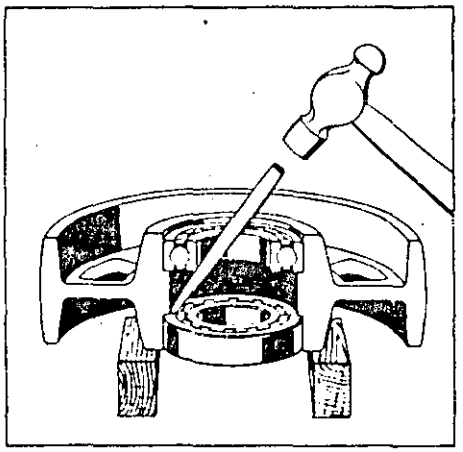


Si no se dispone de extractor apropiado, puede emplearse un botador con punta redondeada u otra herramienta similar. Apliquela sobre el aro interior. ¡No dé martillazos directamente sobre el rodamiento! Tenga gran cuidado al emplear este método, porque es muy fácil dañar el eje y el rodamiento.

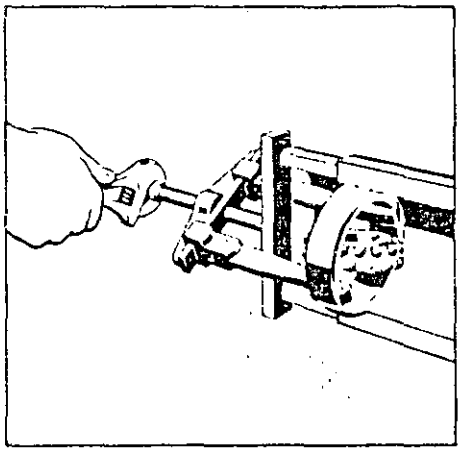
Ajuste de apriete en el alojamiento



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.

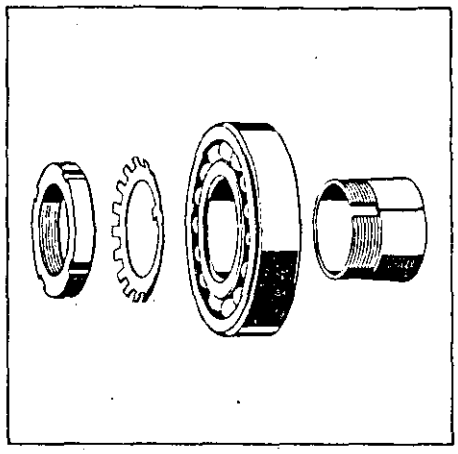


Emplee un botador con punta redondeada u otra herramienta por el estilo, en caso de haber un resalte entre los rodamientos.

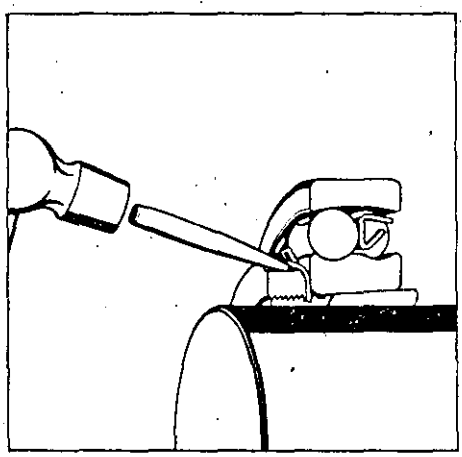


El aro interior de rodamientos de bolas o rodillos a rotula normalmente puede ladearse de modo que sea posible introducir un extractor.

Rodamientos montados sobre manguitos

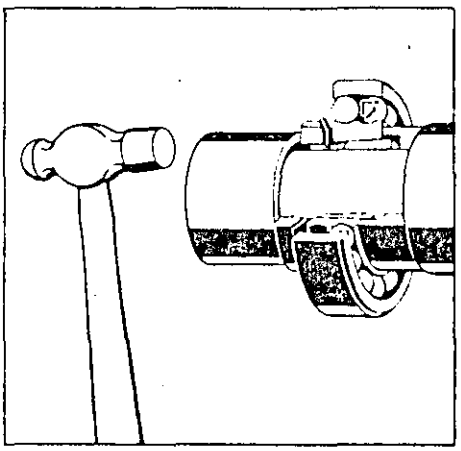


Los rodamientos a rótula suelen montarse sobre manguito de fijación o de desmontaje. Esto tiene la ventaja de que el eje no necesita mecanizarse con tanta precisión y que el trabajo de montaje y desmontaje se facilita considerablemente. En el grabado se representan de izquierda a derecha tuerca, arandela de retención, rodamiento y manguito de fijación.

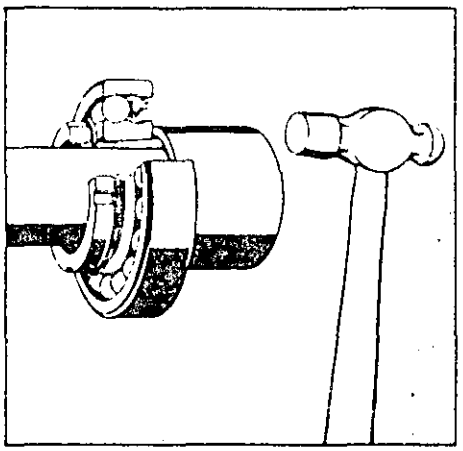


Manguito de fijación

Previamente al desmontaje se señala la posición del manguito sobre el eje. A continuación se levanta la lengüeta doblada de la arandela de retención.

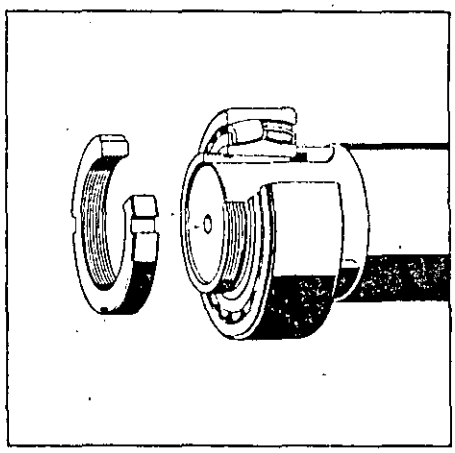


Desenrósquese la tuerca algunas vueltas. Aplique un botador de segmento o un botador tubular a la tuerca y dé un martillazo fuerte de forma que el rodamiento se desprenda.



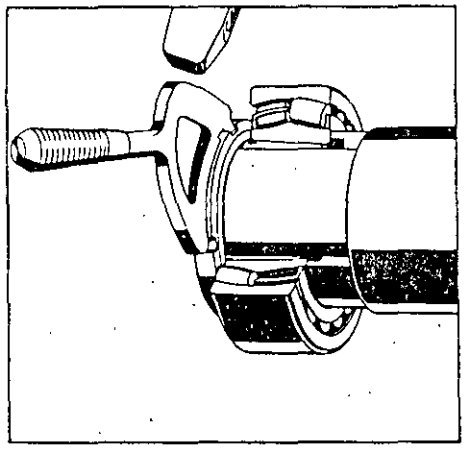
Si el rodamiento está montado sobre un eje sin resalte o si no hay casquillo separador entre el rodamiento y el resalte del eje, la herramienta se aplicará en cambio al aro interior del rodamiento.

15



Manguito de desmontaje

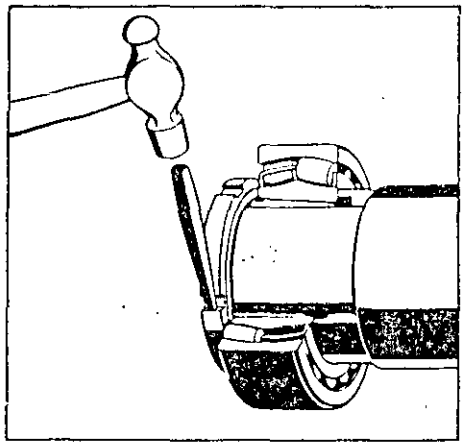
Tratándose de rodamientos pequeños y medianos se extrae el manguito mediante una tuerca de la misma clase que la empleada con los manguito de fijación. Recuerde sin embargo que la rosca y la cara de la tuerca vuelta hacia el rodamiento deben primero untarse por ej. con pasta de bisulfuro de molibdeno.



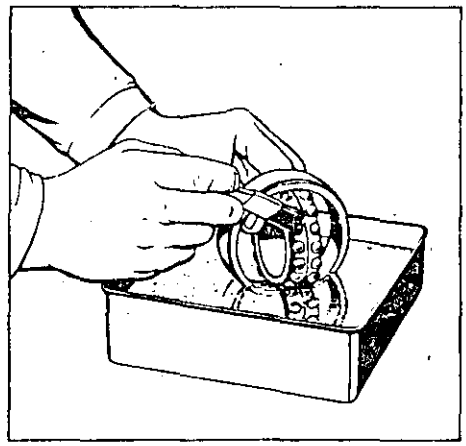
Apriete la tuerca con una llave de gancho o una llave de golpes hasta que se afloje el rodamiento. Si el manguito sobresale del eje, debe preverse un apoyo. Los rodamientos grandes se desprenden fácilmente mediante la tuerca hidráulica de SKF, véase la pág. 48.

16

Inspección de rodamientos desmontados



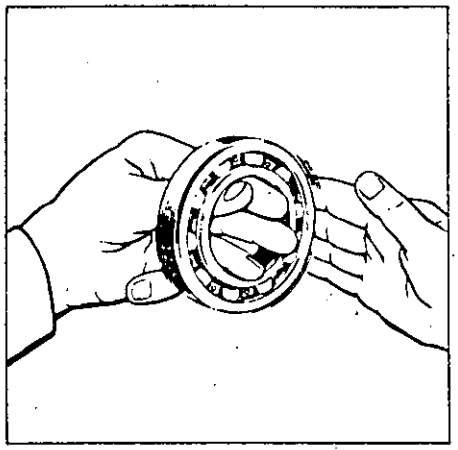
Si el manguito que ha de desprenderse es pequeño, puede emplearse por ej. un botador en lugar de una llave de gancho.



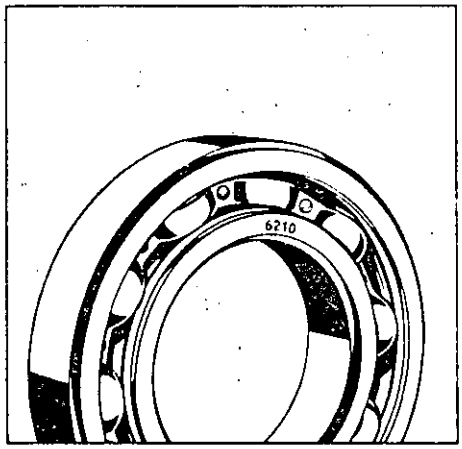
Una vez desmontado, el rodamiento debe inspeccionarse. Lávelo primero en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Mire si hay huellas en los caminos de rodadura y en los 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



Haga girar el aro exterior y escuche si el ruido es normal.

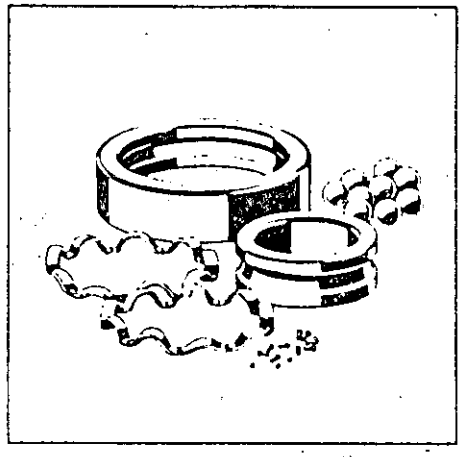


Un rodamiento que no presente daños en los caminos de rodadura, elementos rodantes o jaulas, que gira uniformemente y no tiene un juego interno anormalmente grande, puede sin riesgo alguno volverse a montar. Respecto a la relubricación del rodamiento véase la pág. 43. Si se carece de documentación debe anotarse la designación del rodamiento, la cual va grabada generalmente en la cara del aro exterior o interior.

Averías de los rodamientos 18

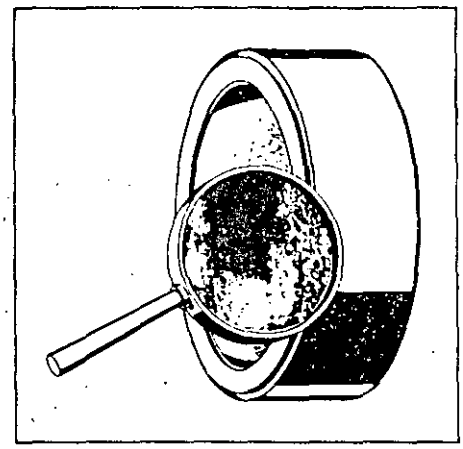
Esta sección trata de diversas averías de los rodamientos y sus probables causas. Cuando un rodamiento se estropea, se debe siempre procurar averiguar el motivo y tratar de eliminarlo. Las causas más corrientes son:

— 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

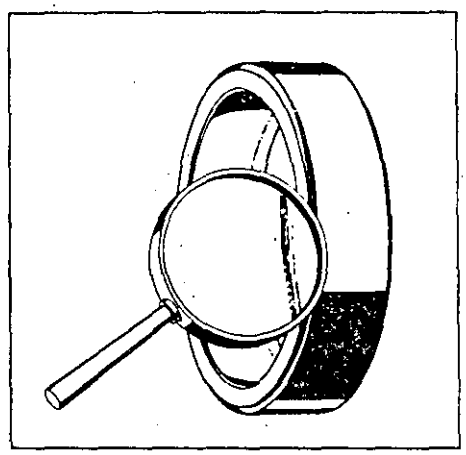


Desarme el rodamiento dañado. Si la jaula está remachada se corta la cabeza de un par de remaches y luego puede romperse con ayuda de un destornillador o herramienta similar. Los diez grabados siguientes muestran averías típicas. Consisten la mayoría de las veces en lo que se denomina descascarillado, 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.

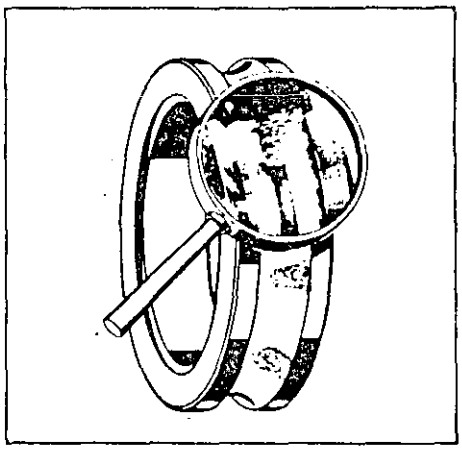
19



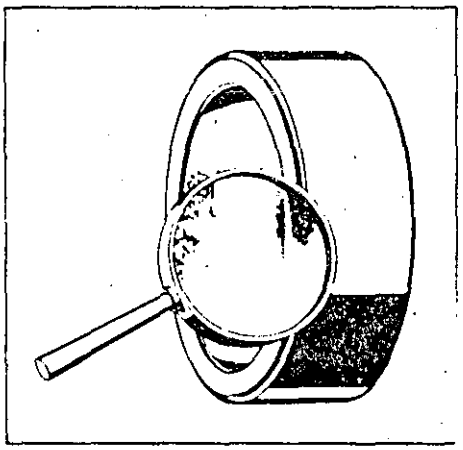
Si el rodamiento se monta mal, por ej. calándolo excesivamente fuerte sobre manguito de fijación o asiento cónico, puede sufrir una precarga. La figura representa descascarillados en el camino de rodadura del aro exterior debidos a precarga radial de esta clase.



Una precarga axial puede originarse por ej. cuando el rodamiento queda acuñado 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.

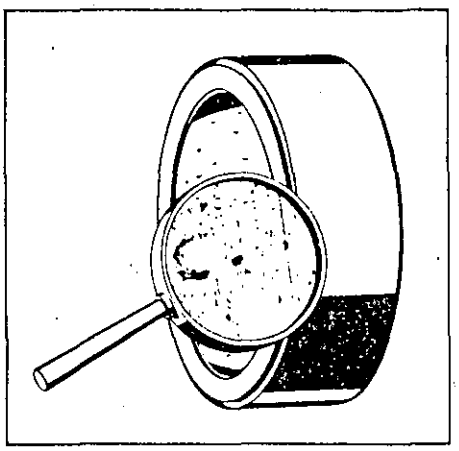


Si un rodamiento que ha de montarse con ajuste de apriete sobre el eje se cala dando golpes sobre el aro exterior, pueden producirse daños del tipo mostrado en la figura. Estos daños pueden también originarse al dar golpes sobre un extremo del eje, una polea etc., sin apoyo de contención. En tal caso se producen fácilmente huellas en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que se acorta la duración.

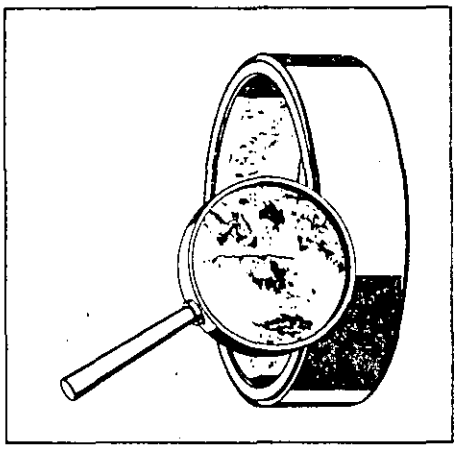


Un rodamiento mal lubricado presenta unos caminos de rodadura con un pulido de gran brillo pero a menudo también con micro-grietas en la superficie. Por regla general es sin embargo la jaula la que se rompe primero, con lo que una bola o un rodillo fácilmente quedan acuñados y se produce la avería total del rodamiento. También puede ocurrir que el rodamiento se caliente por funcionar con falta de lubricante.

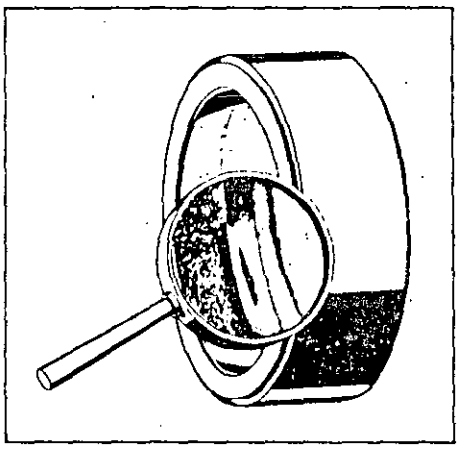
21



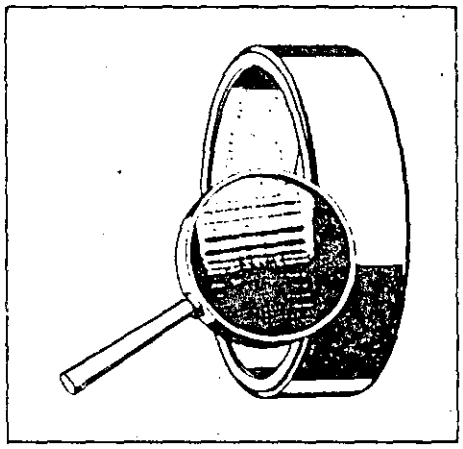
Si en el rodamiento penetran impurezas en forma de partículas sólidas, se originan fácilmente desperfectos del tipo mostrado en la figura. Las partículas ocasionan huellas de presión en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con posible descascarillado en forma de escamas. Las impurezas pueden 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.

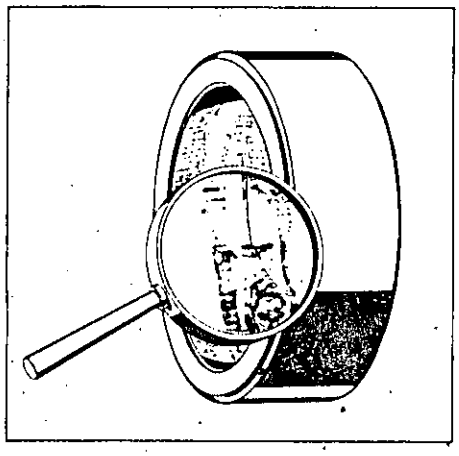


Falta de redondez del alojamiento del rodamiento en el soporte o de su asiento sobre el eje puede dar lugar a avería del rodamiento. En tales casos se producen a menudo los desperfectos en dos puntos opuestos. También otros defectos de forma pueden perjudicar al rodamiento. Una viruta metálica entre el aro exterior y el soporte puede producir deformación suficiente como para dañar el camino de rodadura del aro exterior.

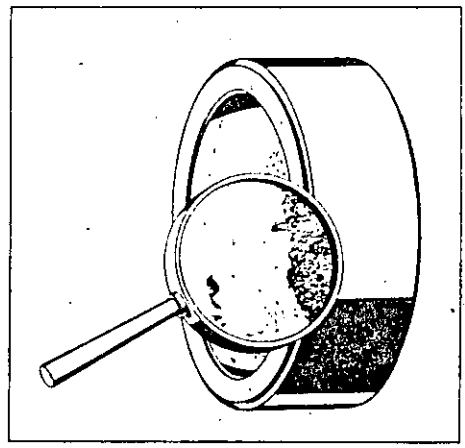


En máquinas sometidas a vibraciones pueden originarse daños en rodamientos parados debido a que los elementos rodantes rozan contra los caminos de rodadura al compás de las vibraciones. Para precaver tales daños debe el eje calzarse e inmovilizarse para que de este modo los rodamientos queden descargados, 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



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.

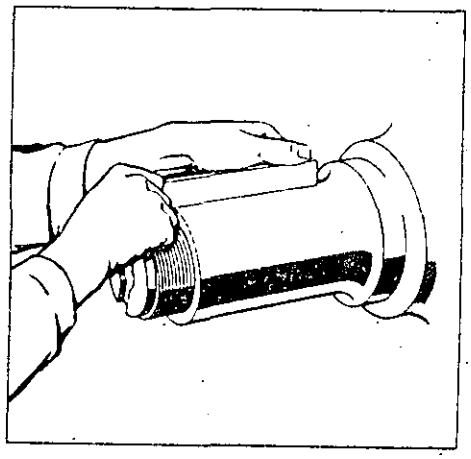


El motivo de que se presenten descascarillados por fatiga puede a veces ser simplemente que el rodamiento ha alcanzado su duración efectiva. Esta sobrepasa generalmente en forma apreciable la duración nominal calculada.

Montaje de rodamientos 24

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

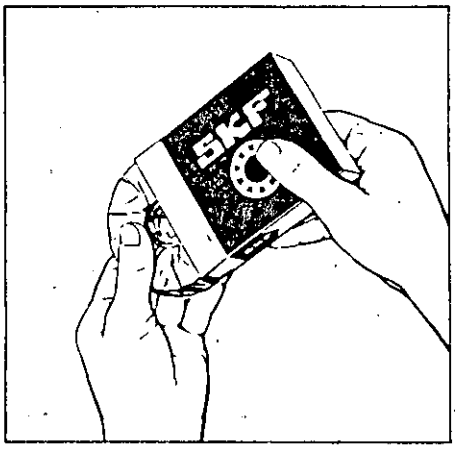


Una condición para que un rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es que en su montaje se utilice el método correcto y se observe pulcritud. El montaje debe de preferencia efectuarse en una sala seca y limpia. El lugar de trabajo debe, de ser posible, no estar próximo a 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.

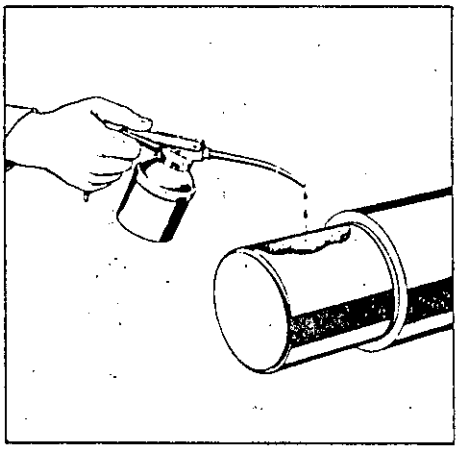
Examine cuidadosamente las piezas vecinas a los rodamientos. Quite rebabas y limpie el eje y los resaltes. Verifique el eje y el soporte en lo que respecta a exactitud de dimensiones y de forma. Pueden haberse producido daños en el desmontaje. Revise las obturaciones y sustitúyalas si están desgastadas o estropeadas.

25

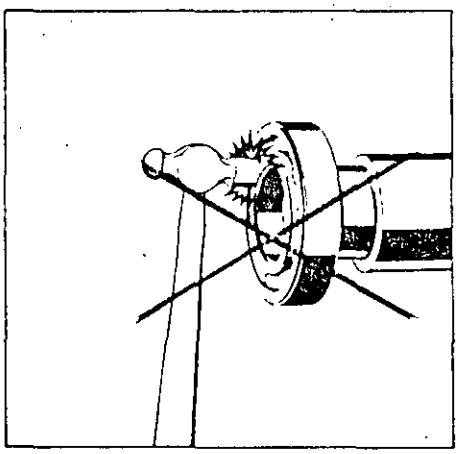


Al cambiar un rodamiento, el nuevo no debe sacarse del envase hasta el momento de montarlo. No quite el agente antioxidante excepto en la superficie cilíndrica exterior y en el agujero. Limpiar estas superficies con white spirit, secándolas con un trapo sin hilachas limpio.

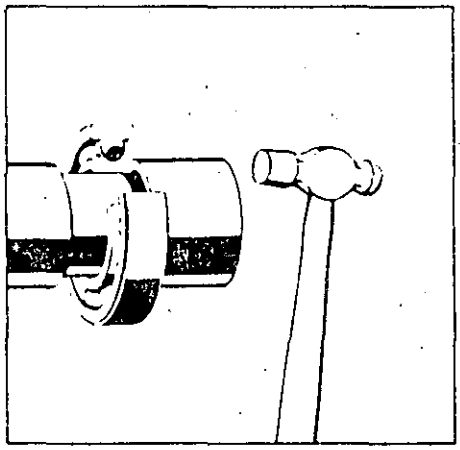
Ajuste de apriete en el eje



Unte con aceite fluido el asiento del rodamiento antes de su montaje. Con esto se pretende evitar daños en el eje.



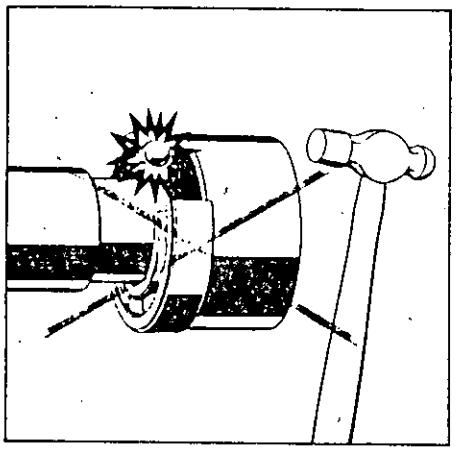
No dé nunca martillazos directamente sobre el rodamiento sino intercale siempre algún elemento. El aro podría quebrarse, la jaula dañarse o desprenderse fragmentos metálicos y estropear el rodamiento al hacerlo funcionar.



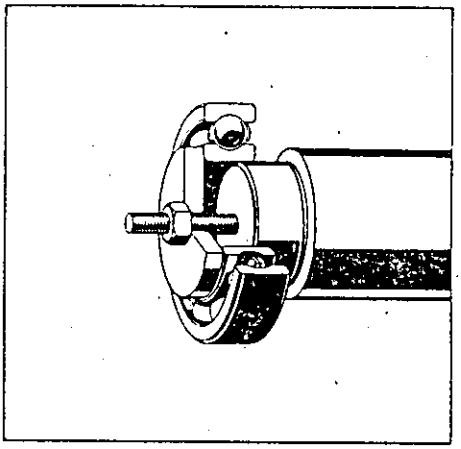
Los rodamientos pequeños se montan mediante un botador de segmento o un botador tubular bién limpio. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y estar exentos de rebabas.

Aplique le 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.

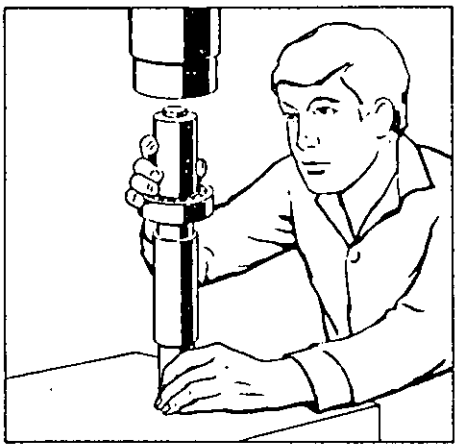
27



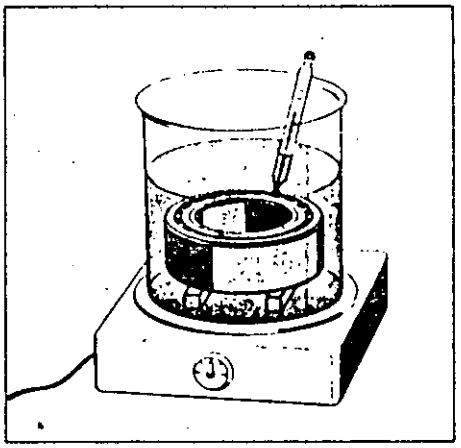
No cale nunca presionando sobre el aro exterior al montar el rodamiento sobre el eje. Podría dañar los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que la duración del rodamiento disminuiría considerablemente.



Si el eje lleva roscas interiores o exteriores, éstas pueden aprovecharse para el montaje.



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.

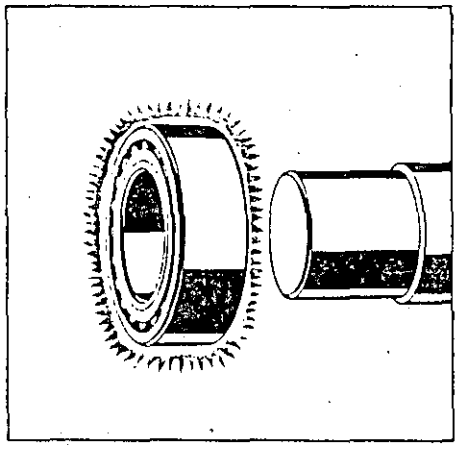


El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente, siendo una temperatura apropiada unos 80 90 C por encima de la temperatura ambiente. Un rodamiento no debe sin embargo calentarse a más de + 120 C. Generalmente se calientan en baño de aceite. Utilícese aceite limpio con un punto 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. Empléese un hornillo eléctrico, una llama de gas, o algo por el estilo para el calentamiento del aceite.

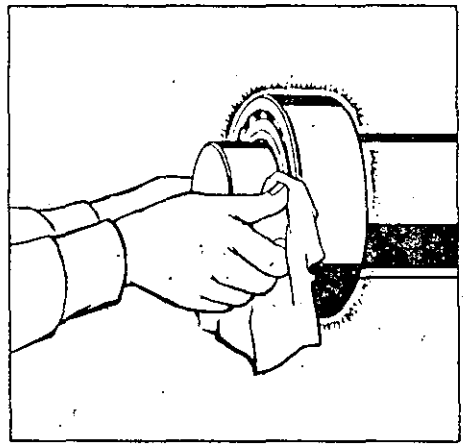
¡No caliente nunca el rodamiento directamente a la llama!

SKF vende aparatos calentadores, hornos y hornillos eléctricos.

29

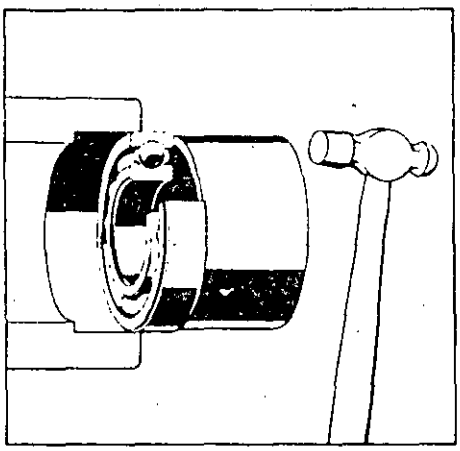


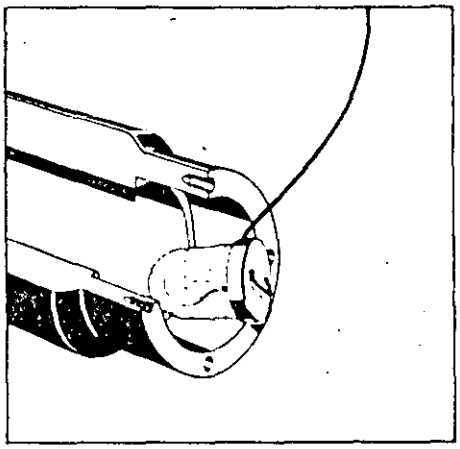
Póngase guantes protectores limpios o utilice trapos limpios para coger el rodamiento caliente. Vaciese el aceite que pueda quedar en el aro exterior y séquese el agujero del rodamiento. Acto seguido deslícese el rodamiento rápidamente sobre el eje.



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



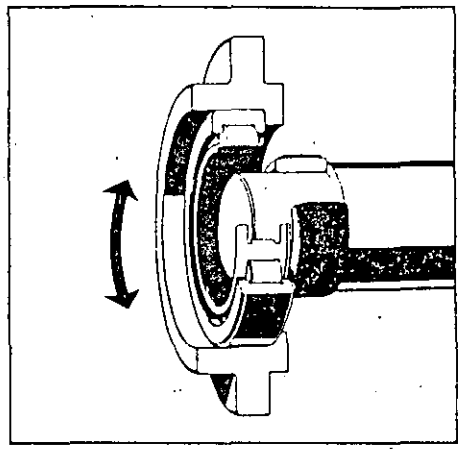


Acéitese el alojamiento del rodamiento, empléese para el calado un botador de segmento o un botador tubular bien limpio, pero aplicándolo al aro exterior. Vigile que el rodamiento no se tuerza al montarlo. También en este caso es conveniente emplear una prensa mecánica o hidráulica. Por lo demás las 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.

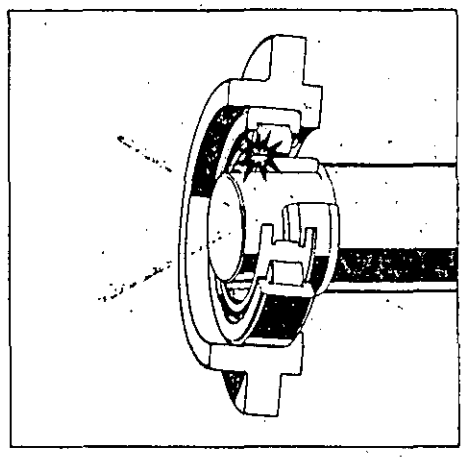
El alojamiento debe a veces calentarse para poder montar el rodamiento. Generalmente basta con un aumento de temperatura relativamente pequeño, puesto que el ajuste raramente es especialmente fuerte. Para el calentamiento puede emplearse una lámpara eléctrica, el aparato calentador de SKF, aceite caliente 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

Rodamientos de rodillos cilíndricos

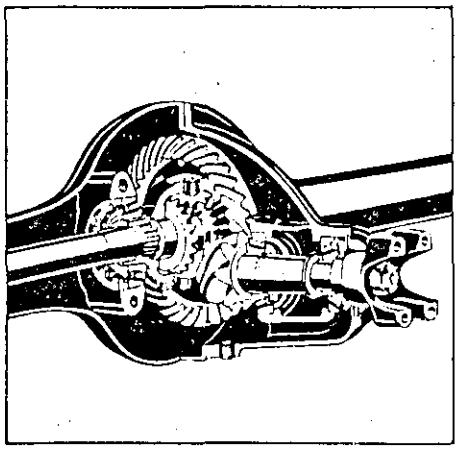


Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden generalmente montarse por partes. Móntese primero el aro libre y acéitese ligeramente el camino de rodadura. Acéitense seguidamente los rodillos y colóquese el otro aro con la corona de rodillos al mismo tiempo que se hace girar el eje o el alojamiento. Vigile que la corona de rodillos entre de forma correcta. Se recomienda el uso de un casquillo guiador.

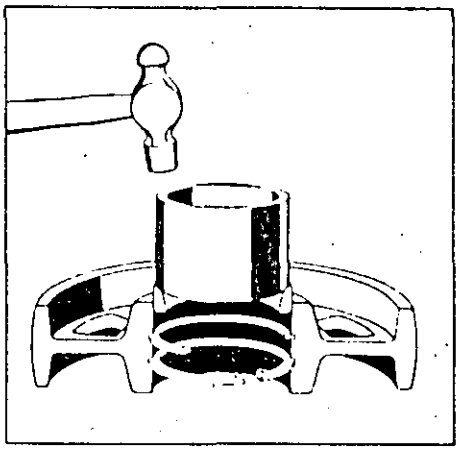


Si la corona de rodillos entra torcida sin haberse previamente aceitado o sin hacerla girar, es fácil que se dañe un aro o alguno de los rodillos.

Rodamientos de rodillos cónicos

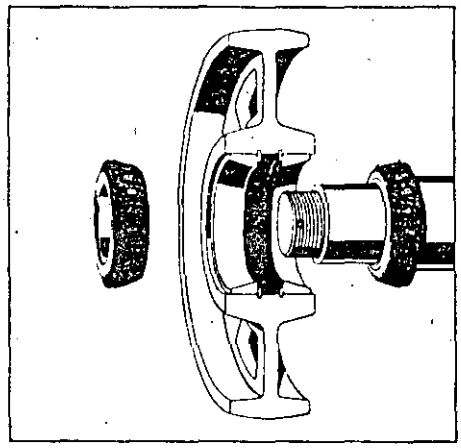


El montaje de rodamientos de rodillos cónicos puede ser relativamente complicado. Frecuentemente han de montarse con un determinado juego interno o ajustarse a una cierta precarga predeterminada mediante muelles o arandelas de reglaje. Si no se dispone de las instrucciones de montaje del fabricante de la máquina, SKF facilita gustosamente información.

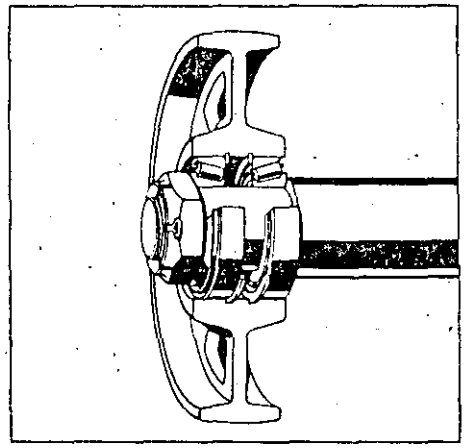


Aplicaciones sencillas de rodamientos en ruedas pueden no obstante montarse sin mayores problemas. Empiécese por calar los aros exteriores en el cubo con ayuda de un manguito de montaje o un botador tubular bien limpio. Compruébese que los aros queden apoyados contra los respectivos anillos de retención (resaltes).

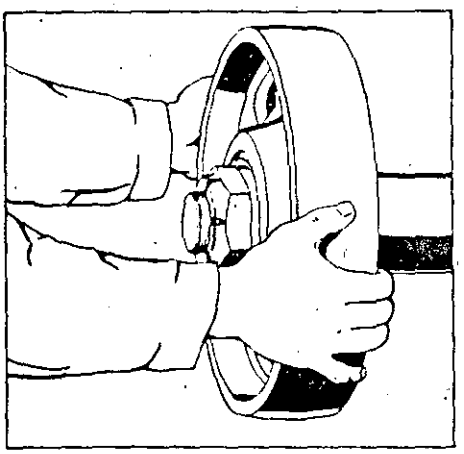
33



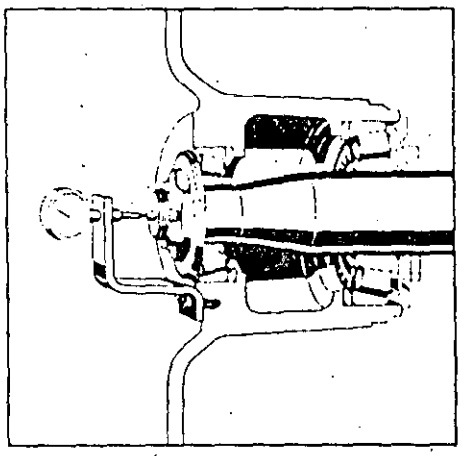
Móntese a continuación en la mangueta el cono interno con su correspondiente corona de rodillos del rodamiento. Llénese de grasa apropiada el espacio entre los rodillos en ambos rodamientos y entre los aros exteriores. Colóquese la rueda y móntese a continuación el cono externo.



Enrósquese la tuerca y apriétese, haciendo girar simultáneamente la rueda. Cuando la rueda empiece a ofrecer resistencia aflójese la tuerca sólo lo necesario para que la rueda empiece nuevamente a girar suave. Asegure la tuerca y coloque inmediatamente el tapacubos.



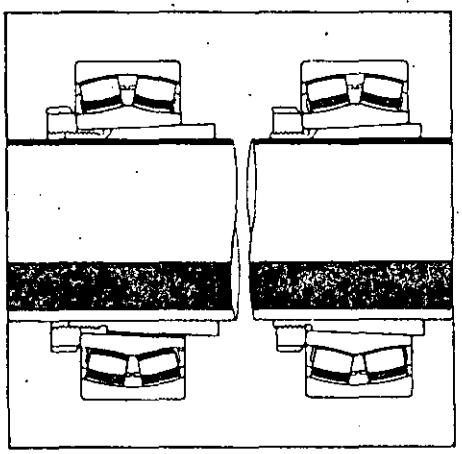
Compruebe el juego interno en la aplicación de rodamientos de ser posible, por ejemplo, haciendo oscilar el alojamiento o el eje. Si los rodamientos se aprietan excesivamente resultará muy pronto una avería del rodamiento.



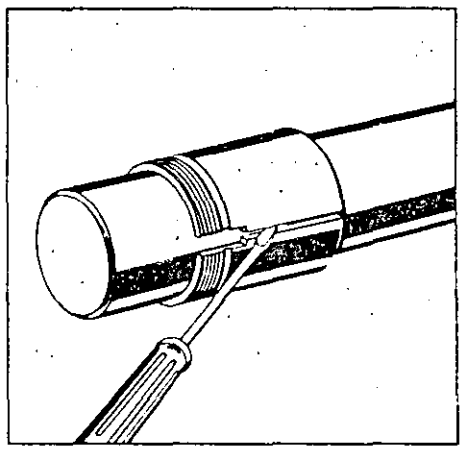
Si se requiere un montaje muy meticuloso puede emplearse un comparador para medir el juego interno axial de los rodamientos. Es importante que durante el ajuste y antes de la medición se de algunas vueltas al eje o al alojamiento para que los extremos de los rodillos adquieran buen contacto con la pestaña guía.

35

Rodamientos sobre manguito

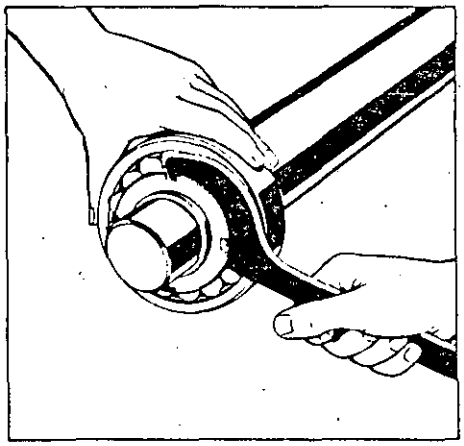


El aro interior de un rodamiento con agujero cónico se monta siempre con ajuste de apriete, generalmente sobre manguito de fijación o de desmontaje. El grado de apriete depende de lo que se cale el rodamiento sobre el cono. El juego radial original del rodamiento disminuye gradualmente durante el calado — la reducción de juego es por tanto una medida del apriete obtenido.

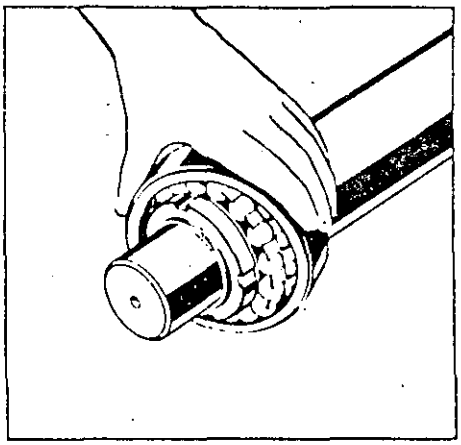


Manguito de fijación

Deslícese 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.

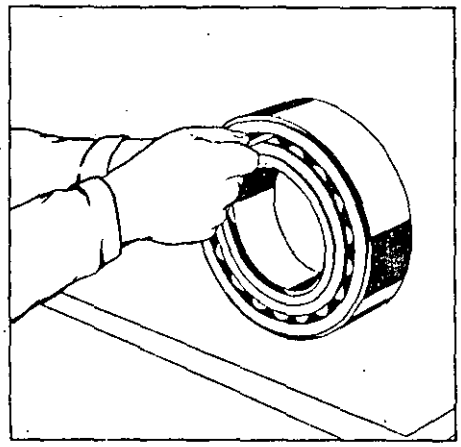


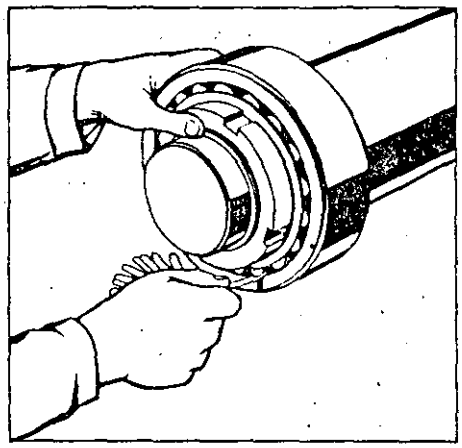
Quítese el agente antioxidante del agujero del rodamiento, pero sólo del agujero, antes de montarlo. Pásese el rodamiento sobre el manguito de fijación y enrósquese la tuerca. Cale el rodamiento apretando la tuerca.



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.

37





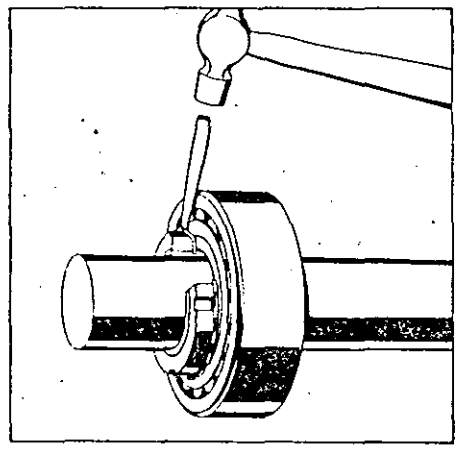
Antes de montar un rodamiento de rodillos a rótula sobre manguito de fijación, se medirá el juego interno con un juego de galgas de espesores. Con el rodamiento vertical sobre el banco de trabajo gírese el aro interior un par de vueltas de modo que los rodillos se sitúen debidamente antes de introducir la galga. Midase entre el rodillo superior y el aro exterior. Iníciese la medición con una galga relativamente delgada y auméntese 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.

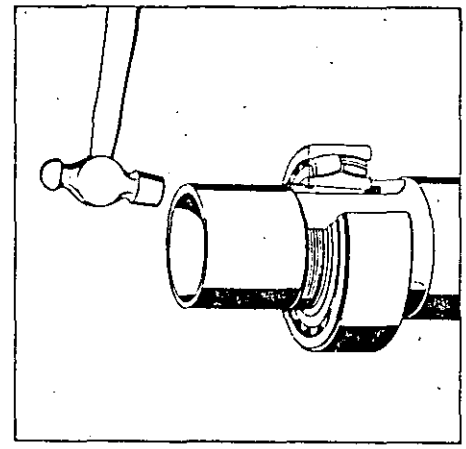
Grandes cargas, elevado número de revoluciones y grandes diferencias de temperatura entre el aro interior y el exterior (el interior más caliente que el exterior) implican que el juego remanente en el rodamiento deba ser relativamente grande. En tales casos se emplean por regla general rodamientos con 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		Reducción del juego radial interno		Calado axial [1]				Juego mínimo residual admisible después del montaje para rodamientos con juego interno inicial		
				Conicidad 1:12		Conicidad 1:30				
más de	hasta incl.	mín	máx	mín	máx	mín	máx	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	1 000	0,410	0,550	6,3	8,5	15,8	21	0,300	0,430	0,640
1 000	1 120	0,450	0,600	6,8	9,0	17	23	0,320	0,480	0,700
1 120	1 250	0,490	0,650	7,4	9,6	18,5	25	0,340	0,540	0,770

[1] Válido únicamente para ejes macizos de acero



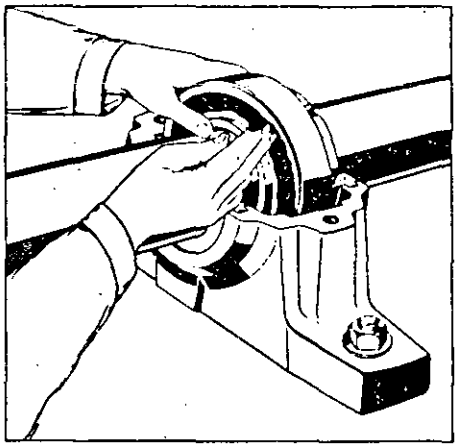
Desenrósquese la tuerca una vez terminado el calado y colóquese la arandela de retención. Seguidamente apriétese la tuerca y dóblese una lengüeta de la arandela para que coincida con alguna de las muescas de la tuerca. Mídase nuevamente el juego remanente del rodamiento y verifíquese que no haya variado.



Manguito de desmontaje

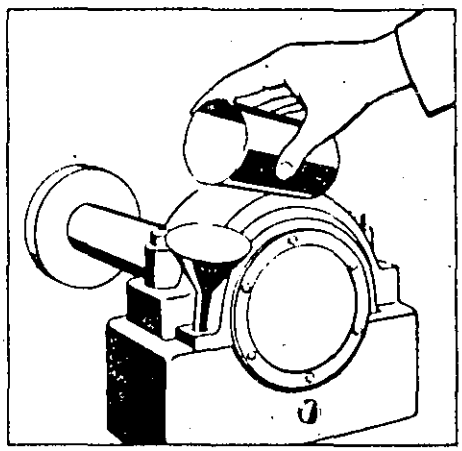
Cálese el manguito de desmontaje con ayuda de un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Compruébese el calado midiendo la reducción de juego.

Llenado de lubricante



Lubricación por grasa

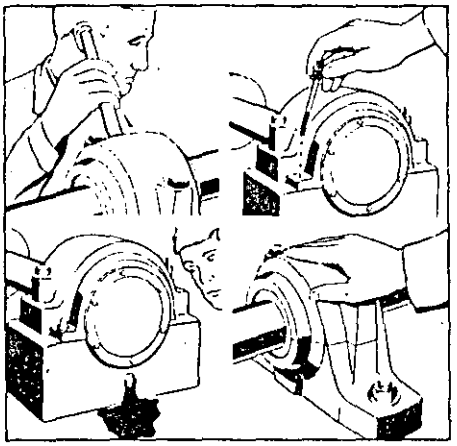
Llénense los espacios entre las bolas o los rodillos con una grasa apropiada para las condiciones de trabajo. El espacio libre alrededor del rodamiento se llena de grasa normalmente entre la tercera parte y la mitad. Si el rodamiento funciona a un número muy elevado de revoluciones debe disminuirse algo 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.



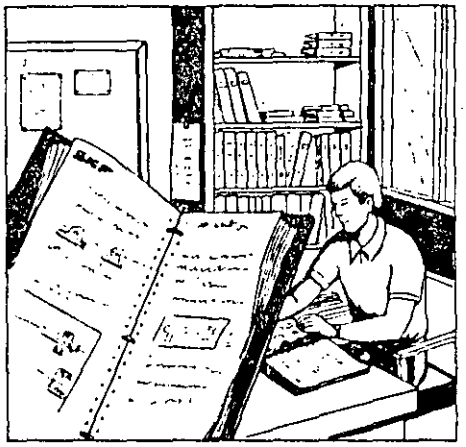
Lubricación por aceite

Llénese 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



Immediatamente 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 entretenimiento, 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

42

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,

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 lítica 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

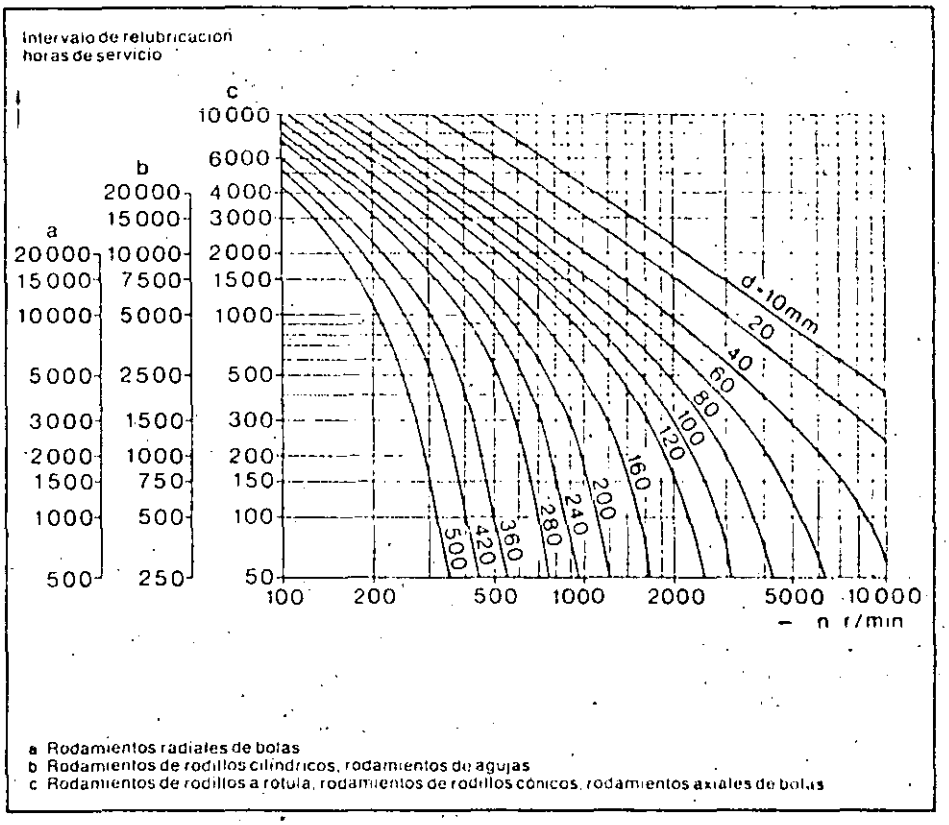
Si se carece de información sobre la cantidad necesaria de grasa para la relubricación, puede calcularse mediante la fórmula

$$G = 0{,}005\ D\ B$$

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.

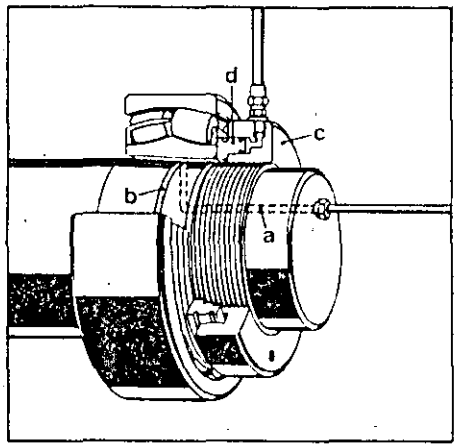


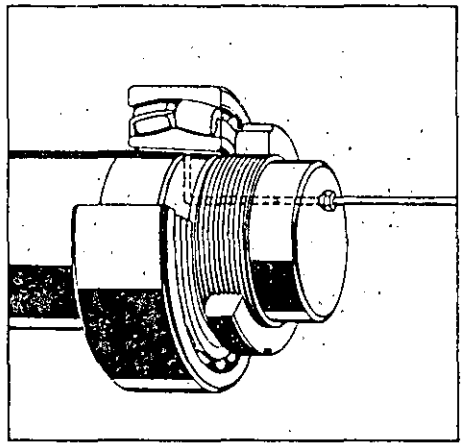
a Rodamientos radiales de bolas
b Rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas
c Rodamientos de rodillos a rótula, rodamientos de rodillos cónicos, rodamientos axiales de bolas

Herramientas de montaje y desmontaje

45

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.

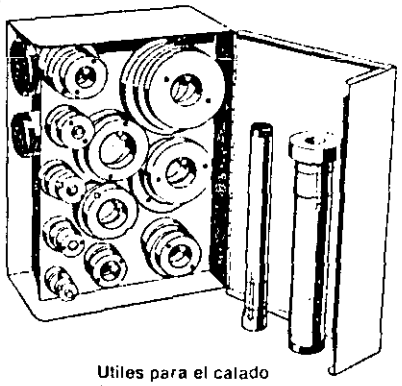
La figura de la izquierda muestra cómo mediante el método de inyección de aceite y una tuerca hidráulica se monta un rodamiento de rodillos a rótula sobre un eje cónico.

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.

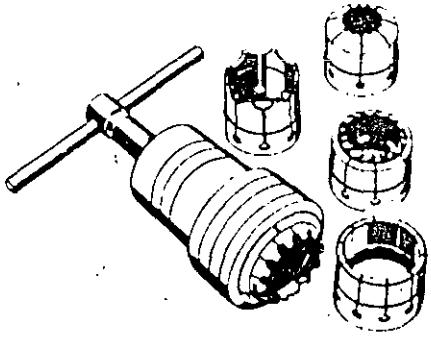
La tuerca hidráulica se adapta a una rosca en el eje o manguito. Se inyecta aceite en la tuerca (c) de modo que el émbolo anular (d) presione sobre el aro interior del rodamiento, sobre una tuerca de eje o sobre una arandela de tope que se haya atornillado en el extremo del eje. La presión de aceite 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.

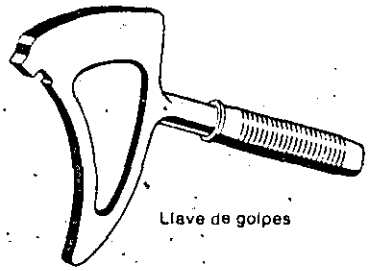
Herramientas mecánicas



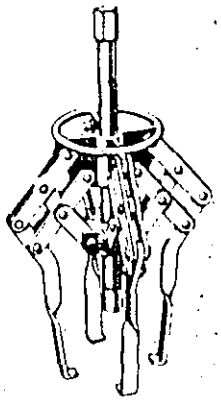
Utiles para el calado



Extractor de rodamientos



Llave de golpes



Extractor autocentrador

Llave de gancho

Designaciones de rodamientos

47

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 hos 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.

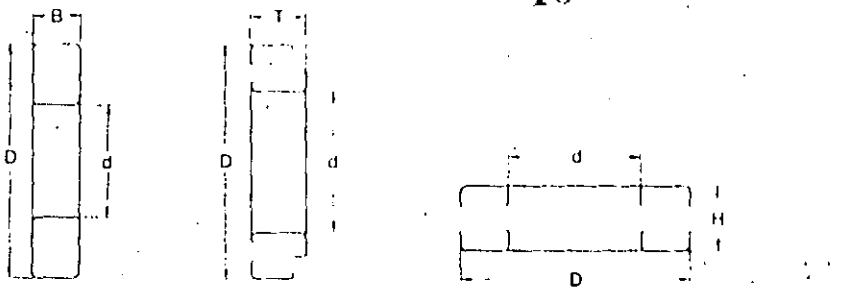
5 Rodamientos axiales de bolas

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.

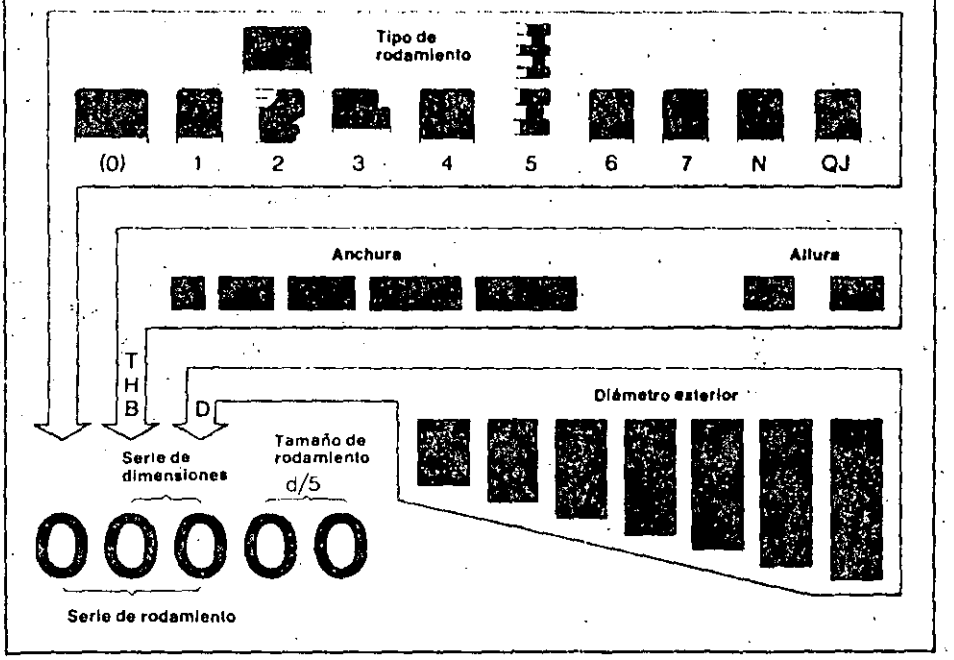
7 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular
La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.

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.



								NU (0)4	
								NJ (0)4	
								NUP (0)4	
								NU 23	
			223			544		NJ 23	
			213			524	6(0)4	NUP 23	
			232			543	623	NU (0)3	
			222			523	6(0)3	NJ (0)3	
			241	323		542	(60)3	NUP (0)3	
			231	313		522	622	N (0)3	
			240	303			6(0)2	NU 22	
			230	332		534	(60)2	NJ 22	
		112	239	322		514	16(0)1	NUP 22	
		(1)23		302		533	630	NU (0)2	
		1(0)3		331		513	6(0)0	NJ (0)2	
		(1)22	294	330		532	16(0)0	NUP (0)2	
(0)33		1(0)2	293	320	4(2)3	512	619	7(0)3	N (0)2 (0)3
(0)32		1(1)0	292	329	4(2)2	511	618	7(0)2	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, **B**, **C**, **D**, **E** Construcción interna del rodamiento modificada
ejemplo: 7205 B = rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, ángulo de contacto 40°

Características externas

X Dimensiones principales modificadas conforme a las normas ISO
-RS, **-LS** Placa de obturación de caucho sintético en un lado del rodamiento
-2RS, **-2LS** Placas de obturación de caucho 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.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

A N E X O S

NOVIEMBRE, 1984

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

Nueva línea de chumaceras DODGE* que conquistará el Mercado de MEXICO.

La nueva línea de Chumaceras DODGE SAF–XT pronto será la número 1 en la industria.

La de mayor venta en su tipo. . . Hé aquí porqué:

Para fabricantes de equipo original, nuevas instalaciones, proyectos, ampliaciones, etc. SAF–XT de DODGE está diseñada para brindar una excepcional confiabilidad en el manejo de materiales a granel, cargas medianas y pesadas y especialmente en ambientes contaminados.

Nueva en casi todos los aspectos: que incluye una nueva y más resistente caja de hierro gris. . . cubierta de 4 tornillos. . . novedoso diseño del depósito. . . y autopurgante. . .

Exclusivos Sellos Triple-tec* como parte estándar...exclusivo micro-montaje (Micro-Mount) (de 4" en adelante) para un rápido, simple, firme y preciso ajuste en la flecha.

Para un amplio rango de diámetros de flecha.

Las Chumaceras SAF–XT están disponibles en 36 tamaños: de 115/16" a 12". Son fácilmente intercambiables con otras chumaceras SAF. Los tamaños 1 15/16" y 2 3/16" son de dos tornillos en la base, de 2 7/15" a 3 1/2" pueden ser de 2 ó 4 tornillos. Los tamaños mayores únicamente de 4 tornillos.

1. PROTECCION EXTRA. . . . SIN COSTO EXTRA.

El sello Triple-tec*, parte estándar en las Chumaceras SAF–XT, hace particularmente ventajosas sus aplicaciones en ambientes contaminados, que de otra manera acarrearían el uso de costosos sellos auxiliares TACONITE y sistemas de lubricación auxiliar.

Pruebas de laboratorio y en el campo demuestran que el Triple-tec* es muy superior a los sellos estándar y en la mayoría de los casos el Triple-tec* brinda una protección equivalente a la de los sellos TACONITE. Usted puede agregar sellos auxiliares si lo desea.

Triple-tec* es como dos sellos; uno de laberinto y otro de contacto a la superficie: evita la entrada de contaminantes. El sello de contacto evita la entrada de contaminantes y además permite una acción de purgado. Es imposible sobrelubricar una SAF–XT.

Rápido y más sencillo montaje.

El sistema Micro-Mount de DODGE brinda un rápido y preciso montaje de la Chumacera SAF–XT sin necesidad de herramientas pesadas ni esfuerzo muscular. Simplemente gire la tuerca sobre el manguito atornillando contra la arandela de presión.

Así el rodamiento, el manguito y la flecha formarán una unidad integral. (Consulte el manual de instalación y mantenimiento).

Otras ventajas de la Chumacera SAF–XT incluyen el exclusivo diseño de la caja que ayuda a distribuir el lubricante y brinda presión para la acción purgante. . . Las ranuras a los extremos de la tapa facilitan su desarmado. . . guías en la base para taladrar si fuera necesario. . .muy fácil identificación.

2.- HERRAMIENTAS PARA AYUDARLE A VENDER.

Un nuevo boletín a todo color y hojas adicionales con datos de Ingeniería y reportes comparativos, ventajas del diseño, comparación de sellos, dimensiones, tabla de selección y una interesante tabla de equivalencias para intercambiar nuestra Chumacara por otras SAF.

Respuestas concretas demuestran porqué la SAF–XT de DODGE será la número UNO en su especialidad.

P. Cuál es el mercado para la SAF–XT. . .?

R. Esta Chumacera ha sido diseñada para penetrar el mercado de cargas medianas y pesadas donde DODGE no ha sido muy fuerte hasta la fecha. SAF–XT sustituye a la Spher-Align.

P. Porqué el nuevo nombre. . .?

R. SAF es una identificación bien conocida de las chumaceras para cargas medianas. Nosotros le agregamos XT para diferenciarla de las demás, ligándola a la tradicional imágen de DODGE. Extra fuerte y de Alta Calidad.

P. Cuál es la competencia. . .?

R. SAF 22500 y 23000 No. 1 de SKF. SAF 225 A y SAF 230 A de Torrington; P-LB 6800 y P-LB 6600 de Link Belt y No. 2 Browing SBT 22500.

P. Es más cara la SAF–XT. . .?

R. No. Tiene precio competitivo.

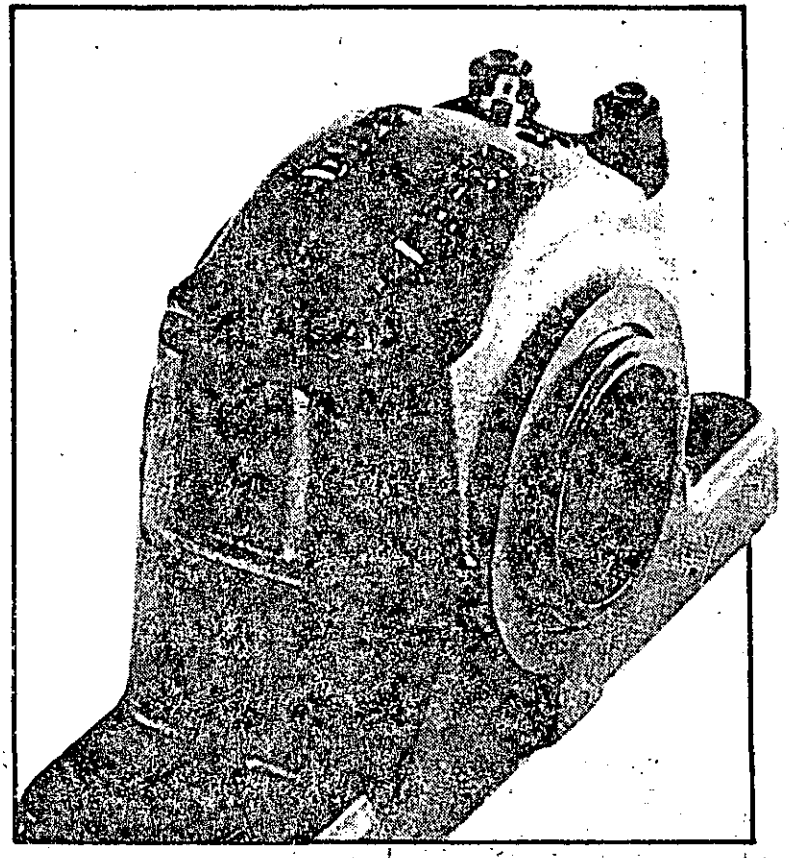
P. Es la SAF–XT directamente intercambiable con la competencia y con nuestras Spher-Align. . .?

R. Sí. Tres dimensiones básicas son idénticas: altura al centro de la flecha, distancia entre barrenos de montaje y distancia de éstos al centro. El ancho del barreno es ligeramente distinto. Generalmente esta dimensión es menor.

P. Son realmente importantes las diferencias entre la SAF–XT y otras chumaceras. . .?

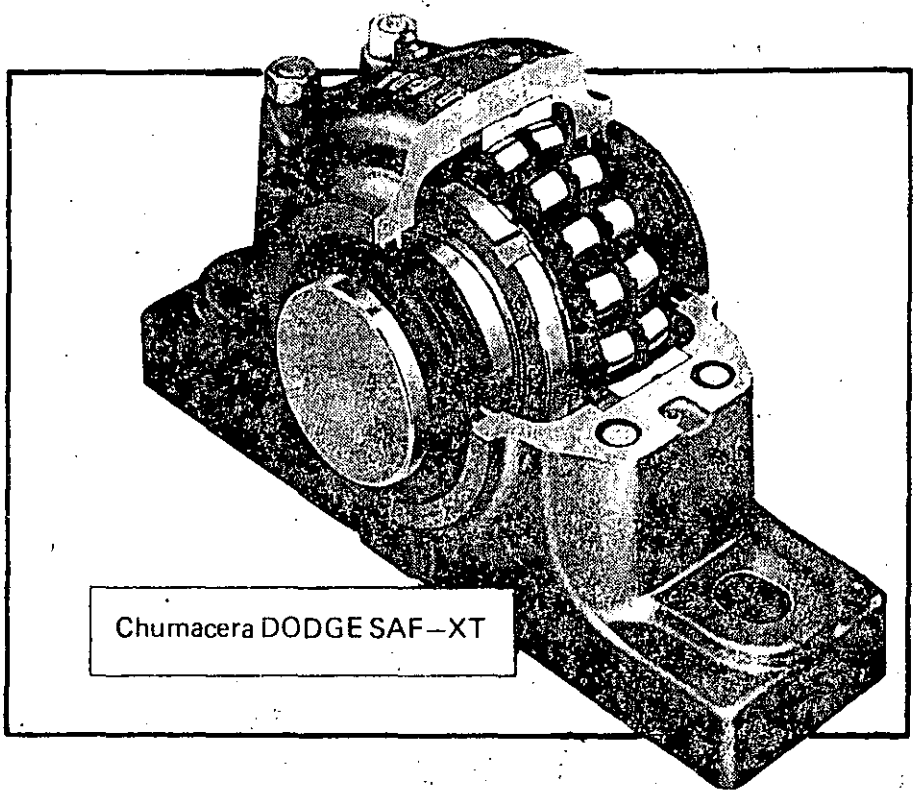
R. Existen cuatro razones para decidir la compra de una Chumacera de Base. Rodamiento. . . caja. . . sellado. . . y sistema de montaje.

1. **El rodamiento es igual. . .** Nosotros, ellos, todos usamos, las series 22200 y 23000 de rodamientos esféricos.



2. **Caja. Gran diferencia.** El diseño inicial de la caja de SKF es realmente antiguo. Y todos, incluyéndonos nosotros, copiamos originalmente aquel diseño. Aquella caja fué desarrollada para los sistemas de lubricación que prevalecían entónces:
Con aceite. Las cosas han cambiado. La mayoría de los compradores y usuarios de chumaceras SAF, hoy lubrican con grasa. La grasa permanece ahí, no se corre y ayuda contra los contaminantes.
El antiguo diseño no es lo mejor para lubricar con grasa. La actual caja SAF–XT de DODGE es especial para grasa. Es la única Chumacera SAF de Base, autopurgante, en el mercado. En cuanto a lubricación, la grasa es forzada al área de sello, protegiendo el rodamiento de suciedad, polvo, agua, etc.

El antiguo diseño, aún en uso por los demás, tiene una cavidad demasiado grande para lubricantes como para que la acción autopurgante sea efectiva, sin que el usuario tenga que mantener 100% llena dicha cavidad, o comprar algún costoso sistema de lubricación automática.
La SAF–XT se autopurga con menos de la mitad de llena, empleando tan solo el 40 ó 50% cuando mucho, que usan tamaños SAF similares, tradicionales.



Chumacera DODGE SAF–XT

Para ambientes contaminados, a los usuarios les conviene más usar SAF–XT de DODGE, porque ésta caja protege mucho mejor y con menos grasa.
Nuestra cubierta de 4 tornillos ofrece mejor y mayor resistencia. Las ranuras en ambos extremos de la cubierta le ayudan a desmontar fácilmente y además, ofrecemos guías de taladro para quien prefiere taladar al instalar la base.

3. **SELLOS. Lo mejor de todo.** Al igual que la antigua caja SAF sus sellos fueron diseñados cuando se usaba aceite como lubricante. Los sellos LER y los ER de triple anillo no son suficiente barrera para el polvo fino y la humedad.
Esa fué la razón de empezar a usar los sellos auxiliares TACONITE. Los usuarios tenían que pagar por estos sellos auxiliares, porque los originales no sirven.

Los sellos auxiliares, que agregan del 30 al 50% al costo de una chumacera de base, hacen exactamente lo que la nueva SAF–XT de DODGE, hace por sí misma.

El sello de la SAF–XT de DODGE se ajusta completamente alrededor de la flecha, eliminando los claros visibles que deja el sello de tres anillos. El arillo exterior del arillo triple tiene una cara ahulada en forma de "V" para mantener afuera del laberinto a los contaminantes. El nuevo sello Triple– tec* de la SAF–XT de DODGE, hace a ésta Chumacera la única en el mercado sellada positivamente.

Combine este sello Triple-tec* con la caja que fuerza a la grasa hacia el área de sellado y usted realmente habrá descubierto el producto con VITALES DIFERENCIAS.

4. **Micro-mount. Micro-montaje un gran Sistema DODGE.**
Todos usan un adaptador partido y cónico para montar la flecha. Solo la SAF–XT de DODGE emplea la tuerca ajustable de nuestro exclusivo Micro-mount.

Para instalar una chumacera cualquiera (de más de 4") se requieren grandes herramientas y hasta barras, además de gran esfuerzo muscular para que las piezas no se corran.

Con la SAF–XT de DODGE basta un giro del opresor con una llave Allen para

empujar el rodamiento sobre el adaptador cónico. Más fácil y rápido que con cualquiera otra SAF.

P. Realmente, los compradores toman su decisión con esos cuatro puntos. . .?
R.- Eso es todo para chumaceras de base. Caja, sello, montaje a la flecha y rodamiento.

P. Cuándo tendrá DODGE las nuevas Chumaceras DODGE SAF–XT. . .?
R. Ahora.

P. Cuando empezará DODGE a aceptar pedidos y embarcarlas. . .?
R. Ahora.

P. Cuál es el rango de medidas. . .?
R. De 1 15/16" a 12"

P. Las tienen en stock. . .?
R. Sí, hasta 6 15/16". Para entrega de tamaño mayores, consulte a la fábrica.

P. Qué hay de la Spher-Align. . .?
R. Se ha suspendido su producción.

P. Qué hacemos si un comprador pide la Spher-Align. . .?
R. No hay razón si usted le habla de la nueva SAF–XT.

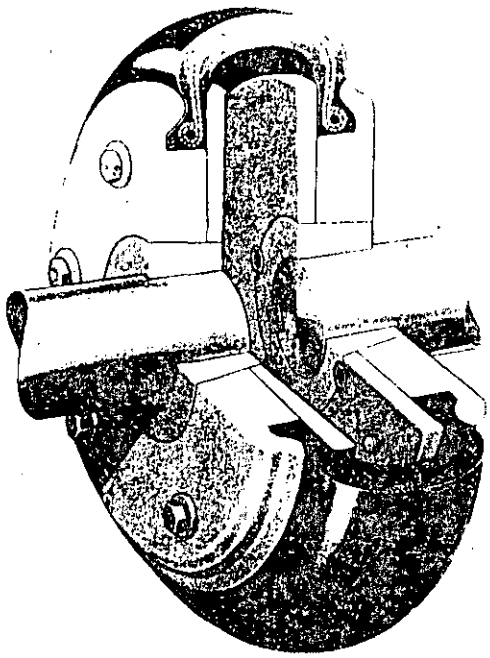
P. Si un usuario emplea aceite e insiste e aceite. . .?
R Las velocidades permisibles para lubricación con grasa se han incrementado casi un 50%. Donde usted usaba una SPHER–ALIGN y baño de aceite, usted puede usar la SAF–XT con grasa. Donde usted usaba una SPHER ALIGN modificada para circulación de aceite, puede usar una SAF–XT modificada para circulación de aceite.

Un hecho importante es que los fabricantes de ventiladores usan y prefieren hoy lubricación con grasa. La circulación de aceite es más un sistema de enfriamiento que de lubricación.

P. Qué hay de información de precios. . .?
R. Todo está en la lista de precios y tablas de descuentos.

P. Tiene DODGE suficiente capacidad de producción. . .?
R. Claro. . .! Envíe sus órdenes. Nosotros le enviaremos el producto. . .!

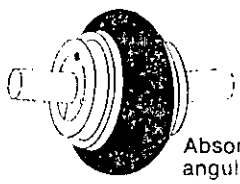
DODGE de Mexico, S.A. de C.V.



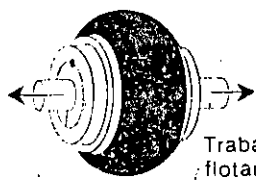
Para-flex*

El moderno cople flexible, con elemento flexible.

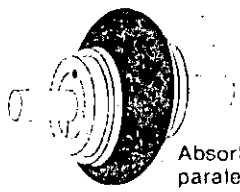
DODGE*
de México, S.A. de C.V.



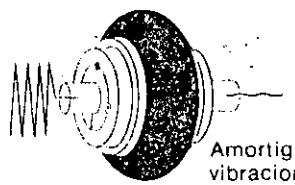
Absorben desalineamientos angulares



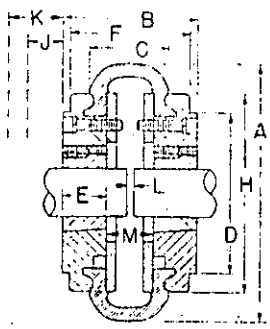
Trabajan con los ejes flotantes.



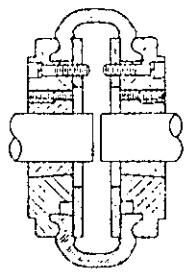
Absorben desalineamientos paralelos



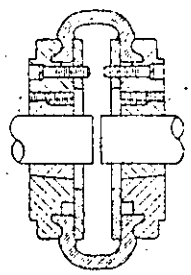
Amortiguan vibraciones.



Tipo HF



Tipo HH



Tipo FF

* Marca Registrada

Para-flex*

de

DODGE*

de México, S.A. de C.V.

- Es más fácil y rápido de instalar, gracias al buje taper lock que es intercambiable.
- Se puede instalar en diferentes diámetros de flechas sin tener que barrenar.
- No requiere mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Asimila mejor vibraciones y choques.
- Reduce inventarios por su buje.
- Para - Flex cuesta mucho menos.
- Dodge le ofrece menores tiempos de entrega.

Para - Flex (Elastomérico) | Steel Flex (Rejilla)

Tamaño	HP a 100 RPM	Barreno máximo taper lock	Número de buje	Rango de barrenos	Tamaño	HP a 100 RPM	Barreno máximo	Barreno a la medida *	
								Barreno	piloto
PX 50	.9	1.1/8	1108	1/2 a 1.1/8	4F	.9	1.1/4	Barreno	piloto
PX 60	1.5	1.3/8	1310	1/2 a 1.3/8	5F	1.5	1.7/16	"	"
PX 70	2.6	1.5/8	1610	1/2 a 1.5/8	6F	2.1	1.5/8	"	"
PX 80	3.9	2	2012	1/2 a 2	7F	3.9	2	"	"
PX 90	5.75	2.1/2	2517	1/2 a 2.1/2					
PX 100	7.2	2.1/2	2517	1/2 a 2.1/2	8F	7.2	2.3/8	"	"
PX 120	12.0	3	3020	15/16 a 3	9F	12.0	2.5/8	"	"
PX 140	24.0	3.1/2	3535	1.3/16 a 3.1/2	11F	22.2	3.1/4	"	"
PX 160	50.0	4	4040	1.7/16 a 4	13F	47.0	4.1/4	"	"

* Precio adicional por barreno a la medida.

DODGE*

de México, S.A. de C.V.

OFICINAS EN MEXICO. Ingenieros Militares No. 85 Desp. 305
México, D.F., C.P. 011230 Apartado Postal No. 239
C.P. 53370 Tels.: 576-4366; 576-2007

PLANTA EN GUADALAJARA. Calle A No. 170
Parque Industrial El Salto El Salto, Jalisco., C.P. 045680

* Marca Registrada

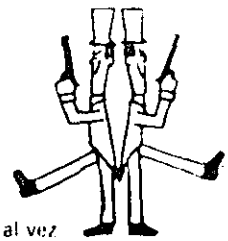
Hacemos eficiente la Transmisión de Potencia Mecánica

DODGE

de México, S.A. de C.V.

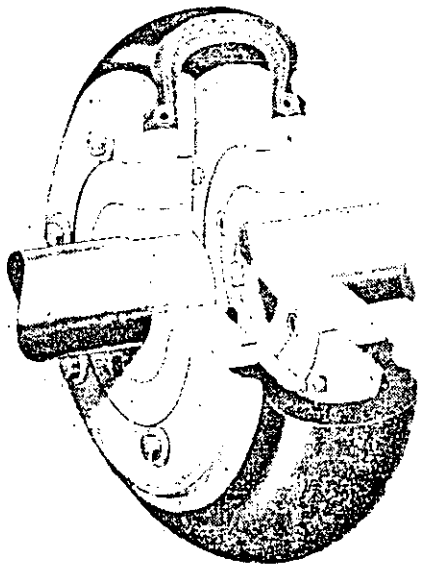
¡ACEPTAMOS EL RETO!

Coples flexibles **Para·flex*** por **DODGE**



50,000 razones para no usarlos

Tal vez usted tenga más de 50 000 razones para no usar los coples flexibles PARAFLEX de DODGE (y tal vez nuestra competencia le invente otras 50,000). Pero si usted marca así ☑ sus requerimientos, podrá contar el número de razones para **SI USAR LOS COPLES FLEXIBLES PARAFLEX DE DODGE.**

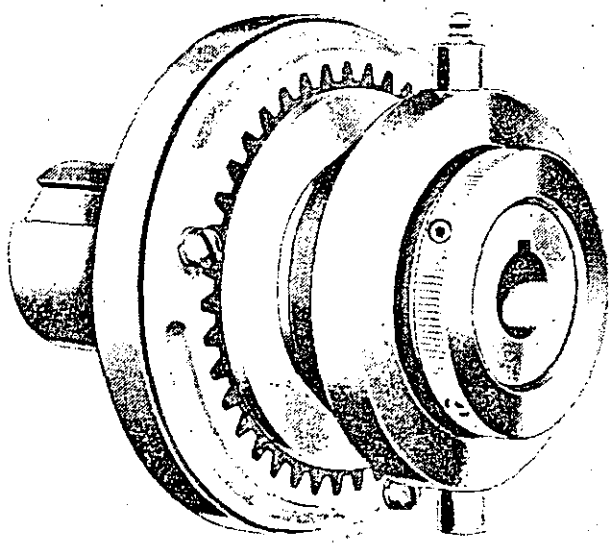


Hasta 4,500 H.P ☑
Desalineamientos angulares ☑
Desalineamientos paralelos ☑
Movimiento axial ☑
Vibraciones y chooues ☑
La más alta eficiencia al menor costo ☑
Facilísimo de instalar (usa el buje cónico Taper Lock) ☑
No requiere mantenimiento, ni lubricación ☑

Ahora dígamos ¿cuántas razones tiene para sí usar los coples flexibles PARAFLEX de DODGE

No los conoce? Se los presentamos!

CLUTCHES DE FRICCION
ROLLING-GRIP* por **DODGE**



De diseño simple y compacto.

La presión al disco de fricción se induce por un rodamiento de bolas y una leva que trabaja bajo el principio básico del Plano Inclinado.
Todas sus partes de trabajo son facilmente accesibles, aún las interiores.
Esto es una gran ventaja para el usuario, porque hace más fácil el mantenimiento.

Para transmisión por banda ó de flecha a flecha

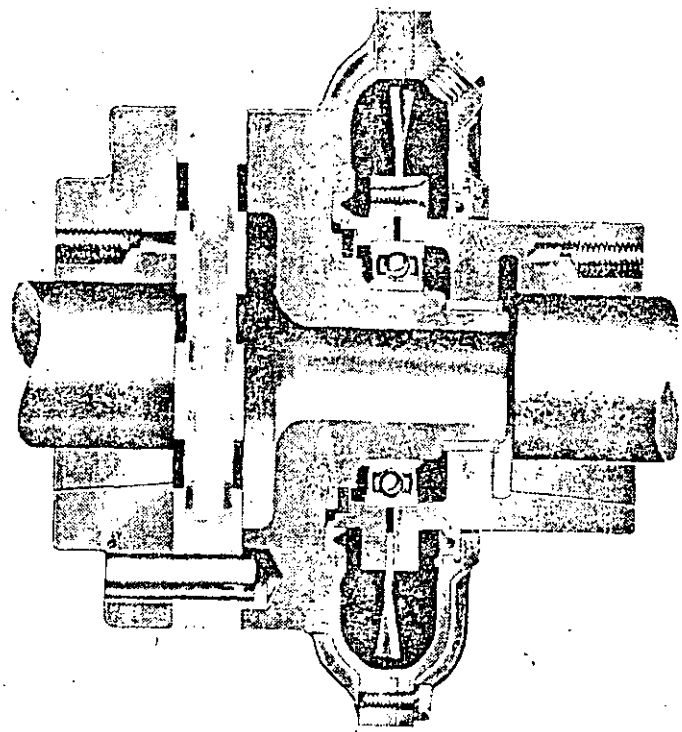
FACILES DE OPERAR – FACIL MANTENIMIENTO– 100% EFICIENTES

EMBRAGUE DE FLUIDO SECO

FLEXIDYNE*

PARA ARRANQUES SUAVES

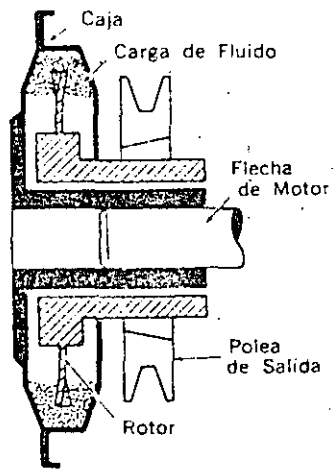
por DODGE



(El contradictorio)

Si. . . porque le asegura aceleración más rápida. . . con arranques más suaves. . .
Esta característica de FLEXIDYNE le permite usar motores más pequeños, ya que con FLEXIDYNE el motor alcanza rápidamente su máxima velocidad bajo carga ligera (casi equivalente a un arranque sin carga).

EL FLUIDO SECO es una aleación de acero. Al arrancar el motor la fuerza centrífuga lanza el fluido hacia el perímetro de la caja. Transcurrido el tiempo de deslizamiento ambas partes se apoyan recíprocamente, por medio del fluido seco, empezando a trabajar a plena eficiencia.
ADEMAS, FLEXIDYNE actúa como un Limitador de Par, porque en caso de una sobre-carga FLEXIDYNE se desliza protegiendo al motor y a todo el equipo.



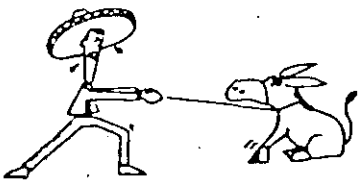
AHORRA ENERGIA —— CASI NO REQUIERE MANTENIMIENTO —— PROTEGE A TODO EL EQUIPO

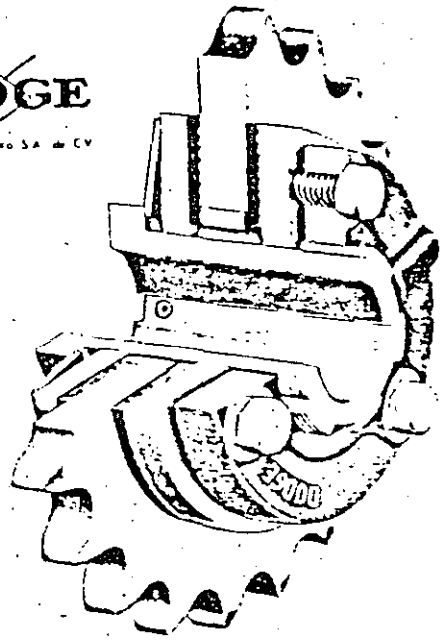
Si algo se le atora. . .

TORQUE TAMER

(DOMA PAR)

por DODGE



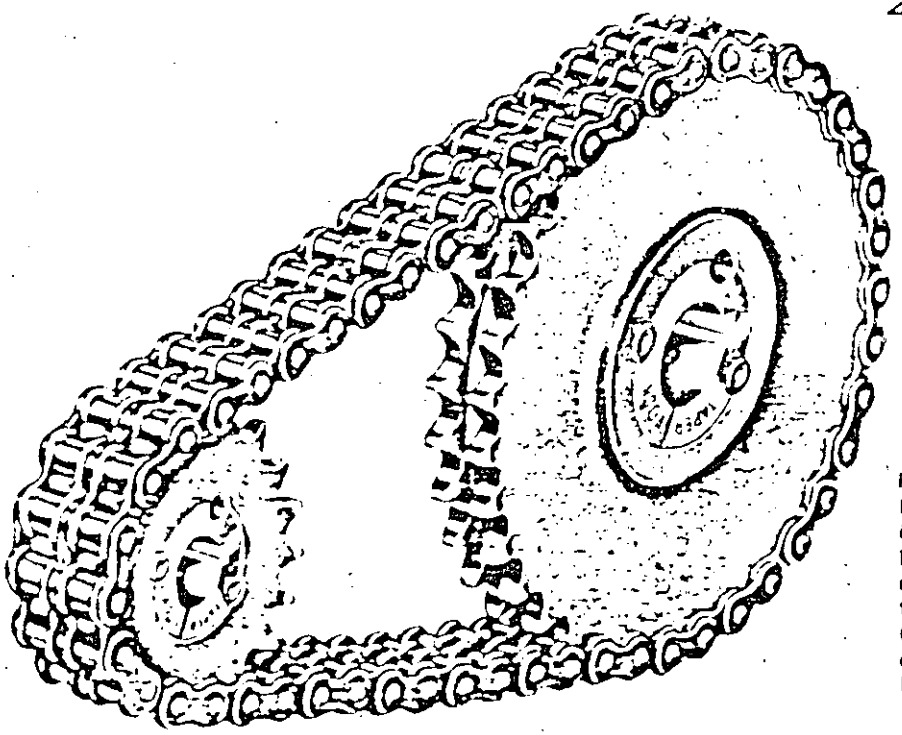


Porque en atorones y sobre-cargas TORQUE TAMER se desliza protegiendo al mecanismo completo.

Con sólo cinco tamaños de TORQUE TAMER cubrimos un rango de hasta nueve mil lbs/plg.

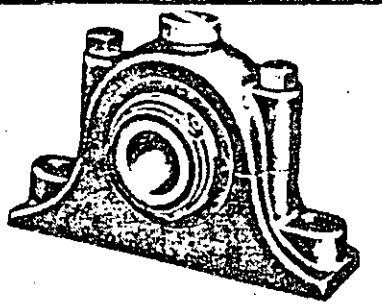
— FACIL DE INSTALAR— FACIL DE GRADUAR— CASI NO NECESITA MANTENIMIENTO

Cadena para Transmisión por DODGE

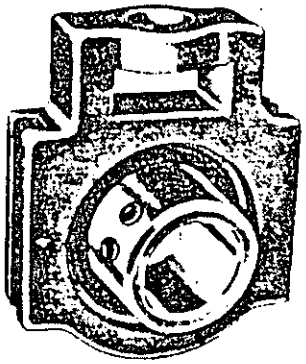


De rodillos. . . . . y a sus pies!

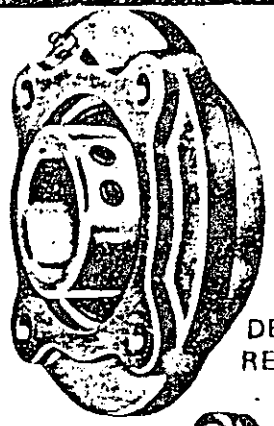
Para transmisión elija y exija Cadena de Rodillos DODGE, que gracias a sus diseños y exigentes sistemas de fabricación le brindan una mayor resistencia a la fatiga, medidas precisas según estándares ASA, fácil instalación y larga vida.
Cadena de rodillos DODGE: De sencilla a cuádruple.
Para trabajo ligero o trabajo pesado



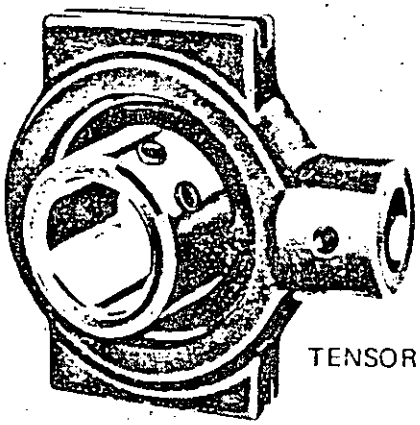
DE BASE



TOP ANGLE

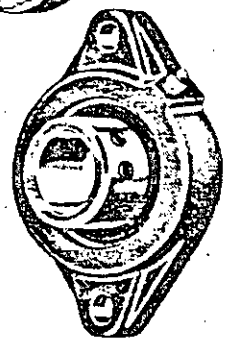


DE BRIDA REDONDA



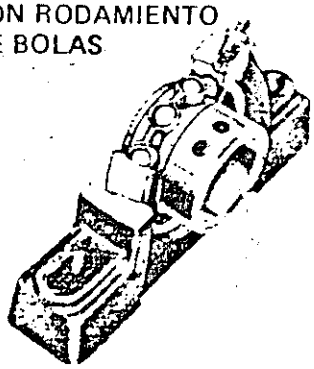
TENSORAS

DE BRIDA 4 TORNILLOS

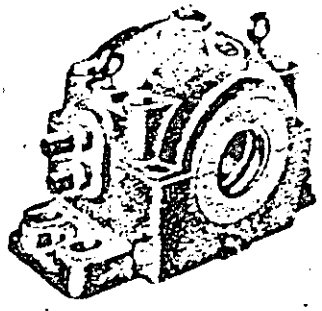


DE BRIDA 2 TORNILLOS

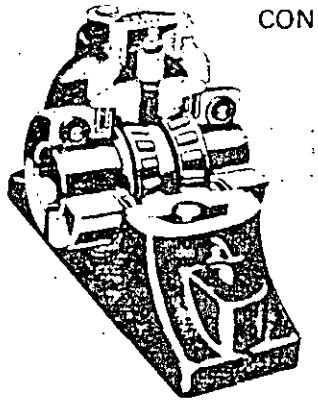
CON RODAMIENTO DE BOLAS

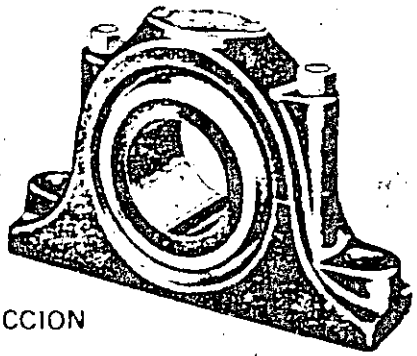


ENFRIADAS POR ACEITE O AGUA



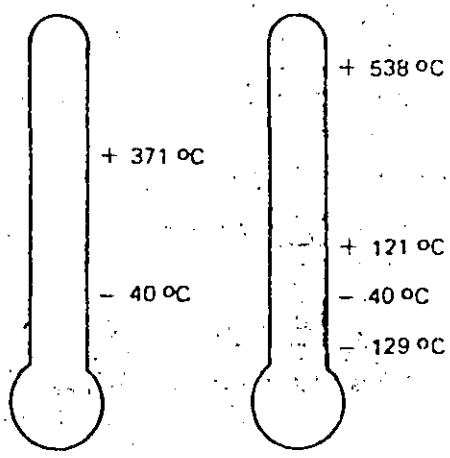
CON RODAMIENTO DE RODILLOS





DE FRICCION

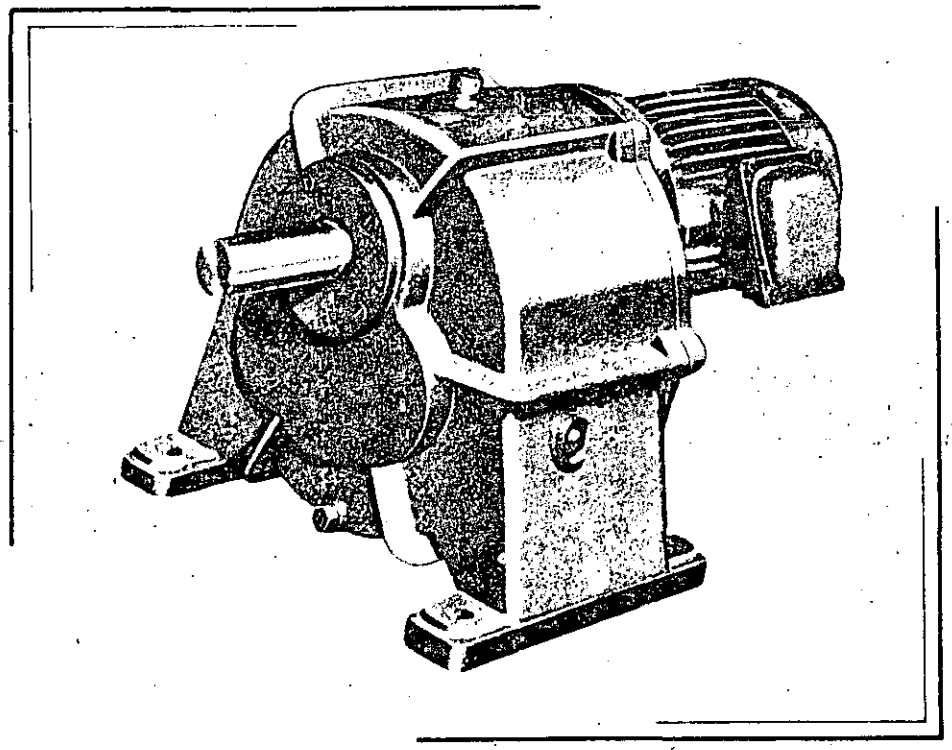
Temperaturas de operación de la chumacera SOLIDLUBE *



Serie 700 Serie 1000

Cada una se usa en las temperaturas indicadas dentro del area sombreada

MOTORREDUCTORES



- Potencias de ½ a 100 HP.
- Modelo horizontal con motor acoplado.
- Engranes helicoidales de acero de alta calidad, cementados y templados.
- Ejes de entrada y salida coaxiales.

Reductores JIV de México, S.A.

JIV

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	120
	7.5	—	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	80
	5	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	80	80
	3	250	120	120	120	80	80	80	35	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.

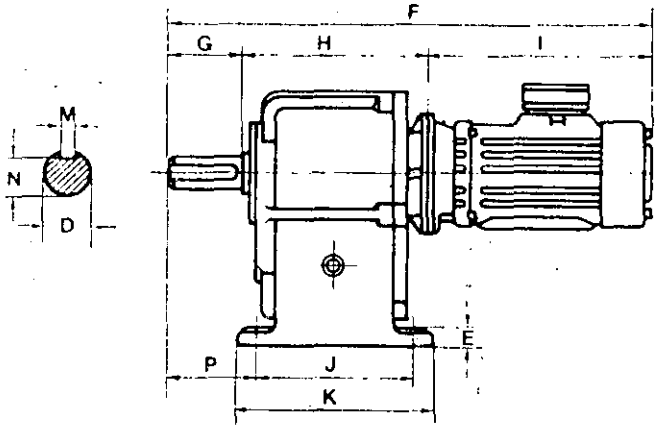
A las 500 horas de servicio, cámbiese el lubricante, teniendo cuidado en que quede totalmente eliminado el viejo y todas las impurezas que contenga. Después, el cambio debe hacerse cada 2.000 horas.

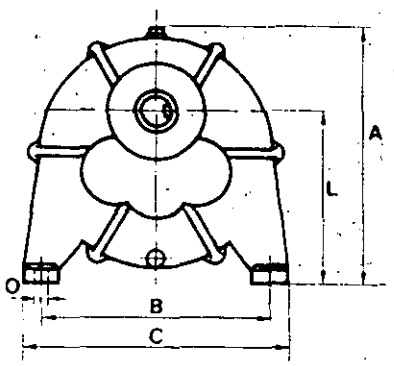
Cuídese de verificar constantemente el nivel rehaciéndolo periódicamente.

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.)

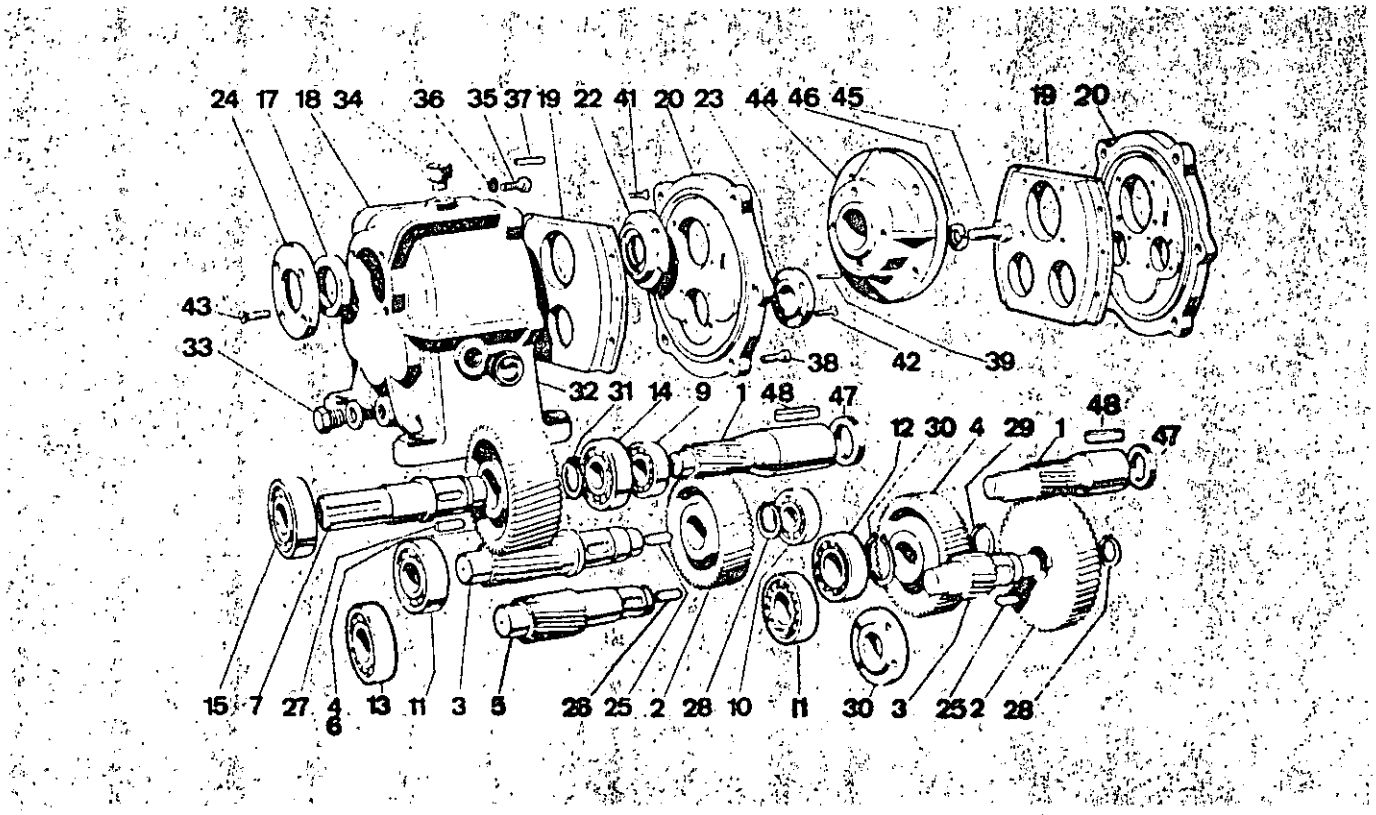




TIPO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	PESO
MA-12	182	150	180	19	14	411	55	181	275	100	130	110	6	15,5	11	74	21 Kg.
MA-25	208	165	200	27	17	575	70	230	275	148	180	130	8	23	11	84	35 Kg.
MA-35	245	210	250	28	20	637	70	248	319	170	210	155	8	24	11	80	45 Kg.
MA-80	290	255	300	34	23	717	80	266	371	175	215	188	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.

JIV

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
2.—Engrane primario
3.—Piñón secundario
4.—Engrane secundario
5.—Piñón terciario
6.—Engrane terciario
7.—Eje salida
9.—Rodamiento
10.—Rodamiento
11.—Rodamiento
12.—Rodamiento
13.—Rodamiento
14.—Rodamiento
15.—Rodamiento
17.—Retén

Cárter compuesto de:

18.—Caja del reductor
19.—Tabique
20.—Tapa
22.—Tapeta porta-cojinete
23.—Tapeta
24.—Tapeta
25.—Cuña
26.—Cuña
27.—Cuña
28.—Anillo de retención
29.—Anillo de retención
30.—Tapeta *
31.—Anillo de retención
32.—Nivel
33.—Tapón vaciado
34.—Tapón llenado
35.—Tornillo exagonal
36.—Arandela glower
37.—Perno
38.—Allén
39.—Perno
41.—Tornillo
42.—Tornillo
43.—Tornillo

Acoplamiento motor compuesto de:

44.—Brida
45.—Allén
46.—Arandela Glower
47.—Retén
48.—Cuña

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.

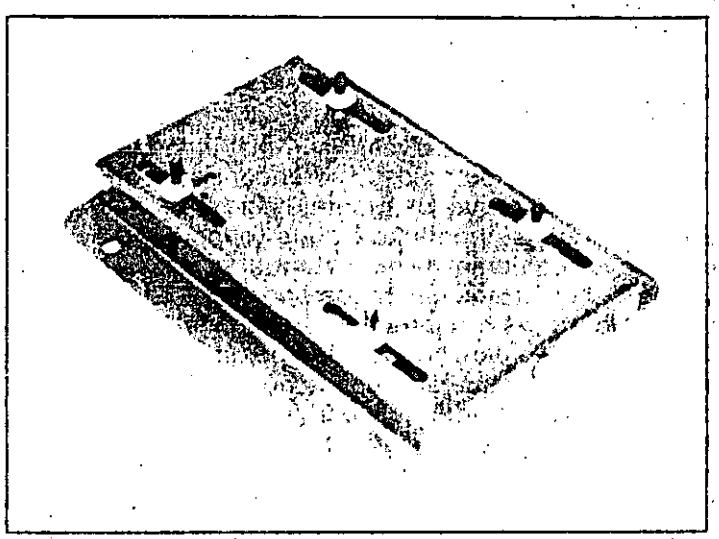
Mar Jónico No. 42 - Col. Tacuba
México 17 D.F. C.P. 11410
Tels.: 527-36-29
527-32 65

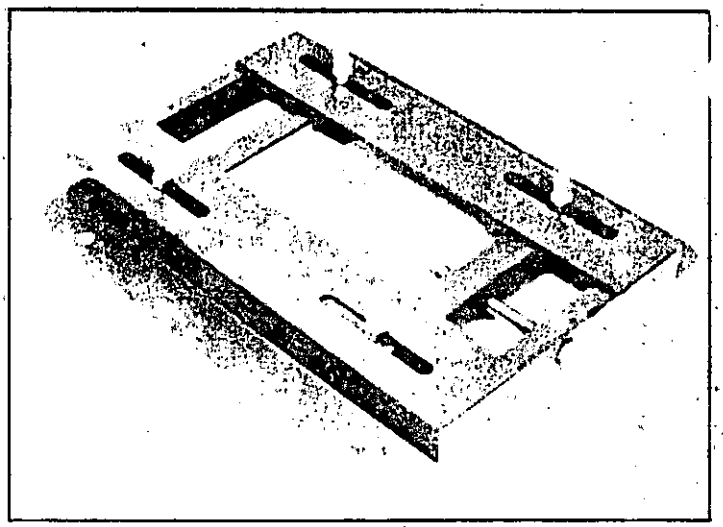
JIV
nuestra oficina técnica le resolverá cualquier problema de transmisión

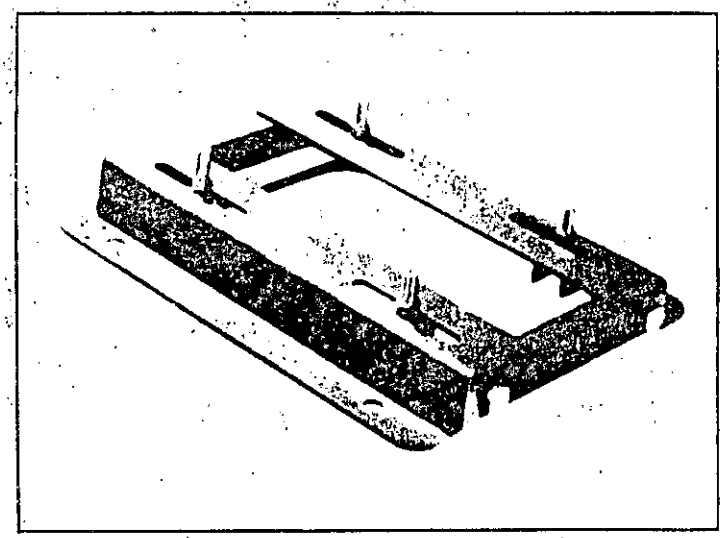
TROQUELES S.A. de C.V.

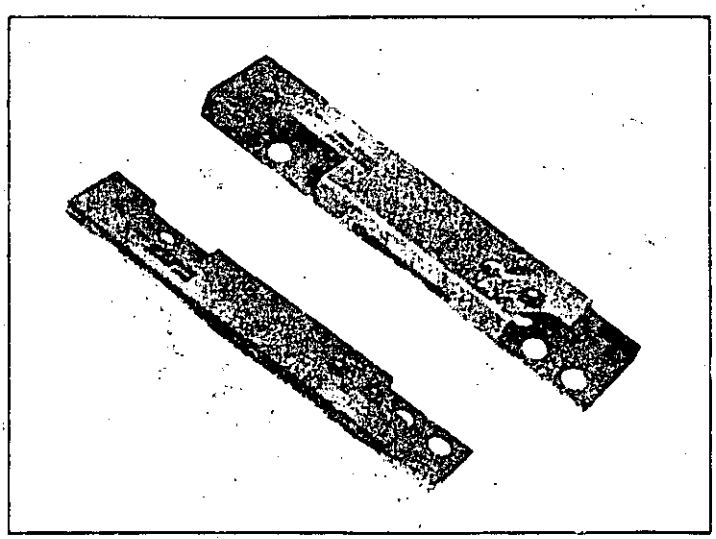
BASES PARA MOTORES

BAJO LICENCIA DE
OVERLY HAUTZ COMPANY







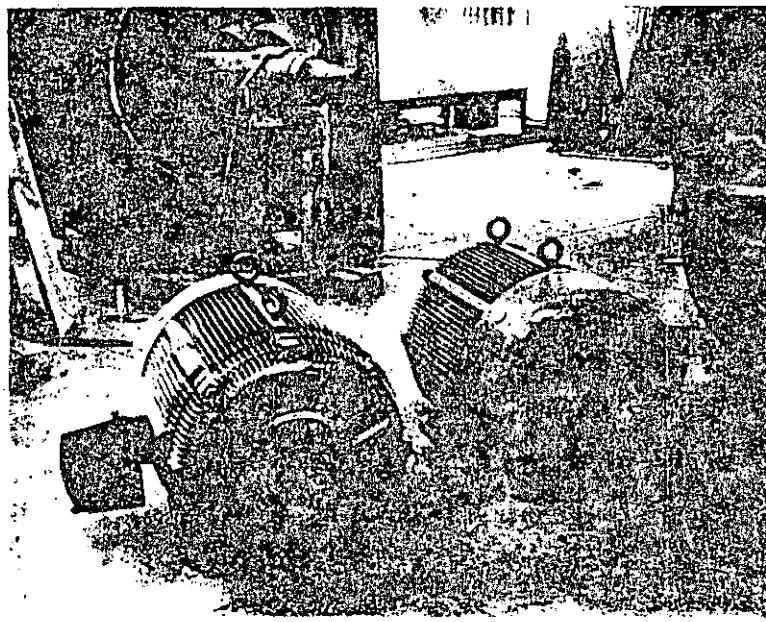


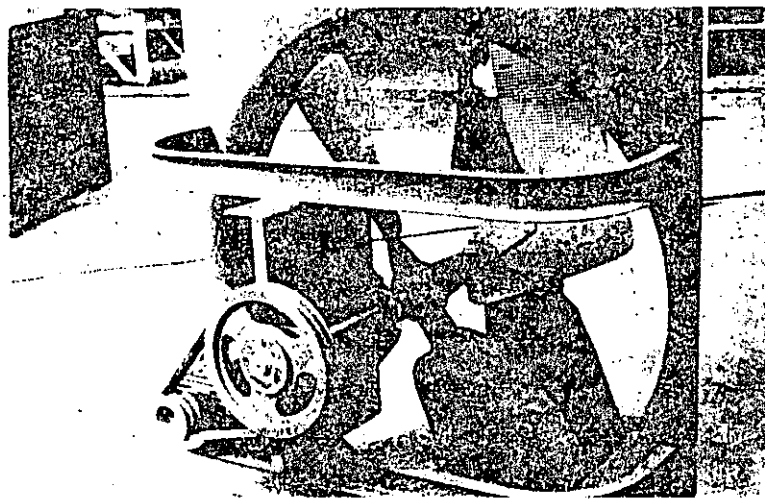
Si usted fabrica, usa ó mantiene maquinaria impulsada por electricidad, se encontrará con una variedad de sistemas de montaje para el motor eléctrico, que las impulsa; ya que todos los motores eléctricos requieran de uno. Estos sistemas de montaje de motores eléctricos podrán ser simples ó complejos, fijos o ajustables, pequeños, medianos ó muy grandes pero todos ellos constituyen nuestra especialidad; ya que al fabricar nosotros en México estas partes de maquinaria con la licencia de **Overly Hautz Co.** Nos hace indiscutiblemente descubridores del concepto de fabricar bases para motores, rieles y adaptaciones metálicas, desde hace 25 años. Esta experiencia acumulada en tan largo tiempo, ha dado resultado el que nuestros diseños esten dotados de peso reducido y bajo costo; ofreciendo a la vez una gran flexibilidad, por lo cual **Rozco, S.A. de C.V.** En México, al igual que **Overly Hautz Co.** En los estados unidos de norteamerica, tenga la línea más completa de productos para el montaje de motores del mundo.

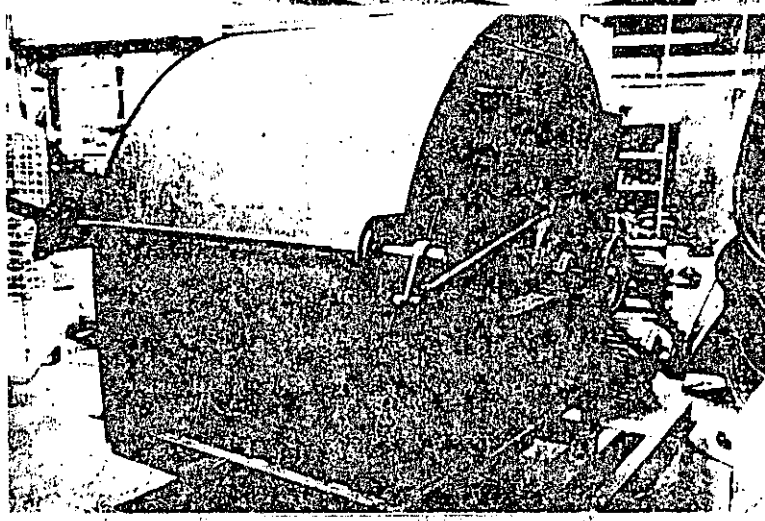
Nuestra línea incluye, cientos de bases standard y estilos; que cubren todos los armazones nema y otras más de diseño especial comc son los rieles y las adaptaciones metálicas, con los cuales ofrecemos a la industria nacional la posibilidad de montar separada e individualmente un motor (rieles), como la flexibilidad de adaptar una base diseñada para un armazón obsoleto a un armazón actual; haciendo uso de nuestras adaptaciones metálicas.

Rozco, S.A. de C.V. posee el conocimiento, la experiencia y el diseño éxitoso para resolver cualquier problema en sujeción y soporte de motores, debido a que cuenta con toda la información de nema, para motores standard o especiales, facilidad que nos da la posibilidad de fabricar los componentes más precisos y sistemas, en las cantidades que sean requeridos. Este folleto ilustra una típica sección de nuestros sistemas de montaje de motores, hay muchos más; si usted no los encuentra ilustrados aquí, háganos el favor de preguntar por ellos, estamos tan cerca de usted como lo esta su teléfono, llamenos por el 784 15 22 o envíenos su pregunta a Av. Ferrocarril No. 275, Col. Moctezuma 2a Secc. México (9), D.F.

Y no lo olvide, si se trata de soportar o sujetar motores, piense en **Rozco, S.A. de C.V.**





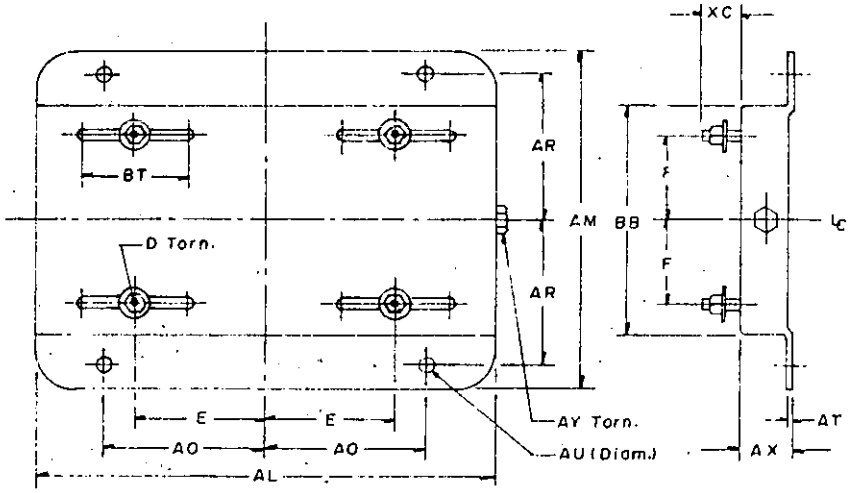


BROZCO, S.A. de C.V.

Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO AJUSTABLES PARA MOTORES.



ESTILO A

	ARMAZON Y PARTE No.	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORN. AY	PESO APROX.
1	143	10-1/2	7-1/2	1-1/8	6-1/2	2-3/4	2.	3-3/4	3-3/8	3/8	3	.119	13/16	5/16 x 1	3/8 x 4	5
	145	10-1/2	8-1/2	1-1/8	6-1/2	2-3/4	2-1/2	3-3/4	3-7/8	3/8	3	.119	13/16	5/16 x 1	3/8 x 4	6
2	143	266.7	190.50	28.57	139.70	69.85	50.8	95.25	85.72	9.52	76.2	3.02	20.63	7.93 x 25.4	9.52x104.8	2.27
	149	266.7	210.9	28.57	165.10	69.85	63.5	95.25	98.42	9.52	76.2	3.02	20.63	7.93 x 25.4	9.52x101.6	2.72
1	182	12-3/4	9-1/2	1-1/2	6-1/2	3-3/4	2-1/4	4-1/2	4-1/4	1/2	3	.134	1-1/4	3/8 x 1-1/2	1/2 x 6	9
	184	12-3/4	10-1/2	1-1/2	7-1/2	3-3/4	2-3/4	4-1/2	4-3/4	1/2	3	.134	1-1/4	3/8 x 1-1/2	1/2 x 6	9-1/2
2	182	323.85	241.30	38.1	165.10	95.25	57.15	114.30	107.95	12.7	76.2	3.40	31.75	9.52 x 38.1	12.7x152.4	4.09
	184	323.85	266.70	38.1	190.50	95.25	69.85	114.30	120.65	12.7	76.2	3.40	31.75	9.52 x 38.1	12.7x152.4	4.31

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 1 ; SON EN PULGADAS Y LIBRAS.
LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 2 ; SON EN MILIMETROS Y KILOGRAMOS.

LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS, RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR USTED TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR; LLEVA COMO SUFIJO LAS LETRAS; **S, T, U, US.** O' COMBINACION DE LAS MISMAS. SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA CON LAS ESPECIFICACIONES **N, E, M, A.**

CERTIFICADO POR : _____

ARMAZON : _____ POR . _____ FECHA. _____

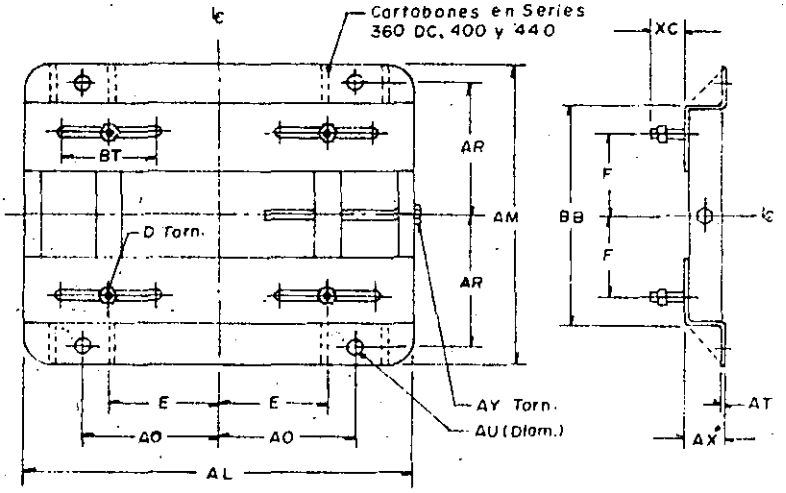
GRUPO INTRA

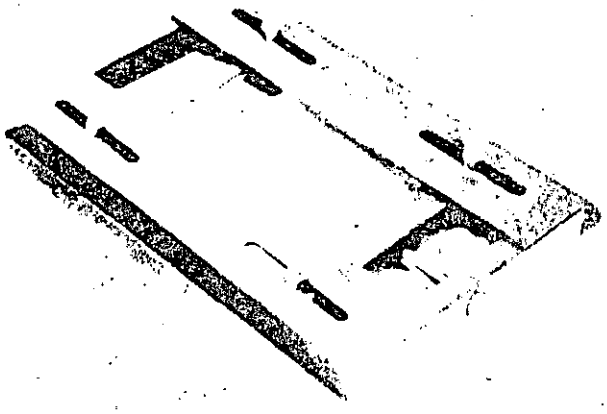
ROZCO, S.A. de C.V.

Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO
AJUSTABLES PARA
MOTORES.





ESTILO B

	ARMAZON Y PARTE N°	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX.
1	324	22-3/4	19-1/4	2-1/2	14	6-1/4	5-1/4	8	8-1/2	3/4	5-1/4	3/16	2-3/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	31
	326	22-3/4	20-3/4	2-1/2	15-1/2	6-1/4	6	8	9-1/4	3/4	5-1/4	3/16	2-3/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	32
2	324	577.85	488.95	63.5	355.6	158.75	133.35	203.2	215.9	19.05	133.35	4.76	55.56	15.87 x 63.5	19.05 x 228.60	14.09
	326	577.85	527.05	63.5	393.7	158.75	152.40	203.2	234.95	19.05	133.35	4.76	55.56	15.87 x 63.5	19.05 x 228.60	14.54
1	364	25-1/2	20-1/2	2-1/2	15-1/2	7	5-5/8	9	9-1/8	3/4	6	1/4	2-1/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	44
	365	25-1/2	21-1/2	2-1/2	16-1/2	7	6-1/8	9	9-5/8	3/4	6	1/4	2-1/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	45
2	364	647.70	520.7	63.5	393.7	177.8	142.87	228.6	231.77	19.05	152.4	6.35	52.38	15.87 x 63.5	19.05 x 228.6	20.00
	365	647.70	546.1	63.5	419.10	177.8	155.57	228.6	244.47	19.05	152.4	6.35	52.38	15.87 x 63.5	19.05 x 228.6	20.95
1	444	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 11	83
	445	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 11	85
2	444	793.75	625.47	76.2	488.95	228.60	184.15	279.4	279.4	22.22	190.5	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 279.4	37.72
	445	793.75	676.27	76.2	539.75	228.60	209.55	279.4	304.8	22.22	190.5	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 279.4	38.63

LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **1**; SON EN **PULGADAS** Y **LIBRAS**.
LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **2**; SON EN **MILIMETROS** Y **KILOGRAMOS**.

LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS; EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS, RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASE INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR USTED TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR, LLEVA COMO SUFIJO LAS LETRAS ; **S. T. U. US.** O' COMBINACION DE LAS MISMAS; SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA CUMPLA CON LAS ESPECIFICACIONES **N. E. M. A.**

CERTIFICADO POR : _____

ARMAZON . _____ POR _____ FECHA _____

GRUPO INTRA

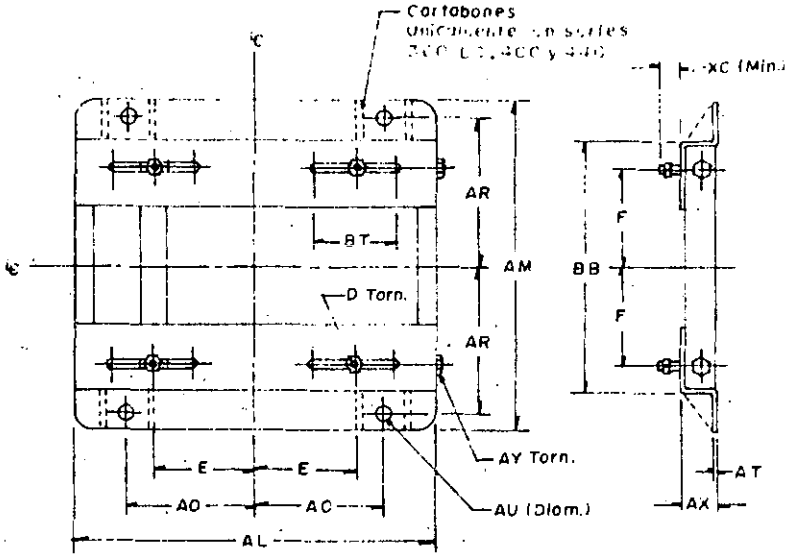
ROZCO, S.A. de C.V.

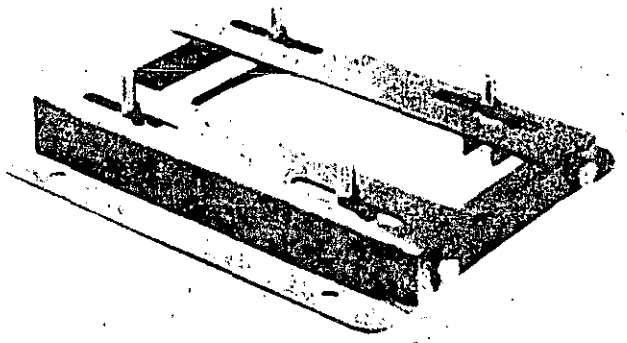
Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO AJUSTABLES PARA MOTORES

MECANISMO DE AJUSTE DOBLE





ESTILO B2

	ARMAZON Y PARTE Nº	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX.
1	*324-B2	22-3/4	19-1/4	2-1/2	14	6-1/4	5-1/4	8	8-1/2	3/4	5-1/4	3/16	2-1/8	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	30
	*326-B2	22-3/4	20-3/4	2-1/2	15-1/2	6-1/4	6	8	9-1/4	3/4	5-1/4	3/16	2-1/8	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	31
2	*324-B2	577.85	488.95	63.5	355.60	158.75	133.35	203.20	215.90	19.05	133.35	4.76	53.97	15.87 x 63.50	19.05 x 228.6	13.63
	*326-B2	577.85	527.05	63.5	393.70	158.75	152.40	203.20	234.95	19.05	133.35	4.76	53.97	15.87 x 63.50	19.05 x 228.6	14.09
1	*364-B2	25-1/2	20-1/2	2-1/2	15-1/2	7	5-5/8	9	9-1/8	3/4	6	1/4	2	5/8 x 2-1/2	3/4 x 11	45
	*365-B2	25-1/2	21-1/2	2-1/2	16-1/2	7	6-1/8	9	9-5/8	3/4	6	1/4	2	5/8 x 2-1/2	3/4 x 11	46
2	*364-B2	647.70	520.70	63.5	393.70	177.80	142.87	228.60	231.77	19.05	152.4	6.35	50.80	15.87 x 63.5	19.05 x 279.4	20.45
	*365-B2	647.70	546.10	63.5	419.10	177.80	155.57	228.60	244.47	19.05	152.4	6.35	50.80	15.87 x 63.5	19.05 x 279.4	20.90
1	444-B2	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 14	74
	445-B2	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 14	75
2	444-B2	793.75	625.47	76.20	488.95	228.60	184.15	279.40	279.40	22.22	190.50	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 355.6	33.63
	445-B2	793.75	676.27	76.20	539.75	228.60	209.55	279.40	304.80	22.22	190.50	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 355.6	34.09

LAS BASE DE ESTA LISTA CUYO NUMERO DE ARMAZON LLEVE UN **ASTERISCO**, PUEDEN SER SURTIDAS POR NOSOTROS CON CARTABONES PARA REFORZARLAS. SI USTED LAS REQUIRIERA ASI, DEBERA AGREGAR UNA LETRA **"C"** COMO SUFIJO AL NUMERO DE ARMAZON REQUERIDO.

EJEMPLO : **324 - B2 - "C"**

LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **1** : SON EN **PULGADAS** Y **LIBRAS**.
LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **2** : SON EN **MILIMETROS** Y **KILOGRAMOS**.
LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS. EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS, RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.
TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA, PUEDEN SER USADAS POR USTED, TAMBIEN SI EL Nº DE ARMAZON DE SU MOTOR LLEVA COMO SUFIJO A LAS LETRAS: **S, T, U, US.** O' COMBINACION DE LAS MISMAS, SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA CON LAS ESPECIFICACIONES, **N. E. M. A.**

CERTIFICADO POR : _____

ARMAZON : _____ **POR.** _____ **FECHA.** _____

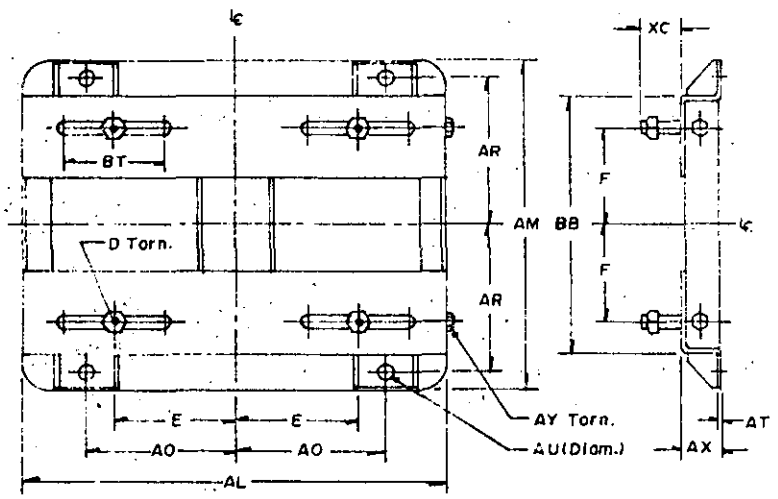
GRUPO

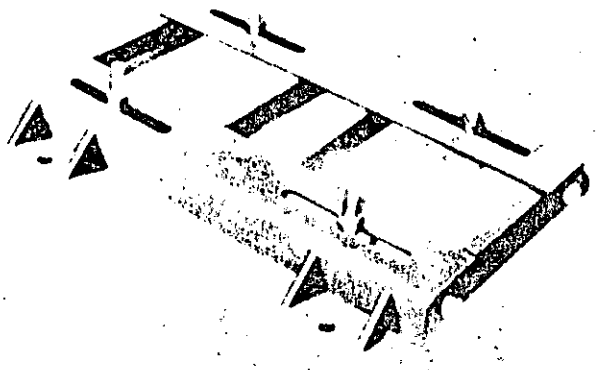
PROZCO, S.A. de C.V.

Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO AJUSTABLES PARA MOTORES.
MECANISMO DE AJUSTE DOBLE





ESTILO C

	ARMAZON Y PARTE Nº	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX.
1	444-DC	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	1-1/8	7-1/2	5/16	3	1 x 3-1/2	3/4 x14	85
	448-DC	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	1-1/8	7-1/2	5/16	3	1 x 3-1/2	3/4 x14	85
2	444-DC	793.75	625.47	76.2	488.95	228.60	184.15	279.40	279,40	28.57	190.50	7.93	76.2	25.4 x 88.90	19.05x355.6	37.72
	445-DC	793.75	676.27	76.2	539.75	228.60	208.55	279.40	304.80	28.57	190.50	7.93	76.2	25.4 x 88.90	19.05x355.6	38.63

LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **1** ; SON EN **PULGADAS** Y **LIBRAS**.
LAS **DIMENSIONES** INDICADAS EN LA TABLA **2** ; SON EN **MILIMETROS** Y **KILOGRAMOS**.

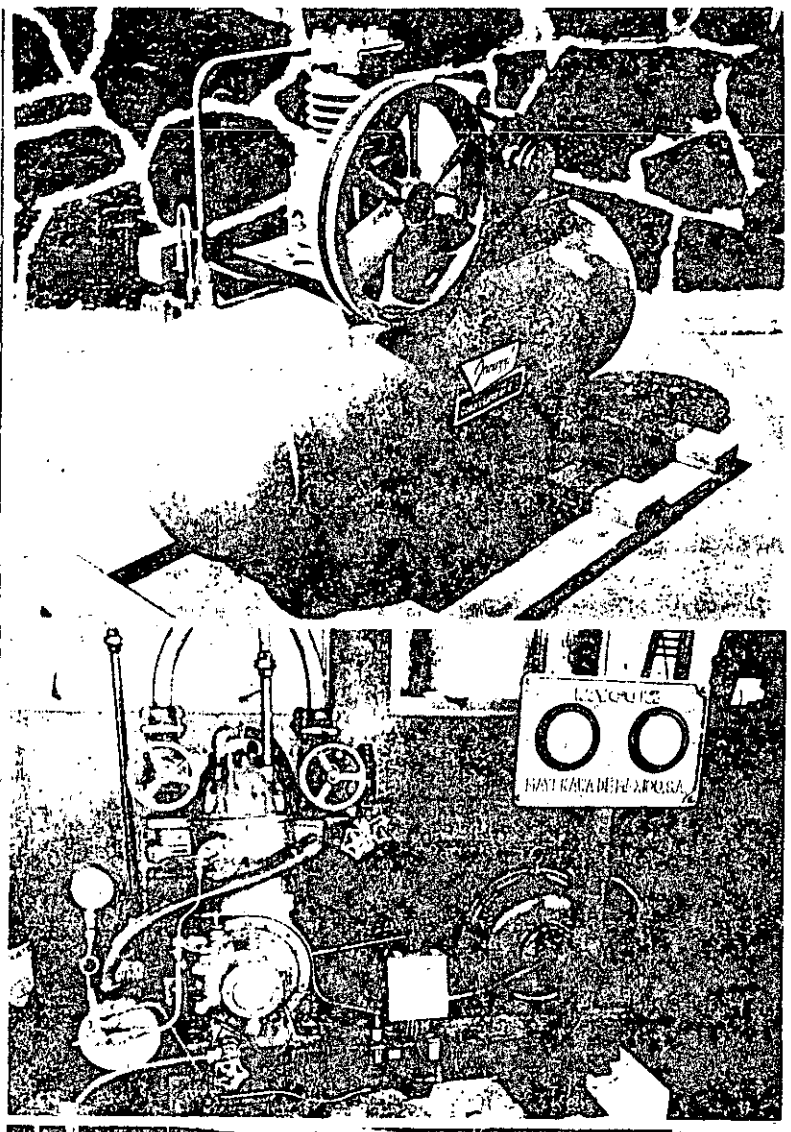
LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS. EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS, RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR USTED TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR LLEVA COMO SUFIJO LAS LETRAS ; **S, T, U, US**. O' COMBINACION DE LAS MISMAS. SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA CON LAS ESPECIFICACIONES **N. E. M. A.**

CERTIFICA POR : _____

ARMAZON . _____ POR . _____ FECHA. _____

GRUPO



Productos diseñados para el r

Las bases estilo "A" son adecuadas primera mente para los rangos menores de motores, de 0 hasta 10 caballos de fuerza, para diferenciar su aplicación de la que requieren los motores fraccionarios grandes. Estan fabricadas de una sola lámina formada de acero y de un tornillo sencillo de ajuste, de doble acción (jalar y empujar), diseñado por **Rozco, S.A. de C.V.**

Las bases de este estilo se fabrican en diferentes medidas, para ajustar armazones de motores pequeños que cumplan con especifícaciones **NEMA** y que van desde armazón 48 hasta 2112 AT

Estas bases constituyen el estilo metálico más popular diseñado por **Rozco, S.A. de C.V.**, y cada modelo esta integrado por barras tipo zeta y construcción totalmente soldada; hasta integrar un sola pieza.

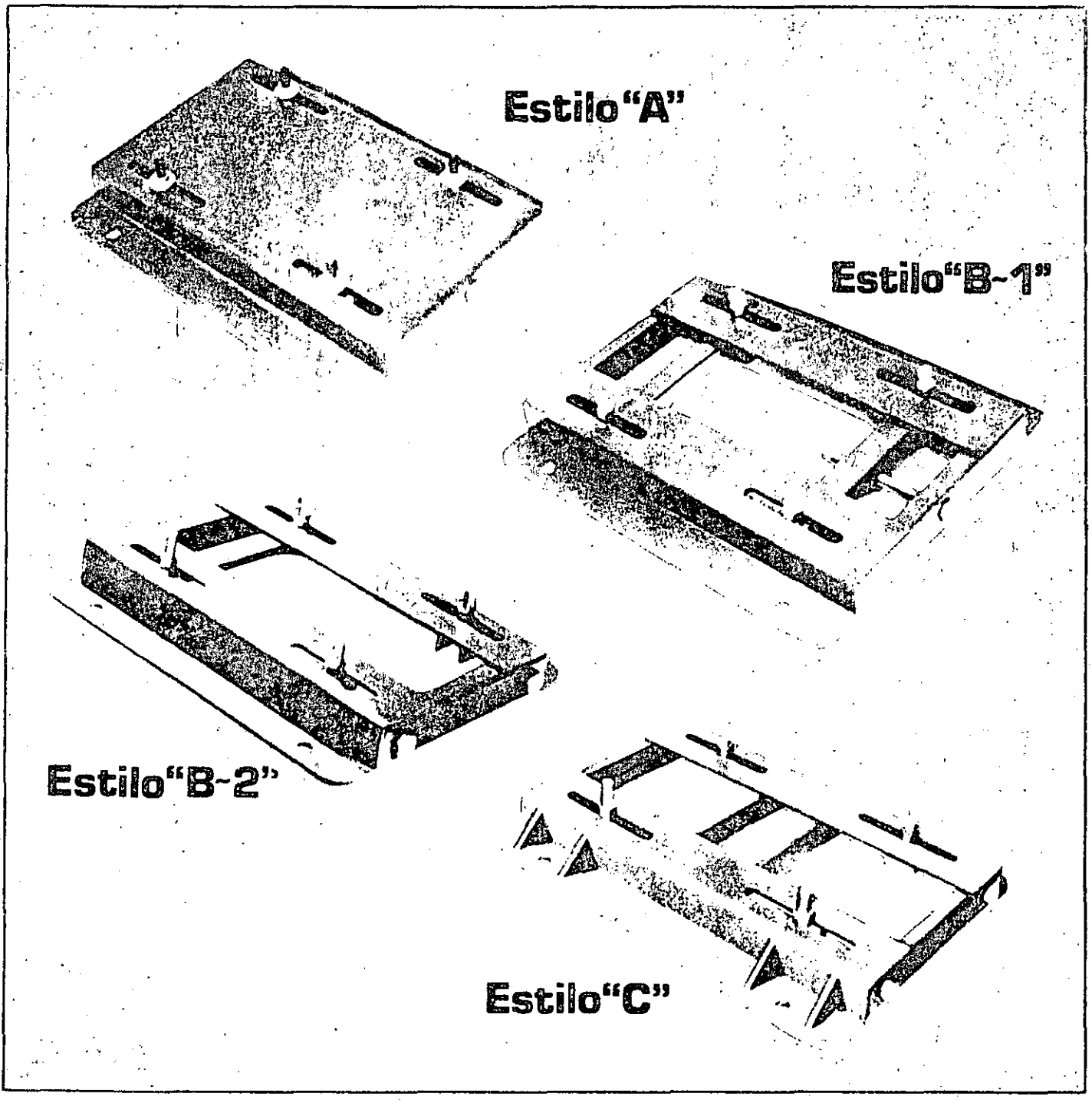
Estas bases han sido probadas, como la selección ideal para aplicarse en motores que van de los 10 hasta los 100 caballos de fuerza. Se fabrican en diferentes medidas para ajustarse a las necesidades de motores. de mediano y gran caballaje que tengan armazones **NEMA** con designaciones de la 253 hasta la 449. El estilo básico "B-1" ofrece: su tornillo sencillo de ajuste para doble acción (jalar y empujar).

Las bases con estilo B-2 en realidad, son idénticas a las bases estilo "B-1" excepto en el ajuste. Ya que el estilo B-2 ofrece 2 tornillos de ajuste que le proporcionan mayor posibilidad de mantener el alineamiento de la felcha.

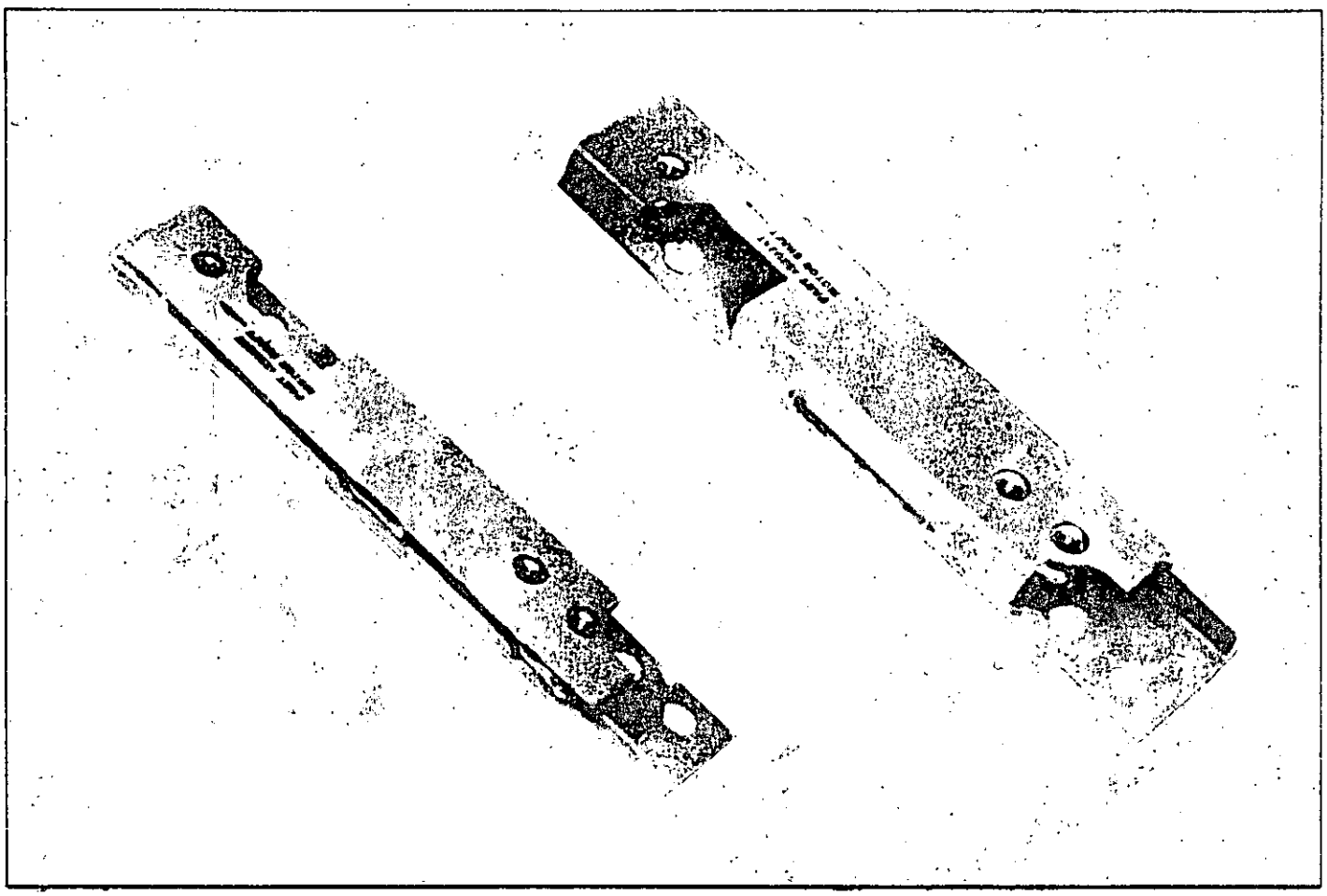
Las bases para motores estilo "C' de **Rozco, S.A. de C.V.**, ofrecen una sólida construcción reforzada para aplicaciones de servicio pesado, requeridas muchas veces cuando se utilizan motores que van de los 75 C.F. Hasta los 200 caballos de fuerza.

Este diseño incorpora cartabones y cruceros de refuerzo al igual que espesores mayores de material, por lo cual proporcionan resistencia adicional, la cual es requerida para sustentar motores con pesos unitarios de 1365 Kgs. hasta 3200 Kgs. Estas bases se fabrican para apoyar motores con armazones del 0 al 689 y mas.

nontaje de motores.



Adaptaciones Metálicas



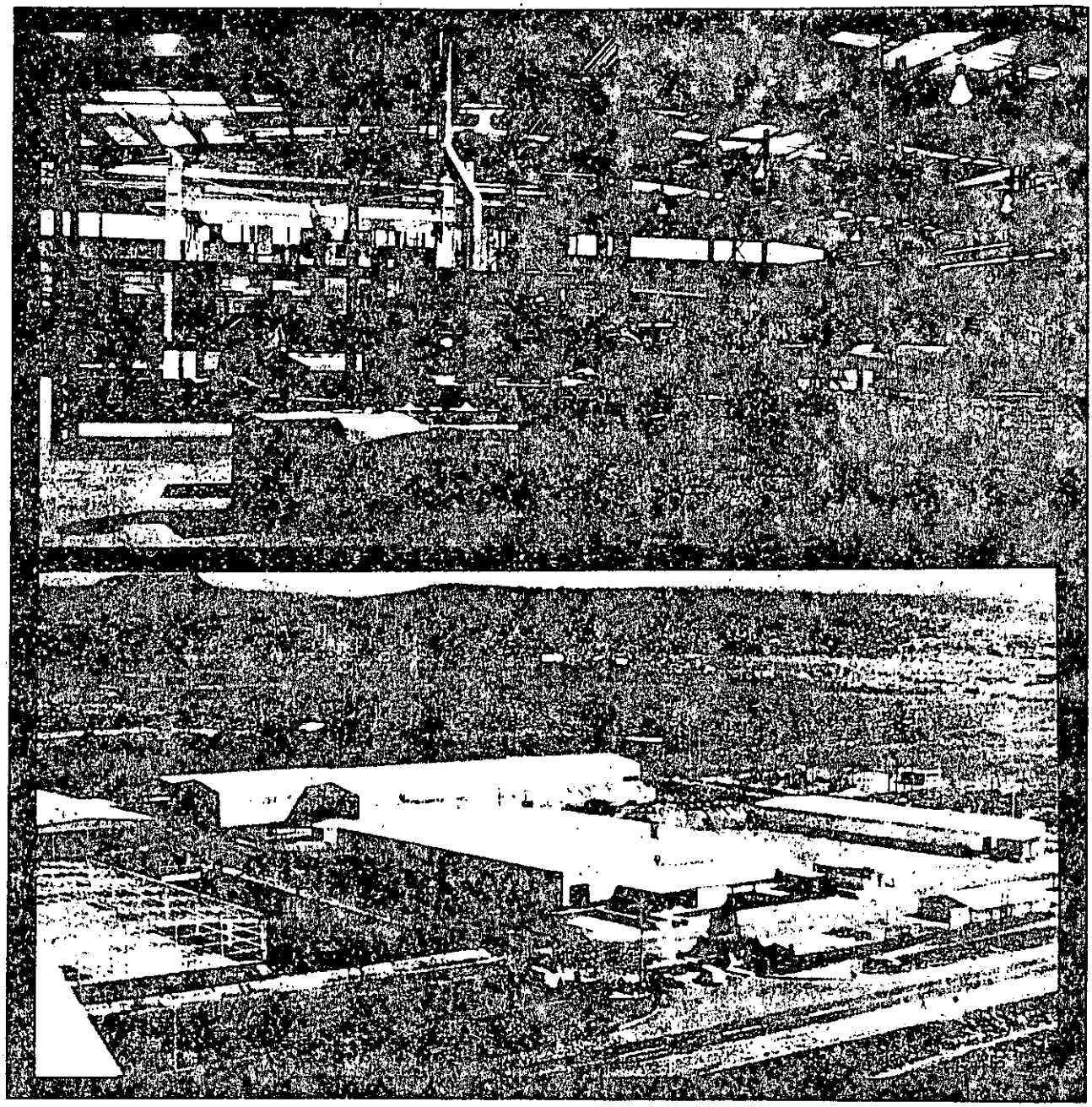
Los batidores de **Rozco, S.A. de C.V.**, adaptan medidas de armazones para motores actuales, a montajes ya existentes.

El contínuo avance en la tecnología de aislamientos y alambres para embobinar motores, ha permitido a la industria fabricante de motores, empacar progresivamente más caballos de fuerza dentro de armazones más pequeños.

Estas adaptaciones metálicas, estan especialmente diseñadas para localizar los ejes y las puntas de las extensiones de la flecha de motor; en forma idéntica a la del motor original.

Las adaptaciones metálicas representan una línea, muy justificada de bastidores transición que adaptan estos nuevos motores más pequeños, a montajes antiguos, simple, sencilla y en forma económica

Diganos por favor sus necesidades y nosotros probablemente tengamos el juego de adaptaciones metálicas que usted necesita



ROZCO, S.A. de C.V.

Ferrocarril No. 275 Colonia Moctezuma 2a. Secc. México (9), D.F.
Teléfonos: 784 15 22 784 11 67 (Ventas)

- REDUCTORES
- AMPLIFICADORES
- CAMBIOS DE VELOCIDAD
- VARIADORES DE VELOCIDAD
- TAMBORES MOTO-REDUCTORES
- EMBRAGUES AUTOMATICOS Y DE DISCOS
- ACOPLAMIENTOS ELASTICOS
- LIMITADORES DE PAR

Reductores JIV de México, S.A.

Mar Jónico 42
Col. Tacuba
México 17, D.F.

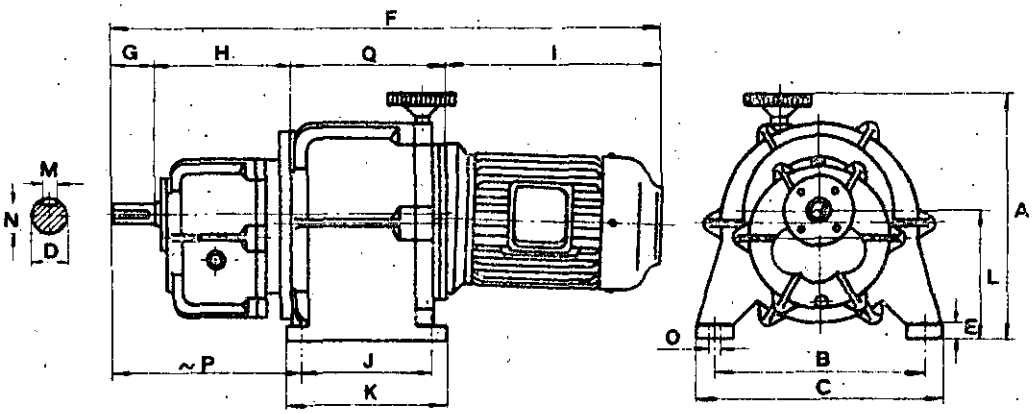
Teléfonos:
527-36-29
527-32-65

109

EL VARIADOR JIV ARVA y BRVA, resuelven de forma muy sencilla, el cambio de régimen necesario en algunas máquinas en que conviene ajustar la velocidad de producción, o las características especiales del trabajo.

Se pueden obtener distintas gamas de variación acoplándolo a reductores JIV, lo cual permite obtener dos grupos de variadores, con variaciones de velocidad 5 y 10.

VELOCIDAD DEL MOTOR R. P. M.	GRUPO ARVA					GRUPO BRVA				
	RED. 1/13	RED. 1/18	RED. 1/22	RED. 1/27	RED. 1/40	RED. 1/58	RED. 1/70	RED. 1/95	RED. 1/116	RED. 1/145
	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida
1750	32-163	23-118	19-96	15-78	10-53	7.2-36	6-30	4-22	3.6-18	2.8-14
3500	65-326	47-236	38-192	31-156	21-10	14-72	12-60	9-45	7.2-36	5.6-28
1750/3450	32-320	23-230	19-190	15-150	10-100	7.2-72	6-60	4-40	3.6-36	2.8-28



MEDIDAS PRINCIPALES

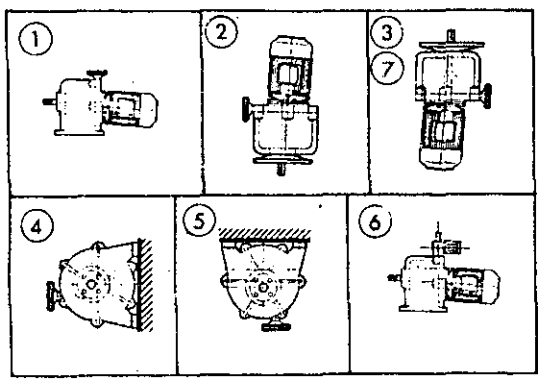
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	PESO
	0	214	110	140	16	14	482	40	122	185	100	125	100	5	13	9	194	135		
ARVA	1	260	175	210	19	17	585	55	150	205	145	175	123	6	15,5	11	207	175	380	41 Kgs.
y	2	310	255	300	28	23	774	70	218	275	185	230	160	8	24	14	286	211	499	70 Kgs.
BRVA	3	445	370	430	34	25	921	80	231	325	242	292	225	10	29,5	17	310	285	596	110 Kgs.

CARACTERISTICAS PRINCIPALES

TIPO		C. P. MOTOR 1750 r. p. m.	VELOCIDADES Máxima	VELOCIDADES Mínima	POTENCIA C. P. a 2.100 r. p. m.	POTENCIA C. P. a 420 r. p. m.	Par Resistente MAXIMO
ARVA	1	1/4 - 1/3 - 1/2	2.100	420	0,23 - 0,3 - 0,47	0,12 - 0,15 - 0,23	12 MKG
y	2	1 - 1,5 - 2	2.100	420	0,95 - 1,42 - 1,9	0,45 - 0,67 - 0,9	35 MKG
BRVA	3	3 - 4 - 5	2.100	420	2,85 - 3,8 - 4,75	1,35 - 1,8 - 2,25	80 MKG

PARA VELOCIDADES DISTINTAS Y PARES RESISTENTES SUPERIORES, CONSULTAR.

DISTINTAS FORMAS DE ACOPLE DEL VARIADOR



EL VARIADOR DE VELOCIDAD JIV - VA es de muy fácil manejo y conservación, no precisa engrase ninguno de sus órganos, ni requiere cuidados especiales.

1—Posición normal.
2—Variador vertical.
3—Vertical hacia arriba.
4—Acoplado a pared.
5—Acoplado a techo.
6—Variador servo y mando a distancia.
7—Con brida.

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

INSTALACION MECANICA

EXPOSITOR:
ING.ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH

NOV.84

19 ACOPLAMIENTOS, FRENOS, EJES FLEXIBLES, TRASMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE, REDUCTORES DE VELOCIDAD

ACOPLAMIENTOS

Como su nombre indica, sirven para unir ejes. Los hay permanentes y de embrague.

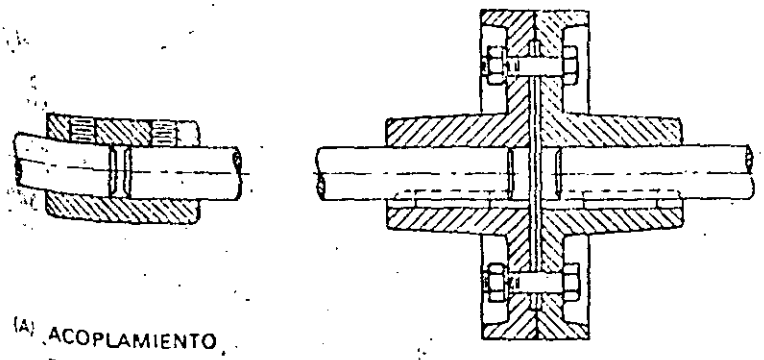
Generalmente los acoplamientos permanentes no se desconectan, mientras que los embragues se conectan o desconectan a voluntad.

ACOPLAMIENTOS PERMANENTES

Los acoplamientos permanentes se pueden agrupar en tres categorías: enterizos, flexibles y universales.

ACOPLAMIENTOS ENTERIZOS

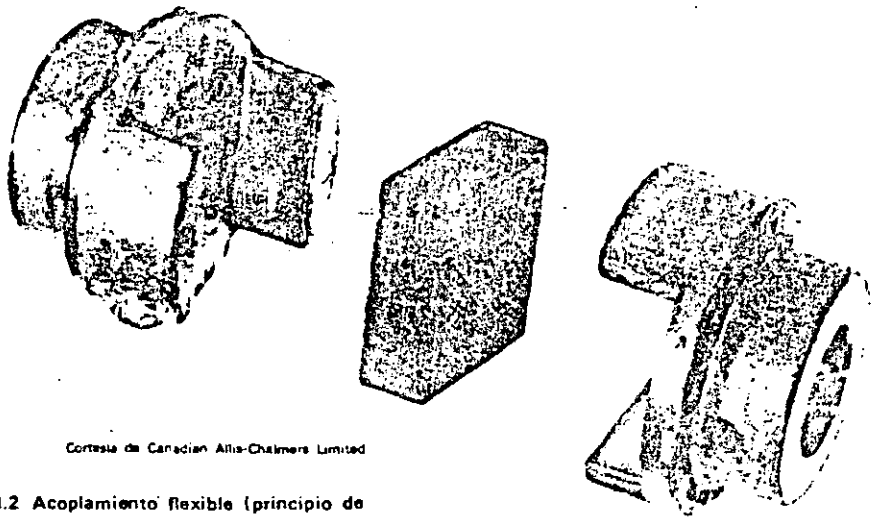
Los acoplamientos enterizos se usan únicamente cuando el eje impulsor e impulsado, estan montados en una base común rígida, de tal manera que los ejes puedan alinearse con exactitud y permanecer en esta condición durante el servicio. Si dos ejes acoplados rígidamente, no están perfectamente alineados, 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 Allis-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 trasferencia 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 rígidamente, como el costo de producción bajo precisas tolerancias, hace más económico el uso de los acoplamientos flexibles.

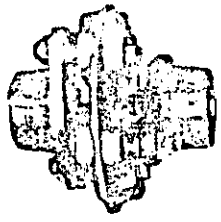
Hay gran variedad de acoplamientos flexibles, pero todos operan similarmente: se componen de dos mazas, una en cada eje, conectadas por un elemento intermedio que puede ser flexible, flotante o ambos.

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 desgas-

(A) CADENA DE RODILLOS

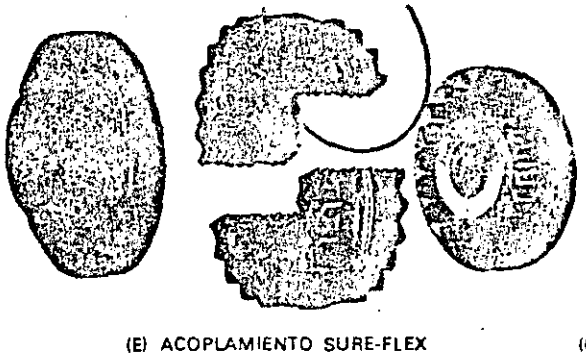
(B) CADENA SILENCIOSA



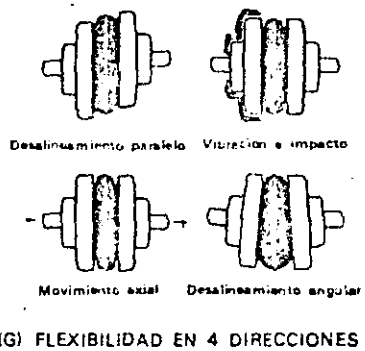
(C) MORFLEX

(D) VISTA EXPANDIDA DE UN ACOPLAMIENTO DE BOLAS DE CAUCHO

(F) APLICACION



(E) ACOPLAMIENTO SURE-FLEX



(G) FLEXIBILIDAD EN 4 DIRECCIONES

A-C. Cortesia de Morse Chain Company
D. F. G. Cortesia de Commonwealth Manufacturing
E. Cortesia 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 trasmitirse (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 momento 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 trasmisión de éstos en H.P. por cada 100 RPM; y citan un máximo permisible de RPM. La capacidad de trasmisión se puede determinar simplemente por medio de la siguiente fórmula:

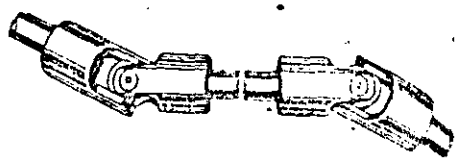
$$\text{HP por cada 100 RPM} = \frac{\text{HP impulsores} \times 100 \times \text{factor de servicio}}{\text{RPM del acoplamiento}}$$

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 centrífugos, 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.

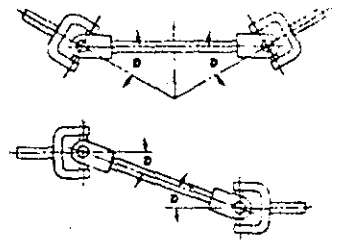
ACOPLAMIENTOS UNIVERSALES

También llamados, juntas universales o juntas cardánicas; se utilizan donde los

(A) UNION SIMPLE



(B) UNION DOBLE



(C) INSTALACION CORRECTA. LOS ANGULOS DEBEN SER IGUALES

Cortesia de Bostor

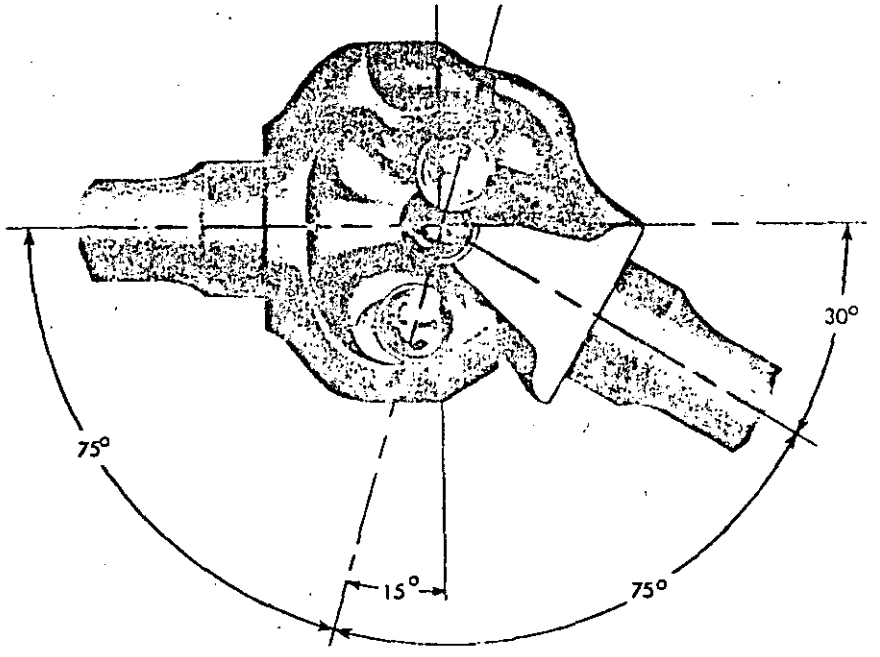
Fig. 19.4 Acoplamientos universales de tipo Hooke

	Cadena	Engranaje recto	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 emparrillado
Desalineamiento angular — Alto							•	•	•	•		•	•		
Desalineamiento angular — Promedio			•	•	•	•					•			•	•
Desalineamiento angular — Bajo	•	•													
Desalineamiento paralelo — Alto							•			•		•	•		
Desalineamiento paralelo — Promedio				•	•			•			•			•	•
Desalineamiento paralelo — Bajo	•	•	•			•			•						
Desplazamiento axial — Alto		•	•										•	•	•
Desplazamiento axial — Promedio				•	•	•	•	•		•	•	•			
Desplazamiento axial — Bajo	•								•						
RPM — Alto	•	•	•			•			•						
RPM — Promedio				•	•		•	•		•	•	•	•	•	•
RPM — Bajo															
Elasticidad torsional — Alto										•		•	•		
Elasticidad torsional — Promedio							•		•		•			•	•
Elasticidad torsional — Bajo	•	•	•	•	•	•		•							
Lubricación necesaria	•	•	•	•	•										

Fig. 19.5 Características básicas de los acoplamientos flexibles de uso común

son diseñados con un desplazamiento [illegible]lar. 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 trasmitida. 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 trasmisión de Hotchkiss empleada en automotores. En este caso la trasmisión 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 rotacionales aumentarían en vez de cance-

es indispensable mantener la velocidad constante y con un solo acoplamiento universal, se debe usar un acoplamiento especial de velocidad constante. La mayoría de estos acoplamientos tienen algún tipo de trasmisión por medio de esferas, en donde los puntos de contacto bisectan el ángulo de trasmisión. Este tipo de acoplamiento es más complejo y costoso que los de tipo Hooke. El acoplamiento de la figura 19.6 trasmite velocidad constante. La trasmisión 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 trasmiten velocidad constante pero su uso se limita a casos de baja potencia.



Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.6 Acoplamiento universal de velocidad constante

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 de deslizan pero no se rompen.

Embragues positivos. Los embragues positivos no se deslizan ni al llegar a su punto de ruptura. Generalmente, para trasmitir 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 trasmisiones 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 trasmisiones 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. También porque absorbe toda la carga de arranque instantáneamente y si la inercia de ésta es alta, pueden trasmitir impactos destructivos a la trasmisión.

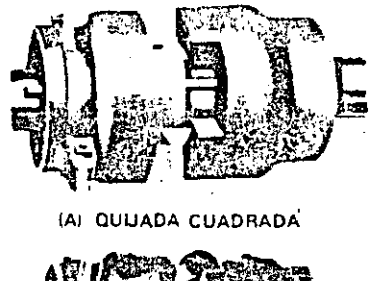
De quijadas en espirales, figura 19.7B. Este tipo de embrague elimina mucha de las desventajas de los embragues de quijadas cuadradas. También se usan normalmente como salen de fundición, pero cuando se desee desenganchar la carga en operación, o se opere con lubricación, deben especificarse quijadas bien acabadas.

Los embragues de quijadas en espiral pueden enganchar a mayor velocidad que las de quijada cuadrada, pero también trasmiten el impacto a la trasmisión 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.

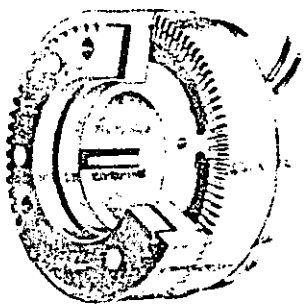
Embragues de fricción. Este tipo de embragues ofrece una gran variedad de características. Por ejemplo pueden deslizar mientras se enganchan, lo que permite que la trasmisión se acelere lentamente con un mínimo de impacto. Además tienen dientes o quijadas lo que permite engancharlos a altas velocidades. 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



(A) QUIJADA CUADRADA

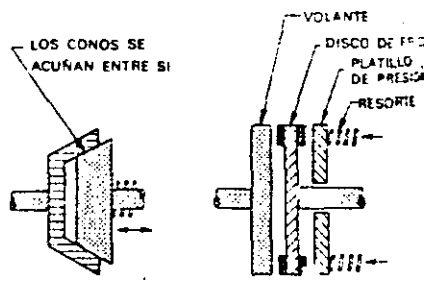
(B) QUIJADA EN ESPIRAL



(C) DE DIENTES MULTIPLES

A, B. Cortesía de Link-Belt Limited
C. Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.7 Embragues positivos



(A) CONICO (B) DE PLATILLO O DISCO

Fig. 19.8 Embragues de tipo axial

como en los embragues de cono o de dis-

Prácticamente los embragues de tipo al 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

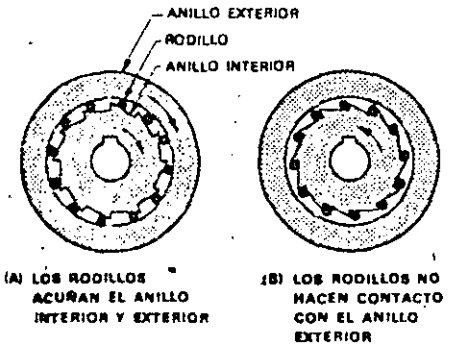


Fig. 19.9 Embragues de rueda libre

a axial requerida para operarlo. La tendencia actual limita el uso de embragues cónicos 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 obtienen grandes áreas de fricción para un tamaño y peso dados.

Los embragues de rueda libre trasmiten 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 acuñando 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 acuñarán el anillo exterior.

EMBRAGUES ELECTRICOS[3]

Los embragues eléctricos cumplen las mismas funciones que los embragues mecánicos, pero son controlados electromagnéticamente. Este tipo de embragues se consigue desde miniaturas de ½ 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 (ó 4 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)[4]

Los acoplamientos hidráulicos son similares a los convertidores de torsión excep-

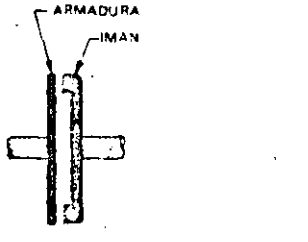
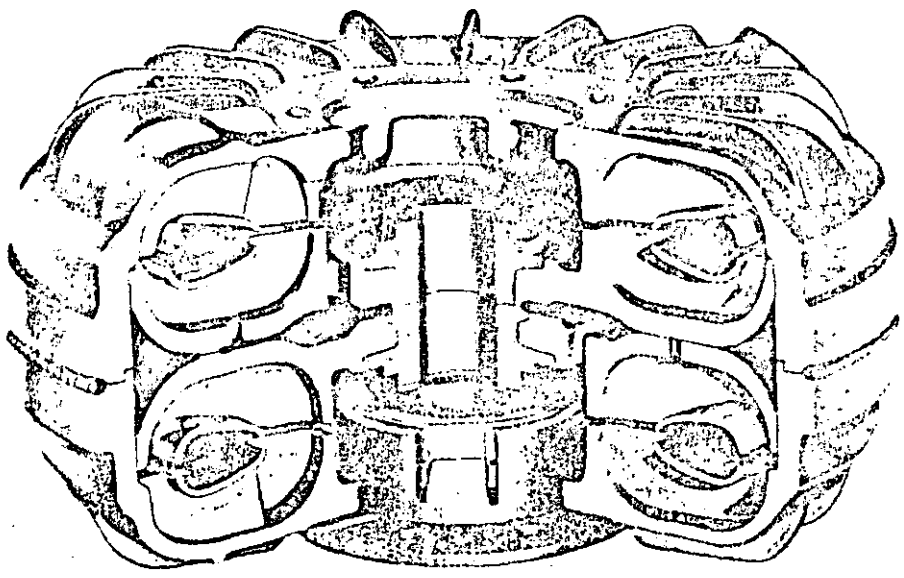


Fig. 19.10 Embrague eléctrico



Cortesía de Twin Disc Clutch Company, Racine, Wisconsin

Fig. 19.11 Acoplamiento hidráulico

tó que no tienen un estator entre la turbina y el propulsor, figura 19.11. Estos simplemente trasmiten el momento torsional mientras que los convertidores de torsión multiplican el momento torsional de entrada. Algunos acoplamientos hidráulicos se utilizan como trasmisiones de velocidad regulable.

Los acoplamientos hidráulicos cumplen funciones parecidas a las de los embragues centrífugos. No obstante, operan con mayor suavidad yà que nunca se desconectan totalmente. Tienen varias ventajas:

1. Durante el arranque y la aplicación momentánea de cargas altas, se deslizan suavemente hasta trasmitir 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 trasmisión suave.

3. En trasmisiones 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 trasmitiendo 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 trasmite 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 trasmitir 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 trasmite 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.

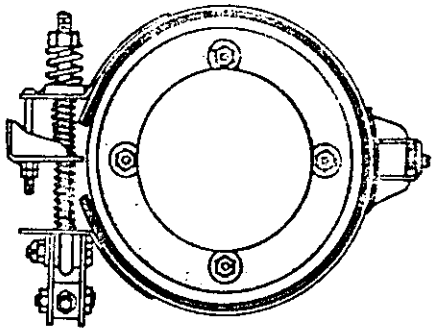
FRENOS DE BANDAS

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.

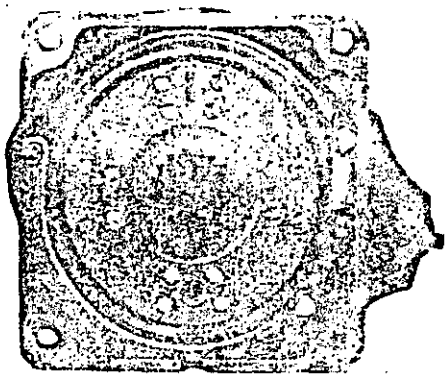
A través de uno o varios mecanismos se aplica tensión a la banda dependiendo del uso. También pueden operar por medio de resortes que se ponen en libertad hidráulicamente, o por otros medios.

FRENOS DE TAMBOR

Los frenos de tambor son los más conocidos de los frenos mecánicos, principalmente por su gran aplicación en equipo automotriz.



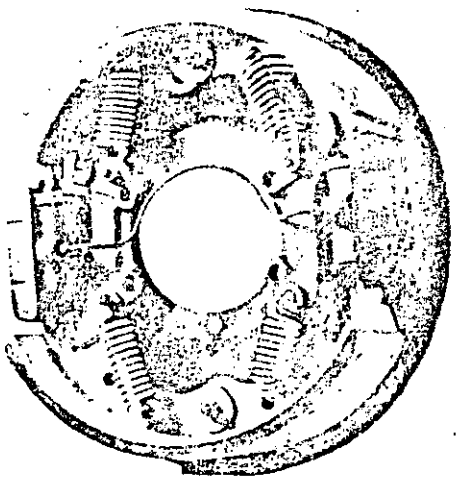
(A) FRENO AUXILIAR PARA CAMION. GENERALMENTE SE INSTALA EN LA TRASMISION



(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

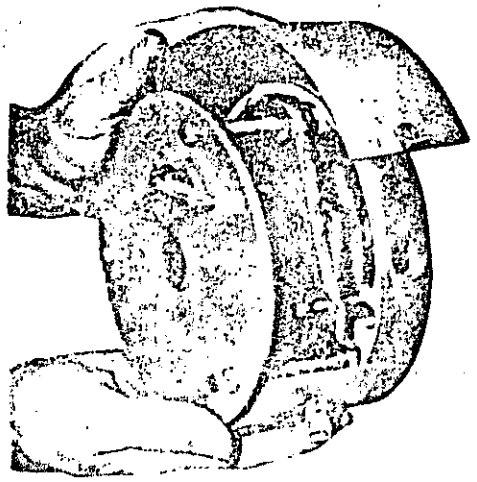
Existen básicamente dos configuraciones, externos de contracción e internos de expansión, en tamaños de 5 por 1 pul a 30 por 12 pul y aún mayores. La mayoría de los frenos de tambor actualmente en uso son del tipo interno de expansión en los cuales los puntos de apoyo están localizados positivamente con referencia al tambor de freno. Este diseño opera efectivamente creando la máxima auto-energización.

FRENOS ELECTRICOS[6]

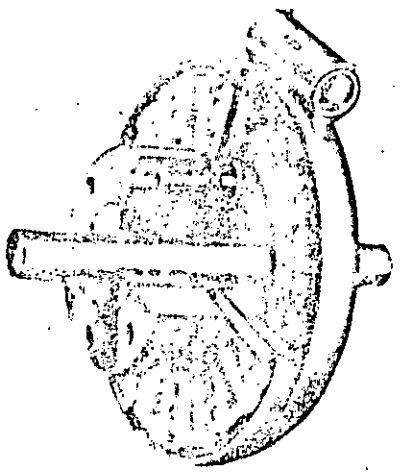
Básicamente, un freno eléctrico es similar a un embrague eléctrico, excepto que uno de los elementos del freno es fijo. Como los embragues, los frenos se agrupan en cuatro tipos básicos: de partículas magnéticas, de corrientes parásitas, de histéresis y de fricción.

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.



(A) DISPARADOS ELECTRICAMENTE Y ACTUADOS POR RESORTES



(B) ACTUADOS ELECTRICAMENTE

A Cortesía de Dings Brakes Co

B Cortesía de Warner Electric Brake & Clutch Company

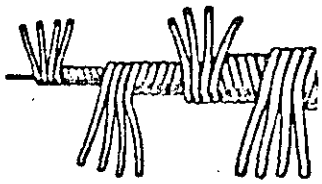
Fig. 19.14 Frenos de fricción electromagnéticos

EJES FLEXIBLES

Los ejes flexibles se usan para trasmitir 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.

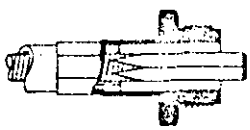
También se usan los ejes flexibles en trasmisiones de potencias sujetas a vibración continua y cuando la parada y el arranque originan cambios repentinos en la carga. Cuando la trasmisión de potencia se hace a través de elementos rígidos, aún los más pequeños desalineamientos pueden causar vibración. 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 trasmisiones 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.

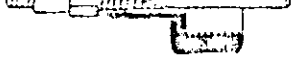


(A) CABLE

(B) FORRO

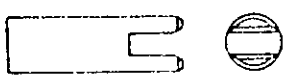


(1) TUERCA MACHO SUELTA



(2) TUERCA HEMBRA SUELTA

(C) ACCESORIOS TERMINALES DEL FORRO



(D) ACCESORIO TERMINAL

Fig. 19.15 Partes principales de los ejes flexibles

[7] Los ejes flexibles se fabrican de alambre enrollado helicoidalmente y como se indicó anteriormente se diseñan para la trasmisión 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-

viamente seleccionadas, o variar la velocidad infinitamente en un amplio límite. La eficiencia es generalmente alta; en algunas unidades puede estar por encima de 90% dependiendo del tipo de trasmisión.

Las trasmisiones regulables de velocidad se pueden agrupar en tres categorías principales:

(*a*) Escalonada
(*b*) Sin escalones, gama limitada
(*c*) Sin escalones, gama infinita

Los cinco tipos principales de *trasmisiones* mecánicas se tratan en este capítulo. (Los convertidores de torsión se consideran trasmisiones mecánicas aunque operan basados en un principio hidráulico.) Para cada caso tratado se discuten los principios de operación y sus características. Naturalmente la decisión final en la selección de una trasmisión depende del tipo que cumpla más efectiva y económicamente las demandas del sistema.

TRASMISIONES DE ENGRANAJES DE VELOCIDAD REGULABLE[8]

Las trasmisiones múltiples de velocidad por sistema de engranajes, ofrecen velocidades muy exactas a una alta eficiencia. Se usan en máquinas herramientas, equipos móviles y otras aplicaciones donde la selección de varias velocidades fijas es necesaria.

Hay dos grandes categorías de trasmisiones; en una la velocidad se selecciona manualmente y en otras los cambios de velocidad ocurren automáticamente en puntos previamente determinados.

TIPOS BASICOS

La más común de las trasmisiones selectivas de velocidad es la de ejes paralelos. En forma general pueden agruparse en cuatro tipos.

Engranajes desplazables. Los ajustes de velocidad se efectúan desplazando los engranajes en uno o más ejes paralelos intermedios, figura 19.17A. Generalmente se desconecta el eje de entrada de la trasmisión antes de desplazar los engranajes.

Normalmente las trasmisiones de engranajes desplazables se operan por medio de palancas o manubrios. Es posible una gran variedad de disposición de ejes y montajes.

Trasmisiones de engrane constante. En este tipo de trasmisiones varios engranajes se montan rígidamente en un eje y engranan con sus engranajes compañeros que giran libremente sobre otro eje, figura 19.17B. El ajuste de velocidad se obtiene fijando los diferentes engranajes individualmente en el segundo eje por medio de embragues ranurados o acoplamientos desplazables.

Las trasmisiones de engrane constante tienen múltiples aplicaciones, entre otras, las trasmisiones industriales de uso pesado. Este tipo de trasmisiones puede usar cualquier clase de engranajes, por ejemplo, rectos, helicoidales, de espina de pescado y cónicos.

Las trasmisiones de automóviles o radas manualmente combinan dos tipos. Las velocidades de avance son de tipo de engrane constante por medio de engranajes helicoidales mientras que las velocidades de retroceso se efectúan por medio de engranajes rectos desplazables.

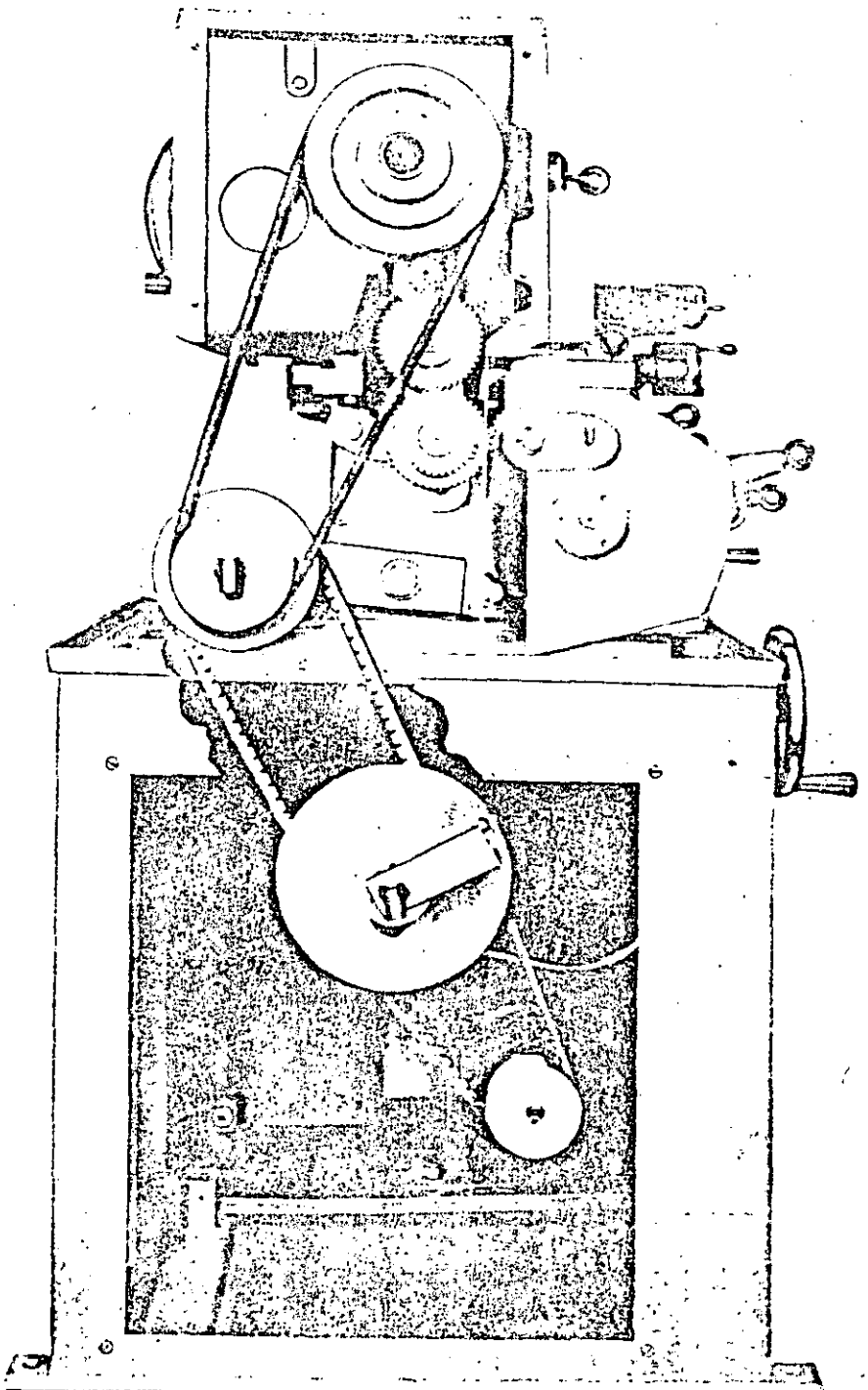


Fig. 19.16 Torno de 14" con trasmisión de velocidad regulable

Cortesía de Rockwell Manufacturing Company, Power Tool Divisor

Engranaje loco. Un eje portador de varios tamaños que se encuentran rígidamente 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 trasmisiones puede conectarse a otra trasmisión 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 trasmisión 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 sistema 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 trasmisiones 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 trasmisión 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 trasmisión 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 trasmisio-

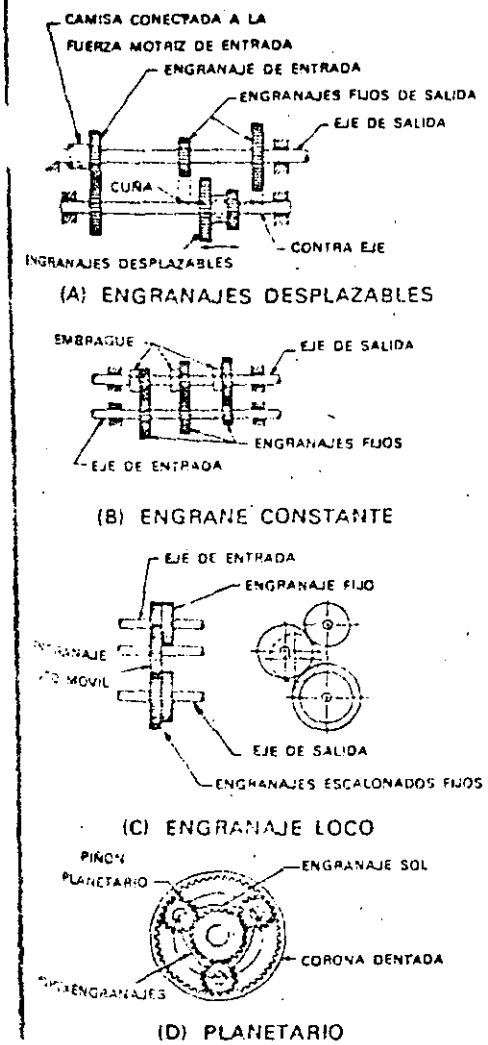
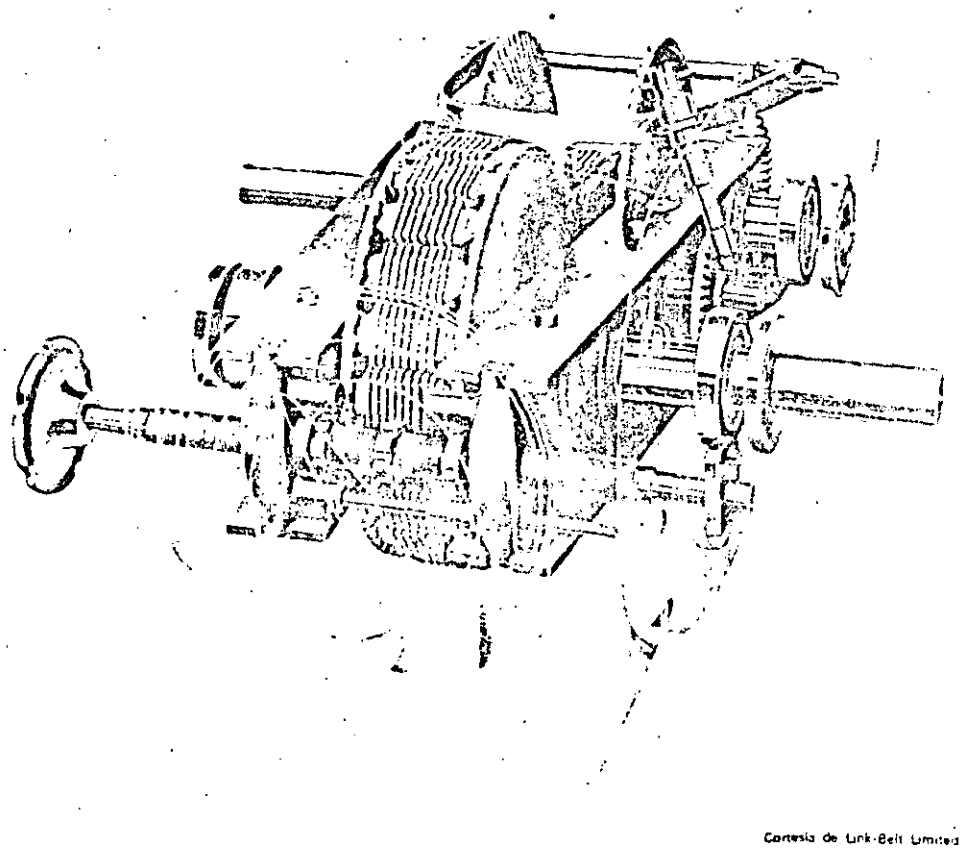


Fig. 19.17 Trasmisión regulable de engranajes



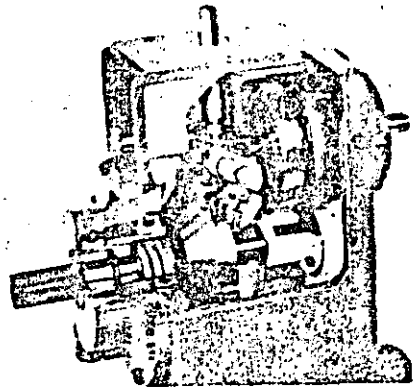
Cortesía de Link-Belt Limited

Fig. 19.18 Trasmisión de velocidad regulable de correa de acero

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 trasmite 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 trasmisión 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 trasmite por la presión de la correa que automáticamente ajusta ámbas poleas en forma correspondiente.



Cortesía de Cone-Drive Gears, Division Michigan Tool Company

Fig. 19.19 Trasmisión de velocidad regulable de fricción

10 TRASMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE POR FRICCION Y TRACCION[10]

Las trasmisiones por fricción o tracción trasmiten el movimiento rotativo por la fricción que se genera en el punto o linea de contacto. Los cambios de velocidad se efectúan moviendo el punto o la linea 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 trasmisiones 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 trasmisiones 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.

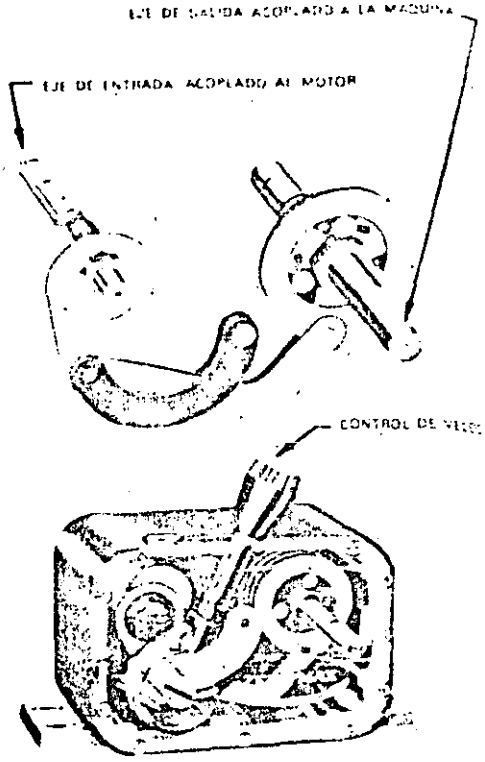
Las superficies de contacto metálico ofrecen un método práctico para la obtención de velocidades infinitamente regulables.

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 trasmisión 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 trasmisión de igual potencia y velocidades.

TRASMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE DE IMPULSO[11]

Las trasmisiones 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 trasmisiones de impulso



Cortesía de Zero-Max Industries Incorporated

Fig. 19.20 Trasmisión de impulso de velocidad regulable

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 trasmisiones 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 trasmisión 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

por medio de un diseño adecuado de los mismos.

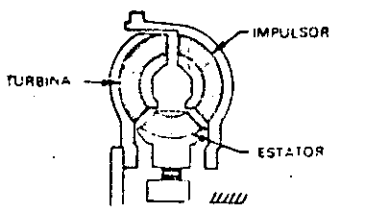
Actualmente dos trasmisiones de impulso se consiguen comercialmente, la Morse VID y la Zero-Max.

CONVERTIDORES DE TORSION DE VELOCIDAD REGULABLE[12]

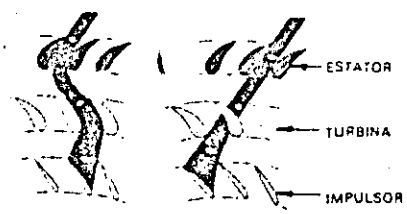
Con base en la energía cinética de un fluido en movimiento, los convertidores hidráulicos de torsión pueden variar la velocidad infinitamente dentro de sus límites y de acuerdo únicamente con las variaciones de la carga. Los convertidores de torsión son similares a los acoplamientos hidráulicos con la 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 al 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 convertidor 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, trasmitiéndose 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 trasmitiéndose la máxima multiplicación de momento torsional y también en movimiento libre sin trasmisión de momento torsional.



(A) CONVERTIDOR CARACTERISTICO DE UNA ETAPA CON ENVOLTURA ROTATORIA



ATASCADAS EN MOVIMIENTO LIBRE

(B) CARACTERISTICAS DE FLUJO EN EL CONVERTIDOR

Cortesía de Machine Design, vol. 37, no. 14, 1965

Fig. 19.21 Convertidor de torsión de velocidad regulable

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.

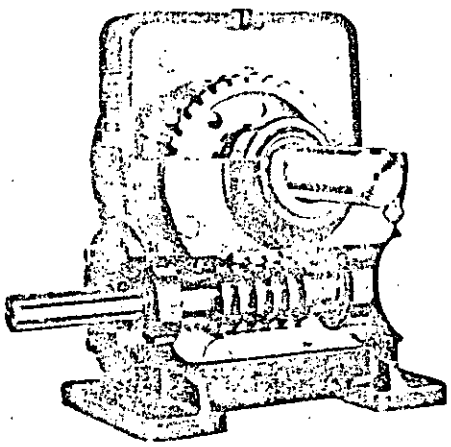
Los reductores de velocidad comunes se pueden clasificar bien sea como integrales con base de montaje, o montados directamente al eje.

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 MONTAJE[13]

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 envolvente 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.



Cortesía de Winsmith, Division of U. M. C.

Fig. 19.22 Reductor de velocidad integral con base de montaje

REDUCTORES MONTADOS DIRECTAMENTE AL EJE[14]

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.

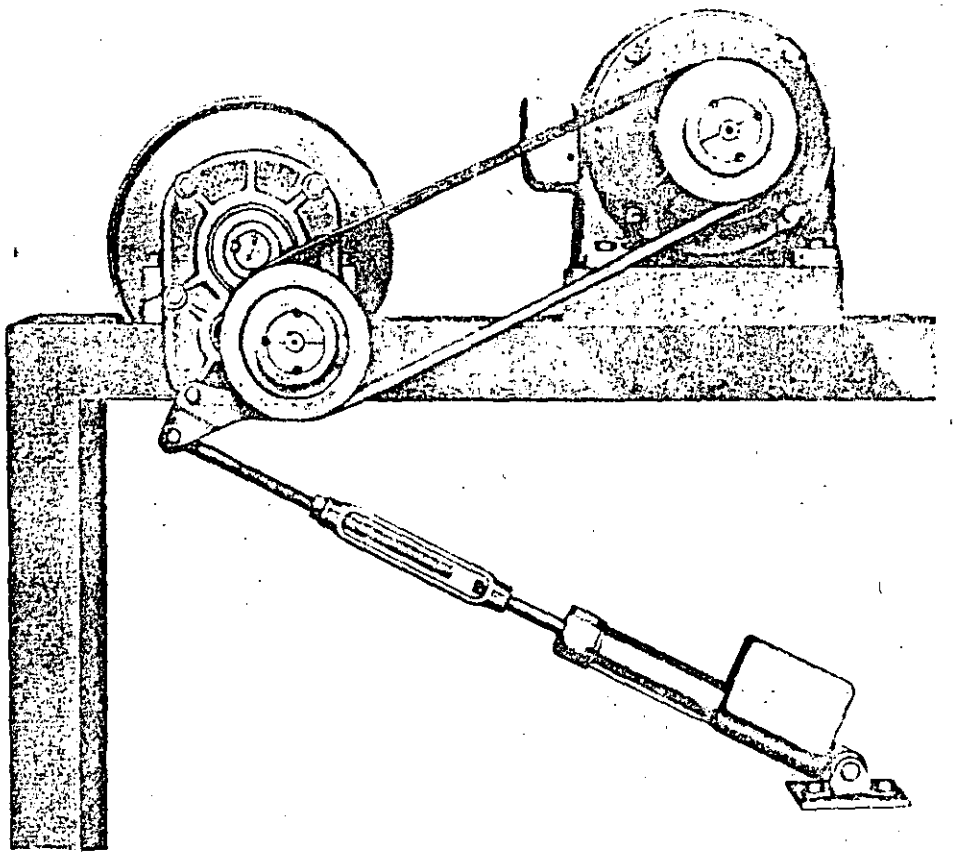
Normalmente los reductores montados directamente al eje se combinan con trasmisiones por medio de correas en V. Combinando las velocidades normales de los motores eléctricos con las trasmisiones de correas en V y las relaciones de los reductores, se obtienen velocidades de salida desde 10 hasta 400 RPM, 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 trasmisión 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

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". *chine Design*, vol. 37, no. 14. 1965.
12. WIRRY, H. J. "Torque Converters". *Machine Design*, vol. 37, no. 14. 1965. 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.



Cortesía de Dodge Manufacturing Corporation

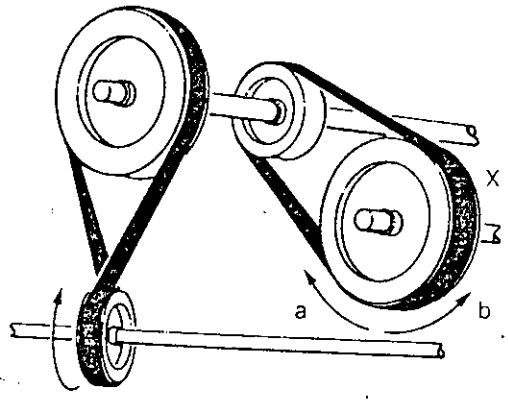
Fig. 19.23 Reductor de velocidad montada directamente al eje

INTRODUCCION

En una máquina existe la necesidad de - transmitir potencia y movimiento a tra- vez de flechas, las cuales son elemen-- tos simples que proporcionan grandes -- ventajas durante su diseño, construc--- ción y operación. Pero no tienen la ca pacidad de modificar por sí solos la re lación de velocidad, la dirección y sen tido del movimiento, el par,ni el asila miento de cargas de choque.

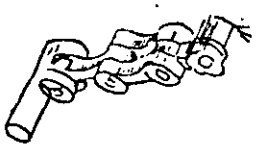
Por lo que a las flechas se les requie- re instalar distintos elementos de --- transmisión.

Principalmente se utilizan tres distin- tos elementos para transmitir potencia y movimiento entre flechas que son: Bandas, cadenas y engranajes.



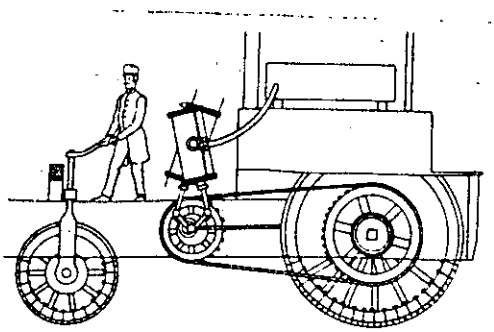
EVOLUCION

Desde la antiguedad ha existido la nece sidad de transmisiones para realizar -- distintas labores como moler distintos tipos de granos, forjar metales y ex--- traer 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 requeria para los - distintos fines modificar dicho movi -- miento a una flecha de posición verti-- cal o distribuirla a distintas flechas horizontales en paralelo.Se crearon dis tintos 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 industria, se usaron banda 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 clasifícan de la siguiente manera :

Transmisión de potencia

Transmision de movimiento

En sincronización

En velocidad uniforme

En velocidad variable

En mecanismos caprichosos

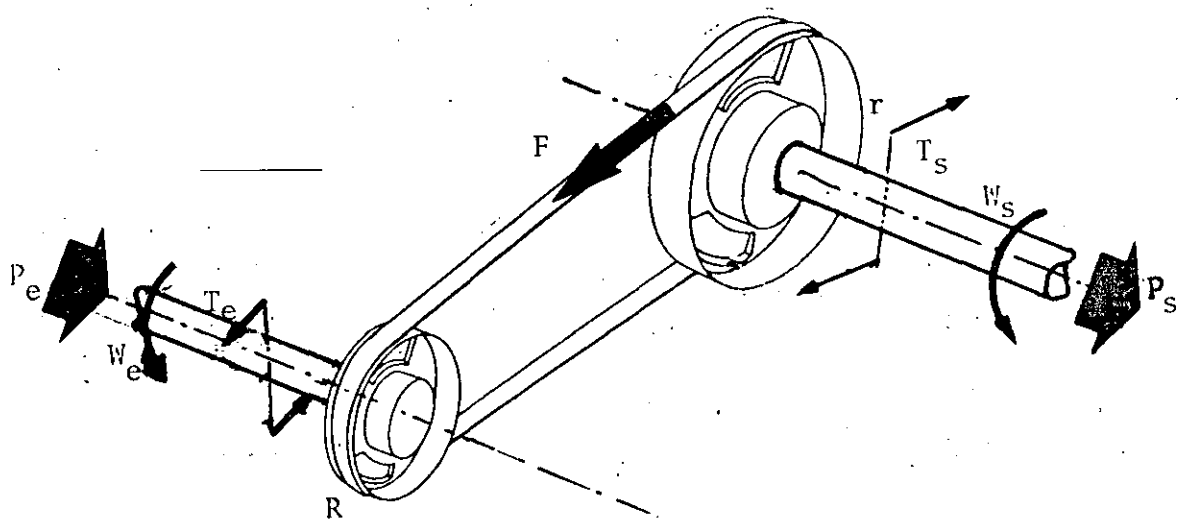
Usos especiales

La potencia con la que opera una trasmision se relaciona como el producto del par por la velocidad angular.

POTENCIA = (PAR) · (VELOCIDAD ANGULAR)

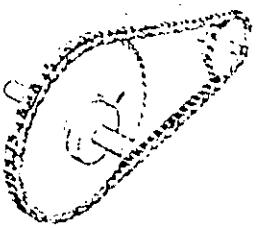
$$P = T \cdot W$$

Representando esquematicamente los factores que intervienen en la operacion de transmision

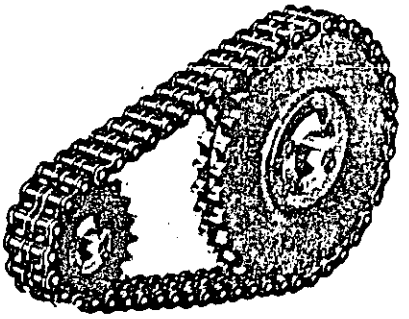


P_e= Potencia de entrada
P_S= Potencia de salida
η = eficiecia de la trasmision
T_e= Par de entrada
T_S= Par de salida
R = Radio de la rueda de entrada
r = Radio de la rueda de salida
F = Fuerza de traccion
W_e= Velocidad angular en la entrada
W_S= Velocidad angular en la salida

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, ocacionando 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	
BANDAS V	
BANDAS DENTADAS	
CADENAS	
ENGRANAJES	

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	
BANDAS V	
BANDAS DENTADAS	
CADENAS	
ENGRANAJES	

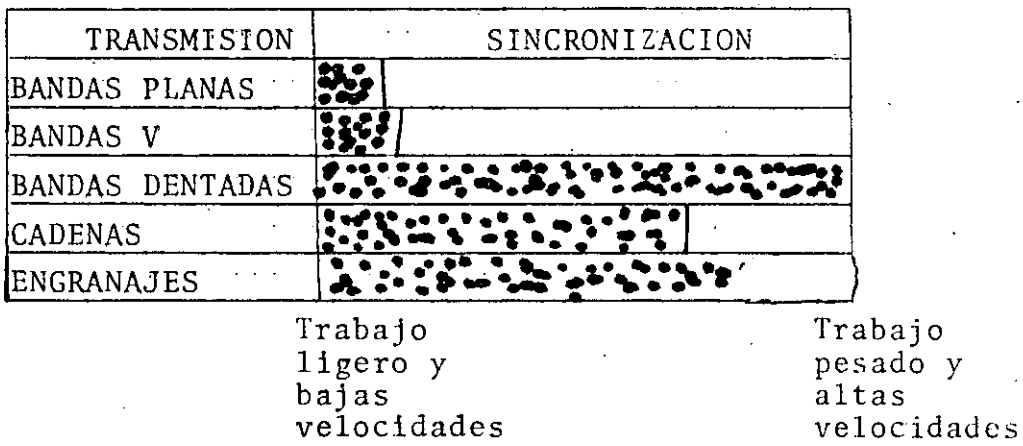
0 80 m/s

Transmisión de Movimiento

Otro uso muy importante de las transmiciones es el de comunicar entre -- dos o más flechas distintas características de movimiento.

Transmisión de movimiento en Sincronización

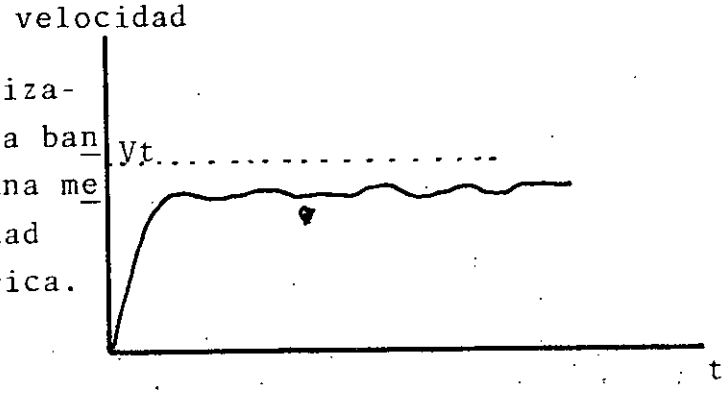
En algunos casoses importante la posición relativa que se mantiene entre - distintas flechas por lo que el uso - de cierto tipo de transmisiones cum-- plirá con esta condición.

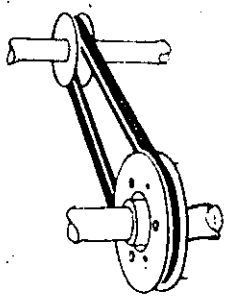


Transmisión de Velocidad Uniforme

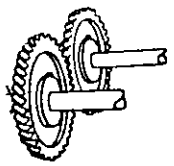
Cada tipo de transmisión por sus características de construcción y operación pueden crear pulsaciones ó fluctuaciones de velocidad.

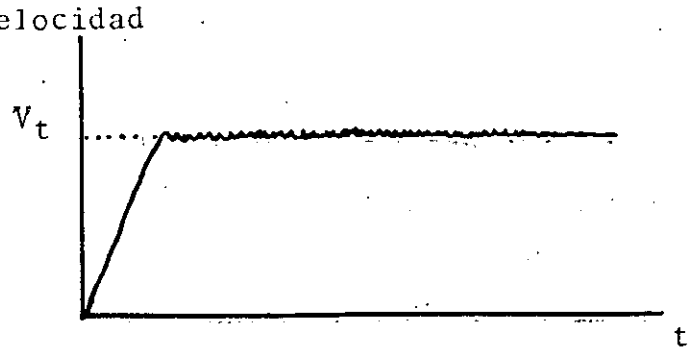
Por el deslizamiento de la banda existe una menor velocidad que la teorica.



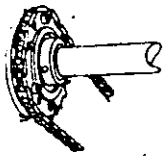


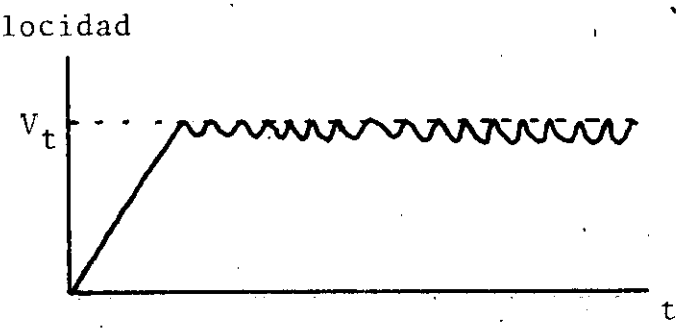
En los engranajes existen pequeña fluctuaciones del orden 0.1 porciento.



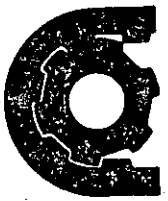


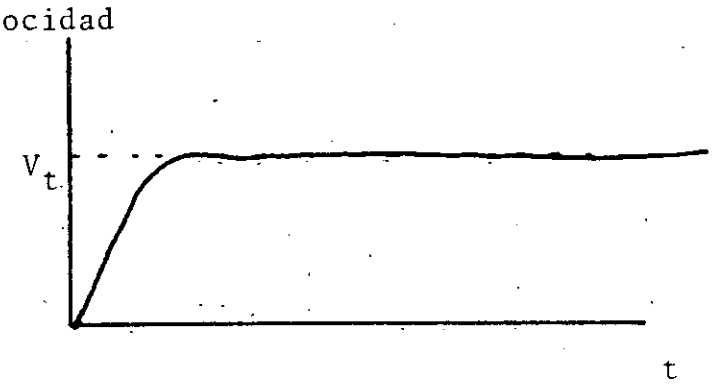
En las cadenas las fluctuaciones de velocidad son en forma de pulsos de orden 10-1 %.





En las bandas sincronas existe una transmision suave y uniforme sin fluctuaciones.





Transmisión de velocidad variable

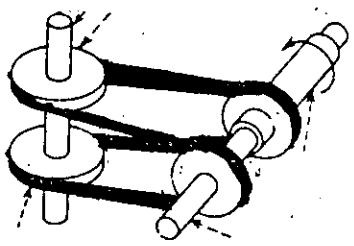
Las bandas y cadenas se pueden utilizar como elementos que modifiquen la velocidad de transmisión con grandes ventajas, como: no tener que parar el funcionamiento de la máquina, menor número de elementos, menor costo eliminar la necesidad de cambiar piezas,

Transmisión en mecanismos caprichosos

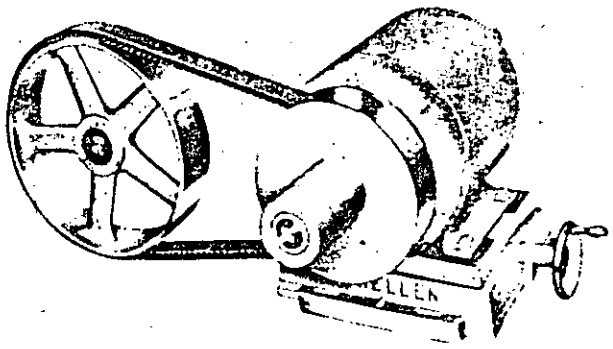
Las distintas transmisiones tienen la capacidad de poder ser usadas en distintos tipos de mecanismos,

por ejemplo:

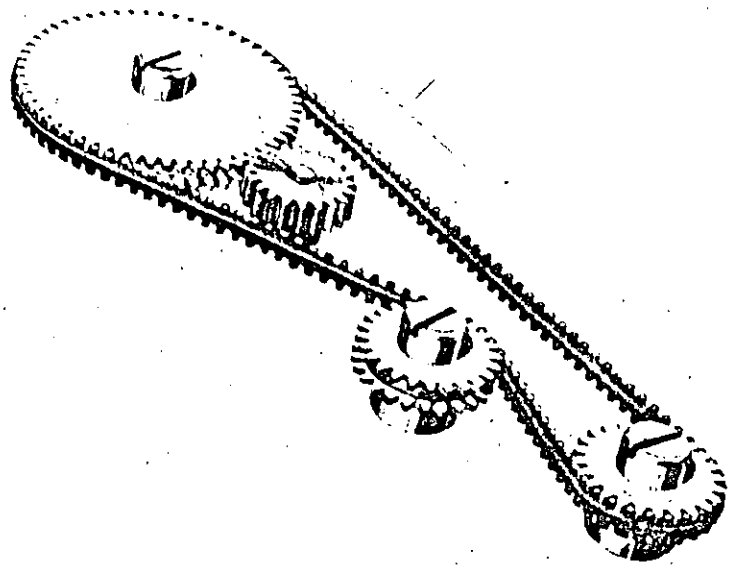
En flechas cruzadas



Embragues o cambios de velocidad

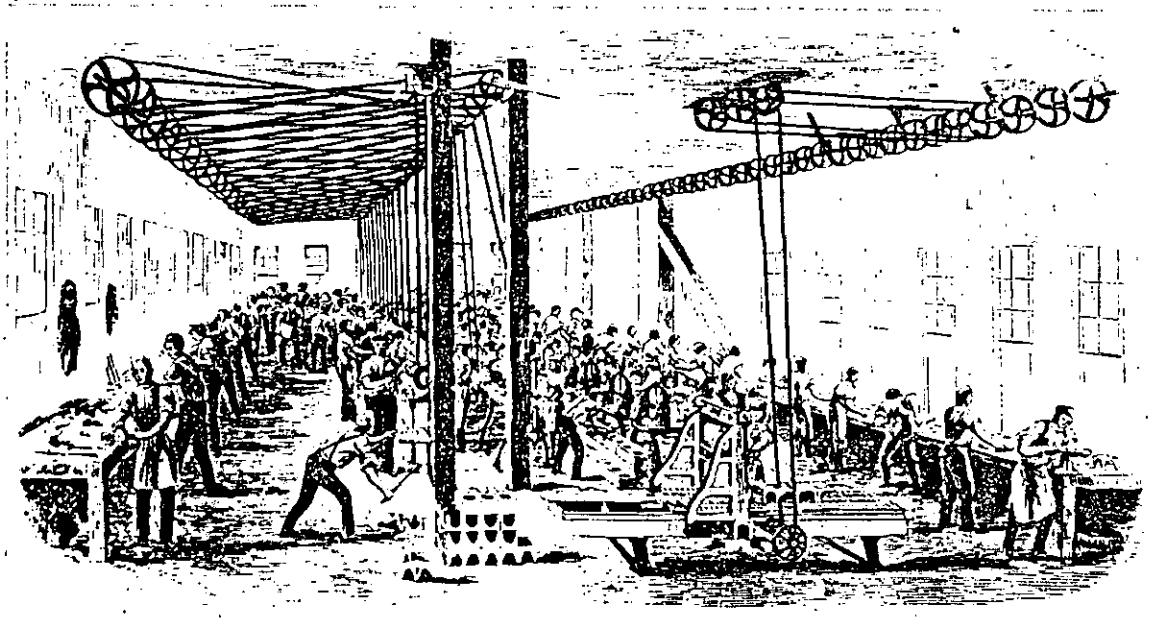


Mandos en serpentin

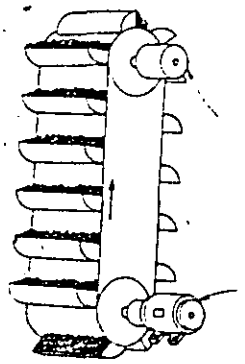


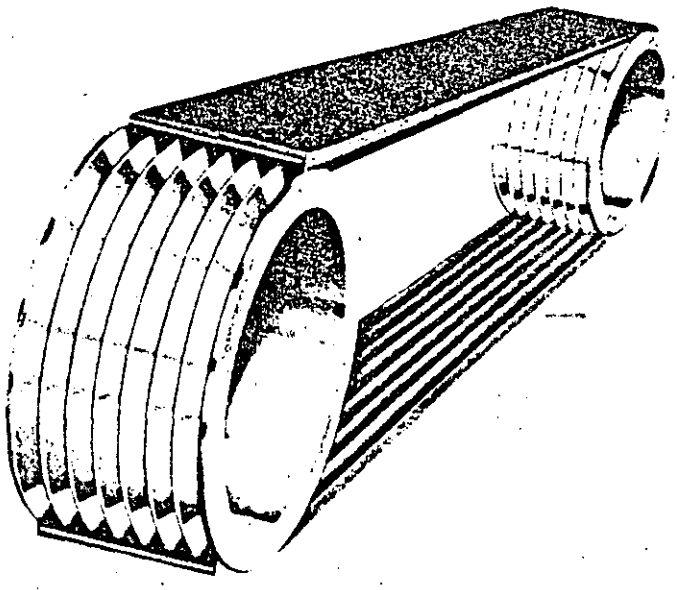
BANDAS PLANA SIMPLES

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).



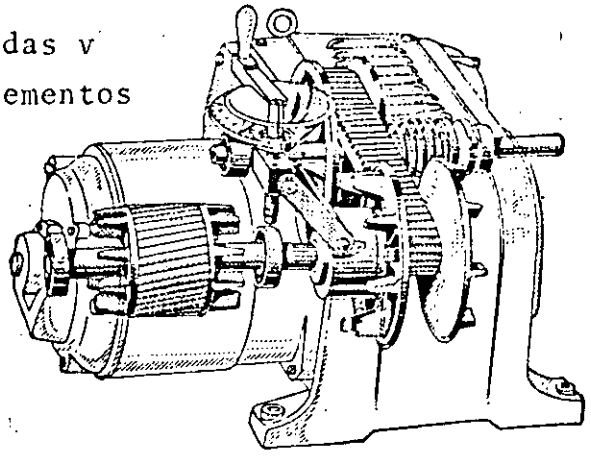
Otro campo muy importante es el de usar bandas planas como medios de trasporte en el manejo de distintos productos.



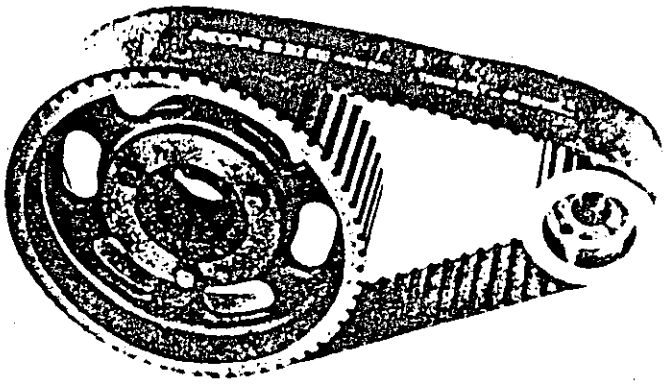


Aplicacion mas comun en la transmision de potencia entre dos flechas paralelas

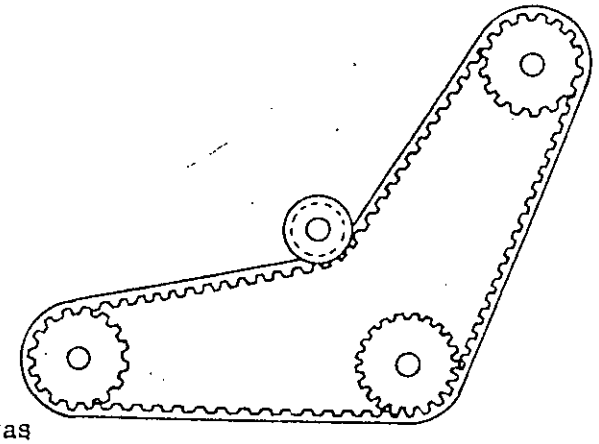
Aplicacion de bandas v ranuradas como elementos para variar la velocidad.



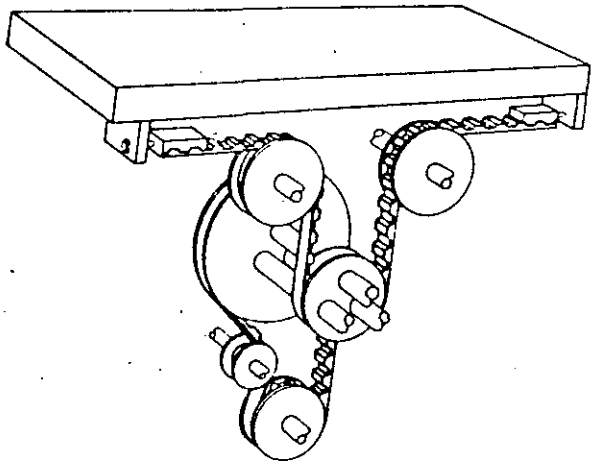
APLICACION DE LAS BANDAS SINCRONAS O DENTADAS.



TRASMISIONES CON ALTA EFICIENCIA SUAVIDAD, UNIFORMIDAD Y OPERACION SILENCIOSA. ALTA CAPACIDAD DE TRASMITIR POTENCIA.

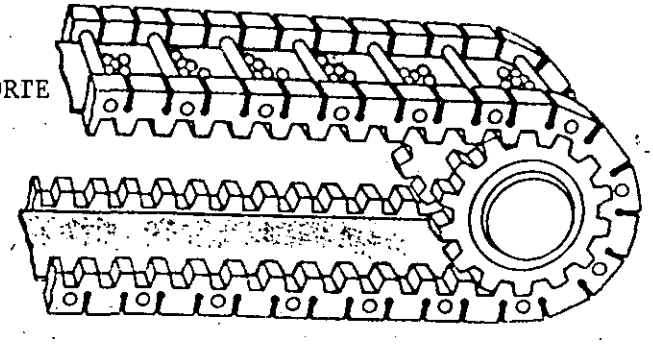


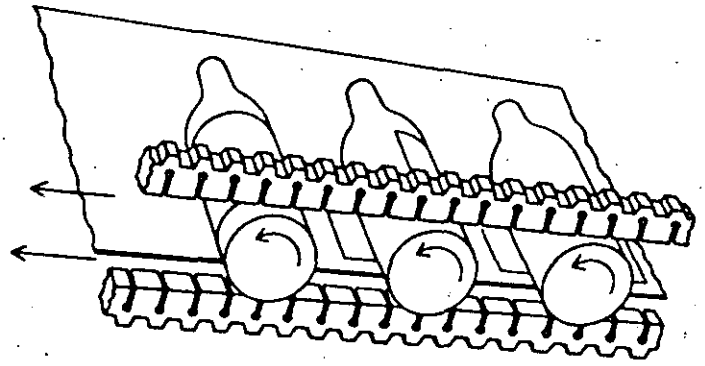
MANDO DE SERPENTIN
exelentes resultados al mantener posisiones relativas entre las tres distintos ruedas dentadas



MOVIMIENTO A UNA MESA DE RECTIFICADO

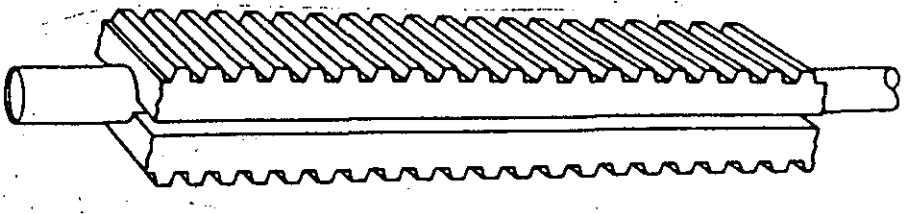
COMO MEDIO DE TRASPORTE

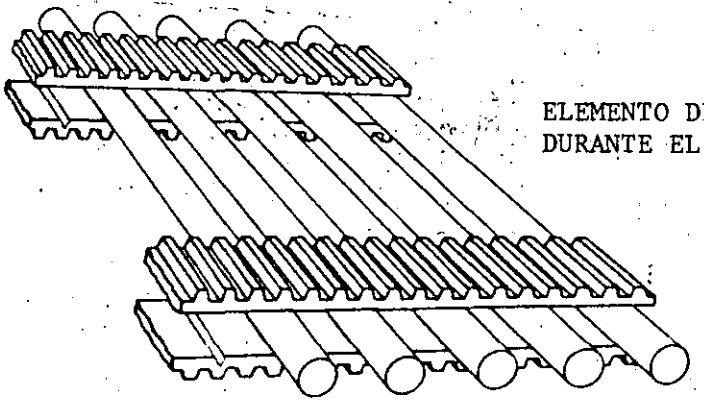




COMO SUJETADOR DE BOTELLAS EN UNA MAQUINA ETIQUETADORA.

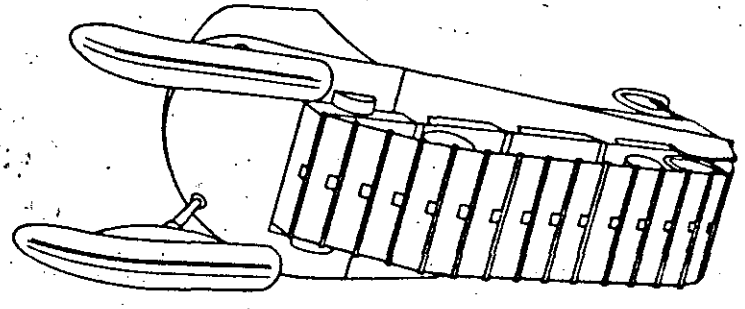
ELEMENTO DE TRASPORTE DURANTE EL PROCESO DE FORMADO DE UN TUBO DE PLASTICO

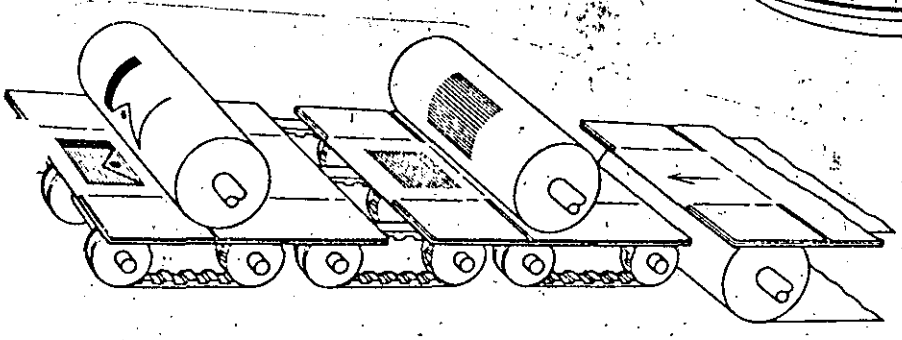




ELEMENTO DE SEPARACION DE TUBOS DE COBRE DURANTE EL PROCESO DE TRASPORTE.

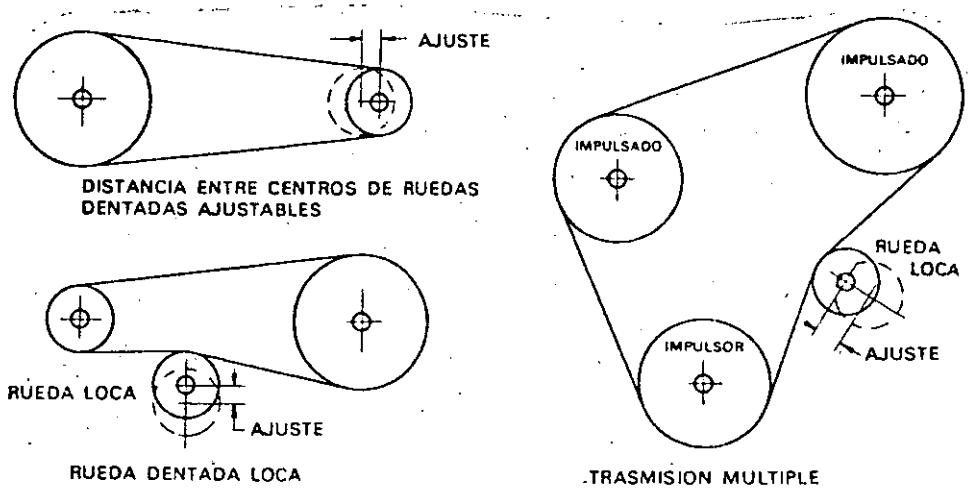
ELEMENTO DE TRACCION EN UN TRINEO MOTORIZADO.



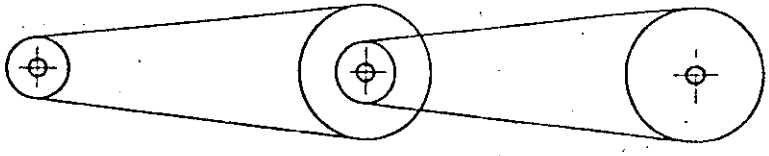


SUJETADORES DE PA EL EN EL PROCESO DE IMPRESION.

Distintos montajes sobre los ejes paralelos

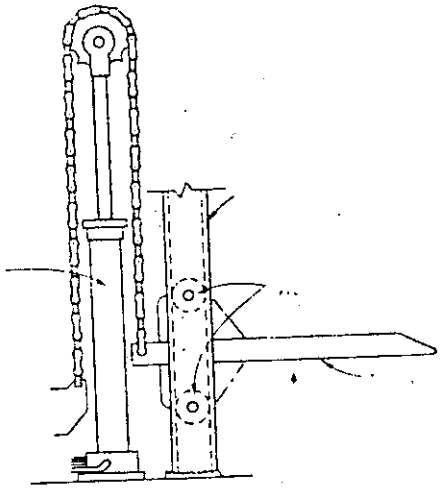


(A) METODOS DE AJUSTAR LA CADENA

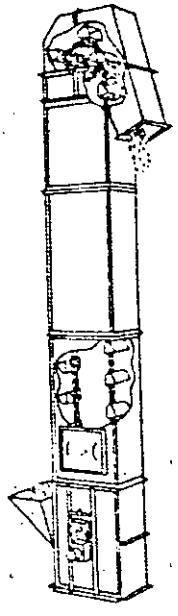


EJE DE TRASMISION INTERMEDIO ADICIONAL. UNO O VARIOS DEPENDIENDO DE LA DISTANCIA

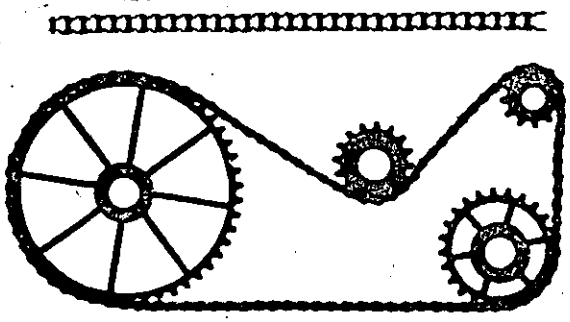
(B) TRASMISION DE CADENA A GRAN DISTANCIA ENTRE CENTROS



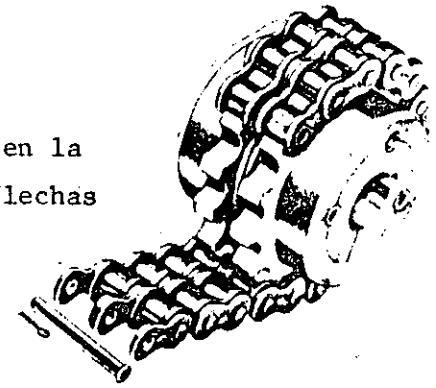
Como tensor durante la elevacion de una plataforma



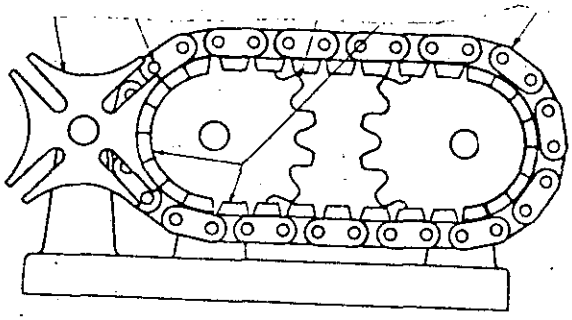
como elemento trasportador y sujetador paletas



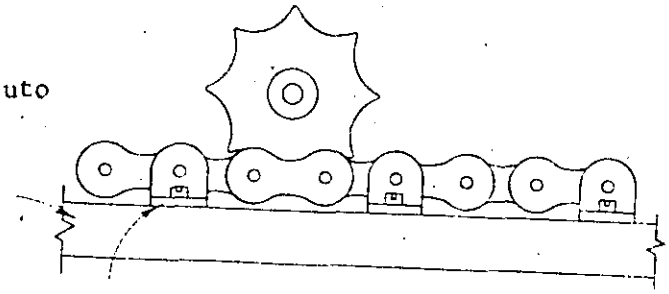
Elemento trasmisor en un montaje de serpentin.



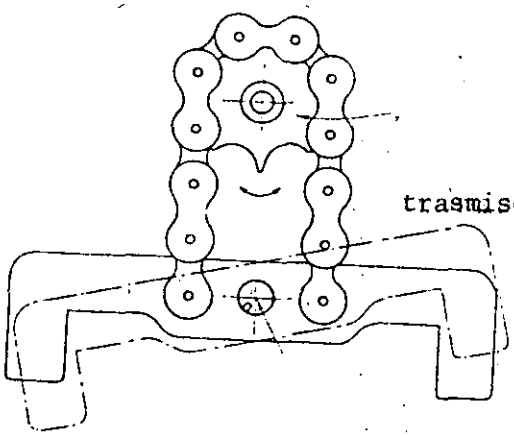
cople fexible en la union de dos flechas



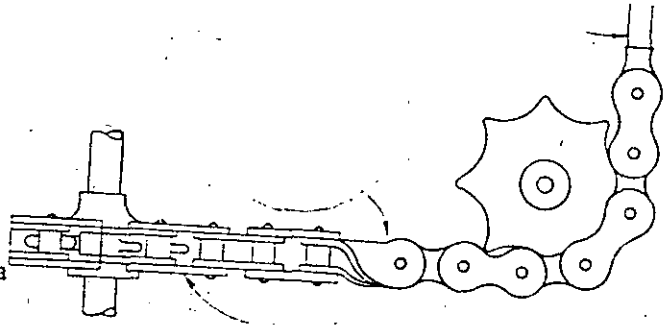
Mecanismo intermitente accionado por medio de una rueda de ginebra



cadena rueda dentada como sustituto de un engranaje piñon-cremallera



trasmisor durante un movimiento oscilante



tensor de un cable en un sistema de control espacial.

COMPARACION ENTRE LOS DISTINTOS SISTEMAS DE TRASMISION.

FACTORES DE DISEÑO	BANDA PLANA	BANDA V	BANDA DENTADA	CADENA	ENGRANAJE
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 dearticulable

2.2.3 Cadenas de acero remachadas y soldadas

2.2.4 Cadena de eslabones sencillos

2.2.5 Cadena de rodillos

2.2.6 Cadena de rodillos de paso doble

2.2.7 Cadena de dientes invertidos o silenciosa

III TRANSMISIONES POR ENGRANAJES

3.1 Tipos de engranajes y sus características
3.2 Transmisiones por engranajes
3.4 Transmisiones variables por engranajes

I - TRANSMISIONES POR BANDA.

1.1 GENERALIDADES

CARACTERISTICAS

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.

COMPARACION CON CADENAS Y ENGRANAJES

DESCRIPCION Y CUALIDADES DE LAS BANDAS TIPICAS

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.

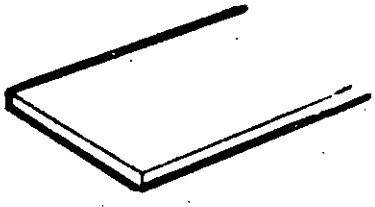
BANDAS UTINARIAS O CERRADAS

Las bandas modernas, son virtualmente todas del tipo unitario o de construcción cerrada. Por ésta causa, las máquinas que emplean bandas deberan contar con alguna provisión, ya sea flechas móviles o poleas removibles o sec

cionadas para permitir el cambio de banda. Los tipos antiguos de bandas, algunas en uso todavía, eran del tipo abierto, con algún dispositivo para cerrarlas, de modo que esto permitía su cambio sin alterar la máquina sobre la que se montaban. Este tipo de banda, presenta la desventaja de no poder transmitir tanta potencia como el tipo unitario o cerrado.

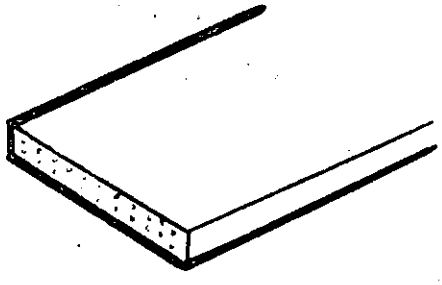
BANDAS ABIERTAS

La figura 1 muestra en forma esquemática la construción de los tipos más comunes de bandas y presenta resumidas sus principales cualidades.



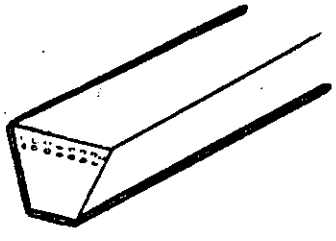
BANDA TIPO LISTON

Usada para cargas ligeras y altas velocidades en máquinas de oficinas, aparatos reproductores de discos, cintas y cassette e instrumentos de laboratorio. Su sección delgada, minimiza la generación de calor y permite el uso de poleas muy pequeñas.



BANDA PLANA

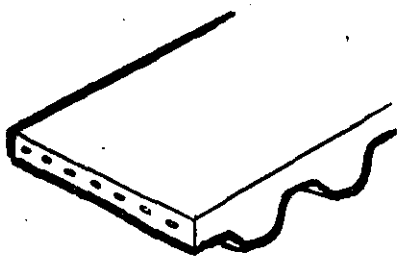
La más flexible de las bandas usadas para transmitir potencia. Pueden usarse como poleas pequeñas y en arreglos de serpentín. Su eficiencia de transmisión aumenta con su velocidad de operación



BANDAS "V"

Muy resistentes al patinaje capaces de transmitir altas potencias. No tan flexibles como las bandas planas.

BANDAS SINCRONAS



Transmisión positiva, sin deslizamiento. Pueden usarse para sincronizar con precisión y para propósitos de poner a tiempo mecanismos giratorios, capaces de transmitir en una amplia gama de velocidades y potencias disponibles en espesores grueso y delgado.

Figura 1.1 CONSTRUCION Y CARACTERISTICAS DE LAS BANDAS TIPICAS PARA TRANSMITIR POTENCIA

1.2 TRANSMISIONES POR BANDAS PLANAS.

GENERALIDADES

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.

APLICACIONES

COMPARACION CON LAS BANDAS "V"

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.

PRINCIPIOS DE OPERACION BANDAS "V", BANDAS PLANAS

Mientras que las bandas "V" aprovechan la -- acción de acuñamiento entre la banda y la polea, para obtener su fuerza tractiva, las -- bandas planas dependen de la tensión que se les dé entre las poleas. Así pues las bandas planas "ruedan" más 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.

1.3 BANDAS PLANAS DE USO INDUSTRIAL.

1.3.1 BANDAS PLANAS SIMPLES.

CARACTERISTICAS

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

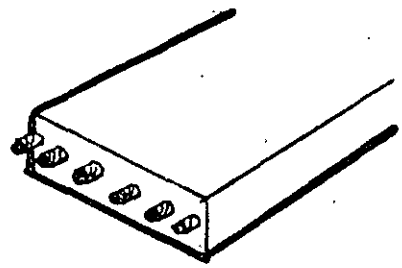


Fig. 1.2 BANDA PLANA.

BANDAS PLANAS REFORZADAS Y NO REFORZADAS

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 capáz - de transmitir una cantidad considerable de - potencia.(Fig. 1.2)

BANDAS PLANAS NO REFORZADAS

El tipo de banda "no reforzada" está compuesta simplemente de una tira de hule que se -- instala tensa entre dos poleas.

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.

BANDAS PLANAS REFORZADAS

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).

BANDAS PLANAS UNITARIAS Y ABIERTAS

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 mas eficientes que las planas y en ocasiones aun más que las bandas V.

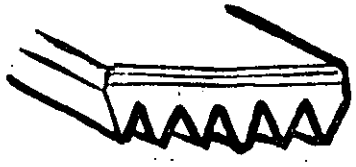


Fig. 1.3 BANDA PLANA RANURADA O DE COSTILLAS.

Las bandas planas ranuradas requieren po--

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 perdidas por flexión y el calentamiento.

APLICACIONES

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.

CAPACIDAD DE TRANSMISION

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 milimetro de espesor. Muy usadas para transmitir bajas potencias en altas velocidades, donde ofrecen altas eficiencias y larga vida (Fig. 1.4)

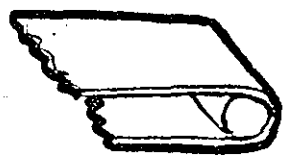


Fig. 1.4 BANDA TIPO LISTON.

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 servicios similares.

ESPESORES Y CARACTERISTICAS FUNCIONALES

APLICACIONES TIPICAS

Los dos materiales más empleados para construirlas son el poliester y el polidamide. El poliester es más barato y tiene un límite de resistencia a la fatiga de aproximadamente 10^7 ciclos. El polidamide cuesta de 5 a 20 veces más y por ello el poliester es el material más empleado para construir estas bandas.

MATERIALES CON QUE SE CONSTRUYEN

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 producir un mando positivo y sin deslizamiento, parecido al de las cadenas. Son el tipo de banda que requiere menor tensión inicial para operar, al mismo tiempo que ofrecen la - más alta eficiencia.

DESCRIPCION Y CARACTERISTICAS FUNCIONALES

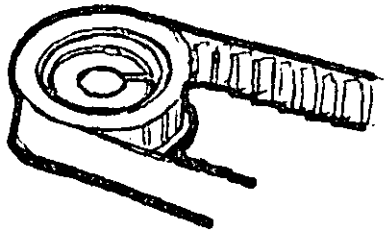


FIG. 1.5 BANDA SINCRONA O DENTADA Y SU POLEA

Las bandas sincronas son más costosas que - las bandas estandar, pero ofrecen las ventajas de un mando por cadenas o engranajes y a la suavidad, uniformidad y silenciosa operación de una banda (Fig. 1.5)

CAPACIDAD DE TRANSMISION Y APLICACIONES MAS VENTAJOSAS

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.

MATERIALES CON QUE SE CONSTRUYEN

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)

PERFIL TRAPEZOIDAL

PERFIL SEMIESFERICO

FIG. 1.6 PERFILES DE LAS BANDAS SINCRONAS.

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

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)

APLICACIONES TIPICAS

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.

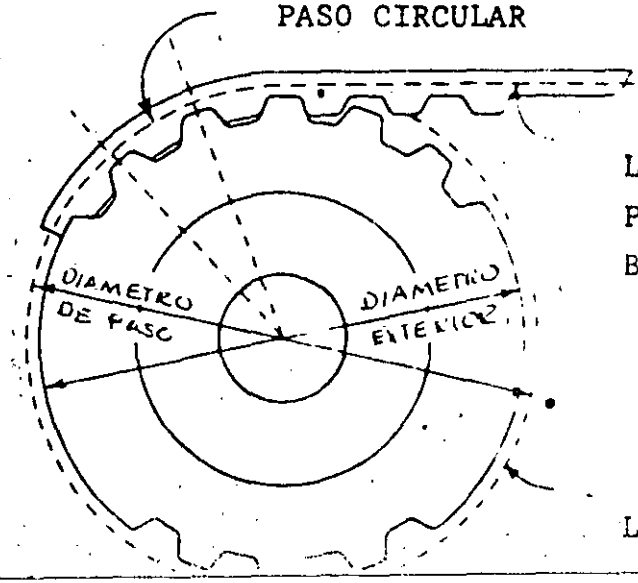


Fig. 1.7 DIMENSIONES PRINCIPALES EN UNA TRANSMISION POR BANDAS DENTADAS.

1.3.5 POLEAS PARA BANDAS PLANAS.

POLEAS BISELADAS Y ABOMBADAS

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.

ABOMBAMIENTO

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)

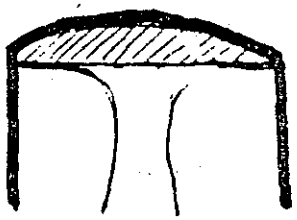


FIG. 1.8 SECCION DE UNA POLEA ABOMBADA

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

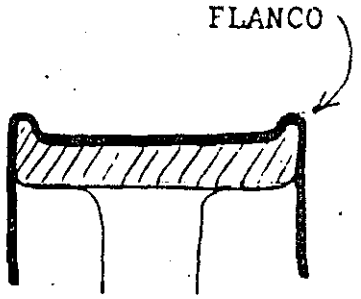


FIG. 1.9 SECCION DE UNA POLEA CON FLANCOS

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.

ANCHO DE LAS POLEAS

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),

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.

MATERIALES EMPLEADOS PARA CONSTRUIR LAS POLEAS

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 coefi-- cientes de fricción que se obtienen de las combinaciones de materiales en la banda y la polea.

Tabla 1.2 VELOCIDADES PERIMETRALES LIMITE PARA POLEAS PLANAS

MATERIAL	Vmáx (m/s	Vmáx (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 COMPRIMIDAS.	40-50	8000-10000

TABLA 1.3 COEFICIENTES DE FRICCION PARA TRANSMISIONES POR BANDA PLANA.

MATERIAL DE LA POLEA.	MATERIAL DE LA BANDA	COEFICIENTE DE FRICCION
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 -

NORMALIZACION DE LAS DIMENSIONES DE UNA BANDA "V"

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 Power Transmission Association).

También se construyen para cubrir algunas especificaciones especiales, como las impuestas por la industria automotriz a través de las normas SAE (Society De Automotive Engineers), lo mismo que las marcadas -- por las grandes compañías manufactureras y que se enlistan con los estandares OEM (Original Equipment Manufacturer).

FACTOR VELOCIDAD

Las bandas "V" generalmente operan a velocidades 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 --

consideración de importancia en altas velocidades. Nuevamente, la velocidad límite de operación depende de la banda. Por ejemplo, los vehículos para nieve y otros vehículos recreativos cuentan con bandas diseñadas para operar a más de 75 (m/s) (15000(Pies/min)).

OPERACION EN ALTAS VELOCIDADES

A velocidades por debajo de 2(m/s) (1000 (Pies/min). El costo inicial de una transmisión por bandas "V" puede exceder el de las cadenas o engranajes, debido a que a bajas velocidades las bandas "V" pierden gran parte de su efectividad. Sin embargo, el poco mantenimiento que requieren y su larga vida cuando se operan a estas velocidades hacen que valga la pena estudiar la posibilidad de emplearlas en estas condiciones. Muchas transmisiones por banda operan exitosamente a velocidades tan bajas como 0.5 (m/s) (100 (Pies/min)).

OPERACION EN BAJAS VELOCIDADES

La eficiencia de una transmisión por banda "V" está normalmente por encima del 95%, pero puede variar típicamente entre 90% y 98%. Teóricamente la relación de transmisión no debería tener ninguna influencia sobre la eficiencia de la transmisión, sin embargo, la eficiencia tiende a bajar con el aumento de la relación de transmisión. No obstante, esto puede atribuirse a varios factores, tales como la dificultad para tensar adecuadamente la banda y otros, más que a la influencia directa de la relacion 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

TENSION EN LA BANDA Y SU EFECTO SOBRE LA OPERACION DE LA TRANSMISION

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 contínua; una transmisión apropiadamente instalada, operará sin problemas - hasta por varios meses.

TEMPERATURA DE OPERACION

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.

1.6 CODIGO DE IDENTIFICACION DIMENSIONAL Y TERMINOLOGIA DE LAS BANDAS"V".

SIGNIFICADO DEL CODIGO: SECCION + LONGITUD TOTAL

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 dá directamente en pulgadas, mientras que en las - de sección angosta se dá en décimos de pulgada. Algunos ejemplos se dan en seguida.

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 estan 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 ha su vez determina la relación de transmisión y el par a transmitir (fig. 1.10)

La figura (1.11) muestra comparativamente las distintas secciones de bandas y disponibles, así como la forma en que se les designa en el código de identificación

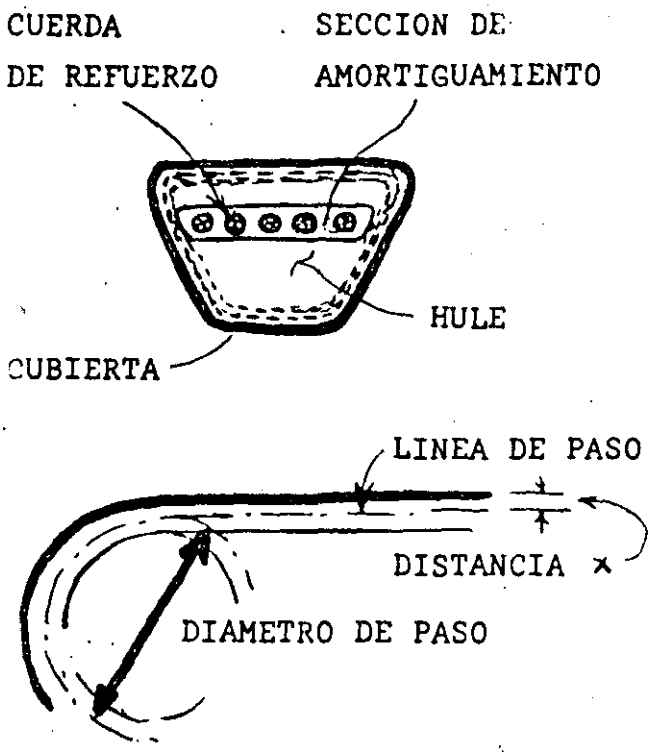
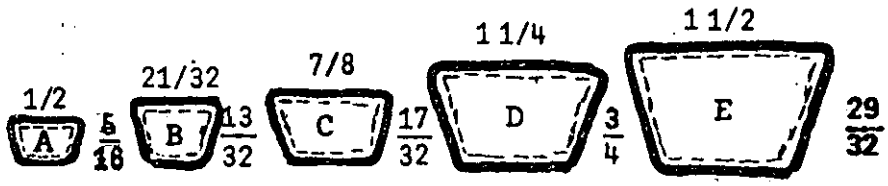


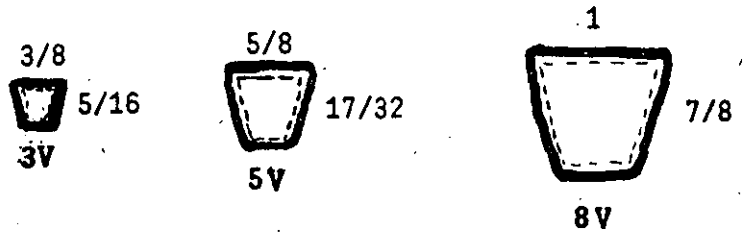
FIG. 1.10 TERMINOLOGIA EMPLEADA EN LAS TRANSMISIONES POR BANDAS "V".

SECCIONES TRANSVERSALES ESTANDAR.

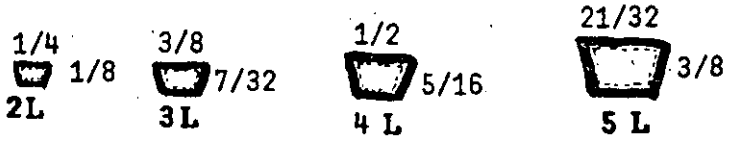
BANDAS CLASICAS. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE SECCION ANGOSTA. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE TRABAJO LIGERO



Acotaciones en plg.

1.11 SECCIONES TIPICAS DE LAS BANDAS V.

Las bandas se fabrican para trabajo pesado y ligero. Las bandas para trabajo pesado se construyen en secciones clásica y angosta. Las de trabajo ligero transmiten solamente potencias fraccionarias. Existe otro tipo de bandas, construidas exprofeso para transmisiones variables (ver la figura 1.21), cuyas secciones se designan con las letras P, Q, R, T y W, y cuyos anchos van de 7/8 (Plg) a 2 3/4 (Plg).

Las bandas para equipo agrícola tienen las mismas secciones que las clásicas y se distinguen de éstas anteponiendo una letra H a la designación de la sección. Difieren de las clásicas principalmente en principios constructivos.

Las bandas automotrices se clasifican en seis categorías de acuerdo a -- las normas SAE, cuyos anchos en la parte superior son 0.380, 0.500,11/16, 3/4, 7/8 y 1 pulgada. Las dos secciones más pequeñas son las más empleadas y tienen alta capacidad de transmisión.

1.6 BANDAS "V" DE USO INDUSTRIAL

1.6.1 BANDAS CLASICAS

Normalmente usadas donde los requisitos de potencia demandan más de una banda, y por_ eso son llamadas bandas múltiples frecuentemente se construyen con una o más capas_ de cuerdas de refuerzo (Figura 1.8) que se encuentran embebidas en una sección de hule suave. Las bandas con una sola capa de_ cuerdas son idóneas para transmisiones de_ alta velocidad, distancia entre centros -- cortas y poleas pequeñas.

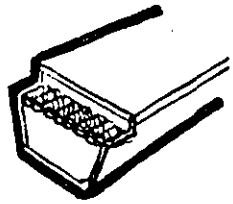


FIG. 1.12 BANDA V CLASICA

1.6.2 BANDAS CLASICAS REFORZADAS, (SUPER)

De construcción similar a las clásicas, pero (fig. 1.13) hechas de materiales más - resistentes, por lo que tienen aproximadamente un 30% más de capacidad de transmi-- sión, algunas de éstas se construyen con - muescas en la parte interior de la banda - para ofrecer adicionalmente las ventajas - de las bandas y corrugadas.

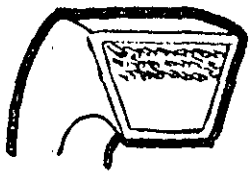


FIG. 1.13 BANDA V CLASICA REFORZADA (SUPER).

1.6.3 BANDAS "V" RANURADAS

Más flexibles que las bandas estandar,pueden usarse con poleas más pequeñas. Generalmente hechas sin cubierta (construcción de bordes descubiertos). Pueden llegar a ser ruidosas si operan en altas velocidades. (Fig. 1.14)

FIG. 1.14 BANDA V

1.6.4 BANDAS CLASICAS ABIERTAS.

46

Esta variación de las bandas clásicas ofrece la ventaja de poderse cortar a la medida requerida y unirse mediante conexiones especiales. Tienen una construcción interna que permite la fijación de las conexiones. No contiene cuerdas de refuerzo tan resistentes, por lo que su capacidad de transmisión está limitada. Su velocidad máxima de operación es de 20 (m/s (400(pies/min)). (Fig. 1.15)

FIG. 1.15 EMPALME DE UNA BANDA CLASICA ABIERTA.

1.6.5 BANDAS "V" DE ESLABONES.

Empleadas para los mismos propósitos que las bandas abiertas; pueden ajustarse al tamaño requerido sin necesidad de desensamblar la máquina. presentan sobre las bandas abiertas la ventaja de una operación sin vibración, ya que su construcción de eslabones inhibe esta posibilidad ya que la densidad es uniforme. Las bandas de eslabones de alta capacidad de transmisión se designan por la letra T. Existen secciones TE y TD. Este tipo de banda tiende a alargarse hasta que los eslabones alcanzan su posición de equilibrio. (Fig. 1.16

FIG. 1.16 BANDA V DE ESLABONES

1.6.6 BANDAS DOBLE V.

Usadas en mandos de serpentín que involucran inversión de movimiento, o donde la potencia deba transmitirse por ambos lados de la banda. Esencialmente se trata de dos bandas clasicas pegadas "espalda" con "espalda". Se designan mediante la doble letra correspondiente a la sección. (AA, BB, etc) (Fig. 1.17)

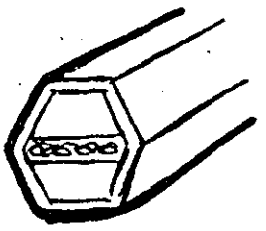


FIG. 1.17 BANDA DOB V.

1.6.7 BANDAS DE SECCION ANGOSTA .

Tienen en general la misma construcción que las bandas clásicas, pero su sección angosta le permite un mayor acuñamiento sobre la polea por lo que puede transmitir mayor carga que aquéllas. Pueden transmitir mayor potencia que las estandar para una velocidad dada. Pueden reducir el tamaño de una transmisión hast a un 50%, para una potencia dada. Pueden operar a velocidades de hasta 32.5 (m/s) (6500 (Pies/min)) sin requerir el balanceo dinámico de las poleas. Tres secciones estandarizadas cubren el mismo rango de potencias que las cinco secciones clásicas. (Fig. 1.18)

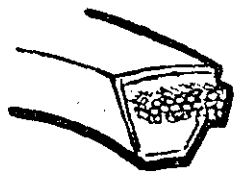


FIG. 1.18 BANDA DE SECCION ANGOSTA.

1.6.8 BANDAS "V" ENSAMPLADAS O MULTIPLES

Consisten de dos o más bandas convensionales fabricadas juntas. Reducen la vibración lateral y los problemas de estabilidad en transmisiones que incluyen múltiples bandas. (Fig. 1.19)

FIG. 1.19 BANDAS V ENSAMBLADAS O MULTIPLES

1.6.9 BANDAS V DE TRABAJO LIGERO.

Estan clasificadas en secciones 2L, 3L, 4L, 5L. Son similares en apariencia a las bandas clásicas. Tienen una sola capa de cuerdas de refuerzo embebidas en hule suave y cubiertas con una capa sencilla de tejido. Pueden flexionarse sobre poleas pequeñas sin sobrecalentamientos o sufrir grandes esfuerzos de flexión. Apropiadas para transmitir potencias fraccionarias, en aplicaciones requiriendo una sola banda.

1.6.10 BANDAS "V" DE ANGULO OBTUSO.

Minimiza las pérdidas por fricción y resiste mejor que las bandas clasicas el efecto del paso del tiempo. Como cuenta con un ánulo obtuso en la V, el acuñamiento sobre la polea es menor, pero incrementa el efecto de las cuerdas de refuerzo. La pérdida de fricción ocasionadas por el reducido efecto de acuñamiento, 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 convensionales (1.21)

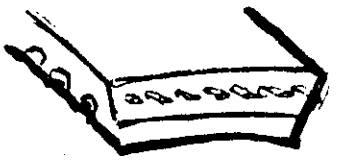


FIG. 1.21 BANDA PARA TRANSMISIONES DE VELOCIDAD VARIABLE

1.7 POLEAS RANURADAS PARA BANDAS "V".

CONSTRUCCION

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 alumino estampada, plástico o fundición de aluminio o zinc. Las poleas de aluminio, placa o plástico deben usarse siguiendo las indicaciones del fabricante.

RANURAS REGULARES Y PROFUNDAS Y SU APLICACION

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)

BALANCEO DE LAS POLEAS

Algunas poleas se fabrican con cubo removible para facilitar su instalación y remoción. Las poleas se balancean estáticamente en la fábrica, pero aquellas que se usen a altas velocidades deben balancearse dinámicamente.

1.8 DISEÑO DE UNA TRANSMISION POR BANDA "V".

1.8.1 ANALISIS DE FUERZAS

Las bandas "V" proporcionan una transmisión más compacta y eficiente que las bandas planas, no obstante que el costo inicial de éstas últimas es menor.

PRINCIPIO DE OPERACION

La figura 1.22 muestra una banda "V" asentada sobre la ranura de una poleas, ilus-rando 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-

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.

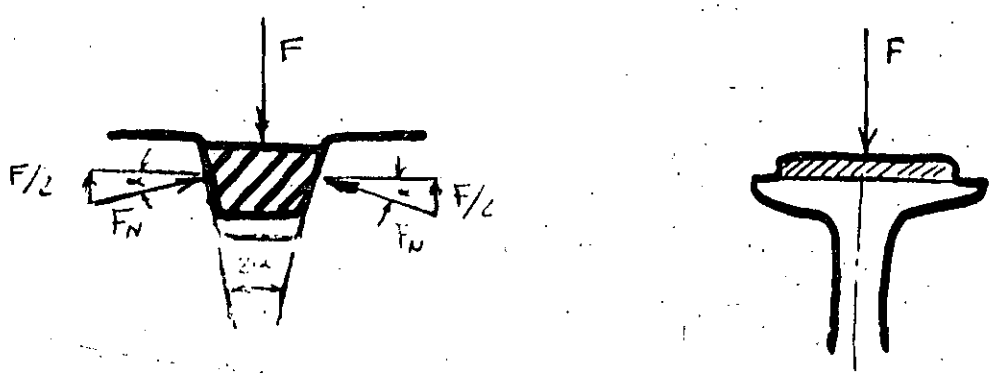


FIG. 1.22 FUERZAS ACTUANDO SOBRE (a) BANDAS "V" (b) BANDAS PLANAS

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 α 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 FRICCION

$$F_f = F \frac{\mu}{SEN\ \alpha} = F\ \mu'$$ FUERZA DE FRICCION EN BANDAS "V"

Donde $\mu' = \mu/SEN\alpha$ = 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 - coficiente de fricción,

$$F_f = F\mu$$ FUERZA DE FRICCION EN BANDAS PLANAS

Comparando las ecuaciones y se vé que para tomar en cuenta el efecto de acuñamiento, presente en las bandas "V" es necesario tan sólo -- reemplazar μ por el coeficiente de fricción - quivalente μ' en el análisis de fuerzas efectuadas para las bandas planas. COEFICIENTE DE FRICCION EQUIVALENTE $\mu' = \mu/SEN\alpha$

Los ángulos de las ranuras dependen del diámetro de la polea y son: $2\alpha = 34°$, $36°$ y $38°$ ANGULOS DE CONTACTO

Las bandas "V" estandar permiten la utilización 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 significativamente 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"

CRITERIO DE SELECCION

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.

A fin de facilitar el procedimiento de diseño se incluyen algunas definiciones que se emplearán en su desarrollo.

NOMENCLATURA

POTENCIA DE DISEÑO. Es la potencia en KW o H.P. que se utiliza para calcular una transmisión.

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:

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE BANDAS "V" CLASICAS

1) Se determina la potencia de diseño, multiplicando la potencia nominal por el factor de servicio (Factor F) tabulado en la tabla

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 ta-- bla 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

$$D_P = Zdp$$

6) Se selecciona o fija la distancia entre -- centros de las flechas de las máquinas (mo-- triz e impulsada) y se encuentra la longigud 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. Adicionalmente, comparadas con los engranajes resultan más económicas y simples de ins

VENTAJAS

COMPARACION CON BANDAS Y ENGRANAJES

Todos los medios de transmisión de potencia, pueden diseñarsr para ofrecer una capacidad y vida específicas, pero bajo circunstancias similares, las cadenas no pueden igualar la capacidad y vida de los engranajes. Comparadas con las bandas, las cadenas ofrecen ciertas ventajas en duración y capacidad de transmisión, especialmente en ambientes adversos. Las cadenas permiten transmisiones positivas como una ventaja adicional.

CADENAS "PRECISAS" Y "NO PRECISAS"

Las cadenas pueden obtenerse en dos clases de precisión, que se definen con las clasificaciones de "precisas" y "no precisas". No existe una clara frontera entre estas dos clases, pero puede decirse de modo general , que las cadenas "no precisas", son aquellas que permiten un gran juego entre la rueda dentada y sus eslabones, y que no estan diseñadas para operar don suavidad ni exactitud.

CADENAS "NO PRECISAS"

En esta clase se encuentran las cadenas de los tipos: desarticulable, remachadas y soldadas de acero. Estas cadenas se emplean principalmente en aplicaciones que involucran bajas velocidades y potencia por debajo de los 40(KW) (50 (HP)).

CADENAS "PRECISAS"

Las cadenas de precisión estan diseñadas para operar suave y seguramente en altas velocidades y con potencias hasta de 750(KW), (1000(HP)). La más común de estas cadenas y la más empleada industrialmente, es la cadena de rodillos.

NORMALIZACION

La estandarización de las dimensiones de las cadenas y sus capacidades de transmisión, está basada en las normas ANSI (AMERICAN NATIONAL STANDARS INSTITUTE) y el criterio para determinar la capacidad de transmisión se esta-

blece considerando que una cadena llegará primero a un estado de desgaste tal, que se brincará las ruedas dentadas, antes de fallar por fractura.

2.2 CADENAS DE USO INDUSTRIAL.

2.2.1 CADENA DE BOLAS.

Es una cadena de baja capacidad de transmisión, usada generalmente para accionar a distancia sistemas de control, tales como los sintonizadores de televisión y los controles de aire acondicionado. Se emplean para transmitir potencias fraccionarias en máquinas calculadoras, de oficina y equipo de laboratorio. Se encuentran disponibles en diámetros de las esferas de 3/32, 1/8, 3/16 1/4 de pulgada y estan calculadas para cargas de 15, 25 40 y 75 libras. Fig. 2.1

TRANSMITEN BAJAS POTENCIAS

TAMAÑOS Y CARGAS TRANSMISIBLES

Existe una variante llamada cadena de bolas, que consiste en esferas de plástico moderadas formando un cordón flexible. Este tipo puede operar a mayor velocidad que el metálico, pero no puede transmitir tanta fuerza como éste. (Fig. 5.26)

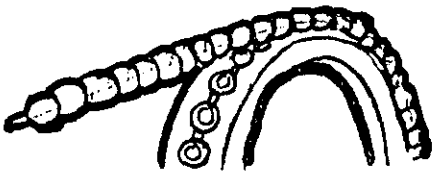


FIG. 2.1 REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UNA CADENA DE BOLAS.

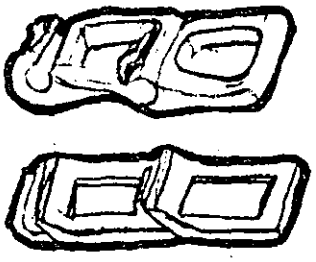
2.2.2 CADENA DESARTICULABLE

Es el tipo más ligero, simple y económico de todas las cadenas. Capáz de transmitir potencias hasta de 20(KW) (25(HP)) a velocidades hasta de 2(mls) (350 Pies/min)), pero sin la suavidad de operación de las cadenas precisión no requiere lubricación y por lo -

CARACTERISTICAS

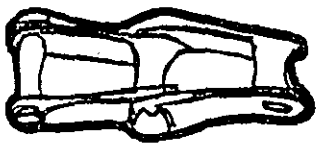
56

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 conmunmente 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 tole-- rante al desalineamiento y de fle-- xión de los ejes donde se montan - (Fig. 5.29) tiene una extraordina-- ria durabilidad y resistencia, por_ lo que se aplica frecuentemente en maquinaria para la construcción. Se usa comunmente como cadena de trans porte en hornos de alta temperatura. Generalmente no ofrecen la capaci-- dad de transmisión, no la velocidad de operación de una cadena de rodi- llos. Puede usarse a bajas veloci- dades sobre ruedas dentadas fundi-- das.

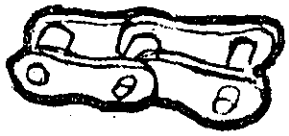


FIG. 2.4 CADENA DE ESLABONES SENCILLOS

CARACTERISTICAS FUNCIONALES

VENTAJAS

1.2.6 CADENA DE RODILLOS.

Es el tipo básico de cadena empleado en la indus- tria. 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 cordo nes. La precisión de su construcción le permite una operación eficiente , con bajas pérdidas y silenciosa. Su capacidad de transmisión está en fun ción del método de lubricación em--- pleado. Están normalizadas por los - estandares ANSI B29-1 y la recomenda ción ISO %-605. Pueden operar a ve- locidades hasta de 45.7(m/s) (9000(Pies/min)). Existen cadenas de rodi- llos autolubricadas, que tienen rodi llos porosos de material sinterizado impregnado de aceite. Pueden operar transmitiendo las mismas cargas que_ una cadena de rodillos convencional

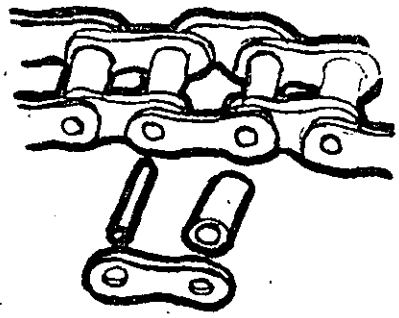


FIG. 2.5 CADENA DE RODILLOS Y SU NOMENCLATURA

pero sólamente a bajas velocidades, tieñen 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 espa-- ciamiento 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, tam -- bién se emplea como cadena de sincroniza -- ción en motores. Su capacidad de transmi-- sión 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)

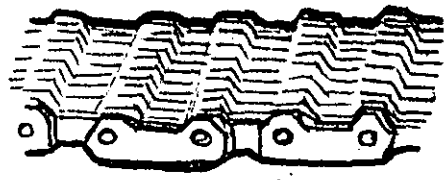


FIG. 2.7 CADENA SILENCIOSA

2.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

Los catálogos de los fabricantes, contienen la información y el procedimiento adecuados para seleccionar y especificar las transmi-

SELECCION DE LAS TRANSMISIONES EN BASE A CATALOGOS DE FABRICANTES

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.

FACTOR DE SERVICIO

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.

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD Y LA CARGA EN LA SELECCION DE LA CADENA

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.

RUEDAS DENTADAS

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

APLICACION DE LOS DISTINTOS TIPOS DE RUEDAS DENTADAS

mo, en el caso de las cadenas desarticulables, remachadas o soldadas. Las cortadas con soplete tienen aplicación operando con cadenas "no precisas" a bajas velocidades. A bajas velocidades, incluso las cadenas de rodillos pueden funcionar con ruedas dentadas fundidas, aunque esto acorta su vida.

RUEDAS FUNDIDAS Y CORTADAS CON SOPLETE

RUEDAS DE PLASTICO Y SINTERIZADAS

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.

RUEDAS DENTADAS ESPECIALES

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.

INFLUENCIA DEL TAMAÑO DE LA RUEDA MOTRIZ

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.

RELACIONES DE TRANSMISION ADMISIBLES

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.

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.

POSICION DE UNA TRANSMISION

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.

DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LAS RUEDAS DENTADAS

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.

$$C = Do + \frac{do}{2}$$

Una recomendación adicional es asegurarse de que el ángulo de contacto de la cadena con la rueda pequeña sea al menos 120º

TENSION INICIAL EN LAS CADENAS

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

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.

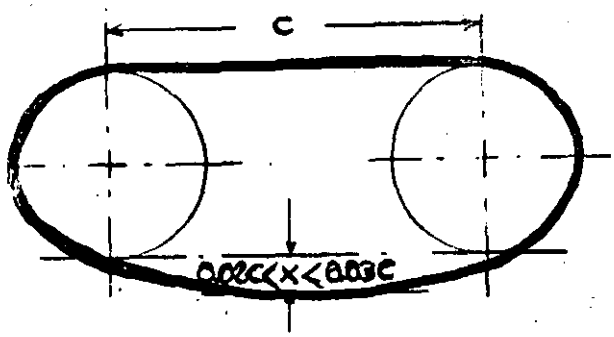


FIG. 2.8 TEMPLADO DE LAS CADENAS DE RODILLO

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, ha -- ciendo posible una transmisión compacta y efi_

CADENAS DE ANCHO MULTIPLE

ciente. En los cálculos subsecuentes la potencia transmisible por una cadena sencilla, debe multiplicarse por 1.7 para considerar una doble y por 2.5 en le caso de emplear una triple. (Ver figura 5.30)

REDUCCION MAXIMA

La relación de velocidades más alta recomendable es 6.1, pudiendo, llegar a 10.1 . Si la relación necesita ser más alta se deberán usar dos o más etapas de reducción, como se muestra en la figura 5.33.

Ej. Determinar las dimensiones de una transmisión por cadena de rodillos para mover los cepillos de una máquina barredora. La velocidad del eje motris es de 1900 RPM, La reducción requerida de 3 A 1, (r=3) y la distancia entre centros 60 cm.

Se emplea la ecuación 5.36 para hallar en forma tentativa el paso a emplear

FACTORES DE SERVICIO PARA CADENAS SENCILLAS

La capacidad de cadenas múltiples es igual a la de las cadenas sencillas multiplicada por el factor de anchos múltiples.

TIPO DE CARGA IMPULSADA	TIPO DE POTENCIA DE ENTRADA			FACTORES DE ANCHOS MULTIPLES	
	Máquina de combustión interna con trasmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Máquina de combustión interna con trasmisión mecánica	Número de anchos	Factor de anchos múltiples
				2	1.7
Suave	1.0	1.0	1.2	3	2.5
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4	4	3.3
Impacto alto	1.4	1.5	1.7		

TABLA 2.2 FACTORES DE SERVICIO Y DE ANCHOS MULTIPLES.

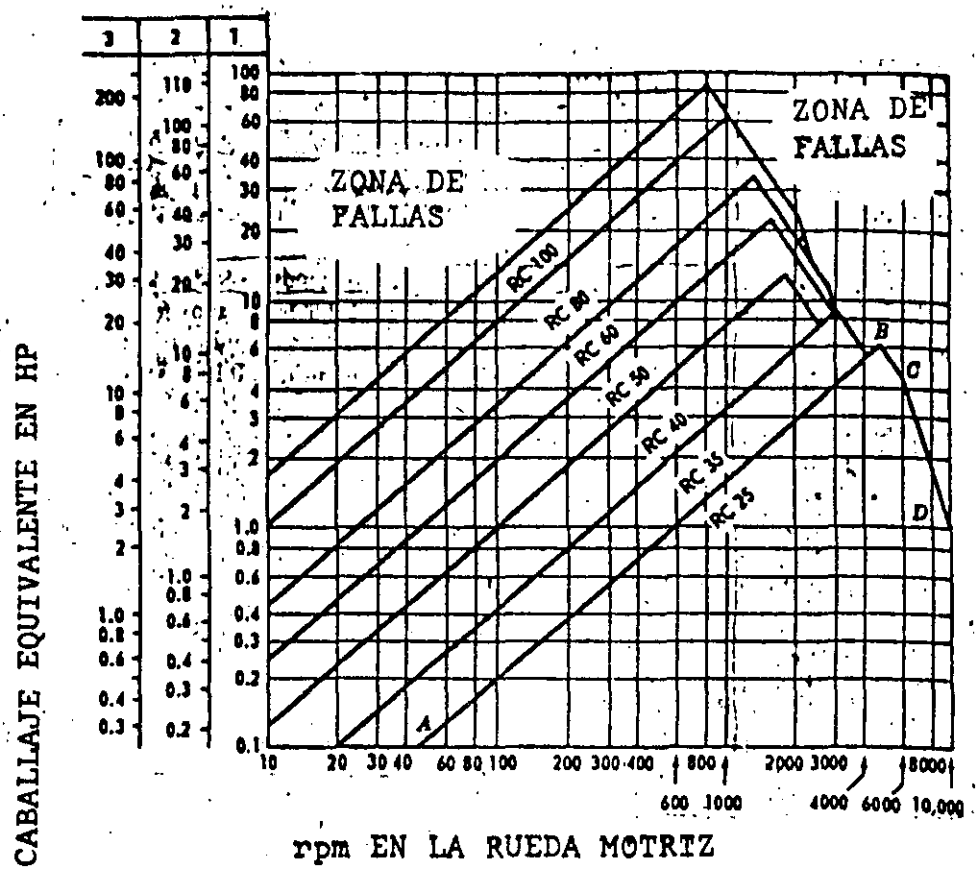


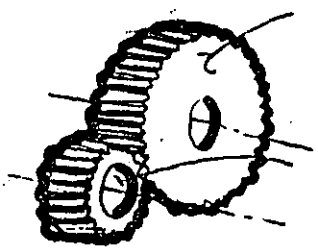
FIGURA 2.3

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 correspondientea esta tabla es de 30000 hrs.

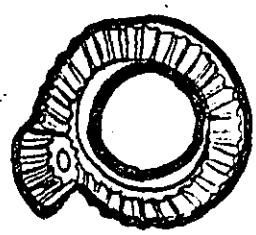
so histórico lento, son de dominio público y por lo tanto pueden mandarse a construir en_ cualquier taller mecánico regularmente equipado, sin embargo, hay otro tipo de engranajes que han sido desarrollados por compañías particulares y para emplearlos, hay que considerar que sólo ellas y algunos talleres consecionados por ellas, cuentan con el equipo para fabricarlos, entre estos engranajes_ están los siguientes: zerol, cavex, cone-drive, spid010, helicon, bebeldid y otros.

Para ilustrar los tipos de engranajes que existen y su clasificación, se emplearan las siguientes figuras.

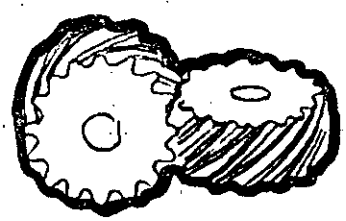
FIGURA 3.1
-Clasificación de los engranajes, de acuerdo a la posición de las flechas que conectan.



ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS
- Rectos
-Helicoidales
-Doble helicoidal
-Esqueleto de pescado.
-Plano centrico 5
-Mando armónico



ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE INTERSECTAN
-conicos rectos
-conicos helicoidales
-zerol
-engranajes de corona

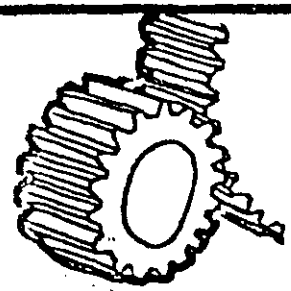


ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE CRUZAN SIN INTERSECTARSE.
-helicoidales cruzados
-de sinfin-corona
-de sinfin cavex
-de sinfin envolvente
-hipoidales
-espiroide
-helicon
-beveldid

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

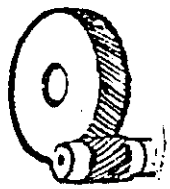
de construir y de montar. - 65

FIGURA 3.2 ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS

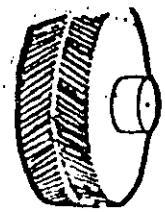


ENGRANAJES RECTOS

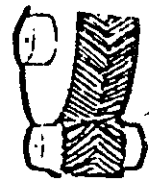
Es el tipo de engranajes más empleado. Sus dientes son rectos y paralelos al eje de giro.
Ventajas: Simplicidad, bajo costo, fácil de mantener y fabricar.
Desventajas: Tienen menor capacidad de transmisión y operan con más ruido que otros tipos de engranajes.



HELICOIDAL SIMPLE



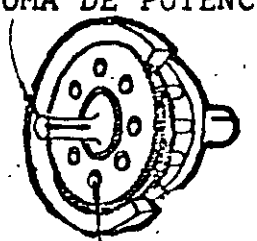
DOBLE HELICOIDAL



ESQUELETO DE PESCADO (HERRINGBONE)

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 periódos de tiempo.

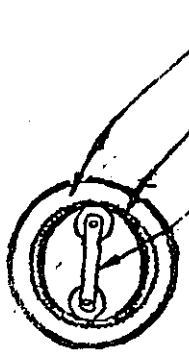
TOMA DE POTENCIA



El acoplamiento mediante los pernos, permite el desplazamiento radial

PLANOCENTRICOS

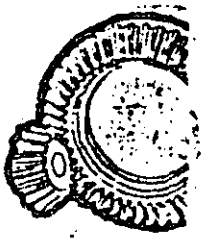
Permite grandes relaciones de transmisión en un reducido espacio. Más costoso que otros tipos de transmisión. No puede usarse para relaciones de transmisión pequeñas, no como incrementador de velocidad.



MANDO ARMÓNICO.

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

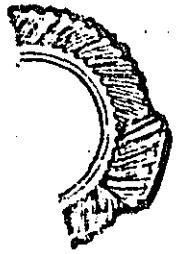


CONICOS RECTOS

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 estan 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

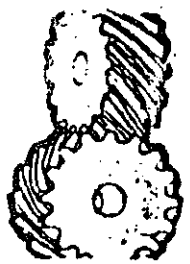
Son similares a los engranajes cónicos, pero pueden operar con piñones cilindricos de dientes rectos o helicoidales. El montaje del piñón no es tan crítico como en los engranajes cóni-

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

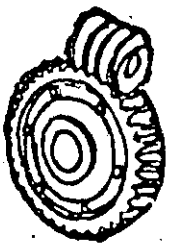
HELICOIDALES CRUZADOS



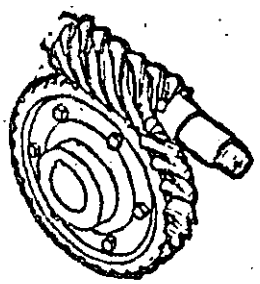
También llamados engranajes espirales. Similares en apariencia a los engranajes helicoidales convencionales. Tienen poca capacidad de carga debido a que el área de contacto es muy reducida. Usados principalmente para obtener una amplia variedad de relaciones de velocidades sin cambiar la distancia entre 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 centos 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.

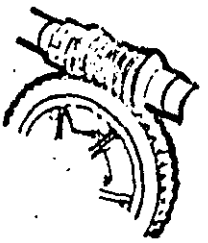


ENGRANAJE DE SINFIN CAVEX.



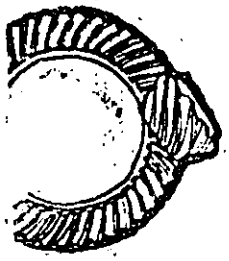
Es un engranaje desarrollado por la compañía Clevezano Worm & Gear Div. Eaton Corporaton. Consta de un sinfin concavo que acopla contra una rueda convexa. Esto permite un mejor contacto y una lubricación más efectiva.

ENGRANAJE DE SINFIN ENVOLVENTE.



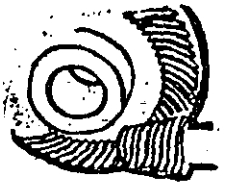
En este tipo de transmisión, desarrollado por la compañía CONE-DRIVE, EX-CELL-O, CORP., el sin fin tiene un perfil que recuerda los relojes de arena, y tiene doble cuerda de envolvente para aumentar el área de contacto e incrementar su capacidad de transmisión

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 de una gran área de contacto entre los dientes por lo que se pueden transmitir grandes cargas con él.

ENGRANAJE BEVELOID. Desarrollado por Invinsible & Co. ofrece una transmisión que prácticamente no se ve afectada por errores de montaje. Baja capacidad de carga. Puede usarse para lograr transmisiones con vueto 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 asemeje 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 reciprocante. 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)

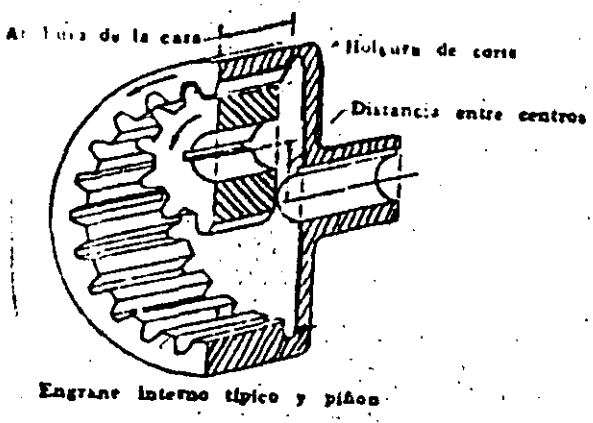


FIG. 3.4 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANE INTERNO.

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:

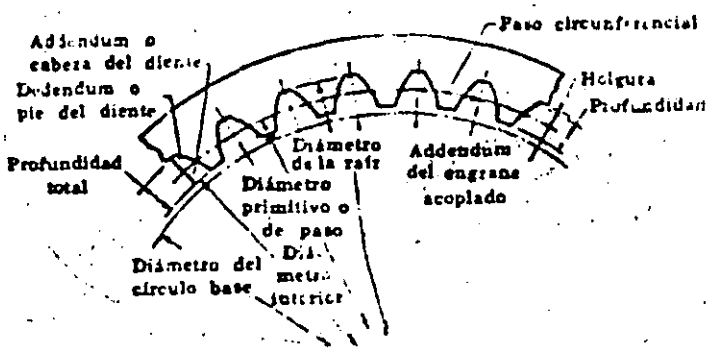


FIG. 3.5 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANAJE INTERNO

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.

TIPOS DE TRANSMISIONES Y SUS CARACTERISTICAS.

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, sólamente es posible obtener

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:

CLASIFICACION DE LAS TRASMISIONES POR ENGRANAJES.

TRANSMISIONES AUTOMOTRICES: Usadas como transmisio principal en autos, camiones, maquinaria agrícola y equipo para movimiento de tierras. Ofrecen de cuatro a diez cambios de velocidades.

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 sólamente una velocidad al frente y una reversa, y porque emplean embragues de fricción para realizar los cambios.

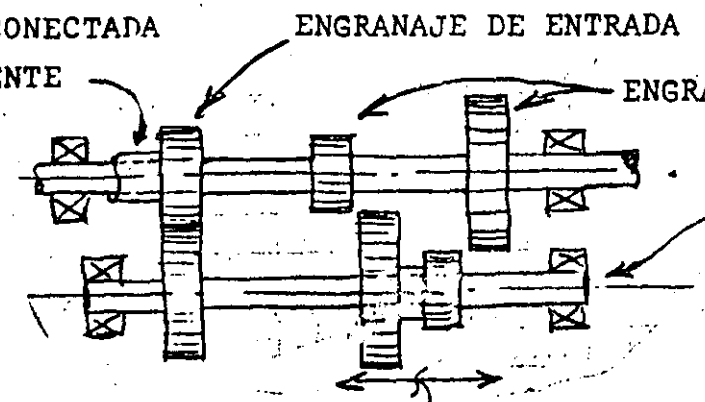
MANDOS HIDRAULICOS: Cajas de engranajes que conectan la fuente de potencia y las bombas hidráulicas en transmisiones hidrostáticas.

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.

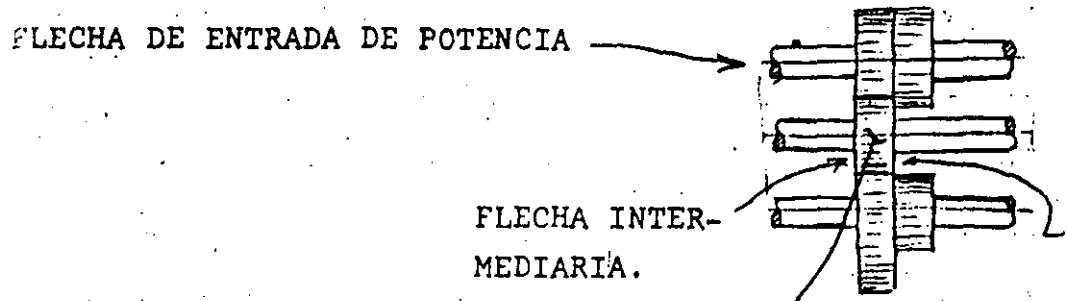
Las siguientes figuras ilustran los arreglos más comunes de las transmisiones variables - por engranajes.

FIG. 3.6 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE ENGRANAJES DESLIZANTES



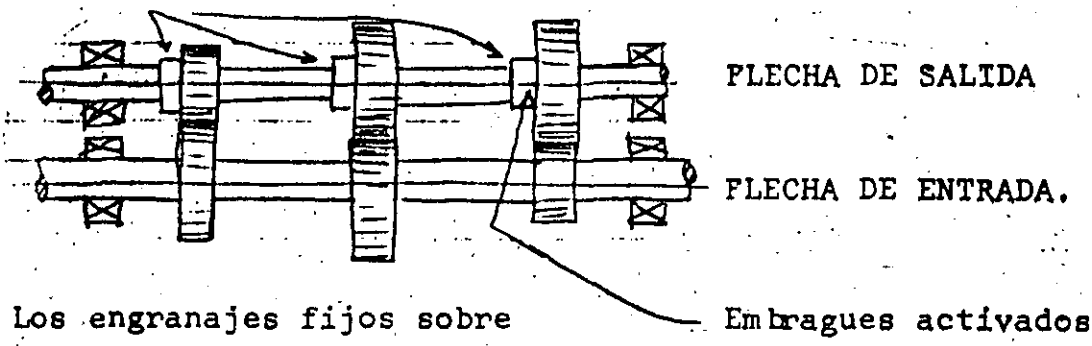
Esta es la forma más simple de las transmisiones variables por engranajes. No pueden efectuarse cambios con la transmision en movimiento, ésta debe detenerse o funcionar a baja velocidad. Se usa en máquinas herramientas, maquinaria en general y en vehículos de baja velocidad.

FIG. 3.7 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE UN ENGRANAJE LIBRE.



Provee cambios de velocidad con pequeños incrementos. Muy usada en tornos (casa Norton) y otros tipos de máquinas herramientas. La maquinaria debe detenerse antes de efectuar el cambio.

FIGURA 3.8 TRANSMISION VARIABLE CON ENGRANAJES CONTINUAMENTE ACOPLADOS



Los cambios puden realizarse mientras la transmisión está en movimient 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 bloqueados en distintas formas para ofrecer varias velocidades. Es la más compacta de las transmisiones variables por engranajes, al mismo tiempo que la

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 Ruíz 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 .

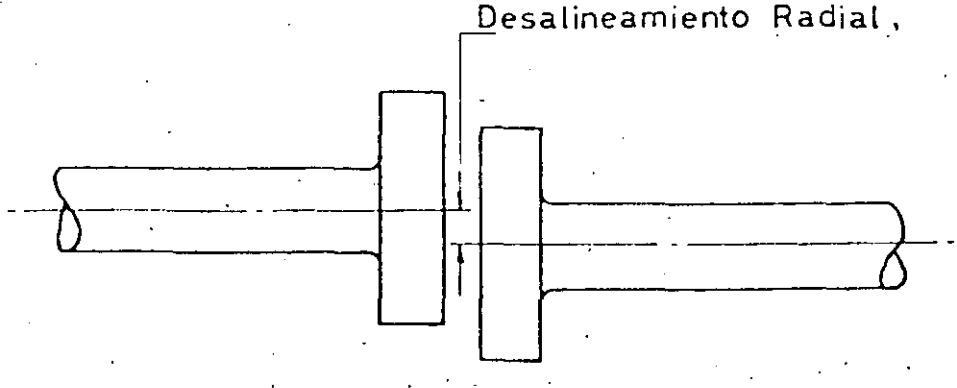
El desalineamiento puede ser de tres clases:

1o.- Radial.

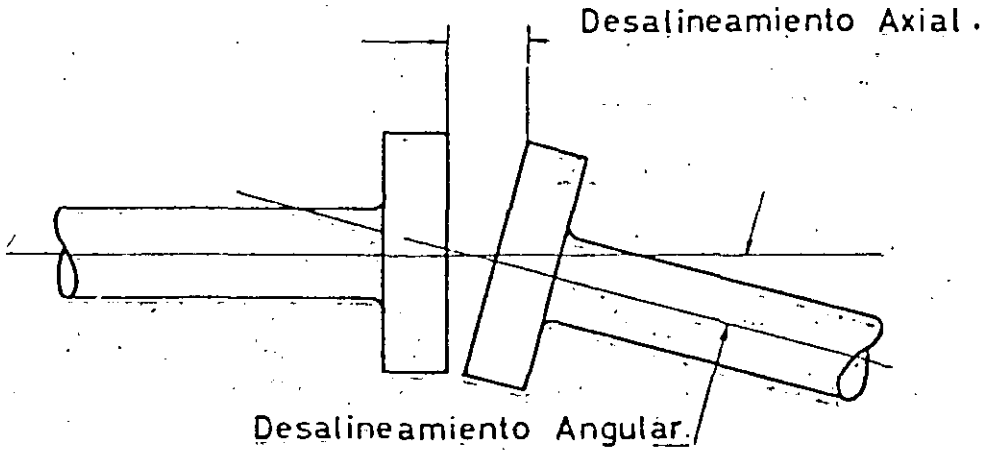
2o.- Axial ó angular.

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

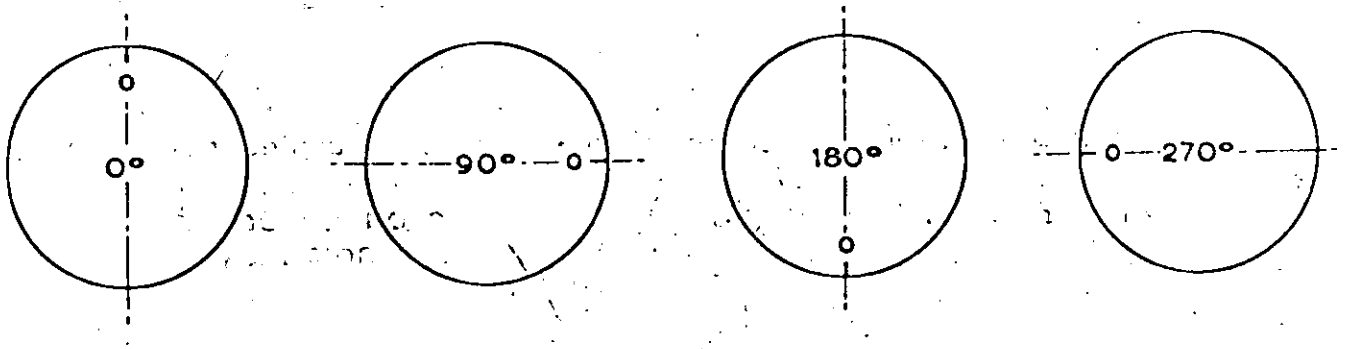
Determinación del desalineamiento en 2 flechas desalineadas.

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°

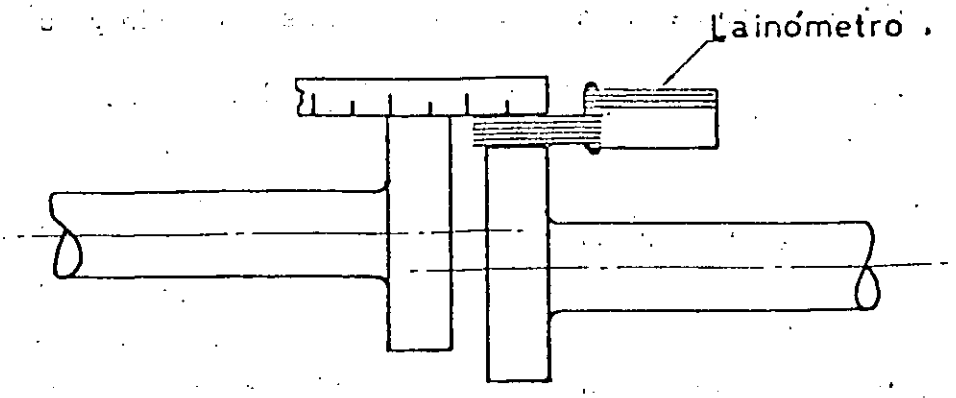


3o.- Las lecturas se tomarán después de girar las 2 flechas y haber hecho coincidir las marcas de los coples.

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 láinas y una regla.



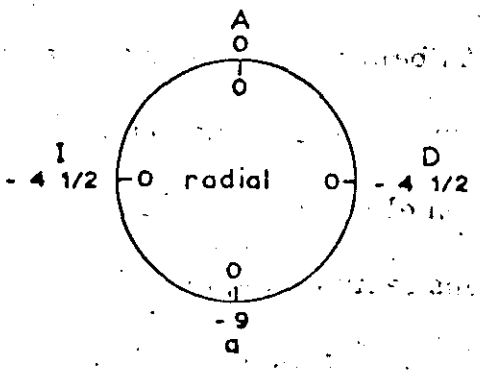
Siempre la suma algebraica de las lecturas radiales verticales es igual a la suma algebraica de las lecturas radiales horizontales

$$A + a = I + D$$

$$O + 9 = 4\tfrac{1}{2} + 4\tfrac{1}{2}$$

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:

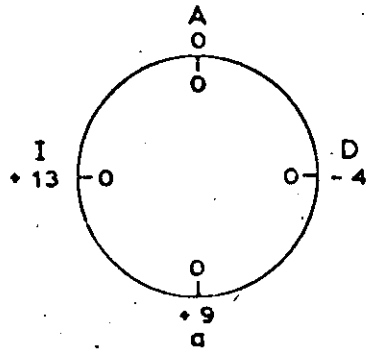


Para determinar el sentido del desalineamiento con el signo de las lecturas, es necesario saber en que cople se ha fijado el micrómetro indicador y deberá ser invariablemente anotado en la Hoja de Reporte de Alineamiento.

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:



A + a = I + D
0 + 9 = 13 - 4

Determinación del desalineamiento

El valor del desalineamiento se determina haciendo la semidiferencia algebraica de las lecturas diametralmente opuestas.

Del ejemplo No. 3 el desalineamiento vertical "V" y el horizontal "H" será:

$$V = \frac{0 - 9}{2} = -4\tfrac{1}{2} = -0.0045"$$

$$H = \frac{13 - (-4)}{2} = \frac{17}{2} = 8\tfrac{1}{2} = 0.0085"$$

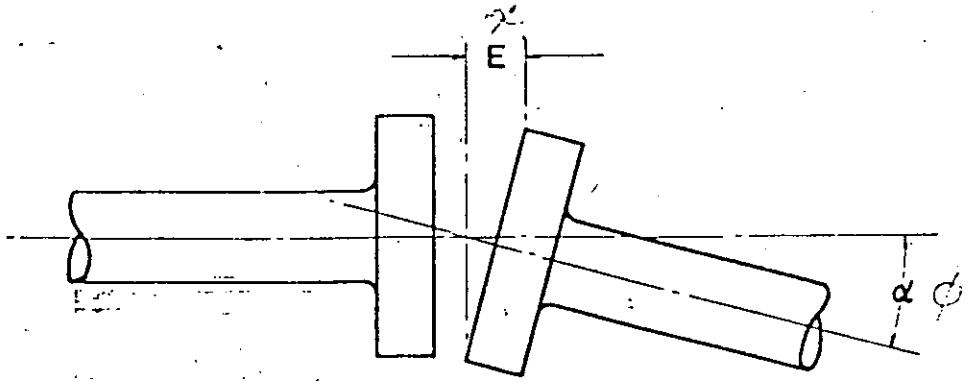
CONCLUSION:

Cople de la bomba bajo 0.0045"

Cople de la bomba a la izquierda 0.0085"

Lecturas axiales ó angulares

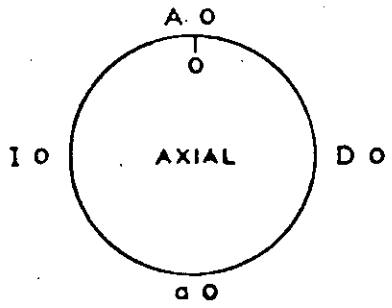
El desalineamiento puede determinarse midiendo el ángulo α ó la dimensión E. La primera es difícil de medir y es inexacto. La dimensión E es fácil de medir utilizando los mismos instrumentos que se requieren para tomar las lecturas radiales. Se mide en la dirección axial, como se indica en la figura:

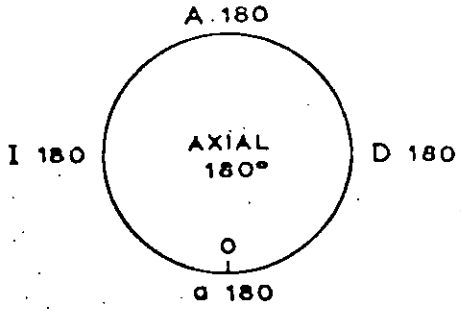


Desde luego el desalineamiento axial puede ser vertical, horizontal y combinado como es lo más común.

Las lecturas se toman también en las 4 direcciones principales: arriba, abajo, a la izquierda y a la derecha del acoplamiento.

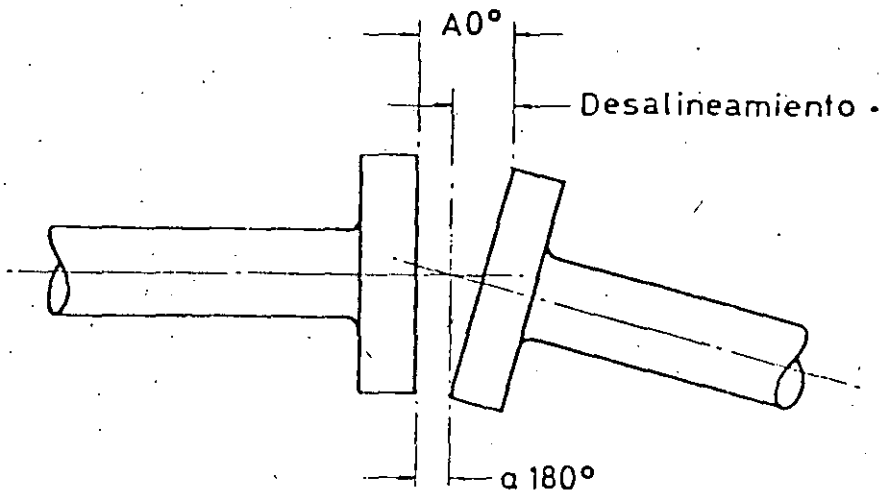
Se requieren solamente lecturas en 2 posiciones del acoplamiento, con el O arriba y a 180^{o}





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:

Desalineamiento $A_{0°} - a_{180°} = A_{180°} - a_{0°}$



pero en máquinas grandes hay movimientos axiales aun cuando las flechas tengan tejuelos.

Suponiendo que "Z" sea este movimiento axial, tendremos:

Desalineamiento $E = A_{0°} - (a_{180°} - Z)$ ó $E = (A_{180°} - Z) - a_{0°}$

Sumando $2E = A_{0°} - a_{180°} + A_{180°} - a_{0°}$

$$E = \frac{A_{0°} + A_{180°}}{2} - \frac{a_{0°} + a_{180°}}{2} \qquad (1)$$

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.

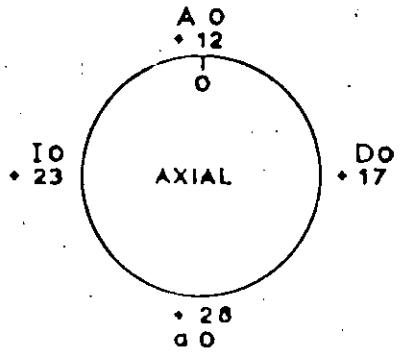
Lo expuesto para desalineamiento vertical es igual para desalineamiento horizontales y combinados.

Se ve también que los coples no son nada más que herramientas o piezas auxiliares que sirven de ayuda para medir el desalinea-

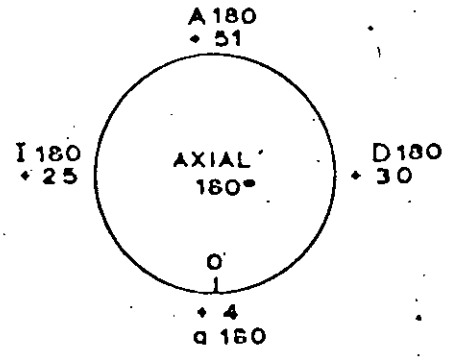
miento de las flechas.

EJEMPLO No. 4

1). Con el cero arriba y las marcas de los coples coincidentes, tomando con lainómetro 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	a_0.- 28	D_0.- 17	I_0.- 23
A_{180^o}.-	51	a_{180^o}.- 4	D_{180^o}.- 30	I_{180^o}.- 25
SUMA:	63	32	47	48
SEMI-SUMA:	$\frac{63}{2} = 31\frac{1}{2}$	$\frac{32}{2} = 16$	$\frac{47}{2} = 23\frac{1}{2}$	$\frac{48}{2} = 24$

Desalineamiento vertical: $V = 31\frac{1}{2} - 16 = 15\frac{1}{2} = 0.0155"$

Desalineamiento horizintal: $H = 24 - 23\frac{1}{2} = \frac{1}{2} = 0.0005"$

Se concluye:

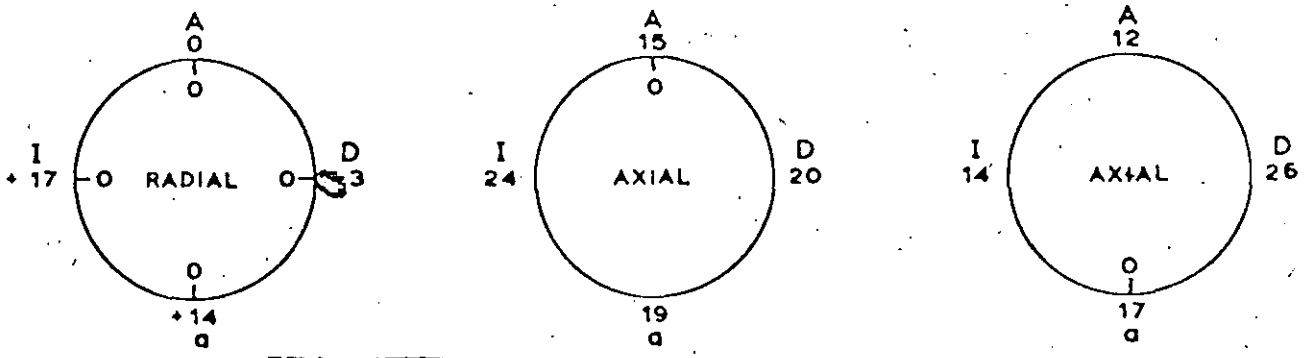
1o.- El acoplamiento está abierto arriba 0.0155"

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
SUMA	12	28	17	23
	51	4	30	25
	63	32	47	48
RESTA	32			47
	31			1
	$\frac{}{2} = 15\frac{1}{2} = 0.0155"$			$\frac{}{2} = 0.0005"$

EJEMPLO No. 5 - Con desalineamiento radial y axial, reloj 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
	27	36	38	46
RESTA		27		38
DESALINEAMIENTO		$\frac{9}{2} = 4\frac{1}{2} = 0.0045"$		$\frac{8}{2} = 4 = 0.004"$

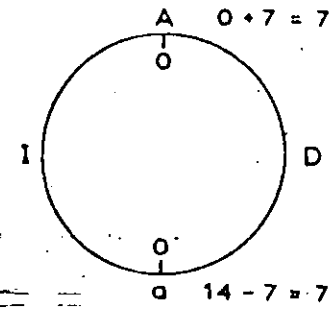
Acoplamiento abierto abajo 0.0045"

Acoplamiento abierto en la derecha 0.004"

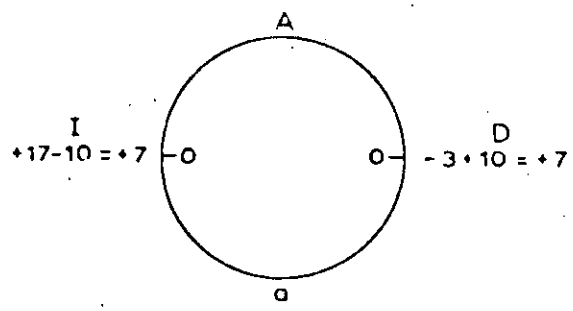
Comprobación

Radialmente

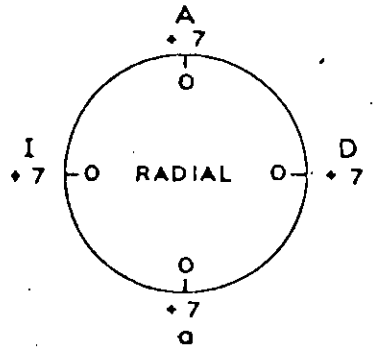
Subiendo el cople del motor 7 milésimas aumenta en 7 el valor de "A" y disminuye en 7 el de "a"



Moviendo el cople del motor 10 milésimas a la derecha, disminuye en 10 la "I" y aumenta en 10 la "D" quedando:

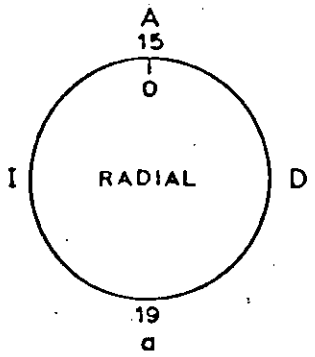


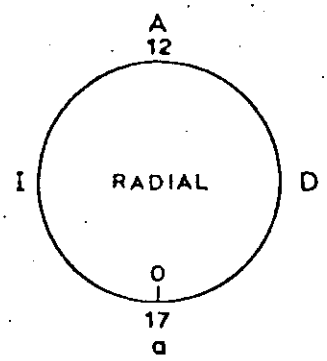
quedando el acoplamiento radialmente alineado



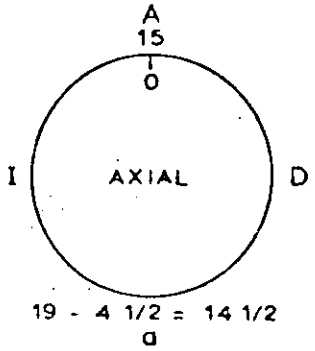
Axialmente

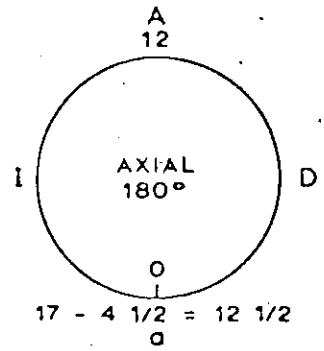
lo. Alineando verticalmente, tenemos:



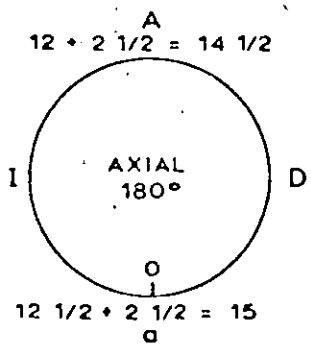


Según el cálculo anterior al acoplamiento debe cerrarse $4\frac{1}{2}$ milésimas abajo, haciéndolo quedaría:

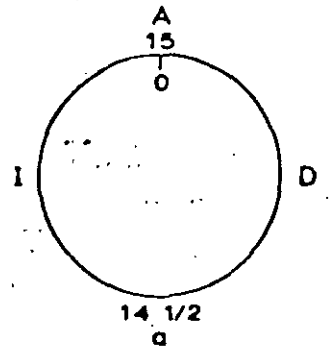


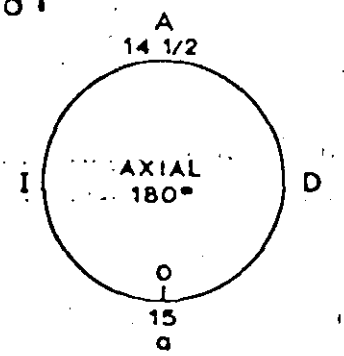


Si abrimos el acoplamiento $2\frac{1}{2}$ milésimas en la lectura Axial 180^{o}, no alteramos el alineamiento y quedaría:



finalmente las figuras quedarían:

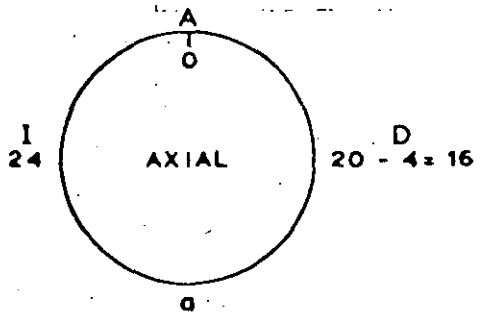


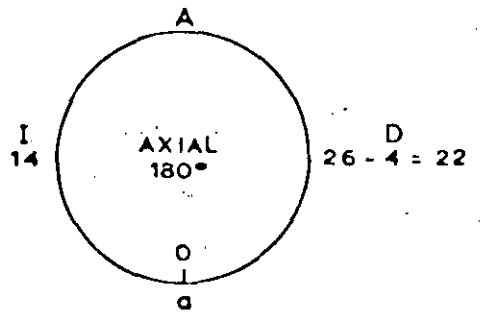


indicando que en ambas posiciones verticales, las lecturas axiales permanecen constantes y por tanto el acoplamiento está alineado axialmente en el plano vertical.

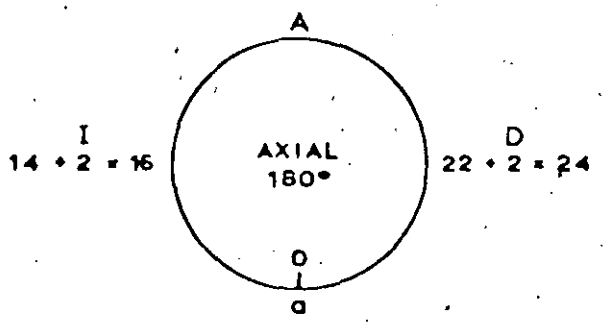
2o. Alineando horizontalmente.

Cerrando en la derecha 4 milésimas

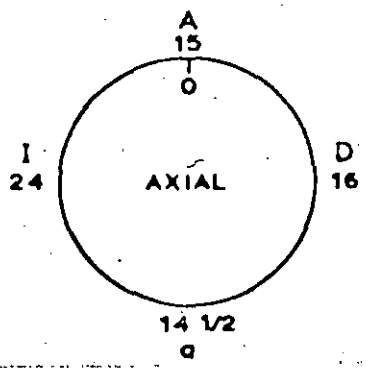


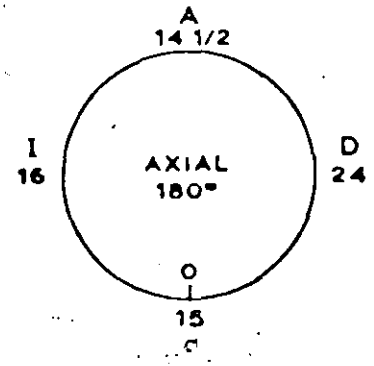


abriendo el acoplamiento
2 milésimas en axial 180°



quedando finalmente el alineamiento axial completo.





NOTA:

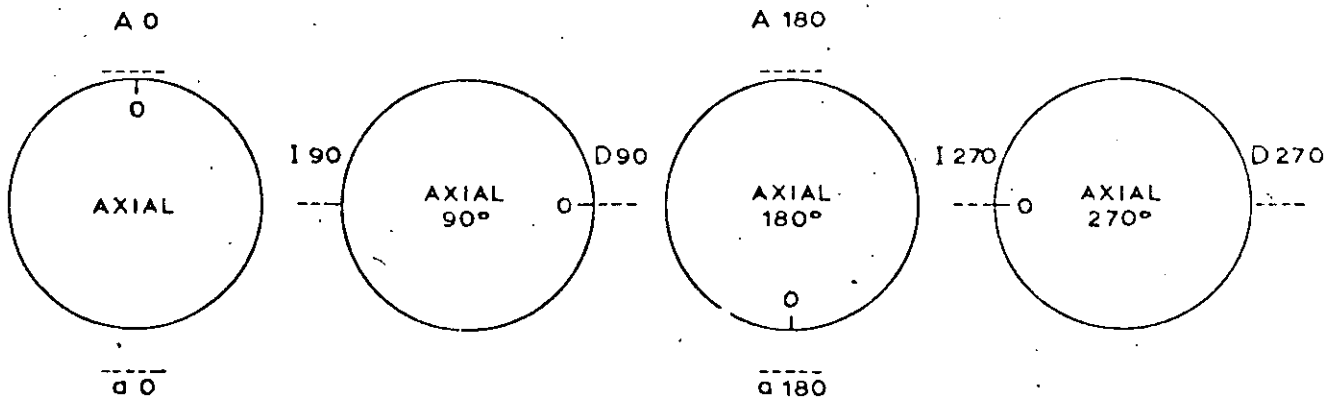
Las diferencias entre lecturas opuestas de este acoplamiento axialmente alineado, indican los defectos de los coples.

A saber: en la dirección Vertical y en la parte donde están las marcas cero "O", el acoplamiento tiene un error de $\frac{1}{2}$ milésima y a 90^{o} 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^{o}" 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:

Desalineamiento axial vertical $\dfrac{A_0 + A_{180}}{2} - \dfrac{a_0 + a_{180}}{2}$

ó también

$$\frac{a_0 + a_{180}}{2} - \frac{A_0 + A_{180}}{2}$$

Dependiendo de cual término es mayor

Desalineamiento axial horizontal $\frac{I_{90} + I_{270}}{2} - \frac{D_{90} + D_{270}}{2}$

$= \delta \quad \frac{D_{90} + D_{270}}{2} - \frac{I_{90} + I_{270}}{2}$

dependiendo de cual término es mayor.

A continuación se muestra una Forma de Reporte de Alineamiento.

HUJA DE ALINEAMIENTO

_____ DE 196__

- 90 -

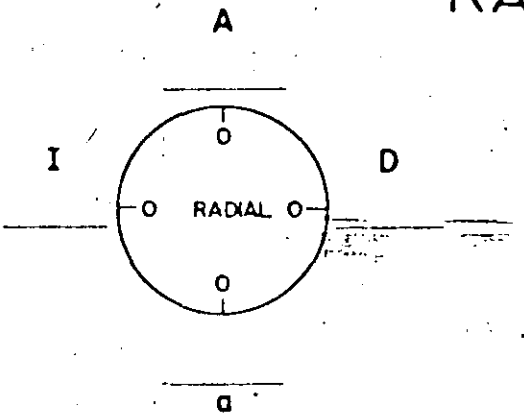
L U G A R

_____ Nº _____

EQUIPO ACOPLAMIENTO ENTRE

MICROMETRO INDICADOR O LAINOMETRO Y TACON FIJO EN COPLE DE:	LECTURAS EN:
CONDICIONES DEL EQUIPO:	

RADIALMENTE



A+a = I+D _____ = _____ ± _____ ERROR

VERTICAL $\frac{A-a}{2}$ = _____ = _____

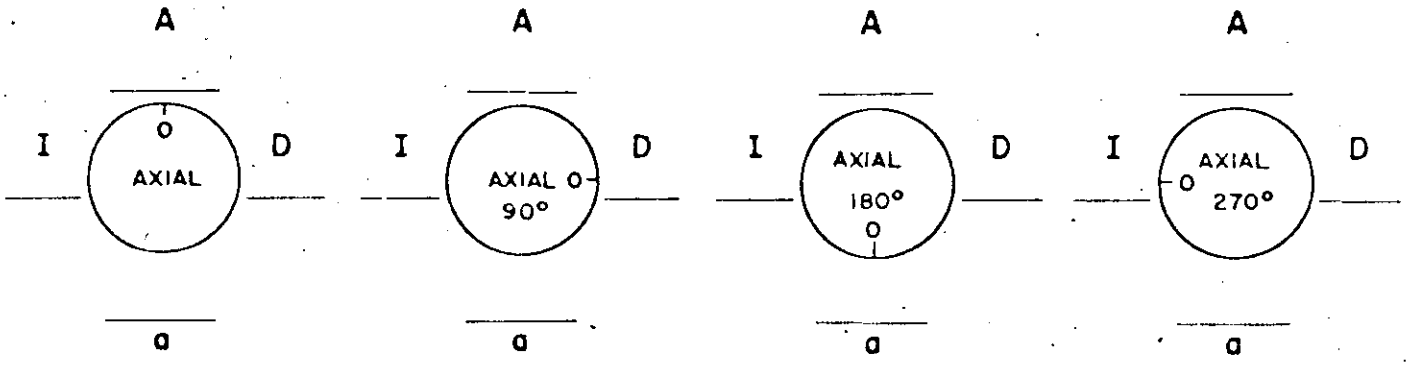
HORIZONTAL $\frac{I-D}{2}$ = _____ = _____

CONCLUSION:

COPLE DE _____

COPLE DE _____ A LA _____

AXIALMENTE



	A	a	I	D
SUMA	_____	_____	_____	_____
RESTA	_____	_____	_____	_____
	_____ = 2	_____ = 2	_____ = 2	_____ = 2

CONCLUSION:

VERTICALMENTE ACOPLAMIENTO ABIERTO _____

HORIZONTALMENTE ACOPLAMIENTO ABIERTO A LA

2a. PARTE

CORRECCION DEL DESALINEAMIENTO

1).- Hacer un cróquis 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

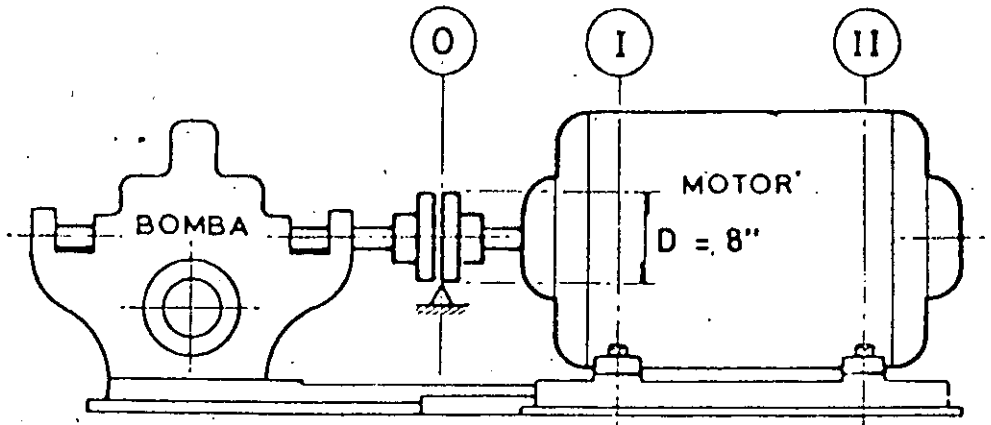
Cople del motor bajo.....0.007"

Cople del motor a la izquierda.....0.010"

Axialmente

Acoplamiento abierto abajo.....0.0045"

Acoplamiento abierto en la derecha.....0.004"



17

A = 12"

B = 48"

		A/D	B/D
Relación de distancias			
Axialmente para 1/1000"		1.5	6
Axialmente vertical			
Cerrar abajo	4.5	-6.75 = (4.5x1.5)	-27 = (4.5x6)
Radialmente vertical			
Subir motor	7 / 8	+7 / 8	+7 / 8
SUMA		+ 0.25 / 1.5	- 20 / -19
Axialmente horizontal			
Cerrar en la derecha	4	6 Derecha	24 Derecha
Radialmente horizontal			
Mover a la derecha	10 / 11	10 Derecha / 11	10 Derecha / 11
SUMA		16 Derecha / 17	34 Derecha / 35

RESUMEN : Agregar 0.00025" (0.00125) en el plano (I) y retirar 0.020" (0.019) en el plano (II).
Mover el motor 0.016" (0.017) a la derecha en el plano (I) y 0.034" en el plano (II). (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.

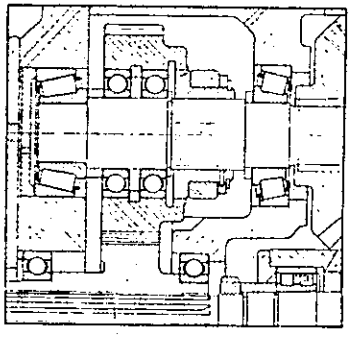
Es de primordial importancia saber cuánto deberá dejarse el alineamiento fuera de línea en frío ó en reposo para que en operación, ya caliente, a plena velocidad y con carga, la unidad quede perfectamente alineada entre la tolerancia de $\frac{1}{2}$ ó 1 milésimo de pulgada se ajuste, de tal manera, que con bajas cargas quede también alineada dentro de los límites.

Introducción

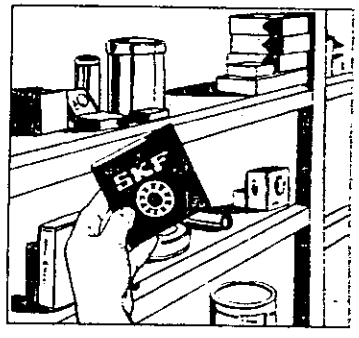
Los rodamientos son unos elementos de máquina relativamente robustos y de larga duración, especialmente si están montados correctamente y se cuidan bien. El manejo correcto en el montaje y desmontaje no implica nada extraordinario: es verdad que exigen limpieza, precisión y atención, pero ésto es totalmente 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 maquinas 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



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 (sufijo -2Z) deben no obstante utilizarse en el curso de 2 años, y los rodamientos con placas de obturación (sufijo -2RS) en tres años, puesto que la grasa de que están llenos sufre tras dicho tiempo un excesivo envejecimiento.

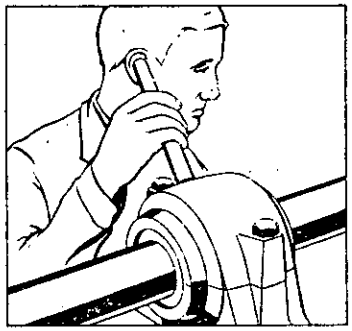
Cuídese de que los rodamientos que no se conservan en el embalaje original estén limpios, bien engrasados y envueltos en papel parafinado impregnado de aceite anticorrosivo.

Vigilancia durante el funcionamiento

Los rodamientos montados en máquinas en las que una parada acarrea serias consecuencias 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:

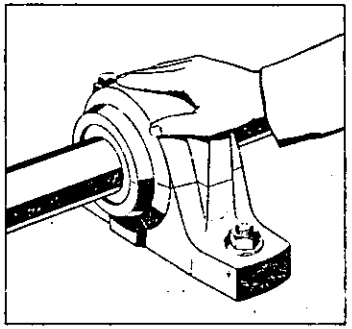
Escuchar
Tocar
Observar
Lubricar

Escuchar



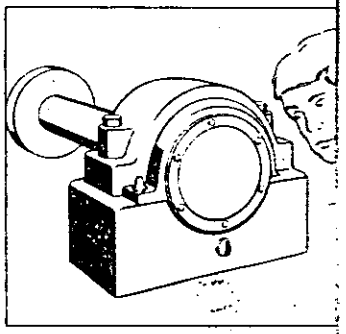
Apóyese por un extremo un palo, un destornillador u objeto similar sobre el alojamiento del rodamiento lo más próximo posible a éste. Aplique el oído al otro extremo y escuche. Si todo está en orden, debera oirse únicamente un suave zumbido. Un rodamiento dañado emite un ruido elevado, a menudo irregular y estruendoso.

Tocar



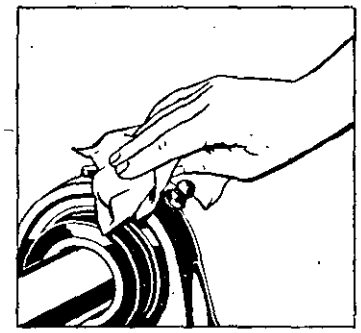
Compruébese la temperatura de la disposición mediante un termómetro, una tiza termosensible o, en muchos casos, poniendo la mano sobre el alojamiento. Si la temperatura parece anormalmente alta o varía súbitamente, es signo de alguna anomalía en el funcionamiento del rodamiento. El motivo puede ser falta de lubricante, exceso de lubricante, impurezas, sobrecarga, rodamiento dañado, insuficiente juego interno, acuñamiento, 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



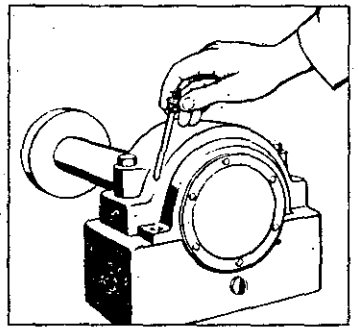
Vigile que no se escape el lubricante a través de obturaciones defectuosas o tapones mal apretados. En general las impurezas confieren al lubricante un color oscuro anormal. Revise también los dispositivos de obturación próximos a los rodamientos; deben mantenerse en tal estado que por ejemplo los líquidos calientes o corrosivos no puedan penetrar hasta los rodamientos. Compruebe el funcionamiento de la lubricación automática en caso de haberla.

Lubricar



Lubricación con grasa

Relubrique los rodamientos según las instrucciones de lubricación del fabricante de la maquina 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.

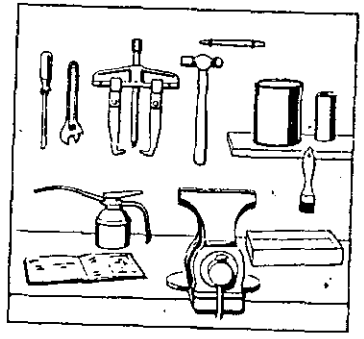


Lubricación con aceite

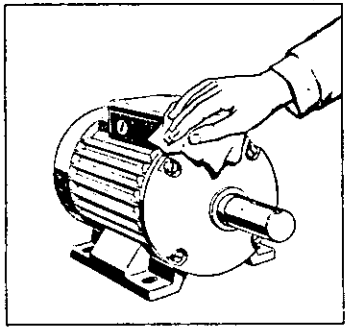
Compruebe el nivel de aceite y que el agujero de aire del tubo de nivel de aceite esté abierto. Añádase aceite en caso necesario. Para el cambio de aceite se vacía éste, y el conjunto del rodamiento se enjuaga con aceite nuevo limpio de la misma clase que el viejo, llenando a continuación con aceite 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 mas altas: hasta +100 °C, trimestralmente; +120 °C, mensualmente; y +130 °C, semanalmente.

Revisión durante las paradas

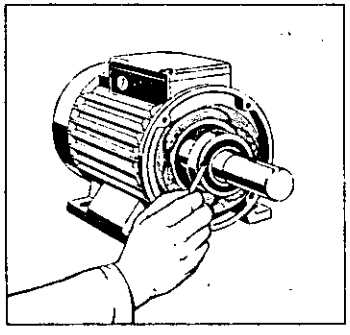
Aunque los rodamientos son componentes mecánicos robustos, con una larga duración de servicio, es prudente sin embargo, revisarlos de vez en cuando. Esto se debe efectuar preferentemente durante una parada programada de la máquina o cuando la máquina debe desmontarse por algún motivo, por ej. para su revisión o reparación.



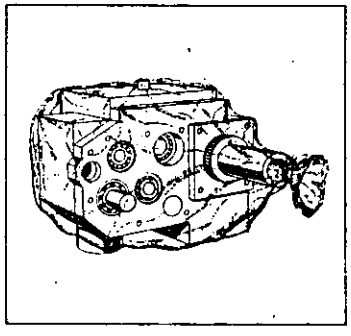
Inicie la revisión preparando el lugar de trabajo de modo que esté lo mas limpio y seco posible. Compruebe que dispone de rodamientos de repuesto, para el caso de que fuese necesario cambiar algún rodamiento. Si existen planos, estúdielos detenidamente antes de iniciar el trabajo.



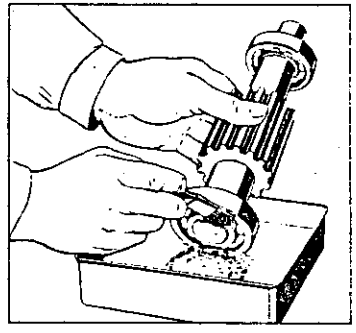
Limpie el exterior. Anote en qué orden se desmontan los elementos circundantes y sus posiciones relativas. Tenga cuidado, por. ej,. con las obturaciones de laberinto a fin de que no se quiebren al desmontarlas. No haga nunca palanca sobre las obturaciones ni las fuerce. Inspeccione las obturaciones y 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 use 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.

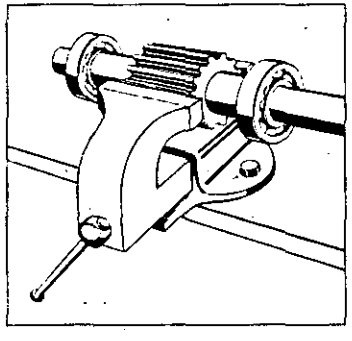
Si el rodamiento no presenta defectos, se le relubrica de acuerdo con las instrucciones del fabricante de la máquina o según las recomendaciones en las pags 45-47. Colóquense nuevamente las coturaciones y las tapas.

Desmontaje de rodamientos

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!

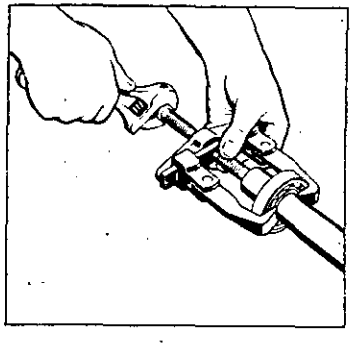


Si por algún motivo hay que desmontarlo, es una buena regla señalar primeramente como va montado el rodamiento, o sea qué es lo que iba "arriba" y "delante", etc. Naturalmente hay que observar luego que el rodamiento quede montado de la misma forma.

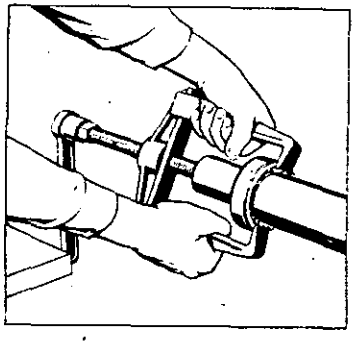
Empiece el trabajo de desmontaje con la preparación de las herramientas necesarias — en las pags. 48 y 49 se encuentran ejemplos de herramientas apropiadas que vende SKF. Los distribuidores de SKF tendran mucho gusto en facilitarle información complementaria de la gama completa de herramientas.

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.

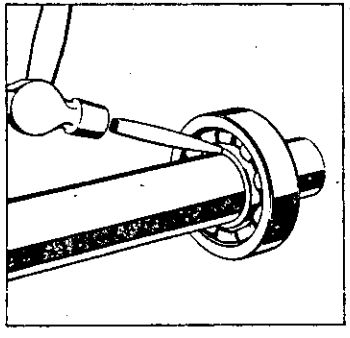
Ajuste de apriete en el eje



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.

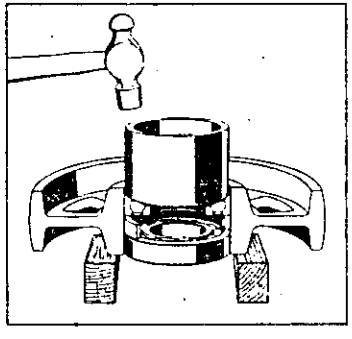


Si resulta imposible agarrar el aro interior con el extractor, puede admitirse que éste se aplique al aro exterior pero es muy importante hacer girar el aro exterior durante el desmontaje a fin de que la fuerza de extracción no dañe algún elemento del rodamiento. Disponga un tope que impida girar el tornillo del extractor, agarre los brazos del extractor y dele vueltas ininterrumpidamente.

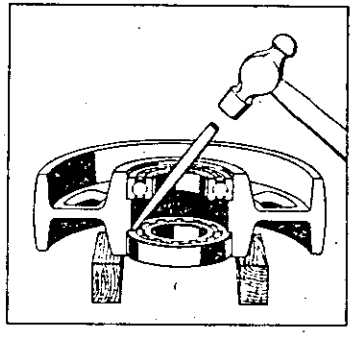


Si no se dispone de extractor apropiado, puede emplearse un botador con punta redondeada u otra herramienta similar. Apliquela sobre el aro interior. ¡No de martillazos directamente sobre el rodamiento! Tenga gran cuidado al emplear este metodo, porque es muy fácil dañar el eje y el rodamiento.

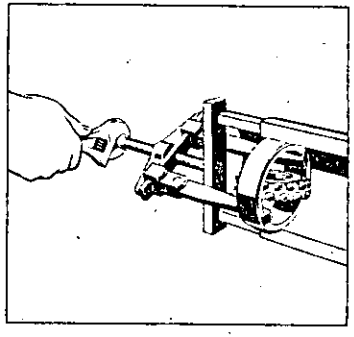
Ajuste de apriete en el alojamiento



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.

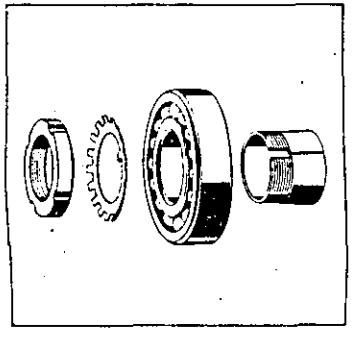


Emplee un botador con punta redondeada u otra herramienta por el estilo, en caso de haber un resalte entre los rodamientos.

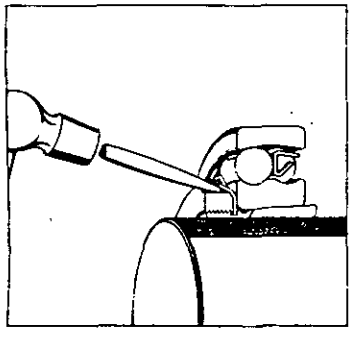


El aro interior de rodamientos de bolas o rodillos a rótula normalmente puede ladearse de modo que sea posible introducir un extractor.

Rodamientos montados sobre manguitos

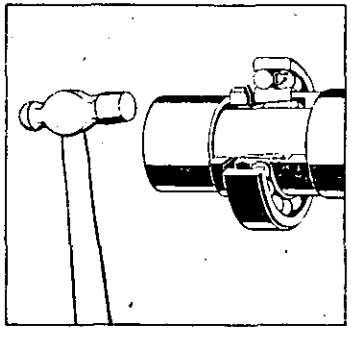


Los rodamientos a rótula suelen montarse sobre manguito de fijación o de desmontaje. Esto tiene la ventaja de que el eje no necesita mecanizarse con tanta precisión y que el trabajo de montaje y desmontaje se facilita considerablemente. En el grabado se representan de izquierda a derecha tuerca, arandela de retención, rodamiento y manguito de fijación.

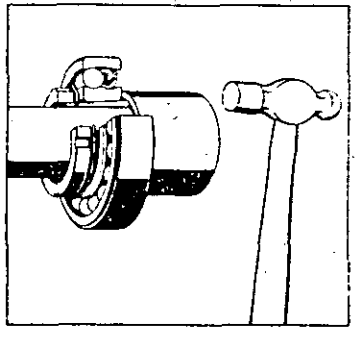


Manguito de fijación

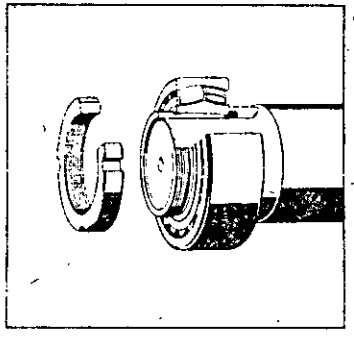
Previamente al desmontaje se señala la posición del manguito sobre el eje. A continuación se levanta la lengüeta doblada de la arandela de retención.



Desenrósquese 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.

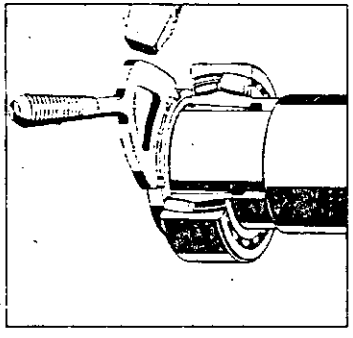


Si el rodamiento está montado sobre un eje sin resalte o si no hay casquillo separador entre el rodamiento y el resalte del eje, la herramienta se aplicará en cambio al aro interior del rodamiento.

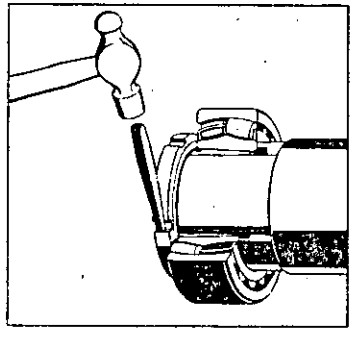


Manguito de desmontaje

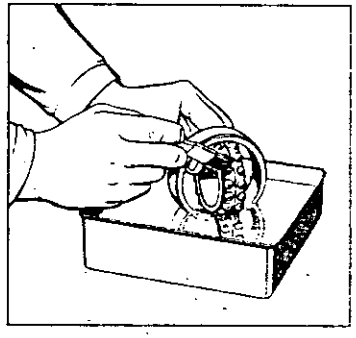
Tratandose de rodamientos pequeños y medianos se extrae el manguito mediante una tuerca de la misma clase que la empleada con los manguito de fijación Recuerde sin embargo que la rosca y la cara de la tuerca vuelta hacia el rodamiento deben primero untarse por ej. con pasta de bisulfuro de molibdeno.



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 facilmente mediante la tuerca hidraulica de SKF, vease la pag. 48.

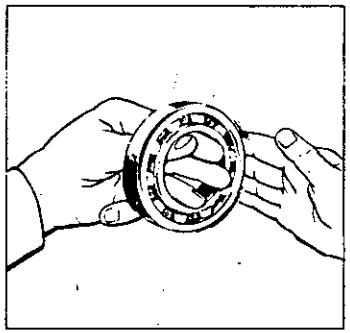


Si el manguito que ha de desprenderse es pequeño, puede emplearse por ej. un botador en lugar de una llave de gancho.

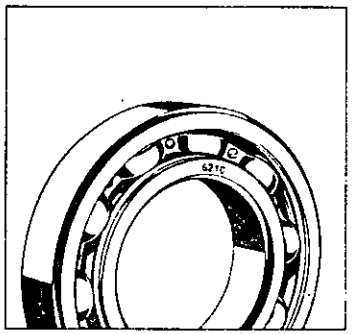


Una vez desmontado, el rodamiento debe inspeccionarse. Lávelo primero en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Mire si hay huellas en los caminos de rodadura y en los 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.



Haga girar el aro exterior y escuche si el ruido es normal.

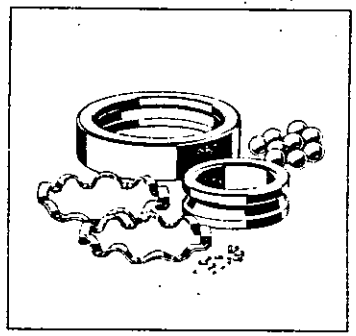


Un rodamiento que no presente daños en los caminos de rodadura, elementos rodantes o jaulas, que gira uniformemente y no tiene un juego interno anormalmente grande, puede sin riesgo alguno volverse a montar. Respecto a la relubricacion del rodamiento vease la pág. 43. Si se carece de documentación debe anotarse la designación del rodamiento, la cual va grabada generalmente en la cara del aro exterior o interior.

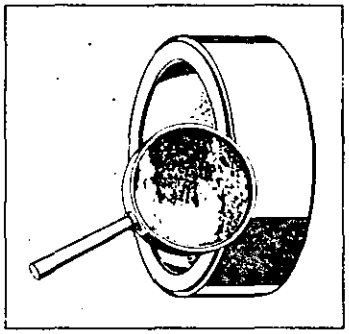
Averías de los rodamientos

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:

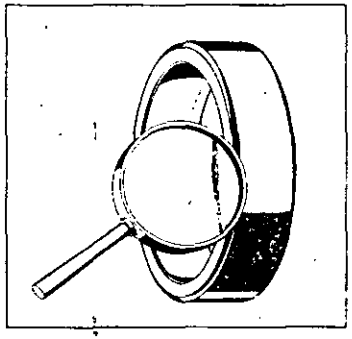
- **defectos de montaje**
- **lubricación defectuosa**
- **impurezas en el rodamiento**
- **agua en el rodamiento**
- **defecto de forma en el soporte o eje**
- **daños por vibración**
- **paso de la corriente eléctrica**
- **fatiga del material**



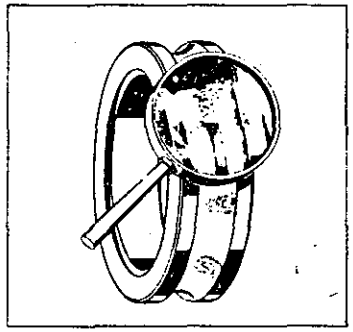
Desarme el rodamiento dañado. Si la jaula está remachada se corta la cabeza de un par de remaches y luego puede romperse con ayuda de un destornillador o herramienta similar. Los diez grabados siguientes muestran averías típicas. Consisten la mayoría de las veces en lo que se denomina descascarillado, 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 lesion y la dispersión de los fragmentos metálicos con el lubricante, se extiende pronto.



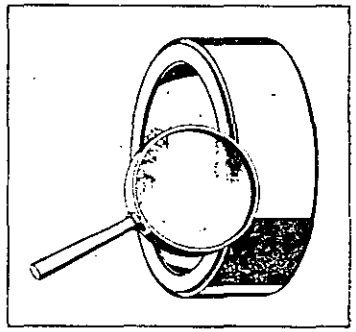
Si el rodamiento se monta mal, por ej. calandolo excesivamente fuerte sobre manguito de fijación o asiento cónico, puede sufrir una precarga. La figura representa descascarillados en el camino de rodadura del aro exterior debidos a precarga radial de esta clase.



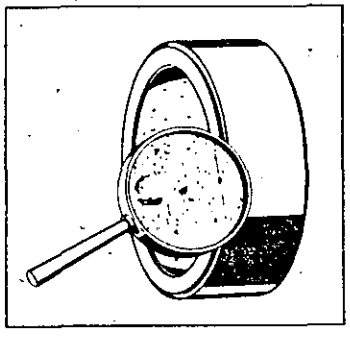
Una precarga axial puede originarse por ej. cuando el rodamiento queda acuñado lateralmente. Los desperfectos mostrados en la figura fueron originados por falta de espacio en el soporte; el rodamiento no pudo seguir el desplazamiento axial que se produjo al alargarse el eje debido a dilatación térmica.



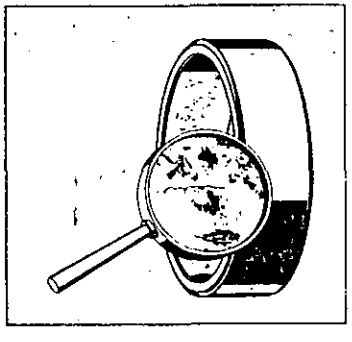
Si un rodamiento que ha de montarse con ajuste de apriete sobre el eje se cala dando golpes sobre el aro exterior, pueden producirse daños del tipo mostrado en la figura. Estos daños pueden también originarse al dar golpes sobre un extremo del eje, una polea etc., sin apoyo de contención. En tal caso se producen fácilmente huellas en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que se acorta la duración.



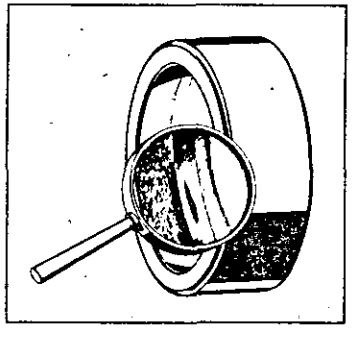
Un rodamiento mal lubricado presenta unos caminos de rodadura con un pulido de gran brillo pero a menudo también con micro-grietas en la superficie. Por regla general es sin embargo la jaula la que se rompe primero, con lo que una bola o un rodillo fácilmente quedan acuñados y se produce la avería total del rodamiento. También puede ocurrir que el rodamiento se caliente por funcionar con falta de lubricante.



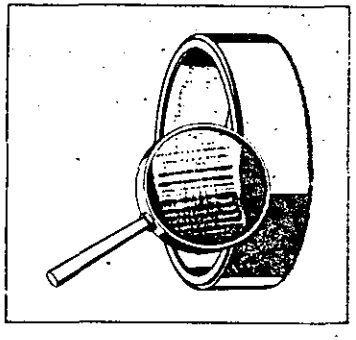
Si en el rodamiento penetran impurezas en forma de partículas sólidas, se originan fácilmente desperfectos del tipo mostrado en la figura. Las partículas ocasionan huellas de presión en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con posible descascarillado en forma de escamas. Las impurezas pueden naturalmente haber ya entrado en el montaje, pero lo más probable es que alguna de las obturaciones esté defectuosa.



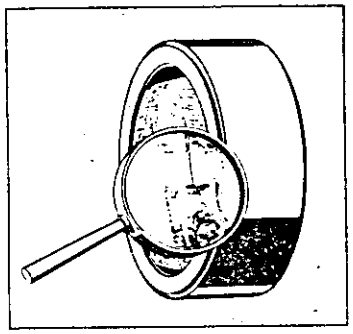
Todos los componentes del rodamiento son generalmente metálicos. Los metales son sensibles a la acción del agua, especialmente del agua salada. Una brusca caída de temperatura puede dar lugar a una condensación originando así corrosión.



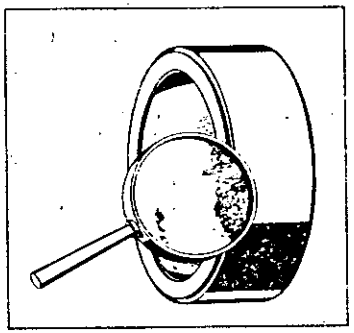
Falta de redondez del alojamiento del rodamiento en el soporte o de su asiento sobre el eje puede dar lugar a avería del rodamiento. En tales casos se producen a menudo los desperfectos en dos puntos opuestos. También otros defectos de forma pueden perjudicar al rodamiento. Una viruta metálica entre 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.



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.

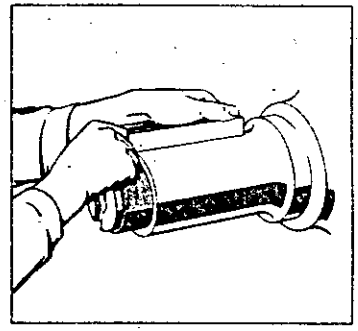


El motivo de que se presenten descascarillados por fatiga puede a veces ser simplemente que el rodamiento ha alcanzado su duración efectiva. Esta sobrepasa generalmente en forma apreciable la duración nominal calculada.

Montaje de rodamientos

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de montar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

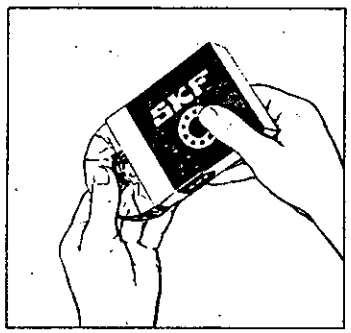
Ajuste de apriete en el eje
Ajuste de apriete en el alojamiento
Rodamientos de rodillos cilíndricos
Rodamientos de rodillos cónicos
Rodamientos sobre manguito
Llenado de lubricante
Pruebas e informes



Una condición para que un rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es que en su montaje se utilice 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.

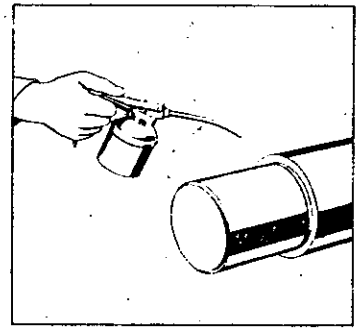
Empiece el trabajo de montaje reuniendo las herramientas necesarias—en las págs. 48 y 49 hay ejemplos de herramientas apropiadas de montaje que SKF vende. El distribuidor de SKF le facilitará gustosamente informaciones complementarias de toda la gama de herramientas.

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.

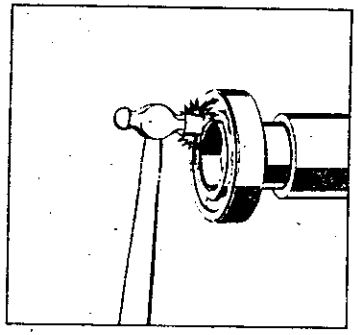


Al cambiar un rodamiento, el nuevo no debe sacarse del envase hasta el momento de montarlo. No quite el agente antioxidante excepto en la superficie cilíndrica exterior y en el agujero. Limpiar estas superficies con white spirit, secándolas con un trapo sin hilachas limpio.

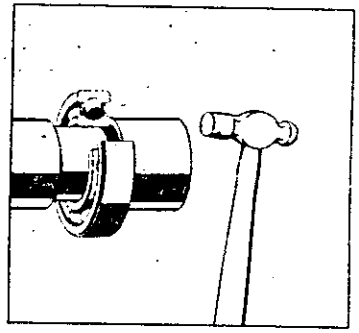
Ajuste de apriete en el eje



Unte con aceite fluido el asiento del rodamiento antes de su montaje. Con esto se pretende evitar daños en el eje.

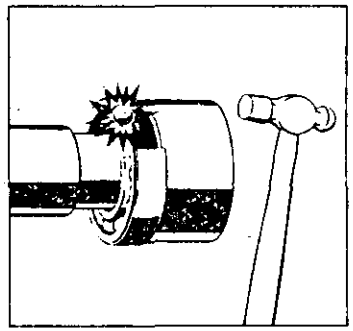


No de nunca martillazos directamente sobre el rodamiento sino intercale siempre algún elemento. El aro podría quebrarse, la jaula dañarse o desprenderse fragmentos metálicos y estropear el rodamiento al hacerlo funcionar.

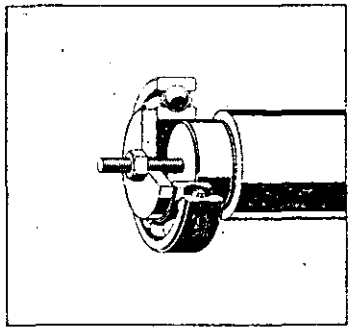


Los rodamientos pequeños se montan mediante un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y estar exentos de rebabas.

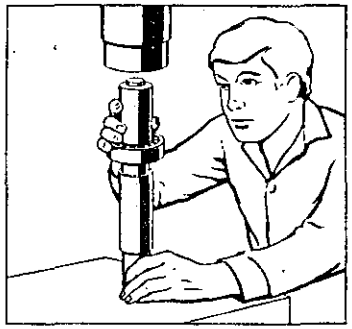
Aplique le herramienta al aro interior. Para dar los golpes emplee un martillo corriente. Los martillos de plomo u otro metal blando no son apropiados por desprenderse fácilmente escamas. Vigile que el rodamiento no entre torcido al calarlo sobre el eje.



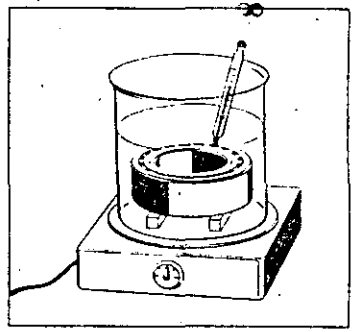
No cale nunca presionando sobre el aro exterior al montar el rodamiento sobre el eje. Podría dañar los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que la duración del rodamiento disminuiría considerablemente.



Si el eje lleva roscas interiores o exteriores, éstas pueden aprovecharse para el montaje.



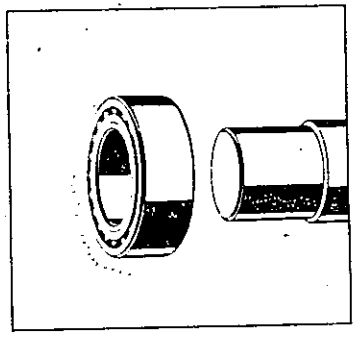
Si se dispone de una prensa mecánica o hidráulica, pueden montarse en frío rodamientos pequeños y medianos. Intercale un casquillo o trozo de tubo bien limpio entre la prensa y el aro interior.



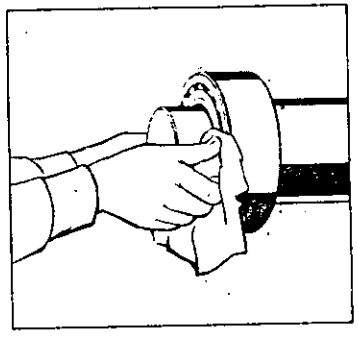
El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente, siendo una temperatura apropiada unos 80–90 °C por encima de la temperatura ambiente. Un rodamiento no debe sin embargo calentarse a más de +120 °C. Generalmente se calientan en baño de aceite. Utilícese aceite limpio con un punto 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. Empléese 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.

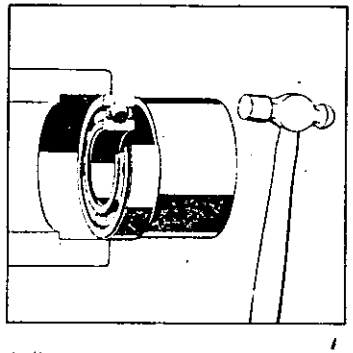


Póngase guantes protectores limpios o utilice trapos limpios para coger el rodamiento caliente. Vacíese el aceite que pueda quedar en el aro exterior y séquese el agujero del rodamiento. Acto seguido deslícese el rodamiento rápidamente sobre el eje.

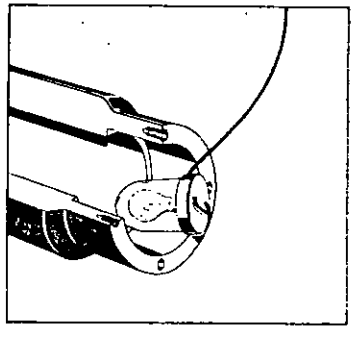


Presione el rodamiento contra la superficie de apoyo hasta que se haya enfriado, a fin de que el aro interior se ajuste bien al resalte.

Ajuste de apriete en el alojamiento



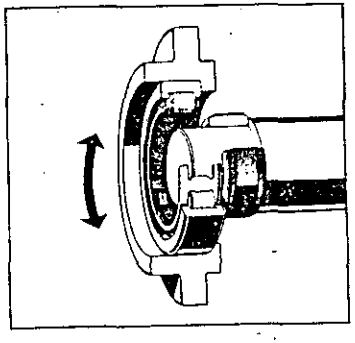
Acéitese el alojamiento del rodamiento, empléese para el calado un botador de segmento o un botador tubular bien limpio, pero aplicándolo al aro exterior. Vigile que el rodamiento no se tuerza al montarlo. También en este caso es conveniente emplear una prensa mecanica o hidráulica. Por lo demás las 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.



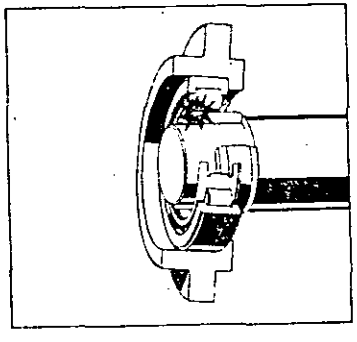
El alojamiento debe a veces calentarse para poder montar el rodamiento. Generalmente basta con un aumento de temperatura relativamente pequeño, puesto que el ajuste raramente es especialmente fuerte. Para el calentamiento puede emplearse una lámpara eléctrica, el aparato calentador de SKF, aceite caliente 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 retengase hasta que el alojamiento se haya enfriado lo suficiente para que el rodamiento quede bien fijado.

Rodamientos de rodillos cilíndricos

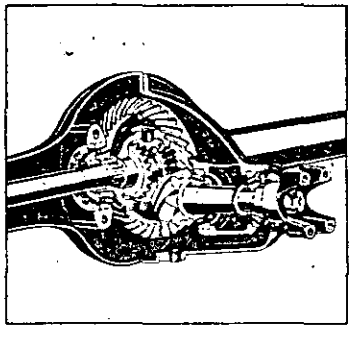


Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden generalmente montarse por partes. Móntese primero el aro libre y acéitese ligeramente el camino de rodadura. Acéitense seguidamente los rodillos y colóquese el otro aro con la corona de rodillos al mismo tiempo que se hace girar el eje o el alojamiento. Vigile que la corona de rodillos entre de forma correcta. Se recomienda el uso de un casquillo guiador.

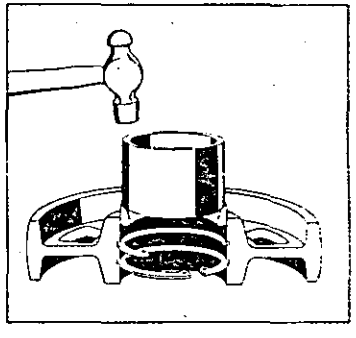


Si la corona de rodillos entra torcida sin haberse previamente aceitado o sin hacerla girar, es fácil que se dañe un aro o alguno de los rodillos.

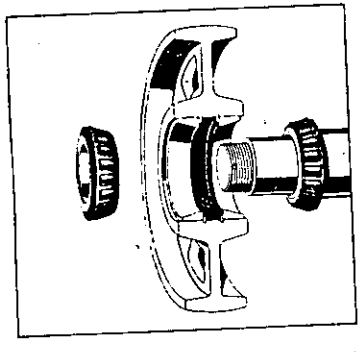
Rodamientos de rodillos cónicos



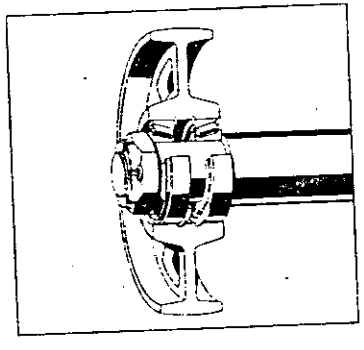
El montaje de rodamientos de rodillos cónicos puede ser relativamente complicado. Frecuentemente han de montarse con un determinado juego interno o ajustarse a una cierta precarga predeterminada mediante muelles o arandelas de reglaje. Si no se dispone de las instrucciones de montaje del fabricante de la máquina, SKF facilita gustosamente información.



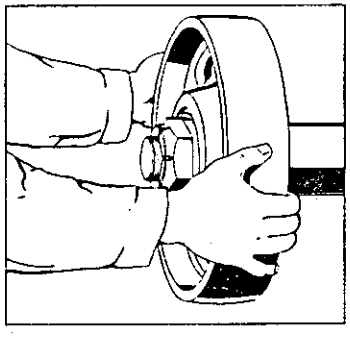
Aplicaciones sencillas de rodamientos en ruedas pueden no obstante montarse sin mayores problemas. Empiécese por calar los aros exteriores en el cubo con ayuda de un manguito de montaje o un botador tubular bien limpio. Compruebese que los aros queden apoyados contra los respectivos anillos de retencion (resaltes).



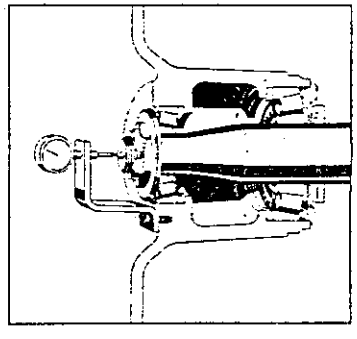
Móntese a continuación en la mangueta el cono interno con su correspondiente corona de rodillos del rodamiento. Llénese de grasa apropiada el espacio entre los rodillos en ambos rodamientos y entre los aros exteriores. Colóquese la rueda y móntese a continuación el cono externo.



Enrósquese la tuerca y apriétese, haciendo girar simultaneamente la rueda. Cuando la rueda empiece a ofrecer resistencia aflójese la tuerca solo lo necesario para que la rueda empiece nuevamente a girar suave. Asegure la tuerca y coloque inmediatamente el tapacubos.

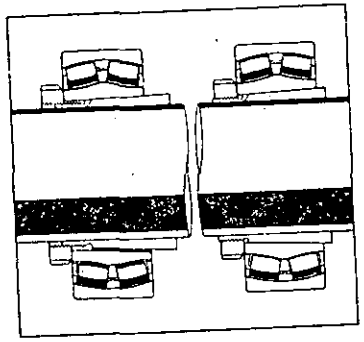


Compruebe el juego interno en la aplicacion de rodamientos de ser posible, por ejemplo, haciendo oscilar el alojamiento o el eje. Si los rodamientos se aprietan excesivamente resultará muy pronto una averia del rodamiento.

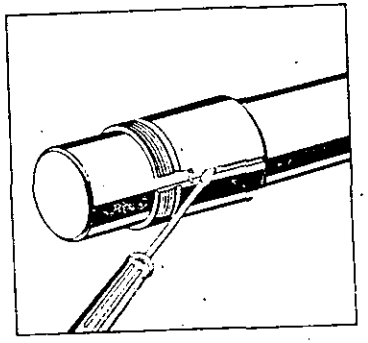


Si se requiere un montaje muy meticuloso puede emplearse un comparador para medir el juego interno axial de los rodamientos. Es importante que durante el ajuste y antes de la medicion se de algunas vueltas al eje o al alojamiento para que los extremos de los rodillos adquieran buen contacto con la pestaña guia.

Rodamientos sobre manguito

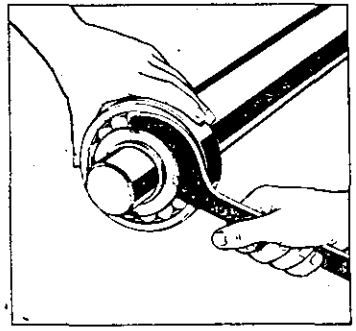


El aro interior de un rodamiento con agujero cónico se monta siempre con ajuste de apriete, generalmente sobre manguito de fijación o de desmontaje. El grado de apriete depende de lo que se cale el rodamiento sobre el cono. El juego radial original del rodamiento disminuye gradualmente durante el calado — la reducción de juego es por tanto una medida del apriete obtenido.

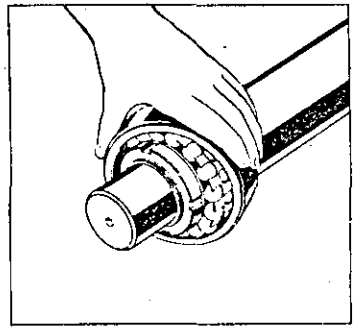


Manguito de fijación

Desllcese el manguito de fijación sobre el eje hasta la posición marcada al desmontarlo; esto 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 donde 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 cual es la posicion correcta del manguito

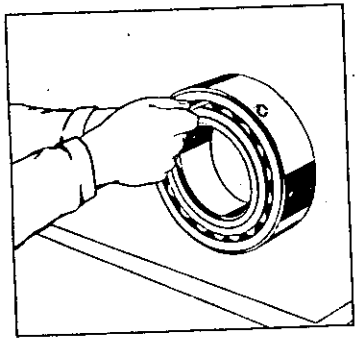


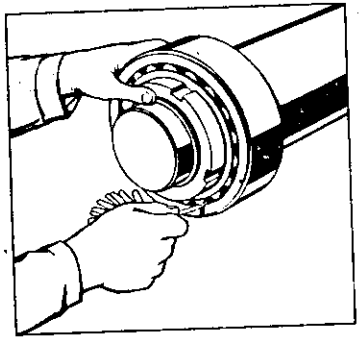
Quítese el agente antioxidante del agujero del rodamiento, pero solo del agujero, antes de montarlo. Pásese el rodamiento sobre el manguito de fijación y enrósquese la tuerca. Cale el rodamiento apretando la tuerca.



Al montar rodamientos de bolas a rótula sobre manguito de fijación se comprobara 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.

SKF





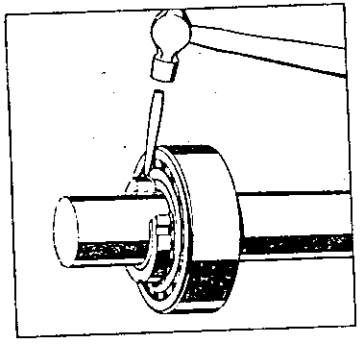
Antes de montar un rodamiento de rodillos a rótula sobre manguito de fijación, se medirá el juego interno con un juego de galgas de espesores. Con el rodamiento vertical sobre el banco de trabajo gírese el aro interior un par de vueltas de modo que los rodillos se sitúen debidamente antes de introducir la galga. Mídase entre el rodillo superior y el aro exterior. Inicíese la medición con una galga relativamente delgada y auméntese 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. Mídase 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.

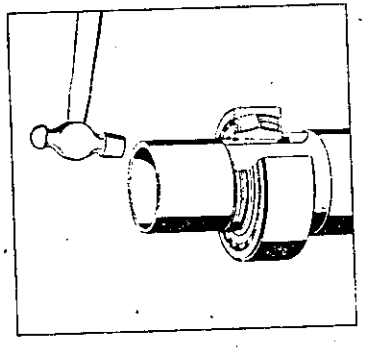
Grandes cargas, elevado número de revoluciones y grandes diferencias de temperatura entre el aro interior y el exterior (el interior mas caliente que el exterior) implican que el juego remanente en el rodamiento deba ser relativamente grande. En tales casos se emplean por regla general rodamientos con juego interno mayor que el normal, o sea juego C3 ó C4, montandolos con la máxima reducción de juego indicada en la tabla. Si el aro exterior se calienta mas que el interior se emplea por regla general un juego interno menor que el normal.

Diámetro del agujero d		Reducción del juego radial interno		Calado axial [1]				Juego mínimo residual admisible después del montaje para rodamientos con juego interno inicial		
				Conicidad 1:12		Conicidad 1:30				
más de	hasta incl.	mín	máx	mín	máx	mín	máx	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	1 000	0,410	0,550	6,3	8,5	15,8	21	0,300	0,430	0,640
1 000	1 120	0,450	0,600	6,8	9,0	17	23	0,320	0,460	0,700
1 120	1 250	0,490	0,650	7,4	9,8	18,5	25	0,340	0,540	0,770

[1] Valido unicamente para ejes macizos de acero



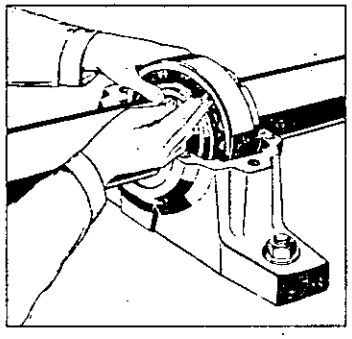
Desenrosquese la tuerca una vez terminado el calado y colóquese la arandela de retención. Seguidamente apriétese la tuerca y doblese una lengüeta de la arandela para que coincida con alguna de las muescas de la tuerca. Midase nuevamente el juego remanente del rodamiento y verifíquese que no haya variado.



Manguito de desmontaje

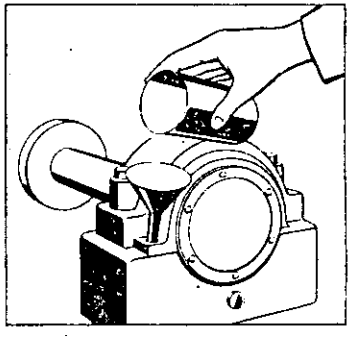
Calese el manguito de desmontaje con ayuda de un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Compruebese el calado midiendo la reducción de juego.

Llenado de lubricante



Lubricacion por grasa

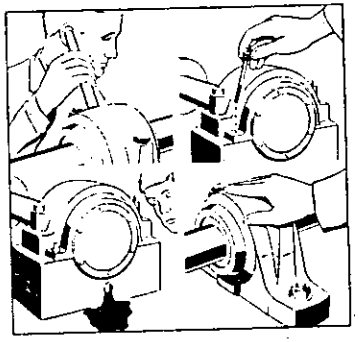
Llénense los espacios entre las bolas o los rodillos con una grasa apropiada para las condiciones de trabajo. El espacio libre alrededor del rodamiento se llena de grasa normalmente entre la tercera parte y la mitad. Si el rodamiento funciona a un número muy elevado de revoluciones debe disminuirse algo 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

Llénese con aceite de la calidad prescrita y en la cantidad adecuada. Si se recomienda un nivel de aceite para el funcionamiento, se debe comprobar tambien.

Pruebas e informes



Immediatamente 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 periodo 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 maquina 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 despues del montaje, qué lubricante se ha empleado etc. deben recopilarse en un informe. Si el informe se completa con un esquema de entretenimiento, en el que se especifique la relubricacion, trabajo de inspección etc., se tendra 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 sequir las instrucciones. En caso de faltar tales instrucciones, pueden ser utiles 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 eleccion 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 si 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 maquina 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. Adicionandoles 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.

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 lítica 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 valido 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

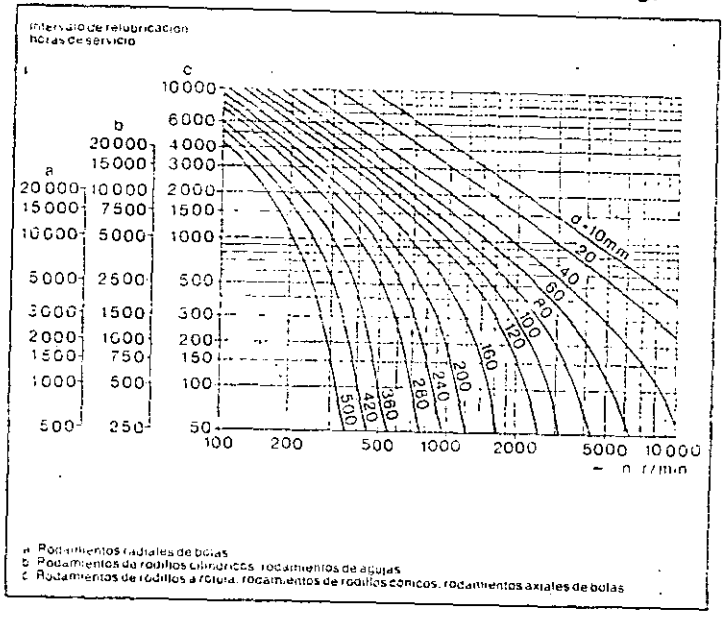
Si se carece de información sobre la cantidad necesaria de grasa para la relubricación, puede calcularse mediante la fórmula

$$G = 0{,}005\ D\ B$$

siendo
G = cantidad de grasa en gramos
D = diámetro exterior del rodamiento en milímetros
B = ancho del rodamiento en milímetros

Lubricación por aceite

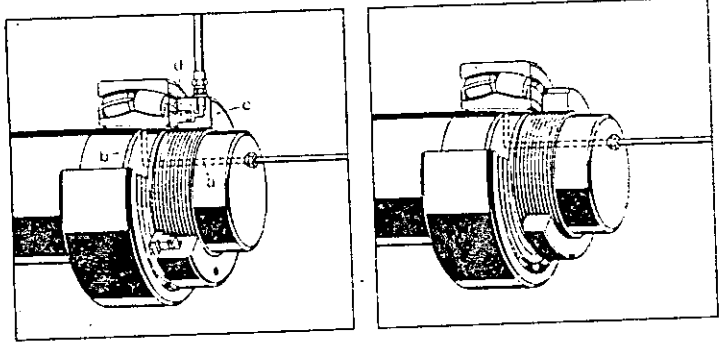
Para la lubricación de rodamientos deben emplearse aceites minerales refinados. A temperaturas de funcionamiento por encima de +125 C se recomiendan no obstante aceites sintéticos del tipo poliglicol. Aditivos para mejorar algunas de las propiedades del aceite son por regla general necesarios sólo bajo 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.



a Rodamientos radiales de bolas
b Rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas
c Rodamientos de rodillos a rótula, rodamientos de rodillos cónicos, rodamientos axiales de bolas

Herramientas de montaje y desmontaje

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.

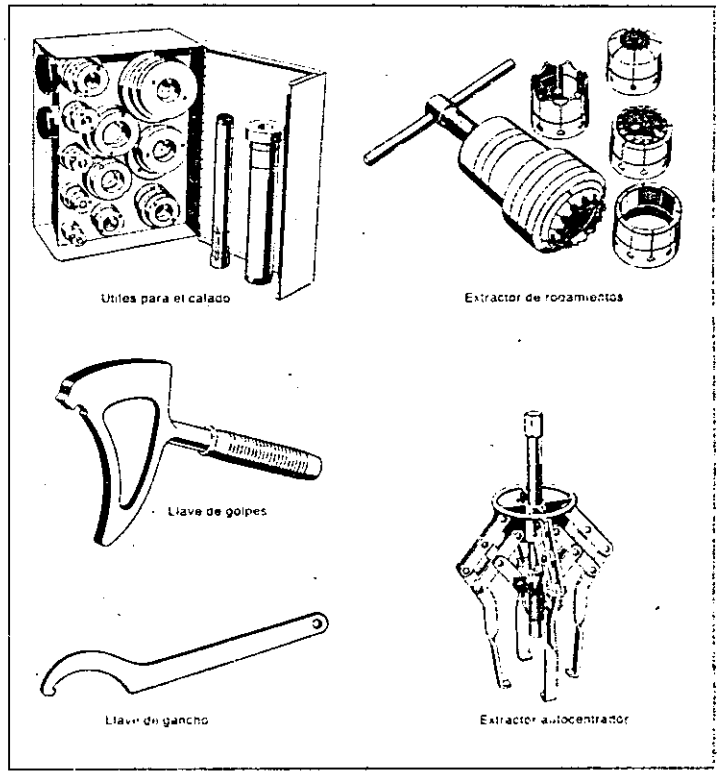
La figura de la izquierda muestra cómo mediante el método de inyección de aceite y una tuerca hidráulica se monta un rodamiento de rodillos a rótula sobre un eje cónico.

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

Herramientas mecánicas



Designaciones de rodamientos

Todo rodamiento metrico normalizado tiene una designación básica especifica que indica el tipo de rodamiento y la serie de dimensiones normalizadas de sus dimensiones. Estas designaciones constan de 3, 4 o 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 mas 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 practicos se han omitido según se explica a continuación:

0 Rodamientos de hos 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 rigidos de dos hileras de bolas
La primera cifra (2) de la serie de dimensiones se ha omitido.

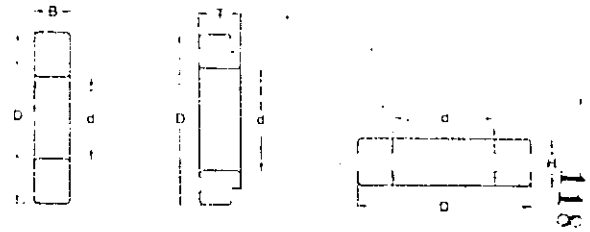
5 Rodamientos axiales de bolas

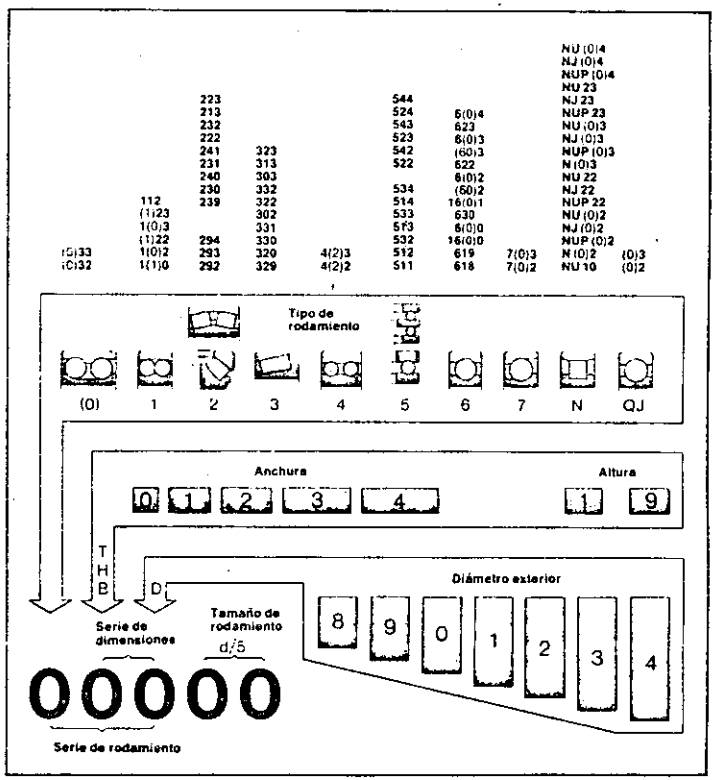
6 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
El símbolo de tipo (6) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con d < 10 mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diametro del agujero en milimetros.

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.





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, B, C, D, E Construcción interna del rodamiento modificada
ejemplo: 7205 B = rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, ángulo de contacto 40°

Características externas

X Dimensiones principales modificadas conforme a las normas ISO

-RS, -LS Placa de obturación de caucho sintético en un lado del rodamiento

-2RS, -2LS Placas de obturación de caucho 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:

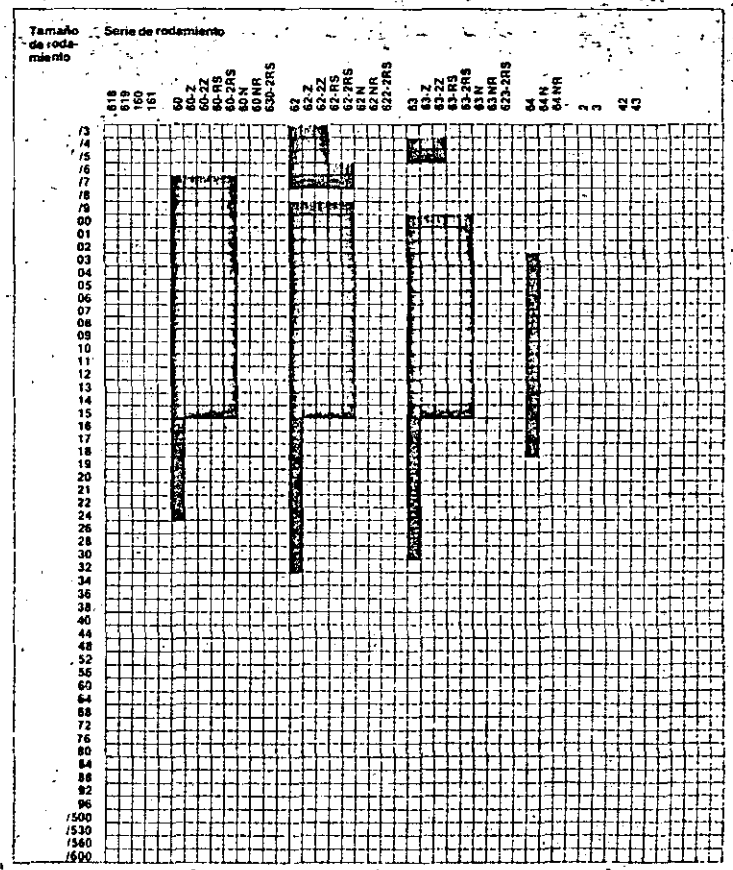
MT Grasa para temperaturas medias (–30 hasta +110 °C).
LT Grasa para bajas temperaturas (–50 hasta +80 °C).
HT Grasa para altas temperaturas (–20 hasta +130 °C)
LHT Grasa para bajas y altas temperaturas (–40 hasta +140 °C).

El sufijo MT solamente se emplea cuando la grasa no es la generalmente usada para un rodamiento particular.

Rodamientos rígidos de bolas

120

Resumen de productos



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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

INSTALACION ELECTRICA DE UN MOTOR

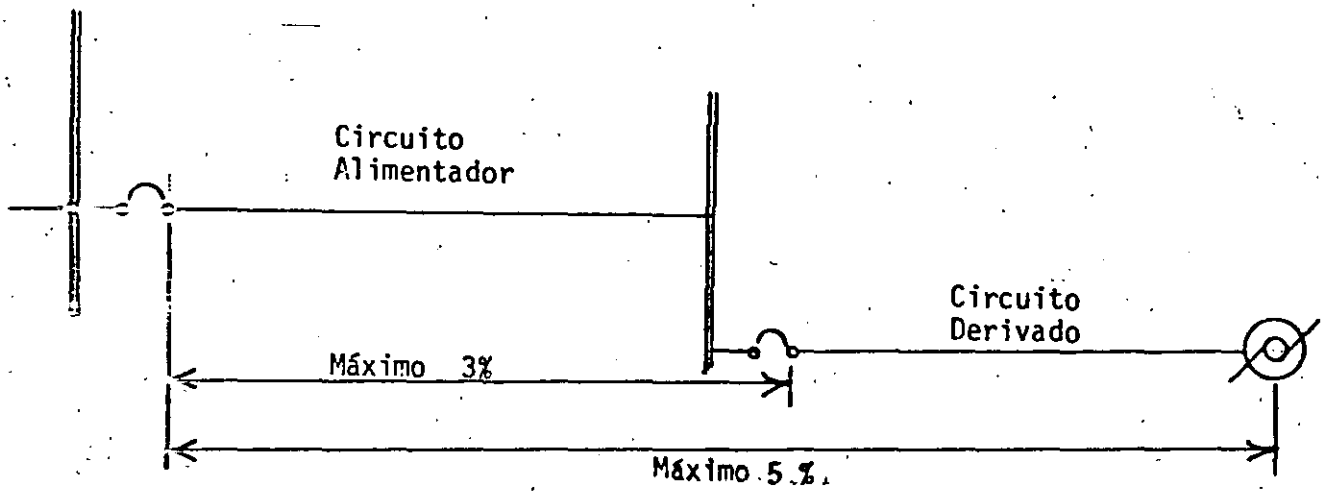
ING. IGNACIO GONZALEZ CASTILLO

NOVIEMBRE, 1984

CAIDA DE TENSION

202.6 Caída de tensión.

En un circuito derivado que alimente cualquier tipo de carga (alumbrado, fuerza o calefacción), la caída de tensión hasta la salida más lejana del circuito no debe exceder del 3 por ciento. Por otra parte, la caída de tensión total en el conjunto del circuito alimentador y el circuito derivado no debe exceder del 5 por ciento.



CALCULO: DE LA SECCION NECESARIA

CIRCUITO MONOFASICO

$$mm^2 = \frac{2 \times I \times D}{57 \times V_n \times \frac{v_c}{100}}$$

- I — CORRIENTE (AMPARES)
- D — DISTANCIA (METROS)
- v_c — CAIDA DE TENSION (%)
- V_n — TENSION AL NEUTRO (VOLTS)

CIRCUITO TRIFASICO

$$mm^2 = \frac{\sqrt{3} \times I \times D}{57 \times V_f \times \frac{v_c}{100}}$$

- I — CORRIENTE (AMPARES)
- D — DISTANCIA (METROS)
- v_c — CAIDA DE TENSION (%)
- V_f — TENSION ENTRE FASES (VOLTS)

CAPACIDAD DEL CIRCUITO DERIVADO

403.14 Conductores que alimenten un solo motor.

Los conductores de un circuito derivado que alimente un solo motor deben tener una capacidad de conducción de corriente no menor que el 125 por ciento de la corriente a plena carga del motor.

Excepción. Los conductores para un motor que preste un servicio del tipo de corto tiempo, intermitente, periódico o variable, deben calcularse en base a los porcentajes mínimos de corriente a plena carga establecidos en la Tabla 403.14.

TABLA 403.14
Factores para seleccionar los conductores para motores que no sean de servicio continuo

Tipo de Servicio que requiere la carga	Por ciento de la corriente nominal indicada en la placa de datos			
	Régimen de trabajo para el cual fue diseñado el motor			
	5 Minutos	15 Minutos	30 y 60 Minutos	Continuo
De corto tiempo: Accionamiento de válvulas, elevación o descenso de rodillos, etc.	110	120	150	—
Intermitente: Ascensores y montacargas, máquinas-herramientas, bombas, puentes levadizos o giratorios, plataformas giratorias, etc. (para soldadoras de arco véase el artículo 518. 12).	85	85	90	140
Periódico: Rodillos, máquinas para manipulación de minerales, etc.	85	90	95	140
Variable:	110	120	150	200

Cualquier aplicación de un motor se considera como de servicio continuo, a menos que la naturaleza de la máquina o aparato accionado sea tal que el motor no opere continuamente con carga bajo cualquier condición de uso.

Servicio continuo. Tipo de servicio que se caracteriza por requerir el funcionamiento del motor con una carga substancialmente constante por un tiempo largo indefinido.

Servicio de corto tiempo. Tipo de servicio que exige el funcionamiento de una carga substancialmente constante por un tiempo corto definido.

Servicio intermitente. Tipo de servicio que exige el funcionamiento por periodos alternados: 1) con carga y sin carga; 2) con carga y desconectado; o 3) con carga, sin carga y desconectado.

Servicio periódico. Operación intermitente en la cual las condiciones de carga son regularmente recurrentes.

Servicio variable. Tipo de servicio que se caracteriza porque tanto la carga como los intervalos de su duración pueden estar sujetos a variaciones considerables.

Tabla 403.95
Corriente a plena carga de motores trifásicos de corriente alterna

C.P.	Motor de inducción de jaula de ardilla y rotor devanado (amperes)			Motor síncrono, con factor de potencia unitario (amperes)		
	220 V.	440 V.	2 400 V.	220 V.	440 V.	2 400 V.
1/2	2.1	1.0				
3/4	2.9	1.5				
1	3.8	1.9				
1½	5.4	2.7				
2	7.1	3.6				
3	10.0	5.0				
5	15.9	7.9				
7½	23.0	11.0				
10	29.0	15.0				
15	44.0	22.0				
20	56.0	28.0				
25	71.0	36.0		54	27	
30	84.0	42.0		65	33	
40	109.0	54.0		86	43	
50	136.0	68.0		108	54	
60	161.0	80.0	15	128	64	11
75	201.0	100.0	19	161	81	14
100	259.0	130.0	25	211	106	19
125	326.0	163.0	30	264	132	24
150	376.0	188.0	35	—	158	29
200	502.0	251.0	47	—	210	38

Estos valores de corriente a plena carga son para motores que funcionen a velocidades normales para transmisión por banda y con características de par también normales. Los motores de velocidad especialmente baja o de alto par motor pueden tener corrientes a plena carga mayores, y los de velocidades múltiples tendrán una corriente a plena carga que varía con la velocidad; en estos casos debe usarse la corriente a plena carga indicada en la placa de datos.

Tabla 403.93
Corriente a plena carga en amperes, de motores de corriente directa

C.P.	Tensión nominal de armadura		
	120 V.	240 V.	500 V.
1/4	3.1	1.6	
1/3	4.1	2.0	
1/2	5.4	2.7	
3/4	7.6	3.8	
1	9.5	4.7	
1½	13.2	6.6	
2	17.0	8.5	
3	25.0	12.2	
5	40.0	20.0	
7½	58.0	29.0	13.6
10	76.0	38.0	18.0
15		55.0	27.0
20		72.0	34.0
25		89.0	43.0
30		106.0	51.0
40		140.0	67.0
50		173.0	83.0
60		206.0	99.0
75		255.0	123.0
100		341.0	164.0
125		425.0	205.0
150		506.0	246.0
200		675.0	330.0

Los valores dados en esta tabla son para motores funcionando a su velocidad normal.

Tabla 403.94
Corriente a plena carga en amperes, de motores monofásicos de corriente alterna

C.P.	127 V.	220 V.
1/6	4.0	2.3
1/4	5.3	3.0
1/3	6.5	3.8
1/2	8.9	5.1
3/4	11.5	7.2
1	14.0	8.4
1½	18.0	10.0
2	22.0	13.0
3	31.0	18.0
5	51.0	29.0
7½	72.0	42.0
10	91.0	52.0

Los siguientes valores de corriente a plena carga son para motores que funcionen a velocidades normales y con características de par también normales. Los motores de velocidad especialmente baja o de alto par motor pueden tener corrientes a plena carga mayores, y los de velocidades múltiples tendrán una corriente a plena carga que varía con la velocidad; en estos casos debe usarse la corriente a plena carga indicada en la placa de datos.

CAPACIDAD DE CORRIENTE DE LOS CONDUCTORES

ES FUNCION DE:

1) TIPO DE AISLAMIENTO
2) FORMA DE INSTALACION — EN TUBERIA (MAX-3, MAS DE 3) / EN AIRE
3) TEMP. AMBIENTE

Capacidad de corriente de conductores de cobre aislados (amperes) TABLA 302.4

Temperatura máxima del aislamiento	60 °C		75 °C		85 °C		90 °C	
Tipos	THWN, RUW, T, TW, TWD, MTW		RH, RHW, RUH, THW, THWN, DF, XHHW		PILC, V, MI		TA, TBS, SA, AVB SIS, FEP, THW RHH, THHN, MTW, EP, XHHW *	
Calibre AWG MCM	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire
14	15	20	15	20	25	30	25	30
12	20	25	20	25	30	40	30	40
10	30	40	30	40	40	55	40	55
8	40	55	45	65	50	70	50	70
6	55	80	65	95	70	100	70	100
4	70	105	85	125	90	135	90	135
3	80	120	100	145	105	155	105	155
2	95	140	115	170	120	180	120	180
1	110	165	130	195	140	210	140	210
0	125	195	150	230	155	245	155	245
00	145	225	175	265	185	285	185	285
000	165	260	200	310	210	330	210	330
0000	195	300	230	360	235	385	235	385
250	215	340	255	405	270	425	270	425
300	240	375	285	445	300	480	300	480
350	260	420	310	505	325	530	325	530
400	280	455	335	545	360	575	360	575
500	320	515	380	620	405	660	405	660
600	355	575	420	690	455	740	455	740
700	385	630	460	755	490	815	490	815
750	400	655	475	785	500	845	500	845
800	410	680	490	815	515	880	515	880
900	435	730	520	870	555	940	555	940
1 000	455	780	545	935	585	1 000	585	1 000

* Los tipos EP y XHHW pueden ser directamente enterrados. (Véanse notas de esta tabla al final de la misma).

Los valores de la Tabla 302.4 son aplicables cuando se tienen 3 conductores como máximo alojados en una canalización o en un cable multiconductor. Para un número mayor de conductores, deben aplicarse los siguientes factores de corrección (excepto en casos específicos en que se indique lo contrario):

Tabla 302.4a). Factores de corrección por agrupamiento

Número de conductores	Por ciento del valor indicado En la tabla 302.4
4 a 6	80
7 a 24	70
25 a 42	60
Más de 42	50

Cuando se instalen conductores de sistemas diferentes dentro de una canalización, los factores de corrección por agrupamiento anteriores deben aplicarse solamente al número de conductores para fuerza y alumbrado.
En el caso de un conductor neutro que transporte solamente la corriente de desequilibrio de otros conductores, como en el caso de los circuitos normalmente equilibrados de tres o más conductores, no se debe afectar su capacidad de corriente con los factores indicados en esta tabla.

Los valores de la Tabla 302.4 deben corregirse para temperaturas ambiente (del local o del lugar en que se encuentren los conductores) mayores de 30°C, de acuerdo con la siguiente tabla:

Tabla 302.4b). Factores de corrección por temperatura ambiente

Temperatura ambiente °C	Temperatura máxima permisible en el aislamiento, °C						
	60	75	85	90	110	125	200
31- 40	0.82	0.88	0.90	0.91	0.94	0.95	–
41- 45	0.71	0.82	0.85	0.87	0.90	0.92	–
46- 50	0.58	0.75	0.80	0.82	0.87	0.89	–
51- 55	0.41	0.67	0.74	0.76	0.83	0.86	–
56- 60	–	0.58	0.67	0.71	0.79	0.83	0.91
61- 70	–	0.35	0.52	0.58	0.71	0.76	0.87
71- 80	–	–	0.30	0.41	0.61	0.68	0.84
81- 90	–	–	–	–	0.50	0.61	0.80
91-100	–	–	–	–	–	0.51	0.77
101-120	–	–	–	–	–	–	0.69
121-140	–	–	–	–	–	–	0.59

301.3 Construcción y protección de canalizaciones.

En general, las canalizaciones deben diseñarse y construirse en tal forma que aseguren una protección mecánica adecuada y confiable para los conductores contenidos en ellas y deben tener la resistencia mecánica suficiente para soportar, sin cambio en sus características físicas originales, los esfuerzos que puedan producirse durante su transporte, su almacenamiento o su instalación.

301.5 Continuidad eléctrica y mecánica de canalizaciones y cubiertas de cables.

a) Continuidad eléctrica. Las canalizaciones metálicas y armaduras de cables, así como sus conexiones a cajas, accesorios, gabinetes y similares, deben tener una continuidad eléctrica efectiva a lo largo de todo el sistema de canalización, con una adecuada conexión a tierra como se especifica en la Sección 206, Subsección D.

b) Continuidad mecánica. Las canalizaciones y cubiertas de cables deben ser continuas de caja a caja o de accesorio a accesorio.

301.9 Conductores de diferentes sistemas.

Cuando se tengan conductores de diferentes sistemas en una misma instalación, deben satisfacerse los requisitos que a continuación se mencionan, aplicables en cada caso.

Estos requisitos no se aplican a las charolas para cables, tratadas en la Sección 311, ni a las trincheras.

a) Los conductores de fuerza y alumbrado correspondientes a sistemas de tensiones diferentes, como por ejemplo un sistema trifásico a 220 volts, 3 o 4 hilos, o un sistema trifásico de 440 volts, 3 o 4 hilos, o cualquier otro sistema de corriente alterna o continua de tensión diferente, no deben ocupar la misma canalización. No es necesario separar los circuitos de alumbrado de los de fuerza ni los monofásicos de los trifásicos correspondientes al mismo sistema. Esto se aplica igualmente para conductores de sistemas que operen a más de 600 volts.

b) Los conductores de sistemas de fuerza y alumbrado de corriente continua, así como los de corriente alterna de frecuencia especial, no deben ocupar la misma canalización que los conductores de fuerza y alumbrado de sistemas de corriente alterna que operen a la frecuencia normal de suministro.

c) Los conductores de señalización y control, tales como los de estaciones de botones, lámparas piloto, relevadores, instrumentos de medición, etc., pueden ocupar la misma canalización que los conductores de fuerza y alumbrado, siempre y cuando estén aislados para la tensión máxima de estos últimos.

C A P A C I D A D

304.4 Número de conductores (factores de relleno). El número máximo de conductores en un tubo debe estar de acuerdo con los factores de relleno que se indican a continuación:

Todos los conductores, sean portadores de corriente o no, incluyendo su aislamiento y otros forros, no deben ocupar más del 40 por ciento de la sección transversal del tubo en el caso de 3 conductores o más; no más del 30 por ciento cuando sean 2 conductores, y no más del 55 por ciento cuando se trate de un solo conductor.

301.10 Número de conductores permitidos en una canalización. En general, al instalarse conductores en una canalización debe haber suficiente espacio libre, que permita la disipación del calor generado, y una fácil instalación y remoción de los mismos conductores.

Dimensiones de tubo conduit y área disponible para los conductores

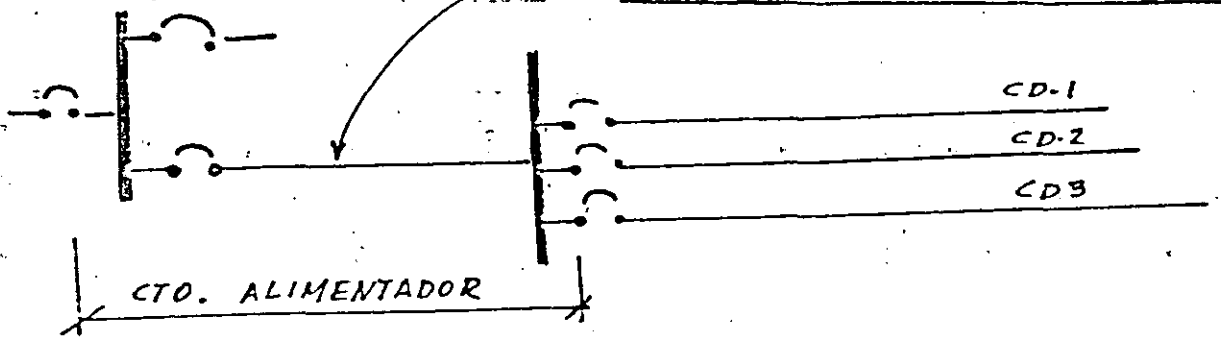
Diámetro nominal		Diámetro Interior	Area interior total	Area disponible para conductores (mm²)	
mm	pulg.	(mm)	(mm²)	40% (para 3 conductores o más)	30% (para 2 conductores)
13	$\frac{1}{2}$	15.81*	196	78	59
19	$\frac{3}{4}$	21.30*	356	142	107
25	1	26.50*	552	221	166
32	$1\frac{1}{4}$	35.31*	979	392	294
38	$1\frac{1}{2}$	41.16*	1 331	532	399
51	2	52.76*	2 186	874	656
63	$2\frac{1}{2}$	62.71**	3 088	1 235	926
76	3	77.93**	4 769	1 908	1 431
89	$3\frac{1}{2}$	90.12**	6 378	2 551	1 913
102	4	102.26**	8 213	3 285	2 464

* Corresponde al tubo metálico tipo ligero. ** Corresponde al tubo metálico tipo pesado.

Dimensiones de conductores con aislamiento de hule y termoplástico[1]

Calibre A.W.G. MCM		Tipos T, TW y THW[2] RHW y RHH (sin cubierta exterior)		Tipos RHW y RHH (con cubierta exterior)		Tipos THWN y THHN	
		Diámetro mm	Area mm²	Diámetro mm	Area mm²	Diámetro mm	Area mm²
Col. 1		Col. 2	Col. 3	Col. 4	Col. 5	Col. 6	Col. 7
A L A M B R E S	14	3.3	8.7	–	–	2.7	5.9
	14	4.1*	13.3*	5.2	21.1	–	–
	12	3.8	11.1	–	–	3.2	7.9
	12	4.5*	16.2*	5.6	24.7	–	–
	10	4.3	14.3	–	–	4.0	12.3
	10	5.0*	20.1*	6.1	29.7	–	–
C A B L E S	14	3.6	9.9	–	–	3.0	6.9
	14	4.3*	14.8*	5.4	23.0	–	–
	12	4.0	12.8	–	–	3.4	9.3
	12	4.8*	18.4*	5.9	27.3	–	–
	10	4.6	16.8	–	–	4.3	14.7
	10	5.4*	23.0*	6.5	33.3	–	–
	8	6.2	30.4	–	–	5.6	25.0
	8	7.0*	38.6	8.3	54.5	–	–
	6	8.2	52.9	10.1	79.8	6.6	34.2
	4	9.4	70.1	11.5	103.5	8.4	55.2
	2	11.0	95.0	13.0	133.3	9.9	77.1
	1/0	13.9	152.7	16.0	200.5	12.5	123.5
	2/0	15.1	179.4	17.1	230.9	13.7	147.6
	3/0	16.4	212.1	18.5	169.3	15.0	176.7
	4/0	17.9	251.8	19.9	312.2	16.4	211.2
	250	20.0	314.6	22.0	381.8	18.2	261.3
	300	21.4	360.1	23.7	441.1	19.6	302.6
	350	22.7	405.9	25.0	491.6	–	–
	400	23.9	449.6	26.2	539.6	22.1	384.3
	500	26.1	536.5	28.4	634.4	24.3	463.0
	600	29.0	662.0	31.3	770.3	–	–
	750	31.7	790.4	34.0	908.4	–	–
	1 000	35.7	998.8	37.9	1 130.9	–	–
	1 250	40.1	1 260.1	42.6	1 423.3	–	–
	1 500	43.2	1 467.8	45.7	1 643.5	–	–

Circuito alimentador. Es el conjunto de los conductores y demás elementos de un circuito, en una instalación de utilización, que se encuentra entre el medio principal de desconexión de la instalación y los dispositivos de protección contra sobrecorriente de los circuitos derivados.



403.16 Conductores que alimentan a varios motores.

Como mínimo, los conductores que alimentan a dos o más motores deben tener una capacidad igual a la suma del valor nominal de la corriente a plena carga de todos los motores, más el 25 por ciento de la corriente del motor más grande del grupo.

Cuando uno o más motores del grupo se utilicen con servicio de corto tiempo, intermitente, periódico o variable, la capacidad de los conductores puede calcularse como sigue:

a) Se determina la capacidad de conducción de corriente requerida para cada motor utilizado en un tipo de servicio no continuo, de acuerdo con la Tabla 403.14.

b) Se determina la capacidad de conducción de corriente requerida para cada motor de servicio continuo, basándose en el 100 por ciento del valor nominal de la corriente a plena carga del motor.

c) Se multiplica por 1.25 el valor de la mayor capacidad de corriente determinado según los incisos a) o b). Al valor resultante se le suma el resto de los valores de capacidad de corriente obtenidos según los mismos incisos a) y b), y se selecciona el conductor adecuado para esta capacidad de corriente total.

Excepción 1. En arreglos donde exista un bloqueo que impida el arranque y marcha simultáneos de un segundo motor o grupo de motores, el calibre del conductor queda determinado por el motor de mayor potencia o grupo de motores de mayor potencia que debe trabajar en cierto momento.

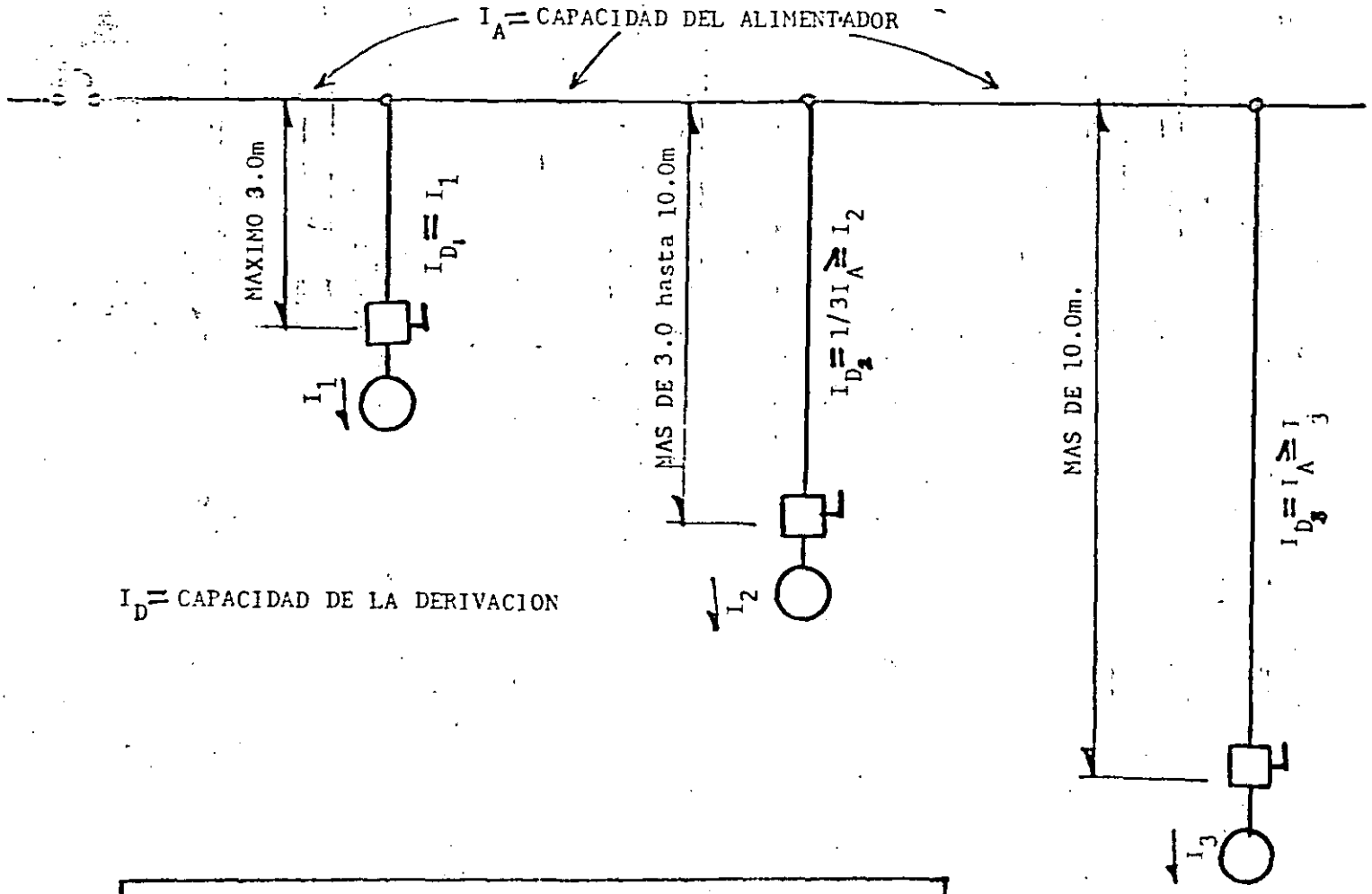
Excepción 2. Cuando el calentamiento en los conductores se vea reducido debido al tipo de servicio que prestan los motores o debido a que no todos los motores operen al mismo tiempo, la Secretaría puede permitir la aplicación de un factor de demanda para seleccionar el calibre de los conductores alimentadores, en lugar de aplicar el procedimiento indicado en este artículo, siempre que la capacidad de corriente de los mismos conductores sea suficiente para la demanda máxima que se tendrá en ellos.

403.17 Conductores que alimenten cargas combinadas.

Los conductores que alimenten motores en combinación con cargas de alumbrado y aparatos deben tener una capacidad de corriente suficiente para la carga de los motores más la carga de alumbrado y aparatos. (Véase recomendación del artículo 202.10, inciso a).

12

D E R I V A C I O N E S



403.18 Derivaciones desde un alimentador.

Las derivaciones que se hagan desde un alimentador para abastecer motores deben tener una capacidad de corriente no menor que la requerida por la carga por alimentar, terminar en un solo dispositivo de sobrecorriente y además cumplir alguno de los requisitos siguientes:

a) No ser mayor de 3 metros de longitud.

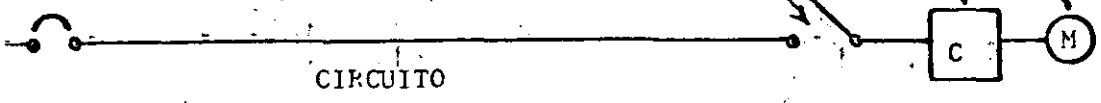
b) Tener una capacidad de corriente de por lo menos un tercio de la capacidad de corriente del alimentador cuando sea mayor de 3 metros, pero no mayor de 10 metros de longitud.

c) Tener la misma capacidad de corriente que el alimentador cuando sea mayor de 10 metros de longitud.

OBJETIVO

403.70 – General.

Esta Subsección H se refiere a los medios de desconexión que permiten desconectar manualmente a los motores y controladores, del circuito alimentador.



403.75 Debe desconectar tanto al motor como al controlador.

El medio de desconexión debe desconectar tanto al motor como al controlador de todos los conductores activos de abastecimiento.

403.71 Tipo.

El medio de desconexión debe ser un interruptor que sea capaz de abrir la máxima corriente de sobrecarga del motor.

Esta condición se llena con un interruptor automático o un interruptor de tipo aprobado para usarse con motores el cual es designado normalmente por la potencia del motor en que puede usarse.

Excepción 1. Para motores fijos de 1/8 de C.P. o menos, el dispositivo de sobrecorriente del circuito derivado puede servir como el medio de desconexión.

Excepción 2. Para motores portátiles, una clavija y contacto pueden ser el medio de desconexión.

Excepción 3. Para un motor fijo no mayor de 2 C.P. y de 300 volts o menos, el medio de desconexión puede ser un interruptor de cuchillas de uso general que tenga una capacidad en amperes de por lo menos el doble de la corriente a plena carga del motor.

Excepción 4. Para motores fijos de mayor potencia operados sólo por personas idóneas, el medio de desconexión puede ser un desconectador (o un interruptor de uso general), siempre que en él se indique claramente: "no se abra con carga".

403.72 Capacidad de conducción de corriente.

El medio de desconexión debe tener capacidad para conducir continuamente por lo menos 115 por ciento de la corriente a plena carga del motor.

→ $I_N \times 1.15$

(11) 13

LOCALIZACION DEL MEDIO DE DESCONEXION

403.78 - Motores servidos por un solo medio de desconexión.

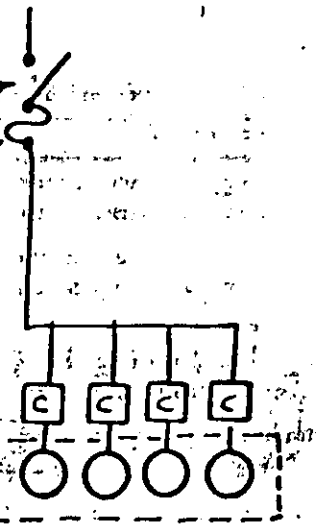
Cada motor debe proveerse de un medio de desconexión individual.

Excepción: Un solo medio de desconexión puede servir para un grupo de motores si se cumple con cualquiera de las condiciones siguientes:

1) Cuando un número de motores accionen diferentes partes de una misma máquina o aparato, tal como una máquina para trabajar metales o madera, una grúa o aparato similar.

2) Cuando un grupo de motores esté protegido con un solo dispositivo de sobrecorriente como lo permite el artículo 403.36, inciso a).

3) Cuando un grupo de motores esté instalado en el mismo local y estén todos a la vista desde la ubicación del medio de desconexión.

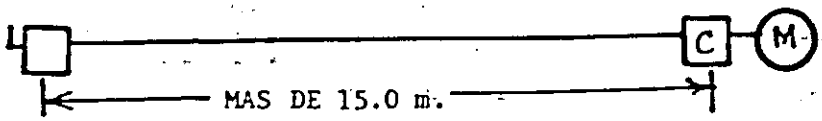


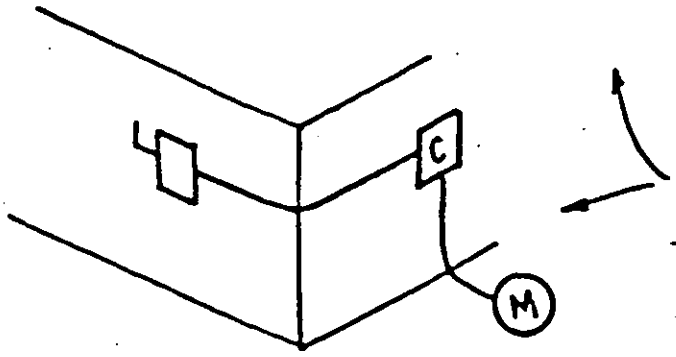
A la vista de. Cuando se especifica que un equipo está "a la vista de" otro, significa que ese equipo está ubicado a una distancia no mayor de 15 metros y visible desde el otro.

403.77 - Ubicación del medio de desconexión.

a) El medio de desconexión debe estar a la vista desde la ubicación del controlador o bien poderse asegurar en la posición de abierto.

b) El medio de desconexión debe colocarse donde sea fácilmente accesible.

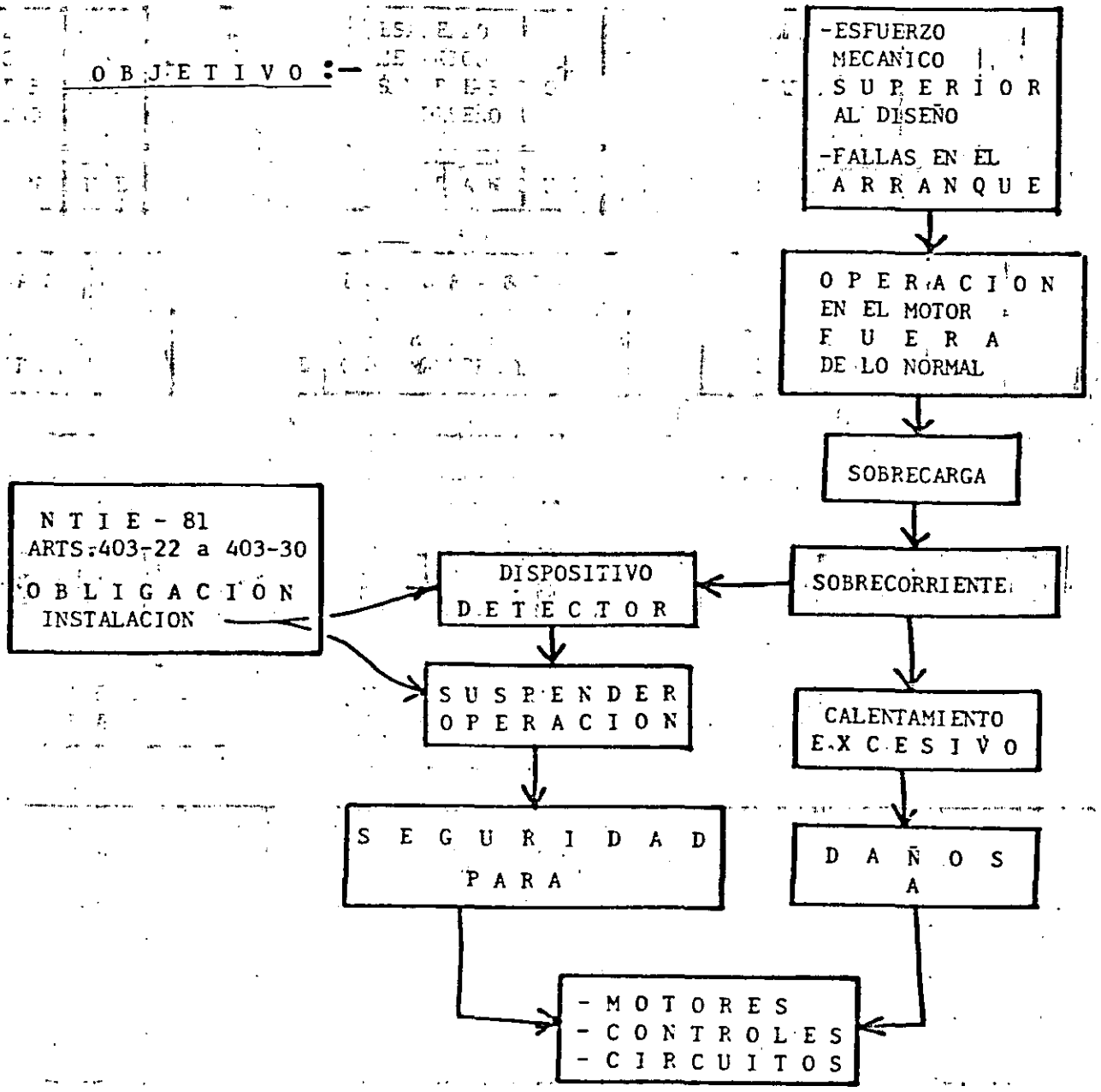




UBICACION
"FUERA DE LA VISTA"

14

PROTECCION CONTRA LOS EFECTOS DE SOBRECARGAS EN MOTORES



C. Protección contra sobrecarga en el motor

403.22 General.

Los requisitos de esta Subsección C se refieren a los dispositivos de sobrecorriente destinados a proteger a los motores, a los aparatos de control de los motores y a los conductores de los circuitos derivados que los abastezcan, contra el calentamiento excesivo debido a sobrecargas en los mismos motores o fallas de arranque.

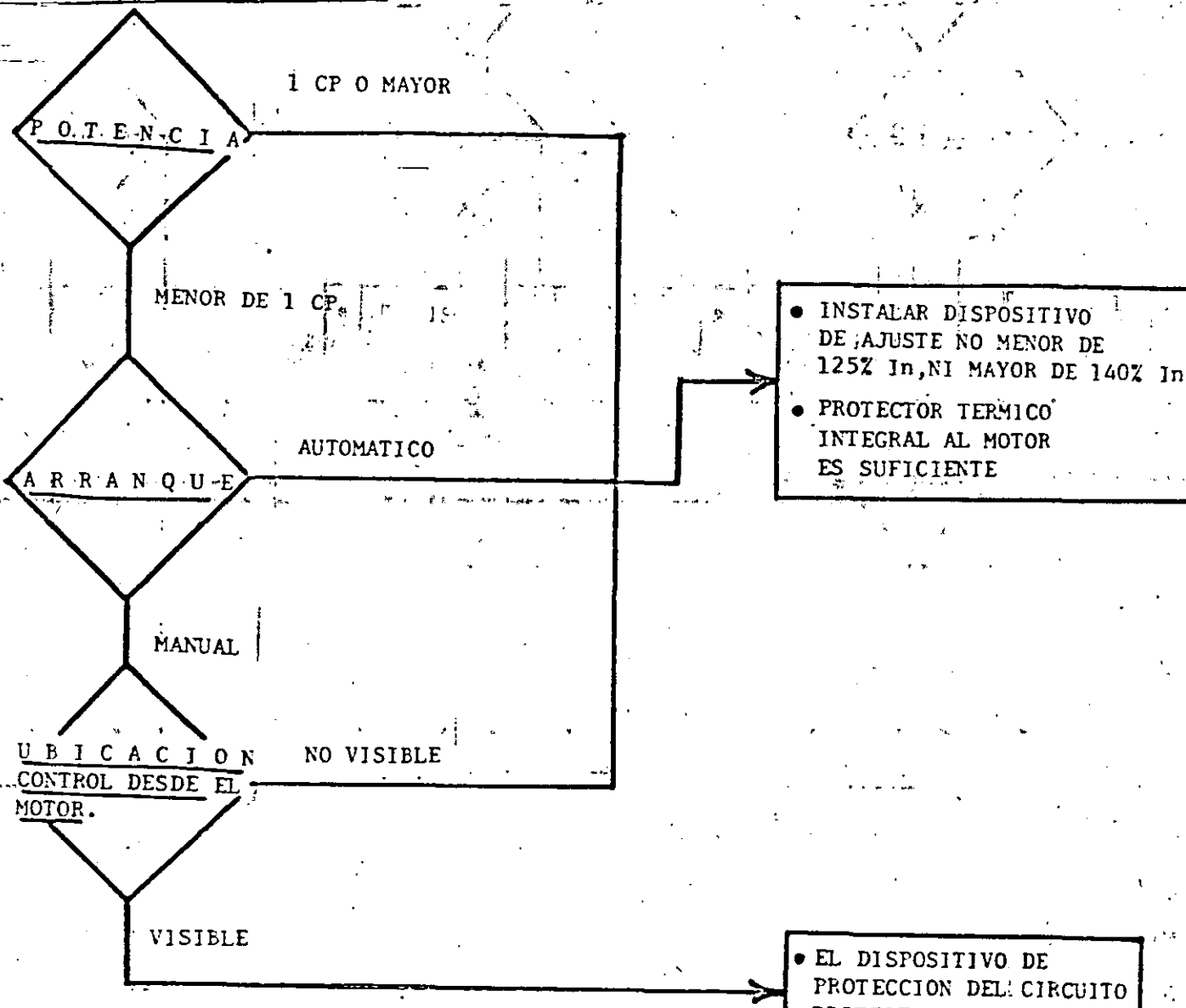
Una sobrecarga en un aparato eléctrico es una sobrecorriente de operación que, cuando dura un tiempo suficientemente prolongado, puede dañar o sobrecalentar peligrosamente el aparato. Esto no incluye cortocircuitos ni fallas a tierra, para cuya protección se aplican los requisitos de la Subsección D de esta sección.

Puede omitirse la protección contra sobrecarga en aquellos casos en que la instalación de la misma implique peligros mayores que el riesgo de daño al propio aparato, como es el caso de bombas contra incendio.

PROTECCION CONTRA SOBRECARGA

DETERMINACION

- MOTORES DE SERVICIO CONTINUO:

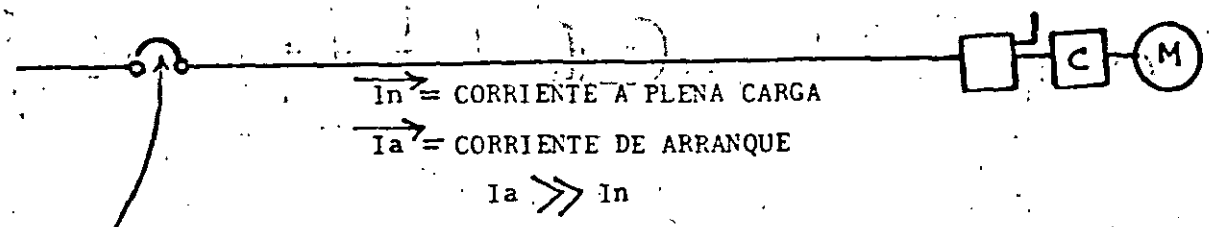


- MOTORES DE SERVICIO NO CONTINUO: (403-14).

- SECUNDARIOS DE MOTORES CON ROTOR DEVANADO

P R O T E C C I O N DEL CIRCUITO DERIVADO VS. CORTO CIRCUITO Y FALLA A TIERRA

U N S O L O M O T O R



$\overrightarrow{In}$ = CORRIENTE A PLENA CARGA

$\overrightarrow{Ia}$ = CORRIENTE DE ARRANQUE

$Ia \gg In$

403.35 Capacidad o ajuste del dispositivo para un solo motor.

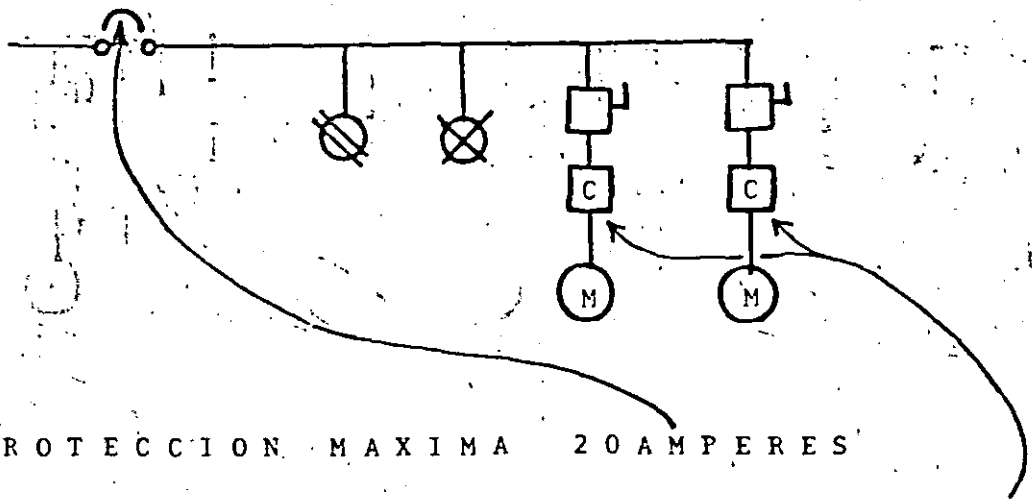
El dispositivo de protección contra cortocircuitos o fallas a tierra del circuito derivado para un solo motor, debe ser capaz de soportar la corriente de arranque, pero su capacidad o ajuste no debe exceder de los siguientes valores:

TIPO	CAPACIDAD O AJUSTE
-F U S I B L E	
-- N O R M A L ----------	4 0 0 % In
-- CON RETARDO DE TIEMPO ---------	2 2 5 % In
-I N T E R R U P T O R	
-- DE TIEMPO INVERSO ----------	4 0 0 % In
-I N S T A N T A N E O ----------1	3 0 0 % In
-CORRIENTE A PLENA CARGA REDUCIDA	
-MAXIMO 6 Amperes ----------	20 Amp Máximo

P R O T E C C I O N DEL CIRCUITO DERIVADO VS. CORTO CIRCUITO Y FALLA A TIERRA

DOS O MAS MOTORES Y OTRAS CARGAS

C A S O 1 P O T E N C I A ≤ 1 C P

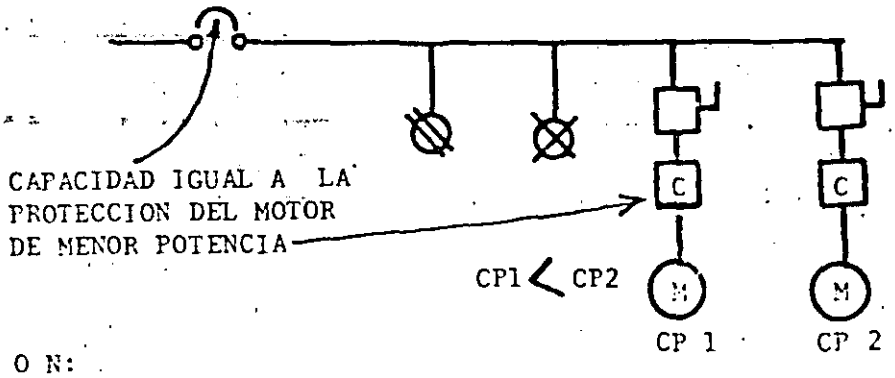


C O N D I C I O N E S:

1-P R O T E C C I O N M A X I M A 2 0 A M P E R E S

2-P R O T E C C I O N I N D I V I D U A L SEGUN NTIE- 81 Art 403-23

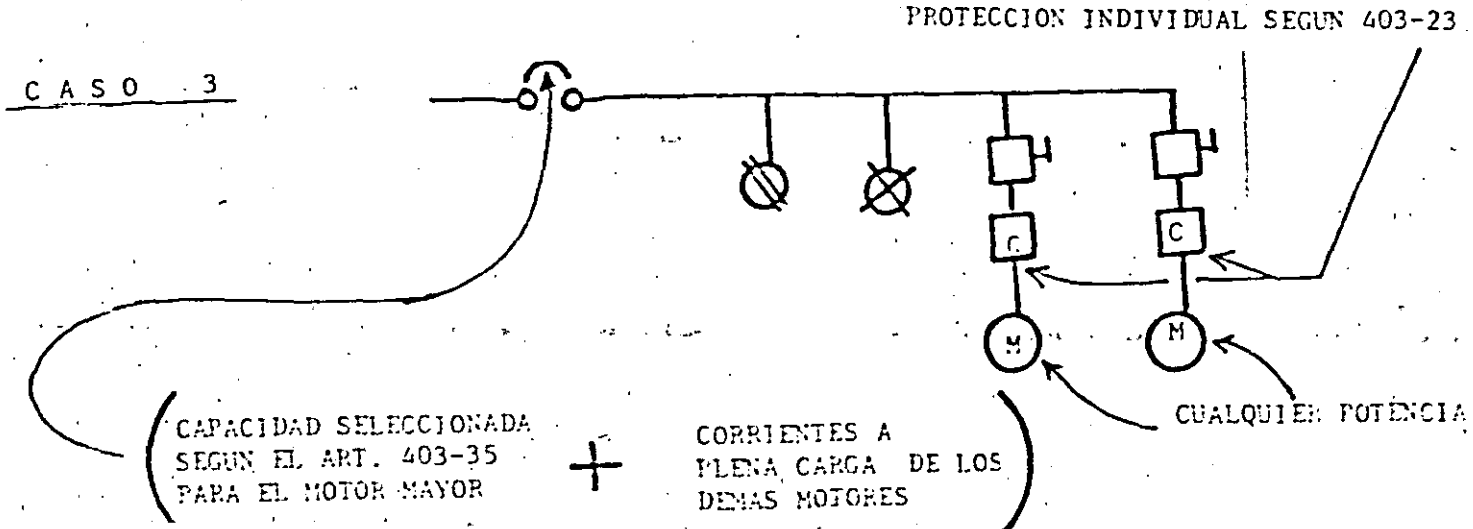
C A S O 2



C O N D I C I O N:

OPERAR SIN ABRIR, BAJO CONDICIONES DE TRABAJO NORMALES "SEVERAS"

C A S O 3



403.44 Capacidad o ajuste para cargas de motores.

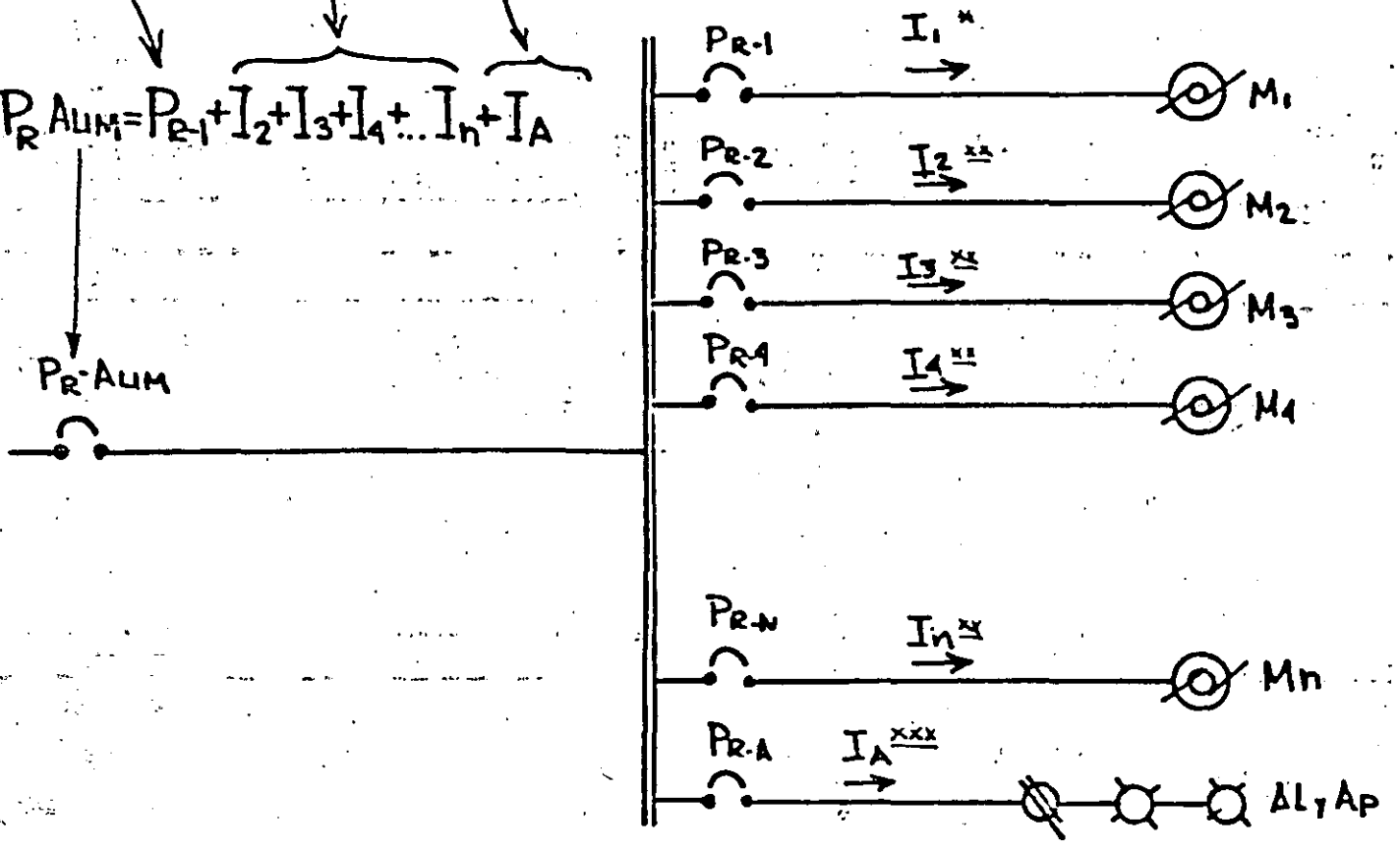
a) El dispositivo de sobrecorriente de un circuito alimentador que abastezca a varios circuitos derivados, debe tener una capacidad o ajuste que no exceda de la capacidad* o ajuste del dispositivo de protección contra cortocircuitos o fallas a tierra del circuito derivado correspondiente al motor de mayor potencia, más la suma de las corrientes** a plena carga de los motores de los demás circuitos derivados.

403.45 Capacidad o ajuste para cargas de motores, alumbrado y aparatos.

Si un alimentador abastece cargas de motores y además cargas de alumbrado y/o aparatos, el dispositivo de protección contra sobrecorriente del alimentador debe tener una capacidad o ajuste que sea suficiente para suministrar la carga*** de alumbrado y/o aparatos, determinada de acuerdo con la Sección 204, más la capacidad que corresponda a los motores, de acuerdo con los artículos 403.35 y 403.44, según se trate de un solo motor o de varios motores.

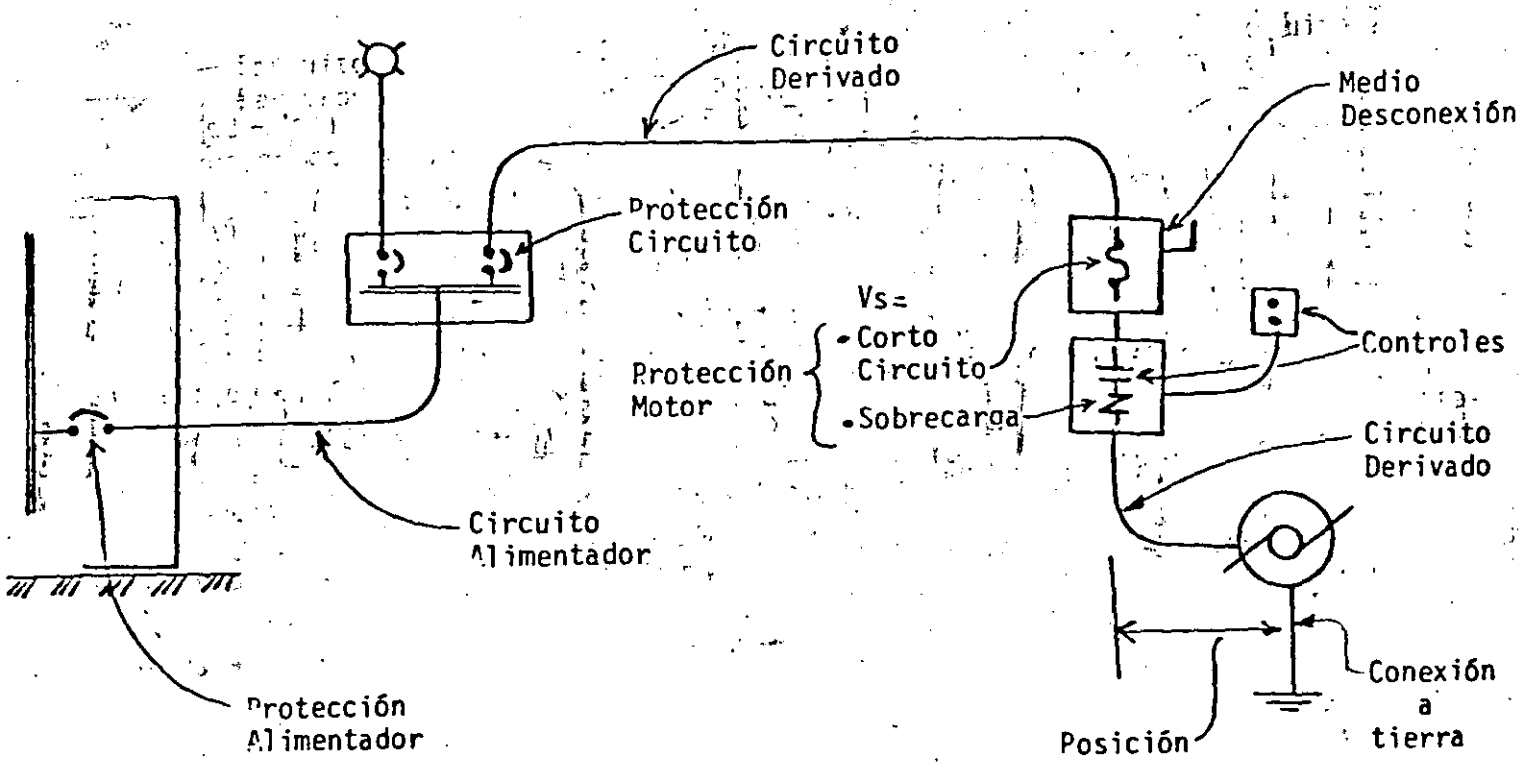
$M_1 > M_2, M_3, M_4, \ldots M_n$

$P_R\,ALUM = P_{R-1} + I_2 + I_3 + I_4 + \ldots I_n + I_A$



INSTALACION ELECTRICA DE UN MOTOR

ELEMENTOS A DEFINIR:



R E G L A M E N T A C I O N:	NORMAS TECNICAS PARA INSTALACIONES ELECTRICAS-NTIE-81
. CIRCUITO DERIVADO	. 403-14 - Capacidad circuito . 302-4 - Capacidad conductores . 202-6 - Caida de tensión . CAP-3 - Canalización (304-Conduit)
. CIRCUITO ALIMENTADOR	. 403-16/302-4/203-3/403-17=Conductores . CAP-3-Canalización
. MEDIOS DE DESCONEXION	. Sección 403-H
. CONTROLES	. Secciones 403 F y G
. POSICION	. 403-61
PROTECCION	. 403-C- Motor . 403-D- Circuito derivado . 403-E- Circuito alimentador
. CONEXION A TIERRA	. 403-J

DISPOSITIVO DE CONTROL (CONTROLADOR, ARRANCADOR, etc.)

OBJETIVO →

403.56 General.

a) Definición. Para efectos de esta sección, el término controlador incluye a cualquier interruptor o dispositivo que se use normalmente para arrancar y parar un motor.

403.57 Diseño.

Cada controlador debe ser capaz de arrancar y parar al motor que controla y, en el caso de un motor de corriente alterna, debe poder interrumpir la corriente a rotor bloqueado.

403.58 Capacidad.

Los controladores de motores construidos especialmente para tal fin (arrancadores), deben tener una capacidad, en kW o en C.P., no menor que la potencia nominal del motor que controlen.

TABLA 3

Tamaño NEMA	Amperes 8 Horas	H.P. Max. Motores Trifásicos	
		220 v	440 v
00	—	1 ½	2
0	15	3	5
1	25	7 ½	10
2	50	15	25
3	100	30	50
4	150	50	100
5	300	100	200

EXCEPCIONES : →

Motor fijo de 1/8 de C.P. o menos. Para un motor fijo de 1/8 de C.P. o menos, que normalmente se deje en marcha y esté construido de manera que no pueda ser dañado por sobrecargas o fallas en el arranque, tal como el motor de un reloj o similar, puede servir como controlador el dispositivo de sobrecorriente del circuito derivado.

Motor portátil de 1/3 de C.P. o menos. Para un motor portátil de 1/3 de C.P. o menos, el controlador puede ser una clavija y contacto.

91

UBICACION DEL CONTROL

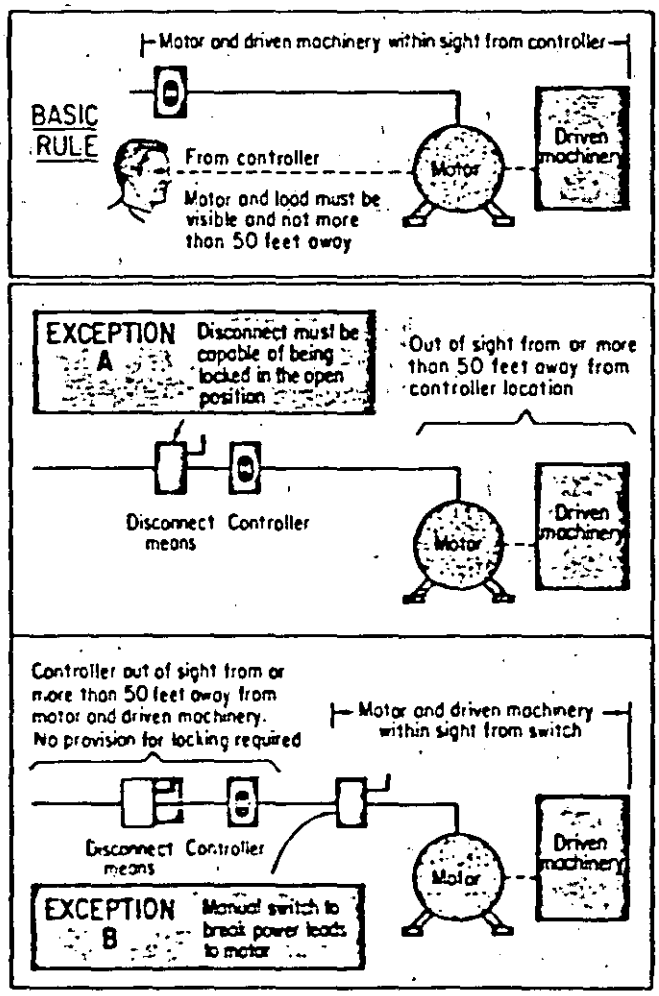
DEBE ESTAR "A LA VISTA" DESDE EL MOTOR

403.61 Motor que no esté a la vista desde el controlador.

Cuando un motor y la máquina que accione no estén a la vista desde el controlador, la instalación, para efectos de mantenimiento, debe cumplir con alguna de las condiciones siguientes:

a) El medio de desconexión del controlador debe ser capaz de asegurarse en la posición de abierto.

b) Un interruptor de operación manual que desconecte al motor de su fuente de alimentación debe instalarse de manera que esté a la vista desde el propio motor.



CONTROL MULTIPLE

403.62 Número de motores servidos por cada controlador. —

Cada motor debe estar provisto de un controlador individual.

Excepción. Un grupo de motores puede estar provisto de un solo controlador, con capacidad no menor que la suma de las potencias de todos los motores del grupo, en cualquiera de las condiciones siguientes:

1) Cuando un número de motores accionen diferentes partes de una misma máquina o aparato, tal como una máquina para trabajar metales o madera, una grúa o aparato similar.

2) Cuando un grupo de motores esté protegido por un solo dispositivo de sobrecorriente como lo permite el artículo 403.36, inciso a).

3) Cuando un grupo de motores esté instalado en el mismo local y estén todos a la vista desde el controlador.

MOTORES DE GRAN POTENCIA

403.66 Reducción de la corriente de arranque.

a) Servicios suministrados en baja tensión. Un motor con capacidad mayor de 10 C.P. debe estar provisto de un controlador que reduzca su corriente de arranque, tal como un controlador a tensión reducida o un controlador conectado al secundario del motor cuando éste sea del tipo de rotor devanado.

Excepción 1. Los motores de más de 10 C.P. que arranquen en vacío o con carga muy ligera, o que sean del tipo de baja corriente de arranque, pueden arrancarse a tensión completa.

Excepción 2. En casos especiales, previo acuerdo entre el usuario y el suministrador, motores de más de 10 C.P. pueden estar provistos de controladores a tensión completa.

b) Servicios suministrados en alta tensión. En sistemas suministrados a través de subestaciones propiedad de los usuarios, siendo éstas de capacidad suficiente y no habiendo objeción por parte del suministrador, puede prescindirse del uso de controladores a tensión reducida en motores de cualquier capacidad.

En caso de desacuerdo entre el usuario y el suministrador, la instalación de los motores debe sujetarse a lo que sobre el particular resuelva la Secretaría.

CONEXION A TIERRA

J. Conexión a tierra

403.89 General.

Los requisitos de esta Subsección J establecen la conexión a tierra de las estructuras y cubiertas metálicas de motores y controladores, para impedir que exista un potencial superior al de tierra en caso de un contacto accidental entre las partes vivas y dichas estructuras o cubiertas.

En ciertos casos especiales, un aislamiento eléctrico adicional en los motores, su colocación en sitios inaccesibles, o la instalación de resguardos, pueden constituir alternativas adecuadas como medios de protección, en lugar de la conexión a tierra.

403.90 Motores fijos.

Las carcazas de motores fijos deben conectarse a tierra cuando exista cualquiera de las condiciones siguientes:

a) Si los motores están ubicados en lugares mojados, fácilmente accesibles y no están resguardados.

b) Si los motores están localizados en lugares peligrosos. Véanse las Secciones 501 a 504.

c) Si los motores funcionan con cualquier terminal a más de 150 volts a tierra.

403.91 Motores portátiles.

Las carcazas de motores portátiles que funcionen a más de 150 volts a tierra, deben estar resguardadas o conectadas a tierra.

403.92 Método de conexión a tierra.

Donde se requiera la conexión a tierra, ésta debe hacerse conforme a lo establecido en la Sección 206.

F. Métodos de puesta a tierra

206.33 Características de la puesta a tierra.

La puesta a tierra de sistemas, circuitos, equipos, canalizaciones y cubiertas metálicas de cables, debe ser permanente y continua; los elementos que la constituyen deben tener una capacidad suficiente para conducir cualquiera de las corrientes que le puedan ser impuestas y ser de impedancia suficientemente baja, tanto para limitar el potencial sobre tierra, como para facilitar el funcionamiento de los dispositivos de protección contra sobrecorriente del circuito.

206.37 Equipo fijo.

Los gabinetes, cajas, accesorios y las partes metálicas no portadoras de corriente de equipo de utilización fijo, pueden conectarse a tierra en alguna de las formas indicadas a continuación:

a) Por medio de las canalizaciones metálicas o las cubiertas metálicas de cables con continuidad eléctrica efectiva y puestas a tierra.

b) Mediante un conductor que se tienda con los conductores del circuito, el cual puede ser aislado o desnudo.

c) Por algún otro medio autorizado por la Secretaría.

206.38 Equipo sobre estructuras metálicas.

a) El equipo fijado a la estructura metálica de un edificio y en contacto eléctrico con ella, puede considerarse como conectado a tierra si la estructura está puesta a tierra.

206.41 Continuidad eléctrica en canalizaciones y cubiertas de cables.

Debe asegurarse continuidad eléctrica a lo largo de canalizaciones metálicas y cubiertas metálicas de cables usadas como conductor de puesta a tierra, conforme a los medios siguientes:

a) Si se trata de tubo metálico rígido tipo pesado o semipesado, usando accesorios con rosca en los acoplamientos entre tramos de tubo y en las uniones con cajas, gabinetes, etc.

b) Apretando debidamente los accesorios sin rosca que se usan en tubos metálicos rígidos y en cables con cubierta metálica.

c) Usando tuerca y contratuerca, bien apretadas, en cajas y gabinetes metálicos.

d) Usando puentes de unión donde sea necesario, que llenen los requisit señalados en el artículo 206.42.

e) Usando otros dispositivos aprobados para tal objeto.

206.40 Uso del conductor puesto a tierra de un sistema como conductor de puesta a tierra de equipos.

El conductor puesto a tierra de un sistema se puede usar para conectar a tierra las partes no conductoras de corriente, de equipos ubicados antes del dispositivo de desconexión principal de una instalación, tales como la cubierta del equipo de medición, el ducto de acometida, etc.; pero no debe usarse para conectar a tierra equipos o canalizaciones ubicados después de dicho dispositivo de desconexión principal.

H. Conductores de puesta a tierra

206.54 Materiales.

a) Conductor del electrodo de tierra. El conductor del electrodo de tierra debe ser de cobre o de otro material conductor que no se corroa excesivamente bajo las condiciones existentes, pudiendo ser sólido o trenzado, aislado o desnudo. Cuando el conductor no sea de cobre, su resistencia eléctrica por metro lineal no debe ser mayor que la equivalente para los conductores de cobre indicados en el artículo 206.57. Se recomienda no hacer juntas o empalmes en el conductor del electrodo de tierra; si se hacen, debe asegurarse por algún medio que el contacto de las dos partes sea efectivo y permanente.

b) Conductor de puesta a tierra de equipos. El conductor de puesta a tierra de equipos puede estar constituido por alguno de los medios que a continuación se indican o una combinación de ellos:

b.1) Un conductor de cobre u otro material resistente a la corrosión, que se tienda junto con los conductores del circuito; pudiendo ser sólido o trenzado, aislado o desnudo, y en forma de alambre o barra de cualquier forma de sección transversal. Este conductor puede ir separado de los otros conductores del circuito, sólo en circuitos de corriente directa.

b.2) Tubo metálico rígido.

b.3) La cubierta metálica de cables blindados.

b.4) Otras canalizaciones metálicas específicamente aprobadas para fines de puesta a tierra.

206.57 Sistemas de corriente alterna. Calibre del conductor del electrodo de tierra.

En un sistema de corriente alterna el calibre del conductor del electrodo de tierra no debe ser menor al que se indica a continuación para conductores de cobre. Si se trata de otro material, su resistencia eléctrica no debe ser mayor que la equivalente al conductor de cobre correspondiente.

Calibre del conductor más grande de la acometida* o su equivalente para conductores en paralelo. AWG o MCM (Cobre)	Calibre del conductor del electrodo de tierra. AWG o MCM (Cobre)
2 o menor	8
1/0	6
2/0 o 3/0	4
4/0 a 350 MCM	2
400 a 600 MCM	1/0
Mayor de 600 a 1100 MCM	2/0
Más de 1100 MCM	3/0

* o del alimentador general del servicio.

206.49 Resistencia de electrodos artificiales.

El valor de la resistencia a tierra de los electrodos artificiales no debe ser superior a 25 ohms, en las condiciones más desfavorables. Cuando no se pueda lograr esta resistencia con un solo electrodo, debe emplearse, cuando menos, un electrodo adicional.

206.58 Calibre del conductor de puesta a tierra de equipos.

El calibre del conductor de puesta a tierra de quipos no debe ser ...or al indicado en la Tabla 206.58, excepto los casos particulares a que se refieren los artículos 206.59, 206.60 y 206.61.

Tabla 206.58

Calibre de los conductores para puesta a tierra de equipos y canalizaciones interiores

Capacidad nominal o ajuste del dispositivo de protección contra sobrecorriente ubicado antes del equipo, conductor, etc.	Calibre del conductor de puesta a tierra (AWG o MCM)	
No mayor de (amperes)	Cobre	Aluminio
15	14	12
20	14	12
30	12	10
40	10	8
60	10	8
100	8	6
200	6	4
400	4	2
600	2	2/0
800	1/0	3/0
1 000	2/0	4/0
1 200	3/0	250 MCM
1 600	4/0	350 "
2 000	250 MCM	400 "
2 500	350 "	500 "
3 000	400 "	600 "
4 000	500 "	800 "
5 000	700 "	1 000 "
6 000	800 "	1 200 "

Los sistemas de tubería metálica continua y subterránea para la conducción de agua fría, tienen, en general, una resistencia a tierra menor de 3 ohms. Los armazones metálicos de edificios, la tubería metálica de revestimiento de pozos y otros sistemas locales de tubería metálica subterránea, tienen, en general, una resistencia a tierra considerablemente menor de 25 ohms. Se recomienda probar la resistencia a tierra de los electrodos al instalarlos y repetir la prueba periódicamente, haciéndolo, de preferencia, en tiempo de secas (estiaje), en que pueden esperarse las condiciones más desfavorables.

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

RODAMIENTOS Y SU LUBRICACION

NOVIEMBRE, 1984

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

RODAMIENTOS Y SU LUBRICACION

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-

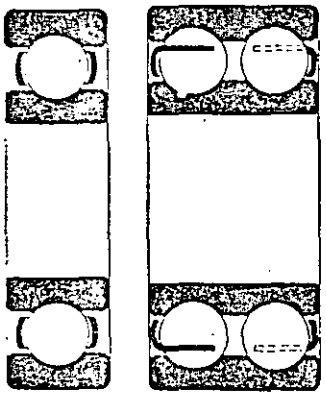


Fig. 1.—*Rodamientos radiales de ranura profunda de una y dos hileras de esferas.* El número de esferas que pueden insertarse depende del tamaño del rodamiento y del desplazamiento radial de los anillos que puedan obtenerse.

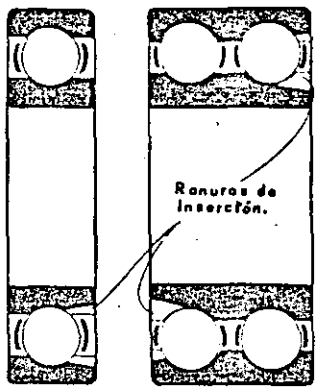


Fig. 2.—*Rodamientos radiales de una y dos hileras de esferas, con ranuras de inserción.* Estos rodamientos pueden soportar mayores cargas radiales que los rodamientos ordinarios del mismo tamaño y de ranura profunda, debido a que se pueden insertar un mayor número de esferas por las ranuras de inserción.

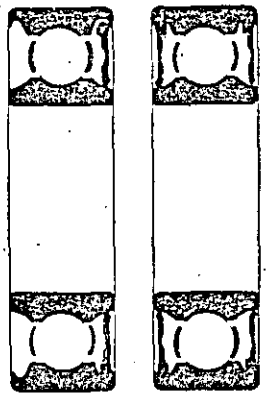


Fig. 3.—*Rodamientos de esferas de una sola hilera con protección sencilla o doble.* Los protectores protegen a los elementos de rodamiento, impidiendo la entrada de contaminantes.

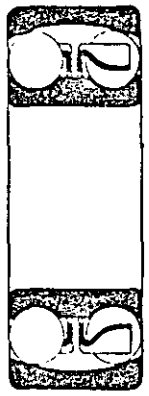


Fig. 4.—*Rodamiento de esferas de doble hilera y alineamiento propio.*

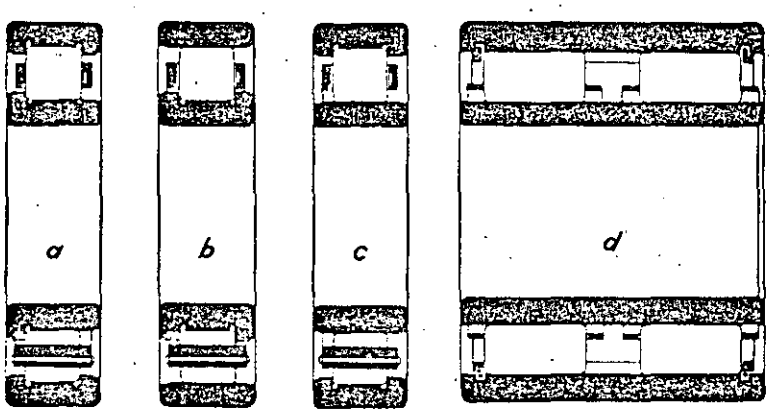


Fig. 5.—*Rodamientos radiales de rodillos cilíndricos de una y dos hileras.* Los hombros de las carreras no han sido diseñados para soportar cargas axiales sostenidas sino únicamente para mantener alineados los rodillos en sus carreras, pudiendo soportar ligeras cargas intermitentes de la flecha soportada.

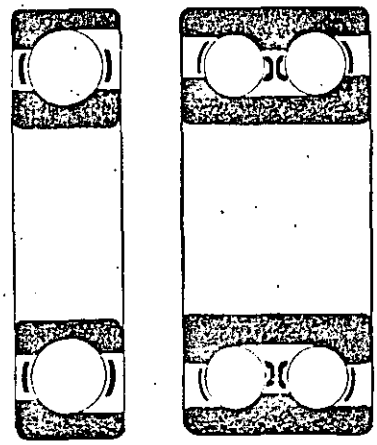


Fig. 7.—*Rodamientos de esferas, de contacto angular de una y dos hileras.* Estos rodamientos pueden soportar fuertes cargas radiales y de empuje axial. El rodamiento de doble hilera puede soportar esfuerzos axiales en ambos sentidos. Igualmente, se obtendrá el mismo resultado con dos rodamientos de una sola hilera montados cara con cara.

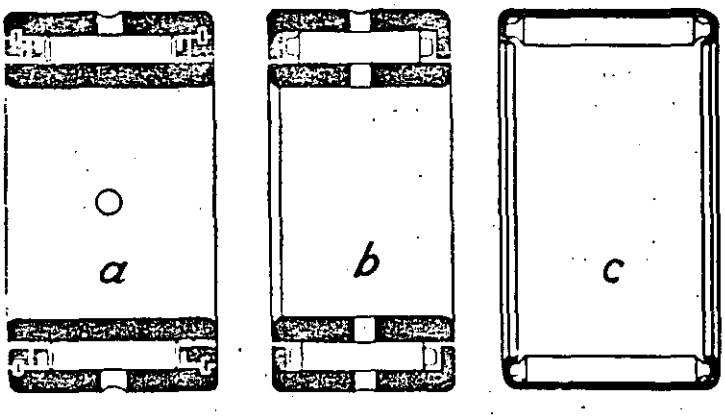


Fig. 6 (Izquierda).—*Rodamientos de agujas del tipo*: con separadores (a) de agujas libres (b) y de anillo envolvente (c)

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 esferoidales (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 esferoidales 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 antifricción, 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.

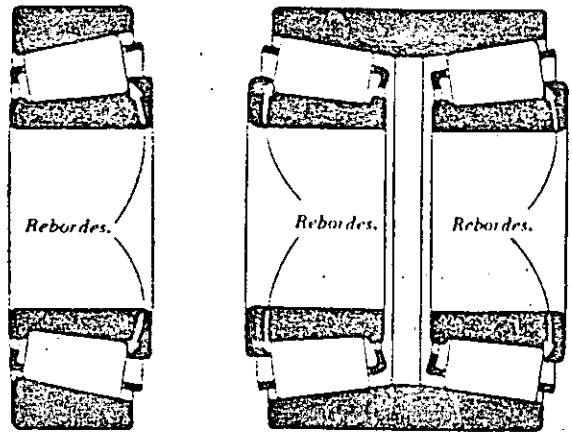


Fig. 8.—*Rodamientos de rodillos cónicos de una y dos hileras.* Estos rodamientos pueden soportar fuertes cargas radiales y de empuje axial. El rodamiento de dos hileras puede soportar esfuerzos en ambos sentidos. El ángulo de los rodillos cónicos (muy inclinado o mediano) depende del tipo de carga predominante (axial o radial).

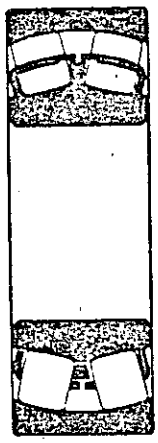


Fig. 9.—*Rodamiento de rodillos esferoidales de dos hileras y alineamiento propio.*

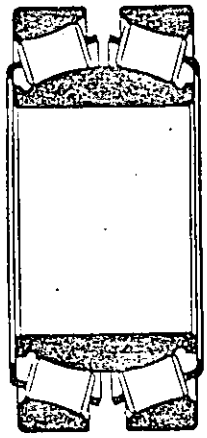


Fig. 10.—*Rodamiento de rodilos cóncavos de dos hileras y alineamiento propio.*

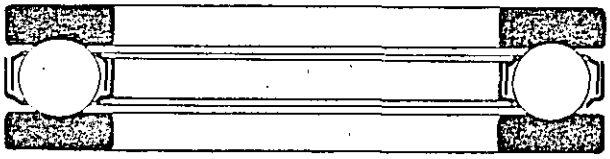


Fig. 11.—*Rodamiento de esferas de empuje axial en una sola dirección.*

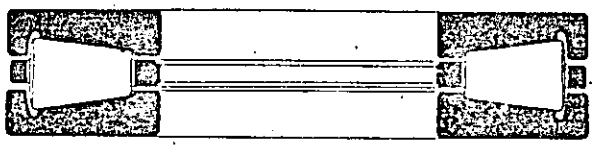


Fig. 14.—*Rodamiento de rodillos cónicos de empuje axial.* Este rodamiento puede soportar fuertes cargas axiales.

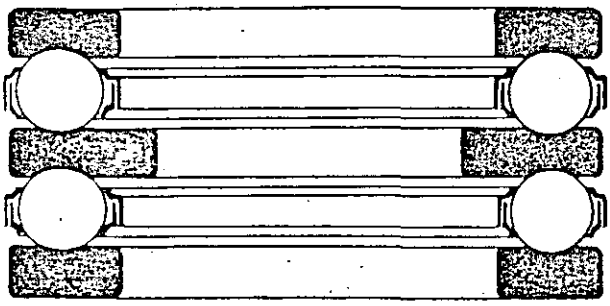


Fig. 12.—*Rodamiento de esferas de empuje axial en ambas direcciones.*

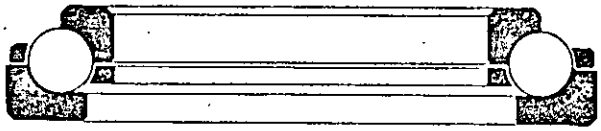
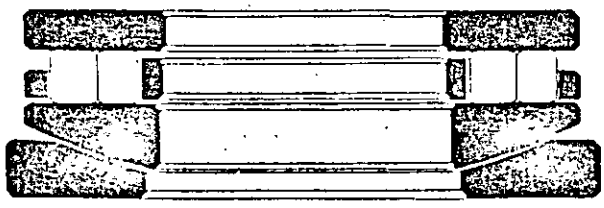
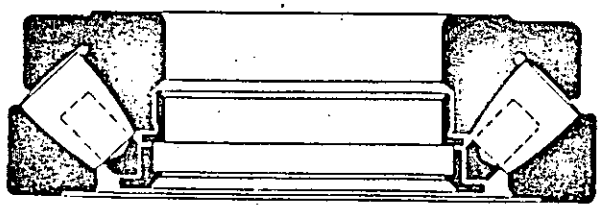


Fig. 15.—*Rodamiento de esferas, de contacto angular y empuje axial.* Este rodamiento puede soportar fuertes cargas axiales, así como, cierta cantidad de carga radial.

Fig. 13.—*Rodamiento de rodillos cilindricos 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 3/8", el tamaño de éstas no varía más de 0.000025 de pulgada. Los rodillos hasta de 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 .0011" de su tamaño ni más grande que .0003" y el diámetro exterior y el ancho de los anillos, igualmente tendrán variaciones pequeñísimas, 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:

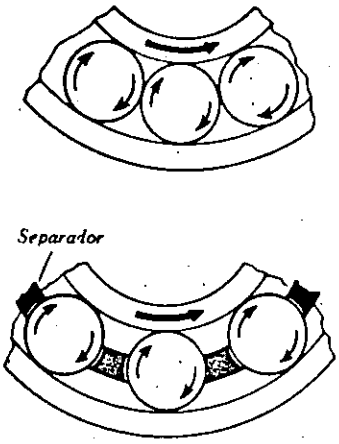


Fig. 18.—*Función de un separador.* Al mantener equidistantes los elementos de rodamiento, los separadores evitan que los elementos adyacentes rocen unos a otros y evitan que las agujas o rodillos giren en una posición oblicua.

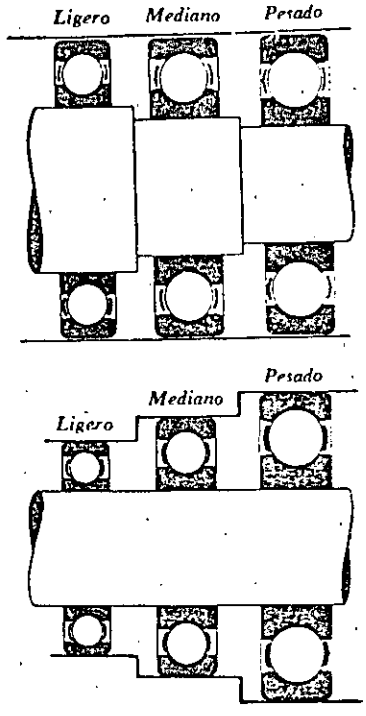


Fig. 19.—*Series de Rodamientos.* Cuando se clasifican rodamientos con los mismos diámetros interiores o exteriores pueden resultar: "Ligeros", "Medianos" o "Pesados" de acuerdo con el tipo de trabajo. Se diferencian por tener elementos más grandes y anillos más anchos siendo capaces de soportar cargas correspondientemente mayores.

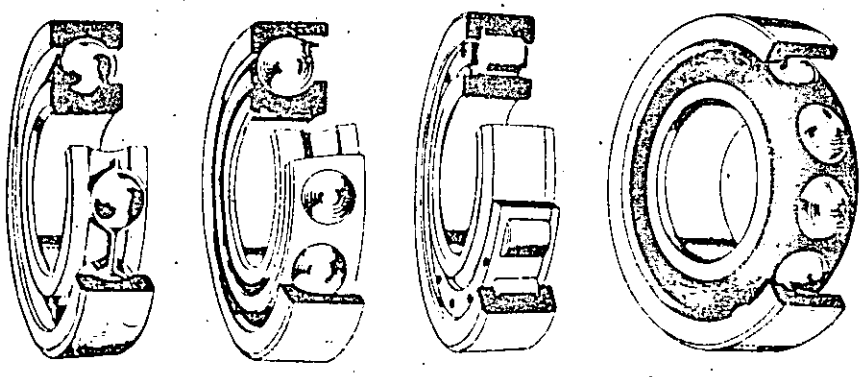


Fig. 17.—*Separadores típicos de rodamientos radiales. Los separadores de* rodamientos de empuje axial son similares.

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.

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 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.

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 libras 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 Estandard 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 estandard 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

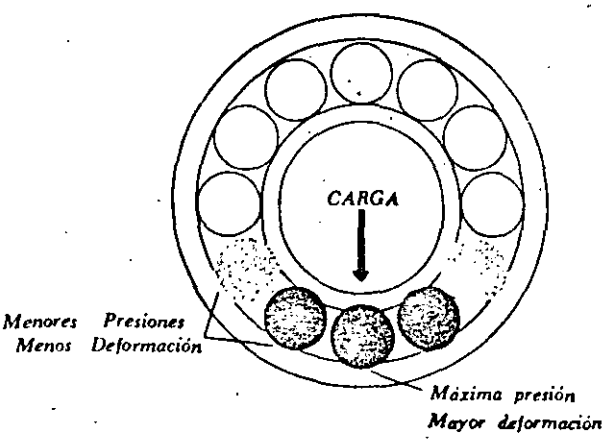


Fig. 20.—*Distribución de la carga entre los elementos de rodamiento, en la zona de presión de un rodamiento radial.* La mayor deformación de las esferas o rodillos y sus carreras, ocurre cuando se soportan las mayores cargas y presiones unitarias más elevadas. En un rodamiento para carga axial cada elemento soporta una carga igual.

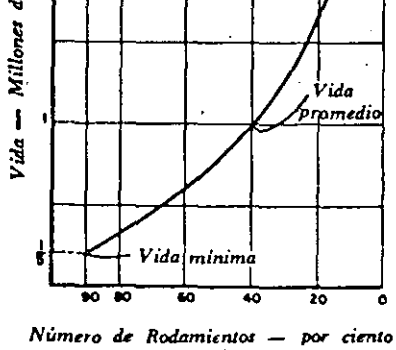


Fig. 21.—*Variación de la vida de los rodamientos antes de que ocurra la fatiga.* Esta curva muestra la variación de la vida de 30 rodamientos del mismo tipo, tamaño y serie, que fueron probados bajo condiciones idénticas de carga. La vida mínima del grupo fué considerada como el número de revoluciones 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 rodamiento 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 rodillos.

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	$2R + T$	3530	8150	24,600
n = 4 K = 760	$\sqrt{R^3 + T^3}$	2242	5055	19,650

* *Esta variación se debe probablemente a pequeñas diferencias metalúrgicas.*

** *Vida mínima es algunas veces llamada como vida B-10.*

CLASIFICACION . . .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.

$$\text{Horas efectivas de servicio (Vida mínima o promedio)} = \left(\frac{\text{Capacidad determinada a una velocidad dada}}{\text{Carga real o efectiva}}\right)^{n} \times K$$

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.

TABLA IV

CAPACIDAD RELATIVA APROXIMADA DE CARGA RADIAL EN RODAMIENTOS TIPICOS 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	3/4	34
60	130	31	8	7/8	45
70	150	35	8	1	55
80	170	39	8	1 1/8	68
90	190	43	8	1 1/4	80
100	215	47	8	1 3/16	100

TABLA V

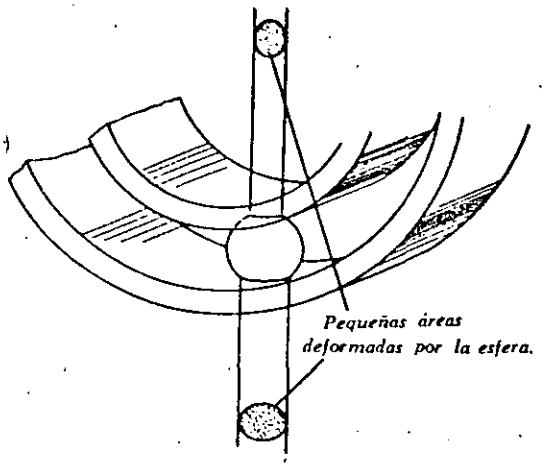
CAPACIDAD RELATIVA APROXIMADA DE CARGA RADIAL EN RODAMIENTOS TIPICOS DE ESFERAS, DE UNA SOLA HILERA Y RANURA PROFUNDA (SERIES "LIGERO" "MEDIANO" Y "PESADO") DE 100 m. m. DIAMETRO INTERIOR OPERANDO A 500 R. P. M.

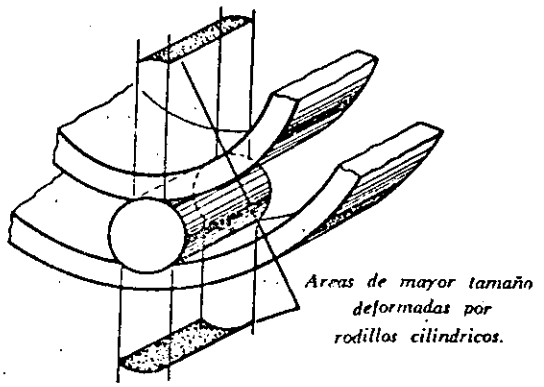
Serie del rodamiento	*Dimensiones*			*Esferas*		*Capacidad relativa radial (%*
	Diámetro Int. mm.	*Diámetro Ext. mm.*	*Ancho mm.*	*No.*	*Tamaño Pulg.*	
Ligero	100	180	34	11	1 5/16	48
Mediano	100	215	47	8	1 3/16	63
Pesado	100	265	60	7	1 1/4	100

TABLA III

CAPACIDAD RELATIVA DE CARGA DE RODAMIENTOS TIPICOS.

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	5	100	—
	„ 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
	„ de esferas y alineamiento propio	4	23	22
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 UNICAMENTE	„ axial de rodillos cilíndricos	13	—	100
	„ axial de empuje en 2 direcciones	12	—	30
	„ axial de empuje en 1 sola dirección	11	—	25





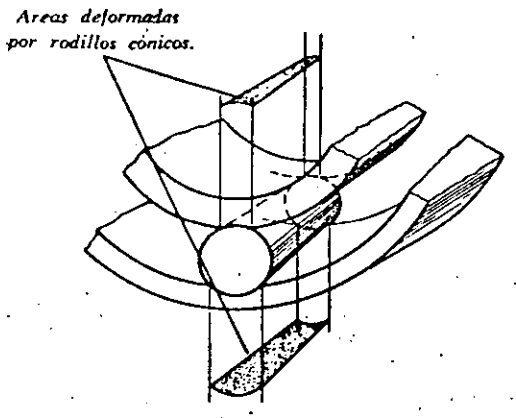


Fig. 22.—*Representación esquemática de las áreas relativas de metal deformado por la misma carga.* Las áreas más reducidas deformadas por una esfera significan que las presiones unitarias bajo la misma carga son mucho más elevadas y consecuentemente los esfuerzos producidos son de mayor magnitud.

En estos casos, la capacidad nominal varía 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 =.

$$\text{La Capacidad Nominal a una velocidad Estandard o Determinada.}$$

$$\sqrt[n]{\frac{\text{Velocidad Requerida}}{\text{Velocidad Estandard o Determinada.}}}$$

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:

$$\frac{\text{La capacidad nominal a la velocidad especificada}}{\text{El factor de velocidad para la velocidad requerida.}}$$

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.*

EFECTO DE LA VELOCIDAD . . . La vida mínima 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.

EFECTO DE LA CARGA . . . Puesto que la vida mínima o promedio de un grupo de rodamientos operando a una determinada velocidad, varía 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:

a) Deslizamiento entre los elementos de rodamiento y sus carreras;

b) Rozamiento entre los elementos de rodamiento y sus separadores;

c) Rozamiento entre los rodillos, agujas o esferas adyacentes;

d) Rozamiento entre los elementos de rodamiento de ciertos tipos de cojinetes de empuje axial y los lados de las carreras;

e) 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 ó rodillos es un poco menor al tamaño que

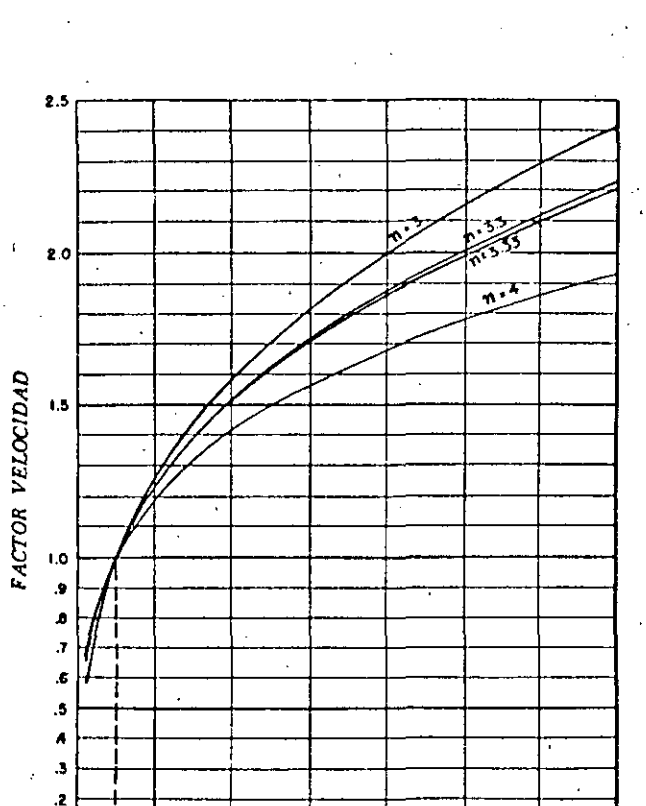


Fig. 23.—*Relación entre la velocidad de un rodamiento y los factores de velocidad correspondientes a los diferentes valores "n".* Estas curvas están trazadas de acuerdo a la velocidad estandard de 500 RPM

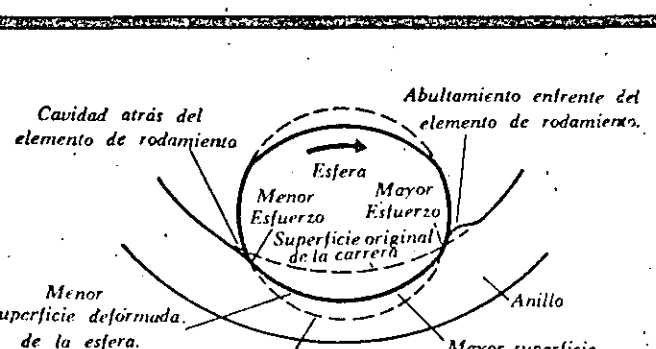


Fig. 24.—*Deslizamiento entre esferas o rodillos y sus carreras.* Las diferencias de las áreas de metal deformado (que aparecen muy exageradas en la ilustración) son la causa del deslizamiento entre las superficies de contacto.

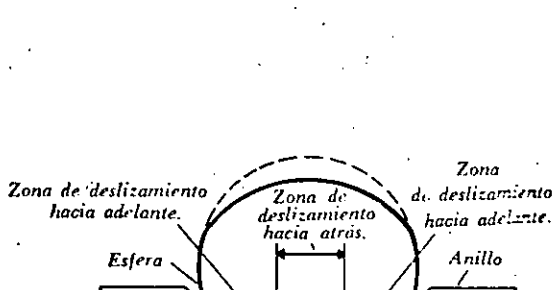


Fig. 25.—*Deslizamiento entre la esfera y su carrera.* La diferencia que existe entre las velocidades periféricas de las superficies deformadas (aparecen muy exageradas en la ilustración) de la esfera son la causa de este tipo de deslizamiento.

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 forza hacia fuera los rodillos contra los separadores. Y todavía otro po 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 forzan 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.

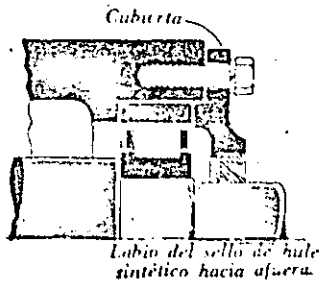
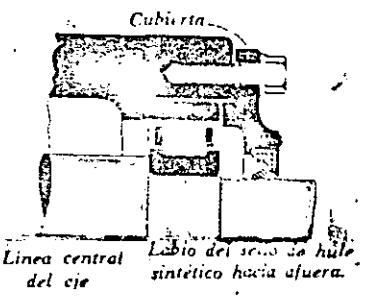


Fig. 26.—(Izq. y Derecha). *Arreglo típico de los sellos de hule sintético.* Para excluir los contaminantes provenientes del exterior, el labio o reborde del sello se coloca hacia afuera; por el contrario, cuando se desea evitar el escape del lubricante hacia el exterior el labio del sello se coloca 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.



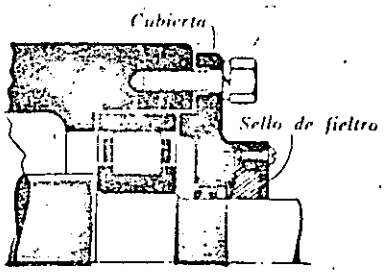
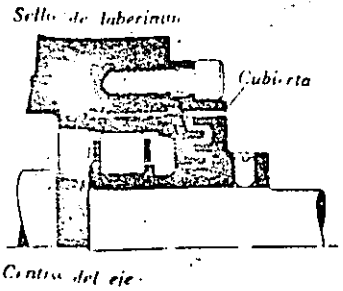


Fig. 27.—(Izquierda). Típico sello de fieltro auxiliado por ranuras en la cubierta; este tipo de sello seguido se utiliza para excluir contaminantes y reducir los escapes de lubricantes; son frecuentes las velocidades superficiales hasta de 800 pies por minuto.

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 abrásivo 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 penetren dentro de los soportes, tendrán un efecto similar.

REQUERIMIENTOS DE LUBRICACION

Los lubricantes edecuados 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 700,000 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.

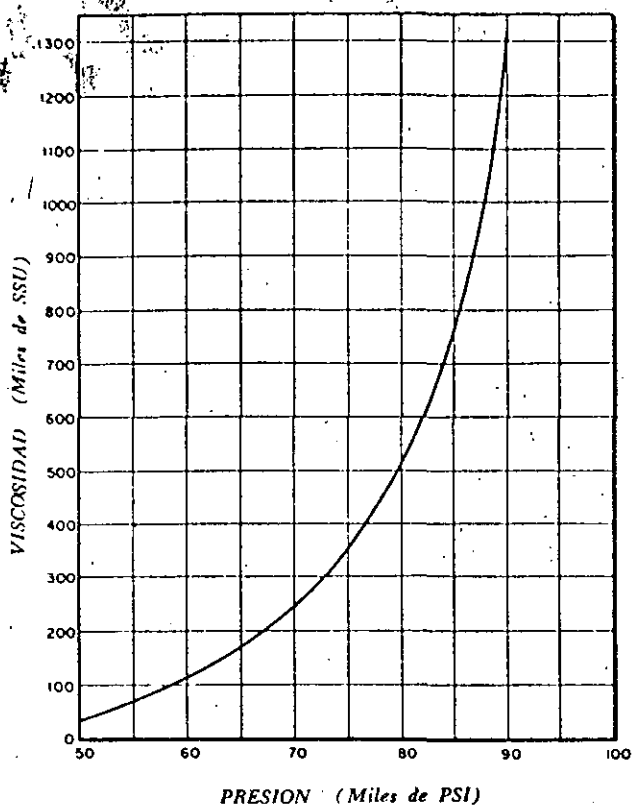


Fig. 29.—*Aumento de la viscosidad del aceite con el aumento de la presión.* Esta curva muestra como aumenta la viscosidad de una aceite parafínico con una viscosidad de 250 SSU a 100°F y 122 SSU a la temperatura de operación de 130°F cuando se sometió a presiones que variaban de 50,000 a 90,000 P.S.I.

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 ofrecer 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 período 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 protejerá 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 huelgos 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 períodos 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.

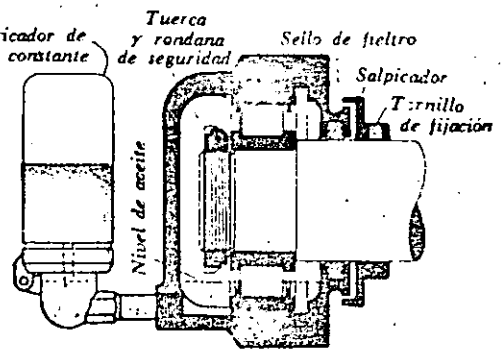
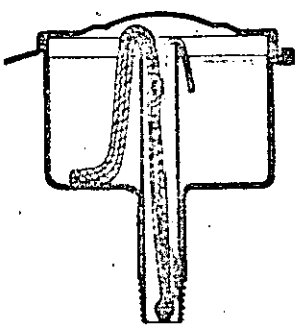


Fig. 30.—*Lubricación por baño.* Los elementos de rodamiento recogen aceite de un recipiente en el soporte y lo distribuyen a todas las partes por lubricar. Se evita la sobrelubricación, la agitación del aceite y el escape conservando el nivel de aceite entre la mitad de la esfera o rodillo más bajo (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.



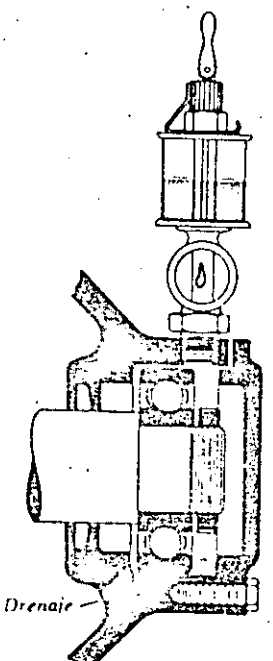


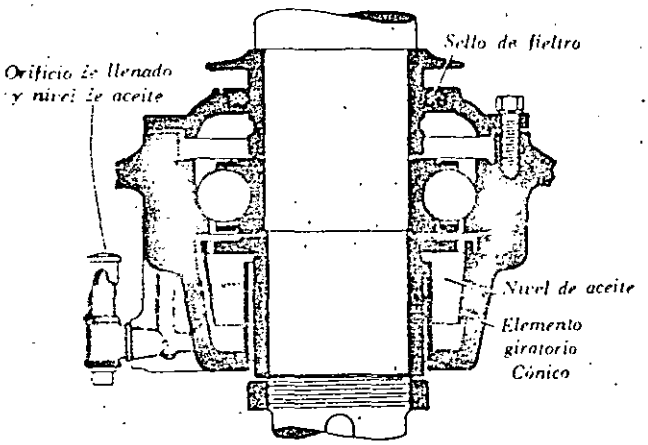
Fig. 31.—(Izquierda y arriba). *Gotero y lubricador de mecha.* Estos dispositivos pueden regularse para que alimenten la cantidad correcta de lubricante (gota por gota) a cojinetes de velocidades relativamente elevadas. En este caso, las gotas caen dentro de una tuerca de retención, la cual rocía el 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.

BAJA TEMPERATURA DE OPERACION ... Cuando los rodamientos se ven expuestos a bajas temperaturas ambientes, 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 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.

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



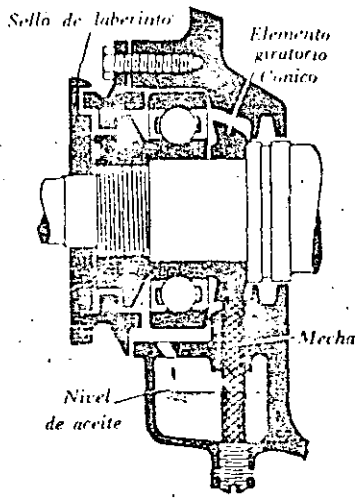


Fig. 32.—(Izquierda y derecha). *Rocío de aceite.* La fuerza centrífuga producida por el movimiento giratorio de los rociadores cónicos forma una neblina de aceite que lubrica las partes en movimiento de cojinetes de alta velocidad. En algunos casos los rociadores se encuentran parcialmente sumergidos 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.

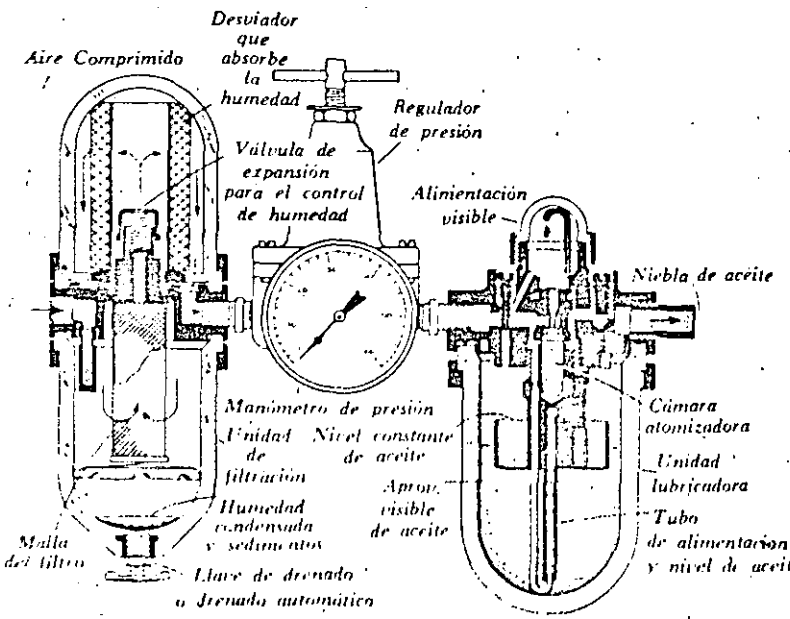


Fig. 33.—(Izquierda) *Niebla lubricante.* Los rodamientos que giran a velocidades muy elevadas son lubricados por depósitos especiales que emplean aire comprimido para atomizar el aceite y suministrarlo en forma de una niebla densa, a las partes en movimiento.

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)

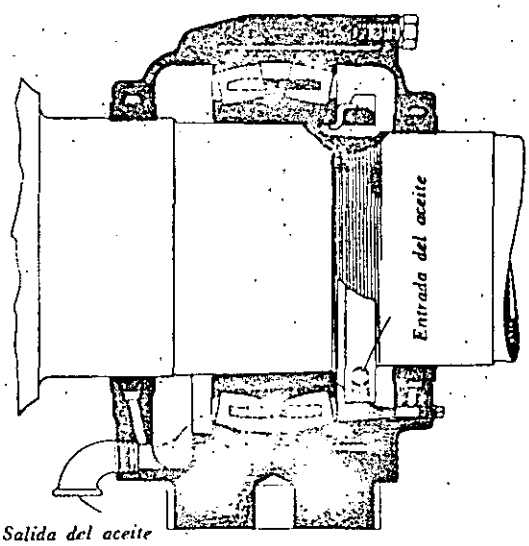


Fig. 34.—*Lubricación por circulación.* En donde las temperaturas de operación son elevadas porque el cojinete esté sujeto a calor inducido, es necesario contar con un volumen suficiente de aceite que actúe también como medio enfriante; el cual es continuamente bombeado a través del soporte de los rodamientos pasando después al recipiente principal.

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.

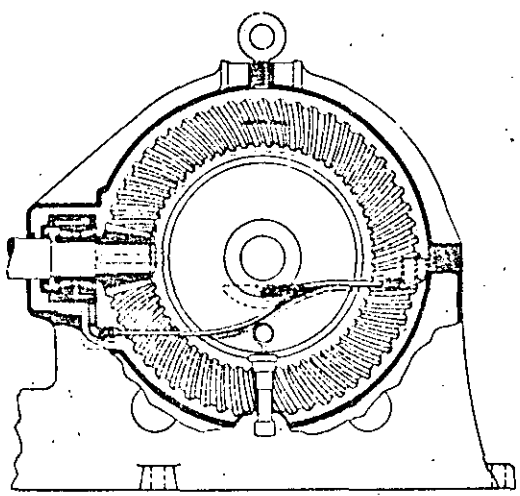


Fig. 35.—*Lubricación por salpique.* El aceite salpicado por engranes o dispositivos parcialmente sumergidos en aceite, algunas veces es canalizado o dirigido por medio de conductos para lubricar los rodamientos.

LOS ACEITES LUBRICANTES MOBIL ... Recomendados para la lubricación de rodamientos, poseen todas las características, nombradas anteriormente, desarrolladas al máximo posible. Los controles científicos desarrollados en los laboratorios modernos permiten mantener los altos estandards 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.

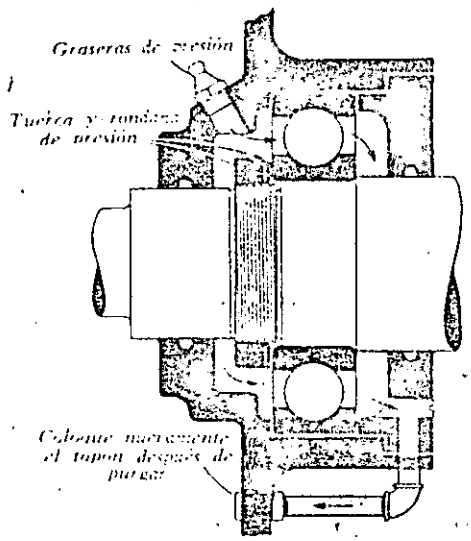


Fig. 36.—*Aplicación por pistola grasera.* Para obtener una distribución y evacuación efectiva, muchos soportes tienen graseras y sólidas de grasa colocadas en partes opuestas del soporte.

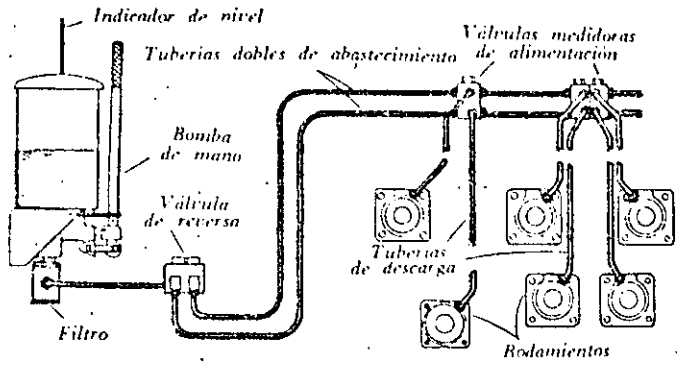


Fig. 37.—*Sistema central de engrase.* La grasa es bombeada desde un receptáculo a las tuberías principales de alimentación. La corriente de grasa a cada rodamiento está regulada por medio de una válvula colocada junto a cada soporte.

LUBRICACION CON GRASA

Aunque los soportes de algunos rodamientos se empacan 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 empacando 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 empacar 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 huelgos 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 rodamiento, 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 semifluída 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 empacado, 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.

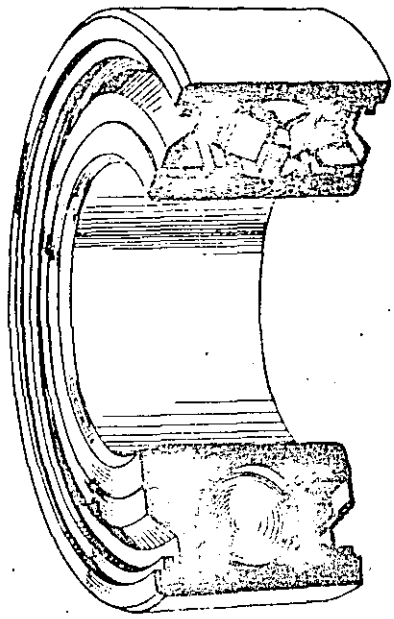
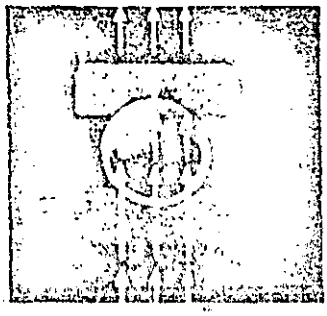


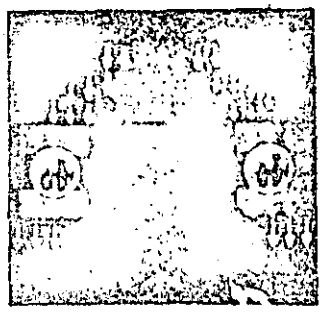
Fig. 38.—*Rodamiento típico del tipo preempacado o lubricado de por vida.* Con objeto de proporcionar mayor espacio para acomodar la grasa, los anillos de estos rodamientos son necesariamente más anchos que los de rodamientos comunes de doble protección (Fig. 3). Los sellos son lo suficientemente herméticos 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 solamente 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. Ejes Verticales.	Sellos buenos. Sellos malos.	Si Si Si	Aplicación Controlada. Aplicación Frecuente.
	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 Sprecial. 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	O 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	O Lithrex Grease E.P. No. 2, ó Lithium Grease Special.
		Líneas largas.	No	Usar Lithrex Grease E.P. No. 1,
	Pistola de Aire.	Líneas cortas.	Si	O Lithrex Grease E.P. No. 2, 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.

Cuando los rodamientos se ven sujetos a éstas y otras condiciones adversas, siempre resulta aconseja-

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

Vida real esperada = 1800 + 3565 + 2289 .
= 7654 Hr (Vida mínima)

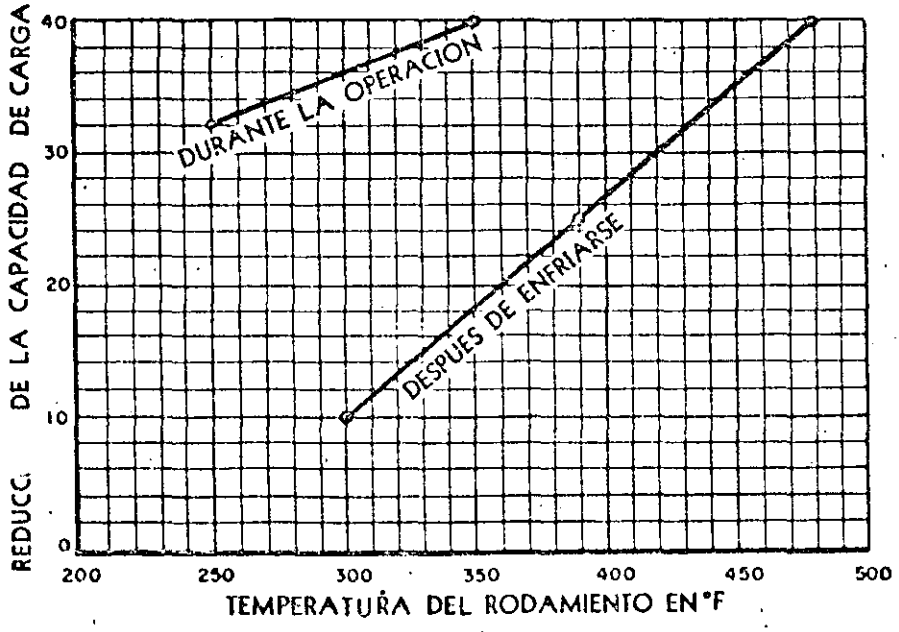


Fig. 39.—*Efecto de elevadas temperaturas de operación sobre la capacidad de carga.* La capacidad nominal normal de un rodamiento de esferas se redujo considerablemente cuando fué sometido a elevadas temperaturas de operación. Aún después de haberse enfriado la máquina y el rodamiento, una parte de su capacidad de carga se había perdido en forma permanente.

CARGAS GIRATORIAS . . . Bajo una carga dada la superficie esférica o cilíndrica de cada elemento en un rodamiento radial, deforma una cantidad mayor 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 distribuídos 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.

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.

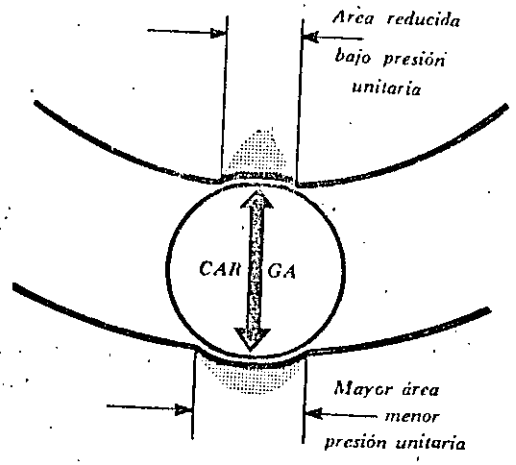


Fig. 40.—*Areas relativas de metal deformado en las carreras de los anillos interiores y exteriores de un rodamiento radial.* Puesto que el área más pequeña de la carrera del anillo interior tiene que soportar la misma carga, las presiones unitarias y esfuerzos son mayores que en la carrera del anillo exterior.

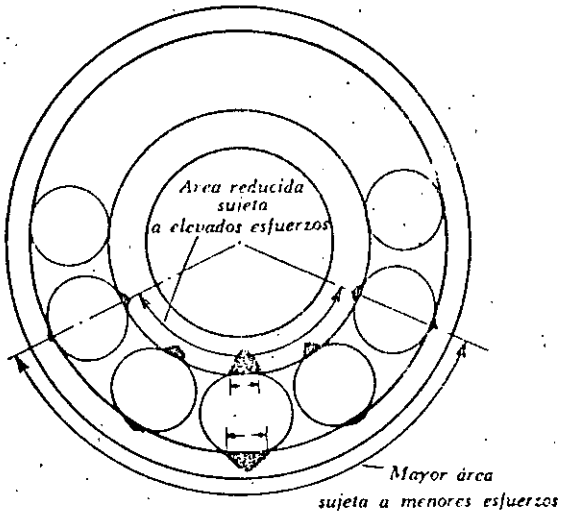


Fig. 42.—*El anillo interior y la carga giran a la misma velocidad.* Las presiones unitarias sobre la carrera del anillo interior no sólo son mayores de lo que debían de ser si la carga permaneciera estacionaria, sino que el total del área sometida a esfuerzos por los elementos de rodamiento, es más reducida.

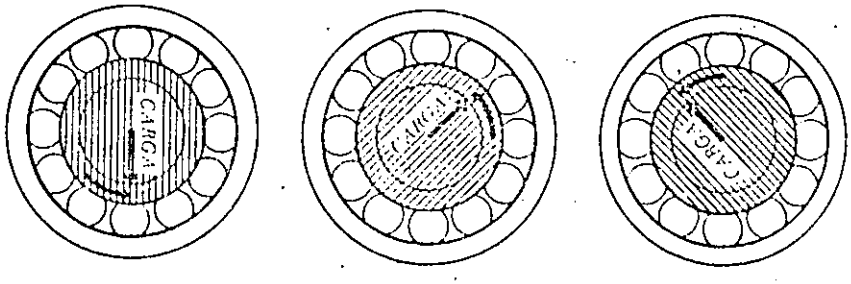


Fig. 41.—*El anillo interior y la carga giran a la misma velocidad.* El efecto es que la carga, presiones unitarias y los esfuerzos se concentran en un área limitada de la carrera del anillo interior, en lugar de concentrarse en la carrera exterior.

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 varia 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 período de operación. Esta falla es conocida como "falso endurecimiento" (false brinelling).

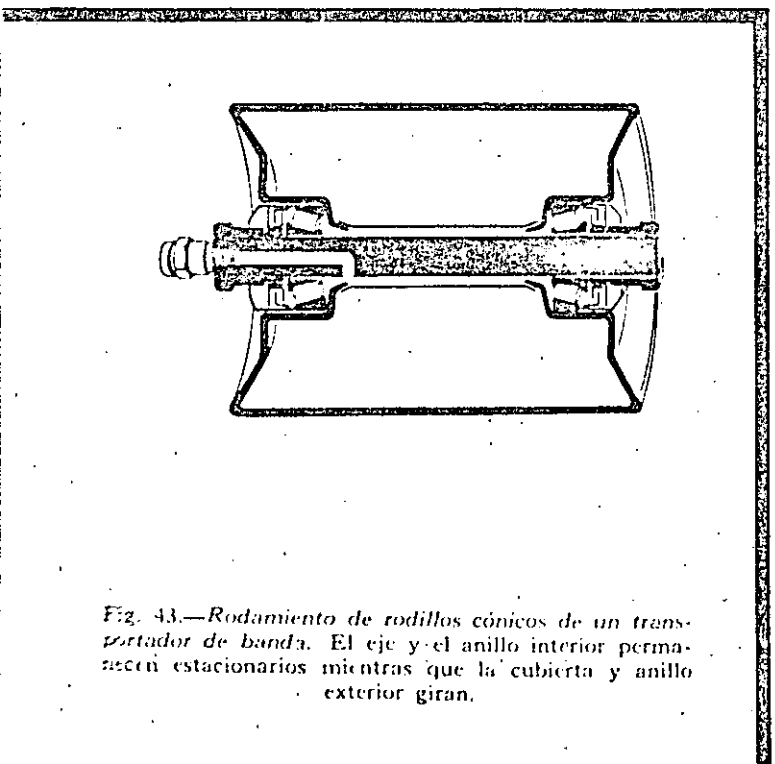


Fig. 43.—Rodamiento de rodillos cónicos de un transportador de banda. El eje y el anillo interior permanecen estacionarios mientras que la cubierta y anillo exterior giran.

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

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:

$$\left.\begin{matrix}\text{Horas de Servicio} \\ \text{(Vida mínima} \\ \text{o promedio)}\end{matrix}\right\} = (\text{Factor de Vida})^n \times K$$

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

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:

a) Debe ser adecuado para el tipo de carga (radial o axial) que deba soportar;

b) Debe ser lo suficientemente grande para soportar la carga durante el tiempo que se considere económico;

c) 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.

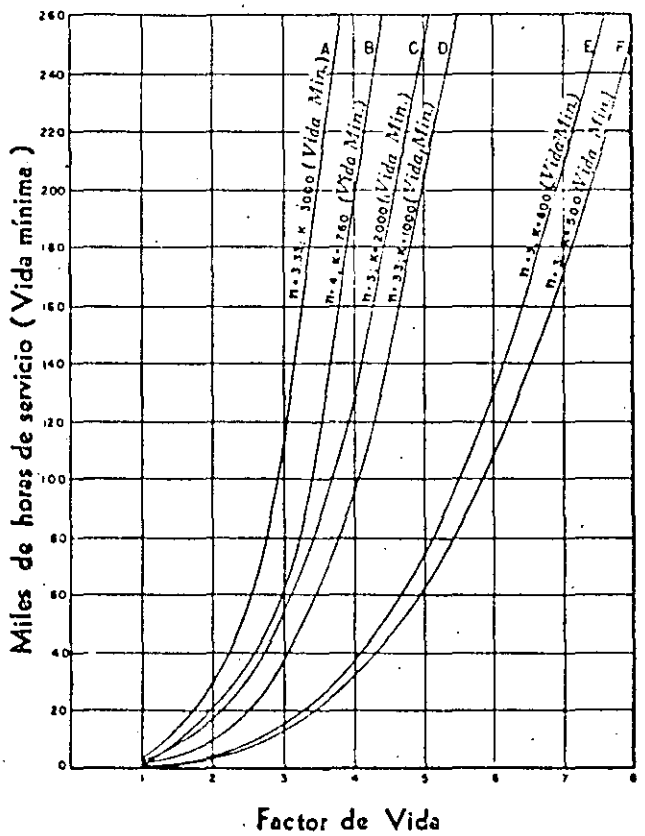


Fig. 44.—*Relación entre los factores de vida y las mínimas horas de servicio para varios valores "n" y "K".*

Por lo anteriormente expuesto se puede apreciar la importancia de seleccionar un rodamiento con una capacidad de carga adecuada para obtener un servicio 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 Interior*	*Diámetro Exterior*	*Ancho*	*Capacidad de Carga a 500 RPM*
Ligero	90 mm.	160 mm.	30 mm.	6500 lb.
Mediano	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 flúida 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

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

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

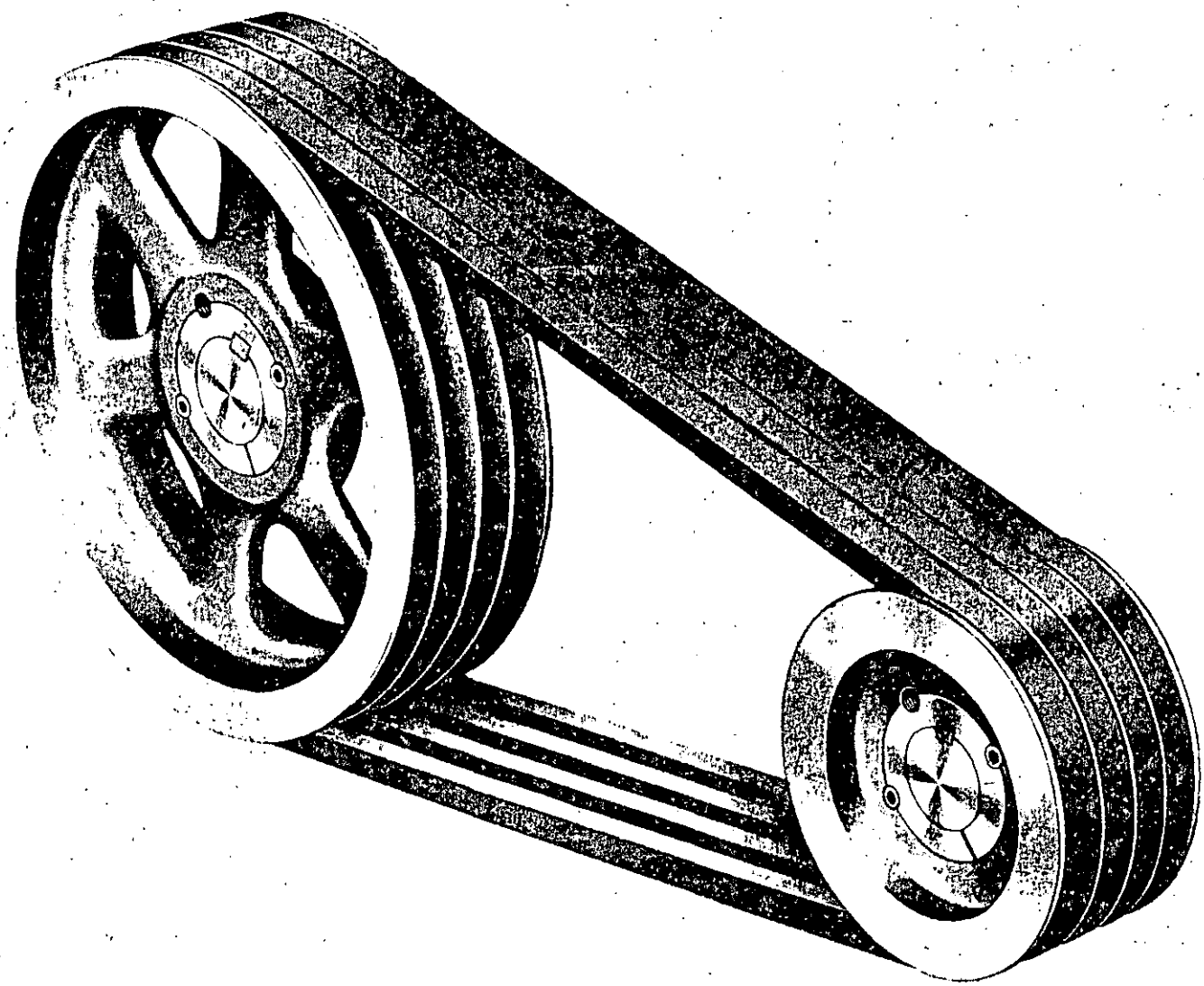
TABLAS ANEXAS

DICIEMBRE,1984.

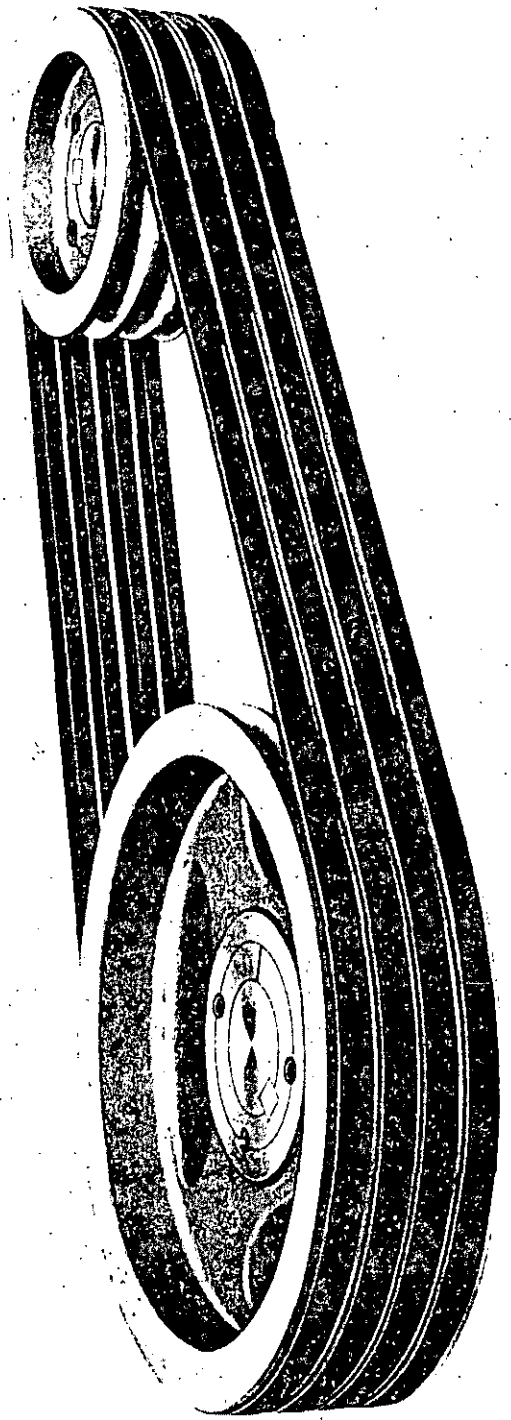
Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso Deleg. Cuauhtémoc 06000 México, D.F. Tel.: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

POLEAS TAPER-LOCK® PARA TRANSMISIONES DE BANDA "V" DODGE®

DODGE® de México, S.A. de C.V.



CATALOGO M 336-B



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.5-76-43-66, 5-76-20-07

PLANTA EN GUADALAJARA
Calle A No.170 Parque Industrial El Salto
El Salto, Jal., C.P.45680
Tel. 91-36-39-71-04

Impreso en la Ciudad de México

PROHIBIDA LA REPRODUCCION PARCIAL O TOTAL
DERECHOS RESERVADOS © 1968 - 1973 RELIANCE ELECTRIC CO.
® Marca Reg. de DODGE División de Reliance Electric Co.

® Marca Reg.

POLEAS
TAPER-LOCK®

as poleas para bandas A, B y C de DODGE® tiene bujes APER-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.

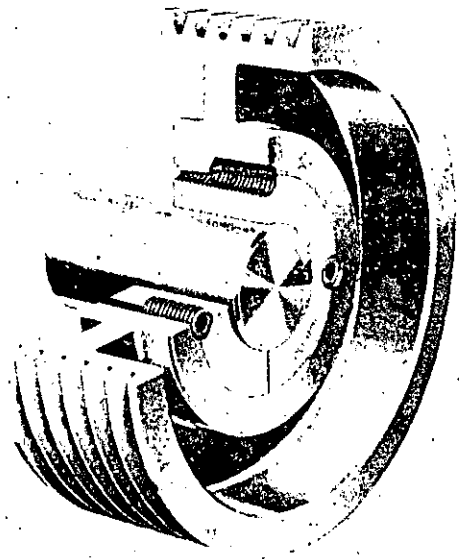
EL FAMOSO MONTAJE CON BUJES TAPER-LOCK®

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, impe-tes 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.

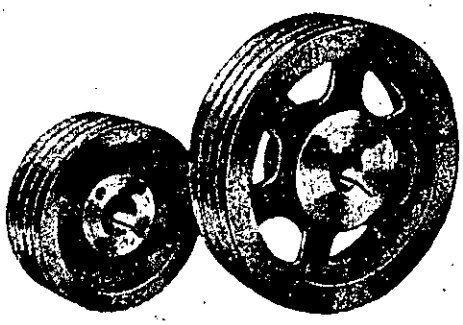
NOTA: Instruciones completas de instalación se incluyen en cada caja de empaque de los bujes.

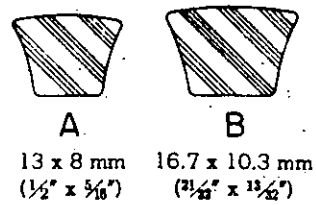
FACIL DE DESMONTAR

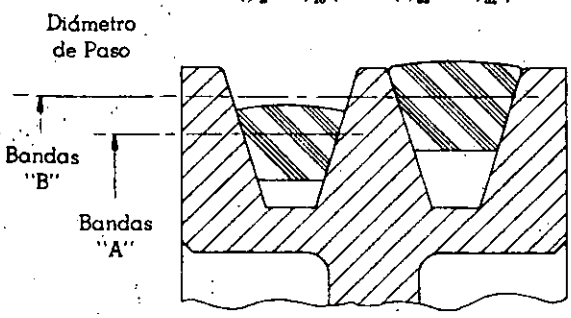
Retírense completamnte los opresores. En el orificio roscado en el buje, insértese uno de ellos. Empléelo en forma de extractor, apretándolo, de esta forma quedará el buje libre, permitiendo la rápida y fácil remoción de la polea.

® Marca Reg.

Poleas TAPER-LOCK® de Ranura para Doble Servicio de Bandas "A" y "B" y Poleas TAPER-LOCK® "B"







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.

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.

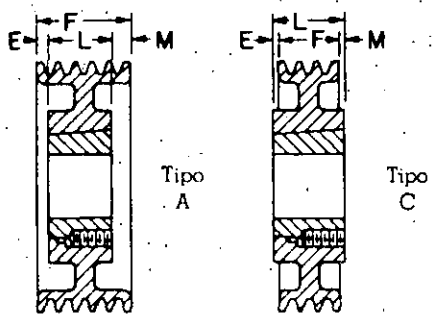
El dibujo de arriba ilustra cómo pueden utilizarse las bandas "A" o "B" en poleas TAPER -LOCK® de ranuda para doble servicio.

Pesos y Medidas Stándard

Buje No.	Diámetro de Paso				Diámetro Exterior		Peso (kg)					Buje No.
	Con Bandas "A"		Con Bandas "B"				1	2	3	4	5	
	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	Ranura	Ranuras	Ranuras	Ranuras	Ranuras	
1215	7.62	3.0	8.64	3.4	9.53	3.75	.86	1.2	1.7	2.1	....	1215
	8.13	3.2	9.14	3.6	10.03	3.95	1.0	1.5	1.9	2.4	....	
	8.64	3.4	9.65	3.8	10.54	4.15	1.1	1.7	2.1	2.6	....	
	9.14	3.6	10.16	4.0	11.05	4.35	1.2	1.9	2.4	3.0	....	
1615	9.65	3.8	10.67	4.2	11.56	4.55	1.4	1.9	2.4	3.0	....	1615
	10.16	4.0	11.18	4.4	12.07	4.75	1.5	2.4	2.7	3.4	....	
	10.67	4.2	11.68	4.6	12.57	4.95	1.7	2.4	3.1	3.6	....	
	11.18	4.4	12.19	4.8	13.08	5.15	1.8	2.7	3.4	4.0	....	
	11.68	4.6	12.70	5.0	13.59	5.35	2.0	2.9	3.6	4.3	5.0	
	12.19	4.8	13.21	5.2	14.10	5.55	2.0	3.2	3.6	4.5	5.4	
	12.70	5.0	13.72	5.4	14.60	5.75	2.2	3.1	4.3	5.0	5.4	
	13.21	5.2	14.22	5.6	15.11	5.95	2.3	3.6	4.5	5.4	5.9	
	13.72	5.4	14.73	5.8	15.62	6.15	2.4	3.6	4.8	5.9	....	
	14.22	5.6	15.24	6.0	16.13	6.35	2.7	4.0	5.4	6.4	6.8	
	14.73	5.8	15.75	6.2	16.64	6.55	2.4	3.6	4.9	5.9	....	
	15.24	6.0	16.26	6.4	17.15	6.75	2.7	3.8	5.4	6.8	7.7	
	15.75	6.2	16.76	6.6	17.65	6.95	2.4	4.5	6.4	7.3	....	
	16.26	6.4	17.27	6.8	18.16	7.15	2.4	5.4	6.8	7.7	8.6	2517
2517	17.78	7.0	18.80	7.4	19.69	7.75	4.5	7.8	7.7	9.1	....	
	20.83	8.2	21.84	8.6	22.73	8.95	6.4	....	9.6	10.9	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	
	38.10	15.0	39.12	15.4	40.01	15.75	10.4	12.2	15.0	20.0	21.8	
	45.72	18.0	46.74	18.4	47.63	18.75	13.6	16.3	19.1	21.8	27.2	
3030	.....	....	50.80	20.0	51.69	20.35	....	25.9	29.9	32.2	34.9	3030
	.....	....	63.50	25.0	64.39	25.35	....	33.1	37.2	39.9	40.4	
	.....	....	76.20	30.0	77.09	30.35	....	37.6	41.7	47.6	52.2	
	.....	....	96.52	38.0	97.41	38.35	....	59.0	63.5	68.0	79.4	

® Marca Reg

Poleas TAPER-LOCK®
de Ranura para Doble Servicio
de Bandas "A" y "B"
y Poleas TAPER-LOCK® "B"



Vea pesos y medidas stándard 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 Con Bandas "A" cm.	Diámetro de Paso Con Bandas "A" pulg.	Diámetro de Paso Con Bandas "B" cm.	Diámetro de Paso Con Bandas "B" pulg.	Diámetro Exterior cm.	Diámetro Exterior pulg.	Tipo	Buje No.	F cm.	L cm.	E cm.	M cm.
1	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	.....	.....	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	C	1215	2.22	3.81	0	1.59
	9.65 a 16.26	3.8 a 6.4	11.68 a 17.27	4.6 a 6.8	11.56 a 18.16	4.55 a 7.15	C	1615	2.22	3.81	0	1.59
	17.78 a 22.86	7.0 a 9.0	18.80 a 23.88	7.4 a 9.4	19.69 a 24.77	7.75 a 9.75	C	2517	2.54	4.45	0	1.91
	26.92 a 45.72	10.6 a 18.0	27.94 a 46.74	11.0 a 18.4	28.83 a 47.63	11.35 a 18.75	C	2517	2.54	4.45	.64	1.27
2	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	.....	.....	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	4.45	3.81	.16	.48
	9.65 a 16.26	3.8 a 6.4	11.68 a 17.27	4.6 a 6.8	11.56 a 18.16	4.55 a 7.15	A	1615	4.45	3.81	.16	.48
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	18.80 a 46.74	7.4 a 18.4	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	2517	4.45	4.45	0	0
	.....	.....	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	51.69 a 97.41	20.35 a 38.35	C	3030	4.45	7.62	.63	2.54
3	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	.....	.....	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	6.35	3.81	.16	2.38
	9.65 a 13.72	3.8 a 5.4	11.68 a 14.73	4.6 a 5.8	11.56 a 15.62	4.55 a 6.15	A	1615	6.35	3.81	.16	2.38
	14.22 a 16.26	5.6 a 6.4	15.24 a 17.27	6.0 a 6.8	16.13 a 18.16	6.35 a 7.15	A	2517	6.35	4.45	.16	1.74
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	18.80 a 46.74	7.4 a 18.4	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	2517	6.35	4.45	0	1.90
	.....	.....	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	51.69 a 97.41	20.35 a 38.35	C	3030	6.35	7.62	0	1.27
4	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	.....	.....	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	8.26	3.81	.16	4.29
	9.65 a 12.19	3.8 a 4.8	11.68 a 13.21	4.6 a 5.2	11.56 a 14.10	4.55 a 5.55	A	1615	8.26	3.81	.16	4.29
	12.70 a 16.26	5.0 a 6.4	13.72 a 17.27	5.4 a 6.8	14.61 a 18.16	5.75 a 7.15	A	2517	8.26	4.45	.16	3.65
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	18.80 a 46.74	7.4 a 18.4	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	2517	8.26	4.45	.95	2.86
	.....	.....	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	51.69 a 97.41	20.35 a 38.35	A	3030	8.26	7.62	0	.64
5	7.62 a 9.14	3.0 a 3.6	.....	.....	9.53 a 11.05	3.75 a 4.35	A	1215	10.16	3.81	2.22	4.13
	9.65 a 12.19	3.8 a 4.8	11.68 a 13.21	4.6 a 5.2	11.56 a 14.10	4.55 a 5.55	A	1615	10.16	3.81	2.22	4.13
	12.70 a 16.26	5.0 a 6.4	13.72 a 17.27	5.4 a 6.8	14.61 a 18.16	5.75 a 7.15	A	2517	10.16	4.45	2.06	3.65
	17.78 a 45.72	7.0 a 18.0	18.80 a 46.74	7.4 a 18.4	19.69 a 47.63	7.75 a 18.75	A	2517	10.16	4.45	1.90	3.81
	.....	.....	50.80 a 96.52	20.0 a 38.0	51.69 a 97.41	20.35 a 38.35	A	3030	10.16	7.62	.64	1.90

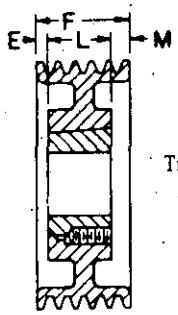
Bujes TAPER-LOCK® (Cuando se ordenan por separado)

Buje No.	Diámetro Interior mm.	Diámetro Interior pulg.	Peso kg.	Cuñero del Buje mm.	Cuñero del Buje pulg.	Cuñero del Eje mm.	Cuñero del Eje pulg.
1215	12.7 a 14.3	½ a 9/16	.36	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a ⅞	.32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1¼	.27	6.4 x 3.2	¼ x ⅛	6.4 x 3.2	¼ x ⅛
1615	12.7 a 14.3	½ a 9/16	.54	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a ⅞	.50	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1¼	.45	6.4 x 3.2	¼ x ⅛	6.4 x 3.2	¼ x ⅛
	33.3 a 34.9	1⅜ a 1⅜	.36	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32	7.9 x 4.0	5/16 x 5/32
	36.5 a 38.1	1⅜ a 1½	.32	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16
	39.7 a 41.3	1⅝ a 1⅝	.27	9.5 x 3.2*	⅜ x ⅛*	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16
2517	12.7 a 14.3	½ a 9/16	1.6	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16	3.2 x 1.6	⅛ x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a ⅞	1.5	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1¼	1.5	6.4 x 3.2	¼ x ⅛	6.4 x 3.2	¼ x ⅛
	33.3 a 34.9	1⅜ a 1⅜	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	1⅜ a 1¾	1.4	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16
	46.0 a 57.2	1¹³/₁₆ a 2¼	1.1	12.7 x 6.4	½ x ¼	12.7 x 6.4	½ x ¼
	58.7 a 63.5	2 5/16 a 2½	.86	15.9 x 4.8*	5/8 x 3/16*	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
3030	23.8 a 31.8	15/16 a 1¼	4.2	6.4 x 3.2	¼ x ⅛	6.4 x 3.2	¼ x ⅛
	33.3 a 34.9	1⅜ a 1⅜	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	1⅜ a 1¾	3.9	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16	9.5 x 4.8	⅜ x 3/16
	46.0 a 57.2	1¹³/₁₆ a 2¼	3.4	12.7 x 6.4	½ x ¼	12.7 x 6.4	½ x ¼
	58.7 a 69.9	2 5/16 a 2¾	2.8	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
	71.4 a 76.2	2¹³/₁₆ a 3	2.3	19.1 x 6.4*	¾ x ¼*	19.1 x 9.5	¾ x ⅜

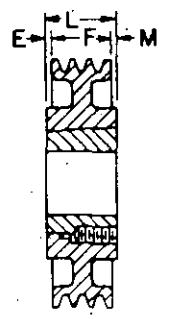
*Cuña suministrada para estos tamaños solamente.

Poleas TAPER-LOCK®
para Bandas "C"

22 x 14 mm
(7/8" x 17/32")



Tipo A



Tipo C

Las poleas vienen equipadas con bujes TAPER-LOCK® y son de hierro gris. Vea las especificaciones en la página siguiente.

Para diámetros interiores y cuñeros vea la tabla al calce de esta página.

Medidas y Pesos Stándard

Buje No.	Diámetro de Paso cm.	Diámetro de Paso pulg.	Peso kg. 3 Ranuras	Peso kg. 4 Ranuras	Peso kg. 6 Ranuras	Buje No.
	20.32	8.0	9.5	10.9	19.5	
	21.59	8.5	10.4	11.3	22.2	
2517	22.86	9.0	10.9	11.8	24.5	3030
	24.13	9.5	11.3	13.2	25.9	
	26.67	10.5	12.7	14.5	25.4	
	33.02	13.0	22.2	25.4	31.3	
3030	40.64	16.0	29.0	32.2	45.4	
	50.80	20.0	35.8	40.8	59.0	3535
	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	4040
	111.76	44.0	86.2	113	150	

Dimensiones

No. de Ranuras	Diámetro de Paso▲ cm.	Diámetro de Paso▲ pulg.	Tipo	Buje No.	F cm.	L cm.	E cm.	M cm.
3	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	2517	8.57	4.45	.63	3.49
	22.86 a 27.94	9.0 a 11.0	A	2517	8.57	4.45	.63	3.49
	30.48 a 60.96	12.0 a 24.0	A	3030	8.57	7.62	0	.95
	76.20 a 111.76	30.0 a 44.0	C	3535	8.57	8.89	0	.32
4	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	2517	11.11	4.45	1.27	5.39
	22.86 a 27.94	9.0 a 11.0	A	2517	11.11	4.45	1.27	5.39
	30.48 a 60.96	12.0 a 24.0	A	3030	11.11	7.62	0	3.49
	76.20 a 91.44	30.0 a 36.0	A	3535	11.11	8.89	0	2.22
	111.76	44.0	A	4040	11.11	10.16	0	.95
6	17.78 a 21.59	7.0 a 8.5	A	3030	16.19	7.62	2.54	6.03
	22.86 a 33.02	9.0 a 13.0	A	3030	16.19	7.62	2.54	6.03
	35.56 a 60.96	14.0 a 24.0	A	3535	16.19	8.89	1.27	6.03
	76.20 a 111.76	30.0 a 44.0	A	4040	16.19	10.16	2.54	3.49

▲Diámetro Exterior = Diámetro de Paso + 1.02 mm (0.4").

Bujes TAPER-LOCK® (Cuando se ordenan por separado)

Buje No.	Diámetro Interior mm.	Diámetro Interior pulg.	Peso kg.	Cuñero del Buje mm.	Cuñero del Buje pulg.	Cuñero del Eje mm.	Cuñero del Eje pulg.
2517	12.7 a 14.3	1/2 a 9/16	1.6	3.2 x 1.6	1/8 x 1/16	3.2 x 1.6	1/8 x 1/16
	15.9 a 22.2	5/8 a 7/8	1.5	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32	4.8 x 2.4	3/16 x 3/32
	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	1.5	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 34.9	1 5/16 a 1 3/4	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 7/16 a 1 3/4	1.4	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	1.1	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 63.5	2 5/16 a 2 1/2	.86	15.9 x 4.8*	5/8 x 3/16*	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
3030	23.8 a 31.8	15/16 a 1 1/4	4.2	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 34.9	1 5/16 a 1 3/4	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 7/16 a 1 3/4	3.9	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	3.4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 69.9	2 5/16 a 2 3/4	2.8	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
	71.4 a 76.2	2 13/16 a 3	2.3	19.1 x 6.4*	3/4 x 1/4*	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
3535	30.2 a 31.8	1 3/16 a 1 1/4	6.4	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8	6.4 x 3.2	1/4 x 1/8
	33.3 a 34.9	1 5/16 a 1 3/8	6.4	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 7/16 a 1 3/4	5.9	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	5.4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 69.9	2 5/16 a 2 3/4	5.0	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
	71.4 a 82.6	2 13/16 a 3 1/4	4.1	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
	84.1 a 88.9	3 5/16 a 3 1/2	3.6	22.2 x 6.4*	7/8 x 1/4*	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16
4040	36.5 a 44.5	1 7/16 a 1 3/4	10.0	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16	9.5 x 4.8	3/8 x 3/16
	46.0 a 57.2	1 13/16 a 2 1/4	9.5	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4	12.7 x 6.4	1/2 x 1/4
	58.7 a 69.9	2 5/16 a 2 3/4	8.6	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16	15.9 x 7.9	5/8 x 5/16
	71.4 a 82.6	2 13/16 a 3 1/4	7.7	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8	19.1 x 9.5	3/4 x 3/8
	84.1 a 92.1	3 5/16 a 3 5/8	6.8	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16
	93.7 a 95.3	3 11/16 a 3 3/4	6.4	22.2 x 6.4*	7/8 x 1/4*	22.2 x 11.1	7/8 x 7/16
	96.8 a 101.6	3 13/16 a 4	5.9	25.4 x 6.4*	1 x 1/4*	25.4 x 12.7	1 x 1/2

*Cuña suministrada para estos tamaños solamente.

®Marca Reg.

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.

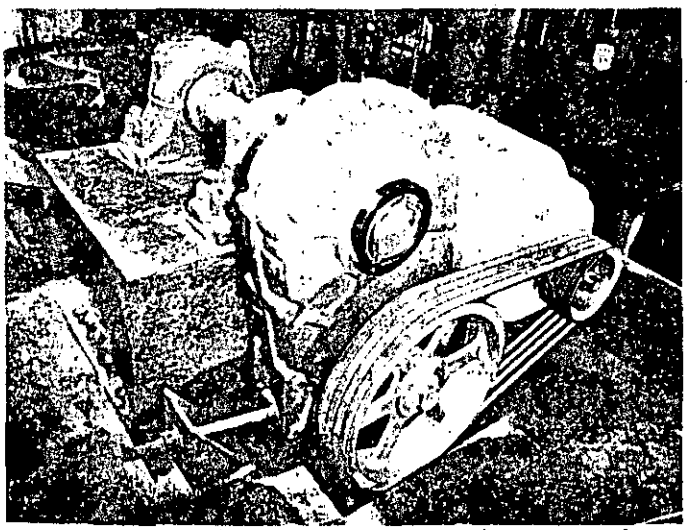
Estas poleas son de marcha exacta y sus ranuras hechas con precisión; de elaboración standard y manufactura precisa.

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 s eencuentran en las tablas para bujes TAPER-LOCK® en las página santeriores.

Balanceo.—Todas las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático. Las poleas TAPER-LOCK® normales operan sin riesgos a velocidades de la banda hasta de 1,524 metros por minuto (5 000 piez por minuto). Cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.



Instalación de Poleas TAPER-LOCK® transmitiendo potencia de un motor.

Efecto de Volante. — El efecto de volante de una polea (WR^2) es aproximadamente igual al peso en kilogramos de la corona de la polea, multiplicado por el radio medio en metros de la corona, al cuadrado. De esta manera:

Efecto de volante = WR^2

W es la mitad del peso neto de la polea

R es la mitad del diámetro medio de la corona; el diámetro medio es:

Diámetro de paso menos 0.79 cm. para poleas con ranura de doble servicio sección "A"
(diámetros de paso de: 7.62 a 45.72 cm.)

Diámetro de paso menos 2.06 cm. para poleas con ranura de doble servicio sección "B"
(diámetros de paso de: 11.68 a 46.74 cm.)

Diámetro de paso menos 2.22 cm. para poleas "B"
(diámetros de paso de: 50.80 a 96.52 cm.)

Diámetro de paso menos 3.18 cm. para poleas "C"
(diámetros de paso de: 20.32 a 111.76 cm.)

Ejemplo

Determine el efecto de volante de una polea TAPER LOCK® con diámetro de paso de 111.75 cm. (44.0") x 6 ranuras "C" que pesa 150 kilogramos. DODGE.

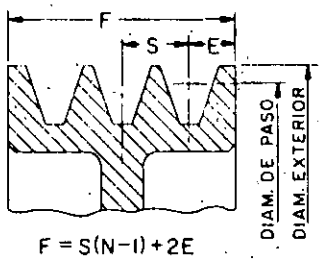
Solución:

W (peso de la corona) $= \frac{150}{2} = 75$ kg

R (radio medio de la corona) $= \frac{111.76 - 3.18}{2} = 54.29$ cm ó 0.5429 m

WR^2 (efecto de volante) $= 75 \times 0.5429^2 = 22,1$ kilográmetros^2

Nota—Este método aproximado ignora el efecto WR^2 de brazos y cubos. Para un resultado más exacto, puede lograrse una aproximación del WR^2 de brazos y cubos y agregársela al WR^2 de la corona.



$F = S(N-1) + 2E$

N = 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	11/16	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).

®Marca Reg

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 stándard, 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 stándard de motores a plena carga. En la columna apropiada siga hacia abajo hasta encontrar la velocidad propulsora aproximada.

Paso 4. Diámetro de Paso de las Poleas—Desde la velocidad propulsora seleccionada siga la línea hacia la derecha a las dos columnas tituladas "Diám. de Paso de Poleas" y tome nota de los diámetros requeridos. Si el impulsor es un motor eléctrico use los HP del motor (no los del diseño) y los rpm de la Tabla 3 para cerciorarse de que la polea propulsora esté conforme al stándard, 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.

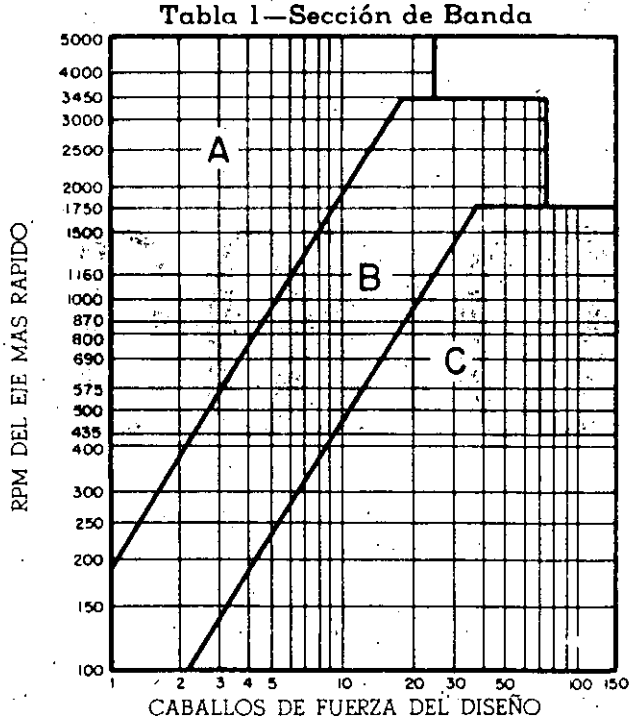
Paso 4—En la línea de la velocidad propulsada de 274 rpm se encuentran los diámetros de paso de las poleas, 21.50 cm. (8.5") y 91.44 cm (36"). Observe que la polea del motor se encuentra dentro del stándard para el diámetro mínimo de estas poleas. Vea Tabla 3.

Paso 5—En la misma línea se selecciona 91.19 cm (35.9") como distancia entre centros. Observe que el número de la banda es C144. Observe también que el factor de corrección arco-longitud combinado es .89.

Paso 6—Volviendo sobre la misma línea observe que el HP por banda es de 9.76. Este valor multiplicado por el factor .89 del Paso 5 da 8.69 HP corregido por banda.

Paso 7—Dividiendo los 42 HP del Diseño previamente determinados entre 8.69, el resultado indica que se requieren cinco bandas.

Tabla 1—Sección de Banda



®Marca Reg

Selección de Transmisiones DODGE® para Bandas A, B y C

Tabla 2—Factores de Servicio

Máquina Impulsada	Impulsor					
	Motores AC: Par Motor Normal, Jaula de ardilla, Sincronizados, Fase Dividida. **Motores DC:** Embobinado en derivación **Motores de Explosión*:** Combustión Interna de Cilindros Múltiples			**Motores AC:** Alto Par Motor, Gran deslizamiento, Repulsión-Inducción, Monofásicos, Embobinado en Serie, Anillos Deslizantes. **Motores DC:** Embobinado en Serie, Embobinado Compuesto. **Motores de Explosión*:** Combustión Interna de un solo Cilindro. **Embragues Ejes de Transmisión**		
Los tipos enumerados abajo son solamente ejemplos representativos. Escoja el grupo abajo indicado cuyas características de carga se aproximen más a las de la máquina que se esté considerando.	Servicio Intermitente — 3 a 5 horas Diarias o por Temporada	Servicio Normal — 8 a 10 Horas Diarias	Servicio Continuo — 16 a 24 Horas Diarias	Servicio Intermitente — 3 a 5 Horas Diarias o por Temporada	Servicio Normal — 8 a 10 Horas Diarias	Servicio Continuo — 16 a 24 Horas Diarias
Agitadores de líquidos Ventiladores y extractores Compresores y Bombas centrífugas Ventiladores hasta de 10 HP Bandas transportadoras de Servicio liviano	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Bandas transportadoras para Arena, Granos, etc. Mezcladoras de masa Ventiladores sobre 10 HP Generadores Ejes de Transmisión Máquinas de lavar Herramientas mecánicas Balancines-Prensas-Cizallas Maquinaria de Imprenta Bombas giratorias de desplazamiento positivo Tamices revolventes y de vibración	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
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 Positivio Pulverizadoras Maquinaria para Aserraderos e Industrias Madereras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (Rodillo-Mordaza-Giratoria) Molinos (Tubo-Varilla-Rotular) Grúas Calandrias de Hule-Troqueladoras-Molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Equipo de Extinción▲ Condiciones en Riesgos de Incendio▲	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Si se emplean poleas intermedias, agregue al factor de servicio lo siguiente:

Polea Intermedia en el lado sin tensión (lado interior de las bandas)	Nada
Polea intermedia en el lado sin tensión (lado exterior de las bandas)	0.1
Polea intermedia en el lado con tensión (lado interior de las bandas)	0.1
Polea intermedia en el lado con tensión (lado exterior de las bandas)	0.2

* 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	17.15	20.96	22.86	25.40	25.40	33.02	38.10	45.72
160	...	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♦ 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														
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	A26	A31	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105
3450	1750	1160	1.00	7.62	3.0	7.62	3.0	1.57	1.11	.84	22.61	28.96	34.04	37.85	42.93	48.01	54.36	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	25.65	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	58.57	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	66.56	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→			.....	.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	32.26	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	79.25	85.60	91.95	99.57	111.00
....	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	40.89	45.97	52.32	62.48	71.37	77.72	84.07	90.42	98.04	109.47
....	1750	1160	1.00	17.78	7.0	17.78	7.0	....	4.86	3.57	.....	.....	.....	.....	27.18	32.26	38.61	43.69	50.04	60.20	69.09	75.44	81.79	88.14	95.76	107.19
								■ Factores→			.....	.....	.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	90.93	98.55	109.98
3317	1683	1115	1.04	11.68	4.6	12.19	4.8	4.08	2.75	2.00	.....	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→			.....	.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	4.58	3.13	2.28	.....	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	55.83	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	13.72	5.4	14.73	5.8	5.09	3.64	2.58	.....	..	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
....	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	53.35	64.01	72.90	79.25	85.60	91.95	99.57	111.00
..	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	46.99	53.09	63.25	72.14	78.49	84.84	91.19	98.81	110.24
3194	1620	1074	1.08	12.19	4.8	13.21	5.2	4.41	2.98	2.16	.....	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
3194	1620	1074	1.08	12.70	5.0	13.72	5.4	4.65	3.17	2.30	.....	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
								■ Factores→			.....	.83	.87	.88	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10

■ Obtenga l[illegible]"HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificacio[illegible] motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, mu[illegible]plicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas															
				Propulsora		Propulsada																			
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	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	1064	1.09	11.18	4.4	12.19	4.8	3.95	2.63	1.91	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	125.48
3165	1606	1064	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	1064	1.09	16.26	6.4	17.78	7.0	....	3.37	2.44	.....	.....	23.11	28.19	33.27	39.62	44.70	51.05	61.21	70.10	76.45	82.80	89.15	96.77	108.20	117.09
									▪ 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	.....	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	119.63
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	100.84	108.46	119.89	128.78
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	100.08	107.70	119.13	128.02
									▪ 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	92.46	100.08	111.51	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	73.16	82.55	88.90	95.25	101.60	109.22	120.65	129.54
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	122.68
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	121.92
									▪ 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	103.12	110.74	122.17	131.06
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	102.36	109.98	121.41	130.30
3053	1549	1027	1.13	11.68	4.6	13.21	5.2	4.28	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	96.52	104.14	115.57	124.46
3053	1549	1027	1.13	12.19	4.8	13.72	5.4	4.54	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	95.50	103.12	114.55	123.44
									▪ 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	17.78	7.0	....	4.32	3.16	.....	.....	23.62	28.70	33.78	40.13	45.21	51.56	61.72	70.61	76.96	83.31	89.66	97.28	108.71	117.60
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	125.98
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	125.22
....	1535	1018	1.14	14.22	5.6	16.26	6.4	....	3.97	2.76	.....	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
									▪ 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	126.75
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	112.78	121.67
3000	1522	1009	1.15	13.72	5.4	15.75	6.2	5.22	3.70	2.63	.....	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
2970	1569	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	118.62	127.51
									▪ 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	14.73	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	122.43
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	100.33	107.95	119.38	128.27
2949	1496	991	1.17	11.68	4.6	13.72	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	115.06	123.95
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	114.30	123.19
....	1496	991	1.17	15.24	6.0	17.78	7.0	....	4.14	3.02	.....	.....	23.88	28.96	34.04	40.39	45.47	51.82	61.98	70.87	77.22	83.57	89.92	97.54	108.97	117.86
									▪ 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	.....	.....	.....	24.38	29.72	36.07	41.15	47.50	57.66	66.55	72.90	79.25	85.60	93.22	104.65	113.54
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	101.09	108.71	120.14	129.03
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	115.82	124.72
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	121.16	130.05
									▪ 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	116.59	125.48
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	112.27	121.16
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	92.46	100.08	111.51	120.40
2875	1458	967	1.20	7.62	3.0	9.14	3.6	1.89	1.27	.95	.....	33.02	36.83	41.91	46.99	53.34	58.42	64.77	74.93	83.82	90.17	96.52	102.87	111.49	121.92	130.81
									▪ Factores→		.....	.86	.87	.90	.92	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11
2875	1458	967	1.20	10.16	4.0	12.19	4.8	3.51	2.29	1.67	.....	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
2875	1458	967	1.20	12.70	5.0	15.24	6.0	4.84	3.26	2.37	.....	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
2851	1446	959	1.21	9.65	3.8	11.68	4.6	3.20	2.09	1.53	.....	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
2851	1446	959	1.21	12.19	4.8	14.73	5.8	4.60	3.07	2.23	.....	34.89	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
....	1446	959	1.21	14.73	5.8	17.78	7.0	....	4.09	2.91	.....	.....	24.38	29.46	34.54	40.89	45.97	52.32	62.48	71.37	77.72	84.07	90.42	98.04	109.47	118.36
									▪ Factores→		.....	.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	1.00	1.01	1.04	1.05	1.06	1.08	1.10	1.11

▪ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ▪ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

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 Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	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	49.28	55.63	65.79	74.68	81.03	87.38	93.73	101.35	112.78	121.67
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
....	1400	928	1.25	14.22	5.6	17.78	7.0	....	4.04	2.80	.....	24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.99	71.88	78.23	84.58	90.93	98.55	109.98	118.87
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
....	1367	906	1.28	16.26	6.4	20.83	8.2	....	4.56	3.33	.....	.....	25.65	30.73	37.34	42.42	48.77	58.93	67.82	74.17	80.52	86.87	94.49	105.92	114.81
2675	1357	899	1.29	8.64	3.4	11.18	4.4	2.64	1.73	1.26	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
....	1357	899	1.29	17.78	7.0	22.86	9.0	....	5.06	3.70	.....	.....	.....	28.19	34.54	39.62	45.97	56.13	65.02	71.37	77.72	84.07	91.69	103.12	112.01
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
2634	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
....	1326	879	1.32	15.75	6.2	20.83	8.2	....	4.39	3.20	.....	.....	26.16	31.24	37.59	42.67	49.02	59.18	68.07	74.42	80.77	87.12	94.74	106.17	115.06
2594	1316	872	1.33	7.62	3.0	10.16	4.0	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	49.78	54.86	61.21	71.37	80.26	86.61	92.96	99.31	106.93	118.36	127.25
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	68.58	77.47	83.82	90.17	96.52	104.14	115.57	124.46
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	81.03	87.38	93.73	101.35	112.78	121.67
									■ Factores→		.86	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.08	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	35.81	42.16	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
....	1277	847	1.37	15.24	6.0	20.83	8.2	....	4.24	3.08	.....	.....	26.42	31.75	38.10	43.18	49.53	59.69	68.58	74.93	81.28	87.63	95.25	106.68	115.57
2500	1268	841	1.38	8.13	3.2	11.18	4.4	2.36	1.55	1.14	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
2500	1268	841	1.38	10.67	4.2	14.73	5.8	3.93	2.56	1.85	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
2482	1259	835	1.39	9.14	3.6	12.70	5.0	3.02	1.96	1.43	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
									■ Factores→		.85	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.10	1.11

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	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	58.67	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	8.64	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→		.85	.87	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.13
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
....	1241	823	1.41	14.73	5.8	20.83	8.2	....	4.16	2.95	....	.....	26.92	32.00	38.35	43.43	49.78	59.94	68.83	75.18	81.53	87.88	95.50	106.93	115.82	125.98
....	1241	823	1.41	16.26	6.4	22.86	9.0	....	4.59	3.35	....	....	....	29.21	35.56	40.64	46.99	57.15	66.04	72.39	78.74	85.09	92.71	104.14	113.03	123.19
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→		.85	.86	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2396	1215	806	1.44	8.13	3.2	11.68	4.6	2.36	1.55	1.14	30.48	34.29	39.37	44.45	50.80	55.88	62.23	72.39	81.28	87.63	93.98	100.33	107.95	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	115.57	124.46	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
....	1207	800	1.45	15.75	6.2	22.86	9.0	....	4.42	3.22	....	.....	24.38	29.46	36.07	41.15	47.50	57.66	66.55	72.90	79.25	85.60	93.22	104.65	113.54	123.70
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→		.85	.86	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
....	1199	795	1.46	14.22	5.6	20.83	8.2	....	4.07	2.82	....	.....	27.18	32.51	38.86	43.94	50.29	60.45	69.34	75.69	82.04	88.39	96.01	107.44	116.33	126.49
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	80.26	86.36	92.96	99.31	106.93	118.36	127.25	137.41
2347	1190	789	1.47	9.65	3.8	14.22	5.6	3.33	2.16	1.57	27.18	30.99	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	135.38
									■ Factores→		.85	.86	.88	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2331	1182	784	1.48	10.67	4.2	15.75	6.2	3.93	2.56	1.85	25.15	28.96	34.04	39.12	45.72	50.80	57.15	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30	123.19	133.35
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	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	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→		.85	.86	.88	.91	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
....	1167	773	1.50	15.24	6.0	22.86	9.0	....	4.24	3.08	....	.....	....	29.97	36.32	41.40	47.75	57.91	66.80	73.15	79.50	85.85	93.47	105.16	114.05	124.21
....	1159	768	1.51	17.78	7.0	26.92	10.6	....	5.09	3.72	....	.....	.....	....	30.99	36.07	42.42	52.83	61.72	68.07	74.42	80.77	88.39	99.82	108.71	118.87
2270	1151	763	1.52	10.67	4.2	16.26	6.4	4.00	2.59	1.87	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
2270	1151	763	1.52	11.68	4.6	17.78	7.0	4.54	2.98	2.15	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	80.01	86.36	92.71	100.33	111.76	120.65	130.81
2270	1151	763	1.52	13.72	5.4	20.83	8.2	5.48	3.83	2.71	....	.....	27.69	32.77	39.12	44.20	50.55	60.71	69.60	75.95	82.30	88.90	96.52	107.95	116.84	127.00
2255	1144	758	1.53	7.62	3.0	11.68	4.6	2.09	1.37	1.01	30.99	34.80	39.88	44.96	51.31	56.39	62.74	72.90	81.79	88.14	94.49	100.84	108.46	119.89	128.78	138.94
									■ Factores→		.85	.85	.88	.90	.92	.94	.96	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2255	1144	758	1.53	8.64	3.4	13.21	5.2	2.77	1.79	1.30	28.96	32.77	37.85	42.93	49.28	54.36	60.71	70.87	79.76	86.11	92.46	98.81	106.43	117.86	126.75	136.91
2255	1144	758	1.53	9.65	3.8	14.73	5.8	3.40	2.19	1.59	26.92	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	84.07	90.42	96.77	104.39	115.82	124.71	134.87
2225	1129	748	1.55	10.16	4.0	15.75	6.2	3.71	2.39	1.73	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44	133.60
....	1129	748	1.55	14.73	5.8	22.86	9.0	....	4.19	2.97	....	.....	25.15	30.23	36.83	41.91	48.26	58.42	67.31	73.66	80.01	86.36	93.98	105.41	114.30	124.46
									■ Factores→		.85	.86	.88	.90	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2212	1122	744	1.56	8.13	3.2	12.70	5.0	2.43	1.58	1.16	29.21	33.53	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
2212	1122	744	1.56	9.14	3.6	14.22	5.6	3.09	1.99	1.45	27.69	31.50	36.58	41.66	48.01	53.09	59.44	69.60	78.49	84.84	91.19	97.54	105.16	116.59	125.48	135.64
2184	1108	734	1.58	9.65	3.8	15.24	6.0	3.40	2.19	1.59	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	65.79	77.22	83.57	89.92	96.27	103.89	115.32	124.21	134.37
2184	1108	734	1.58	13.21	5.2	20.83	8.2	5.28	3.56	2.57	....	.....	27.94	33.27	39.62	44.70	51.05	61.21	70.10	76.45	82.80	89.15	96.77	108.20	117.09	127.25
									■ Factores→		.85	.86	.88	.90	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2170	1101	730	1.59	8.64	3.4	13.72	5.4	2.77	1.79	1.30	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
2170	1101	730	1.59	11.18	4.4	17.78	7.0	4.28	2.79	2.01	23.11	26.92	32.00	37.08	43.69	48.77	55.12	65.28	74.17	80.52	86.87	93.22	100.84	112.27	121.16	131.32
2156	1094	725	1.60	7.62	3.0	12.19	4.8	2.09	1.37	1.01	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	138.43
2156	1094	725	1.60	10.16	4.0	16.26	6.4	3.71	2.39	1.73	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.31	76.20	82.55	88.90	95.25	102.87	114.30	123.19	133.35
									■ Factores→		.85	.86	.88	.90	.92	.94	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12
2143	1087	720	1.61	9.14	3.6	14.73	5.8	3.09	1.99	1.45	27.18	30.99	36.07	41.15	47.50	52.83	59.18	69.34	78.23	84.58	90.93	97.28	104.90	116.33	125.22	135.38
....	1087	720	1.61	14.22	5.6	22.86	9.0	....	4.10	2.74	....	.....	25.65	30.73	37.08	42.16	48.51	58.67	67.56	73.91	80.26	86.61	94.23	105.66	114.55	124.97
2117	1074	712	1.63	8.13	3.2	13.21	5.2	2.43	1.58	1.16	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	137.41
2117	1074	712	1.63	9.65	3.8	15.75	6.2	3.40	2.19	1.59	25.91	29.72	34.80	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
2104	1067	707	1.64	12.70	5.0	20.83	8.2	4.54	3.10	2.26	....	23.37	28.45	33.53	39.88	44.96	51.31	61.47	70.36	76.71	83.06	89.41	97.03	108.71	117.60	127.76
									■ Factores→		.85	.86	.88	.90	.92	.94	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.10	1.12

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

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 Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A68	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128
2091	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	125.98	136.14	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	120.14	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	.....	.....	.....	.....	.....	33.02	39.37	49.78	58.67	65.02	71.37	77.72	85.34	97.03	105.92	116.08	126.24
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	95.25	106.68	115.57	125.73	135.89
									■ 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	3.71	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	54.61	63.50	69.85	76.20	82.55	90.17	101.85	110.74	120.90	131.06
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	1.01	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	84.07	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	38.10	43.18	49.78	59.94	68.83	75.18	81.53	87.88	95.50	106.93	115.82	125.98	136.14
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	35.81	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
									■ Factores→		.84	.85	.87	.90	.92	.94	.96	.99	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	54.86	64.01	70.36	76.71	83.06	90.68	102.11	111.00	121.16	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	31.24	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
									■ Factores→		.84	.85	.87	.90	.92	.94	.96	.99	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	32.00	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	1.94	8.13	3.2	15.75	6.2	2.43	1.58	1.16	27.18	30.99	36.07	41.15	47.50	52.58	58.93	69.09	77.98	84.33	90.68	97.28	104.90	116.33	125.22	135.38	145.54
1778	902	598	1.94	9.14	3.6	17.78	7.0	3.09	1.99	1.45	24.64	28.45	33.53	38.61	44.96	50.04	56.64	66.80	75.69	82.04	88.39	94.74	102.36	113.79	122.68	132.84	143.00
.....	902	598	1.94	15.75	6.2	30.48	12.0	.....	4.45	3.24	.....	.....	.....	.....	29.21	34.29	40.89	51.31	60.20	66.55	72.90	79.25	86.87	98.55	107.44	117.60	127.76
									■ 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
1769	897	595	1.95	10.67	4.2	20.83	8.2	4.00	2.59	1.87	.....	24.64	29.72	35.05	41.40	46.48	52.83	62.99	71.88	78.49	84.84	91.19	98.81	110.24	119.13	129.29	139.45
1760	893	592	1.96	11.68	4.6	22.86	9.0	4.54	2.98	2.15	.....	.....	27.43	32.51	38.86	43.94	50.55	60.71	69.60	75.95	82.30	88.65	96.27	107.70	116.59	126.75	136.91
1760	893	592	1.96	13.72	5.4	26.92	10.6	5.48	3.83	2.71	.....	.....	.....	27.43	33.78	39.12	45.47	55.63	64.77	71.12	77.47	83.82	91.44	102.87	111.76	121.92	132.08
1725	875	580	2.00	7.62	3.0	15.24	6.0	2.15	1.40	1.04	27.94	31.75	36.83	41.91	48.26	53.34	59.69	69.85	78.74	85.09	91.44	98.04	105.66	117.09	125.98	136.14	146.30
1725	875	580	2.00	8.13	3.2	16.26	6.4	2.49	1.61	1.19	26.67	30.48	35.56	40.64	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
.....	875	580	2.00	15.24	6.0	30.48	12.0	.....	4.30	3.13	.....	.....	.....	.....	29.46	34.80	41.15	51.56	60.45	66.80	73.41	79.76	87.38	98.81	107.70	117.86	128.02
									■ Factores→		.84	.85	.86	.89	.90	.93	.95	.98	1.00	1.02	1.03	1.04	1.06	1.09	1.10	1.12	1.13

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	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	.....	.....	.....	27.69	34.29	39.37	45.72	56.13	65.02	71.37	77.72	84.07	91.69	103.38	112.27	122.43	132.59
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	.....	22.35	27.69	32.77	39.37	44.45	50.80	60.96	69.85	76.45	82.80	89.15	96.77	108.20	117.09	127.25	137.41
1675	850	563	2.06	8.64	3.4	17.78	7.0	2.83	1.82	1.33	.....	28.70	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	143.51
										■ 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	.....	.....	.....	.....	29.97	35.05	41.66	51.82	60.96	67.31	73.66	80.01	87.63	99.31	108.20	118.36	128.52
1627	825	547	2.12	12.70	5.0	26.92	10.6	5.10	3.39	2.46	.....	.....	.....	27.94	34.54	39.62	46.23	56.39	65.28	71.88	78.23	84.58	92.20	103.63	112.52	122.68	132.84
1620	822	545	2.13	7.62	3.0	16.26	6.4	2.15	1.40	1.04	.....	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	125.22	135.38	145.54
										■ 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	.....	22.61	27.94	33.27	39.62	44.70	51.05	61.47	70.36	76.71	83.06	89.41	97.03	108.46	117.35	127.51	137.67
....	818	542	2.14	14.22	5.6	30.48	12.0	....	4.13	2.87	.....	.....	.....	.....	30.23	35.56	41.91	52.32	61.21	67.56	74.17	80.52	88.14	99.57	108.46	118.62	128.78
....	818	542	2.14	17.78	7.0	38.10	15.0	....	5.15	3.77	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	42.93	52.07	58.42	65.02	71.37	78.99	90.68	99.57	109.73	119.89
1597	810	537	2.16	9.65	3.8	20.83	8.2	3.46	2.22	1.62	.....	25.40	30.48	35.81	42.16	47.24	53.59	63.75	72.90	79.25	85.60	91.95	99.57	111.00	119.89	130.05	140.21
1575	799	530	2.19	8.13	3.2	17.78	7.0	2.49	1.61	1.19	.....	29.21	34.29	39.37	45.72	51.05	57.40	67.56	76.45	82.80	89.15	95.50	103.12	114.55	123.44	133.60	143.76
										■ Factores→	.....	.82	.85	.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	.....	.....	.....	28.45	35.05	40.13	46.48	56.90	65.79	72.14	78.49	84.84	92.46	104.14	113.03	122.16	133.35
1554	788	522	2.22	13.72	5.4	30.48	12.0	5.54	3.86	2.74	.....	.....	.....	.....	30.48	35.81	42.42	52.58	61.72	68.07	74.42	80.77	88.39	100.66	108.97	119.13	129.29
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	89.92	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	.....	25.65	30.99	36.07	42.42	47.50	54.10	64.26	73.15	79.50	85.85	92.20	99.82	111.25	120.14	130.30	140.46
1500	761	504	2.30	11.68	4.6	26.92	10.6	4.60	3.01	2.18	.....	.....	.....	28.70	35.31	40.39	46.99	57.15	66.04	72.64	78.99	85.34	92.96	104.39	113.28	123.44	133.60
1494	758	502	2.31	13.21	5.2	30.48	12.0	5.34	3.59	2.60	.....	.....	.....	.....	30.99	36.07	42.67	53.09	61.98	68.33	74.68	81.28	88.90	100.33	109.22	119.38	129.54
										■ Factores→	.....	.81	.85	.87	.88	.91	.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	.....	29.46	34.80	39.88	46.23	51.31	57.66‡	67.82	76.71	83.06	89.41	95.76	103.63	115.06	123.95	134.11	144.27
....	748	496	2.34	16.26	6.4	38.10	15.0	....	4.65	3.40	.....	.....	.....	.....	.....	.....	33.27	43.94	53.09	59.69	66.04	72.39	80.26	91.69	100.58	110.74	121.16
1456	738	489	2.37	9.65	3.8	22.86	9.0	3.45	2.22	1.62	.....	23.37	28.70	33.78	40.39	45.47	51.82‡	62.23	71.12	77.47	83.82	90.17	97.79	109.22	118.11	128.27	138.43
1438	729	483	2.40	12.70	5.0	30.48	12.0	5.10	3.39	2.46	.....	.....	.....	.....	31.24	36.58	42.93‡	53.34	62.48	68.83	75.18	81.53	89.15	100.58	109.73	119.89	130.05
1432	726	481	2.41	8.64	3.4	20.83	8.2	2.83	1.82	1.33	.....	26.16	31.24	36.32	42.93	48.01	54.36‡	64.52	73.41	79.76	86.36	92.91	100.33	111.76	120.65	130.81	140.97
1432	726	481	2.41	11.18	4.4	26.92	10.6	4.34	2.82	2.04	.....	.....	.....	29.21	35.56	40.89	47.24‡	57.66	66.55	72.90	79.25	85.60	93.22	104.90	113.79	123.95	134.11
....	723	479	2.42	15.75	6.2	38.10	15.0	....	4.48	3.27	.....	.....	.....	.....	.....	.....	33.53	44.20	53.34	59.94	66.29	72.90	80.52	91.95	101.09	111.25	121.41
										■ Factores→	.....	.82	.85	.88	.90	.92	.85	.95	.98	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	.....	23.88	28.96	34.29	40.64	45.97	52.32	62.48	71.37	77.72	84.33	90.68	98.30	109.73	118.62	128.78	138.94
1380	700	464	2.50	12.19	4.8	30.48	12.0	4.86	3.20	2.32	.....	.....	.....	.....	31.50	36.83	43.43	53.85	62.74	69.09	75.44	82.04	89.66	101.09	109.98	120.14	130.30
....	700	464	2.50	15.24	6.0	38.10	15.0	....	4.30	3.13	.....	.....	.....	.....	.....	.....	34.04	44.70	53.85	60.20	66.80	73.15	80.77	92.46	101.35	111.51	121.67
1369	694	460	2.52	10.67	4.2	26.92	10.6	4.06	2.62	1.90	.....	.....	24.13	29.46	36.07	41.15	47.75	57.91	66.80	73.41	79.76	86.11	93.73	105.16	114.05	124.21	134.37
1348	684	453	2.56	8.13	3.2	20.83	8.2	2.49	1.61	1.19	.....	26.42	31.50	36.83	43.18	48.26	54.86	65.02	73.91	80.26	86.61	92.96	100.58	112.01	120.90	131.06	141.22
										■ Factores→	.....	.81	.84	.87	.89	.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	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	44.96	51.56	58.17	64.52	72.39	84.07	92.96	103.12	113.54
....	676	448	2.59	14.73	5.8	38.10	15.0	....	4.22	3.00	.....	.....	.....	.....	.....	.....	34.29	44.96	54.10	60.71	67.06	73.66	81.28	92.71	101.85	112.01	122.17
1322	670	444	2.61	11.68	4.6	30.48	12.0	4.54	2.98	2.15	.....	.....	.....	.....	32.00	37.34	43.69	54.10	62.99	69.60	75.95	82.30	89.92	101.35	110.49	120.65	130.81
1302	660	438	2.65	8.64	3.4	22.86	9.0	2.83	1.82	1.33	.....	24.13	29.46	34.54	41.15	46.23	52.58	62.99	71.88	78.23	84.58	90.93	98.55	109.98	118.87	129.03	139.19
1302	660	438	2.65	10.16	4.0	26.92	10.6	3.77	2.42	1.76	.....	.....	24.38	29.72	36.32	41.40	48.01	58.17	67.31	73.66	80.01	86.36	93.98	105.41	114.55	124.71	134.87
....	653	433	2.68	14.22	5.6	38.10	15.0	....	4.13	2.87	.....	.....	.....	.....	.....	.....	34.80	45.47	54.61	60.96	67.56	73.91	81.53	93.22	102.11	112.27	122.68
										■ 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	.....	26.67	32.00	37.08	43.69	48.77	55.12	65.28‡	74.17‡	80.77‡	87.12	93.47	101.09	112.52	121.41	131.57	141.73
1264	641	425	2.73	11.18	4.4	30.48	12.0	4.34	2.82	2.04	.....	.....	.....	.....	32.26	37.59	44.20	54.36‡	63.50‡	69.85‡	76.20	82.80	90.42	101.85	110.74	120.90	131.06
1242	629	417	2.78	13.72	5.4	38.10	15.0	5.54	3.86	2.74	.....	.....	.....	.....	.....	.....	35.05	45.72‡	54.86‡	61.47‡	67.82	74.17	82.04	93.47	102.62	112.78	122.94
1237	627	416	2.79	9.65	3.8	26.92	10.6	3.46	2.22	1.62	.....	.....	24.89	30.23	36.58	41.91	48.26	58.67‡	67.56‡	73.91‡	80.52	86.87	94.49	105.92	114.81	124.97	135.13
1228	623	413	2.81	8.13	3.2	22.86	9.0	2.49	1.61	1.19	.....	24.38	29.72	35.05	41.40	46.74	53.09	63.25‡	72.14‡	78.49‡	85.09	91.44	99.06	110.49	119.38	129.54	139.70
....	623	413	2.81	16.26	6.4	45.72	18.0	....	4.65	3.40	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	36.58	45.97	52.58	59.18	65.53	73.41	85.09	93.98	104.39	114.55
1206	612	406	2.86	10.67	4.2	30.48	12.0	4.06	2.62	1.90	.....	.....	.....	25.65	32.51	37.85	44.45	54.86‡	63.75‡	70.36‡	76.71	83.06	90.68	102.36	111.25	121.41	131.57
										■ Factores→	.....	.81	.83	.84	.88	.91	.94	.86	.87	.91	1.01	1.02	1.04	1.07	1.08	1.10	1.12

■ 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.

‡ Sume 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V—Bandas de Sección "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 Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
3450	1750	1160		cm.	pulg.	cm.	pulg.	3450	1750	1160	A38	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	3.6	26.92	10.6	3.15	2.02	1.48	.....	25.15	30.48	37.08	42.16	48.77	58.93	68.07	74.42	80.77	87.12	94.74	106.43	115.32	125.48	135.64
1150	583	387	3.00	7.62	3.0	22.86	9.0	2.15	1.40	1.04	24.89	30.23	35.31	41.91	46.99	53.34	63.75	72.64	78.99	85.34	91.69	99.31	110.74	119.63	130.05	140.21
1150	583	387	3.00	10.16	4.0	30.48	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	131.83
1150	583	387	3.00	12.70	5.0	38.10	15.0	5.10	3.39	2.46	.....	.....	.....	.....	.....	35.81	46.48	55.63	61.98	68.58	74.93	82.80	94.23	103.38	113.54	123.70
										■ 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	.....	.....	.....	.....	.....	36.07	46.74‡	55.88	62.48	68.83	75.44	83.06	94.74	103.63	113.79	123.95
1092	554	367	3.16	9.65	3.8	30.48	12.0	3.46	2.22	1.62	.....	.....	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	132.33
.....	545	361	3.21	14.22	5.6	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	.85	.95	.98	.99	1.01	1.03	1.06	1.07	1.09	1.11
1058	537	356	3.26	11.68	4.6	38.10	15.0	4.54	2.98	2.15	.....	.....	.....	.....	.....	36.32	46.99‡	56.39	62.74	69.34	75.69	83.31	95.00	103.89	114.30	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	.....	.....	26.92	33.53	38.86	45.47	55.88‡	65.02	71.37	77.72	84.07	91.95	103.38	112.27	122.43	132.59
1036	526	348	3.33	13.72	5.4	45.72	18.0	5.54	3.86	2.74	.....	.....	.....	.....	.....	.....	38.10	47.50	54.36	60.96	67.31	75.18	86.87	96.01	106.17	116.33
1012	513	340	3.41	11.18	4.4	38.10	15.0	4.34	2.82	2.04	.....	.....	.....	.....	.....	36.58	47.50‡	56.64	63.25	69.60	76.20	83.82	95.25	104.39	114.55	124.71
997	506	335	3.46	13.21	5.2	45.72	18.0	5.34	3.59	2.60	.....	.....	.....	.....	.....	.....	38.35	48.01	54.61	61.21	67.82	75.69	87.12	96.27	106.68	116.84
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	125.49	136.65
										■ Factores→	.....	.80	.82	.86	.89	.90	.85	.95	.98	1.00	1.01	1.03	1.06	1.07	1.10	1.11
977	496	329	3.53	8.64	3.4	30.48	12.0	2.83	1.82	1.33	.....	.....	27.18	34.04	39.37	45.72	56.13	65.28	71.63	78.23	84.58	92.20	103.63	112.78	122.94	133.10
966	490	325	3.57	10.67	4.2	38.10	15.0	4.06	2.62	1.90	.....	.....	.....	.....	.....	37.08	47.75	56.90	63.50	70.10	76.45	84.07	95.76	104.65	115.06	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	56.64	65.53	72.14	78.49	84.84	92.71	104.14	113.03	123.19	133.35
920	467	309	3.75	10.16	4.0	38.10	15.0	3.77	2.42	1.76	.....	.....	.....	.....	.....	37.34	48.01	57.40	63.75	70.36	76.71	84.58	96.01	105.16	115.32	125.48
										■ Factores→	.....	.....	.80	.85	.88	.89	.91	.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	117.85
873	443	294	3.95	9.65	3.8	38.10	15.0	3.46	2.22	1.62	.....	.....	.....	.....	.....	37.59	48.51	57.66	64.26	70.61	77.21	84.84	96.52	105.41	115.82	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	[illegible]	.....	.....	.....	.....	.....	.....	39.62	49.28	55.88	62.48	69.09	76.96	88.65	97.79	107.95	118.35
827	420	278	4.17	9.14	3.6	38.10	15.0	3.15	2.02	[illegible]	.....	.....	.....	.....	.....	30.99	38.10	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	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	[illegible]	.....	.....	.....	.....	31.24	38.35	49.02	58.42	64.77	71.37	77.98	85.60	97.28	106.17	116.33	125.75
767	389	258	4.50	10.16	4.0	45.72	18.0	3.77	2.42	[illegible]	.....	.....	.....	.....	.....	.....	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	127.00
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	98.81	109.22	119.38
										■ Factores→	.....	.....	.....	.....	.80	.86	.87	.92	.95	.97	.99	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09
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	1.09

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del 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.

‡ Sume 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V— Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas													
				Propulsora		Propulsada																	
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	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	30.73	35.81	40.89	47.24	52.32	58.67	68.83	77.72	85.34	90.42	96.77	105.66	115.82	124.71	134.87
1750	1160	870	1.00	13.21	5.2	13.21	5.2	3.72	2.85	2.31	25.91	29.72	34.80	39.88	46.23	51.31	57.66	67.82	76.71	84.33	89.41	95.76	104.65	114.81	123.70	133.86
1750	1160	870	1.00	13.72	5.4	13.72	5.4	4.05	3.09	2.49	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	122.94	133.10
1750	1160	870	1.00	14.22	5.6	14.22	5.6	4.37	3.32	2.68	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33
1750	1160	870	1.00	14.73	5.8	14.73	5.8	4.69	3.56	2.87	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1750	1160	870	1.00	15.24	6.0	15.24	6.0	5.01	3.80	3.05	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	81.28	86.36	92.71	101.60	111.76	120.65	130.81
1750	1160	870	1.00	15.75	6.2	15.75	6.2	5.32	4.03	3.24	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	80.52	85.60	91.95	100.84	111.00	119.89	130.05
1750	1160	870	1.00	16.26	6.4	16.26	6.4	5.62	4.26	3.42	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	79.76	84.84	91.19	100.08	110.24	119.13	129.29
1750	1160	870	1.00	16.76	6.6	16.76	6.6	5.92	4.49	3.60	20.32	24.13	29.21	34.29	40.64	45.72	52.07	62.23	71.12	78.74	83.82	90.17	99.06	109.22	118.11	128.27
1750	1160	870	1.00	17.27	6.8	17.27	6.8	6.22	4.72	3.79	.....	23.37	28.45	33.53	39.88	44.96	51.31	61.47	70.36	77.98	83.06	89.41	98.30	108.46	117.35	127.51
1750	1160	870	1.00	18.80	7.4	18.80	7.4	7.08	5.39	4.33	.....	.....	26.16	31.24	37.59	42.67	49.02	59.18	68.07	75.69	80.77	87.12	96.01	106.17	115.06	125.22
1750	1160	870	1.00	21.84	8.6	21.84	8.6	8.67	6.69	5.38	.....	.....	.....	.....	32.77	37.85	44.20	54.36	63.25	70.87	75.95	82.30	91.19	101.35	110.24	120.40
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1750	1160	870	1.00	23.88	9.4	23.88	9.4	9.62	7.51	6.06	.....	.....	.....	.....	.....	34.54	40.89	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	87.88	98.04	106.93	117.09
1699	1126	845	1.03	14.73	5.8	15.24	6.0	4.78	3.62	2.91	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06
1699	1126	845	1.03	15.24	6.0	15.75	6.2	5.10	3.86	3.09	22.35	26.16	31.24	36.32	42.67	47.75	54.10	64.26	73.15	80.77	85.85	92.20	101.09	111.25	120.14	130.30
1699	1126	845	1.03	15.75	6.2	16.26	6.4	5.41	4.09	3.28	.....	25.40	30.48	35.56	41.91	46.99	53.34	63.50	72.39	80.01	85.09	91.44	100.33	110.49	119.38	129.54
1699	1126	845	1.03	16.26	6.4	16.76	6.6	5.71	4.32	3.46	20.83	24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.74	71.63	79.25	84.33	90.68	99.57	109.73	118.62	128.78
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1699	1126	845	1.03	16.76	6.6	17.27	6.8	6.01	4.55	3.64	21.08	24.89	29.97	34.04	40.39	45.47	51.82	61.98	70.87	78.49	83.57	89.92	98.81	108.97	117.86	128.02
1683	1115	837	1.04	12.70	5.0	13.21	5.2	3.48	2.67	2.16	26.42	30.23	35.31	40.39	46.74	51.82	58.17	68.33	77.22	84.84	89.92	96.27	105.16	115.32	124.21	134.37
1683	1115	837	1.04	13.21	5.2	13.72	5.4	3.81	2.91	2.35	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	84.07	89.15	95.50	104.39	114.55	123.44	133.60
1683	1115	837	1.04	13.72	5.4	14.22	5.6	4.14	3.15	2.53	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	83.31	88.39	94.74	103.63	113.79	122.68	132.84
1683	1115	837	1.04	14.22	5.6	14.73	5.8	4.46	3.38	2.72	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	82.55	87.63	93.98	102.87	113.03	121.92	132.08
1651	1094	821	1.06	15.75	6.2	16.76	6.6	5.49	4.14	3.33	21.34	25.15	30.23	35.31	41.66	46.74	53.09	63.25	72.14	79.76	84.84	91.19	100.08	110.24	119.13	129.29
1651	1094	821	1.06	16.26	6.4	17.27	6.8	5.79	4.37	3.51	.....	.....	29.21	34.29	40.64	45.72	52.07	62.23	71.12	78.74	83.82	90.17	99.06	109.22	118.11	128.27
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1636	1084	813	1.07	13.72	5.4	14.73	5.8	4.22	3.20	2.58	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33
1636	1084	813	1.07	14.22	5.6	15.24	6.0	4.54	3.43	2.77	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57
1636	1084	813	1.07	14.73	5.8	15.75	6.2	4.86	3.67	2.96	22.86	26.67	31.75	36.83	43.18	48.26	54.61	64.77	73.66	81.28	86.36	92.71	101.60	111.76	120.65	130.81
1636	1084	813	1.07	15.24	6.0	16.26	6.4	5.18	3.91	3.14	22.10	25.91	30.99	36.07	42.42	47.50	53.85	64.01	72.90	80.52	85.60	91.95	100.84	111.00	119.89	130.05
1620	1074	806	1.08	12.70	5.0	13.72	5.4	3.56	2.72	2.21	25.91	29.72	34.80	39.88	46.23	51.31	57.66	67.82	76.71	84.33	89.41	95.76	104.65	114.81	123.70	133.86
1620	1074	806	1.08	13.21	5.2	14.22	5.6	3.89	2.96	2.40	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	122.94	133.10
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07
1606	1064	798	1.09	17.27	6.8	18.80	7.4	6.48	4.89	3.92	.....	.....	27.43	32.51	38.86	43.94	50.29	60.45	69.34	76.96	82.04	88.39	97.28	107.44	116.33	126.49
1606	1064	798	1.09	21.84	8.6	23.88	9.4	8.93	6.86	5.51	.....	.....	.....	.....	31.24	36.32	42.67	52.83	61.72	69.34	74.42	80.77	89.66	99.82	108.71	118.87
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	.....	24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.74	71.63	79.25	84.33	90.68	99.57	109.73	118.62	128.78
1577	1045	784	1.11	13.72	5.4	15.24	6.0	4.31	3.26	2.62	24.13	27.94	33.02	38.10	44.45	49.53	55.88	66.04	74.93	82.55	87.63	93.98	102.87	113.03	121.92	132.08
1577	1045	784	1.11	14.22	5.6	15.75	6.2	4.63	3.49	2.81	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06
1563	1036	777	1.12	12.70	5.0	14.22	5.6	3.65	2.78	2.25	25.65	29.46	34.54	39.62	45.97	51.05	57.40	67.56	76.45	84.07	89.15	95.50	104.39	114.55	123.44	133.60
									■ Factores→		.81	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V — Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																	
				Propulsora		Propulsada																					
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	1750	1160	870	B35	B38	B42	B46	B51	B55	B60	B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173
1563	1036	777	1.12	13.21	5.2	14.73	5.8	3.98	3.02	2.44	24.89	28.70	33.78	38.86	45.21	50.29	56.64	66.80	75.69	83.31	88.39	94.74	103.63	113.79	122.68	132.33	142.49	162.81	180.59	199.64
1563	1036	777	1.12	16.76	6.6	18.80	7.4	6.18	4.66	3.73	...	.....	27.69	32.77	39.12	44.20	50.55	60.71	69.60	77.22	82.30	88.65	97.54	107.70	116.59	126.75	136.91	157.23	175.01	194.06
1549	1027	770	1.13	15.24	6.0	17.27	6.8	5.35	4.03	3.22	...	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	139.45	159.77	177.55	196.60
1535	1018	763	1.14	14.22	5.6	16.26	6.4	4.71	3.55	2.85	.....	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	140.97	161.29	179.07	198.12
1535	1018	763	1.14	14.73	5.8	16.76	6.6	5.03	3.79	3.04	.....	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	140.21	160.53	178.31	197.36
									■ Factores→		.81	.82	.84	.86	.88	.89	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1522	1009	757	1.15	13.21	5.2	15.24	6.0	4.06	3.08	2.48	.....	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33	142.49	162.81	180.59	199.64
1522	1009	757	1.15	13.72	5.4	15.75	6.2	4.39	3.32	2.66	.....	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57	141.73	162.05	179.83	198.88
1509	1000	750	1.16	12.70	5.0	14.73	5.8	3.73	2.84	2.29	25.15	28.96	34.04	39.12	45.47	50.55	56.90	67.06	75.95	83.57	88.65	95.00	103.89	114.05	122.94	133.10	142.75	163.07	180.85	199.90
1509	1000	750	1.16	16.26	6.4	18.80	7.4	5.96	4.49	3.59	.....	23.11	28.19	33.27	39.62	44.70	51.05	61.21	70.10	77.72	82.80	89.15	98.04	108.20	117.09	127.25	137.41	157.73	175.51	194.56
1509	1000	750	1.16	18.80	7.4	21.84	8.6	7.42	5.62	4.50	.....	.....	.....	28.70	35.05	40.13	46.48	56.64	65.53	73.15	78.23	84.58	93.47	103.63	112.52	122.68	132.84	153.16	170.94	189.99
									■ Factores→		.80	.82	.84	.86	.88	.89	.92	.95	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1496	991	744	1.17	14.73	5.8	17.27	6.8	5.03	3.79	3.04	.....	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	139.70	160.02	177.80	196.85
1496	991	744	1.17	23.88	9.4	27.94	11.0	9.96	7.74	6.23	.....	.....	.....	.....	.....	31.50	37.85	48.01	56.90	64.52	69.60	75.95	84.84	95.00	103.89	114.05	124.21	144.53	162.31	181.36
1483	983	737	1.18	14.22	5.6	16.76	6.6	4.71	3.55	2.85	.....	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	140.46	160.78	178.56	197.61
1471	975	731	1.19	13.21	5.2	15.75	6.2	4.15	3.13	2.52	23.88	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	82.30	87.38	93.73	102.62	112.78	121.67	131.83	141.73	162.05	179.83	198.88
									■ Factores→		.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1471	975	731	1.19	13.72	5.4	16.26	6.4	4.43	3.37	2.70	.....	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06	141.22	161.54	179.32	198.37
1471	975	731	1.19	15.75	6.2	18.80	7.4	5.75	4.31	3.45	.....	23.37	28.45	33.53	39.88	44.96	51.31	61.47	70.36	77.98	83.06	89.41	98.30	108.46	117.35	127.51	137.67	157.99	175.77	194.82
1458	967	725	1.20	12.70	5.0	15.24	6.0	3.82	2.89	2.33	...	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	143.00	163.32	181.10	200.15
1446	959	719	1.21	14.22	5.6	17.27	6.8	4.80	3.60	2.89	.....	25.65	30.73	35.81	42.16	47.50	53.85	64.01	72.90	80.52	85.60	91.95	100.84	111.00	119.89	130.05	140.21	160.53	178.31	197.36
									■ Factores→		.....	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.97	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1434	951	713	1.22	13.72	5.4	16.76	6.6	4.48	3.37	2.70	.....	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	140.97	161.29	179.07	198.12
1423	943	707	1.23	13.21	5.2	16.26	6.4	4.15	3.13	2.52	23.62	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57	141.73	162.05	179.83	198.88
1423	943	707	1.23	15.24	6.0	18.80	7.4	5.44	4.08	3.26	.....	23.88	28.96	34.04	40.39	45.47	51.82	61.98	70.87	78.49	83.57	89.92	98.81	108.97	117.86	128.02	138.18	158.50	176.28	195.33
1411	935	702	1.24	12.70	5.0	15.75	6.2	3.82	2.89	2.33	24.38	28.19	33.27	38.35	44.70	49.78	56.13	66.29	75.18	82.80	87.88	94.23	103.12	113.28	122.17	132.33	141.99	162.31	180.09	199.14
									■ Factores→		.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1389	921	690	1.26	13.72	5.4	17.27	6.8	4.56	3.43	2.75	.....	26.42	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	140.46	160.78	178.56	197.61
1389	921	690	1.26	17.27	6.8	21.84	8.6	6.73	5.06	4.05	.....	.....	24.89	29.97	36.32	41.40	47.75	57.91	66.80	74.42	79.50	85.85	94.74	104.90	113.79	123.95	134.11	154.43	172.21	191.26
1378	913	685	1.27	13.21	5.2	16.76	6.6	4.23	3.19	2.57	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06	141.22	161.80	179.32	198.12
1378	913	685	1.27	18.80	7.4	23.88	9.4	7.59	5.73	4.59	.....	.....	.....	27.18	33.53	38.61	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	91.95	102.11	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47
									■ Factores→		.80	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1367	906	680	1.28	12.70	5.0	16.26	6.4	3.90	2.95	2.38	23.88	27.69	32.77	37.85	44.20	49.28	55.63	65.79	74.68	82.30	87.38	93.73	102.62	112.78	121.67	131.83	141.99	162.31	180.09	199.14
1367	906	680	1.28	14.73	5.8	18.80	7.4	5.20	3.90	3.13		23.88	29.21	34.29	40.64	45.72	52.07	62.23	71.12	78.74	83.82	90.17	99.06	109.22	118.11	128.27	138.43	158.75	176.53	195.58
1367	906	680	1.28	21.84	8.6	27.94	11.0	9.18	7.03	5.64		.....	.....	.....	27.94	33.02	39.37	49.53	58.42	66.04	71.12	77.47	86.36	96.52	105.41	115.57	125.73	146.05	163.83	182.88
1346	892	669	1.30	16.76	6.6	21.84	8.6	6.43	4.83	3.86		....	25.15	30.23	36.58	41.66	48.01	58.17	67.06	74.68	79.76	86.11	95.00	105.16	114.05	124.46	134.62	154.94	172.72	191.77
1336	885	664	1.31	13.21	5.2	17.27	6.8	4.23	3.19	2.57	2.51	26.42	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	140.97	161.29	179.07	198.12
1326	879	659	1.32	12.70	5.0	16.76	6.6	3.90	2.95	2.38	22.52	27.43	32.51	37.59	43.94	49.02	55.37	65.53	74.42	82.04	87.12	93.47	102.36	112.52	121.41	131.57	141.22	161.54	179.32	198.37
1326	879	659	1.32	14.22	5.6	18.80	7.4	4.88	3.66	2.94		24.64	29.72	34.80	41.15	46.23	52.58	62.74	71.63	79.25	84.33	90.68	99.57	109.73	118.62	128.78	138.94	159.26	177.04	196.09
									■ Factores→		.80	.82	.84	.86	.87	.89	.91	.94	.96	.98	.99	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.13	1.15
1326	879	659	1.32	23.88	9.4	31.50	12.4	10.1	7.85	6.32	....	...	.....	...	.....	...	34.80	44.96	53.85	61.47	66.55	72.90	81.79	91.95	101.09	111.25	121.41	141.73	159.51	178.56
1306	866	649	1.34	16.26	6.4	21.84	8.6	6.13	4.60	3.68	....	.	25.40	30.48	37.08	42.16	48.51	58.67	67.56	75.18	80.26	86.61	95.50	105.66	114.55	124.71	134.87	155.19	172.97	192.02
1287	853	640	1.36	12.70	5.0	17.27	6.8	3.99	3.01	2.42	23.11	26.92	32.00	37.08	43.43	48.51	54.86	65.02	73.91	81.53	86.61	92.96	101.85	112.01	120.90	131.06	141.22	161.54	179.32	198.37
1277	847	635	1.37	13.72	5.4	18.80	7.4	4.65	3.49	2.79	.....	24.64	29.72	34.80	41.40	46.48	52.83	62.99	71.88	79.50	84.58	90.93	99.82	109.98	118.87	129.03	139.45	159.77	177.55	196.60
1268	841	630	1.38	17.27	6.8	23.88	9.4	6.82	5.12	4.09	...	.	.....	28.19	34.54	39.62	45.97	56.13	65.02	72.64	77.98	84.33	93.22	103.38	112.27	122.43	132.59	152.91	170.69	189.74
									■ Factores→		.80	.81	.83	.85	.87	.89	.90	.94	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.15

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦ Propulsora		Propulsada		HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																		
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	1750	1160	870	B42	B46	B51	B55	B60	B68	B75	B81	B85	B90	B97	B105	B112	B120	B128	B144	B158	B173	B180	B195	B210	B240
1259	835	626	1.39	15.75	6.2	21.84	8.6	5.92	4.43	3.54	25.91	30.99	37.34	42.42	48.77	58.93	68.07	75.69	80.77	87.12	96.01	106.17	115.06	125.22	135.38	155.70	173.48	192.53	201.42	220.47	239.52	275.59
1232	817	613	1.42	13.21	5.2	18.80	7.4	4.32	3.25	2.61			41.91	46.99	53.34	63.50	72.39	80.01	85.09	91.44	100.33	110.49	119.38	129.54	139.70	160.02	177.80	196.85	205.23	224.28	243.33	280.16
1232	817	613	1.42	16.76	6.6	23.88	9.4	6.52	4.89	3.90			35.05	40.13	46.48	56.64	65.53	73.15	78.23	84.58	93.47	103.63	112.52	122.68	132.84	153.16	170.94	189.99	198.88	217.93	236.98	273.30
1224	811	608	1.43	15.24	6.0	21.84	8.6	5.61	4.20	3.35			37.85	42.93	49.28	59.44	68.33	75.95	81.03	87.38	96.27	106.43	115.32	125.48	135.61	155.96	173.74	192.79	201.68	220.73	239.78	276.10
1215	806	604	1.44	21.84	8.6	31.50	12.4	9.27	7.09	5.68					36.07	46.48	55.37	62.99	68.33	74.68	83.57	93.73	102.62	112.78	122.94	143.26	161.04	180.09	188.98	208.03	227.08	263.14
1190	789	592	1.47	16.26	6.4	23.88	9.4	6.22	4.66	3.72			35.31	40.39	46.74	56.90	66.04	73.66	78.74	85.09	93.98	104.14	113.03	123.19	133.35	153.67	171.45	190.50	199.39	218.44	237.49	273.56
									■ Factores→		.82	.85	.87	.89	.90	.93	.96	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.22
1182	784	588	1.48	12.70	5.0	18.80	7.4	3.99	3.01	2.42			42.16	47.24	53.59	63.75	72.64	80.26	85.34	91.69	100.58	110.74	119.89	130.05	140.21	160.53	178.31	197.36	205.49	224.54	243.59	280.67
1182	784	588	1.48	14.73	5.8	21.84	8.6	5.29	3.96	3.17			38.10	43.18	49.78	59.94	68.83	76.45	81.53	87.88	96.77	106.93	115.82	125.98	136.14	156.46	174.24	193.29	202.18	221.23	240.28	276.35
1174	779	584	1.49	18.80	7.4	27.94	11.0	7.68	5.79	4.63				35.31	41.66	51.82	60.71	68.33	73.41	79.76	88.65	98.81	107.70	117.86	128.02	148.34	166.12	185.17	194.06	213.11	232.16	268.48
1151	763	572	1.52	15.75	6.2	23.88	9.4	6.01	4.48	3.58			35.81	40.89	47.24	57.40	66.29	73.91	78.99	85.34	94.23	104.39	113.28	123.44	133.60	153.92	171.70	190.75	199.64	218.69	237.74	274.07
1136	753	565	1.54	14.22	5.6	21.84	8.6	5.06	3.77	3.04			38.61	43.69	50.04	60.20	69.09	76.71	81.79	88.14	97.03	107.19	116.08	126.24	136.40	156.72	174.50	193.55	202.44	221.49	240.54	276.86
1115	739	554	1.57	15.24	6.0	23.88	9.4	5.70	4.25	3.39			36.07	41.15	47.50	57.91	66.80	74.42	79.50	85.85	94.74	104.90	113.79	123.95	134.11	154.43	172.21	191.26	200.15	219.20	238.25	274.32
									■ Factores→				.87	.88	.90	.93	.95	.97	.98	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.22
1101	730	547	1.59	13.72	5.4	21.84	8.6	4.74	3.54	2.83			38.86	43.94	50.55	60.71	69.60	77.22	82.30	88.65	97.54	107.70	116.59	126.75	136.91	157.23	175.01	194.06	202.95	222.00	241.05	277.11
1180	716	537	1.62	14.73	5.8	23.88	9.4	5.38	4.01	3.21			36.32	41.66	48.01	58.17	67.06	74.68	79.76	85.11	95.00	105.16	114.05	124.21	134.37	154.69	172.47	191.52	200.41	219.46	238.51	274.83
1080	716	537	1.62	17.27	6.8	27.94	11.0	6.91	5.17	4.13			31.24	36.32	42.67	52.83	61.72	69.34	74.42	81.03	89.92	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	269.75
1067	707	530	1.64	23.88	9.4	39.12	15.4	10.3	7.96	6.40						38.61	47.50	55.12	60.45	66.80	75.69	85.85	94.74	104.90	115.06	135.64	153.42	172.47	181.36	200.41	219.46	255.52
1061	703	527	1.65	13.21	5.2	21.84	8.6	4.41	3.30	2.65			39.37	44.45	50.80	60.96	69.85	77.47	82.55	88.90	97.79	107.95	116.84	127.00	137.16	157.48	175.26	194.31	202.95	222.00	241.05	277.88
1048	695	521	1.67	16.76	6.6	27.94	11.0	6.61	4.94	3.94			31.24	36.58	42.93	53.34	62.23	69.85	74.93	81.28	90.17	100.33	109.22	119.38	129.54	149.86	167.64	186.69	195.58	214.88	233.93	270.00
									■ Factores→				.86	.87	.90	.92	.95	.96	.97	.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.21
1042	690	518	1.68	14.22	5.6	23.88	9.4	5.06	3.77	3.02			36.83	41.91	48.26	58.42	67.56	75.18	80.26	86.61	95.50	105.66	114.55	124.71	134.87	155.19	172.97	192.02	200.91	219.95	239.01	275.34
1042	690	518	1.68	18.80	7.4	31.50	12.4	7.77	5.84	4.67				32.00	38.61	48.77	57.66	65.28	70.36	76.96	85.85	96.01	104.90	115.06	125.22	145.54	163.32	182.37	191.26	210.31	229.36	265.68
1017	674	506	1.72	12.70	5.0	21.84	8.6	4.08	3.06	2.46				44.70	51.05	61.47	70.36	77.98	83.06	89.41	98.30	108.46	117.35	127.51	137.67	157.99	175.77	194.82	203.20	222.25	241.30	278.89
1017	674	506	1.72	16.26	6.4	27.94	11.0	6.31	4.71	3.76				37.08	43.43	53.59	62.48	70.10	75.44	81.79	90.68	100.84	109.73	119.89	130.05	150.37	168.15	187.20	196.09	215.14	234.19	270.15
1006	667	500	1.74	13.72	5.4	23.88	9.4	4.74	3.54	2.83				42.42	48.77	58.93	67.82	75.44	80.52	86.87	95.76	105.92	114.81	124.97	135.13	155.45	173.23	192.53	201.42	220.47	239.52	275.59
									■ Factores→				.86	.87	.89	.93	.95	.96	.97	.98	1.00	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.21
989	655	492	1.77	15.75	6.2	27.94	11.0	6.01	4.48	3.58				37.31	43.69	54.10	62.99	70.61	75.69	82.04	90.93	101.09	109.98	120.14	130.30	150.88	168.66	187.71	196.60	215.65	234.70	270.76
978	648	486	1.79	21.84	8.6	39.12	15.4	9.36	7.11	5.72						39.88	49.02	56.64	61.72	68.07	77.22	87.38	96.27	106.43	116.59	137.16	154.94	173.99	182.88	201.93	220.98	257.30
967	641	481	1.81	13.21	5.2	23.88	9.4	4.41	3.30	2.65				42.67	49.02	59.18	68.33	75.95	81.03	87.38	96.27	106.43	115.32	125.48	135.64	155.96	173.74	192.79	202.44	221.49	240.54	276.61
962	637	478	1.82	17.27	6.8	31.50	12.4	6.91	5.17	4.13				33.27	39.62	49.78	58.93	66.55	71.63	77.98	86.87	97.03	105.92	116.08	126.24	146.81	164.59	183.64	192.53	211.58	230.63	266.70
956	634	475	1.83	15.24	6.0	27.94	11.0	5.70	4.25	3.39				37.59	44.20	54.36	63.25	70.87	76.20	82.55	91.44	101.60	110.49	120.65	130.81	151.13	168.91	187.96	196.85	215.90	234.95	271.27
931	617	463	1.88	12.70	5.0	23.88	9.4	4.08	3.06	2.46				43.18	49.53	59.69	68.58	76.20	81.28	87.63	96.52	106.68	115.57	125.73	135.89	156.46	174.24	193.29	201.42	220.47	239.52	276.35
									■ Factores→					.86	.88	.92	.94	.96	.97	.98	1.00	1.03	1.04	1.05	1.06	1.10	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.21
931	617	463	1.88	16.76	6.6	31.50	12.4	6.61	4.94	3.94				33.27	39.88	50.29	59.18	66.80	71.88	78.23	87.38	97.54	106.43	116.59	126.75	147.07	164.85	183.90	192.79	211.84	230.89	267.21
921	611	458	1.90	14.73	5.8	27.94	11.0	5.38	4.01	3.21				38.10	44.45	54.86	63.75	71.37	76.45	82.80	91.69	101.85	110.74	120.90	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.53
902	598	448	1.94	16.26	6.4	31.50	12.4	6.31	4.71	3.76					40.39	50.55	59.44	67.31	72.39	78.74	87.63	97.79	106.68	116.84	127.00	147.57	165.35	184.40	193.29	212.34	231.39	267.72
893	592	444	1.96	14.22	5.6	27.94	11.0	5.06	3.77	3.02				38.35	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	92.20	102.36	111.25	121.41	131.57	151.89	169.67	188.72	197.61	216.66	235.71	272.03
893	592	444	1.96	23.88	9.4	46.74	18.4	10.3	7.96	6.40						40.39	48.26	53.59	60.20	69.09	79.50	88.39	98.55	108.71	129.29	147.07	166.12	175.01	194.06	213.36	232.41	249.43
875	580	435	2.00	15.75	6.2	31.50	12.4	6.09	4.54	3.62				34.29	40.64	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	88.14	98.30	107.19	117.35	127.51	147.83	165.61	184.66	193.55	212.60	231.65	267.97
858	569	426	2.04	13.72	5.4	27.94	11.0	4.82	3.60	2.87				38.86	45.21	55.37	64.52	72.14	77.22	83.57	92.46	102.62	111.51	121.67	131.83	152.40	170.18	189.23	198.12	217.17	236.22	272.29
									■ Factores→				.85	.88	.92	.93	.94	.96	.97	.99	1.02	1.03	1.05	1.06	1.09	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.21
845	560	420	2.07	15.24	6.0	31.50	12.4	5.78	4.31	3.43				34.29	40.89	51.31	60.20	68.07	73.15	79.50	88.39	98.55	107.44	117.60	128.02	148.31	166.12	185.17	194.06	213.11	232.16	268.48
841	558	418	2.08	18.80	7.4	39.12	15.4	7.85	5.90	4.71						41.91	51.05	58.93	64.01	70.36	79.25	89.66	98.55	108.71	118.87	139.45	157.23	176.28	185.17	204.22	223.27	259.59
825	547	410	2.12	13.21	5.2	27.94	11.0	4.49	3.36	2.69				39.12	45.47	55.88	64.77	72.39	77.47	84.07	92.96	103.12	112.01	122.17	132.33	152.65	170.43	189.48	198.37	217.42	236.47	272.80
822	545	408	2.13	23.88	9.4	50.80	20.0	10.4	8.02	6.44								44.15	49.78	56.39	65.53	75.95	84.84	95.00	105.41	125.73	143.76	162.81	171.70	190.75	210.06	246.13
818	542	407	2.14	14.73	5.8	31.50	12.4	5.46	4.07	3.25				35.05	41.40	51.82	60.71	68.33	73.41	79.76	88.90	99.06	107.95	118.11	128.27	148.59	166.37	185.42	194.31	213.61	232.66	268.73
818	542	407	2.14	21.84	8.6	46.74	18.4	9.44	7.20	5.76							41.91	49.78	54.86	61.47	70.61	80.77	89.92	100.08	110.24	130.81	148.59	167.64	176.53	195.58	214.88	250.95
									■ Factores→					.85	.87	.90	.91	.92	.94	.96	.98	1.01	1.02	1.04	1.05	1.09	1.11	1.13	1.14	1.16	1.17	1.20

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab, std, de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std, de 2 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V — Bandas de Sección "B"

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																		
				Propulsora		Propulsada																						
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	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	59.94	65.02	71.63	80.52	90.68	99.57	109.98	120.14	140.46	158.24	177.29	186.44	205.49	224.54	260.60	298.70	336.80
761	504	378	2.30	13.72	5.4	31.50	12.4	4.82	3.60	2.87	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	60.20	65.53	71.88	80.77	91.19	100.08	110.24	120.40	140.97	158.75	177.80	186.69	205.74	224.79	261.11	299.21	337.31
751	498	373	2.33	21.84	8.6	50.80	20.0	9.44	7.20	5.76	.....	.....	.....	.....	45.72	51.05	57.66	66.80	77.22	86.36	96.52	106.93	127.25	145.29	164.34	173.23	192.28	211.33	247.65	286.00	324.10
										■ 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	52.83	61.72	69.34	74.68	81.03	89.92	100.08	108.97	119.13	129.54	149.86	167.64	186.69	195.58	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	225.30	261.37	299.72	337.82
706	468	351	2.48	12.70	5.0	31.50	12.4	4.16	3.12	2.50	36.32	42.67	53.09	62.23	69.85	74.93	81.28	90.17	100.58	109.47	119.63	129.79	150.11	167.89	186.94	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	57.15	63.50	72.64	83.06	91.95	102.36	112.52	133.10	150.88	169.93	178.82	197.87	217.17	253.49	291.59	329.69
										■ Factores→	.85	.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	5.78	4.31	3.43	.....	33.78	44.45	53.59	61.21	66.48	72.90	82.04	92.20	101.05	111.25	121.62	141.99	159.77	178.82	187.96	207.01	226.06	262.38	300.48	338.58
658	436	327	2.66	14.73	5.8	39.12	15.4	5.46	4.07	3.25	.....	34.04	44.70	53.85	62.22	66.80	73.41	82.30	92.46	101.60	111.76	121.92	142.39	160.27	179.32	188.21	207.26	226.31	262.64	300 74	338.84
658	436	327	2.66	23.88	9.4	63.50	25.0	10.4	8.02	6.44	.....	.....	.....	.....	.....	.....	53.34	64.01	73.15	83.82	94.23	114.81	132.84	150.25	161.04	180.34	199.39	235.71	274.07	312.17	
648	430	322	2.70	18.80	7.4	50.80	20.0	7.85	5.90	4.71	.....	.....	.....	.....	57.15	63.34	59.94	69.09	79.50	88.39	98.81	108.97	129.54	147.57	166.62	175.51	194.56	213.87	249.94	288.29	326.39
646	428	321	2.71	17.27	6.8	46.74	18.4	6.99	5.23	4.17	.....	.....	.....	44.96	52.83	58.17	64.77	73.66	84.07	93.22	103.38	113.54	134.11	151.89	171.20	180.09	199.14	218.19	254.51	292.61	330.71
										■ Factores→	.....	.84	.86	.90	.91	.93	.94	.96	.98	1.00	1.03	1.04	1.08	1.10	1.12	1.13	1.15	1.17	1.20	1.23	1.26
636	422	316	2.75	14.22	5.6	39.12	15.4	5.14	3.83	3.06	.....	.....	44.96	54.36	61.98	67.31	73.66	82.80	92.96	101.85	112.01	122.43	142.75	160.53	179.58	188.72	207.77	226.82	262.89	301.24	339.34
627	416	312	2.79	16.76	6.6	46.74	18.4	6.69	5.00	3.98	.....	.....	.....	45.21	53.09	58.42	65.02	74.17	84.58	93.47	103.89	114.05	134.62	152.40	171.45	180.34	199.64	218.69	254.76	293.12	331.22
614	407	305	2.85	13.72	5.4	39.12	15.4	4.82	3.60	2.87	.....	.....	45.47	54.61	62.48	67.56	74.12	83.06	93.22	102.36	112.52	122.68	143.26	161.04	180.09	188.98	208.03	227.08	263.40	301.50	339.60
608	403	302	2.88	16.26	6.4	46.74	18.4	6.39	4.77	3.80	.....	.....	.....	45.47	52.59	58.93	65.28	74.42	84.58	93.98	104.14	114.30	134.62	152.65	171.96	180.85	199.90	218.95	255.27	293.37	331.47
601	399	299	2.91	21.84	8.6	63.50	25.0	9.44	7.20	5.76	.....	.....	.....	.....	.....	.....	54.61	65.28	74.68	85.09	95.50	116.33	134.37	153.67	162.56	181.86	200.91	237.24	275.59	313.69	
595	395	296	2.94	17.27	6.8	50.80	20.0	6.99	5.23	4.17	.....	.....	.....	40.39	48.77	54.10	60.96	70.10	80.52	89.41	99.82	110.24	130.56	148.59	167.64	176.53	195.83	214.88	251.21	289.31	327.66
										■ Factores→	.....	.....	.87	.88	.90	.93	.94	.96	.97	.99	1.02	1.04	1.07	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	.....	.....	45.77	54.86	62.23	67.82	74.42	83.31	93.47	102.62	112.78	123.19	143.51	161.29	180.34	189.48	208.53	227.58	263.65	301.50	339.85
589	391	293	2.97	15.75	6.2	46.74	18.4	6.09	4.54	3.62	.....	.....	.....	45.72	53.85	59.18	65.79	74.68	85.09	94.23	104.39	114.81	135.13	153.16	172.21	181.10	200.15	219.46	255.78	293.88	331.98
578	383	287	3.03	16.76	6.6	50.80	20.0	6.69	5.00	3.98	.....	.....	.....	41.85	49.78	54.86	61.21	70.36	80.77	89.66	99.31	110.49	130.56	148.84	168.15	177.04	196.09	215.39	251.46	289.81	327.91
570	378	283	3.07	15.24	6.0	46.74	18.4	5.78	4.31	3.43	.....	.....	36.58	46.23	54.10	59.44	66.04	75.18	85.60	94.49	104.90	115.06	135.64	153.42	172.72	181.61	200.66	219.71	256.03	294.13	332.49
568	377	282	3.08	12.70	5.0	39.12	15.4	4.16	3.12	2.50	.....	.....	45.97	55.37	62.99	68.33	74.68	83.82	93.98	103.12	113.28	123.44	143.76	161.80	180.85	189.74	208.79	227.84	263.65	302.01	340.36
										■ Factores→	.....	.....	.84	.86	.88	.92	.93	.96	.98	.90	1.01	1.03	1.07	1.09	1.12	1.13	1.15	1.16	1.20	1.22	1.25
559	371	278	3.13	16.26	6.4	50.80	20.0	6.39	4.77	3.80	.....	.....	.....	41.40	49.53	54.86	61.47	70.61	81.28	90.17	100.58	110.74	131.32	149.35	168.40	177.55	196.60	215.65	251.97	290.07	328.17
552	366	274	3.17	14.73	5.8	46.74	18.4	5.46	4.07	3.25	.....	.....	36.83	46.48	54.61	59.94	66.29	75.44	85.85	95.00	105.16	115.57	135.89	153.92	172.97	181.86	200.91	220.22	256.54	294.64	332.74
549	364	273	3.19	23.88	9.4	76.20	30.0	10.4	8.02	6.44	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	60.20	71.37	82.04	103.38	121.67	140.97	150.11	169.42	188.72	225.04	263.40	301.75
542	359	269	3.23	15.75	6.2	50.80	20.0	6.09	4.54	3.62	.....	.....	.....	41.66	49.78	55.12	61.98	71.12	81.53	90.68	100.84	111.25	131.83	149.61	168.91	177.80	196.85	216.15	252.22	290.58	328.68
532	353	264	3.29	14.22	5.6	46.74	18.4	5.14	3.83	3.06	.....	.....	37.08	46.74	54.86	60.20	66.80	75.95	86.36	95.25	105.66	115.82	136.40	154.18	173.48	182.37	201.42	220.47	256.79	294.89	333.25
										■ Factores→	.....	.....	.84	.86	.88	.92	.93	.96	.98	.90	1.01	1.03	1.07	1.09	1.12	1.13	1.15	1.16	1.20	1.22	1.25
526	348	261	3.33	15.24	6.0	50.80	20.0	5.78	4.31	3.43	.....	.....	.....	41.91	50.29	55.63	62.23	71.37	81.79	90.93	101.35	111.51	132.08	150.11	169.16	178.31	197.36	216.41	252.73	290.83	329.18
518	343	257	3.38	18.80	7.4	63.50	25.0	6.71	5.15	4.11	.....	.....	.....	.....	.....	.....	46.48	56.39	67.31	76.71	87.12	97.79	118.36	136.40	155.70	164.85	183.90	203.20	239.52	277.88	315.98
513	340	255	3.41	13.72	5.4	46.74	18.4	4.82	3.60	2.87	.....	.....	37.59	47.24	55.12	60.45	67.06	76.20	86.61	95.76	105.92	116.33	136.65	154.69	173.74	182.63	201.93	220.98	257.30	295.40	333.50
507	336	252	3.45	14.73	5.8	50.80	20.0	5.46	4.06	3.25	.....	.....	.....	42.16	50.55	55.88	62.48	71.63	82.30	91.19	101.60	112.01	132.59	150.37	169.67	178.56	197.61	216.66	252.98	291.34	329.44
501	332	249	3.49	21.84	8.6	76.20	30.0	9.44	7.20	9.44	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	61.47	72.64	83.57	104.65	122.94	142.49	151.38	170.69	189.99	226.57	264.92	303.28
										■ Factores→	.....	.....	.84	.86	.89	.91	.83	.94	.97	.89	.92	1.02	1.06	1.09	1.12	1.13	1.14	1.16	1.19	1.23	1.25

■ 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.

‡ Sume 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																
				Propulsora		Propulsada																						
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	1750	1160	870	B58	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	4.16	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	165.86	185.17	204.22	240.54	278.89	316.99
473	314	235	3.70	13.72	5.4	50.80	20.0	4.82	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‡	166.37‡	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	3.80	.....	.....	.....	.....	48.01	58.17	69.09	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	242.06	280.42	318.52
406	269	202	4.31	14.73	5.8	63.50	25.0	5.66	4.07	3.25	.....	.....	.....	.....	48.77	58.93	69.85‡	79.25‡	89.92	100.58	121.41‡	139.46‡	158.75‡	167.94‡	186.94	206.25	242.57	280.92	319.02
397	263	197	4.41	17.27	6.8	76.20	30.0	6.99	5.23	4.17	.....	.....	.....	.....	54.36	64.52	75.69	86.36	107.70‡	126.24‡	145.54‡	154.69‡	173.99	193.29	229.87	268.22	306.58
396	262	197	4.42	21.84	8.6	96.52	38.0	9.44	7.20	5.76	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	84.07	103.38	123.44	132.84	152.40	171.96	208.79	247.65	286.90
										▪ Factores→	.....	.....	.....	.....	.83	.86	.94	.88	.96	.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	5.14	3.83	3.06	.....	.....	.....	.....	49.78	59.44	70.30‡	79.76‡	90.42	100.84	121.67	139.70	159.00	168.15‡	187.20	206.50	242.82	281.18	319.28
385	255	191	4.55	16.76	6.6	76.20	30.0	6.69	5.00	3.98	.....	.....	.....	.....	54.61	64.77	75.95	86.87	108.20	126.49	146.05	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	4.82	3.60	2.87	.....	.....	.....	.....	49.53	59.69	70.61‡	80.01‡	90.68	101.09	121.92	140.21	159.51‡	168.40	187.71	206.76	243.33	281.43	319.79
373	247	186	4.69	16.26	6.4	76.20	30.0	6.39	4.77	3.80	.....	.....	.....	.....	54.61	65.02	76.20	87.12	108.46	126.75	146.40	155.45	174.75	194.06	230.63	268.99	307.34
364	241	181	4.81	13.21	5.2	63.50	25.0	4.49	3.36	2.69	.....	.....	.....	.....	50.04‡	59.94	70.87‡	80.26‡	90.93	101.60	122.43	140.46‡	159.77‡	168.91	187.96	207.26	243.59	281.94	320.29
362	240	180	4.84	15.75	6.2	76.20	30.0	6.09	4.54	3.62	.....	.....	.....	.....	55.12	65.28	76.45	87.38	108.71	127.25	146.81	155.70	175.26	194.56	231.14	269.49	307.85
350	232	174	5.00	12.70	5.0	63.50	25.0	4.16	3.12	2.50	.....	.....	.....	.....	50.29	60.20	71.17‡	80.97‡	91.64	101.85	122.68	140.72‡	160.27‡	169.16	188.47	207.52	244.09	282.19	320.55
										▪ Factores→	.....	.....	.....	.....	.82	.88	.98	.88	.98	1.00	1.04	1.07	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	5.78	4.31	3.43	.....	.....	.....	.....	.....	.....	65.71	65.71	76.96	87.88	109.22‡	127.51‡	147.07	156.21	175.51	194.82	231.39	269.75	308.10
340	226	169	5.14	18.80	7.4	96.52	38.0	7.85	5.90	4.71	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	85.85	106.16	125.48	134.82	154.43	174.24	211.07	249.68	288.29
338	224	168	5.17	14.73	5.8	76.20	30.0	5.46	4.07	3.25	.....	.....	.....	.....	.....	.....	55.62	66.04	77.22	88.14	109.47‡	127.76‡	147.32	156.46	175.77	195.07	231.65	270.00	308.36
326	216	162	5.36	14.22	5.6	76.20	30.0	5.14	3.83	3.06	.....	.....	.....	.....	.....	.....	56.13	66.29	77.43	88.39	111.25‡	128.27‡	147.83	156.97	176.28	195.58	232.16	270.51	308.86
315	209	156	5.56	13.72	5.4	76.20	30.0	4.82	3.60	2.87	.....	.....	.....	.....	.....	.....	56.39	66.55	77.88	88.90	110.24‡	128.52‡	148.08	157.23	176.53	195.83	232.41	271.02	309.12
										▪ Factores→	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.83	.87	.94	.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	.....	.....	.....	.....	.....	.....	56.64	67.06	78.23	89.15	110.49‡	129.03‡	148.59	157.48	177.04	196.34	232.92	271.27	309.63
295	195	146	5.94	16.26	6.4	96.52	38.0	6.39	4.77	3.80	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	87.38	106.93	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	.....	.....	.....	.....	.....	.....	56.90	67.31	78.49	89.41	110.74‡	129.29‡	148.84	157.99	177.29	196.60	233.17	271.53	309.88
285	189	142	6.13	15.75	6.2	96.52	38.0	6.09	4.54	3.62	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	87.63	107.19	127.51	136.91	156.46	176.28	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	213.61	252.22	290.83
										▪ Factores→	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.83	.88	.92	.96	.93	.97	1.06	1.07	1.10	1.12	1.16	1.20	1.22
267	177	133	6.55	14.73	5.8	96.52	38.0	5.46	4.07	3.25	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	88.39	107.95	128.27	137.41	157.23	177.04	213.87	252.73	291.38
258	171	128	6.79	14.22	5.6	96.52	38.0	5.14	3.83	3.06	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	88.65	108.20	128.52	137.92	157.73	177.29	214.38	252.98	291.59
249	165	124	7.04	13.72	5.4	96.52	38.0	4.82	3.60	2.87	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	88.90	108.46	128.78	138.18	157.99	177.55	214.63	253.24	291.85
239	159	119	7.31	13.21	5.2	96.52	38.0	4.49	3.36	2.69	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	65.53	89.41	108.71	129.03	138.43	158.24	178.05	215.14	253.75	292.35
230	153	114	7.60	12.70	5.0	96.52	38.0	4.16	3.12	2.50	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	65.79	89.66	109.22	129.54	138.94	158.75	178.31	215.39	254.00	292.61
										▪ Factores→	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.84	.93	.98	1.04	1.06	1.10	1.11	1.16	1.19	1.22

▪ 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.

‡ Sume 0.10 al factor de corrección arco-longitud. Vea la nota anterior.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 1 a 5 ranuras hasta 46.74 cm. (18.4"). Las mayores son std. de 2 a 5 ranuras.

Tabla de Selección de Transmisiones con Bandas V — Bandas de Sección "C"

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦				HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																		
				Propulsora		Propulsada																						
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	1750	1160	870	C51	C60	C68	C75	C81	C85	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C173	C180	C195	C210	C240	C270	C300	C330	C360
1750	1160	870	1.00	20.32	8.0	20.32	8.0	8.84	7.34	6.09	36.58	48.01	58.17	67.06	74.68	79.76	86.11	93.73	105.16	114.05	124.21	134.37	154.69	172.47	191.52	200.41	219.46	238.51	274.07	312.17	350.27	388.37	426.47
1750	1160	870	1.00	21.59	8.5	21.59	8.5	10.1	8.33	6.90	34.54	45.97	56.13	65.02	72.64	77.72	84.07	91.69	103.12	112.01	122.17	132.33	152.65	170.43	189.48	198.37	217.42	236.47	272.03	310.13	348.23	386.33	424.43
1750	1160	870	1.00	22.86	9.0	22.86	9.0	11.2	9.31	7.70	32.51	43.94		62.99	70.61	75.69	82.04	89.66	101.09	109.98	120.14	130.30	150.62	168.40	187.45	196.34	215.39	234.44	270.00	308.10	346.20	384.30	422.40
1750	1160	870	1.00	24.13	9.5	24.13	9.5	12.3	10.3	8.49	30.73	42.16		61.21	68.83	73.91	80.26	87.88	99.31	108.20	118.36	128.52	148.84	166.62	185.67	194.56	213.61	232.66	268.22	306.32	344.42	382.52	420.62
1750	1160	870	1.00	26.67	10.5	26.67	10.5	14.3	12.1	10.1	.....	38.10		57.15	64.77	69.85	76.20	83.82	95.25	104.14	114.30	124.46	144.78	162.56	181.61	190.50	209.55	228.60	264.16	302.25	340.36	378.46	416.56
.....	1160	870	1.00	33.02	13.0	33.02	13.0	.....	16.3	13.7	.....	.....	.....	.....	54.61	59.69	66.04	73.66	85.09	93.98	104.14	114.30	134.62	152.40	171.45	180.34	199.39	218.44	254.00	292.10	330.20	368.30	406.40
.....	1160	870	1.00	40.64	16.0	40.64	16.0	.....	20.5	17.2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	61.72	73.15	82.04	92.20	102.36	122.68	140.46	159.51	168.40	187.45	206.50	242.06	280.16	318.26	356.36	394.46
								■ Factores→			.80	.82	.85	.87	.89	.90	.91	.92	.94	.95	.97	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21
1651	1094	821	1.06	20.32	8.0	21.59	8.5	9.32	7.60	6.33	35.56	46.99	57.15	66.04	73.66	78.74	85.09	92.71	104.14	113.03	123.19	133.35	153.67	171.45	190.50	199.39	218.44	237.49	273.05	311.15	349.25	387.35	425.45
1651	1094	821	1.06	21.59	8.5	22.86	9.0	10.6	8.66	7.14	33.53	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	90.68	102.11	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.02	309.12	347.22	385.32	423.42
1651	1094	821	1.06	22.86	9.0	24.13	9.5	11.7	9.63	7.94	31.50	42.16	53.09	61.98	69.60	74.68	80.01	87.63	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39
1577	1045	784	1.11	24.13	9.5	26.67	10.5	13.0	10.8	8.85	.....	39.68	50.04	58.93	66.55	71.63	77.98	85.60	97.03	105.92	116.08	126.24	146.56	164.34	183.39	192.28	211.33	230.38	265.94	304.04	342.14	380.24	418.34
1563	1036	777	1.12	21.59	8.5	24.13	9.5	10.8	8.81	7.26	31.24	42.67	52.83	61.72	69.34	74.42	80.77	88.39	99.82	108.71	118.36	129.03	149.35	167.13	186.18	195.07	214.12	233.17	268.73	306.83	344.92	382.03	421.13
1549	1027	770	1.13	20.32	8.0	22.86	9.0	9.79	7.97	6.56	34.54	45.97	56.13	65.02	72.64	77.72	84.07	91.69	103.12	112.01	122.17	132.33	152.65	170.43	189.48	198.37	217.42	236.47	272.03	310.13	348.23	386.33	424.43
								■ Factores→			.79	.82	.85	.87	.89	.90	.91	.92	.94	.95	.97	.98	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21
1496	991	744	1.17	22.86	9.0	26.67	10.5	12.2	9.94	8.17	.....	40.89	51.05	59.94	67.56	72.64	78.99	86.61	98.04	106.93	117.09	127.25	147.57	165.35	184.40	193.29	212.34	231.39	266.95	305.05	343.15	381.25	419.35
1471	975	731	1.19	20.32	8.0	24.13	9.5	10.0	8.13	6.68	33.53	44.96	55.12	64.01	71.63	76.71	83.06	90.68	102.11	111.00	121.16	131.32	151.64	169.42	188.47	197.36	216.41	235.46	271.02	309.12	347.22	385.32	423.42
.....	943	707	1.23	33.02	13.0	40.64	16.0	.....	17.1	14.1	.....	.....	.....	.....	48.51	53.59	59.94	67.56	78.99	87.88	98.30	108.46	128.78	146.56	165.61	174.50	193.55	212.60	248.16	286.26	324.36	362.46	400.56
1413	937	702	1.24	21.59	8.5	26.67	10.5	11.3	9.13	7.49	30.73	41.91	52.07	60.96	68.58	74.93	80.01	87.63	100.33	107.95	118.11	128.27	148.59	166.37	185.42	194.31	213.36	232.41	267.97	306.07	344.17	382.27	420.37
1413	937	702	1.24	26.67	10.5	33.02	13.0	15.5	12.9	10.6	.....	.....	43.18	52.07	59.69	64.77	71.12	78.74	90.17	99.06	109.22	119.38	139.70	157.48	176.53	185.42	204.47	223.52	259.08	297.18	335.28	373.38	411.48
								■ Factores→			.80	.81	.83	.86	.88	.89	.90	.91	.93	.94	.96	.97	1.00	1.02	1.04	1.05	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21
.....	928	696	1.25	40.64	16.0	50.80	20.0	.....	21.5	18.4	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	53.59	65.02	73.91	84.07	94.23	114.81	132.59	151.64	160.53	179.58	198.63	234.19	272.29	310.29	348.49	386.59
1336	885	664	1.31	20.32	8.0	26.67	10.5	10.3	8.29	6.60	31.24	42.93	53.09	61.98	69.60	74.68	81.03	88.65	100.08	108.97	119.13	129.29	149.61	167.39	186.44	195.33	214.38	233.43	268.99	307.09	345.19	383.29	421.39
1277	847	635	1.37	24.13	9.5	33.02	13.0	14.0	11.4	9.32	.....	35.81	45.5	53.85	61.47	66.55	72.90	80.52	91.95	100.84	111.25	121.41	141.73	159.51	178.56	187.45	206.50	225.55	261.11	299.21	337.31	375.41	413.51
1215	805	604	1.44	22.86	9.0	33.02	13.0	12.9	10.4	8.53	.....	35.56	45	54.86	62.48	67.56	73.91	81.53	92.96	101.85	112.01	122.17	142.49	160.27	179.58	188.47	207.52	226.57	262.13	300.23	338.33	376.43	414.53
								■ Factores→			.80	.81	.84	.86	.88	.89	.90	.91	.93	.94	.96	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.07	1.08	1.11	1.14	1.16	1.19	1.21
.....	773	580	1.50	40.64	16.0	60.96	24.0	.....	21.6	18.5	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	65.22	75.69	85.85	106.43	124.21	143.26	152.15	171.20	190.50	226.06	264.16	302.26	340.36	378.46
1151	763	572	1.52	26.67	10.5	40.64	16.0	16.2	13.4	11.0	.....	.....	.....	46.72	53.34	58.42	64.77	72.39	83.82	92.71	103.12	113.28	133.60	151.38	170.43	179.32	198.37	217.42	252.98	291.08	329.18	367.28	405.38
1144	758	569	1.53	21.59	8.5	33.02	13.0	12.0	9.60	7.85	.....	36.32	46.74	55.88	63.50	68.58	74.93	82.55	93.98	102.87	113.03	123.19	143.51	161.29	180.34	189.23	208.28	227.58	263.14	301.24	339.34	377.44	415.54
.....	753	565	1.54	33.02	13.0	50.80	20.0	.....	17.6	14.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	51.31	59.18	70.61	79.50	89.92	100.08	120.40	138.18	157.23	166.12	185.42	204.47	240.03	278.13	316.23	354.33	392.43
								■ Factores→			.....	.79	.82	.84	.87	.88	.88	.90	.92	.93	.95	.97	.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.07	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20
1075	712	534	1.63	20.32	8.0	33.02	13.0	10.7	8.60	7.04	.....	37.34	.....	56.64	64.26	69.34	75.95	83.57	95.00	103.89	114.05	124.21	144.53	162.31	181.36	190.25	209.30	228.35	263.91	302.01	340.11	378.21	416.31
1042	690	518	1.68	24.13	9.5	40.64	16.0	14.2	11.5	9.44	.....	.....	.....	47.50	55.12	60.20	66.55	74.42	85.85	94.74	104.90	115.06	135.38	153.16	172.47	181.36	200.41	219.46	255.02	293.12	331.22	369.32	407.42
983	652	489	1.78	22.86	9.0	40.64	16.0	13.1	10.6	8.65	.....	.....	.....	48.26	55.88	61.21	67.56	75.18	86.61	95.76	105.92	116.08	136.40	154.18	173.23	182.12	201.17	220.47	256.03	294.13	332.23	370.33	408.43
.....	627	470	1.85	33.02	13.0	60.96	24.0	.....	17.6	14.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	61.98	70.87	81.03	91.44	112.01	129.79	148.84	157.99	177.04	196.09	231.65	270.00	308.10	346.20	384.56
931	617	463	1.88	21.59	8.5	40.64	16.0	12.0	9.60	7.85	.....	.....	39.69	49.28	56.90	61.98	68.58	76.20	87.63	96.52	106.93	117.09	137.41	155.19	174.24	183.13	202.18	221.23	256.79	295.15	333.25	371.35	409.45
.....	617	463	1.88	40.64	16.0	76.20	30.0	.....	21.8	18.6	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	72.39	93.22	111.25	130.56	139.45	158.50	177.80	213.36	251.71	289.81	328.17	366.52
921	611	458	1.90	26.67	10.5	50.80	20.0	16.2	13.4	11.0	.....	.....	.....	.....	.....	.....	55.88	63.75	75.18	84.33	94.49	104.65	125.22	143.00	162.05	170.94	190.25	209.30	244.86	283.96	321.06	359.16	397.51
								■ Factores→			.....	.79	.....	.83	.86	.87	.87	.89	.91	.92	.95	.95	.97	1.00	1.02	1.03	1.05	1.06	1.09	1.13	1.15	1.18	1.20
875	580	435	2.00	20.32	8.0	40.64	16.0	11.0	8.76	7.16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	62.99	69.34	77.22	88.65	97.54	107.70	117.86	138.43	156.21	175.26	184.15	203.20	222.25	257.81	296.16	334.26	372.36	410.46
829	550	412	2.11	24.13	9.5	50.80	20.0	14.5	11.7	9.56	.....	.....	.....	.....	.....	.....	51.05	57.66	65.53	76.96	86.11	96.27	106.68	127.00	145.03	164.08	172.97	192.02	211.07	246.89	284.99	323.09	361.19	399.29
788	523	392	2.22	22.86	9.0	50.80	20.0	13.4	10.7	8.77	.....	.....	.....	.....	.....	.....	51.82	58.42	66.29	77.98	86.87	97.25	107.44	128.02	145.80	164.05	173.99	193.04	212.09	247.65	285.75	324.10	362.20	400.30
.....	516	387	2.25	40.64	16.0	91.44	36.0	.....	21.9	18.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	97.28	117.09	125.98	145.54	164.85	200.66	239.01	277.37	315.47	353.82
								■ Factores→			.....	.....	.....	.....	.....	.....	.84	.86	.88	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.02	1.03	1.05	1.06	1.09	1.13	1.15	1.18	1.20
764	507	380	2.29	26.67	10.5	60.96	24.0	16.5	13.5	11.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	54.10	66.04	75.18	85.60	96.01	116.59	134.37	153.67	162.56	181.61	200.91	236.47	274.85	312.93	351.03	389.13
	502	377	2.31	33.02	13.0	76.20	30.0	.....	17.7	14.8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	77.47	98.55	116.59	135.89	145.03	164.08	183.39	219.20	257.30	295.66	333.76	372.11
745	494	370	2.35	21.59	8.5	50.80	20.0	12.3	9.76	7.97	.....	.....	.....	.....	.....	.....	52.83	59.44	67.31	78.74	87.89	98.30	108.46	129.03	146.81	165.86	174.75	194.06	213.11	249.57	286.77	325.12	363.22	401.32
700	464	348	2.50	20.32	8.0	50.80	20.0	11.0	8.76	7.16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	53.59	60.20	68.07	79.76	88.90	99.06	109.47	129.79	147.83	166.88	175.77	194.82	214.12	249.68	287.78	325.88	364.24	402.34
								■ Factores→			.....	.....	.....	.....	.....	.....	.82	.84	.84	.88	.89	.91	.92	.96	.98	1.00	1.01	1.04	1.05	1.08	1.12	1.14	1.17	1.20

■ Obtenga los HP del Diseño multiplicando la potencia normal de marcha o la clasificada en la placa de especificaciones del motor por el factor de servicio apropiado, página 9. Obtenga los HP corregidos para cada banda, multiplicando los HP por banda de la tabla de arriba por el factor de corrección arco-longitud combinado, del renglón marcado ■ (use el factor ubicado debajo de la distancia entre centros). Divida los HP del diseño entre los HP corregidos para cada banda para determinar el número de bandas.

♦ Las poleas que muestra esta tabla son de fab. std. de 3, 4 y 6 ranuras.

Velocidades Transmitidas con RPM de Motor de			Relación	Diám. de Paso de Poleas♦ Propulsora		Propulsada		HP por Banda para Velocidades de Motor de			Distancia entre Centros (cm) y Factor de Corrección Arco-Longitud Combinado Las Distancias entre Centros son aproximadas y deben tomarse las medidas del caso al instalar bandas para compensación de las mismas																
1750	1160	870		cm.	pulg.	cm.	pulg.	1750	1160	870	C90	C96	C105	C112	C120	C128	C144	C158	C173	C180	C195	C210	C240	C270	C300	C330	C360
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	182.88	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	99.57‡	120.14	138.18	157.48	166.37‡	185.42	204.72	240.28	278.64	316.74	354.84	392.94
612	406	304	2.86	26.67	10.5	76.20	30.0	16.5	13.5	11.1	.....	.....	.....	60.20	71.12	81.79	102.87	121.16	140.46	149.35‡	168.66	187.96	223.77	262.13	300.48	338.58	376.68
										■ Factores→	.82	.84	.87	.87	.90	.92	.93	.97	.98	.99	1.02	1.04	1.07	1.11	1.13	1.16	1.19
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	139.19	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	.....	.....	.....	61.72	72.64	83.31	104.65	122.94	142.24	151.38‡	170.69	189.74	225.81	263.91	302.26	340.61	378.71
526	348	261	3.33	22.86	9.0	76.20	30.0	13.4	10.7	8.77	.....	.....	.....	62.23	73.41	84.33	105.41	123.70‡	143.26‡	152.15‡	171.45	190.75	226.57	264.92	303.28	341.38	379.73
...	343	257	3.38	33.02	13.0	111.76	44.0	....	17.7	14.8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	81.03‡	102.11	111.76	131.83	151.64	188.21	227.08	265.68	304.04	342.39
510	338	254	3.43	26.67	10.5	91.44	36.0	16.5	13.5	11.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	87.88	106.68‡	126.49‡	135.64‡	155.19	174.75	210.82	249.17	287.53	325.88	364.24
496	329	246	3.53	21.59	8.5	76.20	30.0	12.3	9.76	7.97	.....	.....	.....	62.48	74.17	85.09	106.17	124.46‡	144.02‡	153.16‡	172.47	191.77	227.58	265.94	304.04	342.39	380.49
467	309	232	3.75	20.32	8.0	76.20	30.0	11.0	8.76	7.16	.....	.....	.....	63.75	75.18	85.85	107.19	125.48‡	145.03‡	153.92‡	173.23	192.53	228.35	266.77	305.05	343.41	381.51
										■ Factores→	.78	.82	.86	.86	.89	.91	.93	.86	.89	.91	1.01	1.03	1.07	1.10	1.13	1.16	1.18
462	306	230	3.79	24.13	9.5	91.44	36.0	14.5	11.7	9.56	.....	.....	.....	.....	.....	66.80	89.41	108.46‡	128.27‡	137.41	156.97	176.53	212.60	250.95	289.56	327.91	366.01
438	290	218	4.00	22.86	9.0	91.44	36.0	13.4	10.7	8.77	.....	.....	.....	.....	.....	67.56	90.42	109.22‡	129.03‡	138.18‡	157.99	177.29	213.36	251.97	290.32	328.68	367.03
418	277	208	4.19	26.67	10.5	111.76	44.0	16.5	13.5	11.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	84.84	106.17	115.82‡	135.89	155.96	192.53	231.39	270.00	308.61	346.96
413	274	205	4.24	21.59	8.5	91.44	36.0	12.3	9.76	7.97	.....	.....	.....	.....	.....	68.33	91.19	109.98‡	130.05‡	139.19‡	158.75	178.31	214.38	252.98	291.34	329.69	368.05
389	258	193	4.50	20.32	8.0	91.44	36.0	11.0	8.76	7.16	.....	.....	.....	.....	.....	69.09	91.95	111.00‡	130.81‡	139.95‡	159.77	179.07	215.39	253.75	292.35	330.71	368.81
										■ Factores→	.....	.....	.....	.....	.....	.79	.89	.83	.88	.96	.99	1.01	1.05	1.10	1.12	1.15	1.18
378	250	188	4.63	24.13	9.5	111.76	44.0	14.5	11.7	9.56	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	86.61	107.70‡	117.35	137.67	157.73	194.31	233.17	272.03	310.39	349.00
358	237	178	4.89	22.86	9.0	111.76	44.0	13.4	10.7	8.77	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	87.38	108.71	118.36	138.43	158.50	195.07	234.19	272.80	311.40	349.76
338	224	168	5.18	21.59	8.5	111.76	44.0	12.3	9.76	7.97	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	88.14	109.47	119.13	139.45	159.26	196.09	234.95	273.81	312.42	350.77
318	211	158	5.50	20.32	8.0	111.76	44.0	11.0	8.76	7.16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	88.90	110.24	119.89	140.21	160.27	196.85	235.97	274.57	313.18	351.79
										■ Factores→	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.83	.91	.93	.97	.99	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17

■ 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.

‡ Sume 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 ½ 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.

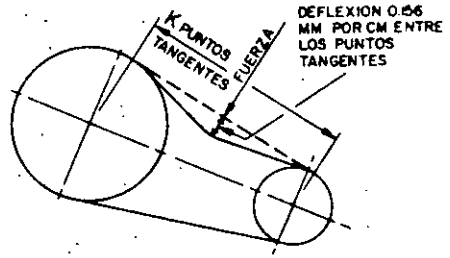


Tabla 4
Fuerza de Deflexión Recomendada

Sección de Banda	Fuerza Mínima (kg.)	Fuerza Máxima (kg.)
A	0.91	1.2
B	1.8	2.5
C	4.0	5.4

©Marca Reg.

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 standard, 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 standard, 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 standard, 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"

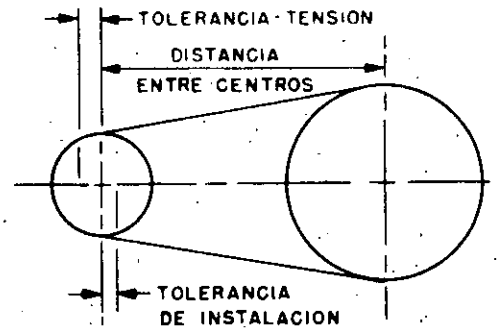
Uso—Las transmisiones pueden operar en cualquier dirección, con la holgura en la parte de arriba o abajo. Pueden emplearse también en aplicaciones con inversión de marcha. La línea que une los centros puede ser horizontal, inclinada o vertical.

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	¾	2.54	1	...	...	2.54	1
38 a 59	1.91	¾	2.54	1	3.81	1½	3.81	1½
60 a 89	1.91	¾	3.18	1¼	3.81	1½	5.08	2
90 a 119	2.54	1	3.18	1¼	3.81	1½	6.35	2½
120 a 157	2.54	1	3.18	1¼	3.81	1½	7.62	3
158 a 194	...	...	3.18	1¼	5.08	2	8.89	3½
195 a 239	...	...	3.81	1½	5.08	2	10.16	4
240 a 269	...	...	3.81	1½	5.08	2	11.43	4½
270 a 329	...	...	3.81	1½	5.08	2	12.70	5
330 a 419	...	...	...	...	5.08	2	15.24	6

Mediante la tolerancia de tensión, se permite aumentar la distancia normal entre centros para poder mantener la tensión de la banda, previendo un posible estiramiento y asentar las bandas en las ranuras. Por lo general se provee 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.

®Marca Reg.

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	4.96	...	...	...	...	...	...	.00	.06	.13	.19	.26	.32	.39	.45	.52	.58
200	.22	.25	.28	.31	.34	.37	.40	.43	.46	.48	.51	.54	.57	.60	.63	.66	.69	.71	.80	.00	.00	.01	.01	.01	.02	.02	.03	.03	.03
400	.38	.43	.49	.55	.60	.66	.71	.77	.82	.88	.93	.98	1.04	1.09	1.15	1.20	1.25	1.30	1.46	.00	.01	.01	.02	.03	.04	.04	.05	.06	.07
600	.52	.60	.68	.76	.84	.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	1.39	1.47	1.54	1.62	1.70	1.78	1.85	2.07	.00	.01	.02	.03	.04	.06	.07	.08	.09	.10
800	.64	.75	.85	.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	1.77	1.87	1.97	2.07	2.16	2.26	2.36	2.64	.00	.01	.03	.04	.06	.07	.09	.10	.12	.13
1000	.75	.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	2.13	2.25	2.37	2.49	2.60	2.72	2.84	3.18	.00	.02	.04	.06	.07	.09	.11	.13	.15	.17
1200	.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	2.46	2.60	2.74	2.84	3.02	3.15	3.28	3.68	.00	.02	.04	.07	.09	.11	.13	.16	.18	.20
1400	.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	2.78	2.94	3.09	3.25	3.40	3.55	3.70	4.15	.00	.03	.05	.08	.10	.13	.16	.18	.21	.24
1600	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	3.08	3.25	3.42	3.59	3.76	3.93	4.09	4.67	.00	.03	.06	.09	.12	.15	.18	.21	.24	.27
1800	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	3.34	3.54	3.73	3.91	4.09	4.27	4.45	4.96	.00	.03	.07	.10	.13	.17	.20	.24	.27	.30
2000	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	3.62	3.82	4.01	4.21	4.40	4.59	4.77	5.30	.00	.04	.07	.11	.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	.14	.19	.24	.29	.34	.39	.44
2800	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	4.25	4.65	4.88	5.06	5.27	5.46	5.65	...	.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	...	...	.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	...	...	...	...	.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	...	...	...	...	...	.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	...	...	...	...	...	...	...	.00	.07	.13	.20	.26	.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	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.07	.14	.21	.27	.36	.43	.50	.57	.64
4000	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.07	.14	.22	.28	.37	.45	.52	.60	.67
4200	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.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	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.08	.16	.25	.33	.41	.49	.58	.66	.74
4600	1.58	1.97	2.33	2.68	3.00	3.29	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.09	.17	.26	.34	.43	.52	.60	.69	.77
4800	1.56	1.95	2.31	2.65	2.96	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.09	.18	.27	.36	.45	.54	.63	.72	.81
5000	1.53	1.91	2.27	2.61	2.91	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.09	.19	.28	.37	.47	.56	.65	.75	.84
5200	1.48	1.87	2.23	2.55	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.10	.19	.29	.39	.49	.58	.68	.78	.88
5400	1.43	1.81	2.16	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.10	.20	.30	.40	.50	.61	.71	.81	.91
5600	1.37	1.75	2.09	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.10	.21	.31	.42	.52	.63	.73	.84	.94
5800	1.30	1.67	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.11	.22	.33	.43	.54	.65	.76	.87	.98
6000	1.21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.11	.22	.34	.45	.56	.67	.79	.90	1.01
6200	1.12	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.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®

®Marca Reg.

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 las 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	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.72	6.98	7.51	8.26	9.21	.00	.08	.16	.24	.31	.39	.47	.55	.63	.71
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	7.19	7.47	8.01	8.79	9.74	.00	.09	.18	.26	.35	.44	.53	.62	.71	.79
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.57	7.86	8.41	9.18	10.1	.00	.10	.20	.29	.39	.49	.59	.69	.78	.88
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6	6.64	6.96	7.27	7.87	8.15	8.69	9.44	...	.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	8.08	8.33	...	...	...	.00	.12	.24	.35	.47	.59	.71	.82	.94	1.06
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	...	...	...	...	...	.00	.13	.26	.38	.51	.64	.76	.89	1.02	1.15
2800	3.19	3.63	4.06	4.48	4.88	5.27	5.65	6.01	6.35	6	7.00	7.30	...	...	...	...	...	...	.00	.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	6.33	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.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	5.58	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.16	.31	.47	.63	.78	.94	1.10	1.25	1.41
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.17	.33	.50	.67	.83	1.00	1.17	1.33	1.50
3600	2.93	3.38	3.81	4.21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.18	.35	.53	.71	.88	1.06	1.24	1.41	1.59
3800	2.77	3.21	3.62	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.19	.37	.56	.75	.93	1.12	1.30	1.49	1.68
4000	2.57	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.00	.20	.39	.59	.78	.98	1.18	1.37	1.57	1.76

Deben emplearse con las clasificaciones los factores especificados en las instrucciones de la página 9. Las poleas reciben un cuidadoso balanceo estático pero cuando existan problemas de vibración se recomienda el balanceo dinámico.

Transmisiones: Por R.P.M.—Combinaciones de diámetro, cuando no se conoce la potencia, pueden ser prácticas si se conocen todas las condiciones—Consulte a la DODGE®

®Marca Reg.

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	14.3	....	....	....	....	....	....	....	.00	.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	18.1	....	.00	.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	18.7	....	.00	.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	17.7	....	....	.00	.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	17.2	....	....	....	.00	.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	15.9	....	....	....	....	....	.00	.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	15.2	....	....	....	....	....	....	.00	.23	.46	.69	.93	1.16	1.39	1.62	1.85	2.09
1800	6.26	7.61	8.89	10.1	11.3	12.4	13.4	14.3	....	....	....	....	....	....	....	.00	.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	13.4	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.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	12.4	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.27	.55	.82	1.09	1.36	1.64	1.91	2.18	2.45
2100	6.26	7.66	8.97	10.2	11.3	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.29	.57	.86	1.15	1.43	1.72	2.00	2.29	2.58
2200	6.19	7.59	8.88	10.1	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.30	.60	.90	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40	2.70
2300	6.07	7.47	8.74	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.31	.63	.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	2.82
2400	5.92	7.30	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.33	.66	.98	1.31	1.64	1.96	2.29	2.62	2.94
2500	5.72	7.08	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.34	.68	1.02	1.36	1.70	2.04	2.39	2.73	3.07
2600	5.48	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.35	.71	1.06	1.42	1.77	2.13	2.48	2.84	3.19
2700	5.20	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	.00	.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.

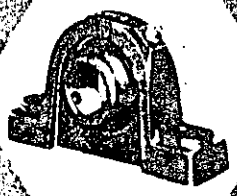
Transmisiones: Por R.P.M.—Combinaciones de diámetro, cuando no se conoce la potencia, pueden ser prácticas si se conocen todas las condiciones—Consulte a la DODGE®

®Marca Reg

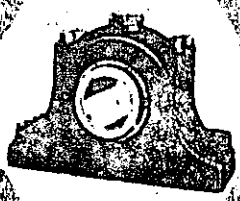
DODGE

de México, S. A. de C. V.

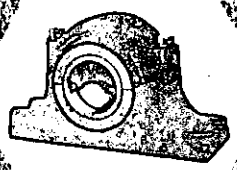
FABRICANTES DE EQUIPO PARA TRANSMISION DE FUERZA MECANICA



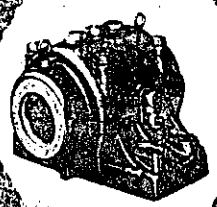
CHUMACERAS CON COJINETES DE BOLAS



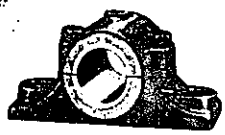
CHUMACERAS CON COJINETES TIMKEN® DE RODILLOS CONICOS



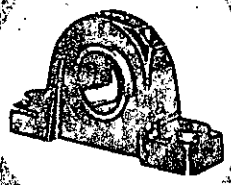
CHUMACERAS CON COJINETES DE RODILLOS ESFERICOS



CHUMACERAS CON ENFRIAMIENTO POR CIRCULACION DE AGUA O ACEITE

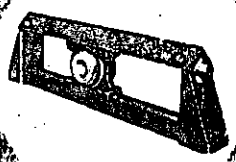


CHUMACERAS CON BUJE DE METAL ANTIFRICCION

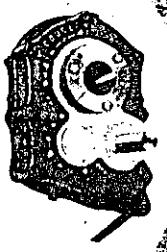


CHUMACERAS DE BUJE SOLIDO CON LUBRICACION PROPIA

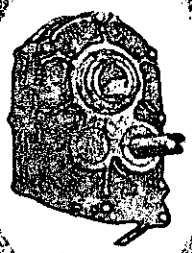
CHUMACERAS DE BRIDA CON COJINETES DE BOLA O RODILLOS CONICOS



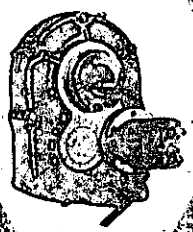
CHUMACERAS TENSORAS



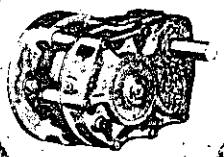
REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



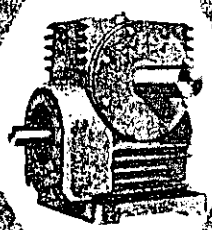
REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA BARRENADOS A LA MEDIDA



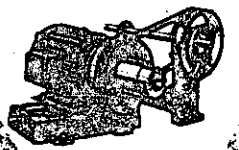
REDUCTORES CON MOTOR HIDRAULICO



REDUCTORES MONTADOS EN FLECHA PARA TRANSPORTADORES DE GUSANO

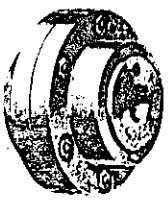


REDUCTORES DE CORONA Y TORNILLO SINFIN

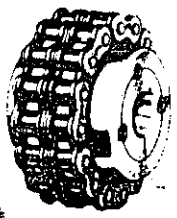


POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

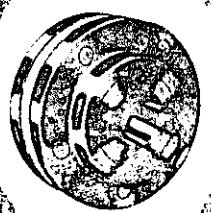
COPLES FLEXIBLES PARA-FLEX® CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



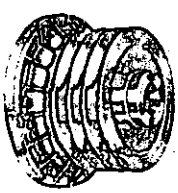
COPLES DE ENGRANES CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



COPLES DE CADENA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE

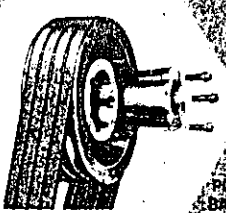


COPLES DE DISCO FLEXIBLE CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE



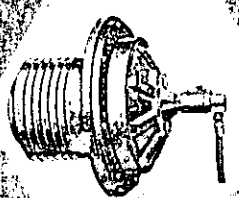
REGULADOR PROTECTOR DE ARRANQUE PARA MOTORES CON CARGA DE FLUIDO SECO FLEXIDYNE®

CADENAS DE RODILLOS PARA TRANSMISION Y CATARINAS CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE

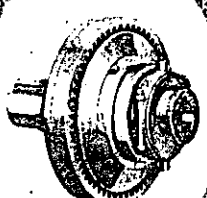


POLEAS PARA BANDA V CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE

POLEAS PARA BANDA DENTADA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE

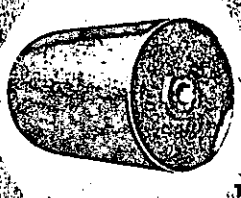


EMBRAGUES DE PISTON DE AIRE



EMBRAGUES MECANICOS

EMBRAGUES DE DISCOS DE FRICCION Y CATARINA



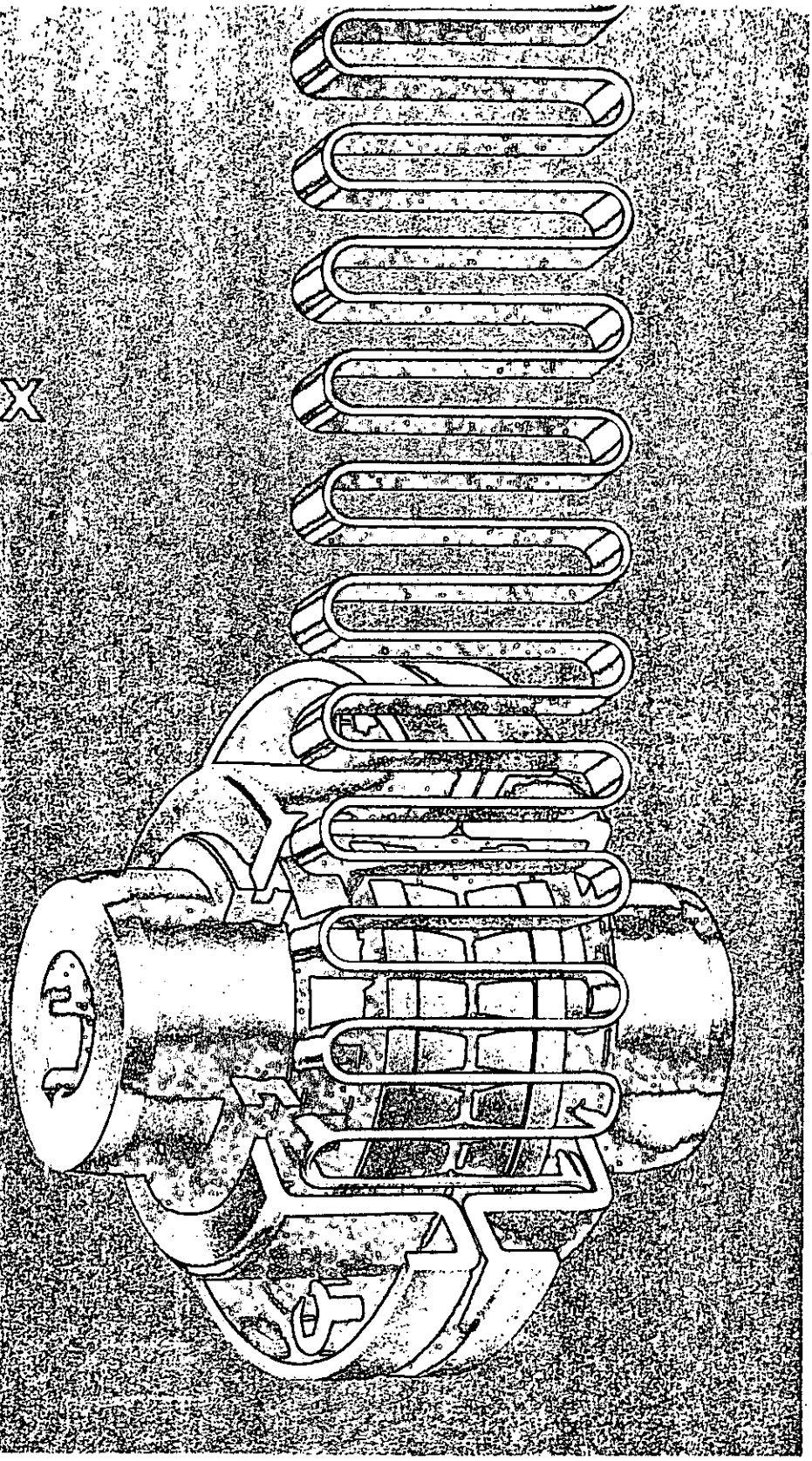
RODILLOS PARA BANDA TRANSPORTADORA CON BUJE CONICO INTERCAMBIABLE

*Marca Reg. de TIMKEN Company

® MARCA REG.

FALK

COPLES FLEXIBLES STEELFLEX



tipo F

3 al 190

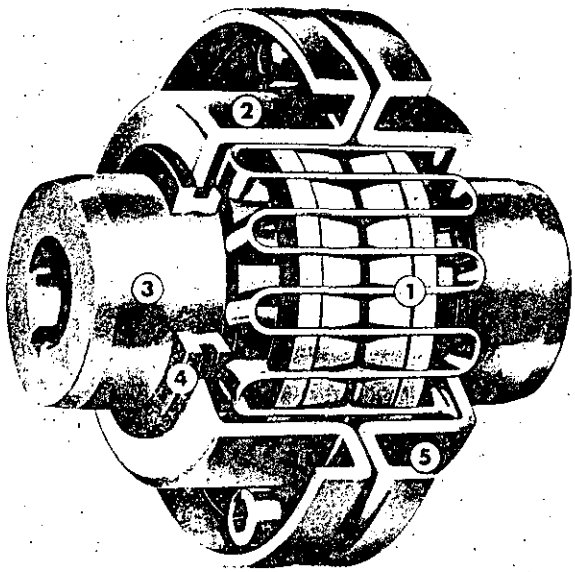
MECÁNICA FALK S.A. de C.V.

MEXICO 16, D.F.

...Un buen nombre en la industria

BOLETIN
431-110 E

Partes componentes del diseño único de los coples flexibles Falk Steelflex



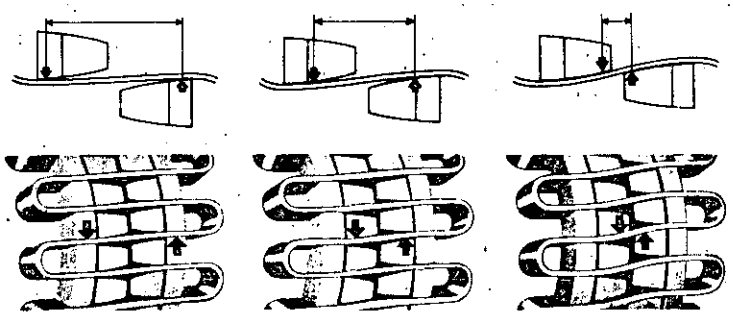
1 **REJILLAS RESILENTES** . . . acero de aleación cromo vanadio de alta resistencia : . . templado y revenido adecuados . . . con alta resistencia y factor de seguridad a la fatiga.

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

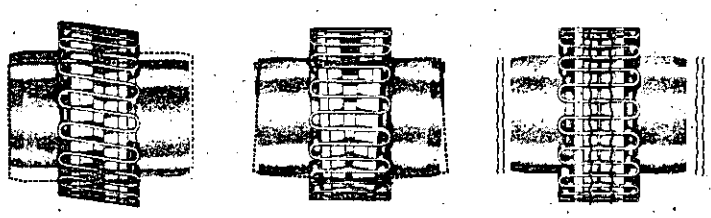
Al aumentar la carga, la distancia es reducida proporcionalmente pero aún la rejilla puede flexionarse.

CARGAS PESADAS

El copie 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 resilencia calculada de la rejilla de acero al cromo-vanadio que le dá flexibilidad torsional.

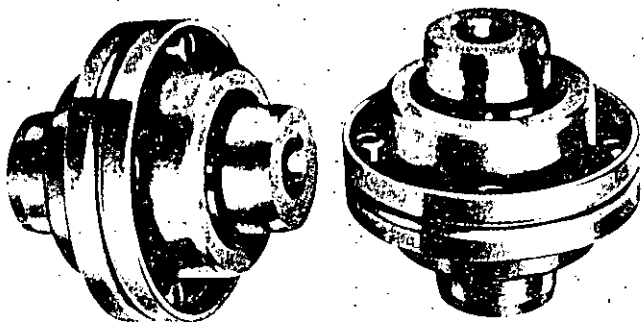


Absorbe Desalineamiento de las Flechas y tiene Desplazamiento Axial Libre.

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 regs.
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.



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 resilentes** 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 resilente 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 calculedo 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 barreno máximo y la velocidad. Si un barreno mayor es requerido, consulte tabla 8, en la página 7. Para un mayor barreno 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 barreno 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	RPM	K
10000	.012	4400	.028	2100	.058	900	.118	460	.200	230	.350	80	.800	34	1.60	11	4.42
9500	.013	4200	.029	2000	.061	870	.122	440	.210	220	.362	75	.850	32	1.68	10	4.85
9000	.014	4000	.031	1900	.064	850	.124	420	.217	210	.378	70	.900	30	1.78	9	5.35
8500	.014	3800	.032	1800	.068	800	.130	400	.225	200	.390	65	.950	28	1.89	8	5.98
8000	.015	3600	.034	1750	.070	750	.137	390	.230	190	.408	60	1.00	26	2.04	7	6.80
7500	.016	3400	.036	1700	.072	720	.142	380	.235	180	.422	58	1.04	25	2.08	6	7.88
7000	.018	3200	.038	1600	.075	700	.145	360	.245	170	.440	56	1.07	24	2.17	5	9.38
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 mueve 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	5.3	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	190
3550	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	13[illegible]	190	280	400	553	715	893	1310
520	1.5	3.3	5.5	7.7	14.2	29.5	44	57	82	126	[illegible]5	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	[illegible]	92	128	188	268	372	480	600	880
280	.9	2.0	3.3	4.7	8.7	18.0	26.6	35	[illegible]	77	106	157	223	310	400	500	733
230	.8	1.7	2.9	4.0	7.4	15.0	22.8	[illegible]	[illegible]	66	91	134	191	266	343	430	629
190	.7	1.5	2.5	3.4	6.4	13.0	[illegible]	[illegible]	[illegible]	56	78	115	164	228	294	368	540
155	.6	1.3	2.1	3.0	5.5	12.0	[illegible]	[illegible]	32	49	68	100	142	198	256	319	469
125		1.0	1.7	2.4	4.5	[illegible]	13.8	18.1	25.9	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	25.6	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			.7	.9	1.7	3.6	5.3	7.0	10.0	15.3	21.3	31	45	62	80	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.

TABLA 4.

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:

Aplicación	Factor de Servicio
INDUSTRIA ALIMENTICIA	
Cocedoras de cereales	1.25
Máq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
Mezcladoras de masa	1.75
Molinos de carne	1.75
INDUSTRIA AZUCARERA:	
Cuchillas para caña	2.0
Stands de molinos, accionados por turbina, con engranes helicoidales o herringbone	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 caña	1.75
Trituradoras de caña	2.0
INDUSTRIA HULERA:	
Calandrias	2.0
Extrusores	1.75
Lavadoras	2.5
Máq. para fabricar llantas	2.5
Máq. para fabricar cámaras	1.75
Máquinas tensoras	1.75
Mezcladoras Banbury	2.5
Mezcladoras intensivas	2.5
Molinos de calentamiento:	
1 ó 2 en línea	2.0
3 ó más en línea	1.75
Molinos mezcladores, refinadores o laminadores:	
1 ó 2 en línea	2.5
3 ó 4 en línea	2.0
[illegible] ó más en línea	1.75
[illegible]ebradores y Plasticadores	2.5
INDUSTRIA LADRILLERA Y ARCILLA	
Prensa para ladrillos y fachaletas, máquinas para elaboración de arcilla y molinos de masa de arcilla	1.75
INDUSTRIA MADERERA:	
Arrancadores de troncos	2.0
Canteadoras, trituradoras de madera	2.0
Cepilladores	1.75
Recortadoras	1.75
Rodillos no reversibles	1.25
Rodillos reversibles	2.0
Sierras circulares o de recorte	1.75
Sierras de banda	1.5
Transportadores de aserrín	1.25
Transportadores de costaneras	1.75
Transportadores para selección	1.5
INDUSTRIA PETROLERA:	
Bombas petroleras (con par torsional máximo, no mayor de 150%)	2.0
Enfriadores	1.25
Hornos giratorios	2.0
Prensas filtradoras de parafina	1.5
INDUSTRIA TEXTIL:	
Calandrias, Cardas	1.5
Máq. lustradoras, afelpadoras, enjabonadoras	1.25
Máq. para acabado de telas	1.5
Telares y tambores de secado	1.5
Torcedoras, bastidores y enrolladoras	1.5
MOLINOS DE LAMINACION Y EQUIPO AUXILIAR (Consultar a la fábrica).	
PROCESAMIENTO DE AGREGADOS, CEMENTOS Y HORNOS PARA MINERIA.	
Molinos de Bolas, Barras y Tubos:	
Conectados a la flecha de baja velocidad del reductor, con transmisión final de:	
Engranes rectos maquinados	2.0
Engranes herringbone o simples helicoidales	1.75
Molinos de martillos	1.75
Molinos de volteo, o de barril	1.75
Trituradoras de mineral	2.5
Trituradores de piedra	2.5
Secadores rotatorios	1.75

LISTA ALFABETICA DE APLICACIONES:

Aplicación	Factor de Servicio
AGITADORES:	
Hélice, paleta, sinfín	1.0
ALIMENTADORES:	
Banda, Disco, Mandil, Sinfín	1.0
BARRIL DE VOLQUETE	1.75
BOMBAS:	
Centrífugas:	
Cambios frecuentes de velocidad, bajo carga	1.25
Velocidad constante	.75
Desincrustantes con acumuladores	1.25
Engranes, Rotatorias, paletas	1.25
Reciprocantes:	
1 cilindro simple acción	2.0
1 cilindro doble acción	2.0
2 cilindros simple acción	2.0
2 cilindros doble acción	1.75
3 cilindros ó más	1.5
CLARIFICADORAS ó CLASIFICADORAS	1.0
COMPRESORAS:	
Centrífugas	.75
Lóbulo o rotatorias	1.25
*Volante y engrane de reducción, entre la compresora y la máquina motriz:	
1 cilindro simple acción	4.0
1 cilindro doble acción	3.5
2 cilindros simple acción	3.5
2 cilindros doble acción	3.0
3 cilindros simple acción	3.0
3 cilindros doble acción	2.0
4 ó más " simple acción	1.75
4 ó más " doble acción	1.75
CRIBAS:	
Agua ó Aire	1.0
DINAMOMETROS	1.0
ELEVADORES:	
Cangilones, Descarga centrífuga	1.25
Carga	2.0
Pasajeros (Consultar a la Fábrica)	
EXTRUSOR PARA PLASTICOS	1.5
FLECHAS TRANSM. EN LINEA	
Máquinas de proceso	1.5
GENERADORES:	
Carga uniforme	.75
GRUAS Y MALACATES:	
Cucharón o gancho auxiliar	1.75
Gancho principal	2.0
Puente, viajeras, o trolley	1.75
Tipo de pendiente	1.5
JALADOR DE VAGONES	1.5
LAVADORA / VOLCADORA para lavandería	2.0
MAQUINAS CONFORMADORAS DE METALES:	
Carro de estirar, transmisión principal, extrusor, máq. conformadora y laminadores	2.0
Cortadores	1.0
Estiradores o laminadores de alambre	1.75
Enrolladores y desenrolladores de alambre	1.5
MAQUINAS HERRAMIENTAS:	
Transm. auxiliar	1.0
Transm. principal	1.5
Transm. transversal	1.0
MEZCLADORES (ver agitadores)	
De concreto	1.75
De molete	1.5
MOLINO DE MASA DE ARCILLA	1.75
PULVERIZADORES:	
Molino de martillos	1.75
Molino de rodillos	1.5
SOPLADORES:	
Centrífugos	.75
Lóbulos o aletas	1.25
TRANSPORTADORES:	
Banda, Cadena, Elevado, Mandil, Montaje, Sinfín	1.0
VENTILADORES:	
Centrífugos	.75
Tiro forzado, a través de la línea de arranque	1.5
Tiro forzado, con motor accionado por embrague eléctrico deslizante o hidráulico	1.0
Tiro inducido, con controles	1.25
Tiro inducido, sin controles	2.0
Torre de enfriamiento	2.0
Unidad recirculante de gas	1.5
CERVECERIAS Y DESTILERIAS:	
Cocedoras, para trabajo contínuo	1.25
Maq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
Marmitas para cerveza	1.0
Tanques Lauter	1.5
Tanques para cocimiento de malta	1.25
Tolvas de escamas, con sobrecarga frecuente	1.75
DRAGAS:	
Bombas (carga uniforme)	1.75
Malacates de servicio	1.5
Malacates para maniobra	1.5
Tambor enrollador	1.75
Transm. con cabezal cortador	2.0
Transm. de cribas, hacinador	1.75
Transportadores	1.25
EQUIPO PARA TRATAMIENTO DE AGUAS CLOACALES O NEGRAS:	
Cribas de barras, alimentadores químicos, colectores, cribas de desagüe y colectores de cascajo	1.0
FABRICAS DE PAPEL	
Batidoras y empulpadoras	1.75
Blanqueadoras	1.0
Calandrias y super calandrias	1.75
Carretes enrolladores y desenrolladores	1.5
Cilindros secadores	1.75
Cortadoras	2.0
Couch	1.75
Descantilladoras	2.5
Descortezadoras auxiliares hidráulicas	2.0
Estiradores de fieltro	1.25
Fourdrinier	1.75
Lavadoras, cajas almacenadoras y espesadoras	1.5
Máquinas convertidoras	1.25
Prensas, molinos de pulpa	1.75
Revestidoras	1.0
Rodillos de succión	1.75
Vapuleadoras de fieltro	2.0

TABLA 4a

Para transmisiones con motor eléctrico y red, que tengan conectadas las flechas tanto de alta como de baja vel., mediante copies resilentes, es posible usar un factor de servicio más bajo, en el copie 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				
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 combustión interna	2.0	2.25	2.5	2.75	3.0	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5

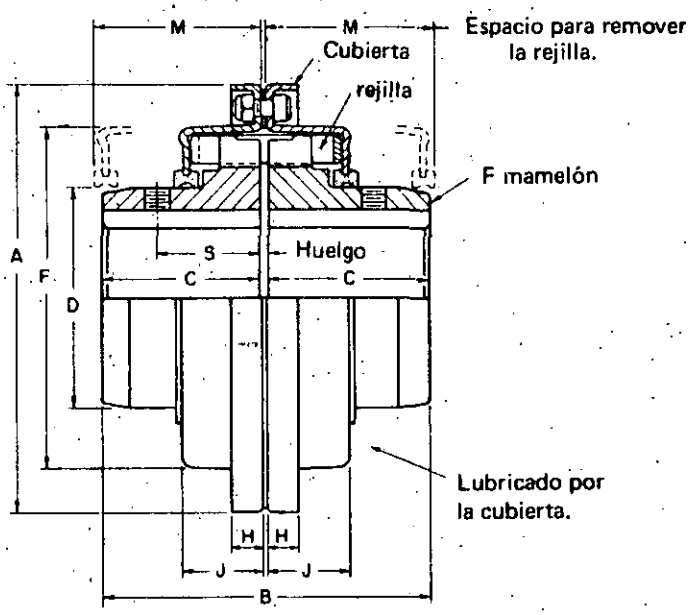
♦ Para usar esta tabla, debe primero determinarse el factor de servicio correspondiente a la aplicación de que se trate, según la tabla de factores de servicio para transmisiones con motor eléctrico o turbina. Enseguida, empleando dicho factor, se determinará el que corresponda a la transmisión con motor de combustión interna.

Cuando el factor de servicio para una determinada aplicación, sea mayor de 2.0, deproporcionarse datos completos sobre la misma a la Fábrica, para su verificación Departamento de Ingeniería.

++ [illegible]do el copie 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 numero de cilindros, usando la tabla de arriba para las compresoras reciprocantes.

Cople Steelflex tipo F



TAM.	Potencia básica. ■	Veloc máx. rpm. ‡	Barreno máx. cuña cuadrada * con prisionero. Sobre cuñero. mm	Barreno máx. cuña cuadrada * con prisionero. a 90° cuñero. mm	Barreno mínimo mm	Peso aprox. sin barrenos. Kgs.	Peso del lubricante. Kgs.	DIMENSIONES – MILIMETROS A	B ♦	C	D	F	H	J	M	S*	HUELGO Min	Normal	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	36.51	38.10	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	2.6	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	95.25	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	——	159	6.35	12.70
18F	150.0	2100	177.8●	—	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	203.2●	—	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, cancelan las publicadas anteriormente.

‡ Consúltese a la Fábrica, para velocidades mayores.

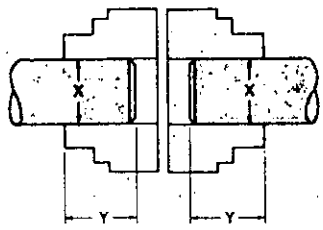
♦ La dimensión B está basada en un huelgo normal.

* Barreno 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.

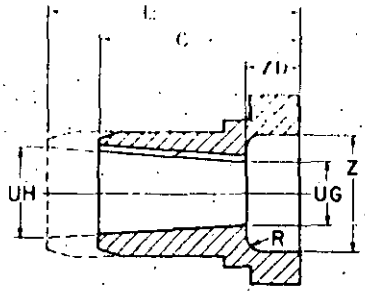
* Los tamaños del 3 al 11 serán proporcionados con ajuste sin interferencia con prisionero sobre el cuñero a 90 grados de éste. Los coples del 12 en adelante serán proporacionados con ajuste de interferencia sin prisioneros, a menos que se especifique lo contrario. Consúltese la Tabla 7 para cuñas recomendables con barreno máximo y la Tabla 8 para barreno 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."

INGENIERIA — Dimensiones en milímetros



LIMITACIONES EN BARRENOS CONICOS Y CAJAS

La tabla 6 de abajo, especifica las limitaciones de barrenos cónicos y cajas en mamelones de coples comúnmente requeridos. En aplicaciones que excedan estas limitaciones o que necesiten de mamelones 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 proporcionársele a solitud.

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	87.55	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 llevan en almacén mamelones más largos que los estándar. Cuando se requieran mamelones de longitud especial debe especificarse previamente.
Las dimensiones se dan sólo como referencia y están sujetos 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	
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	355.60	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	190.50	44.45 x 38.10	355.60	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 +

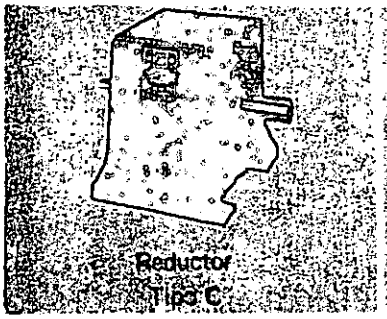
Tamaño del cople		3F	4F	5F	6F	7F	8F	9F	10F	11F	12F	13F	14F	15F	16F	17F	18F	190F
Barreno máx. con cuñero reducido.		30.16	34.93	41.28	52.39	61.91	76.20	80.96	92.08	100.01	111.13	114;30	120.65	136.53	146.05	165.10	190.50	241.30
Tam.máx. del cuñero. ♦	Ancho	6.35	7.94	9.53	12.70	15.88	19.05	19.05	22.23	25.40	25.40	25.40	31.75	31.75	38.10	38.10	44.45	50.80
	Profundidad.	1.59	2.38	3.18	3.18	3.18	3.18	3.18	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.

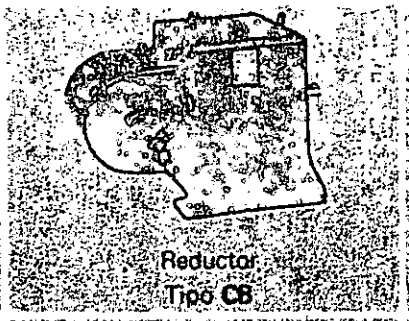
♦ Tolerancias del cuñero: Profundidad, + 0.40 a +0.60; en mm. Ancho, + 0.00077 a —0.000

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
Diametro de Flecha		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
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
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
900 RPM	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



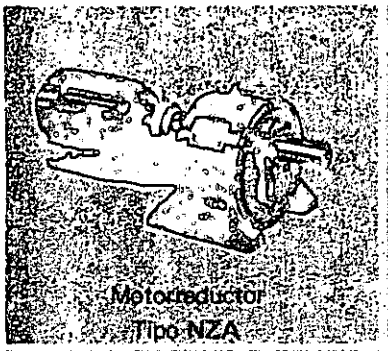
Reductor
Tipo C



Reductor
Tipo CB

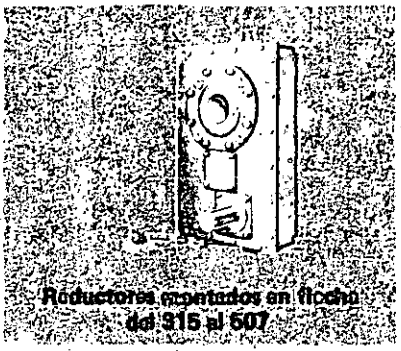
Reductor
Tipo NZ

Reductor
Tipo NZC

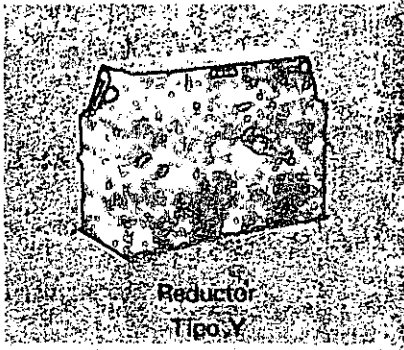


Motoreductor
Tipo NZA

Reductores montados en flecha
del 107 al 307



Reductores montados en flecha
del 315 al 507

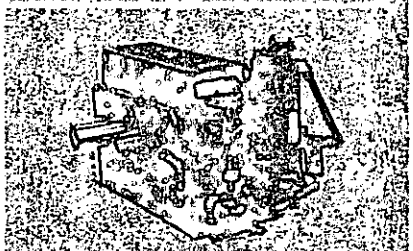


Reductor
Tipo Y

otros
productos
con
el
prestigio
de

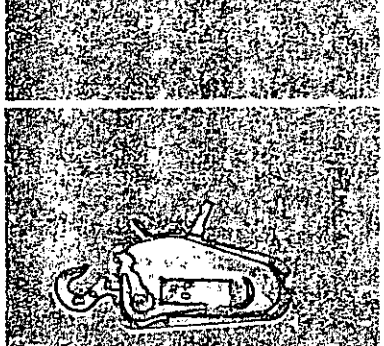
MECÁNICA FALK

S.A. de C.V.



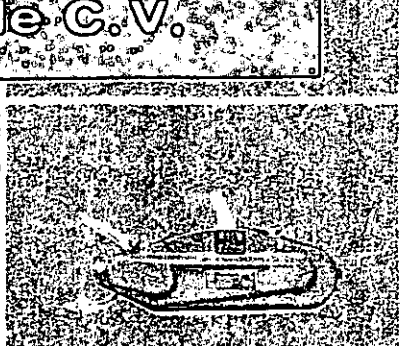
Reductor Tipo Y
con paquete de enfriamiento

Reductor
Tipo Y-B

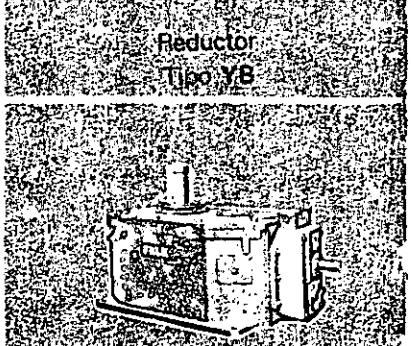


Tirfor MF-15

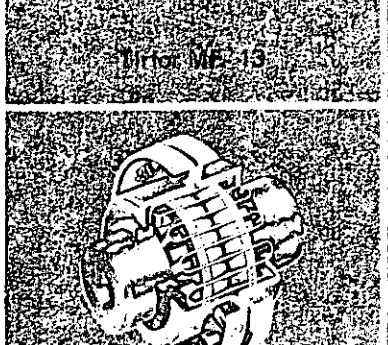
Tirfor MF-20



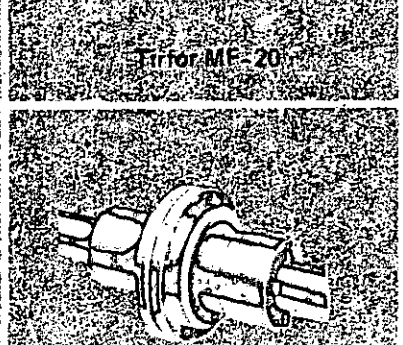
Tirfor MF-35



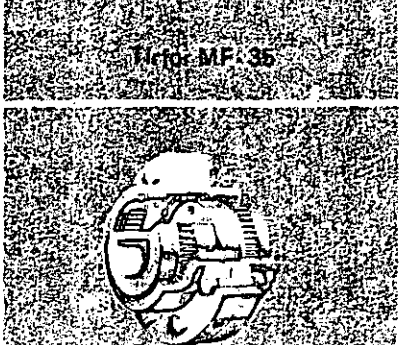
Reductor Y 8¾" de Ejes
Flecha Salida Vertical



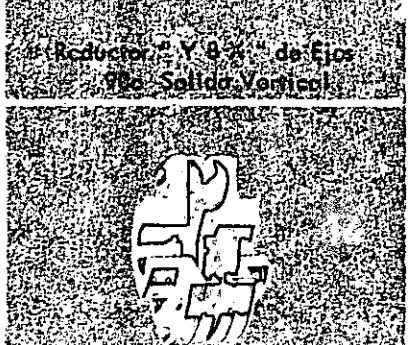
Copla Steelflex



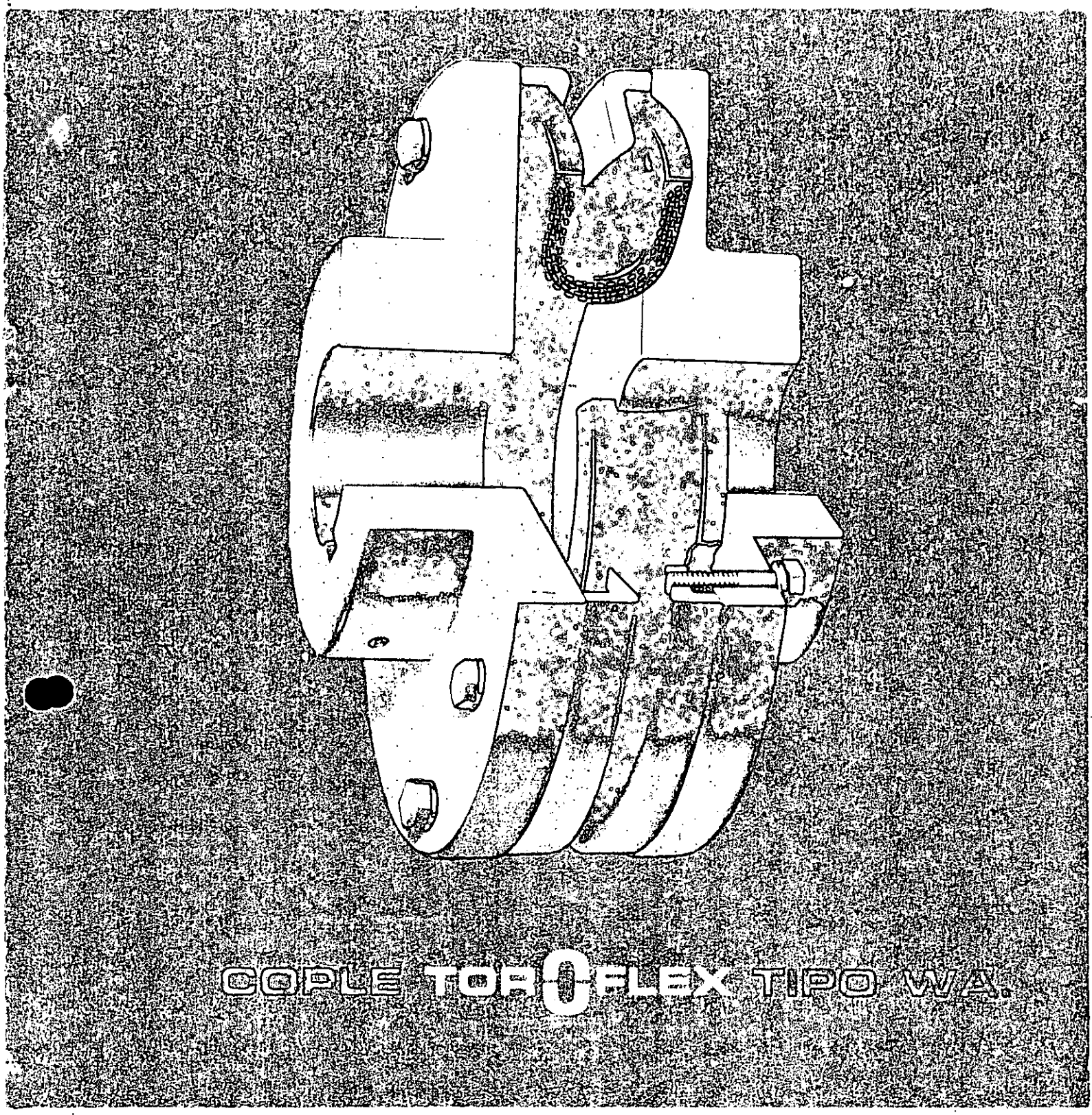
Copla Espaciador
Tipo FL



Copla Rigiflex



Copla Toroflex



COPLE TORO-FLEX TIPO WA.

...Un buen nombre en la industria

MECANICA FALK

MECANICA FALK, S.A. DE C.V. PONIENTE 150 No. 842, COL. INDUSTRIAL VALLEJO MEXICO 16, D. F.

BOLETIN
461-110 - E

COPLE TOROFLEX

INDICE:

2-3 Información básica

4 Método de selección rápida

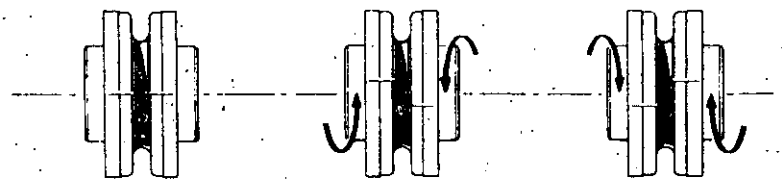
5 Factores de Servicio

6 Selección e Ingeniería

7 Dimensiones

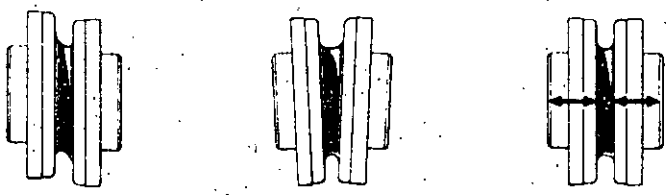
8 Otros Productos

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 reciprocantes, 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.



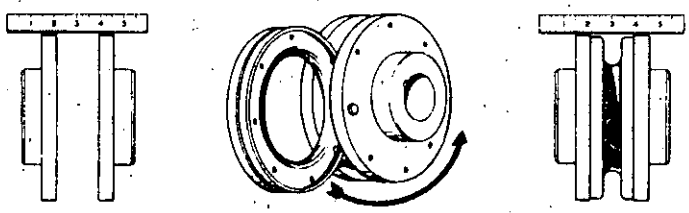
sin carga — Reversibles por cargas de impacto

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.



Desalineamiento paralelo — Desalineamiento Angular — Extremos flotantes

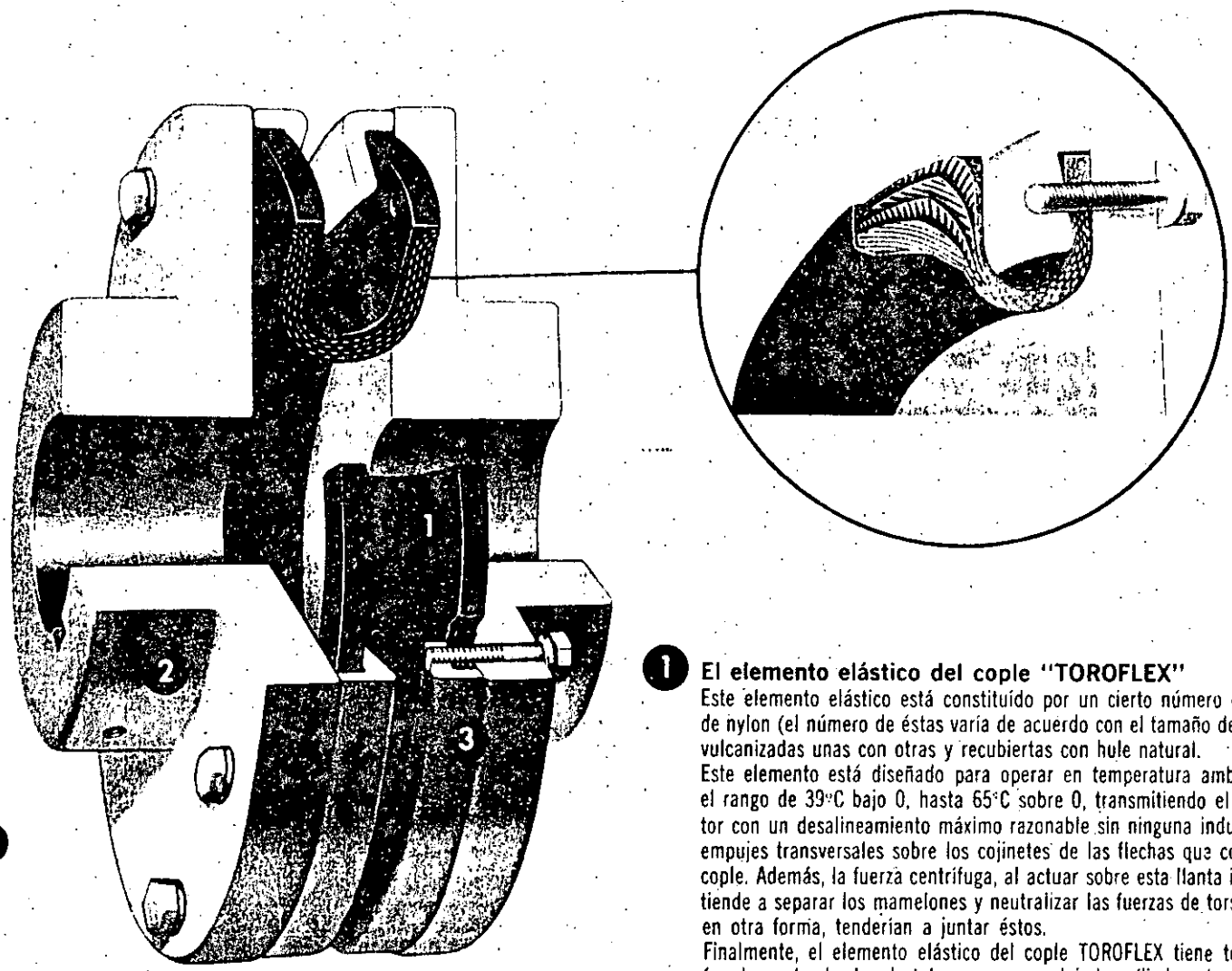
ENSAMBLE E INSTALACION. Los coples TOROFLEX pueden instalarse fácilmente con cualquier herramienta común usada en mecánica y su alineamiento puede verificarse rápidamente con una regla. El elemento elástico y las cubiertas pueden ensamblarse sin necesidad de mover la unidad motriz o movida. Después de que el cople ha sido armado, puede verificarse nuevamente su alineamiento con el canto de una regla que descanse a escuadra sobre los mamelones.



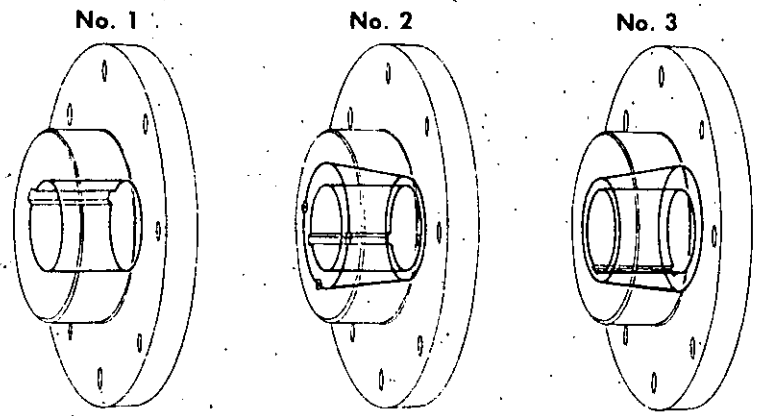
Alinamiento de los mamelones con una regla. — Giro y ajuste para la debida colocación. — Verificación del ensamble.

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!



TIPOS DE MAMELONES



ENO CILINDRICO

BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL EXTREMO DEL MAMELON

BARRENO CONICO CON DIAMETRO MAYOR EN EL LADO DE LA RANURA DE SEPARACION

1 El elemento elástico del cople "TOROFLEX"

Este elemento elástico está constituído 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.

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. Aquéllos 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

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 COPLE.
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 cople 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 barreno máximo y velocidad del tamaño y tipo del cople seleccionado con los requerimientos de la aplicación. Si el barreno requerido fuese más grande, selecciónese un cople 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 copies 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	190	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 cople... basada en la potencia equivalente, FS = 1.0

RPM *	TAMAÑO DEL COPLE														
	20WA	30WA	40WA	50WA	60WA	70WA	80WA	90WA	100WA	110WA	120WA	130WA	140WA	150WA	160WA
3500	28.0	38.8	55.7	91.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....					
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	25.4	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	181					
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	1.99	3.28	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.

Tabla 3

FACTORES DE SERVICIO DE LOS COPLES TOROFLEX PARA TRANSMISIONES CON MOTOR ELECTRICO † Y TURBINA ‡

INDUSTRIA EN GENERAL

	F.S.
AGITADORES	
Verticales y horizontales:	
De hélice, de paleta y sinfín	1.0
ALIMENTADORES	
De discos, de mandil, de banda y de sinfín	1.0
Reciprocantes	2.5
ALIMENTADOR MECANICO	1.0
ARRANCADORES DE TRANSPORTE DE BARCAZA	2.0
BARRILES DE VOLQUETE	1.75
BOMBAS:	
Centrífugas	1.0
Desespumadoras con acumulador	1.5
De engranes, rotatorias o de paletas	1.5
Reciprocantes:	
De 1 cilindro, simple acción	2.5
De 1 cilindro, doble acción	2.0
De 2 cilindros, simple acción	2.0
De 2 cilindros, doble acción	1.75
De 3 o más cilindros	1.5
CLARIFICADORAS O CLASIFICADORAS	1.0
COMPRESORAS:	
Centrífugas	1.0
De lóbulo o rotatorias	2.0
Reciprocantes:	
Directamente conectadas (Consultar a la fábrica)	
Sin volantes (Consultar a la fábrica)	
*Con volante y engrane entre el compresor y la máquina motriz	
De 1 cilindro, simple acción	4.0

	F.S.
De 1 cilindro, doble acción	3.5
De 2 cilindros simple acción	3.5
De 2 cilindros doble acción	3.0
De 3 cilindros, simple acción	3.0
De 3 cilindros, doble acción	2.0
De 4 o más cil. simple acción	1.75
De 4 o más cil. doble acción	1.75
CRIBAS:	
Purificadores de aire	1.0
Cribón o parrilla	2.0
Giratorias, de carbón o arena	1.5
Vibradoras	2.5
De agua (Deshidratadoras, alcantarillas)	1.0
DINAMOMETROS	1.75
DRAGAS DE MANIOBRA (Dragas, naval)	1.5
EJES DE TRASMISION Cualquier maquinaria de proceso	1.5
ELEVADORES	
De cangilones, centrífugos de descarga	2.0
De carga o de pasajeros	2.0
De descarga por gravedad	1.25
ESCALERAS MECANICAS	1.0
EXTRUSOR PARA PLASTICOS	1.5
EXCITADOR DE GENERADOR	1.0
GENERADORES:	
De carga uniforme	1.0

	F.S.
De carga de soldadoras	1.5
De Montacargas o servicio de ferrocarril	2.0
GRUAS Y MALACATES:	
Gancho principal	2.0
Montacarga de cucharón	1.75
Movimiento de trole, traslación del puente	1.75
MALADOR DE VAGONES	1.5
MAQUINAS HERRAMIENTAS	
Cepillo de mesa, reversible; cilindros de enderezar, prensas troqueladoras, prensas punzonadoras	1.75
Trasmisión auxiliar	1.0
Trasmisión principal	1.5
Trasmisión reversible	1.0
LAVANDERIAS: Lavadora o volcadora	2.0
MAQUINAS CONFORMADORAS DE METAL:	
Carro de estirar y trasmisión principal	2.0
Cortadores	1.0
Enrolladoras de alambre	1.5
Enrollador y desenrollador	1.5
Estiradores y laminadores de alambre	2.0
Extrusores	2.0
Máquina conformadora	2.0
MAQUINAS PARA ELABORACION DE MADERAS	1.0
MEZCLADORES: (Ver agitadores)	
De concreto	1.75
De Masa o Molete	1.5

	F.S.
MOLINO DE MASA DE ARCILLA	1.75
MOLINO DE MARTILLOS	1.75
PRENSAS DE IMPRESION	1.5
PULVERIZADORES	
Molino de martillos	1.75
Rodillos	2.0
Trituradora de madera	1.5
SOPLADORES:	
Centrífugos	1.0
de lóbulo o aletas	1.25
TRANSPORTADORES:	
de: Banda, banda articulada, cadenas, paleta o tablilla y sinfín	1.0
De cangilones	1.25
Reciprocantes, rodillo activo y sacudidor	3.0
VENTILADORES:	
Centrífugos	1.0
De tiro forzado movido por fluido o embrague deslizante eléctrico	1.0
De recirculación de gas	1.5
De tiro forzado a través del arranque de línea	1.5
De tiro inducido con control de regulador o limpiador de aspas	1.25
De tiro inducido sin controles	2.0
De Torres de enfriamiento	2.0
VOLTEADORAS DE CARROS	2.5

APLICACIONES POR INDUSTRIAS

	F.S.
CERVECERIAS Y DESTILERIAS:	
Cocedores de trabajo continuo	1.25
Máquinas enlatadoras y embotelladoras	1.0
Marmites para cerveza	1.0
Tanques de decantamiento o asentamiento	1.25
Tanques Lauter	1.5
Tolva de escamas de sobrecargas frecuentes	1.75
DRAGAS	
Bombas (carga uniforme)	1.5
Carrete enrollador de cable	1.75
Malacate de maniobras	1.5
Malacate de servicio	1.5
Trasmisión de cribas y hacinador	1.75
Transportadoras	1.0
EQUIPO DE DISPOSICION DE AGUAS CLOACALES O NEGRAS	
Alimentadores quimicos, colectores de cascajo, cribas de barras, cribas de desague	1.0
FABRICAS DE PAPEL	
Arrastradores de troncos	2.0
Batidoras y empulpadoras	1.75
Blanqueadores, revestidores	1.0
Cajas almacenadoras, lavadoras y espesadoras	1.5
Calandrias y super calandrias	2.0
Carretes, enrolladores, desenrolladores	1.5
Cilindros secadores	1.75
Cortadoras, vapuleadoras de fieltro	2.0
Couch	1.75
Descantilladoras o picadoras	3.0
Descortezadoras auxiliares, hidráulicas	2.25
Descortezadoras mecánicas	2.25
Ejes de línea	1.5
Estiradoras de fieltro	1.25
Fourdriniers	1.75
Jordans	2.0
Máquinas convertidoras	1.5
Molinos de pulpa	2.0
Prensas	2.0
Rodillos de succión	1.75
Tambores descortezadores:	
Flecha de baja velocidad del reductor con transmisión final:	
Engrane helicoidal o herringbone	2.0
Engrane recto con diente fundido	3.0
Engrane recto maquinado	2.5

	F.S.
INDUSTRIA ALIMENTICIA	
Cocedores de cereales	1.25
Máquinas embotelladoras y enlatadoras	1.0
Mezcladora de masa y molino de carne	1.75
Rebanadora de remolacha	1.75
INDUSTRIA AZUCARERA	
Cuchillas para caña y desmenuzadores	2.0
Stands de los molinos, turbina movida con engranes helicoidales o herringbone	1.5
Trasmisiones con motor eléctrico o turbinas con engranes helicoidales, herringbone o rectos con cualquier unidad motriz	1.75
Transportador de caña y rastra	1.75
INDUSTRIA HULERA	
Abridoras de neumáticos y cámaras (Pico de par torsional máximo)	1.0
Calandrias	2.0
Estiradores	1.75
Lavadoras	2.5
Máquina para hacer camaras, tensor y Pelletizer	1.75
Máquina para hacer neumaticos	2.5
Mezcladoras Banbury o intensivas	2.5
Molinos mezcladores, refinadores o laminadores	
De uno o dos en linea	2.5
De tres o cuatro en linea	2.0
De cinco o más en linea	1.75
Molinos calentadores	
De uno o dos en linea	2.0
De tres o más en linea	1.75
Quebradoras y plasticadores	2.5
INDUSTRIA MADERERA	
Arrancadoras de troncos	2.0
Canteadoras, coladoras, trituradoras de madera	2.0
Cepilladoras	1.75
Recortadora	1.75
Rodillos no reversibles	1.5
Rodillos reversibles	2.0
Sierras circulares o de recorte	1.75
Sierras de banda	1.5
Sierra múltiple (reciprocante)	Consultarnos
Transportadores de aserrin	1.25
Transportadores de costaneras	1.75
Transportadores seleccionadores	1.5

	F.S.
INDUSTRIA PARA LA ELABORACION DE ARCILLA	
Máquinas elaboradoras de arcilla, maquinas para briquetes, molinos amasadores de arcilla, prensas ladrilladoras	1.5
INDUSTRIA PETROLERA	
Bombas petroleras (con pico de par torsional no mayor del 150%)	2.0
Enlinadoras	1.25
Hornos giratorios	2.0
Prensas filtradoras de parafina	1.5
INDUSTRIA TEXTIL	
Calandrias, cardas	1.5
Dosificadoras	1.25
Telares, bastidores, restiradores enrolladores	1.5
Latas de secado, lanzaderas	1.5
Máquina de acabado de telas	1.5
Máquinas entintadoras	1.25
Máquinas lustradoras, afelpadoras enjabonadoras	1.25
Máquinas tejedoras	Consultarnos
★**MOLINOS DE LAMINACION**	
Banco de estirado	2.0
Carro lingotero	2.5
Cortadora longitudinal, sólo para laminadoras	1.75
Empujador de horno	2.5
Enderezadores	2.5
Enrolladores (superior o inferior) sólo molinos calientes	2.0
Enrolladores (superior o inferior) sólo molinos fríos	1.5
Fabricación de alambre	2.0
Manipuladores o guias laterales	3.5
Mesas de laminación	
Mesa de salida del molino desbaratador no reversible	3.5
Mesa de salida reversible	5.0
Mesa de salida no reversible sin tapones	3.5
Mesas calientes o de transferencia no reversible	3.5
Molino desbastador, entrada o salida	5.0
Mesas enfriadoras	1.75

	F.S.
Molinos calientes Molino para tira o plancha Molino desbastador Reversible lingotes o lupias Transmisión del molino canteador Molinos frios Molinos de tira Molino templador Molino de barras Transmisión del enrollador Laminador de perfiles comerciales Molino de plancha	Consultarnos
Molino para tubo, sin costura	
Bloque empujador	3.0
Botador	2.5
Enrollador de alambre	3.0
Perforador	3.0
Rodillos de transportador de tubos	2.5
Plantas de coque	
Impulsor del pistón empujador	2.5
Operador de puerta	2.0
Transmisión de tracción del empujador o carro Larry	3.5
Rodillos alimentadores, molino desbastador	3.5
Sierra cortadora en frio o en caliente	2.5
Tajaderas de mano de lingotes	2.5
Tornillos bajadores (torniquete)	3.0
Trasmisión de las cubiertas de las losas de recalentamiento	3.5
TRATAMIENTO DE LOS AGREGADOS (Por lavado, clasificación, combinación, etc.), **DE CEMENTO, HORNOS PARA MINERIA, MOLINOS DE BOLAS, TUBOS Y VARILLAS**	
Conectado directamente en la flecha de baja velocidad, con trasmisión final de	
Alimentadores cribas, elevadores y transportadores	Ver lista general
Engranes helicoidales, simples o herringbone	2.0
Engranes rectos maquinados	2.5
Cribones o parrillas	2.0
Molinos de frotación o de barril	1.75
Molinos de martillos o trituradoras de madera	1.75
Secadores rotatorios	1.75
Trituradoras de mineral o piedra	2.5

† **TABLA 3-A** Para las transmisiones de motores electricos con reductores de engranes, cuyas flechas de alta y baja velocidades estén conectadas por medio de un cople resiliente. En este caso podrán usarse un factor de servicio más bajo en el cople de alta velocidad, como sigue:

Cuando el factor de servicio de la flecha de B. V. es:	El factor de servicio de la flecha de A.V. es:
1.0 hasta 1.5	1.0
1.75	1.25
2.0 o mas	El mismo que para la flecha de B.V.

‡ Cuando el cople se monta a la flecha de una turbina, úsese un factor de servicio máximo de 1.0.

★ Para diseño 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. ♦

No. de cilindros	3	4	5	6	7	8	9	10 o más
Factores de servicio	4	4	3.5	3.5	3	2.5	2.5	2

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, úsense los Factores de Servicio indicados en la Tabla 4.

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 aquéllas 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:

$$\text{hp equivalentes/100 RPM} = \frac{\text{(HP transmitido x 100 x FS)}}{\text{RPM de operación}}$$

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
Consúltese la Tabla 5. En la columna de "HP a 100 RPM" o en la correspondiente a "Par" búsquese 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
Consúltese 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, debera 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 golpeteo, 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 Seleccion 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	2.72	.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	1.135	5.106	90WA
100WA	172.50	23.8	1840	127.00	34.80	3535	88.90	30.16	40.86	31.78	2.043	8.28	100WA
110WA	253.00	34.9	1750	139.70	34.80	4040	101.60	36.51	54.48	40.86	2.951	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.

CUÑAS RECOMENDADAS — Milímetros

Diámetros de Flecha	Cuña	Diámetros de Flecha	Cuña	Diámetros de Flecha	Cuña	Diámetros 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 copla 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 resilente en la flecha de baja velocidad y que mueve un molino de martillos a 10 HP.

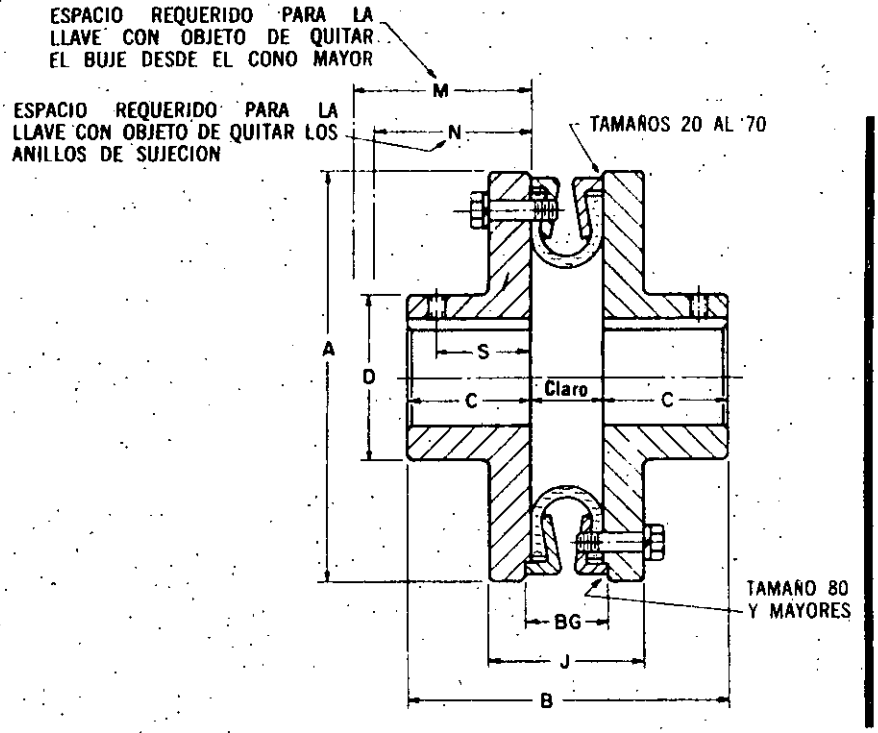
El diámetro de la flecha del motor es de 47.63 mm. y el diámetro de la flecha del reductor es de 38.10 mm.

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 resilente, el factor de servicio para el cople que llevará la flecha de alta velocidad, será de 1.25; consúltese 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.

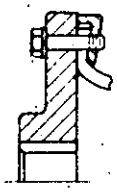
tipo WA 20



BARRENOS DE LOS MAMELONES

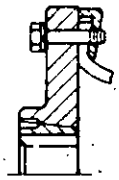
Mamelón No. 1

BARRENOS RECTOS Y ESPECIALES



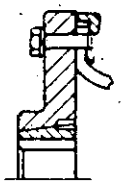
Mamelón No. 2

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. (Cuña cuadrado	Barreno Mín.	Peso del Cople sin Barreno Kg.	Buje Cónico "Taper Lock" ® No.	Barreno Máx. del Buje	Barreno Mín. del Buje	Peso del Cople 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	125.48	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	101.09	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																					

*Usese 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 se proporciona en 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. TAMAÑO 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).

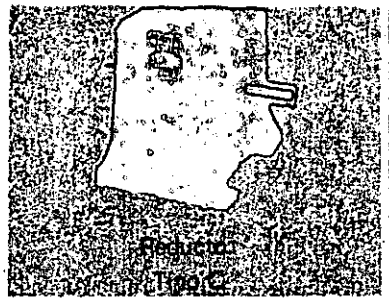
2. BARRENOS DE LOS COPLES — Especifíquense los tipos de los mamelones, de lo contrario, la Fábrica se reserva el derecho de seleccionar el tipo del mamelón.

Mamelones con barrenos acabados, tipo 1. (Especifíquese el barreno y cuñero).

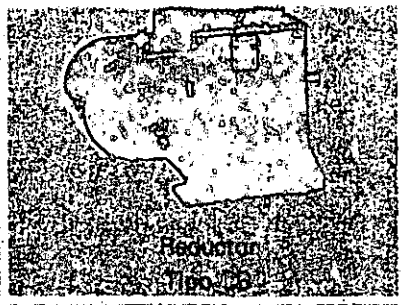
a) Barreno piloto, sin opresor.
b) Ajuste holgado (para ajuste holgado Clase AGMA I. con opresor sobre el cuñero).
c) Ajuste de interferencia (tamaños 90WA y mayores, que se surten normalmente para ajuste de interferencia AGMA, estándar, sin opresores).

Mamelones con barrenos cónicos, tipos 2 y 3

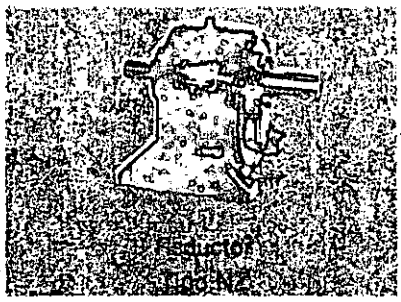
a) Barreno y cuñero de la flecha.
b) Tipos de barrenos del mamelón. (Los coples completos generalmente se surten con su barreno tipo 2 en un mamelón y uno tipo 3 en el otro).



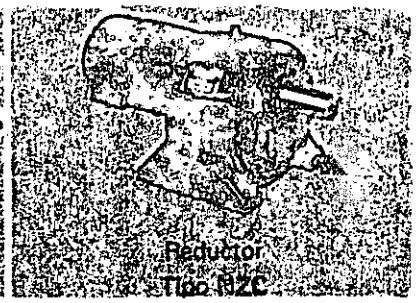
Reductor
Tipo C



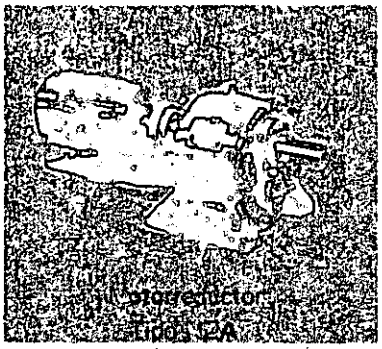
Reductor
Tipo CC



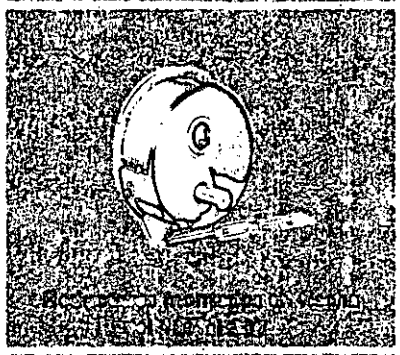
Reductor
Tipo NZ



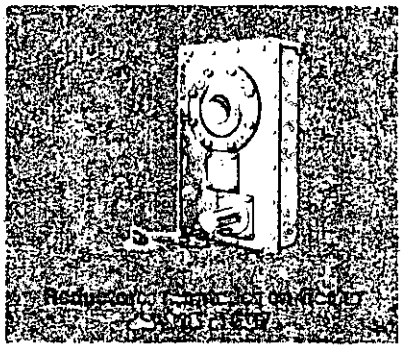
Reductor
Tipo NZC



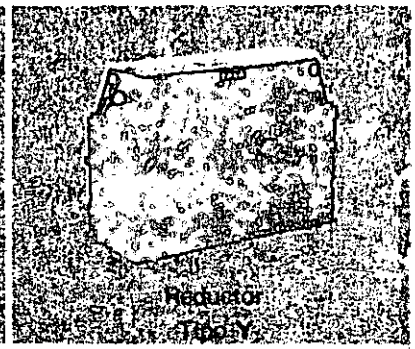
Motoreductor
Tipo CA



Reductor Tornillo sin Fin
Tipo NCV



Reductor Tornillo sin Fin
Tipo NCV

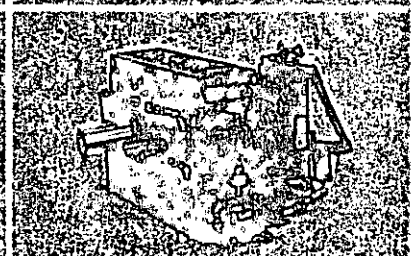


Reductor
Tipo Y

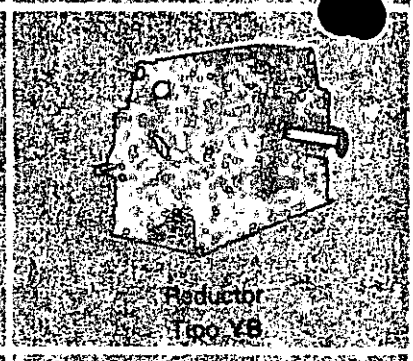
otros productos con el prestigio de

MECÁNICA FALK

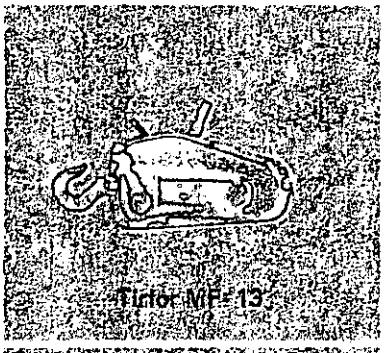
S. A. de C. V.



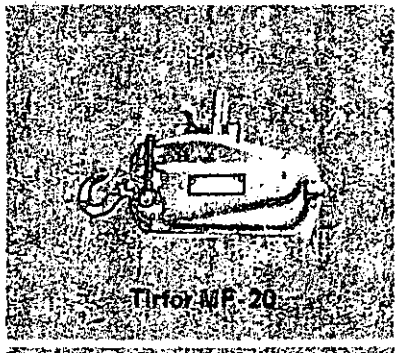
Reductor Tipo Y
con mecanismo de cinta



Reductor
Tipo YB

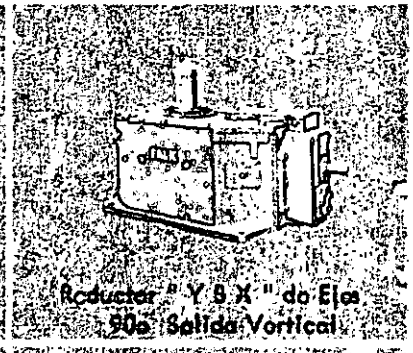


Tirfor MF-13

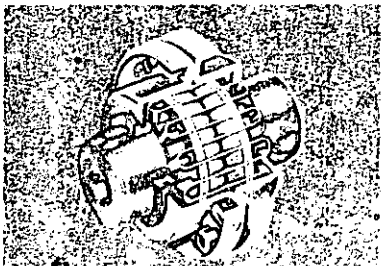


Tirfor MF-20

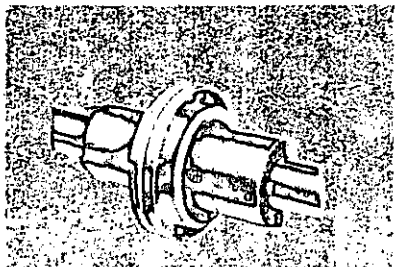
Tirfor MF-36



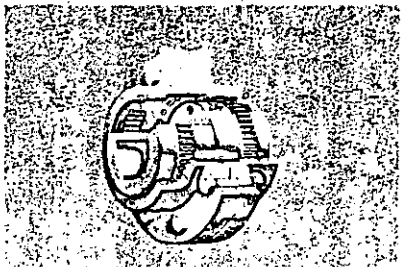
Reductor "Y S X" de Ejes
90° Salida Vertical



Copla Steelflex



Copla Especiador
Tipo FL

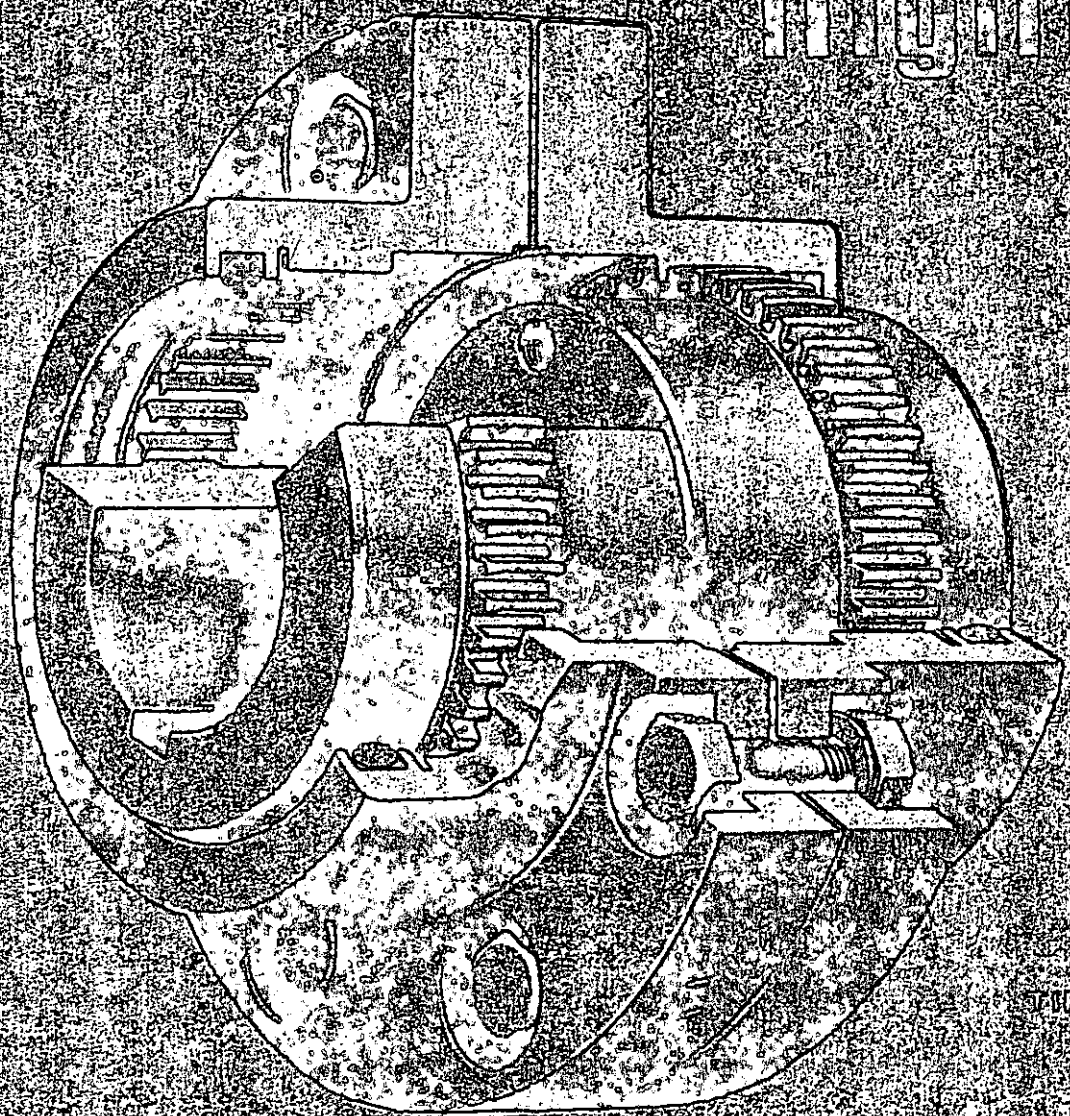


Copla Rigiflex

Copla Toroflex

COPLE DE ENGRANES

Rigiflex



MECÁNICA FALK S.A. de C.V.

MEXICO 16, D. F.

...Un buen nombre en la industria

BOLETIN
441-110 E
AGOSTO 1974

CONSTRUCCION DEL COPLE RIGIFLEX "G"

Con tornillos y tuercas ocultos o expuestos

Sellos de Neopreno: Para prevenir fugas de aceite. De fácil obtención en el mercado.

Barreno de extracción: Cada mamelón tiene 2 taladros roscados con objeto de facilitar la extracción de la flecha.

Dos graseras de lubricación a 180° cada una.

Junta de Velumoid

Mamelones: Fabricados de acero al carbón. Los dientes que forman el engrane macho estan situados en la parte posterior del mamelón y han sido generados con la técnica más avanzada en la fabricación de engranes tipo Diente Bi-cóncavo, que permite un mejor contacto y mayores desalineamientos AGMA 20° plena profundidad.

Dos cubiertas fabricadas de acero forjado y dientes interiores. Dientes Tipo Stub, con el fin de obtener mayor capacidad de transmisión de potencia.

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 GV 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.

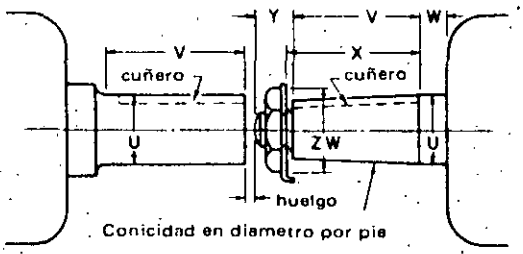
MAQUINA MOTRIZ:

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 flotación ó movimiento axial de las flechas. (A solicitud, puede limitarse eta 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 3/4º por mamelón o sea 1 1/2º entre flechas en el tipo G10 y G20 y 3/4º 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 desalinemiento paralelo.

Si las flechas motriz y movida son alineadas lo mejor posible, se logrará una máxima vida con un mínimo mantenimiento.

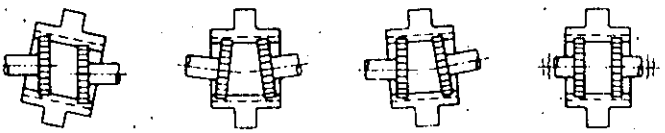


TABLA 1 — **DESALINEAMIENTO PARALELO mm.**

TAMAÑO	15	20	25	30	35	40
Máx. en Instalación	0.127	0.245	0.246	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	

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 refiérase a la nota ( ) de la página 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, obténganse los HP. equivalentes.

C.– SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE
Refiérase 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 MAXIMO Y LA VELOCIDAD
Refiérase 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 metodo por tablas.

B.- DETERMINE LA CAPACIDAD REQUERIDA EN HP. A 100 RPM COMO SIGUE:
Capacidad en HP. a 100 RPM. $= \frac{\text{HP. a Transmitirse X 100 X F.S.}}{\text{RPM.}}$

C.- SELECCIONE EL TAMAÑO DEL COPLE
Refiérase a las tablas de las páginas 7y9, 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 MAXIMO Y LA VELOCIDAD
Refiérase a las tablas de dimensiones de las páginas 6,7,8y9, verifíquese el barreno máximo y la velocidad máxima del cople seleccionado, si se requiere un barreno más grande, seleccione un cople mayor.

Ejemplo:
Seleccione 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 diametro.

SELECCION . . . Por Tablas
A.- De la tabla 4 el factor de servicio es de 1.5
B.- Potencia equivalente = 250 X 1.5 = 375 HP.
C.- De la tabla 3 el cople seleccionado es el 20-G
D.- De la tabla de dimenciones, página7,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.- 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	.....	.....	.....	.....
3000	240	720	1500	2700	4500	6000	9000	12750	17550	23400	.....	.....
1750	140	420	875	1575	2625	3500	5250	7437	10237	13650	17500	28000
1430	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	3802	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

Para coples de mayor tamaño, consultar a la fábrica.

‡Si la velocidad requerida no esta en la tabla, use la siguiente menor ó interpole en las existentes.

Si la velocidad requerida es mayor de 3600 RPM. o menor de 7.5 RPM. seleccionar por metodo de potencia.

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
AGITADORES:	
Hélice, paleta, sinfín	1.0
ALIMENTADORES:	
Banda, Disco, Mandil, Sinfín	1.0
BARRIL DE VOLQUETE	1.75
BOMBAS:	
Centrífugas:	
Cambios frecuentes de velocidad, bajo carga	1.25
Velocidad constante	.75
Desincrustantes con acumuladores	1.25
Engranes, Rotatorias, paletas	1.25
Reciprocantes:	
1 cilindro simple acción	2.0
1 cilindro doble acción	2.0
2 cilindros simple acción	2.0
2 cilindros doble acción	1.75
3 cilindros ó más	1.5
CLARIFICADORAS ó CLASIFICADORAS	1.0
COMPRESORAS:	
Centrífugas	.75
Lóbulo o rotatorias	1.25
Volante y engrane de reducción, entre la compresora y la máquina motriz:	
1 cilindro simple acción	3.0
1 cilindro doble acción	3.0
2 cilindros simple acción	3.0
2 cilindros doble acción	3.0
3 cilindros simple acción	3.0
3 cilindros doble acción	2.0
4 ó más " simple acción	1.75
4 ó más " doble acción	1.75
CRIBAS:	
Agua ó Aire	1.0
DINAMOMETROS	1.0
ELEVADORES:	
Cangilones, Descarga centrífuga	1.25
Carga	2.0
Pasajeros (Consultar a la Fábrica)	
EXTRUSOR PARA PLASTICOS	1.5
FLECHAS TRANSM. EN LINEA	
Máquinas de proceso	1.5
GENERADORES:	
Carga uniforme	.75
GRUAS Y MALACATES:	
Cucharón o gancho auxiliar	1.75
Gancho principal	1.75
Puente, viajeras, o trolley	1.75
Tipo de pendiente	1.5
JALADOR DE VAGONES	1.5
LAVADORA / VOLCADORA para lavandería	2.0
MAQUINAS CONFORMADORAS DE METALES:	
Carro de estirar, transmisión principal, extrusor, máq. conformadora y laminadores	2.0
Cortadores	1.0
Estiradores o laminadores de alambre	1.75
Enrolladores y desenrolladores de alambre	1.5
MAQUINAS HERRAMIENTAS:	
Transm. auxiliar	1.0
Transm. principal	1.5
Transm. transversal	1.0
MEZCLADORES (ver agitadores)	
De concreto	1.75
De moleta	1.5
MOLINO DE MASA DE ARCILLA	1.75
PULVERIZADORES:	
Molino de martillos	1.75
Molino de rodillos	1.5
SOPLADORES:	
Centrífugos	.75
lóbulos o paletas	1.25
TRANSPORTADORES:	
Banda, Cadena, Elevado, Mandil, Montaje, Sinfín	1.0
VENTILADORES:	
Centrífugos	.75
Tiro forzado, a través de la línea de arranque	1.5
Tiro forzado, con motor accionado por embrague eléctrico deslizante o hidráulico	1.0
Tiro inducido, con controles	1.25
Tiro inducido, sin controles	2.0
De torre de enfriamiento	2.0
Unidad recirculante de gas	1.5
CERVECERIAS Y DESTILERIAS:	
Cocedoras, para trabajo contínuo	1.25
Maq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
Marmitas para cerveza	1.0
Tanques Lauter	1.5
Tanques para cocimiento de malta	1.25
Tolvas de escamas, con sobrecarga frecuente	1.75
DRAGAS	
Bombas (carga uniforme)	1.5
Malacates de servicio publico	1.5
Malacates para maniobra	1.5
Tambor enrollador	1.75
Transm. con cabezal cortador	2.0
Transm. de cribas, apilador	1.75
Transportadores	1.25
EQUIPO PARA TRATAMIENTO DE AGUAS CLOACALES O NEGRAS:	
Cribas de barras, alimentadores químicos, colectores, cribas de desagüe y colectores de cascajo	1.0
FABRICAS DE PAPEL	
Batidoras y empulpadoras	1.75
Blanqueadoras	1.0
Calandrias y super calandrias	1.75
Carretes enrolladores y desenrolladores	1.5
Cilindros secadores	1.75
Cortadoras	2.0
Couch	1.75
Descantilladoras	2.5
Descortezadoras auxiliares hidráulicas	2.0
Estiradores de fieltro	1.25
Fourdrinier	1.75
Lavadoras, cajas almacenadoras y espesadoras	1.5
Máquinas convertidoras	1.25
Prensas, molinos de pulpa	1.75
Revestidoras	1.0
Rodillos de succión	1.75
Vapuleadoras de fieltro	2.0

LISTA ALFABETICA DE INDUSTRIAS:

Aplicación	Factor de Servicio
INDUSTRIA ALIMENTICIA	
Cocedoras de cereales	1.25
Máq. embotelladoras y enlatadoras	1.0
Mezcladoras de masa	1.75
Molinos de carne	1.75
INDUSTRIA AZUCARERA:	
Cuchillas para caña	2.0
Stands de molinos, accionados por turbina, con engranes helicoidales o herringbone	1.5
Transm. de motor eléctrico ó transm. de vapor con engranes helicoidales, herringbone o rectos y con cualquier generador de energía	1.75
Transportadores de caña	1.75
Trituradoras de caña	2.0
INDUSTRIA HULERA:	
Calandrias	2.0
Extrusores	1.75
Lavadoras	2.5
Máq. para fabricar llantas	2.5
Máq. para fabricar cámaras	1.75
Máquinas tensoras	1.75
Mezcladoras Banbury	2.5
Mezcladoras intensivas	2.5
Molinos de calentamiento:	
1 ó 2 en línea	2.0
3 ó más en línea	1.75
Molinos mezcladores, refinadores o laminadores:	
1 ó 2 en línea	2.5
3 ó 4 en línea	2.0
5 ó más en línea	1.75
Quebradores y Plasticadores	2.5
INDUSTRIA LADRILLERA Y ARCILLA	
Prensa para ladrillos y fachaletas, máquinas para elaboración de arcilla y molinos amasadores de arcilla	1.75
INDUSTRIA MADERERA:	
Arrancadores de troncos	2.0
Cantenadoras, trituradoras de madera	2.0
Cepilladores	1.75
Deshastadoras	1.75
Rodillos no reversibles	1.25
Rodillos reversibles	2.0
Sierras circulares o de recorte	1.75
Sierras de banda	1.5
Transportadores de aserrín	1.25
Transportadores de tablones	1.75
Mesa seleccionadora	1.5
INDUSTRIA PETROLERA:	
Bombas petroleras (con par torsional máximo, no mayor de 150%).	2.0
Enfriadores	1.25
Hornos giratorios	2.0
Prensas filtradoras de parafina	1.5
INDUSTRIA TEXTIL:	
Calandrias, Cartas	1.5
Máq. lustradoras, afelpadoras, enjabonadoras	1.25
Máq. para acabado de telas	1.5
Telares y tambores de secado	1.5
Torcedoras, bastidores y enrolladoras	1.5
MOLINOS DE LAMINACION Y EQUIPO AUXILIAR (Consultar a la fábrica).	
PROCESAMIENTO DE AGREGADOS, CEMENTOS Y HORNOS PARA MINERIA.	
Molinos de Bolas, Barras y Tubos. Conectados a la flecha de baja velocidad del reductor, con transmisión final de:	
Engranes rectos maquinados	2.0
Engranes herringbone o simples helicoidales	1.75
Molinos de martillos	1.75
Molinos de volteo, o de barril	1.75
Trituradoras de mineral	2.5
Trituradoras de piedra	2.5
Secadores rotatorios	1.75

NOTA :

Para motores de combustión interna, añada 1.0 al factor de servicio listado arriba. Para motores hidraulicos 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

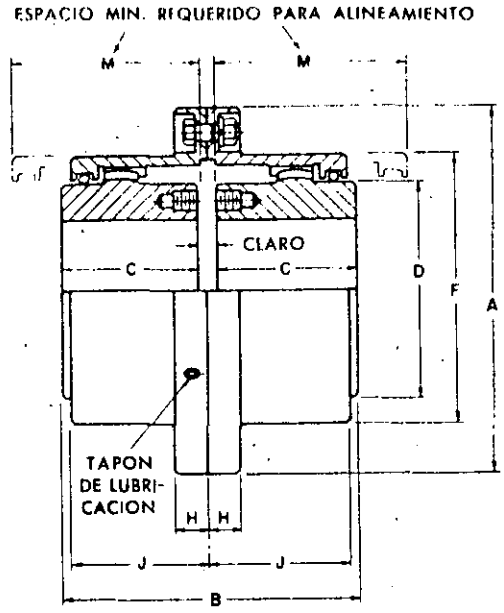
Los tipos estándar G10 (con tuercas ocultas) y G20 (con tuercas expuestas), con capacidades conservadoras, son coples que por su característica de doble acoplamiento, permiten absorber los desalineamientos angulares y paralelos. Estos tipos de coples satisfacen la mayoría de las aplicaciones industriales.

Tuercas ocultas

Tuercas expuestas

Diseño de Brida

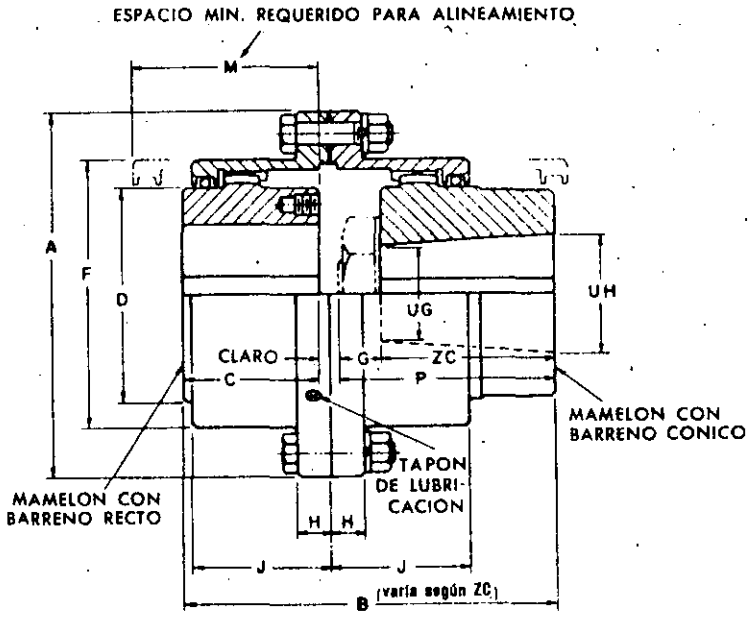
Estos coples son fabricados en los tipos de tuercas expuestas y ocultas, por lo tanto será necesario especificar el tipo más conveniente al ordenar a la fábrica un cople de engranes.



Tipos G13 y G23

DISEÑO PARA MOTORES DE MOLINOS

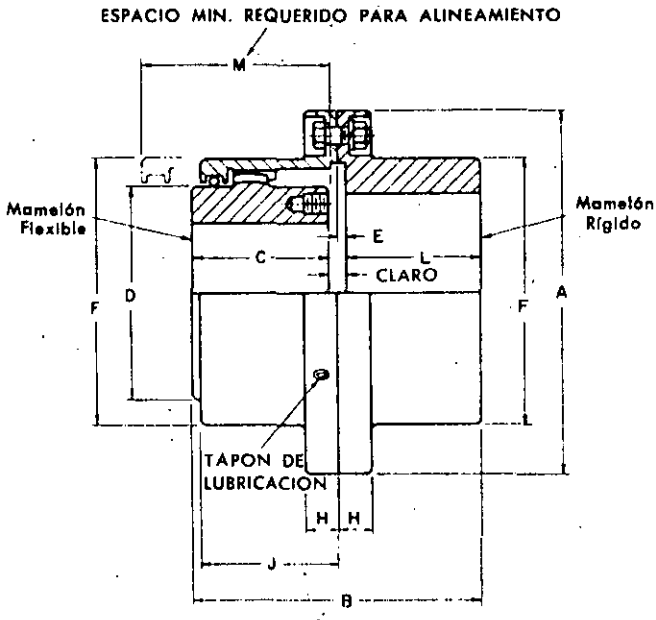
Estos coples se utilizan principalmente en los motores estandar para molinos, con especificaciones AISE. Sin embargo, pueden manufacturarse para ser ajustados a cualquier flecha cónica. Los datos especificos listados, corresponden a las armazones de motores para molino más comúnmente usadas. Para las armazones no mencionadas y para otros barrenos cónicos, deberán verificarse las dimensiones para obtener una capacidad adecuada del barreno, longitud de mamelón y claro suficiente para la tuerca y rondana. El cople Tipo G23 con tuercas expuestas será surtido para estas aplicaciones a menos de que se especifique lo contrario.



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.



Tam.	HP a 100 rpm.	Vel. * Max. rpm.	Barreno Max. ♦ (cuña Cuadrada)	Barreno piloto	Peso Kgs. sin barreno G 10	Peso Kgs. sin barreno G20	Peso Kgs. Lubric.	DIMENSIONES mm. A	B	C	D	F	H	J	M	Claro	G 10 Y G 20
10G †	8	10000	34.9	12.7	3.1	3.6	0.03	115.8	79.4	38.1	50.8	89.0	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	50.8	76.2	98.4	19.0	50.8	61.9	3.18	
20G	50	6500	66.7	25.4	13.6	13.6	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	158.7	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	0.45	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	153.2	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	344.5	168.3	254.0	317.5	38.1	163.5	209.5	7.94	
60G ■	1000	2850	196.8	76.2	.....	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	6.35	627.0	450.8	220.7	304.8	406.4	28.6	215.9	268.3	9.53	

* Para velocidades mayores consulte a la fábrica
♦ Los copies 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 copie se especifique lo contrario.
■ Los tamaños 60G y 70G se surten sólamente en el tipo G20

Tam.	HP a 100 rpm.	Vel.* Max. rpm.	Barreno Máximo ♦ Recto (cuña cuadrada)	Barreno Máximo ♦ Cónico Barreno UH	Barreno Máximo ♦ Cónico Cuñero Max.	Barr. Piloto ambos mamelones	Peso Kgs. con longitudes de Maza C sin barreno G13	Peso Kgs. con longitudes de Maza C sin barreno G23	Peso Kg. Lubricante	DIMENSIONES mm. A	C	D	F	G Max.	H	J	M	P • Max.	ZC Mín.	Claro	G 13 Y G 23
10G †	8	10000	34.9	34.9	7.9 3.9	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 x 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 x 7.9	25.4	13.6	13.6	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 x 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 x 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 x 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 x 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 x 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 x 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 x 19.0	69.8	213.0	222.0	1.93	425.4	168.3	254.0	317.5	91.3	38.1	163.5	209.5	298.4	168.3	7.94	
60G ■	1000	2850	196.8	196.8	44.4 x 22.2	76.2		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 ■																					

♦ Los mamelones 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.

* Para velocidades mayores consulte a la fábrica
Todos los tamaños se surten como tipo G23, a menos de que al momento de ordenar un copie 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 Cuadrad) Mam. Flex.	♦ Barreno Max. (cuña Cuadrad) Mam. Rígido	Barr. Piloto ambos mamelones	Peso Kgs. sin barreno G51	Peso Kgs. sin barreno G52	Peso Kg. Lubricante	DIMENSIONES mm. A	B	C	D	E	F	H	J	L	M	Claro	G 51 Y G 52
10G †	8	10000	34.9	47.63	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	46.8	61.9	3.97	
20G	50	6500	66.7	88.9	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	168.0	175.0	0.80	388.9	308.0	153.2	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	0.96	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	196.8	254.0	76.2		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	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 copies 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 copie se especifique lo contrario.
■ Los tamaños 60 y 70G se surten solámente en el tipo G52

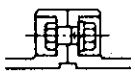
Tipos **GV 10 y GV 20**

DISEÑO VERTICAL DE DOBLE ACOPLAMIENTO

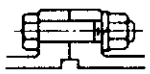
Los coples estándar horizontales, tipos G10 y G20 se usan en aplicaciones verticales, remaquinando los mamelones y adicionando componentes para cargas axiales que soportan y centran estas.

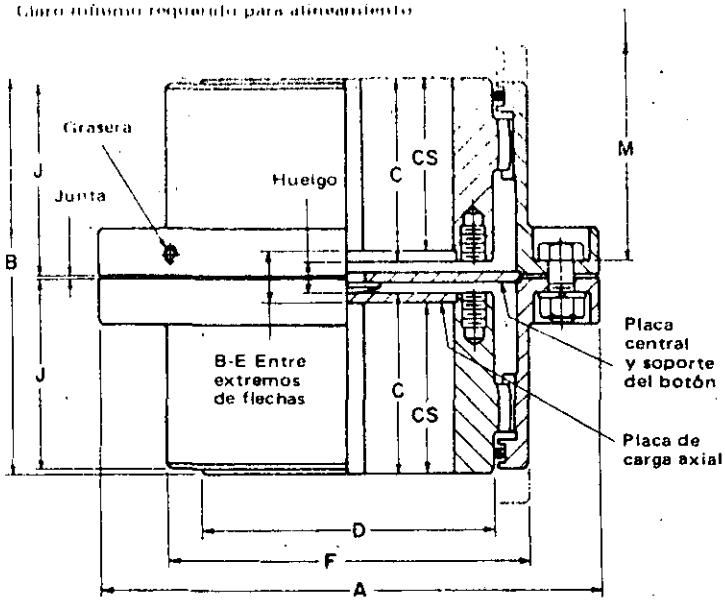
Estos coples son fabricados en los tipos de tuercas expuestas y ocultas, por lo tanto será necesario especificar el tipo más conveniente al ordenar a la fábrica un cople de engranes.

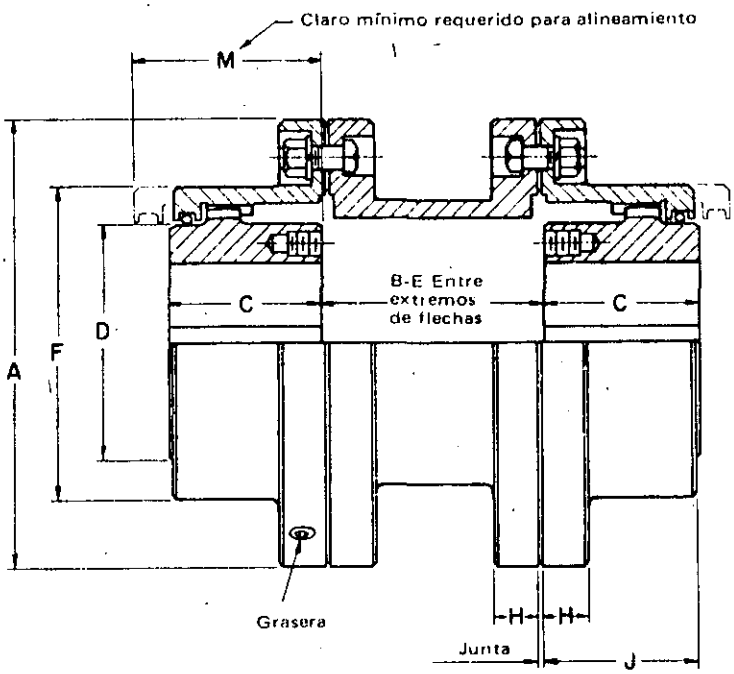
Tuercas ocultas



Tuercas expuestas



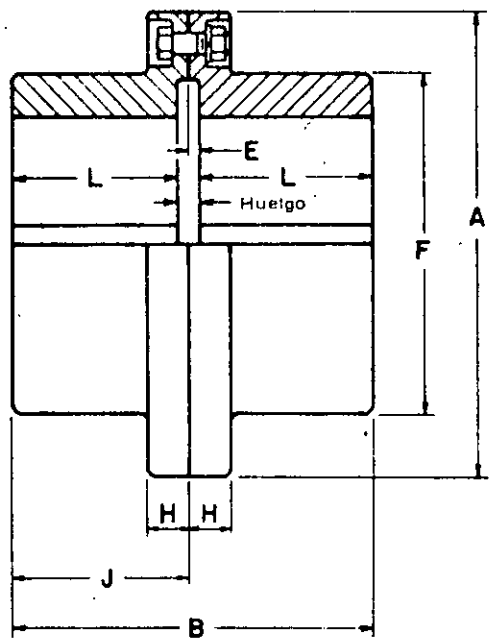




Tipos **G 31 y G 32**

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.

TAM.	HP a 100 RPM.	Vel.■ Max. RPM.	Barreno Max.♦ (Cuña Cuad.)	Barreno Piloto	Peso Kgs. Sin Barreno G10	Peso Kgs. Sin Barreno G20	Peso Kgs. Lubricante	DIMENSIONES mm. 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	50.8	69.0	37.3	41.3	23.81	27.78	11.11	GV 10 Y GV 20
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	13.6	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	82.6	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	139.7	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	161.9	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	177.8	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	196.8	76.2		272.0	5.10	457.2	382.6	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	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 de 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. Sin Barreno y BE mínima G31	PESO KG. Sin Barreno y BE mínima G32	PESO KG. Esp.por 25.4mm de long. G31y32	Peso Lub. en Kg. Mínimo sin espaciador	Peso Lub. en Kg. Por cada 25.4 mm. de long. del espaciador	DIMENSIONES EN MILIMETROS A	BE MINIMA G31	BE MINIMA G32	BE MAX.	C	D	F	H	J	M	
10G +	8	8000	34.9	12.7	5.5	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	G 31 Y G 32
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	82.6	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	115.9	
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	146	1.87	1.08	.085	346.1	133.3	120.6	311.2	134.9	203.2	258.8	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 G 81	Peso Kg. sin Barrenos G 82	A	B	E	F	H	J	L	Huelgo	
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	G 81 Y G 82
15G	24	8000	73.03	8.2	9.1	152.4	98.43	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	86.8	88.5	317.5	234.95	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.

TABLA 5 — BARRENOS MAXIMOS Y MINIMOS mm.

Tam.	Barreno 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	50.8	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	279.4	63.5	31.7	298.4	76.2	25.4

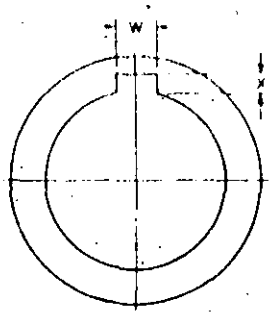
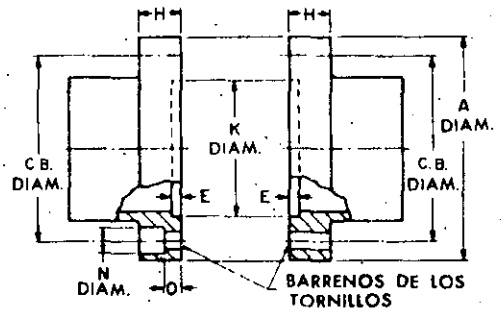


TABLA 6 — DETALLES DE LA BRIDA mm.

TAM.	TUERCAS OCULTAS O EXPUESTAS				OCULTAS				EXPUESTAS	
	A	E	K	H	C.B.	Tornillos Cant.Diam.	N	O	C.B.	Tornillos Cant.Diam.
10G	115.9	2.40	65.53	15.9	90.5	6–7.9	19.8	4.7	90.5	6–7.9
15G	152,4	2.54	90.93	19.0	122.2	8–9.5	22.2	5.5	122.2	8–9.5
20G	177.8	2.54	116.58	19.0	147.6	10–9.5	22.2	5.5	149.2	6–12.7
25G	212.7	2.54	138.68	22.2	177.8	10–12.7	27.0	8.7	180.9	6–15.8
30G	239.7	2.54	164.08	22.2	203.2	12. 12.7	27.0	8.7	206.4	8–15.8
35G	279.4	2.54	187.96	28.6	235.7	12· 15.9	33.3	8.7	241.3	8–19.0
40G	317.5	5.08	222.75	28.6	269.9	14–15.9	33.3	8.7	279.4	8–19.0
45G	346.1	5.08	248.15	28.6	298.4	14–15.9	33.3	8.7	304.8	10–19.0
50G	388.9	5.08	273.55	38.1	335.0	14–19.0	42.9	14.3	342.9	8–22.2
55G	425.4	5.08	308.10	38.1	366.7	16–19.0	42.9	14.3	368.3	14–22.2
60G	457.2	6.35	337.56	25.4	SOLO TUERCAS EXPUEST.				400.0	14–22.2
70G	527.0	8.30	388.62	28.6					463.5	16–25.4



TUERCAS OCULTAS TUERCAS EXPUESTAS

TABLA 7 — CUÑAS RECOMENDABLES mm.

Diám. de Flecha Arriba de	Diám. de Flecha Hasta	Cuña	Diam. de Flecha Arriba de	Diam. de Flecha Hasta	Cuña	Diám. de Flecha Arriba de	Diám. de Flecha Hasta	Cuña	Diám. de Flecha Arriba de	Diám. de Flecha Hasta	Cuña
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	4.76 x 4.76	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

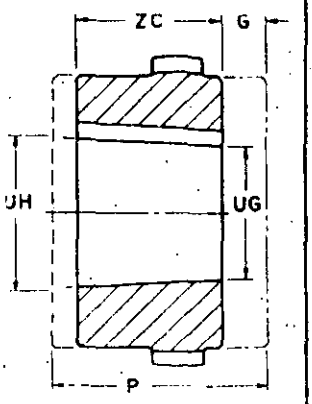
El lubricante recomendado en la mayoría de las aplicaciones industriales es una grasa con las siguientes especificaciones.

Grasa NLGI No. (Normas del Naitor 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.*

Armazón No.	Tam. Cople (Mín.)♦	BARRENO CONICO UG	UH	Cuñero	G	ZC
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	11748	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



MAMELON FLEXIBLE

* 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.

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 1/2-2	1 1 1/2-2	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				125 150	---- 100	---- ----	---- ----	---- ----	---- ----
254T 256T 284TS 286TS	41.28	15G	53.98	20 25 30 40	15 20 25 30	15 20 ---- ----	15 20 ---- ----	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 85.73	25G 30G	79.38 95.25	---- ---- ---- ----	---- ---- ---- ----	100 125 ---- ----	---- 100 ---- ----	60 75 100 125	60 75 100 125

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, tál como se muestra en la figura 1, es posible tener ensambles más cortos y absorber un mayor desalineamiento parolelc. Cuando estén montados en la máquina conectada tal como se muestra en la figura 2, se dispone de mcyor capacidad de barreno.

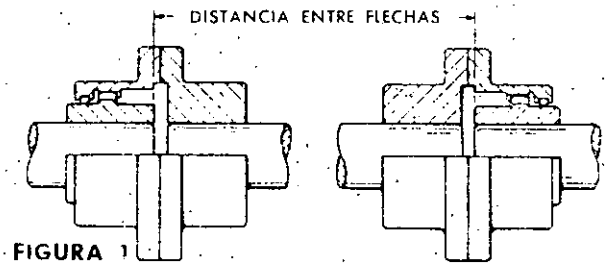


FIGURA 1

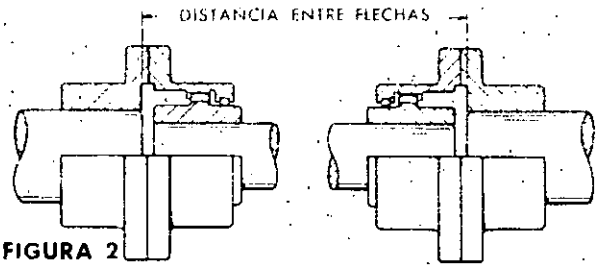


FIGURA 2

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	335.0	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.

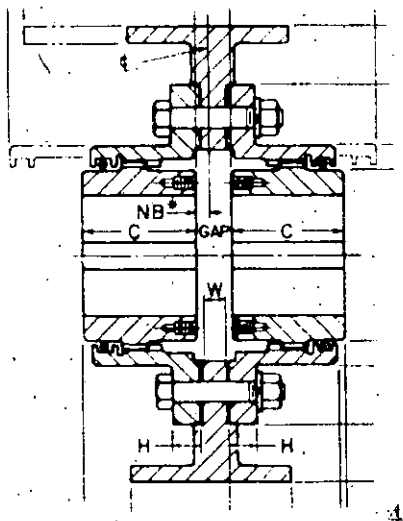
Tipos G 62 y G66

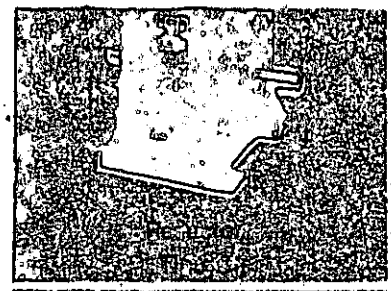
DISEÑO CON RUEDA PARA FRENO

Todos los coples Mecánica FAlk Rigiflex,con rueda de freno, utilizan mamelones y cubiertas de los coples de engranes estandar. 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.

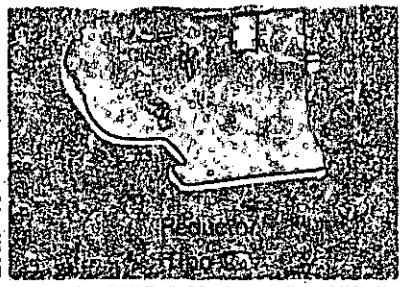
Los coples Rigiflex G62 y G66 absorben desalineamientos angulares y paralelos entre flechas, que un freno comercial no absorbe.

Consulte a la Fábrica para mayor información.

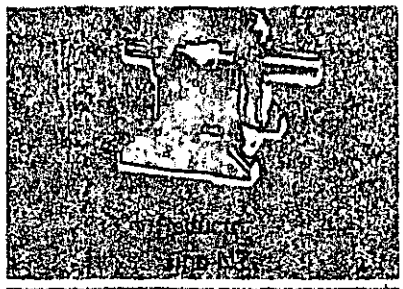




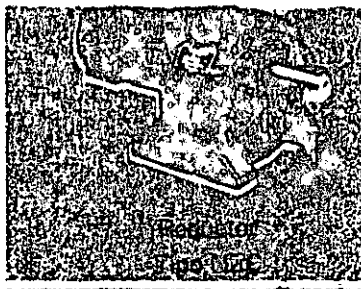
Reductor
Tipo T



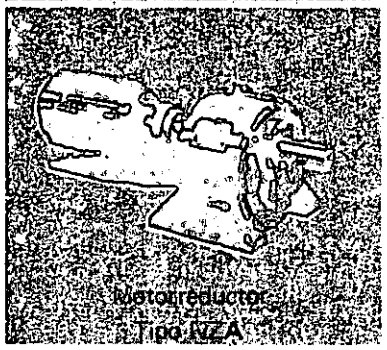
Reductor
Tipo C



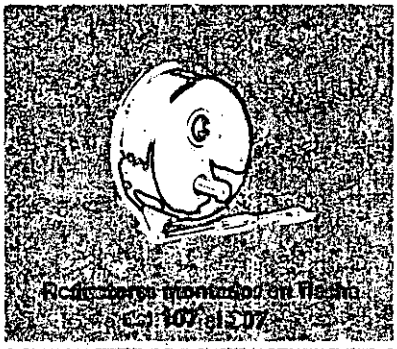
Reductor
Tipo N2



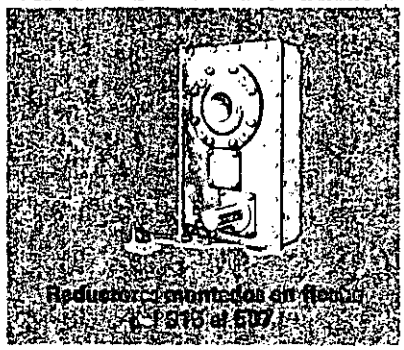
Reductor
Tipo W



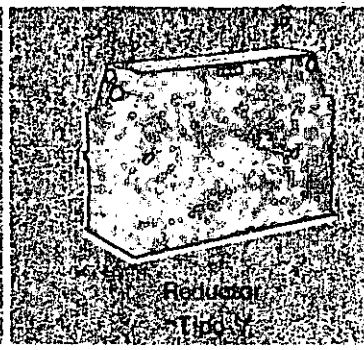
Motoreductor
Tipo NZA



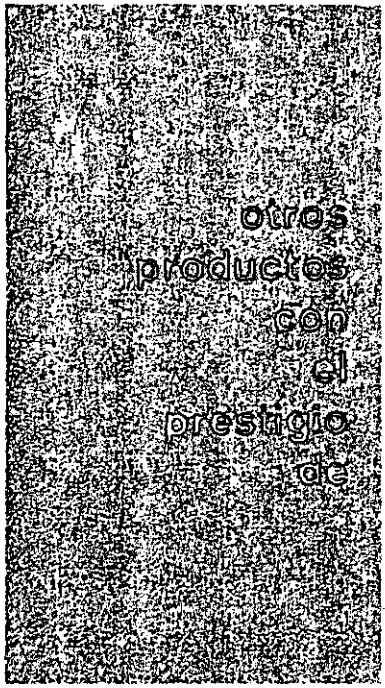
Reductores montados en flecha
C.J. 107 al 207



Reductores montados en flecha
C.J. 215 al 607

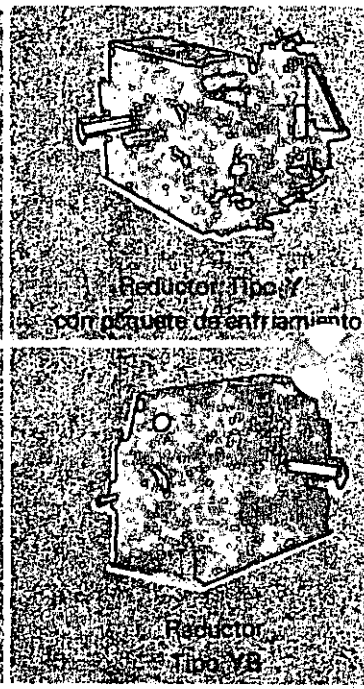


Reductor
Tipo V



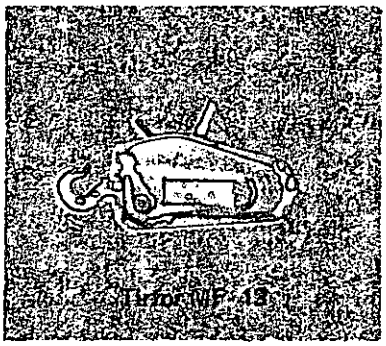
otros
productos
con
el
prestigio
de

MECÁNICA
FALK
S. A. de C. V.

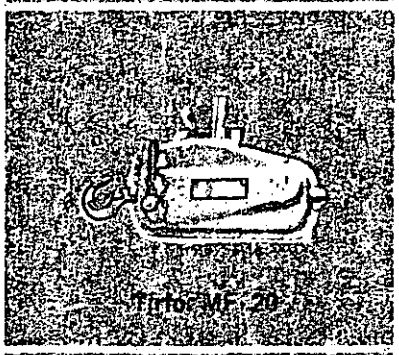


Reductor Tipo V
con aguante de enfriamiento

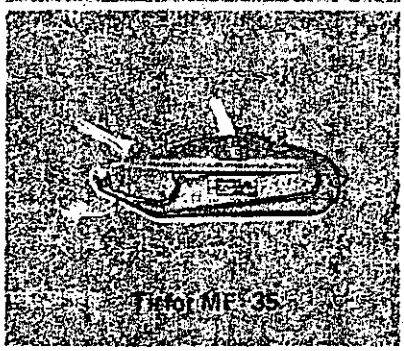
Reductor
Tipo YB



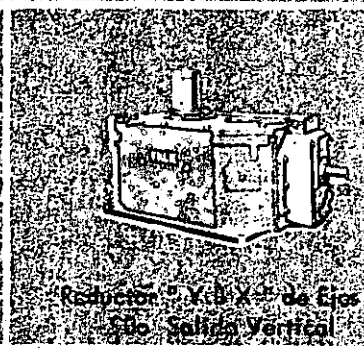
Tirfor MF 13



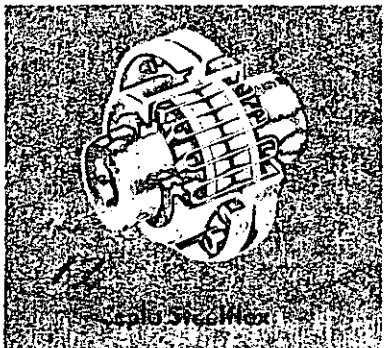
Tirfor MF 20



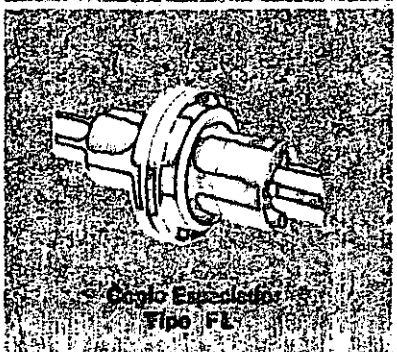
Tirfor MF 35



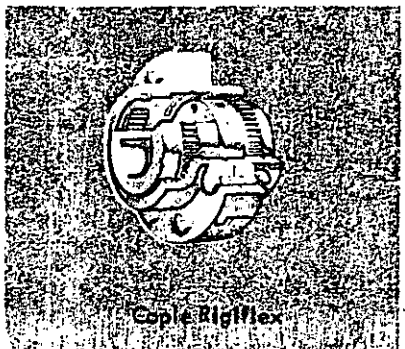
Reductor "Y, B y X" de Ejes
Sólo Salida Vertical



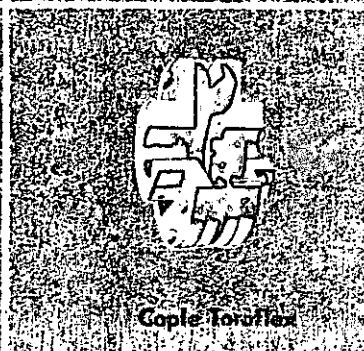
Copla Steelflex



Copla Escalada
Tipo FL



Copla Rigiflex

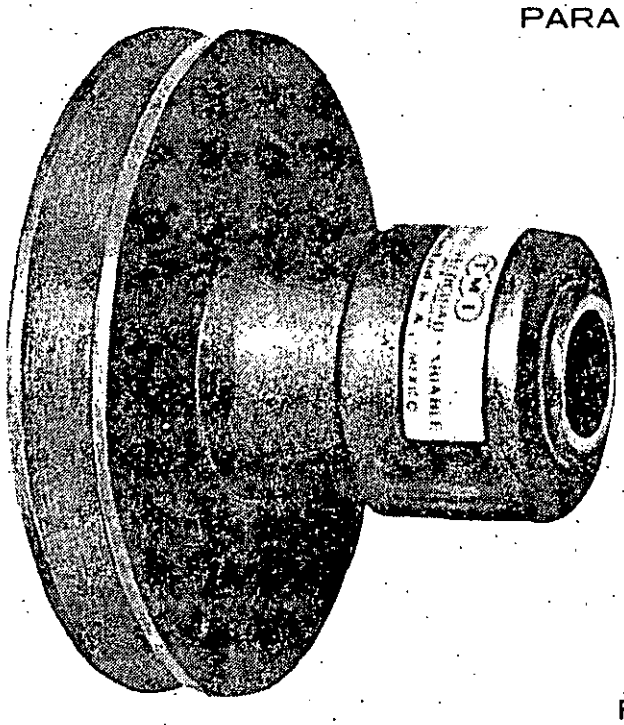


Copla Toroflex

TMI®

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 ó B.

VARIACION DESDE 2 A 1 HASTA 7.5 A 1

BALANCEADA DINAMICAMENTE

LUBRICACION PERMANENTE.

ECONOMICA o COMPACTA

PARA MONTAR EN LA FLECHA DE MOTOR ELECTRICO

FABRICADA DE HIERRO FUNDIDO

CONVIERTE SU MOTOR ELECTRICO STANDARD A VELOCIDAD VARIABLE.

Entrega Inmediata

distribuidor

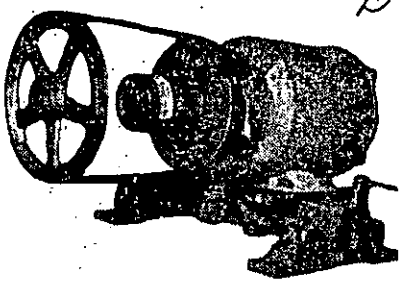
TRANSMITEC S. A.

POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

DE OPERACION AUTOMATICA CON RESORTE

TIPO A-B

2



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.

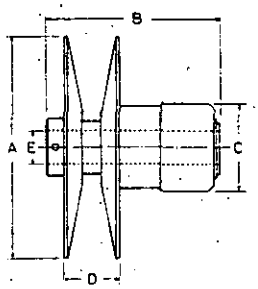


TABLA DE SELECCION

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.

DIAM. PASO POLEA CONTRA MMS.	VELOCIDADES MAX. MIN. DE LA POLEA CONTRA MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM
(3)76	1750 - 875	1450 - 725
(3.6)91	1458 - 729	1210 - 605
(4.0)102	1313 - 657	1084 - 542
(4.6)117	1141 - 571	944 - 472
(5)127	1050 - 525	870 - 435
(5.6)142	938 - 469	778 - 389
(6)152	875 - 438	725 - 362
(7)178	780 - 375	624 - 312
(8.2)208	640 - 320	530 - 265
(9)228	583 - 292	484 - 242
(10.6)270	495 - 248	410 - 205
(12)305	438 - 219	362 - 186
(15)380	350 - 175	290 - 145

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.

VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM
2100 - 875	1740 - 726
1750 - 729	1450 - 604
1575 - 656	1304 - 544
1370 - 571	1134 - 567
1250 - 525	1045 - 435
1125 - 469	930 - 387
1050 - 438	870 - 363
900 - 375	745 - 310
768 - 320	636 - 266
700 - 292	580 - 241
594 - 248	492 - 205
525 - 219	435 - 183
420 - 175	348 - 145

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.

DIAM. PASO POLEA CONTRA MMS.	VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM
(4.4)112	1645 - 588	1550 - 553
(5.0)127	1869 - 668	1364 - 486
(5.6)142	1669 - 525	1135 - 405
(6.0)152	1371 - 490	1220 - 435
(6.4)162	1285 - 459	1065 - 381
(6.6)168	1245 - 445	1032 - 368
(7.4)188	1111 - 397	920 - 329
(8.6)218	956 - 342	794 - 284
(9.4)239	875 - 312	725 - 259
(11.0)280	748 - 267	620 - 221
(12.4)315	663 - 237	550 - 196
(13.6)345	605 - 216	502 - 179
(15.4)390	534 - 191	442 - 158

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.

VELOCIDADES MAX. Y MIN. DE LA POLEA CONTRA MOTOR DE 1750 RPM	MOTOR DE 1450 RPM
2168 - 943	1800 - 783
1908 - 830	1580 - 686
1703 - 741	1412 - 614
1590 - 691	1315 - 572
1490 - 648	1235 - 537
1445 - 628	1200 - 521
1289 - 560	1070 - 466
1109 - 482	920 - 400
1015 - 441	840 - 365
867 - 377	718 - 312
769 - 344	637 - 277
701 - 305	582 - 253
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.

3

TMI®

POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

DE ALINEAMIENTO DE BANDA AUTOMATICO

TIPO CENTROMATIC

DE OPERACION AUTOMATICA CON RESORTE

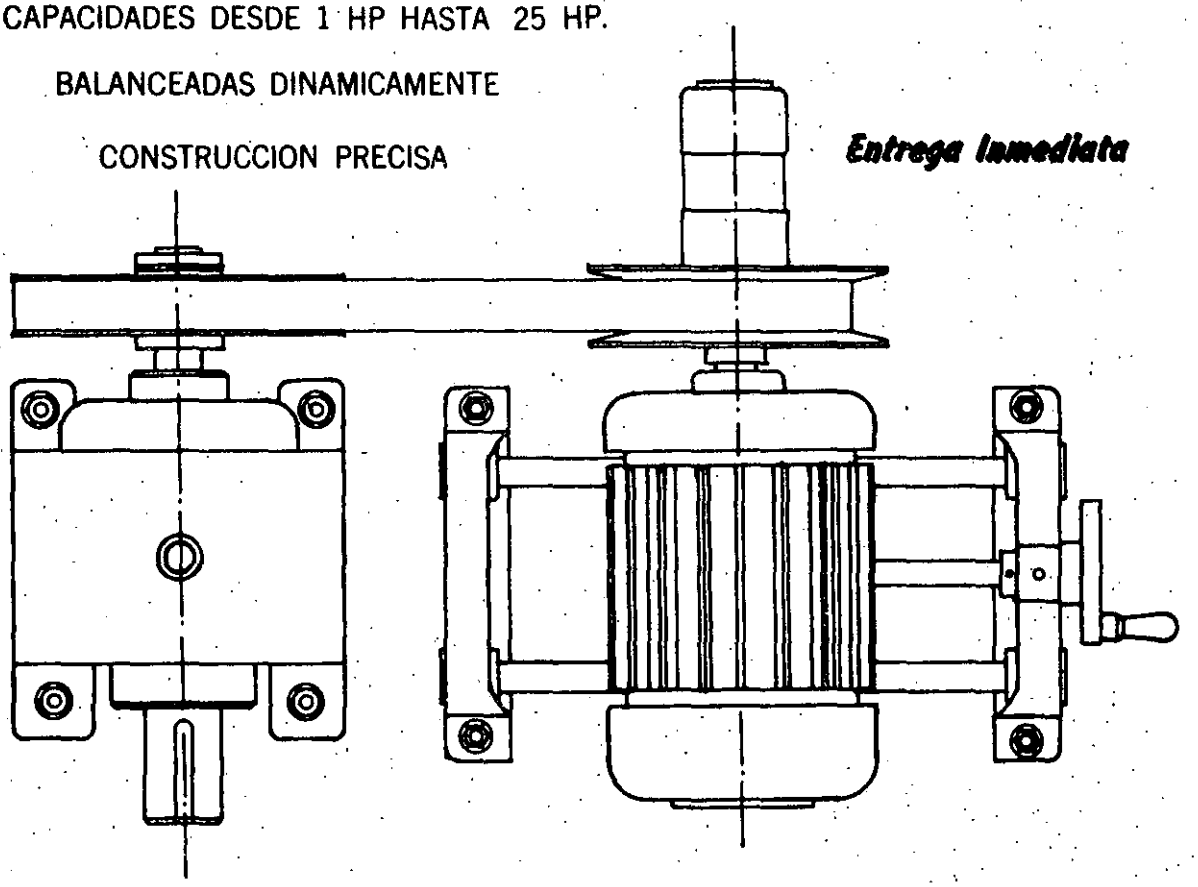
CONVIERTE SU MOTOR ELECTRICO STANDARD A VELOCIDAD VARIABLE.

CAPACIDADES DESDE 1 HP HASTA 25 HP.

BALANCEADAS DINAMICAMENTE

CONSTRUCCION PRECISA

Entrega Inmediata



distribuidor

TRAMECIND, S. A.
OBRERO MUNDIAL No. 518-A
TELS. 530-78-49 y 50
MEXICO 12, D. F.

TMI

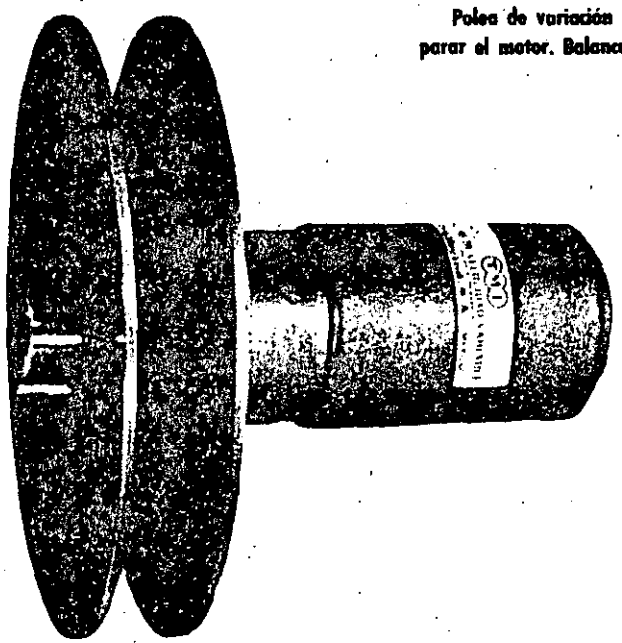
4

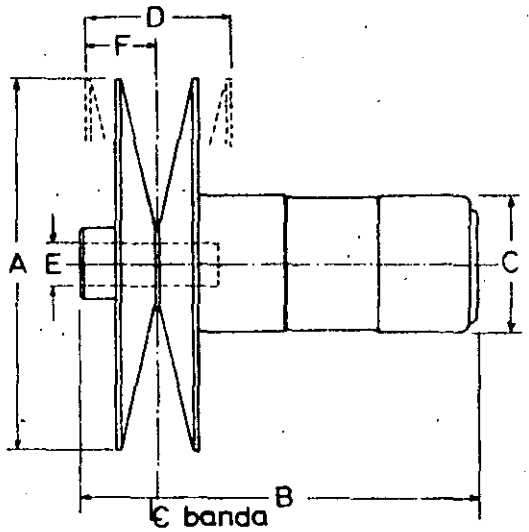
POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

TIPO CENTROMATIC

Con alineamiento de la banda automático, la banda no cambia su línea de centros, con la ventaja de usar Poleas-Contra 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 PASO		LONGITUD TOTAL CM B	BARRENO MMS E	EXTENSION 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)24.8	(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	8.25	7.50	4.00	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 UNICAMENTE CUANDO LA BANDA ESTA TRABAJANDO EN EL MAXIMO DIAMETRO.

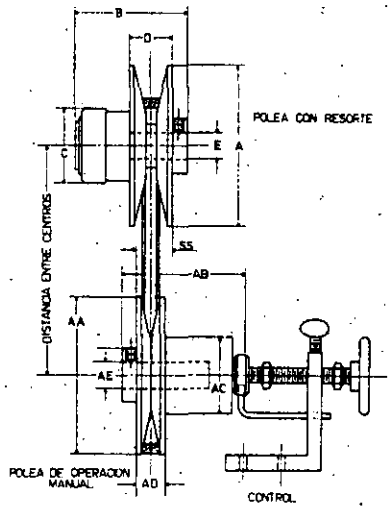
EL FABRICANTE SE RESERVA EL DERECHO DE CAMBIAR ESPECIFICACIONES, SIN PREVIO AVISO.

SISTEMAS COMPUESTOS

POLEA VARIABLE CON RESORTE AUTOMATICO Y POLEA DE OPERACION MANUAL

TABLA DE SELECCION

POTENCIA HP 1750	POTENCIA HP 1450	VARIACION	MAX. Y MIN. RPM DE LA POLEA CONDUCIDA MOTOR DE 1750	MAX. Y MIN. RPM DE LA POLEA CONDUCIDA MOTOR DE 1450	TAMAÑO DE POLEA MOTRIZ	TAMAÑO DE POLEA CONDUCIDA	BANDA	DIAM MEDIO DE PASO
1/3	1/4	2.40 A 1	1270 - 527	1058 - 438	330	375 A	B	(3.66)
		3.3 A 1	4317 - 1307	3580 - 1090	340 A 340	330 330 A	A	(2.62)
		2.57 A 1	5015 - 1950	4160 - 1625	351 A 351	330 330 A	B	(3.24)
		2.40 A 1	5816 - 2411	4850 - 2010	357 A 357	330 330 A	B	(3.66)
1/2	1/3	5.60 A 1	4200 - 750	3500 - 625	340 A 340	340 340 A	A	(2.63)
		3.83 A 1	2338 - 611	1946 - 508	340 A 340	351 351 A	B	(3.24)
		3.39 A 1	1784 - 527	1486 - 438	340 A 340	357 357 A	B	(3.66)
		3.83 A 1	5015 - 1310	4160 - 1091	351 A 351	340 340 A	B	(3.24)
		3.39 A 1	5816 - 1717	4840 - 1430	357 A 357	340 340 A	B	(3.66)
3/4	1/2	7.55 A 1	4810 - 627	4000 - 522	351 A 351	351 A 351	B	(3.30)
		5.85 A 1	3213 - 549	2674 - 457	351 A 351	357 357 A	B	(3.66)
		5.85 A 1	5577 - 953	4650 - 793	357 A 357	351 351 A	B	(3.66)
1½	1	5.29 A 1	4024 - 761	3350 - 595	357 A 357	357 357 A	B	(3.96)

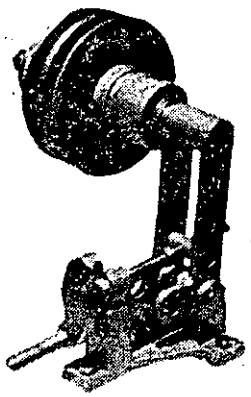


TAMAÑO POLEA MOTRIZ	TAMAÑO POLEA MOVIDA	DIMENSIONES EN MM. A	B	C	D	E	AA	AB	AC	AD	AE	SS
330	340 A	86	71		28							
340 A	330											24
340	340 A	102	73	54		16,19(5/8,3/4)		97				
340 A	351	127	90		35		102			28		
351	340 A											
340 A	357	146	113	57		16,19,22(5/8,3/4,7/8)					16,19(5/8,3/4)	
357	340 A											27
351 A	330	86	71		28							
330	351 A											
351 A	340	102	73	54		16,19(5/8,3/4)			51			
340	351 A							116				
351 A	351	127	90		35		127			34		
351	351 A											28.5
351 A	357	146	113	57		16,19,22(5/8,3/4,7/8)						
357	351 A											
357 A	330	86	71		28	16,19(5/8,3/4)						
330	357 A											24
357 A	340	102	73	54			146			36	16,19,22 (5/8,3/4,7/8)	
340	357 A							146				
357 A	351	127	90		35	16,19,22(5/8,3/4,7/8)						
351	357 A											28
357 A	357	146	113	57								
357	357 A											

POLEAS DE VELOCIDAD VARIABLE

TMI

DOBLE RANURA

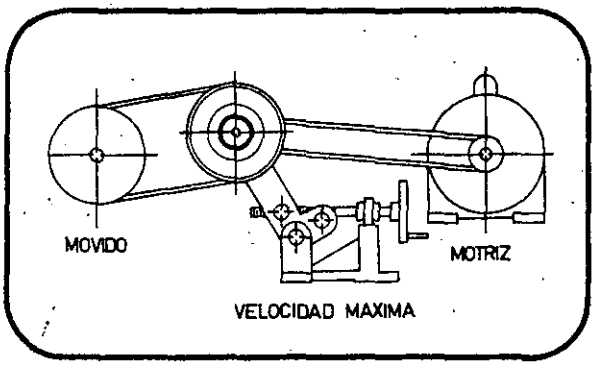


CAPACIDADES DESDE FRACCIONARIA HASTA I HP, VARIACION MAXIMA 7.8 AI.

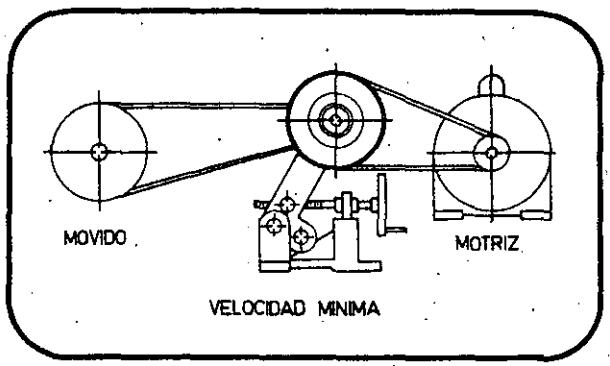
LA BANDA SE TENSIONA AUTOMATICAMENTE A TODAS LAS VELOCIDADES.

ALINEAMIENTO AUTOMATICO.

AMPLIA GAMA DE VELOCIDADES, DISPONIENDO DE DIVERSOS DIAMETROS.



VELOCIDAD MAXIMA

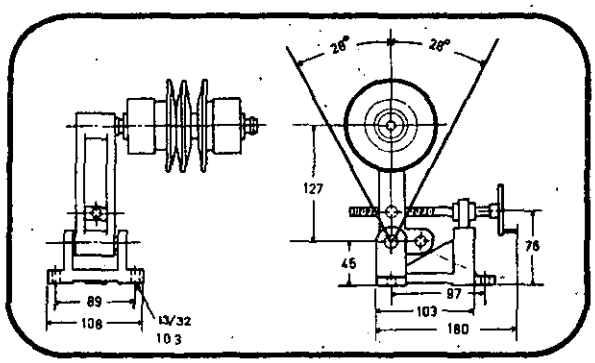


VELOCIDAD MINIMA

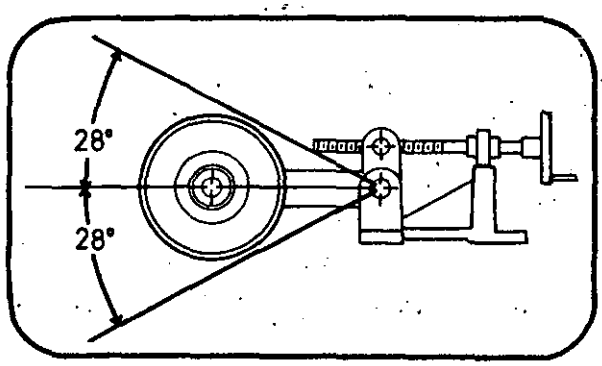
TABLA DE SELECCION

TAMAÑO	VARIACION	BANDA	POLEA MOTRIZ D.P.	POTENCIA, H.P.			DIAMETRO DE PASO	
				MIN.	MEDIA	MAX.	MAX.	MIN.
340-40	6 A I	A	63(2.5)	0.14	0.34	0.51	95(3.75)	39(1.53)
340-40	4 A I	B	76(3.0)	0.20	0.40	0.60	95(3.75)	48(1.88)
351-51	7.8 A I	B	81(3.2)	0.18	0.50	0.75	12(4.70)	42(1.68)
351-51	5 A I	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.

DIRECTORIO DE ALUMNOS DEL CURSO "MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA" IMPARTIDO EN ESTA DIVISION DEL 26 DE NOVIEMBRE AL 7 DE DICIEMBRE 1984.

1.- ADIB ADIB JORGE
UNIVERSIDAD LA SALLE
CATEDRATICO
BENJAMIN FRANKLIN No. 47
COL. ESCANDON
277-25-76

MILWAUKEE No. 49
COL. NAPOLES
DELEGACION BENITO JUAREZ
03810 MEXICO, D.F.
536-92-05

2.- AMADO AGUIRRE ROSARIO
D. G. C. O. H.
RESIDENTE ELECTROMECANICO
SAN ANTONIO ABAD No. 231
COL. OBRERA
DELEGACION CUAUHTEMOC

CALLE 19 No. 174
COL. IGNACIO ZARAGOZA
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
15000 MEXICO, D.F.
762-16-22

3.- ARRIAGA DUARTE JOSE ENCARNACION
TESORERIA DEL D. F.
JEFE SECCION INSTALACIONES
DR. LAVISTA Y NINOS HEROES N
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
761-45-58

ALDAMA No. 13
COL. SAN ANTONIO NAUCALPAN
358-78-16

4.- ARANDA CESAR FERMIN
TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
MECANICO ELECTRICISTA
NINOS HEROES ESQ. DR. LAVISTA
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
761-45-58

SERGIO OLARTE No. 152-10
COL. BENITO JUAREZ

5.- BAEZA CHAVEZ ROGELIO
TESORERIA DEL D. F.
MECANICO ELECTRICISTA
NINOS HEROES Y DR. LAVISTA
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
761-45-58

AV. 557 No. 16
COL. UNIDAD SAN JUAN DE ARAGON
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
760-22-19

6.- BAEZA MARCIAL SILVINO
S. C.T.
INGENIERO PROYECTISTA
PROVIDENCIA No. 859
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ
523-28-15

PARIS No. 94
COL. COYOACAN
DELEGACION COYOACAN
04100 MEXICO, D.F.
554-89-89

7.- CABALLERO UCAN VICTOR MANUEL
D. G. C. O. H.
INGENIERO RESIDENTE
SAN ANTONIO ABAD No. 231 COL. OBRERA

ACERINA No. 4
COL. VALLE ESCONDIDO 676-27-30
DELEG. TLALPAN 14600 MEXICO, D.F.

8.- CALDERON NAVA J. SANTOS
S. A. R. H.
TECNICO PROFESIONAL
JOSE LORETO FABELA No. 850
COL. SAN JUAN DE ARAGON

SAN LUIS POTOSI No. 114
COL. PROVIDENCIA
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO

9.- CAMPERO MARIN ENRIQUE
EQUIPOS PARA CLIMAS
GERENTE DE PROYECTOS
MOLIERE No. 321
COL. POLANCO
11560 MEXICO, D.F.
545-65-67

AV. COYOACAN No. 880-301
DELEGACION BENITO JUAREZ
03100 MEXICO, D.F.
575-26-95

10.- CASTAÑEDA ZUZVARREGUI JOSE LUIS
UNIVERSIDAD LA SALLE
CATEDRATICO
BENJAMIN FRANKLIN No. 47
COL. ESCANDON
277-25-76

VOLCANES No. 40
COL. FUENTES DE SATELITE
535-61-20

11.- CONTLA CACERES RICARDO
I. M. S. S.
JEFE LABORATORIO ELECTROMECANICO
CALLE RIO BLANCO No. 6 ESQ. I.P.N.
COL. MAGDALENA DE LAS SALINAS
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
754-40-99 ext. 328

ZAFIRO No. 28
COL. ESTRELLA
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07810 MEXICO, D.F.
577-41-46

12.- CORNEJO GOMEZ ADALBERTO
RELIANCE ELECTRIC $ ENG. CO. DE MEXICO
AUXILIAR INGENIERO DE DISEÑO
CARRETERA A VILLA NICOLAS ROMERO No. 25
COL. ATIZAPAN DE ZARAGOZA
822-49-99

TLAXCALA No. 38
COL. VALLE DE CEYLAN
DELEGACION TLALNEPANTLA
565-43-13

13.- CORTES CENICEROS JOSE ANGEL
FACULTAD DE EST. PROFESIONALES CUAUTITLAN
PROFESOR
DOMICILIO CONOCIDO

CAPRICORNIO No. 46
COL. VALLE DE LA HACIENDA
CUAUTITLAN IZCALLI EDO. DE MEXICO

14.- DEL RAZO BELTRAN VICTOR M.
TESORERIA DEL D. F.
OFICIAL EXPERTO "B"
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
02000 MEXICO, D.F.
761-45-56

4a. CDA. DE INDEPENDENCIA No. 15-1
COL. ZACAHUITZCO
DELEGACION IZTAPALAPA
674-21-20

15.- DUARTE ORTUÑO GUSTAVO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
ELECTRICISTA DE 1a.
COL. SANTA MARIA
DELEGACION CHICONAUTLA
MOTILO

SIERRA LEONA No. 29
COL. P. RESIDENCAIL COACALCO
55200 MEXICO, D.F.
874-68-20

16.- GONZALEZ BRAVO OSCAR ALEJANDRO
SEGUROS AMERICA, S.A.
INGENIERO INSPECTOR
AV. REVOLUCION No. 1508
COL. SAN ANGEL
550-99-99 ext. 2568

CALLE 3 DE V. MENDIETA No. 5
UNIDAD V. GUERRERO
DELEGACION IZTAPALPA

17.- HERNANDEZ PINEDA JUAN RODOLFO
DIREC. GRAL. CONSTRUC. OPERACION
INGENIERO ELECTRICISTA
SAN ANTONIO ABAD No. 231
COL. OBRERA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06800 MEXICO, D.F.

JOSE MA. ROA BARCENAS No. 120
COL. OBRERA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06800 MEXCIO, D.F.
761-99-94

18.- JARA VARGAS PEDRO
VIDRIO PLANO DE MEXICO
SUP. EN ELECTRICIDAD
EX HDA. STA. CRUZ
SAN JUAN IXHUATEPEC
586-31-00 ext. 141

MARGARITAS M.167 L10A
COL. JARDINES OJO DE AGUA
DELEGACION TECAMAC
91595 8-43-17

19.- KATSICAS OCHOA EDUARDO
TESORERIA, D. F.
MANTENIMIENTO
NIÑOS HEROES Y DR. LAVISTA
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
761-45-58

GUERRERO No. 56
COL. DEL CARMEN
DELEGACION COYOACAN
04100 MEXICO, D.F.
554-28-11

20.- ISASI SALINAS VALENTIN
CONDUMEX, S. A. DE C.V.
JEFE DE MANTENIMIENTO
PONIENTE 140 No. 720
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION AZCAPOTZALCO
02300 MEXICO, D.F.
587-70-11

MONTECILLO No. 22
COL. V. CUEMANCO
DELEGACION TLALPAN
14360 MEXICO, D.F.
594-68-23

21.- LEON VEGA GENARO RUBEN
CONDUMEX, S.A. DE C.V.
SUPERVISOR INSTALACIONES ELECTRICAS
PONIENTE 140 No. 720
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION ATZCAPOTZALCO
587-70-11

CACAMA No. 20
COL. EL TENAYO
DELEGACION TLALNEPANTLA

22.- MANDUJANO MILAN ISMAEL
SOSA TEXCOCO, D.A.
SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO
KM. 20 1/2 ANTIGUA CARRETERA
MEXICO-PACHUCA
787-40-99

AV. FUENTE DE PAGASO No. 6
COL. FUENTES DEL VALLE
DELEGACION TULTITLAN

23.- MARTINEZ BALBUENA JUAN
TESORERIA DEL D. F.
MECANICO ELECTRICISTA
NIÑOS HEROES y DR. LAVISTA
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION DOCTORES
06000 MEXICO, D.F.
761-95-58

NORTE 72 No. 5426
COL. BONDOJITO
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO

24.- MARTINEZ MORALES ARTURO
TESORERIA, D. F.
COORDINADOR DE TELEPROCESO.
DR. LAVISTA Y NIÑOS HEROES
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
761-45-58

JOSEFA ORTIZ DOMINGUEZ
JALALPA
DELEGACION ALVARO OBREGON

25.- MARTINEZ RODRIGUEZ CARLOS
VIDRIO PLANO DE MEXICO
JEFE MANTO. AREA AUTOMOTRIZ
CAMINO A SAN JUAN IXHUATEPEC
COL. EXHDA. STA. CRUZ
586-31-00

MELCHOR MUZQUIZ No. 40-17
COL. SAN MIGUEL CHAPULTEPEC
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11850 MEXICO, D.F.
515-62-08

26.- MELENDEZ GARCIA JOSE CRUZ
TESORERIA DE. DISTRITO FEDERAL
JEFE DE SECCION
DR. LAVISTA Y NIÑOS HEROES
COL. CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
761-45-58

LAGO ONTARIO
COL. TACUBA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
527-96-65

27.- MENDEZ CARDENAS MIGUEL
TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
ELECTRICISTA

PEÑASCO No. 22 M-66 LOTE 3
IZCALLI, ECATEPEC

28.- MONTESINOS VALENCIA FELIX ALVARO
CENTRO DISEÑO MECANICO
INGENIERO DE PROYECTO
CIUDAD UNIVERSITARIA
554-52-45

CALLE LA PAZ No. 4
COL. CHIMALHUACAN

29.- MORALES MIRANDA EDMUNDO
EQUIPOS ELECTROMECANICOS, S.A.
INGENIERO DE SERV.
VIA LOPEZ PORTILLO KM. 20

30.- MORALES SANTANA OJILVIE
DESAZOLVA, ZONA ORIENTE D.G.C.O.H.
RESIDENTE
AV. CHURUBUSCO No. 1285
COL. SAN JOSE ACULCO
DELEGACION IZTAPALAPA
657-24-42

PASCUAL OROZCO No. 103-21
COL. SAN MIGUEL
DELEGACION IZTACALCO

31.- MORENO ARGUELLO MA. DEL CARMEN
FACULTAD DE INGENIERIA

32.- NUNEZ MORALES PEDRO
CONSTRUCTORA METRO, S.A.
JEFE DE FRENTE
ALTAVENA No. 28
COL. NAPOLES

GRAL. JUAN ENRIQUEZ No. 443
COL. JUAN ESCUTIA
DELEGACION IZTAPALAPA
797-29-42

33.- OROZCO VARGAS MIGUEL
CENTRO EST. TECNOLOGICOS
PROFESOR DEPTO. DE ELECTRICIDAD
AV. DEL CHACO No. 2332
FRAC. PROVIDENCIA
41-14-15

SAN FELIPE No. 579
COL. SECTOR HIDALGO
GUADALAJARA, JAL.
14-92-10

34.- ORTEGA CANO ROBERTO
D. G. C. O. H.
INGENIERO DE ZONA
DR. PASCUA No. 75
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
08000 MEXICO, D.F.
578-98-37

CDA. PTO. MADERO L-2 M-6
COL. AMPLIACION PILOTO
DELEGACION VILLA ALVARO OBREGON
01290 MEXICO, D.F.

35.- PEREZ HUITRON ROBERTO
CONDUMEX, S.A.
JEFE DE MANTENIMIENTO
PONIENTE 140 No. 720
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION ATZCAPOTZALCO
587-70-11

CALLE 6 No. 21
COL. LA QUEBRADA
CUAUTITLAN IZCALLI
587-70-11

36.- RAMIREZ RODRIGUEZ LUIS
C.F. E.
SUPERVISOR DEPTO. ELECTRICO
TULA, HGO.

MARTE No. 10
COL. ARCOS DE LA HDA.
CUAUTITLAN IZCALLI
873-32-83

37.- RODRIGUEZ ESCALANTE AGUSTIN
IPESA CONSULTORES
SUPERVISION
SN LORENZO No. 175
COL. DEL VALLE

1a. CDA. 661 No. 29 UNIDAD CTM-II
COL. SAN JUAN DE ARAGON
GUSTAVO A. MADERO
517-64-46

38.- RODRIGUEZ ESCOBEDO SERGIO
BALMEC, S.A.
ING. DE INVESTIGACION Y DESARROLLO
CALLE 2 No. 23
COL. ALCE BLANCO
NAUCALPAN DE JUAREZ
576-05-22

AGUSTIN LEYVA No. 1
CIRCUITO ESCULTORES
53100 CD. SATELITE
562-60-25

39.- RODRIGUEZ TORRES JOSE
TESORERIA DEL D. F.
TECNICO EN MANTO.
NIÑOS HEROES Y DR. LAVISTA
DELEGACION CUAUHTEMOC

EDIF. E1-2 902 UNIDAD GENERALISIMO
JOSE MARIA MORELOS Y PAVON
CUAUTITLAN IZCALLI

40.- RUELAS DE LUNA ARTEMIO DE JESUS
INGENIERIA Y PROCESAMIENTO ELECTRONICO
JEFE DE SUPERVISION
SAN LORENZO No. 152-6o. PISO
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03100 MEXICO, D.F.
575-40-77

SALAVERRY No. 838-7
COL. LINDAVISTA
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07300 MEXICO, D.F.
754-22-81

41.- SALAZAR DIAZ JAUN ROBERTO
VIDRIO PLANO DE MEXICO
JEFE DE MANTO.
EXHACIENDA DE LA SANTA CRUZ
SAN JUAN IXHUATEPEC
586-31-00

TABACHIM No. 4 INT. 9
COL. ARENAL
DELEGACION ATZCAPOTZALCO
02980 MEXICO, D.F.

42.- SANCHEZ CRUZ ALEJANDRO
TESORERIA DEL D. F.
MECANICO ELECTRICISTA
NIÑOS HEROES Y DR. LAVISTA
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
761-45-58

CALZ. MEXICO-TACUBA No. 535-4
COL. POPOTLA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11400 MEXICO, D.F.
399-36-14

43.- SANCHEZ SANCHEZ ROGELIO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
JEFE DE DEPARTAMENTO
TULA HGO.

PRIVADA DE BELGICA No. 2
RESIDENCIAL LA LUZ CUAUTITLAN

44.- SAUCEDO PEREZ JUAN CARLOS
CENTRO DE DISEÑO MECANICO
INGENIERO DE PROYECTO
CIUDAD UNIVERSITARIA
COL. SAN ANGEL
DELEGACION COYOACAN
550-52-15 ext. 4608

FRAY SERVANDO TERESA DE MIER EDIF. 733
A-5 KENNEDY
COL. JARDIN BALBUENA
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
15900 MEXICO, D.F.
768-11-24

45.- TAPIA PEREZ ARMANDO E.
D. D. F.
RESIDENTE

SIERRA HIDALGO No. 13
COL. BENITO JUAREZ
DELEGACION NAUCALPAN
515-83-60

46.- TELLEZ HERRERO FRANCISCO
DIREC. GRAL. OBRAS MARITIMAS
PROYECTISTA
PROVIDENCIA No. 807
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ

ZAHUATLAN No. 351
COL. ROMANA
DELEGACION TLALNEPANTLA
05030 MEXICO, D.F.
565-98-40

47.- TORRES CARDENAS MARTINIANO
TESORERIA DEL D. F.
TEC. EN MANTO. SIST. COMPUTACION
DR. LA VISTA No. 44
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHTEMOC

CALLE EXHACIENDA EN MEDIO No. 40-201
COL. TLALNEPANTLA, EDO. DE MEXICO
761-45-58

48.- VALENZUELA HERNANDEZ ARMANDO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
SUPERVISOR
KM. 29.5 CARRET. MEX. TEOTIHUACAN
MUNICIPIO ACOLMAN
EDO. DE MEXICO
91-595-7538

49.- VELAZQUEZ GACHUZ FELIPE
CENTRO DE DISEÑO MECANICO
INNOVACION TECNOLOGICA F.I.
550-00-41

CALLE 7 No. 112 DEPTO. A-3
COL. PANTITLAN
DELEGACION IZTACALCO
08100 MEXICO, D.F.
763-85-45

50.- VICTORIA ROSALES ANGEL
U. N. A. M.
COORDINADOR DE MATERIA
CIUDAD UNIVERSITARIA
DELEGACION COYOACAN
55-=52-15 ext. 4607

SUR 109 No. 259
COL. HEROES DE CHURUBUSCO
DELEGACION IXTAPALAPA
582-36-06 ext. 09090

51.- WALDO FLORES ISMAEL
TESORERIA DEL D. F.
TECNICO INST. ELECTRICAS
NIÑOS HEROES Y DR. LAVISTA
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
588-11-63

BASILICA DE GUADALUPE No. 71
CIUDAD NEZAHUALCOYOTL
799-24-83