



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

**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

PRIMERA PARTE

ING. ALBERTO CAMACHO SANCHEZ

ABRIL 1983

INTRODUCCION.

Definición de Diseño de Elementos de Máquinas:

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

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

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

PRINCIPIOS BASICOS.

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

CONCEPTOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ESFUERZOS EN PLANOS CON CUALQUIER ORIENTACION.

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

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

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

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

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

ESFUERZOS MAXIMOS.

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

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

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

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

CIRCULO DE MOHR PARA LOS ESFUERZOS.

Manipulando las expresiones A y B se obtiene:

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

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

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

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

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

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

Ver Fig: 12.

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

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

CONCEPTO DE DEFORMACION.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\begin{aligned}\epsilon_{\theta} &= \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)}{2} \cos 2\theta - \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\theta & (F) \\ \frac{\gamma_{\theta}}{2} &= \frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)}{2} \sin 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cos 2\theta & (G)\end{aligned}$$

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

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

CARGAS TÍPICAS.

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

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

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

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

CARGA AXIAL.

•••

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

donde: s = esfuerzo normal

P = carga

A = area de la sección recta normal al eje.

La deformación está dada por:

$$\epsilon = \frac{s}{E} \quad ; \quad \mu = \frac{|\epsilon_{\text{transversal}}|}{|\epsilon_{\text{axial}}|}$$

donde:

ϵ = deformación axial

s = esfuerzo normal

E = módulo de elasticidad.

μ = relación de Poisson.

CARGA FLEXIONANTE.

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

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

donde:

M = momento flexionante máximo.

c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada.

I = momento de inercia de la sección recta transversal de la viga.

La deformación de la viga está dada por:

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

donde:

M = ecuación del momento en función de x.

CARGA DE TORSION.

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

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

donde:

s_s = esfuerzo cortante

T = par de torsión aplicado

J = momento polar de inercia de la sección recta transversal

La deformación está dada por:

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

donde:

θ = ángulo de torsión.

L = longitud de la flecha.

G = módulo de transversal de alesticidad.

CARGAS DE PANDEO.

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

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

donde:

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

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

K = 1 para amb os extremos articulados

K = 0.7 para un extremo articulado y el otro fijo

K = 0.5 para ambos extremos fijos.

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

L = longitud de la columna.

CRITERIOS DE FALLA

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

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

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

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

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

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

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

CRITERIO DE TRESCA

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

$$\tau_{\text{crit}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = k.$$

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

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

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

Del círculo de Mohr para la prueba de tensión sale:

$$\delta \quad s_{sy} = \frac{s_y}{2}$$

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

CRITERIO DE VON MISES

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

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

En la práctica, el criterio se enuncia como: de la ENERGIA DE DISTORSION y establece que:

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

$$s_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 \quad \text{--- (14)}$$

sustituyendo los valores de σ_1 y σ_2 :

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

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

Para torsión pura $\sigma_2 = -\sigma_3$; $\tau = \sigma_3$

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

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

CRITERIOS DE FALLA DE MATERIALES FRAGILES.

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

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

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

CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA.

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

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

FATIGA Y CONCENTRACION DE ESFUERZOS.

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

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

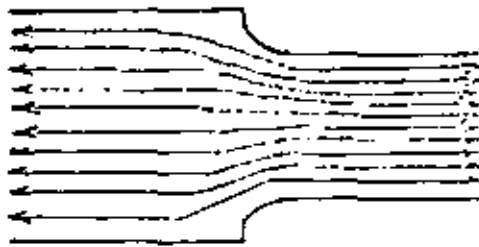


FIG. 7

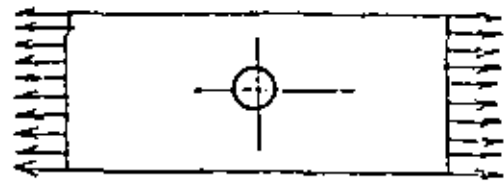


FIG. 8-1

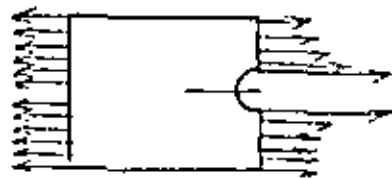


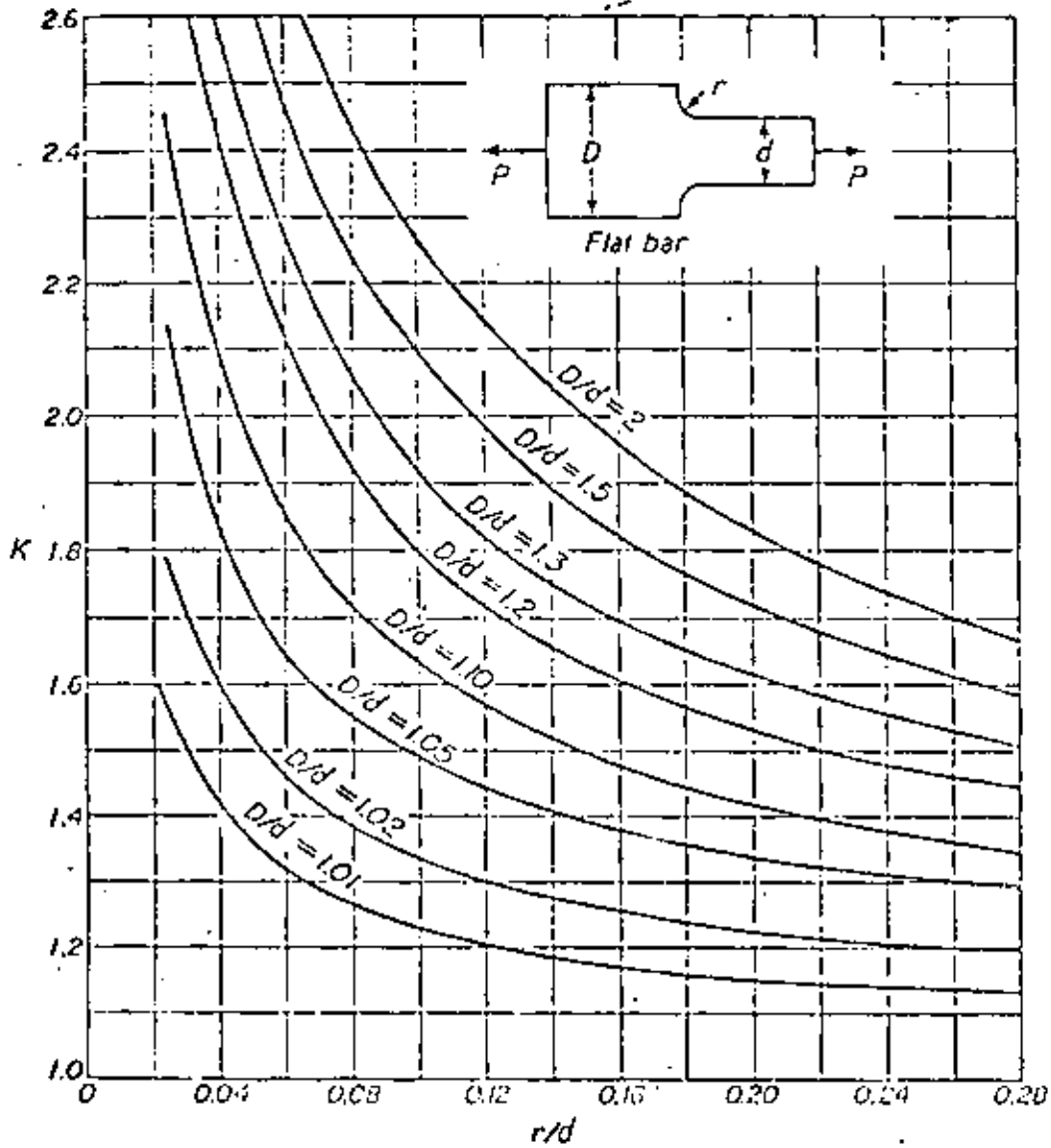
FIG. 8-2

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

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

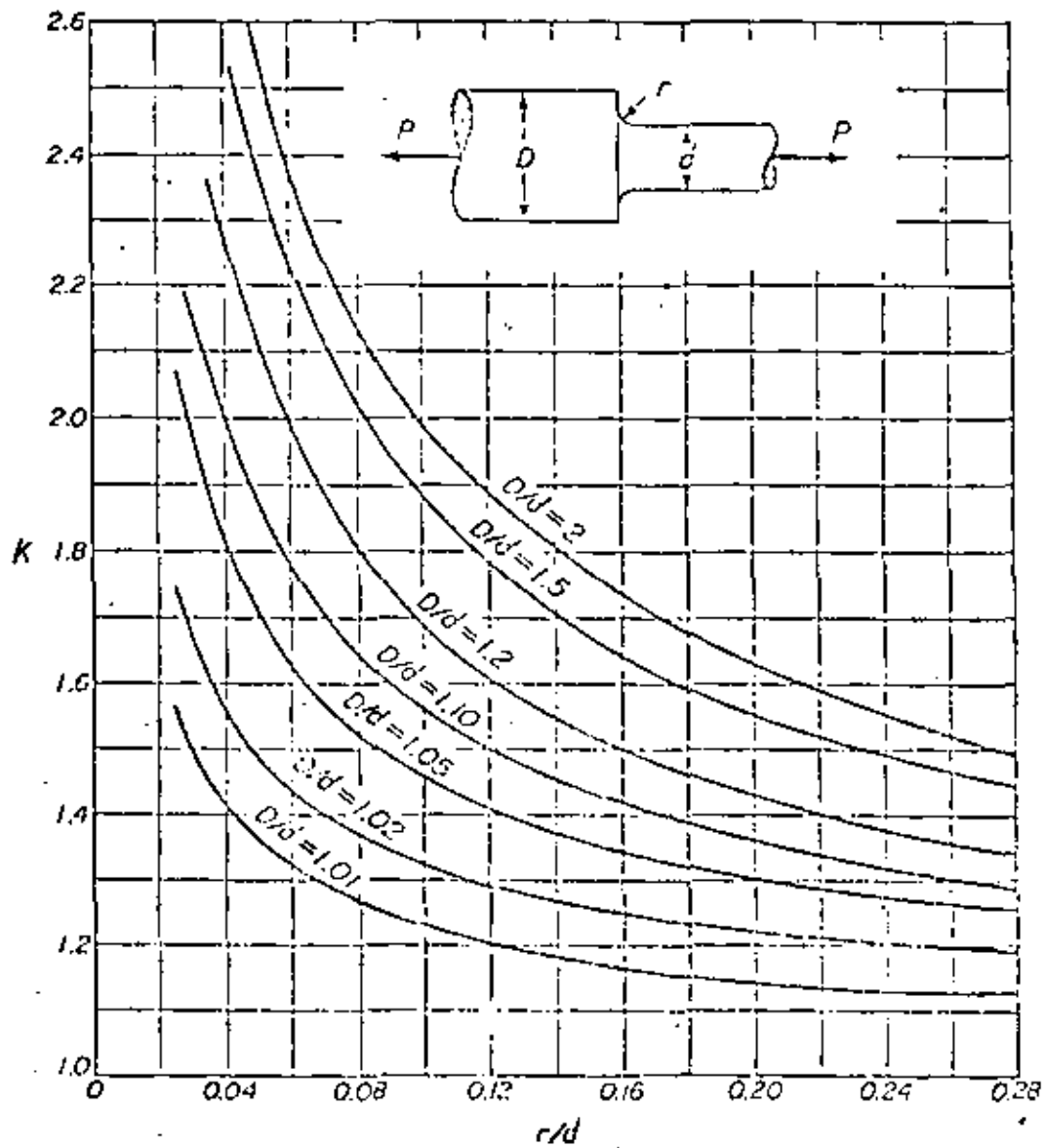
$$K = \frac{\text{Valor más alto en esquinas, ranuras agujeros}}{\text{Valor según la ecuación elemental para la sección recta mínima}}$$

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



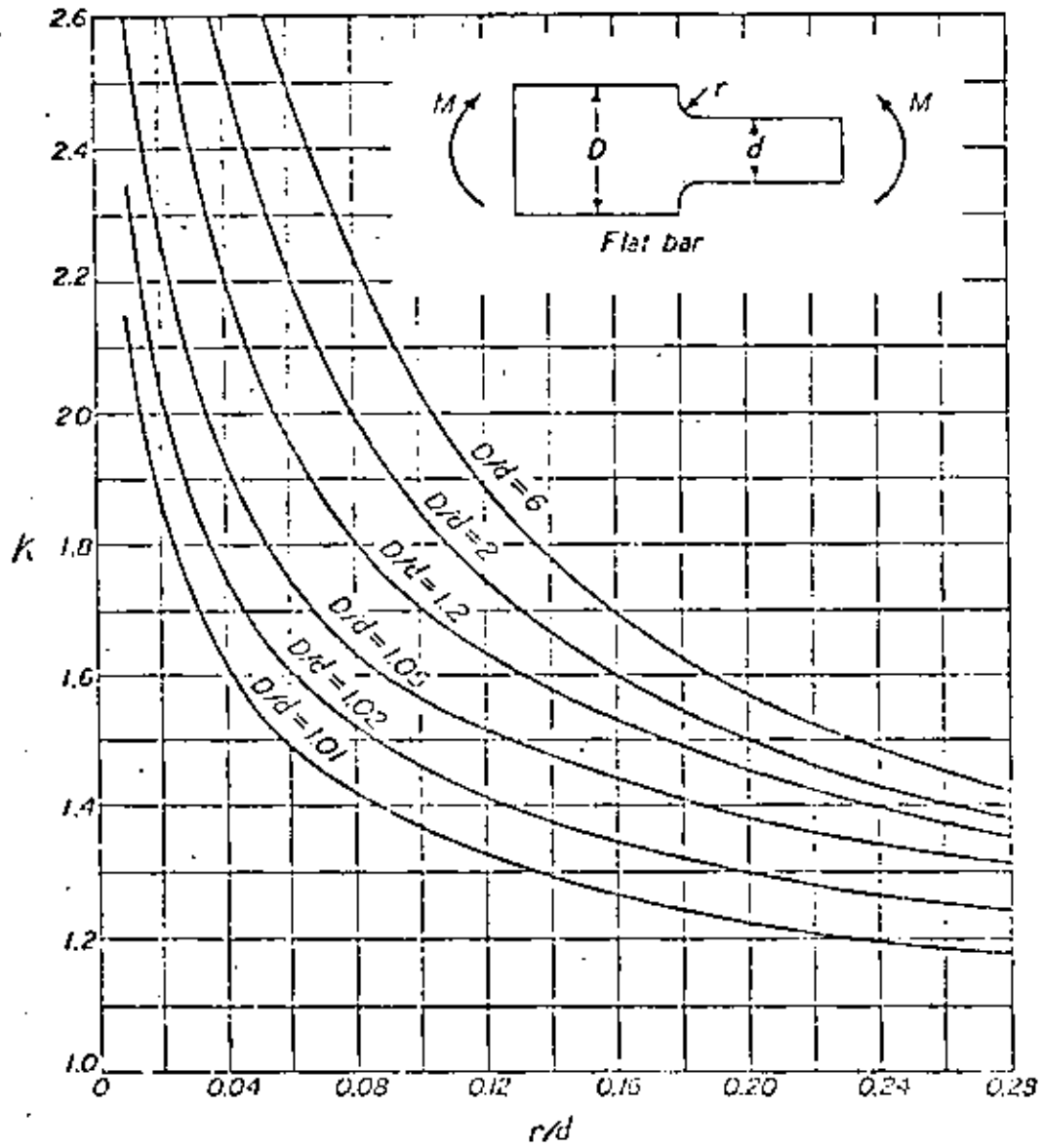
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for flat bar in tension or compression to be applied to the stress in the section of width d .

FIG. 9



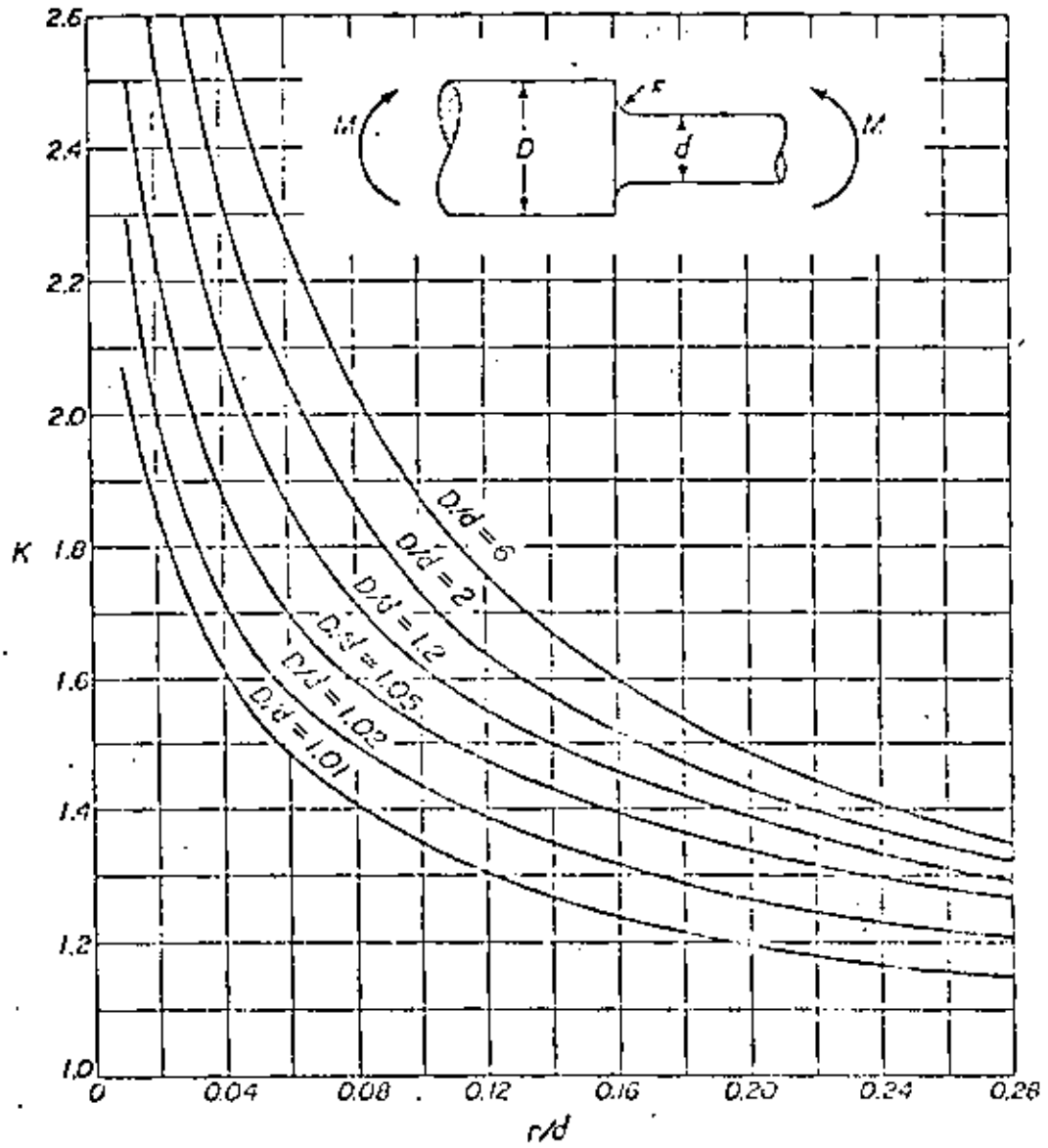
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in tension or compression to be applied to the stress in the section diameter d .

FIG. 10



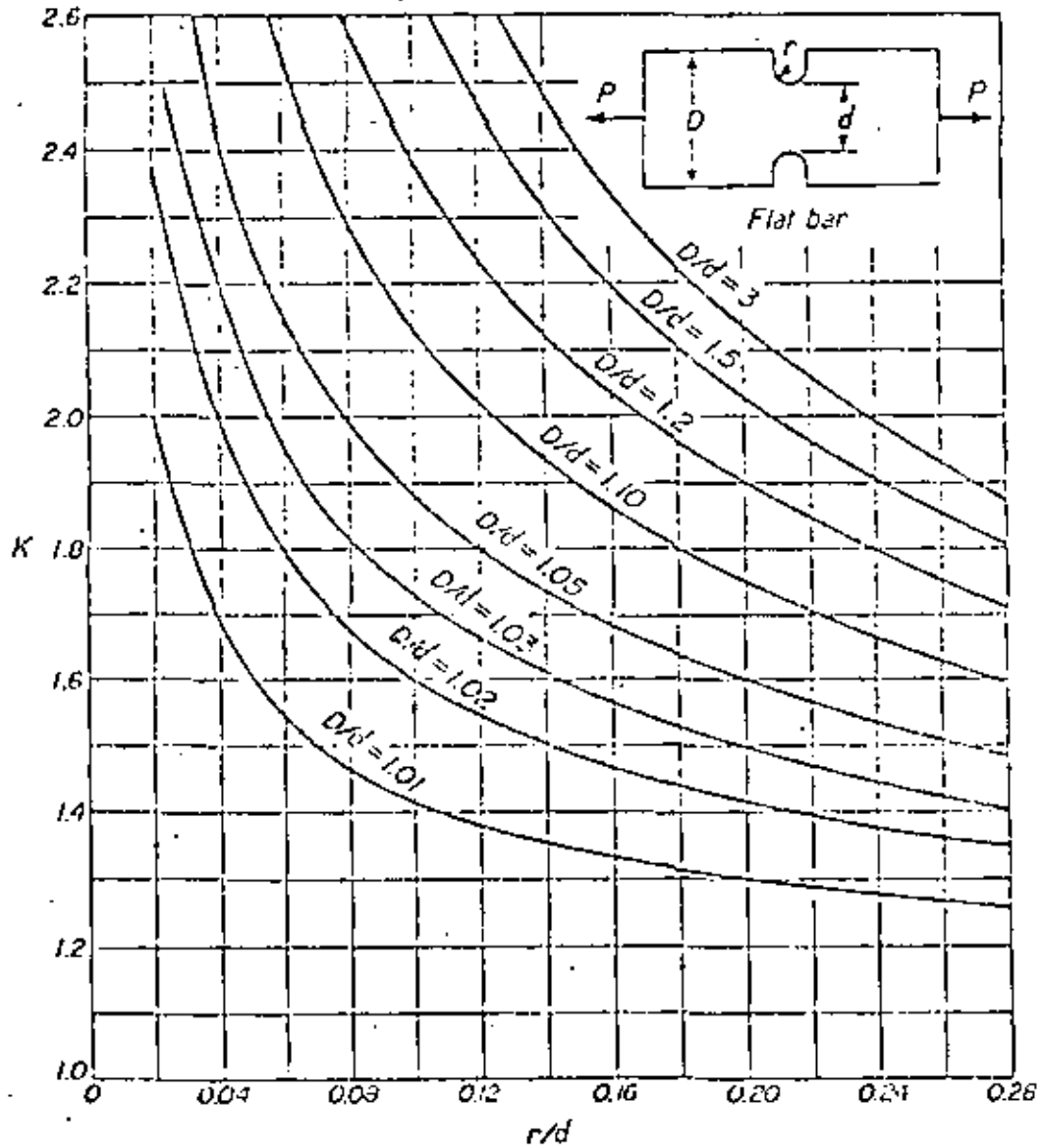
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for flat bar in bending to be applied to the stress in the section of width d .

FIG. 11



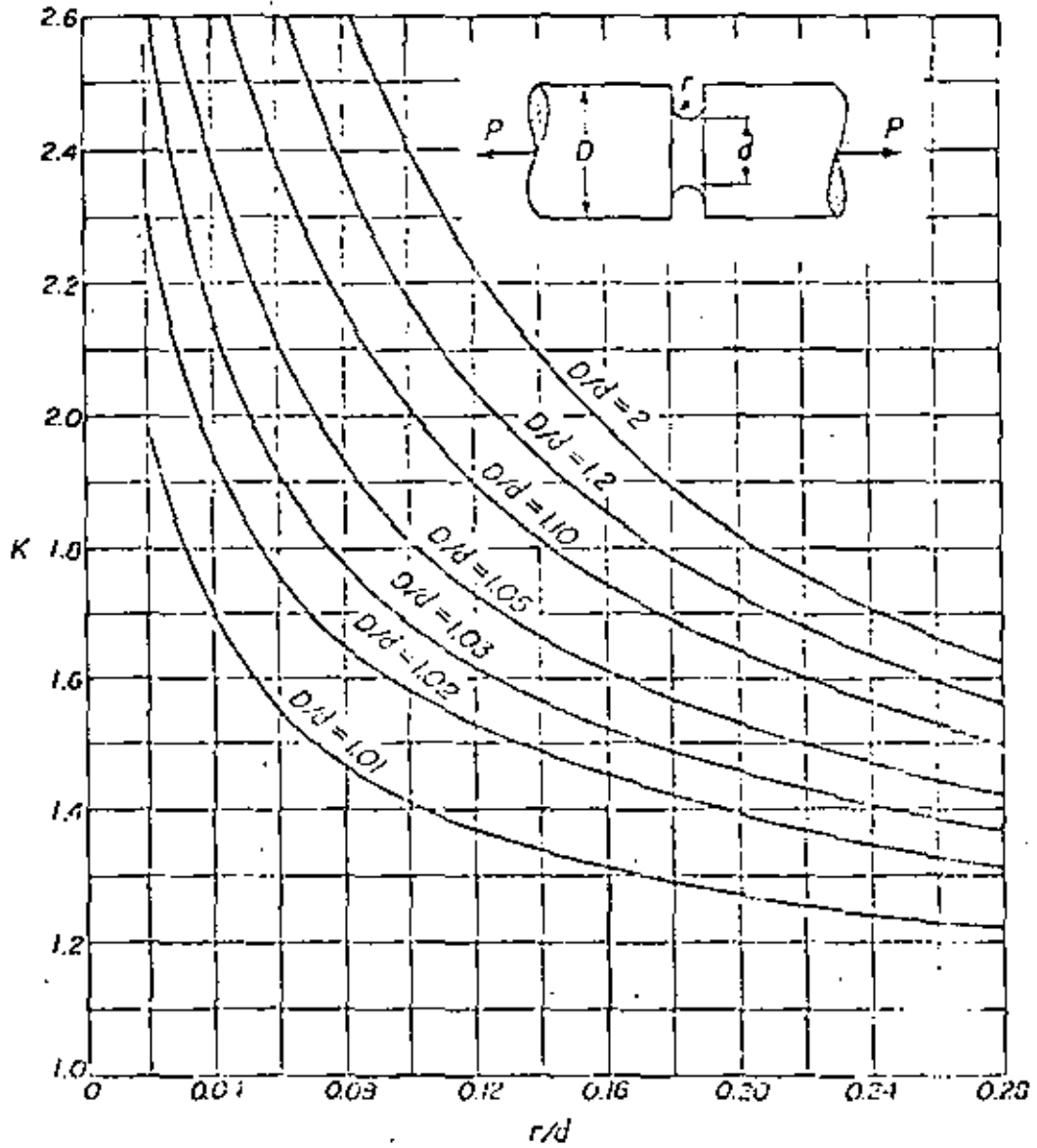
Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in bending to be applied to the stress in the section of diameter d .

FIG. 12



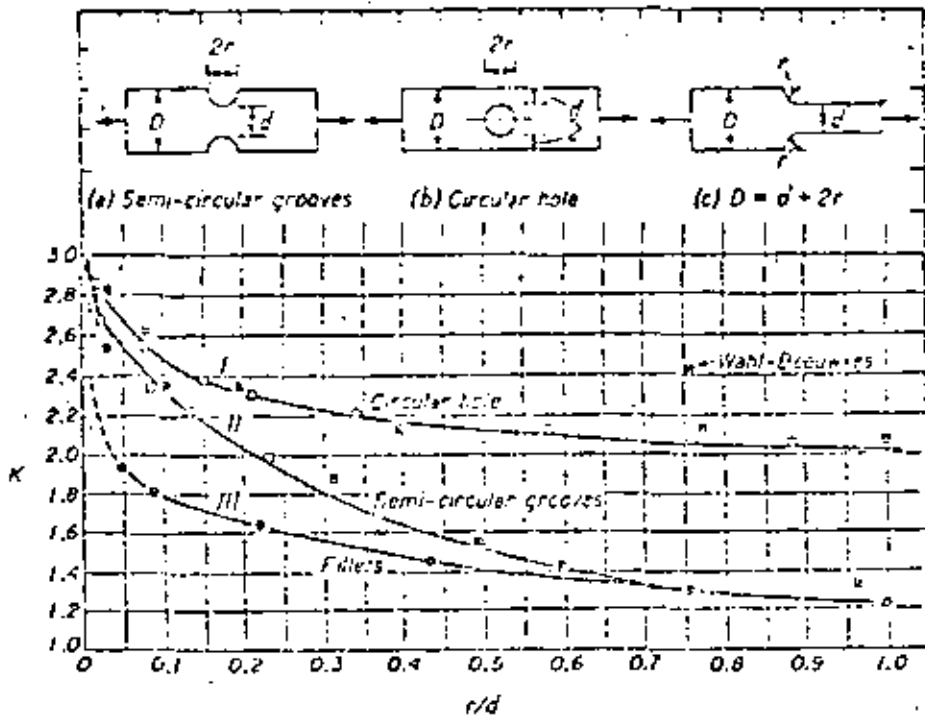
Factors of stress concentration K for grooves of various depths in tension or compression to be applied to the stress in the section of the flat bar of width d .

FIG. 13

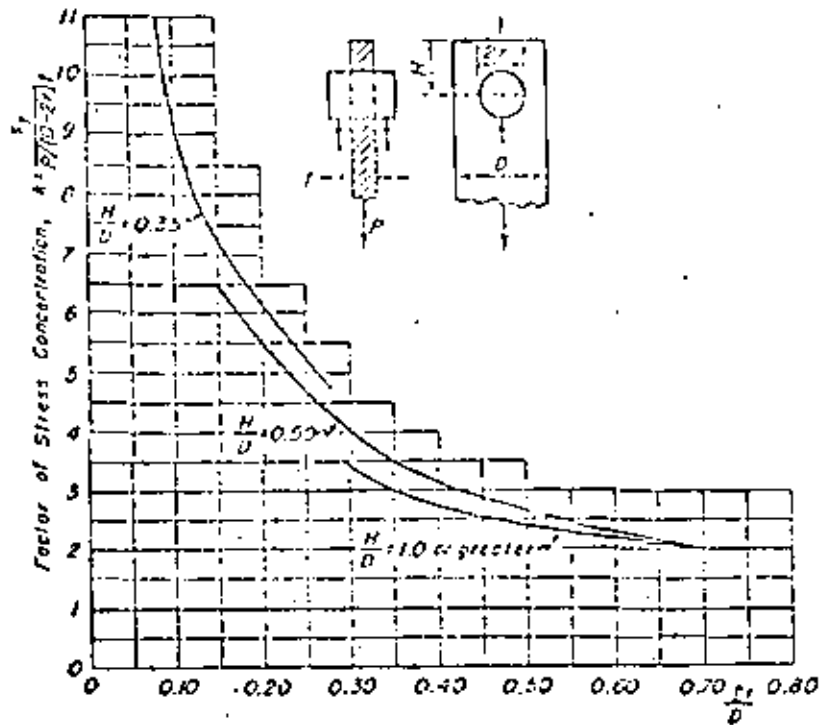


Factors of stress concentration K for grooves of various depths for round bar in tension or compression to be applied to the stress in the section of diameter d .

FIG. 14



Invariant cases in tension and compression.



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

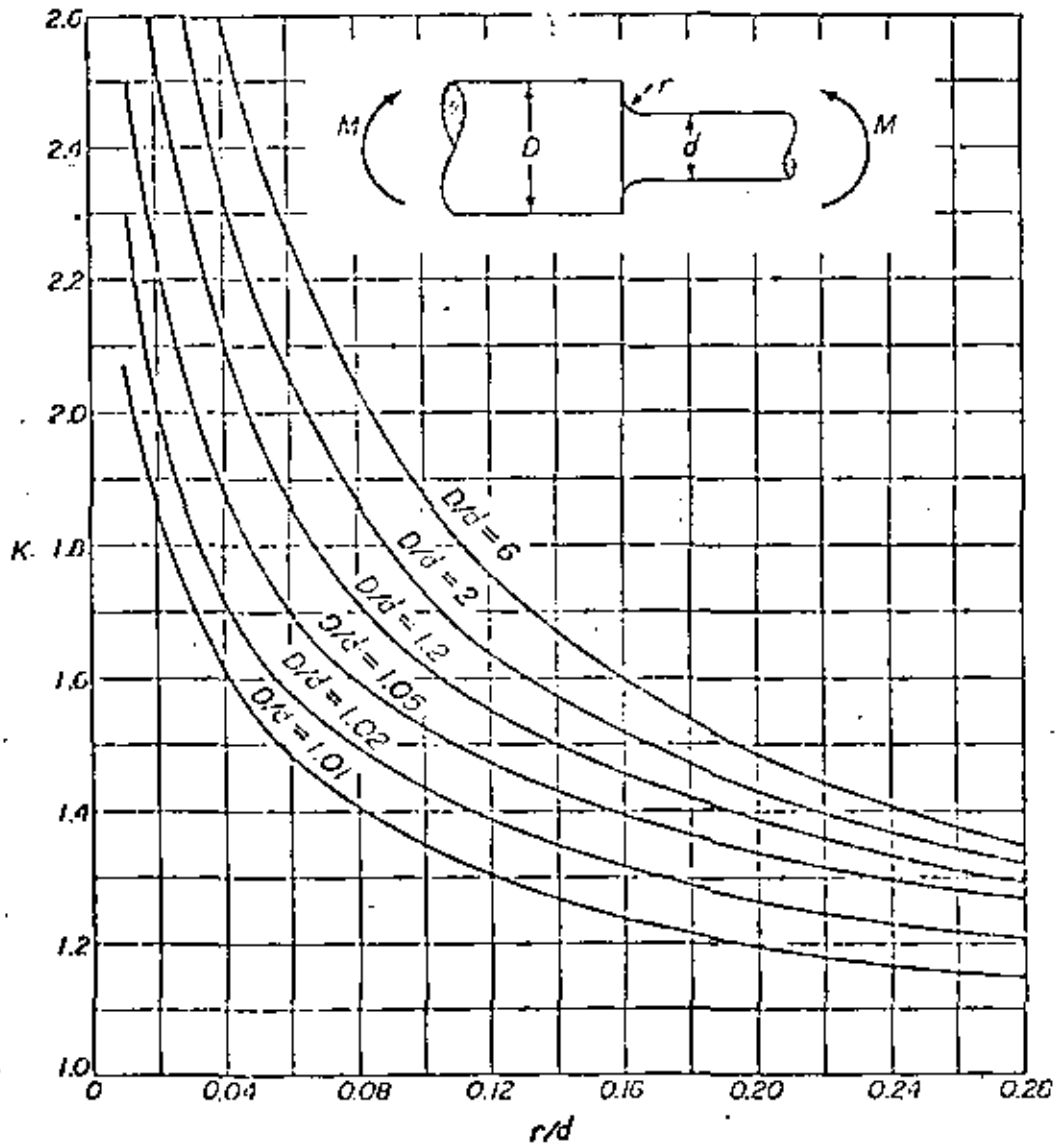
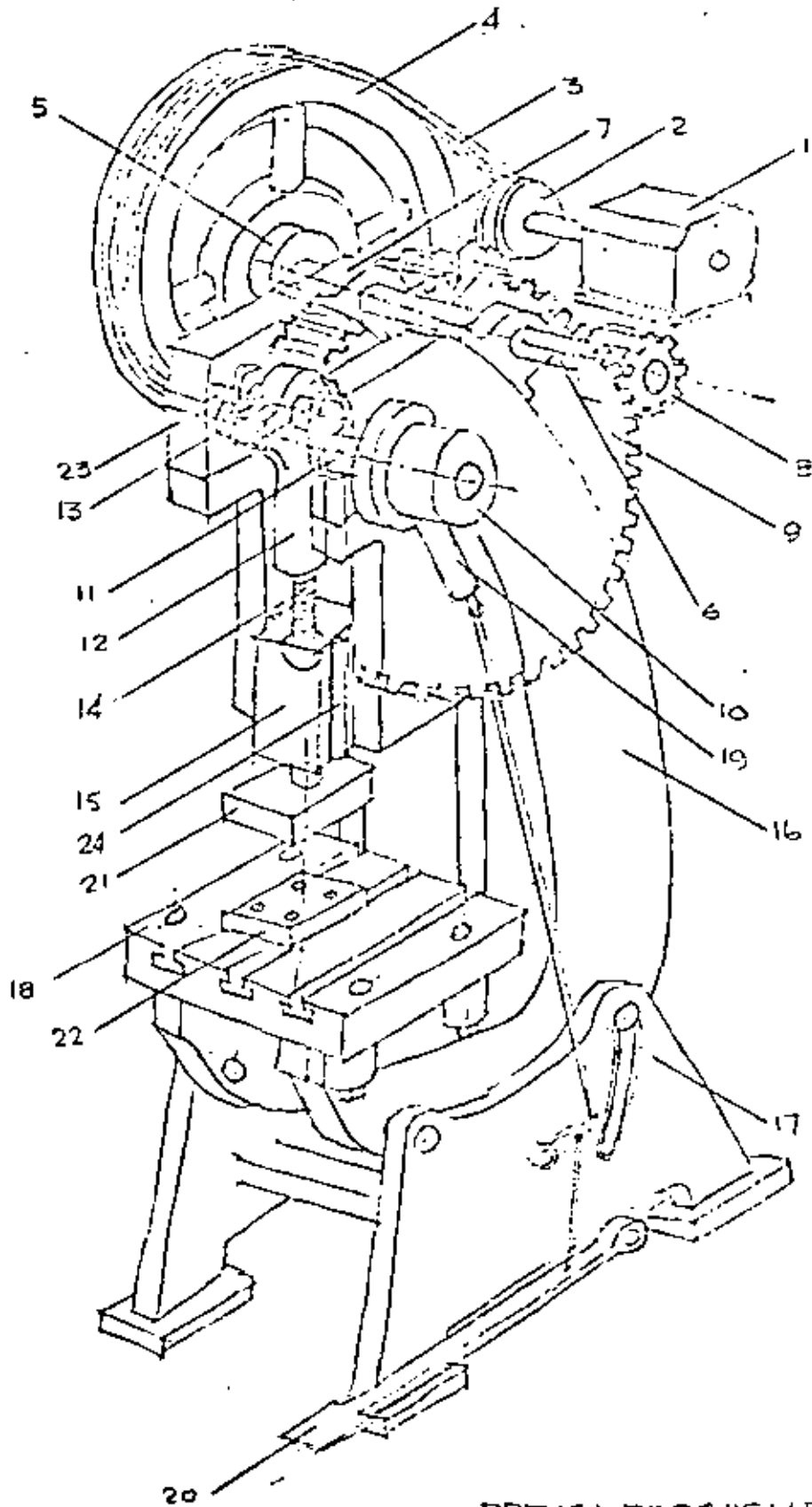


Figure 2-7 Factors of stress concentration K for various sizes of fillets for round bar in bending to be applied to the stress in the section of diameter d .



PRENSA TROQUELADORA
INCLINABLE

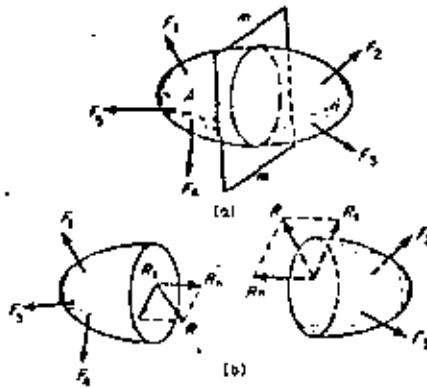


FIG. 1-1

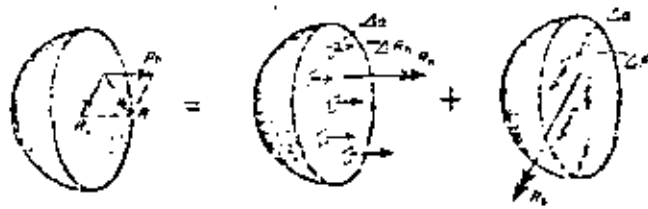


FIG. 1-2

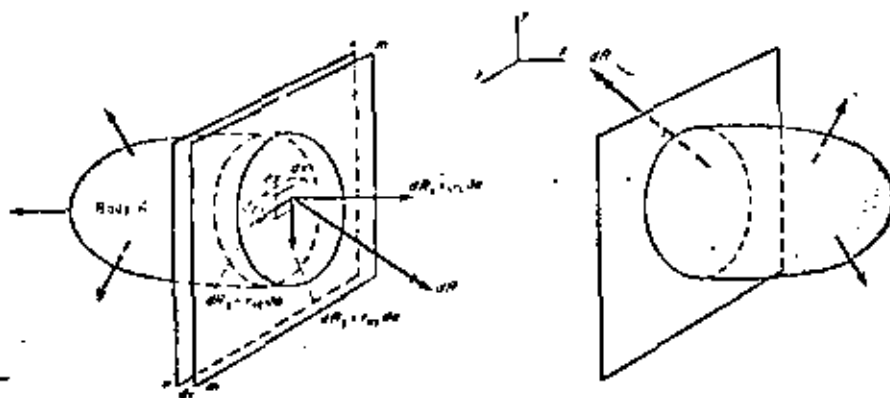


FIG. 1-3

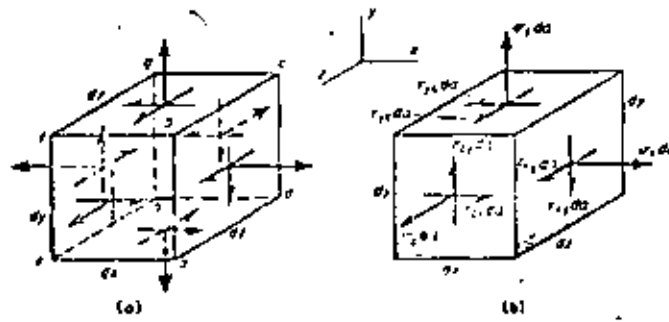


FIG. 1-4

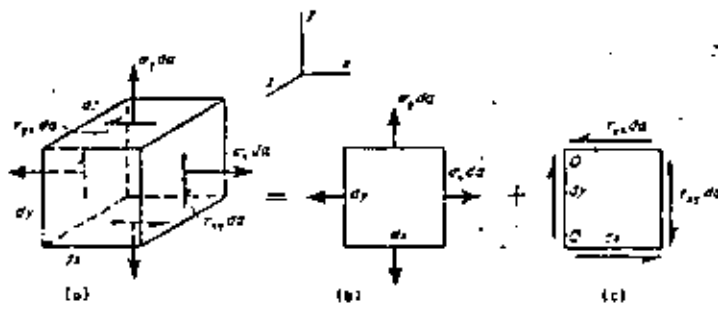


FIG. 1-5

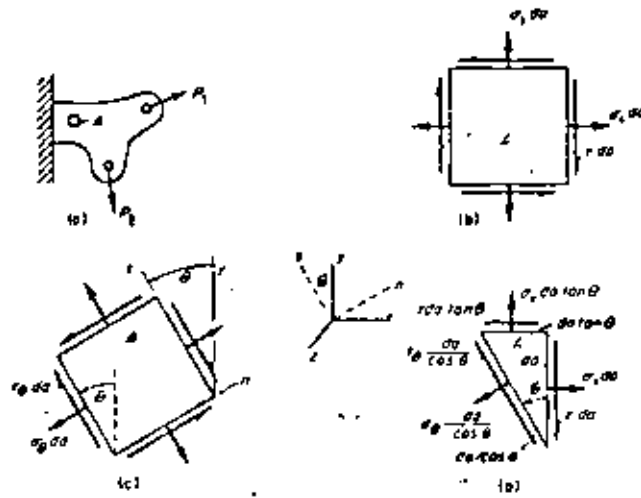


FIG. 1-6

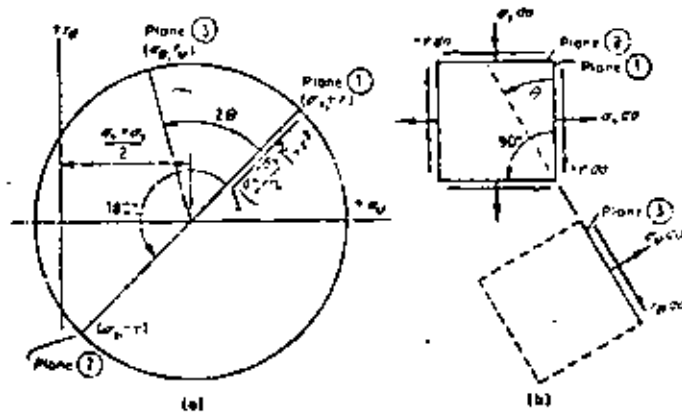
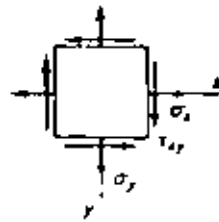
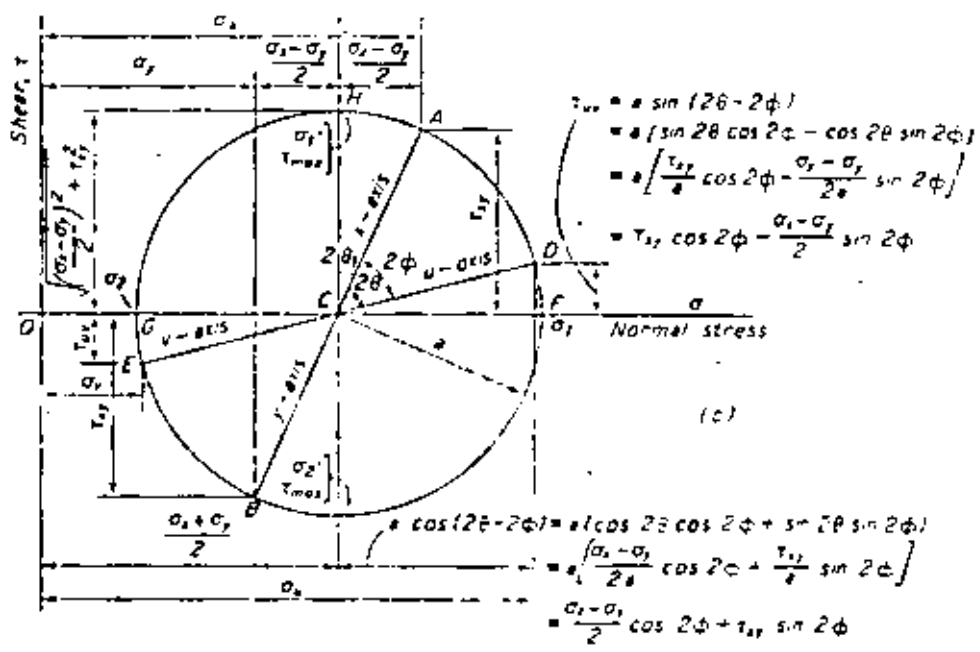


FIG. 1-7



(a) Given state of stress



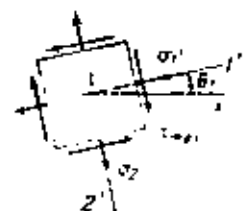
(c)



(e) Stresses on element oriented at angle ϕ



(d) Principal stresses



(f) Maximum shear stress

Figure 1.31 Mohr circle for two-dimensional stress

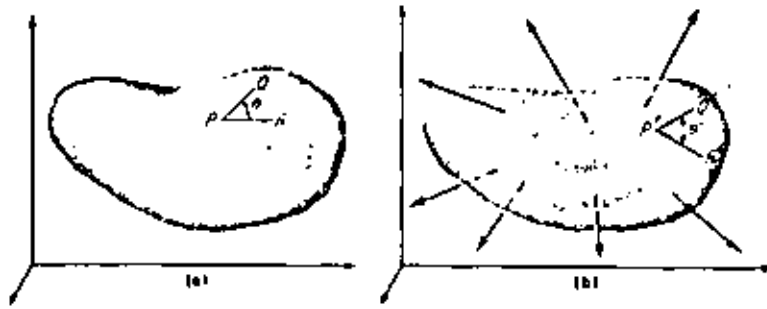


FIG. 2-1

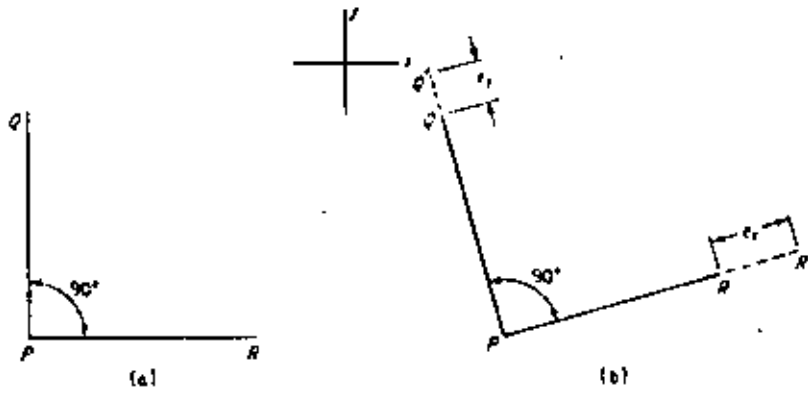


FIG. 2-2

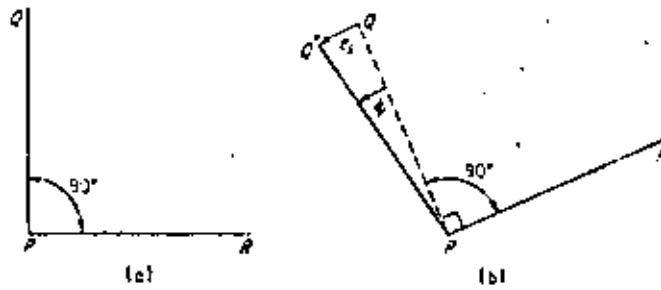


FIG. 2-3

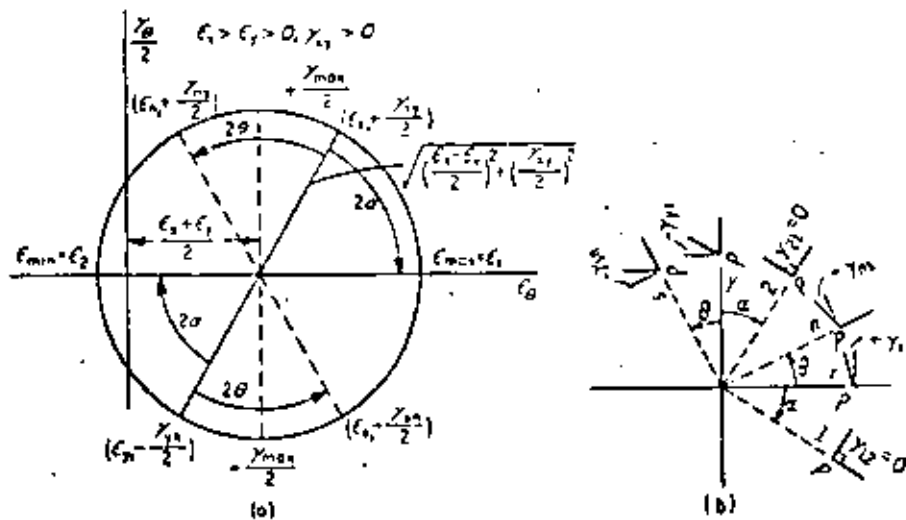
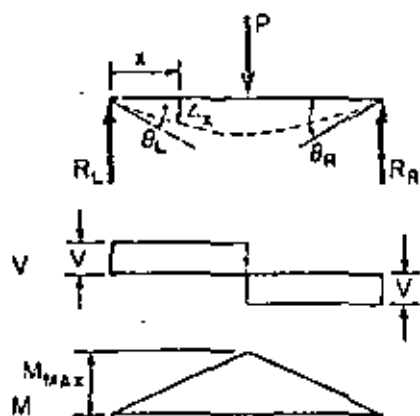
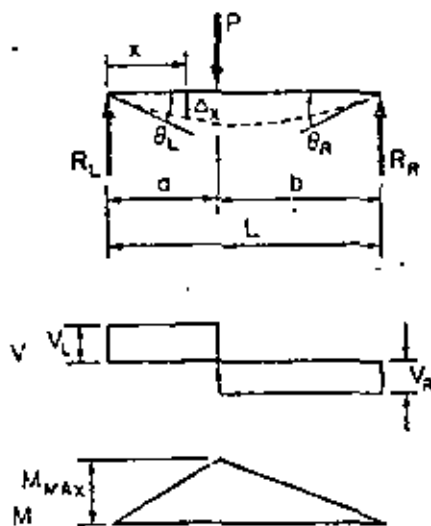


FIG. 2-10

Diagramas de Vigas



Caso 1.



Caso 2.

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

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

$$M_{\text{máx.}} = \frac{Pl}{4} \text{ a } z = \frac{L}{2}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

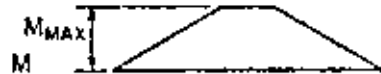
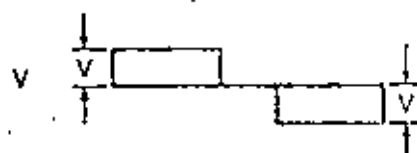
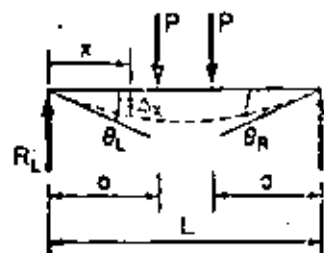
$$R_L = R_R = V = P,$$

$$M_{\text{máx.}} = Pa,$$

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

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

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



Caso 3.

Caso 4. Viga libremente apoyada; carga uniformemente.

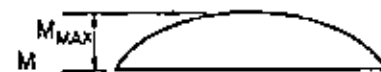
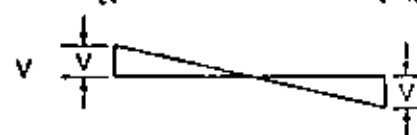
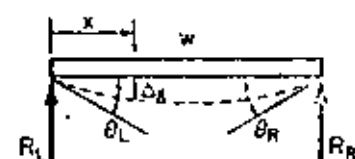
$$R_L = R_R = V = \frac{wL}{2},$$

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

$$\theta_L = \theta_R = \frac{wL^3}{24EI},$$

$$\Delta_x = \frac{wx}{24EI} (L^3 - 2Lx^2 + x^3),$$

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



Caso 4.

Caso 5. Viga libremente apoyada; carga variable uniformemente.

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

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

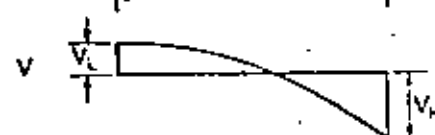
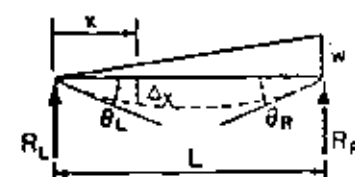
$$M_{\text{máx.}} = 0.0612wl^2 \text{ en } x = 0.577L,$$

$$\theta_L = \frac{7wl^3}{360EI},$$

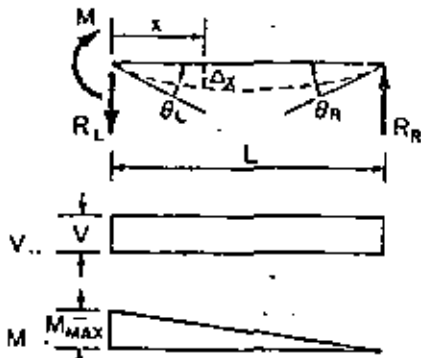
$$\theta_R = \frac{wl^3}{45EI},$$

$$\Delta_x = \frac{wx}{360LEI} (7L^4 - 10L^2x^2 + 3x^4),$$

$$\Delta_{\text{máx.}} = 0.00652 \frac{wl^4}{EI} \text{ en } x = 0.519L.$$



Caso 5.



Caso 6.

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

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

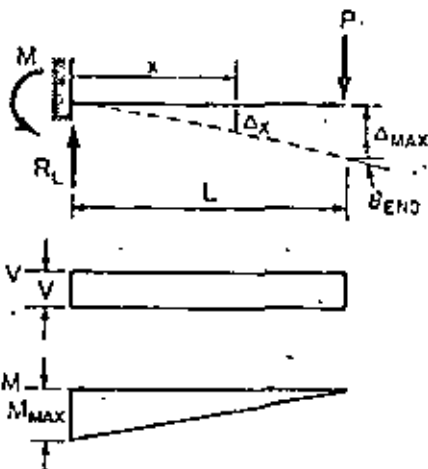
$$M_{\text{máx.}} = M$$

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

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

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

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



Caso 7.

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

$$R_L = V = P$$

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

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

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

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

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

$$R_L = V = P$$

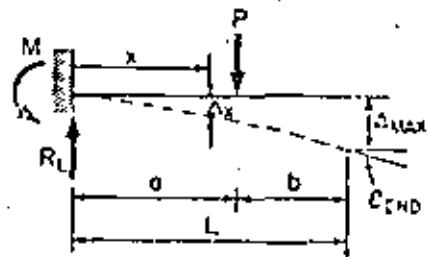
$$M_{\text{máx.}} = Pa \text{ a } x = 0$$

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

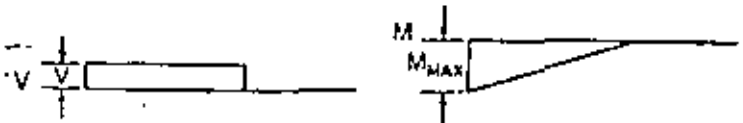
$$\Delta_x = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x) \quad 0 < x < a$$

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

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



Caso 8.



Caso 9. *Viga en cantiliver; carga uniformemente distribuida.*

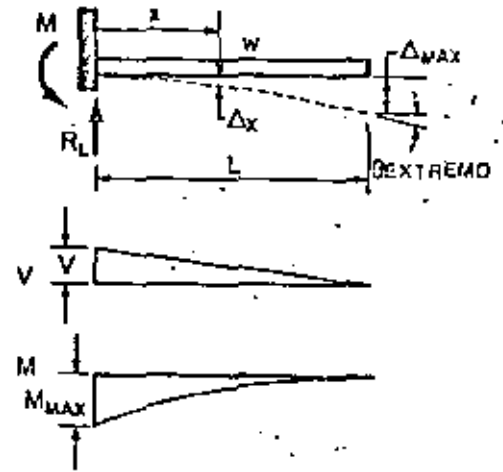
$$R_L = V = wL,$$

$$M_{\text{máx.}} = \frac{wL^2}{2}.$$

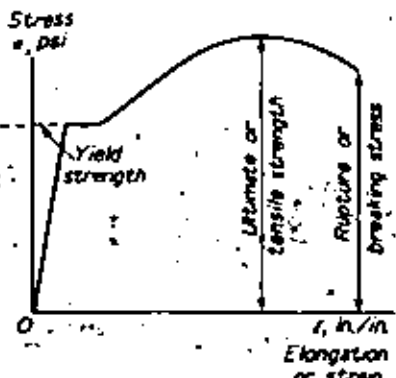
$$\theta_{\text{ext.}} = \frac{wL^3}{6EI}.$$

$$\Delta_x = \frac{wx^3}{24EI} (6L^2 - 4Lx + x^2).$$

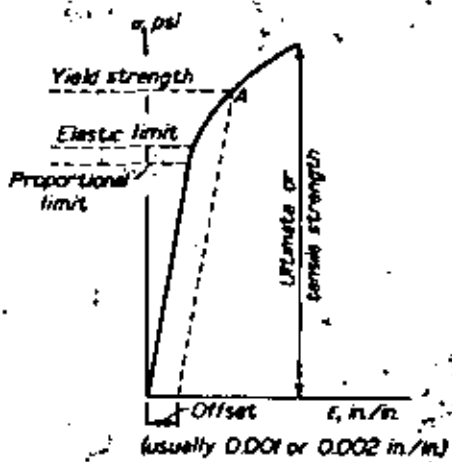
$$\Delta_{\text{máx.}} = \frac{wL^4}{8EI}.$$



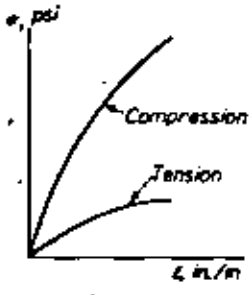
Caso 9.



(a) Low-carbon steel



(b) Heat-treated or cold-drawn steel



(c) Cast iron, brittle materials



(d) Leather, soft rubber

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

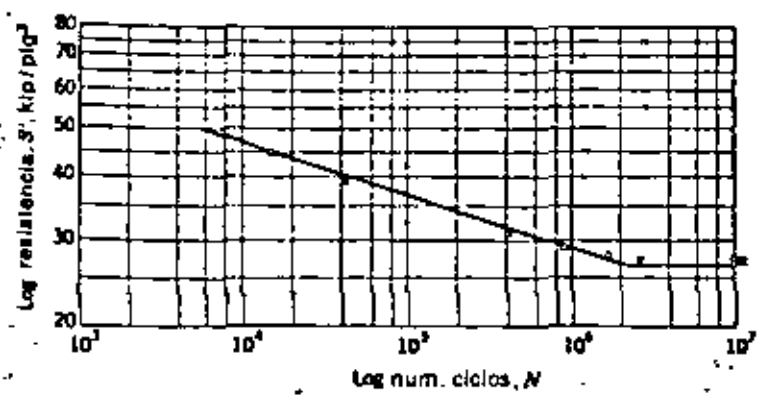


Fig. 5-12 Diagrama S-N para acero recocido UNS G10400. Los datos observados y graficados son (expresados en kip/plg² y ciclos, respectivamente): 45.0 a 15.1 (10)³, 39.1 a 41.3(10)³, 30.9 a 408.3(10)³, 28.9 a 897.4(10)³, 28.05 a 1.698(10)⁴, 27.4 a 2.692(10)⁴, 27.25 a 10.012(10)⁴ y 27.0 a 10.089(10)⁴. Las dos últimas probetas no fallaron.

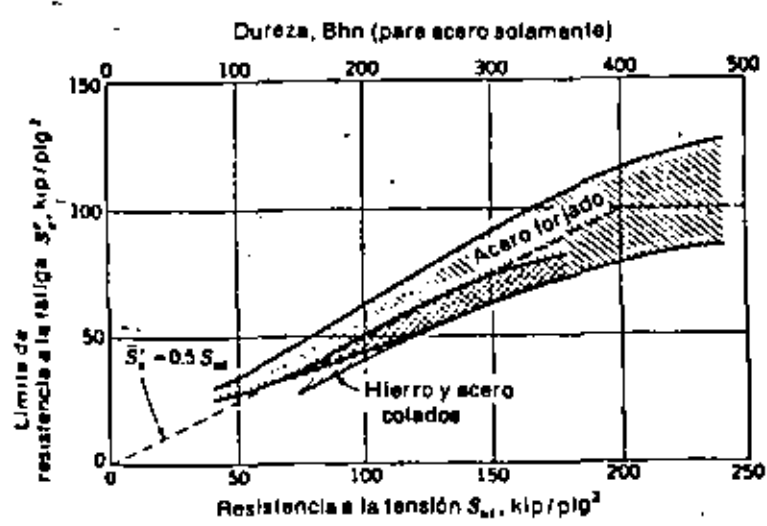


Fig. 5-13 Relación observada entre la resistencia a la tensión y el límite de fatiga para aceros forjado y fundido, y hierro colado. Se pueden obtener valores aproximados a partir de la dureza Brinell si se conoce la resistencia a la tensión. Las franjas que contienen las observaciones se llaman bandas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

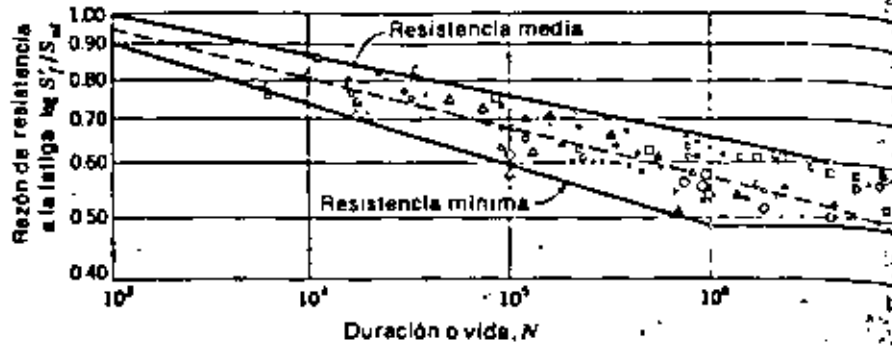


Fig. 5-14 Compilación de ensayos de fatiga, obtenida graficando la razón entre la resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión. Todos los datos son de pruebas con viga rotatoria. [Reproducida con permiso de Charles Lipson y Robert C. Juvinall (dirs. eds.), "Application of Stress Analysis & Design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

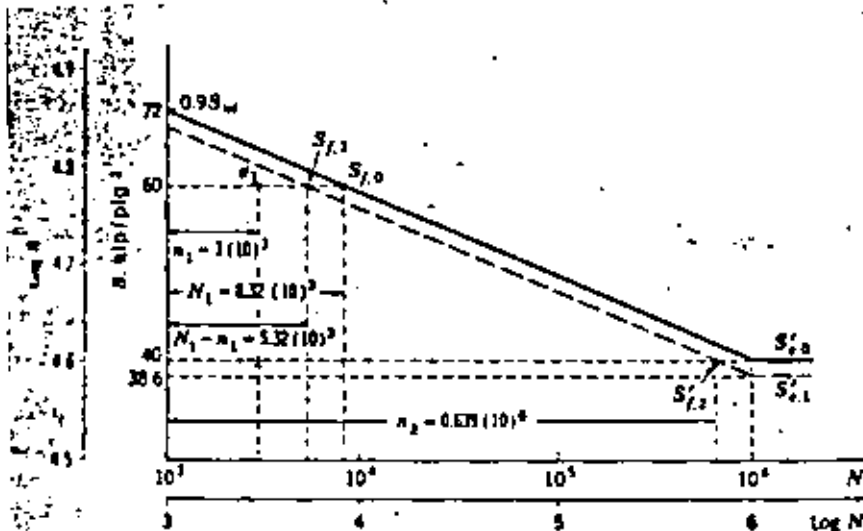


Fig. 5-15 Empleo de la regla de Miner, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobreesforzado un número finito de ciclos.

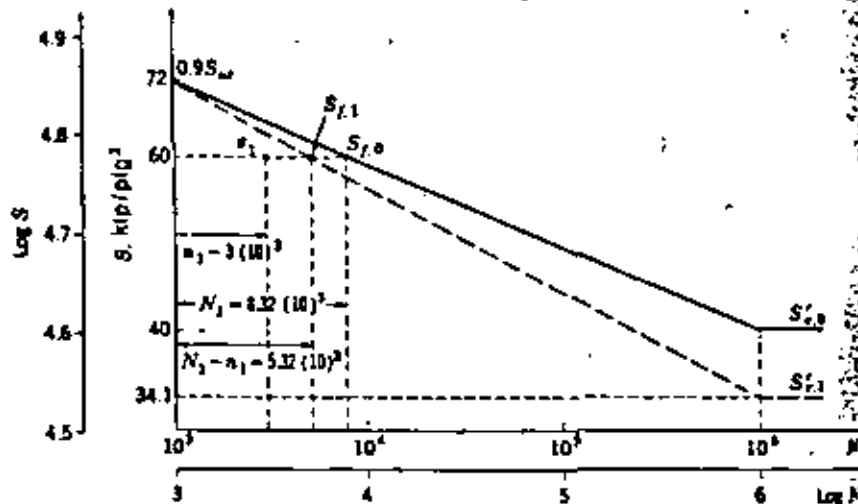


Fig. 5-16 Empleo del método de Manson, para predecir el límite de fatiga de un material que ha sido sobrestrezado un número finito de ciclos.

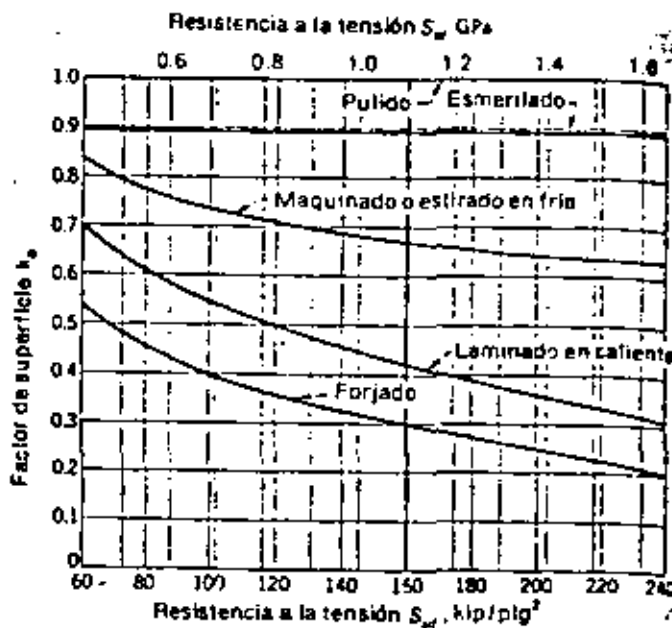


Fig. 5-17 Factores de modificación de acabado superficial para el acero. Estos son los factores k_s que se usan en la ecuación (5-30).



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

**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

PRINCIPIOS DE LUBRICACION

ABRIL 1983

INDICE

I ¿POR QUE SON NECESARIOS LOS LUBRICANTES?	1
<i>A ¿Qué es lo que lubricamos?</i>	1
1.- Cojinetes	
2.- Engranés	
3.- Cilindros	
<i>B ¿Para qué lubricamos esas partes?</i>	2
<i>C Brevemente discutamos el rozamiento y el desgaste</i>	2
1.- Deslizamiento en seco	
2.- Deslizamiento con lubricante	
3.- Rodamiento	
<i>D ¿Cómo se puede reducir la fricción y el desgaste?</i>	3
1.- Alisando o puliendo las superficies	
2.- Substituyendo el deslizamiento por el rodamiento	
3.- Mediante un lubricante	
a) Películas fluidas	
b) Películas delgadas	
II ¿COMO Y POR QUE DIFIEREN LOS LUBRICANTES?	5
<i>A Viscosidad</i>	5
1.- ¿Qué es la viscosidad?	
2.- Definición	
3.- Medida de la viscosidad	
a) Viscosímetros	
b) Grados de viscosidad S.A.E.	

B Formas de lubricación

1.- Lubricación hidrodinámica o flúida

- a) Cuña de aceite
- b) Aceite a presión

2.- Lubricación a película delgada

C Factores que afectan la selección del lubricante, en cuanto a viscosidad

9

- 1.- Velocidad
- 2.- Carga
- 3.- Temperatura

D Características especiales de los lubricantes

11

1.- Habilidad para reducir fricción y desgaste

- a) Agentes adhesivos
- b) Moderada extrema presión
- c) Resistencia al lavado del agua y vapor
- d) Aditivos de extrema presión

2.- Habilidad para proteger contra la herrumbre

- 3.- Acción detergente-dispersante
- 4.- Agentes contra la formación de espuma
- 5.- Resistencia a la oxidación

B Características que imparten las distintas bases a jabones a las grasas

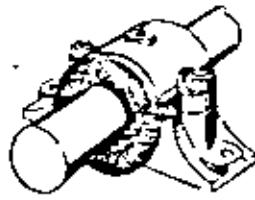
14

- 1.- Grasas a base de jabón de calcio
- 2.- Grasas a base de jabón de sodio

3.- Grasas a base de litio	
4.- Grasas a base de aluminio	
5.- Grasas sin base de jabón	
<i>B Conclusiones de por qué difieren los lubricantes</i>	15
III COMO SE VE AFECTADA LA ACCION O EL DESEMPEÑO DEL LUBRICANTE POR LAS CONDICIONES DE LA PLANTA	16
<i>A Contaminación</i>	16
1.- Polvo	
2.- Agua	
3.- Flúidos de corte	
4.- Los solventes representan otro tipo de contaminante bastante común	
<i>B Metodo de aplicación</i>	18
1.- Sistemas de circulación	
2.- Aplicación a mano	
3.- Aplicación mediante dispositivos	
<i>C Lugar de aplicación</i>	20
IV RESUMEN	22
V BENEFICIOS QUE PUEDEN OBTENERSE POR MEDIO DE LA LUBRICACION CORRECTA	22

UNICAMENTE TRES ELEMENTOS SE LUBRICAN

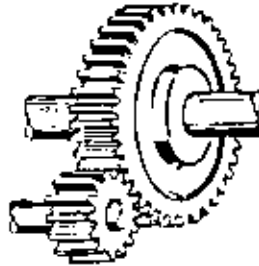
COJINETES



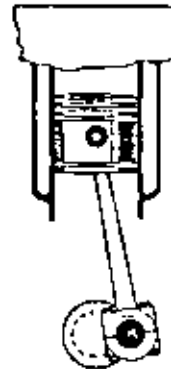
SENCILLOS



RODAMIENTOS



ENGRANES



CILINDROS

FIGURA MC-1

I ¿POR QUÉ SON NECESARIOS LOS LUBRICANTES?

A ¿Qué es lo que lubricamos?

Por complicada que parezca una máquina, únicamente necesitarán lubricarse tres elementos y éstos son:

- 1.- Cojinetes; de varios tipos tales como: cojinetes sencillos, rodamientos, guías, levas, correderas, etc.
- 2.- Engranajes; rectos, helicoidales, de sinfín, etc., que pueden estar descubiertos ó encerrados en cajas herméticas.
- 3.- Cilindros; como los que se encuentran en compresores, toda clase de motores a émbolo, bombas, etc.

B ¿Para qué lubricamos estas partes?

Es necesario lubricar estas piezas para evitar el excesivo desgaste y el sobrecalentamiento que produce la fricción metálica y consiguientemente reducir los gastos por reparaciones, los paros innecesarios y aumentar la producción. Asimismo la acción de corte entre las películas de lubricante o fricción flúida requiere un mínimo de fuerza lo que permite un considerable ahorro de energía. Esto se demuestra fácilmente moviendo o deslizando entre sí superficies secas primeramente y después poniendo entre ellas un poco de aceite.

Además, el lubricante permite conservar las máquinas trabajando suave y silenciosamente, evitando los movimientos erráticos de sus elementos y reduciendo en forma considerable el ruido.

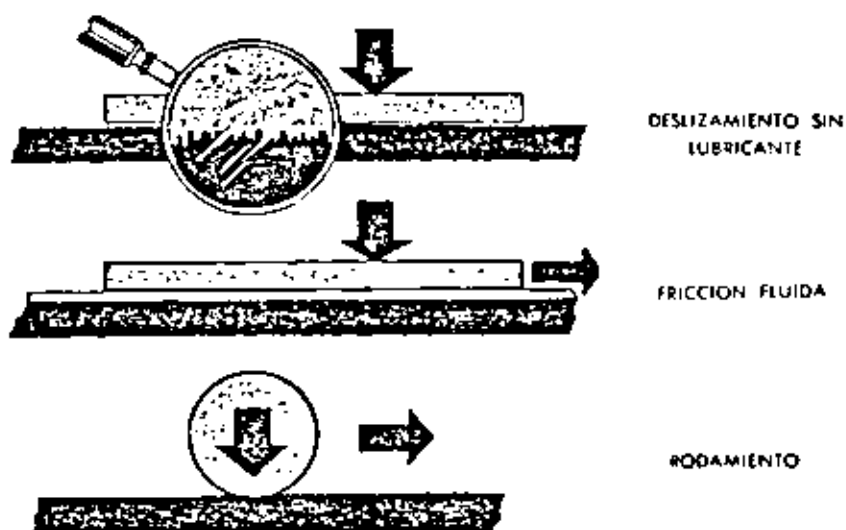


FIGURA MC-2

C Brevemente discutamos el rozamiento y el desgaste

1.- Deslizamiento en seco

Aún las superficies que parecen muy tersas y pulidas, cuando se miran a través de un microscopio se nota que están formadas de pequeñísimos picos y grietas que interfieren entre sí cuando se deslizan una sobre otra, ofreciendo una gran resistencia al movimiento y ocasionando un considerable desgaste.

2.- Deslizamiento con lubricante

Pero si las superficies están separadas por una película de aceite, los picos o crestas no se tocan entre sí y se evita en gran parte la fricción y el desgaste. Sin embargo, siempre existe cierta fricción ocasionada por la resistencia del mismo flúido a ser cortado y que llamamos fricción flúida.

3.- Rodamiento

Cuando una esfera rueda sobre una superficie, tanto la esfera como la superficie se deforman y ofrecen una superficie de contacto sumamente reducida pero un tanto mayor cuanto así lo sea la carga que actúe sobre la esfera, por lo que la resistencia al movimiento, o sea el rozamiento, se ve afectado y así bajo ciertas condiciones, si no existe lubricación ocurrirá un desgaste apreciable.

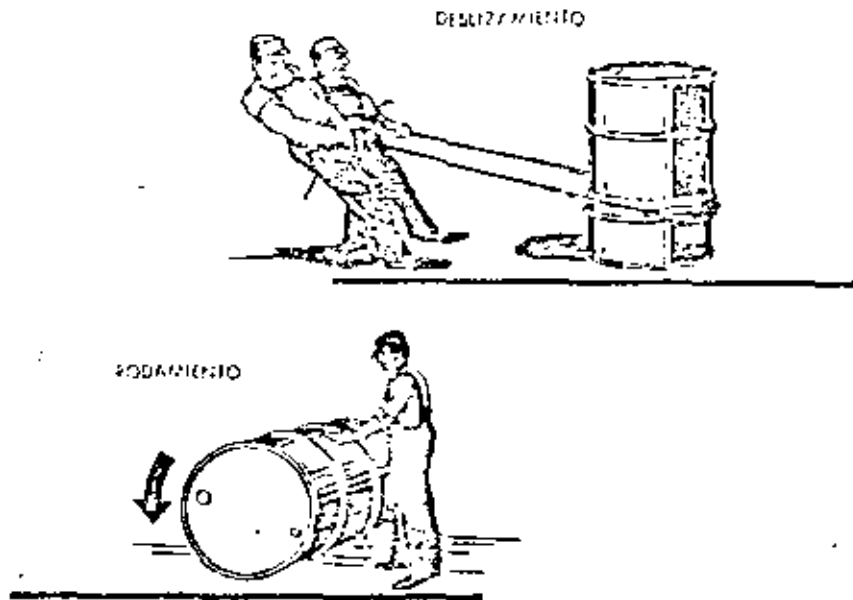


FIGURA MC-3

D. ¿Cómo se puede reducir la fricción y el desgaste?

1.- Alisando o puliendo las superficies

Se puede apreciar fácilmente que si frotamos dos bloques de madera ásperos primeramente, y bastante lisos después, la diferencia en la fuerza necesaria para mover uno y otro juego de bloques será sumamente notoria, o sea, que la textura de las superficies en contacto influye para reducir la fricción y el desgaste.

2.- Substituyendo el deslizamiento por el rodamiento

(Ver la Fig. MC. 3). Cuando un cuerpo tiene forma cilíndrica, resulta mucho más fácil hacerlo rodar que arrastrarlo. Seguramente todos hemos visto cómo se utilizan rodillos de metal para mover maquinaria pesada. Más no siempre es posible valerse de este artificio en todos los mecanismos.

3.- Mediante un lubricante

Como ya vimos antes, se puede también reducir la fricción y el desgaste evitando la

fricción seca al sustituirla por la fricción flúida, como en el caso de mover una lancha empujándola sobre la arena y después sobre el agua (Fig.MC 1), por consiguiente se deduce que la mejor forma de reducir la fricción es mediante el suministro de una película lubricante entre las dos superficies que pretenden deslizarse una respecto de la otra.

En general, existen dos tipos de películas:

a) Películas flúidas

Son aquellas formadas por una alimentación de lubricante suficiente para mantener las superficies separadas una de otra y evitar el contacto metálico.

b) Películas delgadas

Como su nombre lo indica, es una película sumamente delgada que se forma sobre las superficies que se están lubricando. Estas películas pueden estar formadas por aceites, grasas o algún lubricante sólido como el grafito o bisulfuro de molibdeno. Se utilizan en aquellas partes en donde por razones de diseño o alguna otra causa no es posible suministrar una película flúida. En estos casos siempre ocurre algo de contacto metálico.

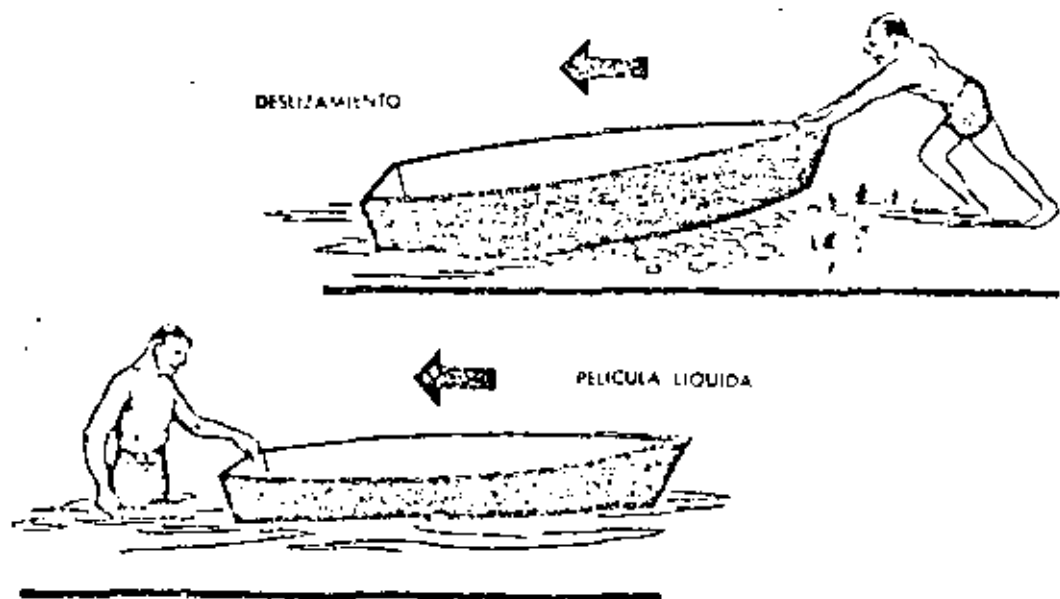


FIGURA MC-4

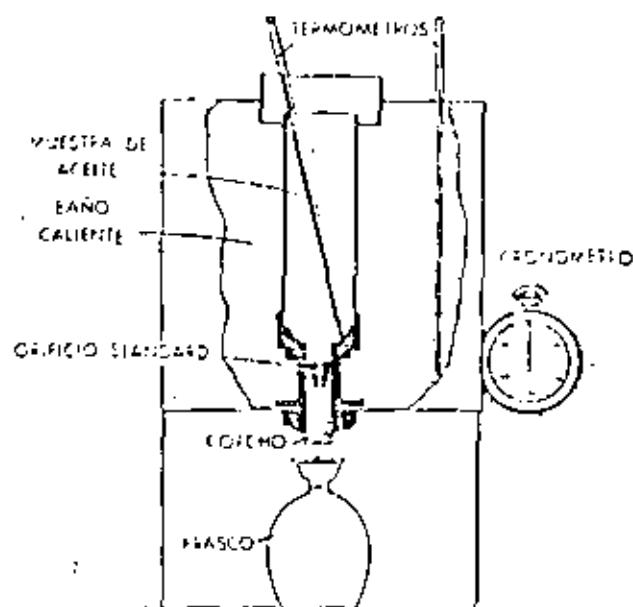


FIGURA MC-5 a

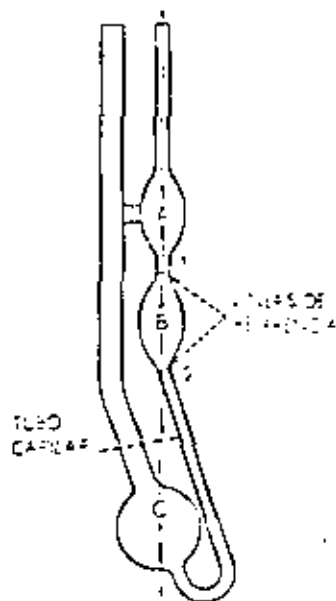


FIGURA MC-5 b

II.- COMO Y POR QUE DIFIEREN LOS LUBRICANTES

En la actualidad Mobil fabrica cientos de aceites y grasas para la lubricación de máquinas industriales. Todos estos productos son diferentes, y sin embargo, necesarios. Discutamos brevemente sus diferentes características y por qué necesitamos tal cantidad de productos.

A Viscosidad

1.- ¿Qué es la viscosidad?

Se le conoce comúnmente como cuerpo y es una de las más importantes características de los aceites, pues influye directamente en la formación de la película lubricante y, por consiguiente en la lubricación adecuada de cualquier elemento. Además, ejerce su influencia en la periodicidad de lubricación, y en la forma o dispositivos que se empleen para tal objeto.

2.- Definición

Viscosidad es la medida de la resistencia que ofrece un aceite o líquido cualquiera a fluir. De esta manera, lubricantes de baja viscosidad o delgados, fluyen rápidamente porque su fricción interna presenta poca resistencia; y por el contrario, lubricantes de elevada viscosidad o pesados fluyen lentamente debido a que su fricción interna presenta gran resistencia.

3.- Medida de la viscosidad

a) Viscosímetros

Existen varios dispositivos para medir la viscosidad y casi todos se basan en la medida del tiempo necesario para que una determinada cantidad de aceite a una temperatura definida, fluya a través de un orificio o tubo capilar.

Entre los más comúnmente empleados, se encuentran: el viscosímetro Saybolt, el cinemático también llamado Ostwald modificado, el Redwood y el Engler.

El viscosímetro Saybolt (Ver Fig. MC-5), muy común en los Estados Unidos, nos da el tiempo en segundos que tarda en pasar una muestra de 60 c.c. de aceite, a través de un orificio estándar y a una determinada temperatura controlada, la cual puede ser 100, 130 ó 210°F. Las unidades obtenidas con este aparato, se les denomina Segundos Saybolt Universal (S.S.U.).

El Viscosímetro Modificado de Ostwald, (ver Fig. MC-36) adoptado internacionalmente, consta de un sistema de tubos de vidrio comunicantes con tres depósitos A, B y C. Este nos da el tiempo en segundos que tarda en pasar del nivel de una muestra de aceite bajo temperaturas preestablecidas de 30°C, ó 100°C, de la línea de referencia 1 a la línea 2. El tiempo resultante se convierte en Centistokes (cSt) afectado por la constante de calibración de cada viscosímetro.

b) Grados de viscosidad S.A.E.

Otra manera de evaluar la viscosidad es mediante los grados SAE que la Sociedad de Ingenieros Automotrices ha establecido, fijando determinados límites en Centistokes, entre los cuales puede quedar comprendido un determinado aceite, y así, en el caso de lubricantes para motor de combustión interna existen por ejemplo, los grados OW, 5 W, 10 W, 20 W, 25 W, 30, 40 y 50. Estas designaciones de viscosidad S.A.E. se emplean únicamente para aceites automotrices de motor. Para transmisiones, los grados disponibles son: S.A.E. 75 W, 80 W, 85 W, 90, 140 y 250.

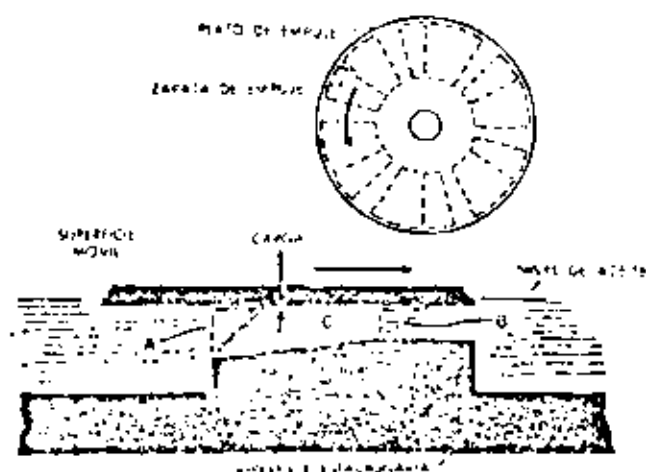


FIGURA MC-6

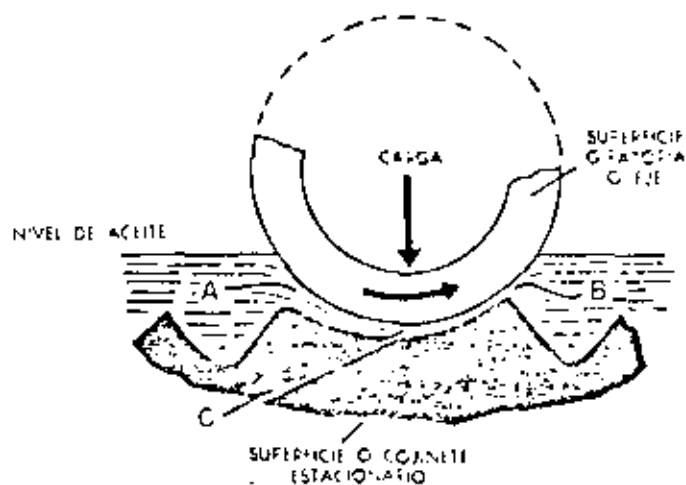


FIGURA MC-7

B Formas de lubricación

En general, la lubricación de cualquier elemento de maquinaria puede clasificarse en uno de dos grupos principales según el tipo de película que se forme y que son: lubricación hidrodinámica o fluida y lubricación a película delgada.

1.- Lubricación hidrodinámica o fluida

Como ya se dijo antes, implica una alimentación constante de lubricante para mantener las superficies separadas. Esto se logra según el caso, mediante cualquiera de las dos formas siguientes:

a) Cuña de aceite

En algunos casos, cuando la velocidad relativa de las dos superficies es considerable se produce una acción llamada de cuña de aceite la cual actúa evitando el contacto metálico. Para ilustrar esta acción, imaginemos el dispositivo mostrado en la Fig. MC 6, en la cual se representa un cojinete para carga axial. La película fluida de lubricante se forma por la acción misma de movimiento que la superficie superior tiene y que tiende a llevar a las capas de aceite que están en contacto con ella a igual velocidad. Al mismo tiempo, las capas de aceite que están en contacto con la superficie estacionaria inferior tienden a permanecer estáticas junto con ella, es así que las capas intermedias adquieren mayor velocidad a medida que se acercan a la superficie en movimiento. Debido a la forma convergente del cojinete estacionario resulta que las capas tienden a comprimirse al final del plano inclinado, produciendo una fuerza normal a las superficies que las mantiene separadas evitando el contacto metálico. Naturalmente esto sólo es posible cuando el mecanismo está en movimiento y es tanto mayor la separación cuanto mayor es también la velocidad relativa. Igual cosa sucede en el caso de cojinetes sencillos a los cuales se les alimenta una cantidad suficiente de lubricante, como en el caso mostrado en la Fig. MC 7. Como ejemplo de este tipo de lubricación tenemos los cojinetes lubricados mediante anillo, a circulación, a baño, etc.

b) Aceite a presión

Existen muchos casos en que el movimiento relativo de las superficies es tan lento, que no existe la posibilidad de formación de cuña de aceite (Fig. MC 8), siendo necesario entonces suministrar aceite a presión mediante una bomba, para mantener la película flúida y evitar el contacto metálico. Un caso muy común es el de la lubricación de los pernos que unen la biela con el émbolo de todas las máquinas en movimiento alternativo en las que su movimiento es reversible en carga y en dirección de rotación (Fig. MC 9). En estos casos es necesario alimentar lubricante a presión, precisamente por la zona en donde la presión es mínima, de esta manera, debido a que el cambio de dirección en la carga es instantáneo, la película flúida existente a presión no alcanza a ser exprimida por la acción de la carga cuando ésta ya cesó, cambiando de dirección hacia el huelgo que fué nuevamente llenado con lubricante a presión. Además de esta acción principal, también ayuda una cierta formación de cuña de aceite que tiende a formarse con el movimiento también reversible. Otra aplicación muy común es aquella que se utiliza para levantar el eje de molinos sumamente pesados, en los momentos de iniciar y detener su marcha, pues de otro modo habría un considerable de desgaste en estos momentos por las razones antes mencionadas.

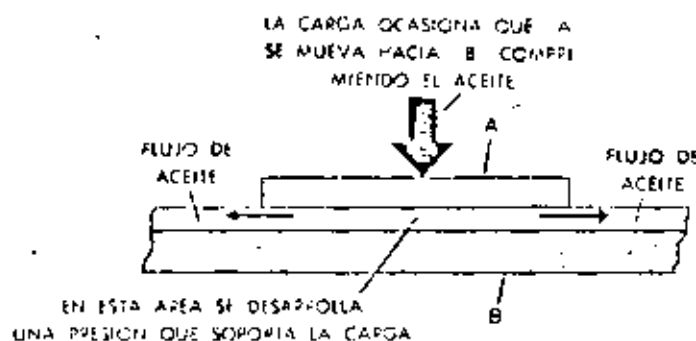


FIGURA MC-8

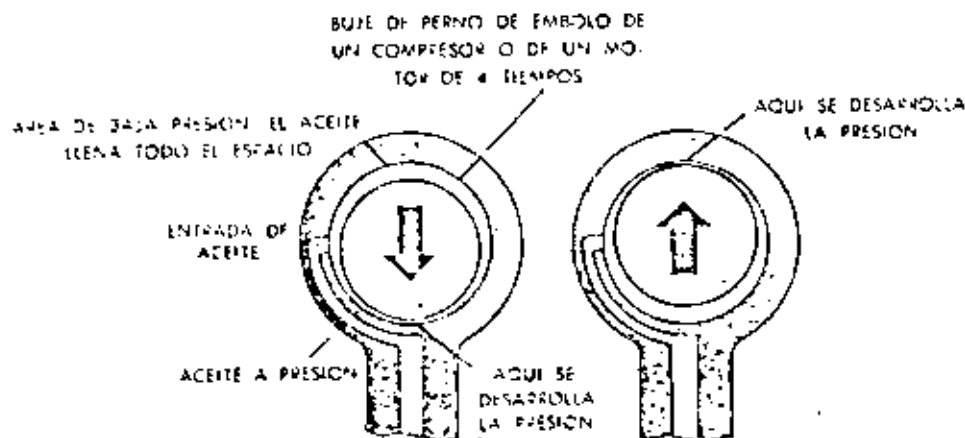


FIGURA MC-9

2.- Lubricación a película delgada

Como ya se explicó anteriormente, es una película de espesor muy delgado y que puede llegar a tener entre 0.0002 y 0.0005 mm., siendo esto suficiente para proteger en forma apreciable las superficies que cubren (Fig. MC-10). Naturalmente en este tipo de lubricación siempre existe algo de rozamiento y por lo tanto desgaste, pero no obstante, su uso es muy vasto y práctico por razones de diseño, carga, velocidad, etc., siendo de gran importancia su bajo costo de operación e instalación. Como ejemplo de este tipo de lubricación, podemos mencionar el de copa gotera, copa azaseta, por mecha, lubricador mecánico, etc. También puede llamarse a este sistema de lubricación a toda pérdida, debido a que el aceite alimentado no vuelve a usarse.

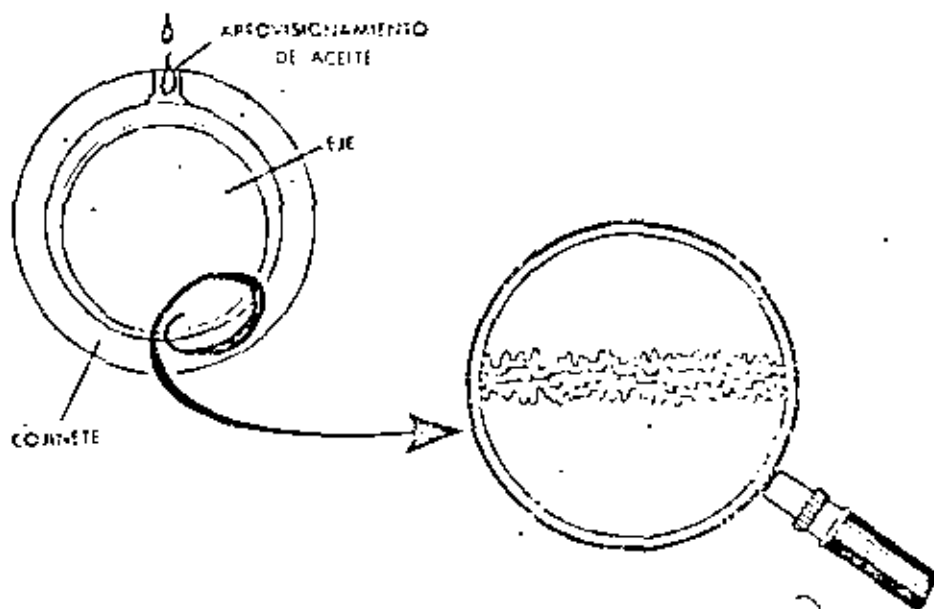


FIGURA MC-10

C. Factores que afectan la selección del lubricante, en cuanto a viscosidad

1.- Velocidad

Ya hablamos anteriormente de cómo la velocidad tiende a producir la cuña de aceite que protege los mecanismos, también se explicó la existencia de una fricción fluida que es tanto mayor cuanto mayor es la viscosidad o cuerpo del lubricante; consiguientemente, siempre que la velocidad relativa de las superficies en movimiento sea elevada, habrá una mayor facilidad para formarse la cuña de aceite y por lo tanto, un aceite ligero será suficiente, además de que habrá menor fricción fluida y menor pérdida de potencia. Por otra parte, cuando la velocidad es muy baja, la deficiencia en la formación de la cuña de aceite deberá ser suplida mediante un aceite muy viscoso, o dicho en otras palabras, de cuerpo pesado el cual si bien no alcanza a formar cuña de aceite, su misma viscosidad presenta dificultad a ser exprimido y protegerá mejor las superficies.

Generalmente, cuando un sistema trabaja con altas velocidades, los cojinetes vienen maquinados con juegos o claros muy pequeños, pero suficientes para que el aceite que va a trabajar en ellos, alcance a formar una película resistente; si estos juegos o claros fueran excesivos, no alcanzaría a formarse la cuña de aceite, pues no obstante la velocidad de las superficies, habría una pérdida excesiva de lubricante debido a que los flúidos tienden a seguir la trayectoria que menos resistencia ofrece, trayendo como consecuencia la fricción y el desgaste. Por el contrario, un huelgo demasiado pequeño no solamente no permite la formación de la cuña de aceite, sino que además impide la circulación de lubricante en cantidad suficiente para verificar su efecto refrigerante, trayendo como consecuencia el sobrecalentamiento de las partes lubricadas y la falla consiguiente de las mismas.

NORMAS BASICAS PARA LA SELECCION DE LA VISCOSIDAD

Para	Use
Alta Velocidad	Aceite ligero
Baja velocidad	Aceite pesado
Carga ligera	Aceite ligero
Cargas pesadas	Aceite pesado
Bajas temperaturas	Aceite ligero
Altas temperaturas	Aceite pesado

2.- Carga

Resulta lógico que cuando existe una carga pesada que tiende a juntar dos superficies en movimiento, una mayor viscosidad del lubricante soportará mejor la acción de esprimirlo que esa carga pesada ejerce. Por el contrario, si se trata de un cojinete muy pequeño que lleva una carga muy pequeña (por ejemplo, en un pivote de reloj), será indispensable un aceite de muy baja viscosidad para permitir el libre movimiento de las partes y menor pérdida de potencia por fricción flúida.

3.- Temperatura

La temperatura influye directamente modificando la viscosidad de los aceites. Todo lubricante al ser calentado sufre un abajamiento o disminución de viscosidad, el enfriamiento obviamente produce el efecto contrario. De acuerdo con esto, al seleccionar un lubricante deberá tenerse en cuenta la temperatura ambiente o de operación del lugar en que va a trabajar y así, si el ambiente es caliente (por ejemplo, un extractor de gases de un horno), se deberá emplear un aceite muy viscoso, no obstante que la velocidad sea alta y la carga ligera, pues la temperatura se encargará de dar al aceite la flúidez necesaria. Inversamente, en el caso de una parte que va a trabajar en fríos excesivos deberá lubricarse con aceites de muy baja viscosidad no obstante que la velocidad sea relativamente baja y la carga algo pesada, pues la temperatura se encargará de aumentar la viscosidad del lubricante y hacerlo capaz de soportar las otras condiciones de trabajo.

Naturalmente que siempre deberá haber un balance entre los factores VELOCIDAD, CARGA, TEMPERATURA, para determinar la viscosidad adecuada de cada caso en particular.

MATERIAS QUE REDUCEN LA FRICCIÓN Y EL DESGASTE

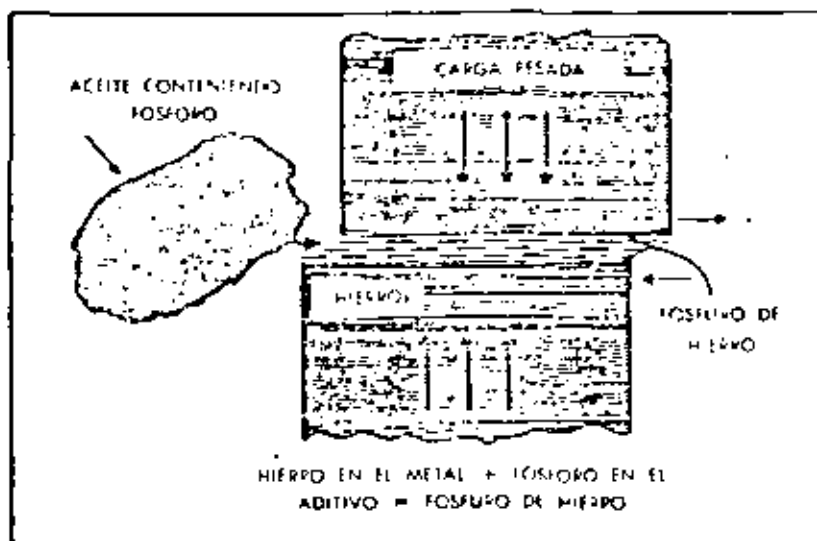


FIGURA MC-12

D. Características especiales de los lubricantes

1.- Habilidad para reducir fricción y desgaste

Esta habilidad es impartida mediante aditivos especiales agregados a los aceites que pueden ser de varios tipos según el propósito al cual se les destina.

a) Agentes adhesivos

Bajo condiciones de lubricación a película delgada es necesario proveer al lubricante de cierta adhesividad para evitar que se escorra fácilmente del cojinete y para que permanezca durante mayor tiempo sobre las superficies protegiéndolas contra el rozamiento (Ejemplo Mobil Vactra Oils).

b) Moderada extrema presión

En ciertos casos de cargas pesadas o brutas producidas por impactos, al lubricante se le agregan compuestos de Moderada Extrema Presión que aumentan la resistencia de la película (Ejemplo Mobilgear Serie 600).

c) Resistencia al lavado del agua y vapor

Existen otras condiciones de lubricación en que el aceite, además de resistir presiones elevadas, deba resistir el efecto de lavado producido por vapor de agua a elevadas temperaturas, entonces también se incorporan agentes especiales que permiten al lubricante adherirse fuertemente a las superficies evitando ser desplazado por el vapor y manteniendo una película protectora (Ejemplo Mobil Super Cylinder Oils).

d) Aditivos de extrema presión

En algunos casos particulares en que se producen presiones tan elevadas que un aditivo común para mejorar la resistencia de película no es capaz de soportar, se emplean aditivos especiales de Extrema Presión que reaccionan químicamente con la superficie metálica cuando alcanzan ciertas temperaturas, formando compuestos de naturaleza lubricante de gran resistencia y que evitan el desgaste. Uno de estos aditivos es el fósforo y cuya acción se muestra en la Fig. MC 12 (como ejemplos se pueden citar los aceites Sultran para corre de metales y los Mobilubes HI para diferenciales hipoidales, aunque en estos casos se emplean compuestos químicos más complejos).

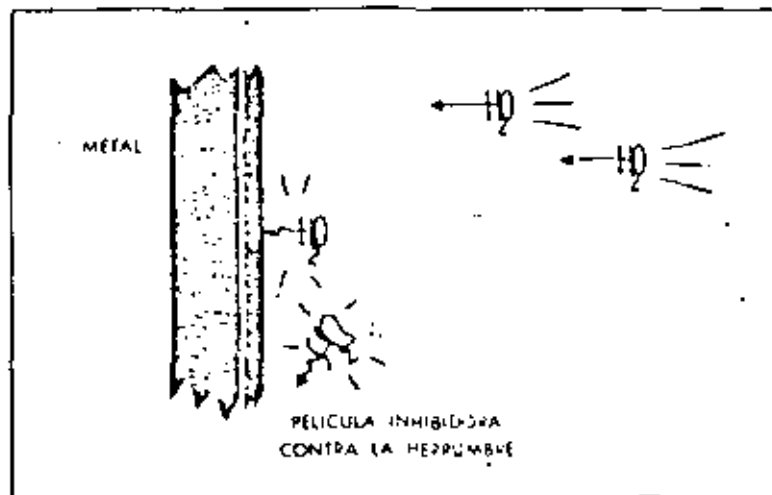


FIGURA MC-13

2.- Habilidad para proteger contra la herrumbre

En muchos casos resulta sumamente necesario proteger las superficies metálicas contra la herrumbre ocasionada por la humedad que penetra a los sistemas de lubricación en forma de condensación o por escapes. Lo anterior se logra mediante un aditivo que, agregado al aceite, tiende a depositarse sobre las superficies metálicas formando una especie de escudo protector, lo cual no sólo evita que el agua entre en contacto con el metal, sino que además desplaza cualquier cantidad de agua de las superficies, evitando de esta manera la corrosión.

Como ejemplo de este tipo de aceites, podemos nombrar los Mobil DTE que generalmente se usan en sistemas de circulación e hidráulicos en donde permanecen por largos períodos de tiempo, como en el caso de turbinas de vapor, en donde siempre está en posible contacto con agua procedente de fugas o condensación.

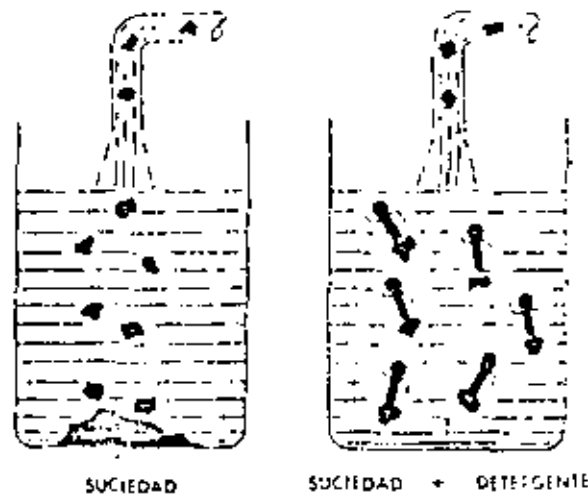


FIGURA MC-14

3.- Acción detergente-dispersante

En los aceites usados en motores de combustión interna, en servicio pesado y con temperaturas elevadas, es necesario contar con la habilidad detergente-dispersante impartida por sustancias especiales. El detergente actúa adhiriéndose a partículas de carbón, lodo u otras sustancias, mientras que el dispersante las mantiene en suspensión evitando que se aglutinen y formen cuerpos de mayor tamaño que puedan asentarse. Por esta razón el aditivo detergente-dispersante evita la formación de depósitos, lodos o barnices ya que todos los contaminantes se eliminan al drenar el aceite, manteniendo limpio el interior del motor.

La acción limpiadora del aceite detergente hace que éste tome un color obscuro, sin embargo, este oscurecimiento del aceite no puede servir como determinación de la condición del mismo y sólo puede indicar que el aditivo está realizando su labor satisfactoriamente. Naturalmente que después de un período determinado de uso, el aceite alcanza tal grado de contaminación que será necesario cambiarlo pues algunas partículas de las que lleva en suspensión pueden producir desgaste en las partes lubricadas.

4.- Agentes contra la formación de espuma

En algunos casos se han presentado problemas ocasionados por la formación de espuma, que no es otra cosa sino burbujas de aire que se han mezclado junto con el aceite. Esta condición se debe a varias causas, generalmente mecánicas, como el excesivo batido causado por partes en movimiento. También es frecuente en sistemas de circulación a presión, que una entrada de aire por alguna junta u orificio en el lado de baja presión produzca la formación de espuma. En estos casos lo más indicado es tratar de eliminar el defecto mecánico que la produce, pero si no puede corrigirse

esta emulsión, será necesario que el aceite posea una mayor habilidad para reducir la formación de espuma y esta mejora se logra mediante el uso de un aditivo especial el cual se supone que se concentra sobre una burbuja de aire envolviéndola y debilitándola hasta reventarla, o permitiendo que las pequeñas burbujas formen otras de mayor tamaño que suben rápidamente a la superficie y estallan.

5.- Resistencia a la oxidación

Esta es otra de las características importantes de los aceites de alta calidad usados en sistemas de circulación o hidráulicos, o sea la resistencia que ofrecen al cambio de sus propiedades durante el servicio.

Un aceite de este tipo debe ser capaz de resistir por largos períodos de tiempo la tendencia a la formación de materias que alteran la viscosidad y posteriormente puedan causar depósitos; esto se logra mediante el uso de aditivos cuidadosamente seleccionados y combinados con los aceites base en proporciones perfectamente balanceadas para lograr los mejores resultados. Estos aditivos se conocen como inhibidores contra la oxidación y mediante ellos es posible que el aceite permanezca en servicio durante muchos años si se le mantiene en condiciones de temperatura y de limpieza bastante buenas, como en el caso de los sistemas de circulación de turbinas de vapor e hidráulicas.

Esta cualidad del aceite permite alargar considerablemente los períodos de cambios, evitándose en esta forma los paros, mano de obra, molestias, etc. Por estas razones un aceite de alta calidad resulta mucho más económico a la larga.

La línea de lubricantes Mobil D.T.E. Oils es un ejemplo de este tipo de aceites de gran calidad.

E. Características que imparten las distintas bases o jabones a las grasas

Por lo general, todas las grasas tienen una base de jabón para impartirle cuerpo y ciertas características. Los tipos de jabones metálicos empleados en la elaboración de grasas son los de calcio, sodio, litio, bario y aluminio. Además, existen algunas grasas que no tienen base de jabón sino un compuesto químico que les dé ciertas características especiales.

1.- Grasas a base de jabón de calcio

Las grasas elaboradas con este jabón poseen las características siguientes: son de apariencia brillante o lustrosa, de consistencia suave y mantecosa y resisten el efecto del lavado por el agua. Este tipo de grasas puede trabajar satisfactoriamente hasta temperaturas de 77°C (170°F) y se recomiendan para emplearse en donde las condiciones de agitación y batido no sean excesivas, resultando especialmente adecuadas para la lubricación de cojinetes sencillos, en bombas de agua, en chasis, etc.

2.- Grasas a base de jabón de sodio

Por lo general, estas grasas se reconocen por su textura fibrosa, aunque algunas pueden ser algo mantecosas. Pueden soportar temperaturas más elevadas así como ma-

por abatimiento y agitación sin sufrir separación o deterioración alguna, presentando además, una excepcional resistencia a la oxidación en prolongados servicios continuos. También tienen la cualidad de poderse mezclar con cierta cantidad de agua y de resistir temperaturas hasta de unos 150°C (300°F). Estas características las hacen adecuadas para rodamientos en general, aunque también pueden usarse en cojinetes sencillos en ambientes no muy húmedos.

3.- Grasas a base de litio

Estas grasas tienen ciertas características deseables como es su amplio margen de temperaturas de trabajo permisible, pues no obstante que soporta temperaturas hasta de 150°C (300°F), no es demasiado consistente y así también puede trabajar a temperaturas relativamente bajas; por la misma razón es fácil de bombear hasta unos 2 ó 3°C. Tienen una gran resistencia al agua pero en cambio no protegen eficientemente contra la corrosión ni tienen gran estabilidad química, razón por la cual es necesario en grasas como la Lithium Grease No. 2, eliminar estas deficiencias mediante aditivos especiales, logrando así una grasa de características múltiples excepcionales. Así la Lithium Grease No. 2 tiene consistencia mantecillosa, es resistente al lavado del agua, de gran estabilidad aún en condiciones de altas temperaturas y batido severo, protege las superficies contra la corrosión y posee gran resistencia de película. Sus usos son múltiples, como rodamientos y cojinetes sencillos, chasis, bombas de agua, juntas universales, etc.

4.- Grasas a base de aluminio

Estas grasas se elaboran casi especialmente para chasis debido a su alta resistencia al lavado de agua y formación de herrumbre; no resisten gran cosa la temperatura, como máximo 70°C (160°F), son de estructura suave y fibrosa.

Existen además grasas elaboradas a base de otros metales, pero que son de uso poco frecuente y por eso no se detallan aquí.

5.- Grasas sin base de jabón

Este tipo de grasas que no poseen bases de jabón se elaboran para ciertas aplicaciones especiales; como ejemplo podemos citar nuestra Hightemp Grease No. 2 la cual se recomienda especialmente para altas temperaturas en donde otras grasas tienen una duración muy reducida o que no pueden usarse en lo absoluto. La Hightemp Grease puede aplicarse desde los 120 a los 260°C (250 a 500°F). Una característica muy especial de esta grasa, es que prácticamente no tiene punto de fusión y por lo tanto no se escurre. Ha dado buenos resultados en la lubricación de cojinetes y rodamientos bajo condiciones de extrema humedad, presión o temperatura. Es esta grasa de color café y estructura suave, de elevada estabilidad química y gran adhesividad.

F Conclusiones de cómo y por qué difieren los lubricantes

Hemos discuido algunas de las características más importantes de los aceites y grasas; sin embargo, existen todavía muchas otras que no mencionamos, pero nuestro propósito ha sido únicamente mostrar que los lubricantes son muy diferentes entre sí y que se debe considerar una gran variedad de factores para lograr la mejor selección

de un aceite o grasa. En algunos casos se han citado lubricantes que poseen las características mencionadas y se han expresado sus nombres. La recomendación de un producto para un trabajo específico, mediante su nombre completo y no por sus especificaciones, representa la garantía de un servicio eficiente, continuo y uniforme, pues como se ha visto, varios lubricantes pueden tener características similares, pero solamente uno podrá proporcionar una LUBRICACION ADECUADA.

LA ACCION DEL LUBRICANTE PUEDE SER AFECTADA POR:

- A Contaminación
- B Método de aplicación
- C Lugar de aplicación

III.- COMO SE VE AFECTADA LA ACCION O COMPORTAMIENTO DEL LUBRICANTE POR LAS CONDICIONES DE SERVICIO DE CADA INDUSTRIA

Ya hemos discutido cómo y por qué difieren los lubricantes y en qué forma se seleccionan de acuerdo con las diversas condiciones de carga, velocidad y temperatura. Ahora consideremos como las condiciones de la planta afectan la acción o el desempeño de los lubricantes, suponiendo que éstos han sido seleccionados correctamente para cada aplicación.

Las condiciones más comunes que debemos considerar son:

- A La contaminación de los lubricantes
- B Método de aplicación
- C Lugar de aplicación

Estudiemos cada uno de estos puntos por separado para poder establecer cuales son las mejores condiciones que permitan obtener el desempeño que se espera de los lubricantes de alta calidad.

A Contaminación

Si se pudiera conservar en excelentes condiciones de limpieza el lubricante, éste podría permanecer trabajando en los sistemas de lubricación por circulación, por mucho tiempo; sin embargo, debido a la contaminación, es necesario desechar la carga de aceite por ser el medio más sencillo y económico de eliminar los contaminantes para que no ocasionen daños. Los contaminantes por lo general, se encuentran en el medio ambiente o son introducidos a los sistemas de varias formas, siendo sus efectos en todos los casos, sumamente dañinos.

Veamos en seguida cuáles son los contaminantes más comunes, su origen y la forma en que afectan.

PRINCIPALES CONTAMINANTES QUE AFECTAN AL DESEMPEÑO DE LOS LUBRICANTES

- 1 Polvo y suciedad
- 2 Agua
- 3 Flúidos para el corte de metales
- 4 Solventes

1.- Polvo

- a) Puede tener su origen en la bodega de lubricantes cuando las condiciones de limpieza no son muy aceptables, y se dejan los envases destapados.
- b) Cuando los recipientes utilizados para vaciar el lubricante no tienen tapas y se dejan en lugares poco limpios.
- c) Cuando hay capas de polvo o de suciedades sobre las partes de la máquina.
- d) En los sistemas y dispositivos de lubricación cuando no se limpian frecuentemente.
- e) En las operaciones de maquinado; por ejemplo, arena procedente de los moldes de fundición.
- f) En el aire.

Estos contaminantes ocasionan serios daños en la maquinaria, tales como desgaste abrasivo, formación de depósitos que puedan intervenir con la distribución correcta o que puedan acortar la vida del aceite (ya que en algunos casos el polvo metálico acelera la oxidación).

2.- Agua

- a) El agua proviene principalmente de la condensación y se forma cuando las máquinas se enfrían al terminar su trabajo, o puede provenir de fugas de los serpentines de enfriamiento o de las chaquetas de agua; algunas veces desde luego penetra a los tanques de aceite almacenados a la intemperie y en forma incorrecta.
- b) Su efecto sobre el desempeño de los lubricantes resulta igualmente perjudicial ya que se forman emulsiones que junto con las suciedades forman depósitos leñosos que interfieren con la distribución correcta y, principalmente con la lubricación. Además ocasiona herrumbre y corrosión.

3.- Flúidos para corte

Es este otro de los contaminantes más comunes, del cual existen dos tipos: solubles y no solubles.

a) Estos líquidos generalmente contaminan al lubricante por escapes o salpiques durante la operación de las máquinas, o por haber quedado residuos de ellos en los recipientes en que se vacían los lubricantes o por haberse seleccionado equivocadamente al sacarlos de la bodega.

b) En todos los casos estas contaminaciones alteran en mayor o menor grado las características del lubricante, especialmente su viscosidad y estabilidad, lo cual significa la aparición de problemas de calentamientos, desgaste, corrosión, herrumbre, etc.

4.- Los solventes representan otro tipo de contaminante bastante común

Durante la limpieza de las partes y de las máquinas mismas, resulta frecuente que queden ciertos residuos de solventes que adelgazan sumamente las películas de aceite a tal grado que puede ocurrir desgaste. Por otra parte, también suele ocurrir contaminación o dilución; cuando se usan los mismos recipientes para vaciar el lubricante, que los que se emplean para manejar solventes, combustibles, etc.

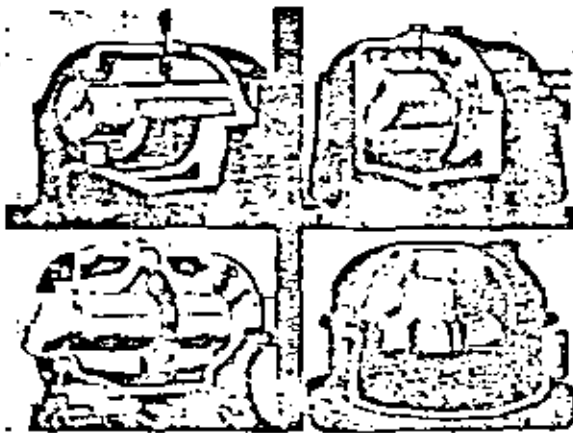
FORMA DE APLICACION DE LOS LUBRICANTES QUE AFECTA SU FUNCIONAMIENTO

- 1 Por circulación
- 2 A mano
- 3 Por dispositivos

B Métodos de aplicación

Existen en la práctica varios métodos de aplicación de los lubricantes, los cuales dependen del diseño de la máquina o parte por lubricar, de las cargas que transmiten, de su operación, de su eficiencia, etc., así tenemos por ejemplo, sistemas de lubricación por circulación; a baño o salpique, a mano y mediante dispositivos especiales.

RECOMENDACIONES



COJINETES

de maquinaria en general con

LUBRICACION FLUIDA

y TEMPERATURAS ENTRE 6 y 55°C.
(21 y 131°F)

Sistemas de lubricación

- Circulación • Anillo • Collar • Baño
• Salpicado •

CARGA	VELOCIDAD R. P. M.	LUBRICANTE RECOMENDADO			
		ISO a 40°C	SSU a 100°F	SAE	
• NORMAL	Abajo de 50	220	1000	50/90	DTE 88/630
	50 a 500	150	750	40	DTE Ext. Hvy./629
	500 a 2000	68	350	20	DTE Hvy. Med. /26
	2000 a 3600	32	150/225	10	DTE Light/24
	Arriba de 3600	10/22	60		Vel. D/E
• ALTA	Abajo de 50	330	1500/1800	(60)	DTE AA/632
	50 a 500	220	1000	50/90	DTE 88/630
	500 a 1000	150	750	40	DTE Ext. Hvy./629

- Los aceites para estas aplicaciones en Sistemas a circulación ó Baño deben ser del tipo doble inhibidos con antioxidantes y antiherrumbrantes ó aceites tipo E.P. con estas mismas características de gran estabilidad química.
- Para temperaturas de operación de 55 a 90°C debe incrementarse la viscosidad en grado, igualmente que cuando la carga es alta.

* Los límites de temperatura se refieren a la temp. ambiente mínima durante el arranque y a la temp. máxima de operación.

** Abajo de (250 lbs. por plg²) de área proyectada.

• De (250 a 1000 lbs. por plg²) de área proyectada.

NOTA: Con temperaturas fuera del límite comprendido entre 6 y 55°C, deberá seleccionarse una viscosidad menor o mayor, que compense el efecto de la temperatura. Condiciones de presiones extremas requieren una consideración especial para cada caso en particular.

3.- Aplicación mediante dispositivos

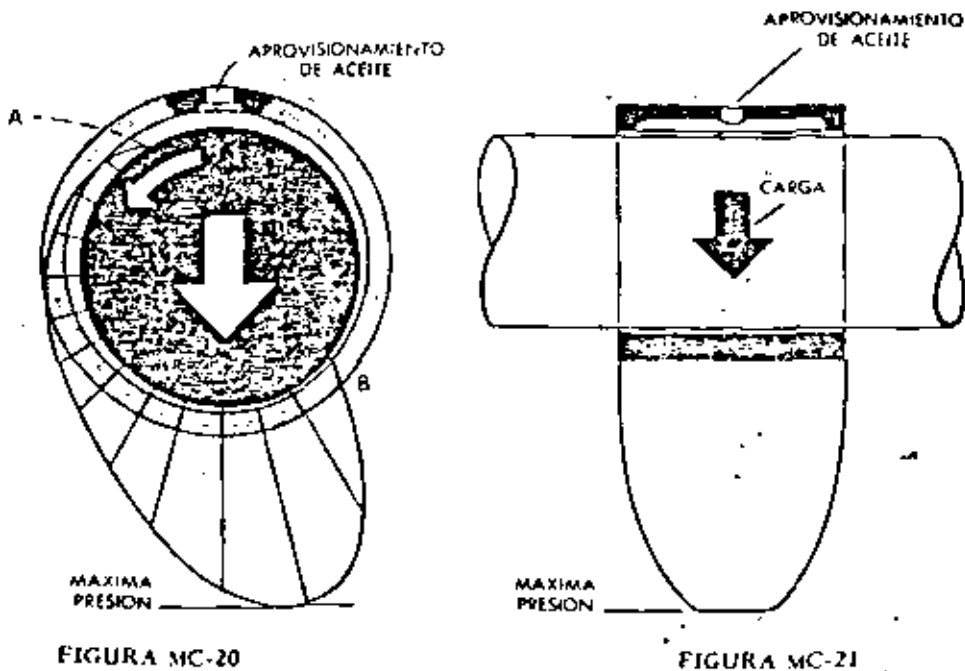
Otro tipo de lubricación a película delgada, es cuando se usan dispositivos para la aplicación tales como botella aceitera, copas con mecha o copas graseras de resorte, copas goteras, lubricadores automáticos, etc., representando en general una mejoría en comparación con la aplicación a mano, ya que estos dispositivos alimentan constantemente pequeñas cantidades de lubricante, el cual después de actuar se escurre y se tira. Sin embargo, si no se usa el dispositivo adecuado en cada caso, no obstante que el lubricante sea el indicado, puede resultar una lubricación deficiente.

Por ejemplo: si un cojinete requiere para su lubricación un aceite muy pesado o viscoso y si se trata de alimentarlo mediante una copa gotera inadecuada, el flujo de aceite será tan escaso que naturalmente sobrevendrá la falla en el cojinete.

Estos dispositivos deben recibir un mantenimiento adecuado (revisión, limpieza, reparación), para que junto con un buen lubricante, puedan proporcionar una lubricación eficiente.

C. Lugar de aplicación

El lugar o punto de aplicación también tiene relación con el buen desempeño del lubricante. Veamos la Fig. MC 20 para ilustrar gráficamente la importancia del punto de aplicación. En esta figura aparece un cojinete con lubricación abundante en donde se puede formar una cuña de aceite y vemos como el lugar de aplicación se encuentra en el punto opuesto a donde ocurre la máxima presión. Como se puede observar, la presión radial comienza a elevarse en el punto A llegando a un máximo poco después y luego cae nuevamente a 0 (naturalmente que en la figura se ha exagerado el clato o huelgo, para lograr claridad en lo expuesto).



En la Fig. MC 21 se muestra la distribución de la carga soportada por la película lubricante en un plano longitudinal. La máxima presión se encuentra en el tercio medio aproximadamente y en seguida cae hacia los lados en donde escurre el aceite.

En algunos casos se proveen unas ranuras o canales axiales (Fig. MC 21 y 22), para mejorar la distribución del aceite, pero se tallan sin llegar a los extremos para evitar la fuga de lubricante antes de llegar a la zona de máxima presión y la pérdida de capacidad para soportar carga. Sirven además estas canales como depósitos o reservas de aceite, cuando la alimentación es intermitente.

En los cojinetes divididos o de dos partes, frecuentemente se encuentran unos chafanes que tienen el mismo objeto.

Aunque una canaleta bien diseñada puede ayudar considerablemente a la distribución del aceite, si se hace una canaleta en el área de presión (Fig. MC 23), ésta tendrá un efecto perjudicial ya que evitará la formación de la cuña de aceite, facilitará la rápida salida de éste del área de presión y reducirá la capacidad máxima de carga del cojinete. Igualmente, si las canaletas no están bien diseñadas, no solamente no ayudan a mejorar la distribución del lubricante, sino además pueden ejercer un efecto perjudicial.

En los cojinetes con lubricación a película delgada, al igual que en los de aplicación abundante, el aceite debe suministrarse en el área de menor presión (la cual no siempre se encuentra en el lado superior del cojinete y en algunos casos además, cambia de posición).

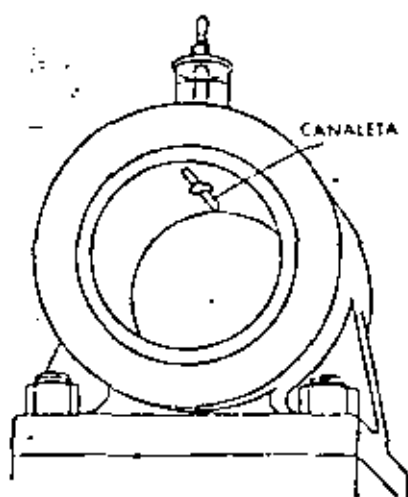


FIGURA MC-22

EL LUBRICANTE ES EXPULSADO DEL
ÁREA DE MÁXIMA PRESIÓN A TRAVÉS
DE LAS CANALETAS

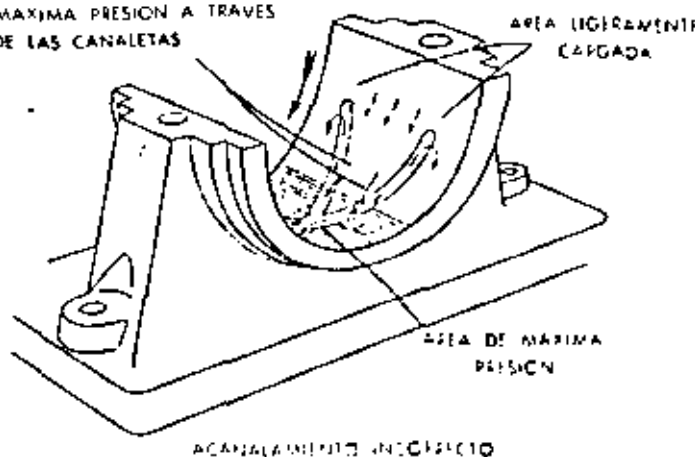


FIGURA MC-23

IV RESUMEN

Hemos discutido:

- A Por qué son necesarios los lubricantes, qué es lo que lubricamos y por qué; así como la forma para reducir el desgaste y la fricción.
- B La diferencia que existe entre los diversos lubricantes, sus características y los factores que afectan su selección.
- C Finalmente, hemos visto las causas que afectan el buen comportamiento de un lubricante.

Todos estos conocimientos tienen como propósito lograr una LUBRICACION CORRECTA EN LA PLANTA.



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

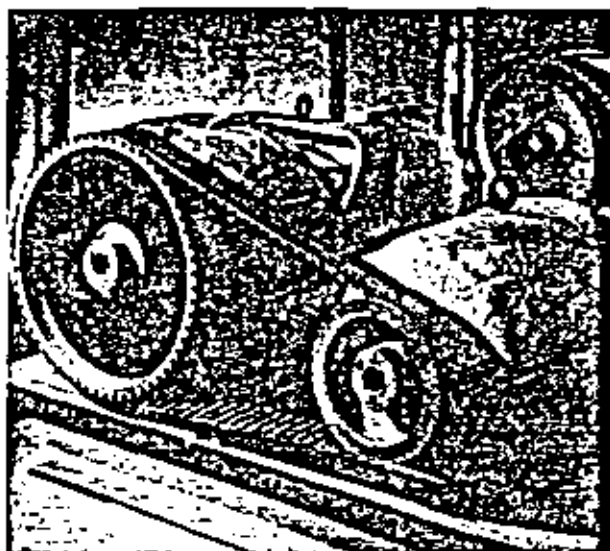
**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

**SELECCION DE TRANSMISIONES POR
BANDA DENTADA**

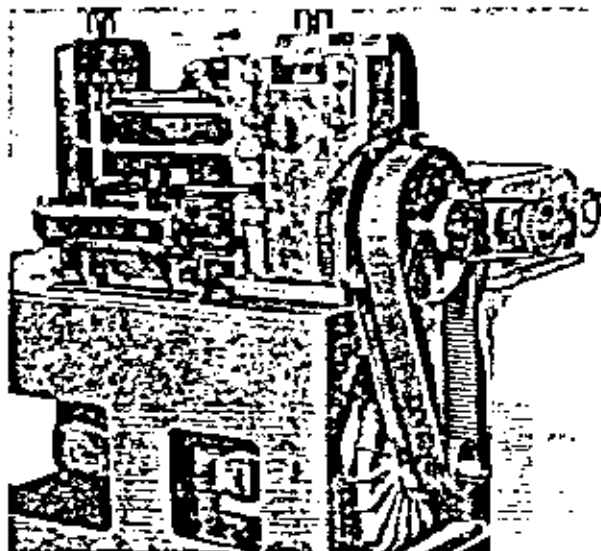
ABRIL 1983

PowerGrip® Timing Belt applications

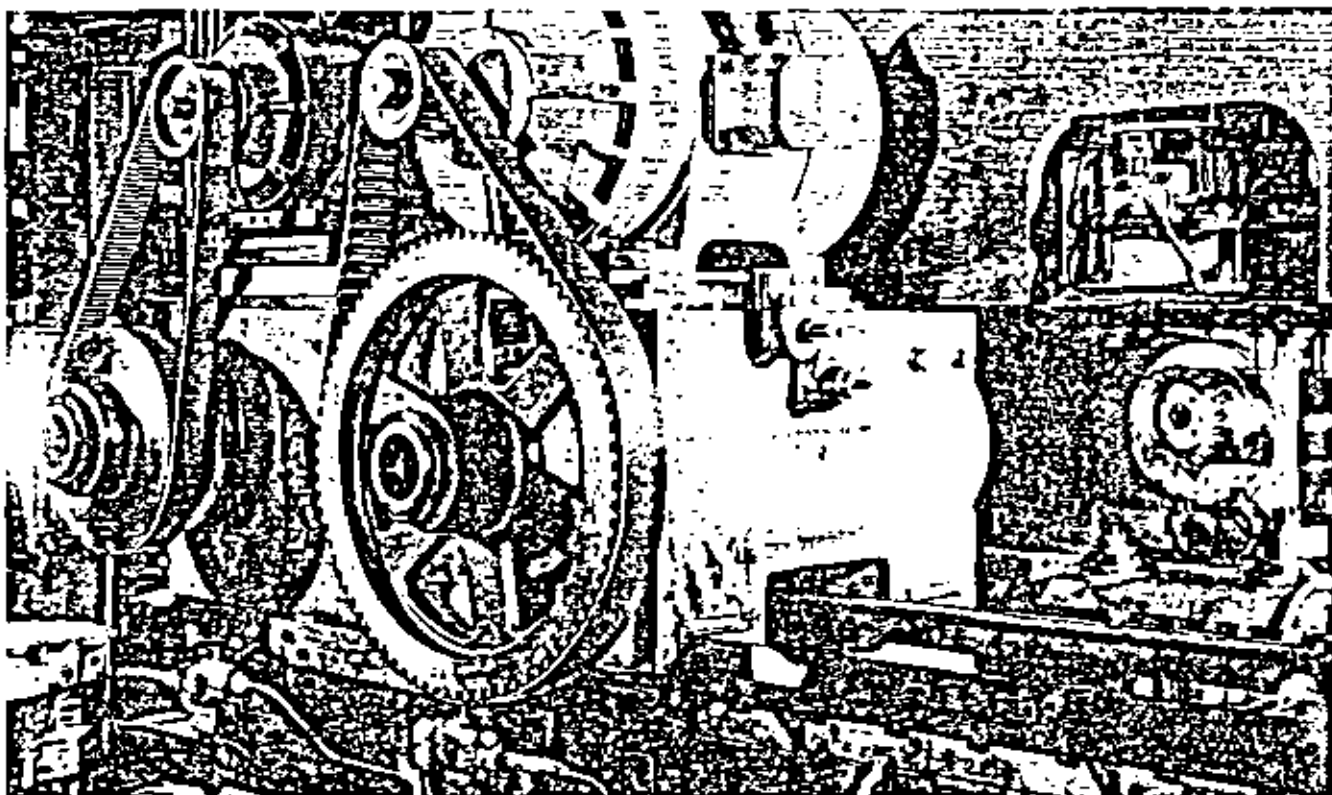
for power transmission



on textile mill machinery: efficient power transmission is important but freedom from lubrication and maintenance downtime are big "plus" factors in PowerGrip Timing Belt Drives



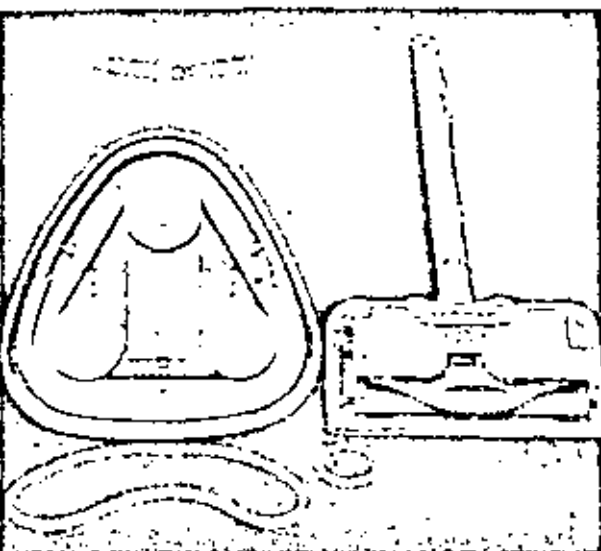
on lifting equipment: three PowerGrip Timing Belt Drives, all stock sizes, selected to minimize maintenance; main drive —from variable-speed, 20-hp motor— $\frac{1}{2}$ -inch pitch (GD)



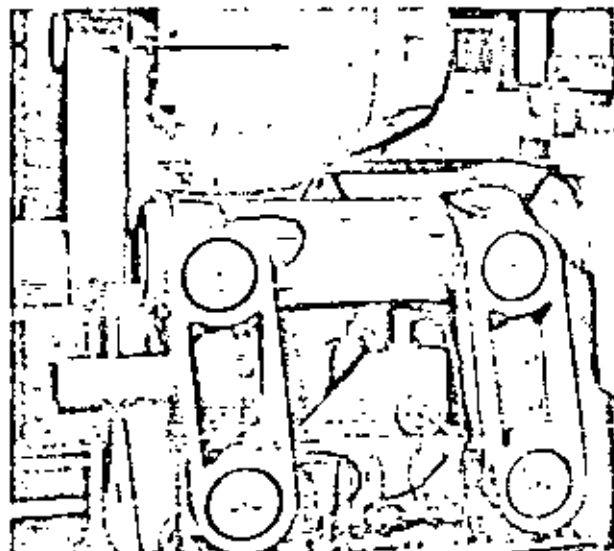
on milling machines: two of 27 PowerGrip Timing Belt Drives on milling machine for automated machining of automotive castings: selected for high efficiency, limited adjustment area,

and freedom from need of high tension and lubrication: belt at left, $\frac{1}{2}$ -inch pitch (E), 3 inches wide; belt at right, $1\frac{1}{4}$ -inch pitch (CKE), 4 inches wide

for power transmission *continued*

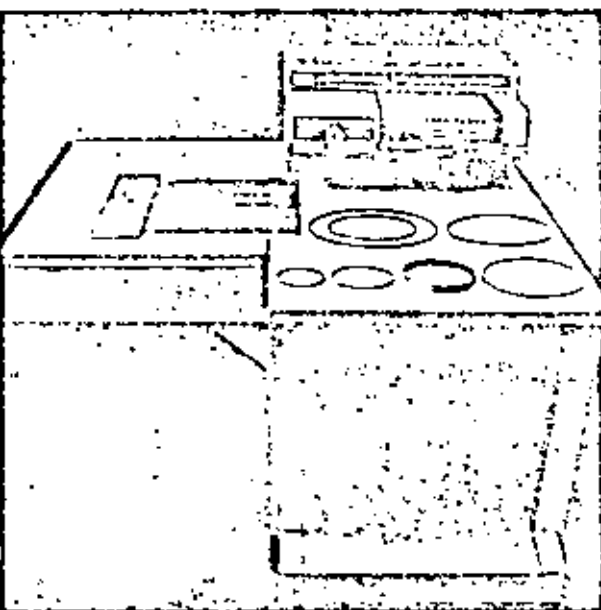


on home appliances: many new appliances use Timing Belts, on the left is a floor polisher and buffer. On the right is a "power-nozzle" attachment for a vacuum cleaner

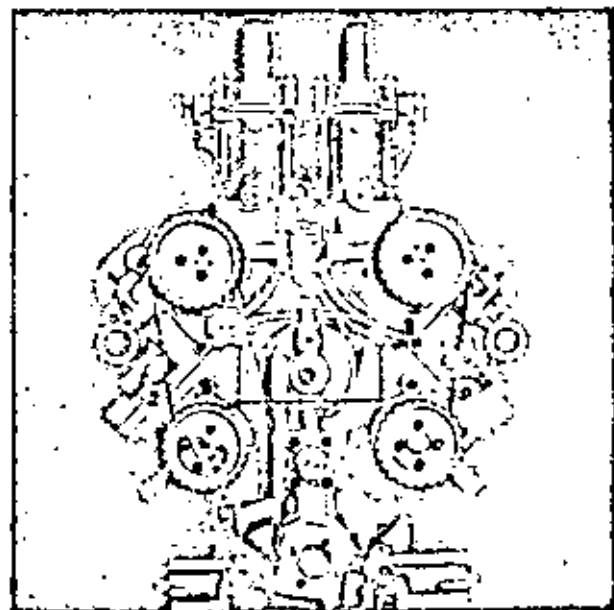


on laundry equipment: unusual application on an automated snag grinder with extra wide pulley to oscillate through belt as grinding wheel faces casting; belt 1/2-inch pitch (8)

for synchronization



on business machines: PowerGrip Timing Belts in a wide range of sizes are used for synchronization because of quiet operation and freedom from maintenance



on automotive engines: using PowerGrip Timing Belt Drive to replace timing chain on camshaft drive. Maintains timing longer, eliminates need for lubrication and makes oversized camshaft economical

STDCK
DRIVES

1/5
TABLES

3/8
TABLES

1/2
TABLES

7/8
TABLES

1 1/4
TABLES

BUSHINGS

1/5
PULLEYS

3/8
PULLEYS

1/2
PULLEYS

7/8
PULLEYS

1 1/4
PULLEYS

CUSTOM
DRIVES

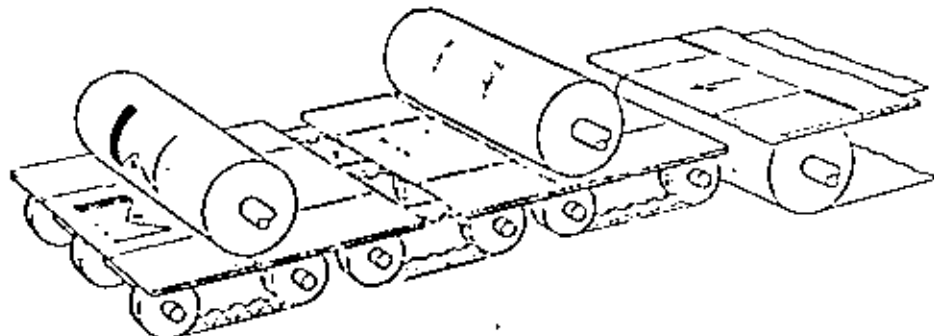
N/P
RATINGS

PULLEY
DATA

MTO
BELTS

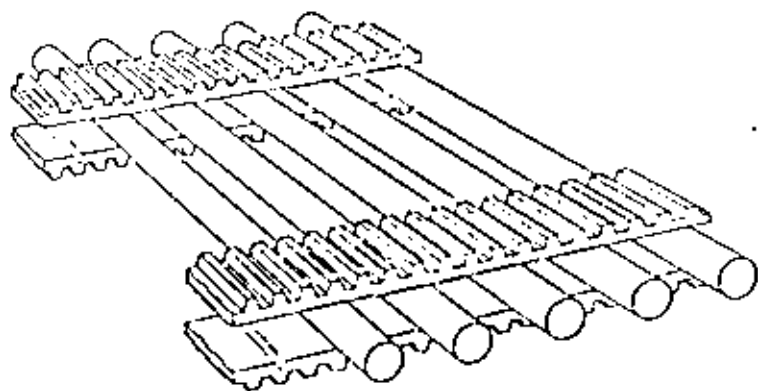
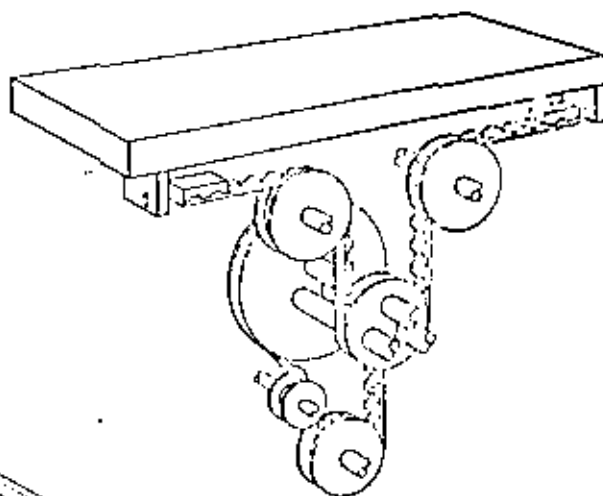
REF.
DATA

for special functions



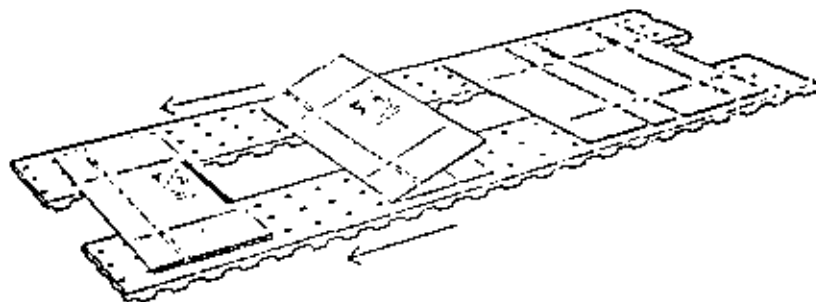
Minimizing vibration and tool chatter — a complete Timing Belt and a Timing Belt segment reduce vibration and chatter in this oscillating drive for a surface grinder.

Printing boxes — non-marking, low durometer rubber Timing Belts both position and convey folded cartons through a printing operation.

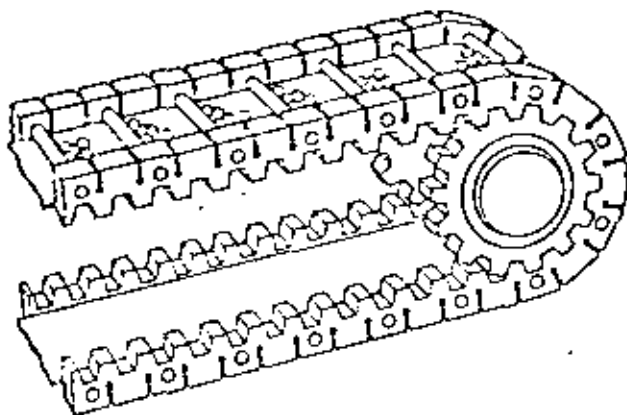


Tubing cut-off system — two Timing Belts form a "moving vise" for handling copper tubing. The top belt has a standard flat surface and locks the tubing in the special grooves formed in the lower belt.

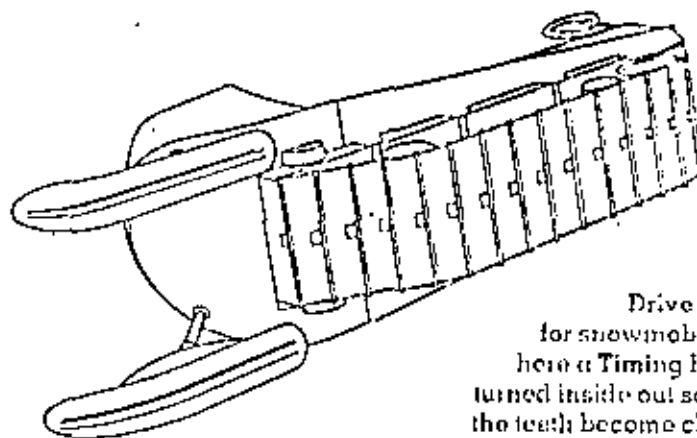
Fabricating cartons — the holes in these Timing Belts allow a vacuum to be drawn to hold conugated stock on the belts as it is printed, folded and glued into cartons.



for special functions (continued)

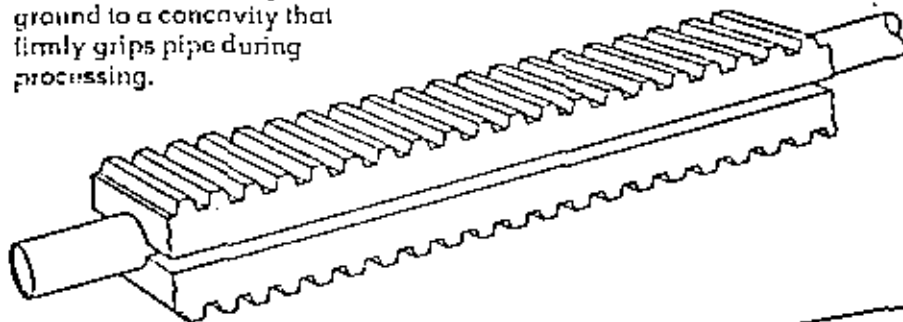


Elevator conveyor for ball bearings — the rods that bridge these two Timing Belts form moving compartments that convey ball bearings up an incline at a precisely controlled feed rate.

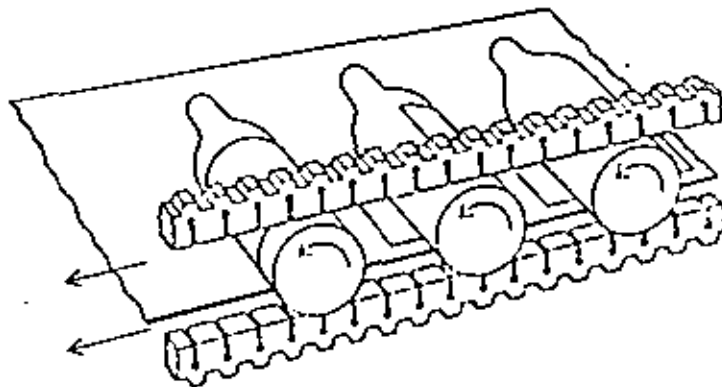


Drive track for snowmobile — here a Timing Belt is turned inside out so that the teeth become cleats. Slots are punched down the center for the drive sprocket.

Manipulating pipe — the tops of these Timing Belts are extra-thick so they can be ground to a concavity that firmly grips pipe during processing.



Labeling bottles — two extra-thick Timing Belts, operating at different speeds, grip the bottles, rotating as well as conveying them. Labels are applied by the rotating action.



STOCK OFFER

1/5 TABLE

3/8 TABLE

1/2 TABLE

7/8 TABLE

1 1/2 TABLE

BUSHING

1/5 PULLEY

3/8 PULLEY

1/2 PULLEY

7/8 PULLEY

1 1/2 PULLEY

CUSTOM DRIVEN

RIP RATINGS

PULLEY DATA

MTC BELTS

REF. DATA

1 the tension member



The continuous, helically wound tension members are the pulling or load-carrying element of the belt. They have high tensile strength, excellent flex life and eliminate elongation of the belt.

See page 94 for allowable working tensions for standard constructions and belt widths.

2 the neoprene backing



The backing and the teeth are made of the same material and are molded integrally. The thin, flexible backing protects the tension members from grime, oil and moisture and also from frictional wear if power is transmitted from the back of the belt. For severe oil conditions belts can be made of special compounds.

3 the neoprene teeth



The molded teeth, which engage the pulley grooves are precisely formed and accurately spaced. They are located so that the tooth root line lies substantially on the pitch line and also so the tooth spacing (circular pitch) of the belt is not altered by flexing. The belt tooth shear strength actually exceeds the strength of the tension members when six or more teeth are in mesh.

4 the nylon facing



The tough, wear-resistant fabric facing which covers the belt's wearing surfaces is made of tough nylon duck with a low coefficient of friction. The facing protects the tooth surfaces as case-hardening protects the wearing surfaces of steel. After long service, the facing becomes highly polished and normally outlasts the other components of the belt.

STOCK DRIVES

1/5 TABLES

3/8 TABLES

1/2 TABLES

7/8 TABLES

1 1/4 TABLES

BUSHINGS

1/5 PULLEYS

3/8 PULLEYS

1/2 PULLEYS

7/8 PULLEYS

1 1/4 PULLEYS

CUSTOM DRIVES

N/P RATINGS

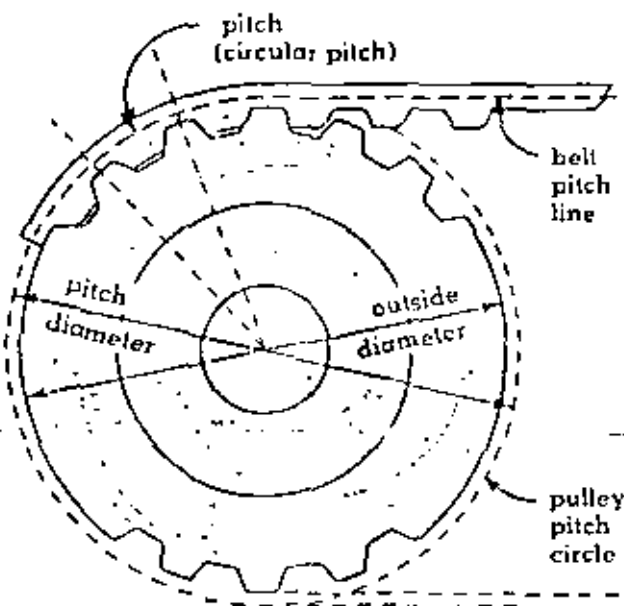
PULLEY DATA

MTD BELTS

REF. DATA

the 5 stock pitches of PowerGrip® Timing Belts

PowerGrip® Timing Belts — in order to handle a wide range of loads, speeds and applications at highest possible efficiencies — are made in five stock pitches. Consequently, with PowerGrip® Timing Belt drives, as with gear or chain drives, circular pitch (usually referred to as pitch) is a fundamental consideration. On the belt, pitch is the distance between tooth centers and is measured on the pitch line of the belt. On the pulley, pitch is the distance between groove centers and is measured on the pulley's pitch circle.



The pitch line of a PowerGrip® Timing Belt is within the cable tension member. The pitch circle of the belt pulley coincides with the pitch line of the belt mating with it. The pulley's pitch diameter is always greater than its face diameter.

Any PowerGrip® Timing Belt must be run with pulleys of the same pitch. A belt of one pitch cannot be used with pulleys of a different pitch.

designation of stock pitches

To facilitate selection, ordering and identification, designations of stock PowerGrip® Timing Belts have been standardized. Each stock pitch is identified by its code letter — such as H or XH. This code letter represents not only a particular pitch but also the belt's construction for that particular pitch: the number and diameter of the cable tension member, the thickness and type of the lacing material, the rubber compounds used.

In each pitch, the belts are available in a range of stock lengths and widths. These belts can be combined with pulleys of various diameters to produce a wide variety of drives depending upon the ratio and load requirements.

the five pitches and their designations

pitch in.	code designation
$\frac{1}{8}$	XL (extra light)
$\frac{3}{8}$	L (light)
$\frac{1}{2}$	H (heavy)
$\frac{7}{8}$	XH (extra heavy)
$1\frac{1}{4}$	XXH (double extra heavy)

These five standard pitches accommodate practically any normal center distance. Provision, however, must be made for belt installation — either by adjustment of center distance or by some other means.

Special pitches are available for drives requiring fixed centers that cannot be accommodated by a stock belt. See Section (d), MTO belts.

continued

drive classification

The belt pitch selection table below shows the pitch or pitches recommended for drive conditions: (1) the design horsepower; (2) the speed (rpm) of the higher-speed shaft (usually the driver shaft). Before using this table, it is necessary to determine the design horsepower by applying a service factor (from table on page 23) to the rated horsepower (such as nameplate rating).

This belt pitch selection guide — as well as the one shown on page 24 — is only a suggested reference. Most applications can be satisfied with several combinations of belt pitch, pulley diameter and drive width. Normally the drive providing the narrowest width is the most efficient and economical (except in the higher speed ranges).

pitch selection

design hp	speed of driver, and (smaller) pulley diam., rpm					
	0-500	1-1750	1-1120	0-750	1-1120	1-1750
1/2	1/8	1/8	1/8, 3/8	1/8, 3/8	3/8	3/8
3/8	1/8	1/8, 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
1/2, 3/4	1/8, 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8, 1/2	3/8, 1/2
1/2	3/8	3/8	3/8	3/8, 1/2	3/8, 1/2	3/8, 1/2
3/4, 1	3/8	3/8, 1/2	3/8, 1/2	3/8, 1/2	3/8, 1/2	1/2
2	3/8	3/8, 1/2	3/8, 1/2	1/2	1/2	1/2
3	3/8, 1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
5	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2, 3/8	1/2, 3/8
7 1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2, 3/8	1/2, 3/8
10	1/2	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8
15	1/2	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8	3/8
20	1/2	1/2, 3/8	1/2, 3/8	1/2, 3/8	3/8	3/8
25	1/2, 3/8	1/2, 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
30	1/2, 3/8	1/2, 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8, 1 1/4
40	1/2, 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4
50	1/2, 3/8	3/8	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4
60	3/8	3/8	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4
75	3/8	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	1 1/4
0 up	3/8	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	3/8, 1 1/4	1 1/4	1 1/4

STOCK DRIVES

1/5 TABLES

3/8 TABLES

1/2 TABLES

7/8 TABLES

1 1/4 TABLES

BUSHINGS

1/5 PULLEYS

3/8 PULLEYS

1/2 PULLEYS

7/8 PULLEYS

1 1/4 PULLEYS

CUSTOM DRIVES

H/P RATINGS

PULLEY DATA

MTD BELTS

REF. DATA

the 5 stock pitches of PowerGrip® Timing Belts

The actual-size sections at right show the five stock pitches in which PowerGrip® Timing Belts are available. Each pitch is identified by its pitch measurement and its code letter. Each group is available in a wide range of stock lengths and several stock widths—to be used with mating pulleys to produce drives for any load within its range and in a variety of ratios.

specification

The specification of a stock PowerGrip® Timing Belt consists of a belt code number which identifies the belt's three principal dimensions:

pitch length (PL) code	pitch and construction	width code
------------------------	------------------------	------------

The table below shows how to specify a belt with a 22.5-inch pitch length (PL); a $\frac{3}{8}$ -inch pitch; a $\frac{3}{8}$ -inch width:

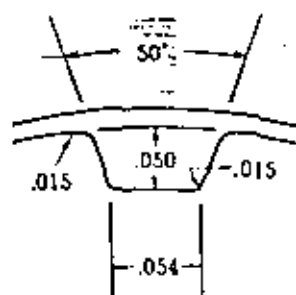
pitch length (PL) code	pitch (and construction) code	width code
the PL multiplied by 10	$\frac{3}{8}$ in. = 1	$\frac{3}{8}$ in. = 075 width divided by 10
225	L	075

the complete specification:
225 L 075

$\frac{1}{8}$ -inch pitch extra-light (XL)

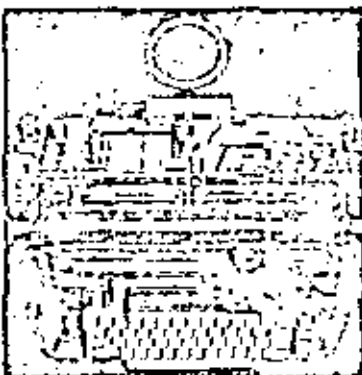


belt tooth dimensions



typical uses: business machines, instrumentation, sound equipment

for stock sizes and load calculation, see $\frac{1}{8}$ " pitch tables, page 30-39.

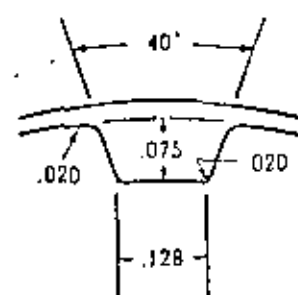


electric typewriters, office machines — typical of applications using $\frac{1}{8}$ -inch pitch (XL) stock drive

$\frac{3}{8}$ -inch pitch light (L)



belt tooth dimensions



typical uses: the applications such as home appliances, small tools, pumps, blowers

for stock sizes and load calculation, see $\frac{3}{8}$ " pitch tables, page 40-51.



drives on appliances — typical equipment using $\frac{3}{8}$ -inch pitch (L) stock drive

STOCK
DRIVES

1/5
TABLES

3/8
TABLES

1/2
TABLES

7/8
TABLES

1 1/4
TABLES

BUSHINGS

1/5
PULLEYS

3/8
PULLEYS

1/2
PULLEYS

7/8
PULLEYS

H/P
RATINGS

PULLEY
DATA

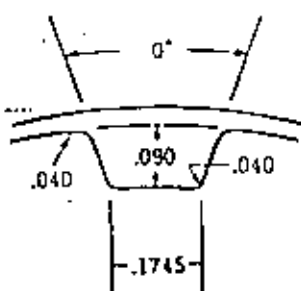
MTO
BELTS

REF.
DATA

**1/2-inch pitch
heavy (XX)**

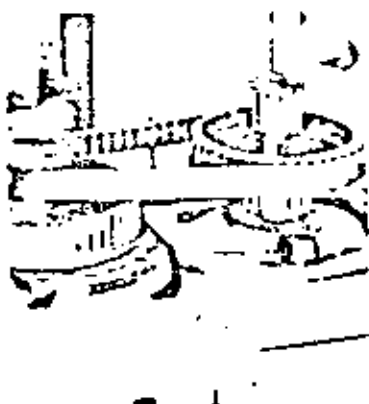


belt tooth dimensions



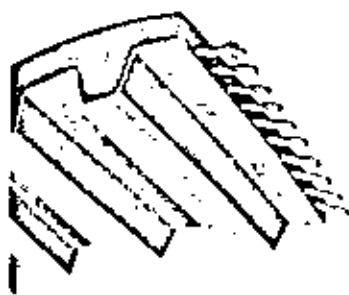
typical uses: machine tools,
pumps, fans, presses, motor-
generator sets

for stock sizes and load cal-
culation, see 1/2" pitch tables,
page 52-61.

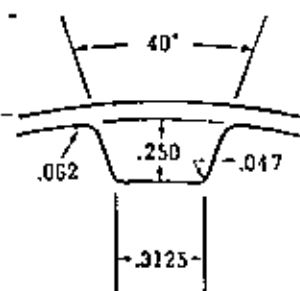


electronic template and cam mill —
illustrating the application of 1/2 inch
pitch H stock drive

**3/8-inch pitch
extra-heavy (XXH)**



belt tooth dimensions



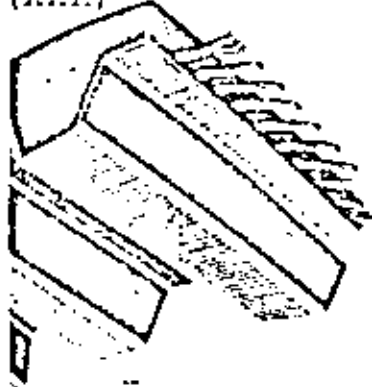
typical uses: medium-torque
applications — such as heavy
industrial equipment

for stock sizes and load cal-
culation, see 3/8" pitch tables,
page 62-67.

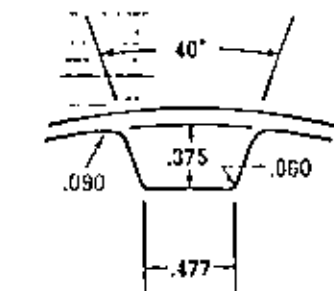


heavy-duty lathe — with 3/8 inch pitch
XXH drive on main spindle

**1 1/4-inch pitch
double extra-heavy
(XXXX)**

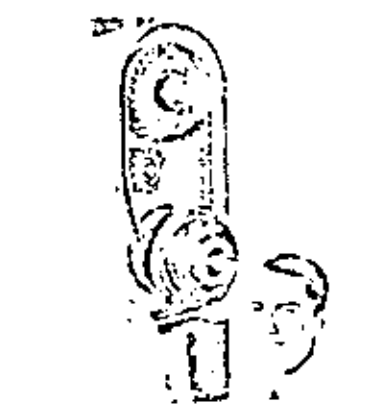


belt tooth dimensions



typical uses: high-torque ap-
plications — such as heavy
industrial equipment

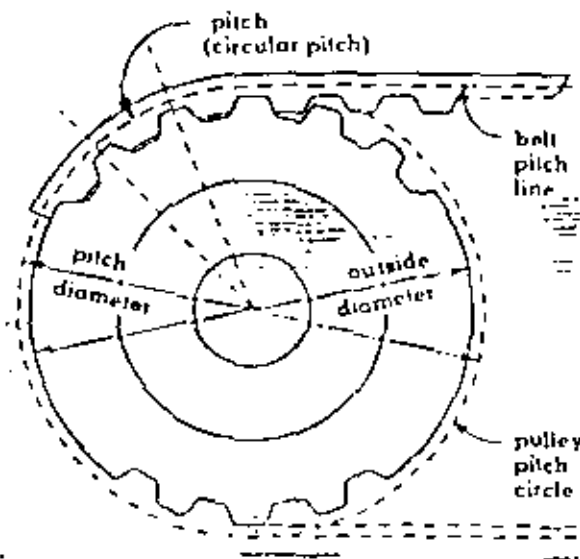
for stock sizes and load cal-
culation, see 1 1/4" pitch tables,
page 68-71.



horizontal boring mill — with double
torque capacity 1 1/4 inch pitch
XXXX drive on main arbor

II pulleys for PowerGrip® Timing Belt drives

PowerGrip® Timing Belt pulleys are as different in their design as the belts themselves. These pulleys have evenly spaced axial grooves cut in their periphery — to make correct, positive engagement with the mating teeth of the belt. They are so designed that the teeth of the belt enter and leave the grooves with negligible friction. All pulleys, stock and made-to-order, have minimum tooth-to-groove clearance (backlash).



The pulleys are made in five stock pitches to conform with the five stock pitches of the belts. They are available in a number of stock widths and stock diameters.

The pulley profile is the result of years of research and continuous development, and is patented* to insure correct usage.

use of flanged pulleys

PowerGrip® Timing Belts have an inherent, gentle side-thrust while in motion. It is necessary, even though the drive is properly aligned, to use at least one flanged pulley — to prevent the belt from riding off. Generally, for economy, the smaller pulley in each drive is the flanged pulley. However, when the center distance is greater than eight times the diameter of the smaller pulley, or when the drive is operating on vertical shafts, both pulleys should be flanged.

It is not always possible to keep the belt centered between flanges. If side-thrust is severe, the installation should be checked for pulley alignment, shaft parallelism, or shaft deflection.

*patent number 2,924,967

pulley types

Various types are used on PowerGrip® Timing Belt drives. The pulley furnished — spoke, web, etc. — is governed by the number of grooves.

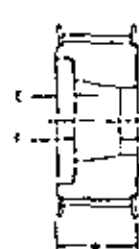
To provide the required bore, all these pulleys — except in the small diameters — are designed for use with detachable bushings. Pulleys of small diameter do not use these bushings; they are built with an integral hub extension on one side.

The pulleys with the integral hub extension are furnished with a minimum plain bore (MPB) suitable for: reboring, keyseating, set screw.

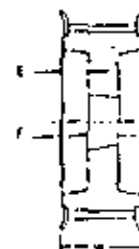
Typical of the wide variety used, are several PowerGrip® Timing Belt pulleys shown below.

for use with bushings

with integral hub



Type 2F



Type 4F



Type 6F

minimum pulley diameters

pitch	speed rpm	recommended minimum Δ		
		pitch diam. in.	range OD, in.	no. of grooves
1/3 (XL)	3500	.764	.993	12 XL
	1750	.700	.929	11 XL
	1160	.637	.866	10 XL
3/8 in. (L)	3500	1.910	2 3/8	16 L
	1750	1.671	1 9/16	14 L
	1160	1.432	1 1/2	12 L
1/2 in. (H)	3500	3.183	3 7/8	20 H
	1750	2.865	3 1/4	18 H
	1160	2.546	2 7/8	16 H
7/8 in. (XH)	1750	7.241	7 5/8	26 XH
	1160	6.685	7 1/4	24 XH
	870	6.127	6 7/8	22 XH
1-1/4 in. (XXH)	1750	10.345	11 1/4	26 XXH
	1160	9.549	10 3/4	24 XXH
	870	8.753	9 1/2	22 XXH

Δ Smaller diameter pulleys can be used only if a corresponding reduction in belt service life is allowable.

Generally, a drive carrying full recommended design loading should not have a pulley diameter less than the drive belt width — even though the pulley diameter falls within acceptable range shown in table above.

STOCK
DRIVES

1/5
TABLES

3/8
TABLES

1/2
TABLES

7/8
TABLES

1 1/4
TABLES

BUSHINGS

1/5
PULLEYS

3/8
PULLEYS

1/2
PULLEYS

7/8
PULLEYS

1 1/4
PULLEYS

CUSTOM
DRIVES

N/P
RATINGS

PULLEY
DATA

MTO
BELTS

REF.
DATA

specification

In addition to the belt specification code number, the complete drive requires the specification for each pulley and the bore size for each pulley.

The pulleys are specified in a manner similar to that used for the mating belts. The initial code number, however, has a different meaning: it specifies the number of axial grooves on the pulley. The pitch and the nominal width are the same as for the mating belt.

Thus, all pulleys for PowerGrip[®] Timing Belt drives — whether stock or made-to-order — are specified by a pulley code number which identifies, in sequence, the pulley's three principal selection factors:

number of grooves | pitch | width

example: To mate with the 630-H-150 belt (the example used in section b), two pulleys are selected: a 40-groove driveR pulley; a 60-groove driveN pulley. The code numbers for these two pulleys are easily derived from the belt code number:

driveR pulley = 40-H-150
driveN pulley = 60-H-150

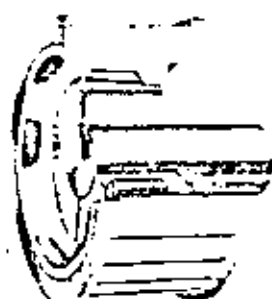
Although the pulley specification is easily derived from the belt specification, it is important that pulley tables be consulted for each symbol — to determine dimensions and available stock bore range.

bushings (hubs)

Both terms — bushing and hub — refer to a split, tapered, removable, shaft-mounting device for pulleys; the term used depends on the manufacturer. For simplicity, only the term "bushing" is used throughout this catalog.

To provide the required bore, PowerGrip[®] Timing Belt pulleys — except in small diameters — are equipped with either of two bushings: the Taper-Lock or the QD type as shown above:

Taper-Lock
bushing



QD-type
bushing



The pitch and diameter of the pulley selected determine whether a detachable split bushing or a fixed-bore construction is used:

pitch	diameter	type
1/5 in. (XL)	any	fixed-bore construction (with two set-screws)
3/8 in. (L) 1/2 in. (H)	very small	fixed bore construction
	small	Taper-Lock bushing
	large	QD type bushing
7/8 in. (XH) 1 1/4 in. (XXH)	small	fixed bore construction
	large	QD-type bushing

Bushings are identified by a code giving, in sequence, the three principal selection factors:

bushing style	bushing size code	bore size, in.
<i>example:</i> QD	SF	15/16

the complete specification: QD-SF-15/16

installation

For full directions for installing pulleys and bushings, see pages 16-19.

a Installation of PowerGrip® Timing Belt Drives

belt handling

A belt should never be forced or pried over a pulley flange upon installation. Reduction of center distance or idler tension will usually permit sliding the belt easily onto pulleys. Otherwise, one or both pulleys should be removed.

To assure smooth operation and to prevent premature failure, belts being stored should be protected against sharp bending or creasing. They should never be subjected to extremely high or low temperatures, high humidity, or high ozone concentrations while being stored.

pulley alignment

Drive misalignment results in unequal tension and extreme belt edge wear. Therefore, pulley alignment should be proved with a straight-edge and shafts checked to assure parallelism. On a long-center drive, due to the belt's tendency to run against one flange of the driver pulley, it is often advisable to slightly offset the driven pulley to compensate.

Also on long-center drives, it is imperative to keep the belt sufficiently taut so that the teeth on the tension and slack sides of the belt are separated and prevented from intermeshing.

At all times it is important that the frame structure which supports the pulleys be rigid. A non-rigid frame will cause center distance variation, belt slackness and shaft misalignment. It also induces jumping of teeth, particularly under starting load.

drive idlers

Idlers can be used for tensioning, power take-off or functional purposes. An idler should be installed on the slack side of the belt. Idler pulleys installed to contact the inside teeth of the belt should always be grooved unless the pulley has 40 teeth or more. Flat idlers should have edge flanges and should never be crowned. Idler diameters should always exceed the diameter of the smallest recommended pulley.

belt tension

Timing Belts should be installed to fit pulleys snugly, neither too tight nor too loose. The belt's positive grip eliminates the need for high initial tension. When a belt is installed with a snug fit (that is, not too taut), longer life, less wear on bearings, and quieter operation will be assured.

Overtensioning the belt can cause premature failure and should be avoided.

When torque is unusually high, a loose belt may "jump teeth" upon startup. In such cases, the tension should be increased gradually until satisfactory operation is obtained. A good rule of thumb for installation is to tension the belt with half the allowable working tension listed on page 94. This results in one-fourth the allowable working tension on each strand.

This amount of tension may be impractical for the XH and XXH belts. Removal of slack is sufficient for these large stock pitches.

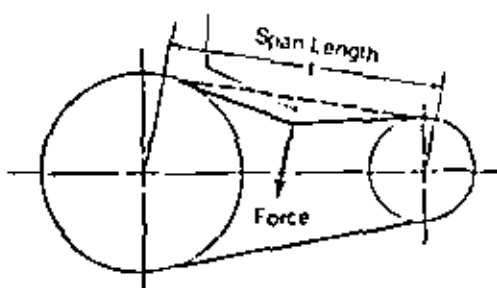
tensioning instructions

Place the belt on its pulleys and adjust takeup so that belt teeth mesh securely with pulley grooves. Measure belt span "I". Then tighten belt so that it deflects 1/64th-inch for each inch of belt span when a force as specified in the table below is applied.

For example: a 1/2-inch (H) pitch belt, 1-1/2 inches wide, with a span of 30 inches should deflect 30/64ths of an inch when a force of 4 pounds is applied.

pitch	width	force	pitch	width	force
.080" (MXL)	1/8"	1 oz	1/2" (H)	2"	3 1/2 lbs
.080" (MXL)	1/4"	2 oz	1/2" (H)	3"	8-1/2 lbs
1/5" (XL)	1/4"	2-1/2 oz	7/8" (XH)	2"	7-1/2 lbs
1/5" (XL)	3/8"	3-1/2 oz	7/8" (XH)	3"	11-1/2 lbs
3/8" (L)	1/2"	7 oz	7/8" (XH)	4"	16-1/2 lbs
3/8" (L)	3/4"	11 oz	1-1/4" (XXH)	2"	9 lbs
3/8" (L)	1"	1 lb	1-1/4" (XXH)	3"	14 lbs
1/2" (XH)	3/4"	2 lbs	1-1/4" (XXH)	4"	23 lbs
1/2" (XH)	1"	2-1/2 lbs	1-1/4" (XXH)	5"	26 lbs
1/2" (XH)	1-1/2"	4 lbs			

Deflection
1/64" per
inch of span



Measure the span length "I" as shown in sketch above.

continued

causes of premature failure

type of failure	cause of failure	corrective action
excessive edge wear	misalignment or non-rigid centers	check alignment and/or reinforce mounting
	bent flange	straighten flange
jacket wear on pressure-face side of belt tooth	excessive overload and/or excessive belt tightness	reduce installation tension and/or increase drive load-carrying capacity
excessive jacket wear between belt teeth (exposed tension members)	excessive installation tension	reduce installation tension
cracks in neoprene backing	exposure to excessive low temp (below -30 F)	eliminate low temperature condition or consult factory for proper belt construction
softening of neoprene backing	exposure to excessive heat (-200 F) and/or oil	eliminate high temperature and oil condition or consult factory for proper belt construction
tears or tooth shear failure	small or sub-minimum diameter pulley	increase pulley diameter or use next smaller pitch
	acid or caustic atmosphere	refer to factory for belt construction
excessive pulley tooth wear (on pressure-face and/or on)	excessive overload and/or excessive belt tightness	reduce installation tension and/or increase drive load-carrying capacity
	insufficient hardness of pulley material	surface-harden pulley or use harder material
unmounting of flange	incorrect flange installation	reinstall flange correctly
	misalignment	correct alignment
excessive drive noise	misalignment	correct alignment
	excessive installation tension	reduce tension
	excessive load	increase drive load-carrying capacity
	sub-minimum pulley diameter	increase pulley diameters
tooth shear	less than 6 teeth in mesh (TCA)	increase TIM or use next smaller pitch
	excessive load	increase drive load-carrying capacity
apparent belt stretch	reduction of center distance or non-rigid mounting	retension drive and/or reinforce mounting

The common causes of premature failure of PowerGrip® Timing Belt drives are shown above. There are other less apparent causes of drive failure: excessive reverse bend, sub-minimum diameter idler, variable center (as caused by fiber-mounted motors and mountings, etc.). However, when a drive is correctly designed — with full consideration to proper application factor for the service conditions — premature failure should not be encountered.

For complete assurance in determining the cause of any drive failure and the correct remedy to be applied, a power transmission specialist should be consulted.

STOCK DRIVES

1/5 TABLES

3/8 TABLES

1/2 TABLES

7/8 TABLES

1/4 TABLES

BUSHINGS

1/5 PULLEYS

3/8 PULLEYS

1/2 PULLEYS

7/9 PUL

...ES

H/P RATINGS

PULLEY DATA

MTO BELTS

REF. DATA

Installation of PowerGrip Timing Belt drives

pulley tolerance specifications*

PowerGrip® Timing Belt pulleys are made with precision to close tolerances. Inaccurate manufacture or reboring may result in unsatisfactory drive performance. Consequently, conformity to the standard tolerances (as shown in table) is highly recommended.

for straight bore pulleys

bore, in.	tolerance, in.	
	plus	minus
to 1	.0010	.0000
1 to 2	.0015	.0000
2 to 3	.0020	.0000
3 up	.0025	.0000

pulley diam in.	OD toler- ance, in.	
	plus	minus
0-1.000 OD	.002	.000
1.001-2.000 OD	.003	.000
2.001-4.000 OD	.004	.000
4.001-7.000 OD	.005	.000
7.001-12.000 OD	.006	.000
12.001-20.000 OD	.007	.000
20.001-up OD	.008	.000

* See individual pitch sections on page 100-102 for face diameter.

surface finish

The pulley face and groove profile must have a surface equal or superior to 80 micro inches.

Balancing is not required on machined steel pulleys. Cast iron and cast steel pulleys are to be statically balanced as follows:

XL, All Sizes	1/8 Oz.
L, All Sizes	1/4 "
H, 84 Grooves and Smaller	1/4 "
85 Grooves and Larger	1/2 "
XH, 40 Grooves and Smaller	1/4 "
41 Grooves and Larger	1/2 "
XXH, 30 Grooves and Smaller	1/4 "
31 Grooves and Larger	1/2 "

On drives running in excess of 6000 FPM, pulleys should be dynamically balanced to 1/4 inch ounce.

pulley O.D.	pitch to pitch	accumulative over 90°
0 - 1.000"	± .001"	± .0025"
1.001 - 2.000"	± .001"	± .0035"
2.001 - 4.000"	± .001"	± .0045"
4.001 - 7.000"	± .001"	± .0050"
7.001 - 12.000"	± .001"	± .0060"
12.001 - 20.000"	± .001"	± .0065"
20.001"-UP	± .001"	± .0075"

Grooves should be parallel to the axis of the bore within .001" per inch of width.

* Patent number: 2,834,867

The maximum permissible draft is .001" per inch of face width, but it must not exceed the O.D. tolerance.

On flanged pulleys, minimum distance between the flanges.

pulleys	min. face width	pulleys	min. face width
XL037	13/32"	XH200	2-15/64"
L050	35/64"	XH300	3-19/64"
L075	51/64"	XH400	4-23/64"
L100	1-3/8"	XXH200	2-13/64"
H100	1-3/8"	XXH300	3-19/64"
H150	1-35/64"	XXH400	4-23/64"
H200	2-5/64"	XXH500	5-27/64"
H300	3-7/64"		

The minimum groove width and minimum groove depth for Belt Pulleys are as follows:

pitch	minimum depth	minimum width (at min. depth)
1/5"	.055"	.050"
3/8"	.084"	.127"
1/2"	.102"	.167"
7/8"	.271"	.299"
1-1/4"	.405"	.457"

allowable amount
from pulley bore to
outside diameter
(OD)

outside diam (OD) in.	total eccentricity (indicator reading) in.
to 8 over 8	.001 .0005 per in. of diam. (may not exceed the tolerance on face diameter)

bore of pulley to be perpendicular to vertical faces of pulley within .001 inch per inch of diameter with a maximum of .020" T.I.R.

All pulleys are to be machined by generating topping cutters which provide minimum backlash. These generating cutters are available in either the hob or shaper cutter types. No other cutters or methods of manufacture are recommended.

bushing installation

Be sure the tapered cone surfaces of the bushing and the inside of the pulley hub are free from foreign matter — paint, lacquer, oil, grease, dirt. Then wipe these surfaces with a clean cloth moistened with a light grade of machine oil (SAE 20) to permit uniform draw and prevent cone surfaces from freezing before tightening.

STOCK
DRIVES

1/5
TABLES

SA.

7/8
TABLES

1 1/4
TABLES

BUSHINGS

1/5
PULLEYS

3/8
PULLEYS

1/2
PULLEYS

7/8
PULLEYS

1 1/4
PULLEYS

CUSTOM
DRIVES

N/P
RATINGS

PULLEY
DATA

MTO
BELTS

REF.
DATA

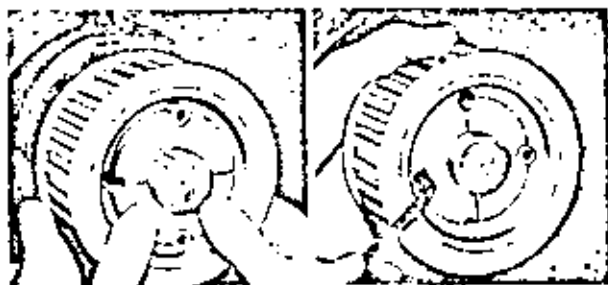
Taper-Lock Bushings

to install

1. Place bushing in pulley.
2. Apply oil to both thread and point of set screws. Place screws loosely in pull-up holes.
3. Make sure bushing is free in pulley. Slip assembly onto shaft and locate.
4. Tighten screws alternately and progressively — until they are pulled up tight. To increase leverage, use wrench or length of pipe (see wrench torque chart at far right).
5. Tap large end of bushing (use hammer and block or sleeve to avoid damage). Tighten screws further — according to specified wrench torque — tight at all times. Fill other holes with grease to exclude dirt.

to remove

1. Remove both set screws.
2. Apply oil to both thread and point of one set screw. Insert this screw in tapped removal hole. (Note one screw is not used.)
3. Tighten inserted screw until bushing is loosened in pulley.



QD-type bushings

to install

1. Place bushing in pulley.
2. Place cap screws and lock washers loosely in pull-up holes. Bushing remains fully expanded to assure sliding fit on shaft.
3. With key on shaft, slide pulley to desired position on shaft. Be sure heads of cap screws are on outside.
4. Align pulley. Tighten screws alternately and progressively — until they are pulled up tight. To increase leverage, use wrench or length of pipe (see wrench torque chart at far right). Do not allow pulley to be drawn in contact with flange of bushing; there should be a gap from 1/8 to 1/4 inch.

to remove

1. Loosen and remove cap screws.
2. Insert two cap screws in tapped removal holes.
3. Tighten inserted screws until pulley is loose on shaft.
4. Remove pulley from shaft.



When a wrench or length of pipe is used to increase leverage in tightening bushing screws, it is imperative to adhere to the wrench torque values given in the chart below.

This adherence is important — because, in mounting the bushing, the tightening force on the screws is multiplied many times by the wedging action of the tapered surface. This action compresses the bushing for a snug fit on the shaft. If the screw-tightening forces are extreme, bursting pressure is created in the hub of the mounted pulley; this pressure may cause the pulley to crack. The bushing screws should always be tightened alternately and progressively.

wrench torque values for tightening bushings

bushing	wrench torque in.-lb	wrench length, in.	wrench pull, lb
TL 10G2	55	2 1/2	23
TL 1210	175	2 1/2	64
TL 1215	175	2 1/2	64
TL 1610	175	2 1/2	64
TL 1615	175	2 1/2	64
TL 2012	283	3 1/2	90

QD-type bushings

	wrench torque in.-lb	wrench length, in.	wrench pull, lb
SDS	108	4	18
SD	108	4	18
SE	180	6	40
SF	360	6	40
E	720	12	40
F	800	12	50
J	1620	12	75
M	2700	15	80

h stock drive selection procedure

introduction

Stock pulleys and belts, for the majority of PowerGrip® Timing Belt drive applications, can be selected using the 5-step procedure and pre-engineered drive tables in this section. By way of illustration, a sample application requiring stock components is developed along with the procedure. If, after initial application of your particular requirements to this method, non-stock components are indicated, or the "Drive Tables" cannot be used for selection, use the alternate 6-step "Custom Drive Procedure" in Sec. c.

NOTE: When assistance is needed in selecting components for drives or for checking stock drive selection, contact your nearest UNIROYAL Power Grip® Timing Belt Representative.

step I. list drive requirements

Review the general information on drive components in Sec. a; then state design problem and list drive requirements using the "Drive Data Sheet" found on page 109.

step II. select belt pitch

Determine Total Application Service Factor using "Factors Table" on page 23; calculate Design HP; select Belt Pitch from "Selection Chart" on page 24.

step III. select stock pulley combination, center distance & belt length

Check "Minimum Pulley Diameters Table" on page 25 for recommended min. dia. for the small pulley; calculate Speed Ratio; then select stock pulley combination, center distance and

corresponding stock belt length from appropriate "Drive Selection Tables" in Sec. b. Use largest possible pulleys for extended belt life.

step IV. select stock belt width

Using applicable "Drive Selection Tables", find HP for a 1" wide belt; calculate Belt Width; check Width Factors for belts other than 1"; then select a stock belt width from sizes listed in "Drive Table" being used.

step V. check and specify stock drive components

Check pulleys selected and bushings specified against drive and dimensional requirements using applicable "Stock Pulley Tables" in Sec. b, and "Stock Bushing Table" on page 72 in Sec. b; then specify stock drive components.

sample drive problem

A milling machine is driven by an a-c squirrel cage induction motor: 5 HP, 1160 rpm, NEMA type B. The DriveR shaft has a 1/2" dia.; the DriveN shaft has a 1-7/16" dia. and operates at 775 (± 5) rpm. DriveN pulley diameter is limited to 10 in. and is the only physical limitation to the drive. The center distance between shafts is 19 (± 1) in. The machine operates 24 hours per day, 5 days per week. There are no other unusual service conditions.

step I. list drive requirements

To facilitate the selection of a PowerGrip® Timing Belt drive using standard stock pulleys and a stock belt or to design a drive suited to requirements, it is important first to establish the basic data listed below which is used throughout the following procedure. To facilitate your assembling this information, we have included BELT DRIVE DATA SHEET, form PT270, on page 109 inside the back cover of this manual.

1. Drive data required

- | | |
|--|---|
| a. Horsepower or torque: amount to be transmitted. If not available, use name plate rating. | a. 5 HP |
| b. Speed of shafts (rpm): also whether DriveR speed is exact or approximate (plus or minus). If variable: max. and min. speed. (On some v/s drives, the max. load condition may exist somewhere between the highest and lowest speed.) | b. (DriveR) 1160 rpm
(DriveN) 775 (±5) rpm |
| c. Shaft diameters and keyseats: | c. (DriveR) 1/2" dia.; (DriveN) 1-7/16" dia. |
| d. Center distance: with allowable variation (plus or minus). | d. 19" (±1") |
| e. DriveR type: gas engine, electric motor (a-c or d-c, NEMA type) etc. | e. a-c squirrel cage induction motor, 5 HP, 1160 rpm, NEMA type B |
| f. DriveN machine type: motor-generator set, milling machine, conveyor, etc. | f. Milling machine |
| g. Load type: smooth and uniform, moderate shock, heavy shock, frequent stop and start, reversals, etc. | g. smooth uniform |
| h. Service conditions: approximate daily operating hours; excessive oil, moisture, dust, ambient temperature range. | h. 24 hrs. daily |
| j. Miscellaneous design requirements: max. or min. pulley sizes, max. allowable width, etc. | j. DriveN pulley limited to 10" max. dia. |

step II. select belt pitch

1. Determine total application service factor

Suggested service factors for a wide variety of applications are determined by using the tables on page 23. Any change in the service factor effects the entire calculation. For the majority of drive applications, these service factors are adequate. It must be recognized, however, that these factors cannot be substituted for engineering judgment. The designer may find it practical to adjust the suggested service factors to conform with his knowledge of the drive conditions and their severity.

b stock drive selection procedure

procedure	example
a. Find class of DriveR using table 1a.	a. DriveR given in Step 1 -- (a-c motor, squirrel cage, NEMA design B, 1200 rpm, 5 HP) is located as a Class II DriveR.
b. Find basic service factor using DriveN machine type and Class of DriveR in table 1b.	b. Basic service factor for DriveN machine (milling machine) in Class II is 1.7.
c. Find additional service factor for speed up drive in table 1c.	c. Not required.
d. Determine additional service factor for unusual conditions from instructions $1d_1 =$	d. Additional service factor for 24 hr/day operation is 0.2.
e. Determine total application service factor (TSF): $TSF = \text{factors } 1b + 1c + 1d$	e. $TSF = 1.7 + 0.2 = 1.9$.
2. Calculate design horsepower (Dhp) $Dhp = \text{Rated HP (Usually nameplate rating)} \times TSF$	2. Rated HP (given) = 5 $Dhp = 5 \times 1.9$ $Dhp = 9.5$

3. Select belt pitch

The "Belt Pitch Selection Guide" on page 24, is included to conveniently determine belt pitch according to the design horsepower and speed of the smaller pulley. This chart is to be used as a theoretical guide in selecting a belt of proper pitch. However, it offers for most combinations of design horsepower and small pulley speed, a choice of at least two pitches. The factors which must be considered to determine the most practical choice are: available space, pulley speed, available stock belt lengths, available stock belt widths, permissible maximum speed, and the over-all economics of the complete drive.

For some applications, because of one or more of these factors, the pitch indicated is not the most practical pitch; in such cases, it is recommended that a PowerGrip® Timing Belt drive specialist be consulted.

Referring to "Belt Pitch Chart" locate Dhp (found in Step 11-2) along bottom axis. Follow vertical line up until it intersects horizontal line representing rpm of smaller pulley (given). Use belt pitch indicated by block.

$Dhp = 9.5$
Speed of smallest pulley given as (DriveR) = 1160 rpm
From chart:
Belt pitch recommended = 1/2-inch pitch (H)

basic service factors

To find a basic service factor: First, determine the class of the driver (prime mover) in table 1a. Then, determine the basic service factor for the application in table 1b — in the same class as the driver.

1a: driver (prime mover)

class of driver	class I	class II	class III
momentary peak load, % of rated load	149%	150 to 249%	250 to 400%
a-c electric motors:	all		
NEMA design A	3600 rpm 1800 rpm 1200 rpm 900 rpm	40 hp up 100 hp up 15 hp up 5 hp up	1½ thru 30 hp 5 thru 75 hp ¾ thru 10 hp ½ thru 3 hp
NEMA design B	3600 rpm 1800 rpm 1200 rpm 900 rpm	5 hp up 5 hp up 5 hp up 2 hp up	1½ thru 3 hp 1 thru 3 hp ¾ thru 3 hp ½ thru 1½ hp
NEMA design C	1800 rpm 1200 rpm 900 rpm	15 hp up 7½ hp up all	5 thru 10 hp 3 and 5 hp
NEMA design D			all
NEMA design E		all	
engines	1800 rpm 1200 rpm 900 rpm	20 hp 15 hp 7½ hp	2 to 15 hp 2 to 10 hp 1 to 5 hp
motors		normal torque	high torque
d-c electric motors	shunt	compound	series
engines — int. combust.	8 cyl up	6 cyl	4 cyl or less
hydraulic motors, line shafts			all

additional service factors

1a: for speed-up drives

speed-up ratio range	add'l factor
1 to 1.24	none
1.25 to 1.74	.10
1.75 to 2.49	.20
2.50 to 3.49	.30
3.50 & over	.40

For speed-up drives, add to the basic service factor the additional factor given at right:

1b: for unusual conditions

For 24-hour continuous operation and/or use of an idler, add 0.2 to basic service factor. For intermittent or seasonal operation, deduct 0.2 from basic service factor.

Additional service factors are required for unusual conditions — such as load reversal, heavy shock, plugged motor stop, electric brake. These should be determined by a transmission specialist.

1b: basic service factors of driven machines

driven machines	class I	class II	class III
agitators, mixers (paddle or propeller)	liquid 1.4 semiliquid 1.5	1.6	1.8
bakery machinery, dough mixers	1.4	1.6	1.8
brick and clay machinery			
augers, mixers, granulators	1.5	1.7	1.9
pug mills	1.8	2.0	2.2
centrifuges	1.7	1.9	...
compressors	reciprocating 2.0 centrifugal 1.6	2.2	2.4
conveyors	belt, light package; oven 1.3 belt; ore, coal, sand 1.6 apron, bucket, elevator, pan 1.7 flight, screw 1.7	1.5	1.7
fans, blowers			
centrifugal, induced draft exhausters	1.6	1.8	2.0
propeller, mine fans, positive blowers	1.8	2.0	2.2
generators and exciters	1.6	1.8	2.0
hammer mills	1.7	1.9	2.1
hoists, elevators	1.5	1.8	2.0
laundry machinery	general 1.5 extractors, washers 1.6	1.6	1.7
line shafts	1.5	1.7	1.9
machine tools			
drill presses, lathes, screw machines	1.4	1.6	1.8
boring mills, grinders	1.5	1.7	1.9
milling machines, shapers	1.5	1.7	1.9
mills			
ball, rod, pebble, etc.		2.2	2.5
paper machinery			
agitators, calendars, dryers	1.4	1.6	1.8
beaters, jordan, Nash pumps, pulpers	1.7	1.9	2.1
printing machinery			
presses: newspaper, rotary, embossing, flat bed, magazine; linotype machines; cutters; folders	1.4	1.6	1.8
pumps	centrifugal, gear, rotary, pipeline 1.5 reciprocating 2.0	1.7	1.9
rubber plant machinery	1.6	1.8	2.0
saw mill machinery	1.6	1.8	2.0
screens	vibrating (shaker) 1.5 drum, conical 1.4	1.7	1.5
textile machinery			
looms, spinning frames, twistors	1.6	1.8	2.0
warpers, reels	1.5	1.7	
woodworking machinery			
lathes, band saws	1.3	1.4	
jointers, circular saws, planers	1.4	1.6	

1/5 TABLES

3/8 TABLES

1/2 TABLES

7/8 TABLES

1/4 TABLES

BUSHINGS

1/5 PULLEYS

3/8 PULLEYS

1/2 PULLEYS

7/8 PULLEYS

1/4 PULLEYS

CUSTOM DRIVES

H/P RATINGS

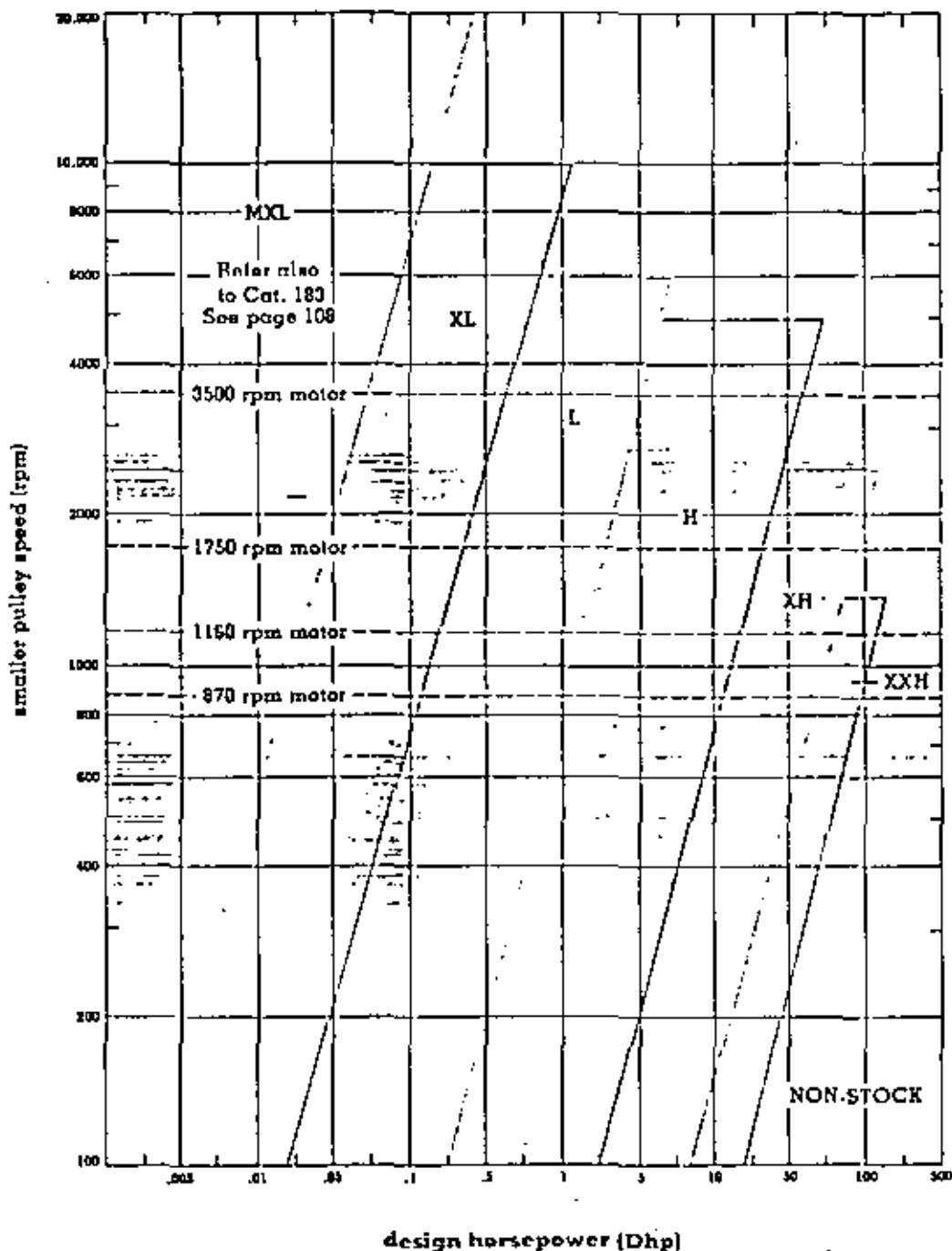
PULLEY DATA

MTD BELTS

REF. DATA

stock drive selection procedure

belt pitch selection guide



NOTE

The shaded areas in the graph above represent the six stock pitches and indicate for a given speed and load combination the best possible belt pitch to use. Where drive conditions result in a location on the graph close to a separating line, consider both pitches in determining drive selection.

step III. select stock pulley combination, center distance and belt length

"Drive Selection Tables" for each of the standard stock pitches are included in this section. In most cases a stock drive with a ratio close to that required can be selected by using the appropriate Drive Selection Table for the belt pitch determined in Step II. If a stock ratio is not available, the speed of the DriveN shaft must be taken into consideration. If the speed is not critical, use the nearest ratio satisfying all other requirements. If the speed is critical, a drive using one or more made-to-order pulleys and a stock belt can be designed as outlined in Sec. c. For many ratios in the tables there is a choice of pulley combinations; in such cases, select pulleys of larger diameters compatible with good design practice: (minimum recommended diameters, bore size, belt speed and cost).

1. Check drive requirements

Check minimum pulley diameters in table below.

minimum pulley diameters

pitch	speed rpm	recommended minimum Δ		
		pitch diam. in.	flange OD. in.	no. of grooves
1/5 in. (XL)	3500	.764	.993	12 XL
	1750	.700	.929	11 XL
	1160	.637	.866	10 XL
3/8 in. (L)	3500	1.310	2 1/4	16 L
	1750	1.271	1 3/4	14 L
	1160	1.432	1 3/4	12 L
1/2 in. (H)	3500	3.180	3 3/4	20 H
	1750	2.863	3 1/4	18 H
	1160	2.546	2 3/4	16 H
7/8 in. (XH)	1750	7.241	7 3/4	26 XH
	1160	6.685	7 1/2	24 XH
	870	6.127	6 3/4	22 XH
1 1/4 in. (XXH)	1750	10.345	11 1/4	28 XXH
	1160	9.549	10 3/4	24 XXH
	870	8.753	9 1/2	22 XXH

Δ Smaller diameter pulleys can be used only if a corresponding reduction in belt service life is allowable.

2. Determine speed ratio (R)

a. When standard speed motors are used, refer to blue tinted portion of Drive Selection Tables for belt pitch selected; locate required DriveN speed in appropriate DriveR speed column, and find corresponding speed ratio between horizontal lines at extreme left of table.

1. Required:

Speed of DriveR (std. motor) = 1160 rpm
 Speed of DriveN shaft = 773 (± 5) rpm
 DriveN Pulley max. 10" dia.
 Center Distance to be 19 (± 1)"

From table, recommended minimum dia. of small pulley (DriveR) for 1/2" pitch at 1160 rpm has a 2.546" PD (2 3/4" flange OD) and 16H grooves.

a. In 1/2 pitch (H) table on page 54, under 1160 rpm DriveR speed column, find DriveN speed of 773. Corresponding speed ratio at extreme left is 1.50.

b stock drive selection procedure

procedure

- b. When non-standard motors are being used or other factors are involved, calculate speed ratio (R) using appropriate formula below:

$$R = \frac{\text{rpm. faster shaft}}{\text{rpm. slower shaft}}$$

$$R = \frac{\text{pitch diameter of larger pulley}}{\text{pitch diameter of smaller pulley}}$$

$$R = \frac{\text{no. of teeth in large pulley}}{\text{no. of teeth in small pulley}}$$

3. Select stock pulley combination

Continuing from Step 2c, using either DriveN speed or speed ratio nearest to that required, select a stock DriveR and DriveN pulley combination from the 2nd and 4th columns. When checking pulleys selected against max. diam. design requirements, use flange OD dimensions listed in appropriate Stock Pulley Tables in this section.

NOTE: Stock pulley combinations shown in tables are for conventional speed-reduction ratios; same tables can be used for speed-up ratios by making proper correction of DriveN speed and HP capacity for one inch belt width.

4. Select center distance and corresponding stock belt length

Continuing from pulley combination selected (Step III-3), follow across table on same line to pre-calculated center distance figure nearest to that required. From top of column of center distance selected, note stock belt length and its designation.

If the required center distance for the selected pulley combination cannot be met with the pre-calculated center distance shown in the drive table, either try another pulley combination in the same speed ratio or vary the drive ratio slightly or use one made-to-order pulley. (See Sec. c for procedure.)

example

$$b. R = \frac{1160 \text{ rpm}}{775 \text{ rpm}} = 1.50$$

3. In 1/2" pitch tables on page 54, note that there are seven pulley combinations for a 1.50 speed ratio. One combination can be eliminated because the DriveR pulley diameter is under min. size determined in Step III-1; another can be eliminated since DriveN pulley exceeds design requirement of max. 10" dia. Consistent with good design practice, we select the larger sized pulleys 40H and 60H since the pitch dia. (9.549) of the 60H DriveN pulley is below max. 10" requirement.

4. Noting required center distance of 19 (± 1)" from Step III-1, follow across tables from pulley combination 40H and 60H on page 55 and find center distance figure of 18.93 (which is nearest to that required). From top of column in which 18.93 appears, note pitch length (PL) of 63.00 and stock belt length designation of 630H.

Also note the number of teeth in mesh (TIM) if 5 or less (as indicated by circled numerals to right of various center distance figures). This TIM value, if shown, is to be used in Step IV (Selecting Belt Width).

step IV. select stock belt width

The stock belt widths available for immediate delivery are listed for each pitch above corresponding "Drive Selection Tables." Use the following procedure to select a stock width belt suited to drive requirements.

NOTE: When non-standard motors are being used, or a step-up drive is required, determine belt width using Step IV in Sec. c. "Design Procedures".

1. Determine horsepower (HP) for a one inch wide belt

This value, based on the belt's tensile strength, is given in the blue-tinted section of the drive tables according to DriveR speed, on the same line with ratio and pulley combination selected.

1. On page 54 of tables, and same line as 40H-60H pulley combination, and 773 rpm DriveN speed under 1160 rpm DriveR heading, note HP for one inch belt is 8.03.

2. Calculate belt width

To determine belt width based on the belt's tensile strength (W_t) use method 2a or 2b below. When the selected belt's teeth in mesh (TIM) are 5 or less, as observed in Step III-4, follow with Step 2c.

a. When load is given in horsepower and speed

Use formula:

$$W_t = \frac{\text{Design hp}}{\text{hp for one inch belt}}$$

a. Dhp (Step II-2) = 9.5
hp for 1" belt (Step IV-1) = 8.03

$$W_t = \frac{9.5}{8.03} = 1.18 \text{ in.}$$

b. When load is given in torque (T):

Convert torque to Dhp using formula below, then substitute in formula 2a above to obtain W_t .

$$\text{Design hp} = \frac{T \times \text{rpm} \times \text{TSF}}{63025}$$

NOTE (If it is desired to work with torque —see design procedure in Sec. c.)

c. When teeth in mesh (TIM) are 5 or less: (As shown in drive tables)

Determine belt width based on tooth shear strength (W_s). Substitute corresponding F factor of given TIM value from Table at right, and W_t determined in Step 2a, in following formula:

$$W_s = \frac{W_t}{F \text{ factor}}$$

F factor, according to teeth in mesh (TIM):

TIM	F factor
6 or more	1.00
5	.80
4	.60
3	.40
2	.20

b stock drive selection procedure

procedure

example

3. Select stock belt

Compare belt width W_1 or W_2 (whichever value is larger) calculated in Step 2a or 2c, with available stock sizes listed at top of applicable Drive Selection Table. Check Width Factors at bottom of the same pitch table as described below, then select belt size and note complete belt designation.

Belt width (W_1) from step 2a = 1.18 in. Noting available stock belt widths at top of 1/2" Pitch (H) Tables, nearest larger size (1-1/2") H150 belt, is selected. Complete belt designation: 630H150.

Belt width factors for belts other than one inch

The HP capacity of PowerGrip[®] Timing Belts is not a linear function of belt width. Referring to the Belt Width Factors Table below the 1/2 pitch tables, notice for example, a 2" wide belt has a Width Factor of 2.14, more than double the HP capacity of a 1" belt; conversely a 1/2" belt has a Factor of .42, less than half the HP capacity of a 1" belt.

Assuming that the sample drive problem required a 17 Dhp, instead of 9.5 Dhp, the belt width calculation in Step 2a would be $(17 \div 8.03)$ or 2.12", indicating that the next larger, or 3" wide, stock belt should be selected. However, by multiplying the HP for a 1" belt by the width factor of a 2" belt (8.03×2.14) , we obtain a HP capacity of 17.18 for a 2" belt. Since this capacity is sufficient to handle a 17 HP drive we can use and should select a 2" wide stock belt.

The Width Factor Table also indicates HP capacity for non-stock widths. For Original Equipment Manufacturers or other users who require a sufficient number of drives, it might be economical to use made-to-order belts and/or pulleys. (See page 106.) For example, the sample problem required a belt width of 1.18" and the next larger stock size of 1-1/2" was selected. Referring to Width Factor Table, note however, that a 1-1/4" belt with 1.29 width factor might have been used. See Sec. d for additional information when specifying non-stock widths.

step V. check and specify stock drive components

1. Check pulleys selected

Check pulleys selected in Step III-3 against design requirements, noting dimensions and specifications given in appropriate Stock Pulley Tables in this Section.

NOTE: The flange diameter must be used when determining if pulleys selected meet max. diameter requirements.

1. Pulleys selected in Step III-3:

DriveR — 40H (6.366 PD)

DriveN — 60H (9.549 PD)

Belt selected in Step IV-3 — 630H150.

Drive Requirements:

DriveN pulley bore to be 1-7/16"

DriveR pulley bore to be 1-2"

procedure

example

2. Check pulley bushings specified

Check bushings specified in Stock Pulley Tables against design requirements, using dimensions and specifications in Stock Bushing Tables on page 72 of this Section.

NOTE: All bushings are available with bores in 1/16" increments between min. and max. sizes listed.

2. Referring to 1/2" pitch (H) Stock Pulley Tables on pages 76 & 77, we note that the 40H150 DriveR is a type SF flanged pulley with a QD-type, SK style bushing with min. bore of 1/2"; the 60H150 DriveN is a type 9A unflanged pulley with a QD-type, SF style bushing with max. bore of 2-3/4".

3. Specify stock drive components

- 3. 1 — 40H150 Timing Pulley with SK bushing and 1/2" bore.
- 1 — 60H150 Timing Pulley with SF bushing and 1-7/16" bore.
- 1 — 630H150 Timing Belt.

1/5 TABLES

3/8 TABLES

1/2 TABLES

7/8 TABLES

1 1/4 TABLES

BUSHINGS

1/5 PULLEYS

3/8 PULLEYS

1/2 PULLEYS

7/8 PULLEYS

1 1/4 PULLEYS

CUSTOM DRIVES

H/P RATINGS

PULLEY DATA

MTO BELTS

REF. DATA

b | stock drive selection tables

$\frac{1}{2}$ inch pitch (H)

To form complete belt specification code number, indicate pitch length by code number, and pitch and construction by letter H—as shown in bold type at top of center distance columns. Then indicate width by three-digit code number—from table at right.

speed ratio	pulley combination				driven speed and hp capacity				center distance, inches Δ									
	drive H		drive H		3500 rpm driver speed		1750 rpm driver speed		1150 rpm driver speed		according to belt pitch length (PL) inches and corresponding code number (bold type)							
	code no. of grooves	pitch diam. in.	code no. of grooves	pitch diam. in.	driven speed rpm	hp for 1 inch belt width	driven speed rpm	hp for 1 inch belt width	driven speed rpm	hp for 1 inch belt width	PL: 24.00 48 teeth 240 H	PL: 27.00 54 teeth 270 H	PL: 30.00 60 teeth 300 H	PL: 33.00 66 teeth 330 H	PL: 36.00 72 teeth 360 H	PL: 39.00 78 teeth 390 H	PL: 42.00 84 teeth 420 H	
1.22	36 H	5.730	44 H	7.003	2654	18.89	1432	10.71	949	7.26					7.97	9.48	10.98	
	18 H	2.865	22 H	3.501	2654	10.71	1432	5.52	949	3.58	6.99	8.49	10.00	11.50	13.00	14.50	16.00	
1.23	26 H	4.138	32 H	5.093	2844	14.60	1422	7.89	943	5.28		6.23	7.74	9.24	10.74	12.24	13.74	
1.24	21 H	3.342	26 H	4.138	2827	12.31	1413	6.41	937	4.29	5.11	7.61	9.12	10.62	12.12	13.62	15.12	
1.25	48 H	7.639	60 H	9.549	2800		1400	13.84	928	9.55								
	32 H	5.093	40 H	6.366	2800	17.40	1400	9.60	928	6.48			7.47	8.98	10.48	11.98		
	24 H	3.820	30 H	4.775	2800	13.82	1400	7.30	928	4.89	5.23	6.73	8.24	9.74	11.24	12.74	14.24	
	16 H	2.546	20 H	3.183	2800		1400	4.91	928	3.27	7.49	8.99	10.50	12.00	13.50	15.00	16.50	
1.26	19 H	3.024	24 H	3.820	2770	11.24	1385	5.81	918	3.68	6.61	8.12	9.62	11.12	12.62	14.12	15.62	
1.27	22 H	3.501	28 H	4.456	2750	12.84	1375	6.71	911	4.48	5.73	7.23	8.74	10.24	11.74	13.24	14.74	
1.29	28 H	4.456	35 H	5.730	2722	15.74	1361	8.46	902	5.68		5.46	6.97	8.48	9.98	11.48	12.98	
	14 H	2.228	18 H	2.865	2722		1361		902	2.86	7.99	9.50	11.00	12.50	14.00	15.50	17.00	
1.30	20 H	3.183	26 H	4.138	2692	11.77	1346	6.11	892	4.09	6.23	7.74	9.24	10.74	12.24	13.74	15.24	
1.31	16 H	2.546	21 H	3.342	2666		1333	4.91	884	3.27	7.36	8.87	10.37	11.87	13.37	14.87	16.37	
1.33	36 H	5.730	48 H	7.639	2625	19.89	1313	10.71	870	7.26					7.44	8.95	10.46	
	30 H	4.775	40 H	6.366	2625	16.59	1313	9.03	870	6.08			6.20	7.71	9.22	10.72	12.22	
	24 H	3.820	32 H	5.093	2625	13.82	1313	7.30	870	4.89	4.96	6.47	7.98	9.48	10.98	12.48	13.99	
	21 H	3.342	28 H	4.456	2625	12.31	1313	6.41	870	4.78	5.85	7.35	8.86	10.36	11.86	13.36	14.86	
	16 H	2.865	24 H	3.820	2625	10.71	1313	5.52	870	3.68	6.73	8.24	9.74	11.24	12.74	14.24	15.74	
1.36	44 H	7.003	60 H	9.549	2567	21.01	1283	12.84	851	8.60								
	22 H	3.501	30 H	4.775	2567	12.84	1283	6.71	851	4.48	5.46	6.97	8.48	9.98	11.48	12.98	14.49	
	14 H	2.228	19 H	3.024	2579		1289		855	2.86	7.86	9.37	10.87	12.37	13.87	15.37	16.87	
1.37	19 H	3.024	26 H	4.138	2558	11.24	1279	5.81	848	3.88	6.35	7.86	9.36	10.86	12.36	13.86	15.36	
1.38	32 H	5.093	44 H	7.003	2545	17.40	1273	9.60	844	6.48				6.93	8.45	9.95	11.46	
	26 H	4.138	36 H	5.730	2528	14.80	1264	7.89	838	5.28		5.69	7.28	8.71	10.22	11.72	13.23	
	16 H	2.546	22 H	3.501	2545		1273	4.91	844	3.27	7.24	8.74	10.24	11.74	13.24	14.74	16.24	
1.40	20 H	3.183	29 H	4.456	2500	11.77	1250	6.11	829	4.09	5.97	7.47	8.98	10.48	11.98	13.49	14.99	
1.43	28 H	4.456	40 H	6.366	2450	15.74	1225	8.46	812	5.68			6.43	7.94	9.45	10.96	12.46	
	21 H	3.342	30 H	4.775	2450	12.31	1225	6.41	812	4.28	5.58	7.09	8.60	10.10	11.60	13.11	14.61	
	14 H	2.228	20 H	3.183	2450		1225		812	2.86	7.74	9.24	10.74	12.24	13.74	15.24	16.74	
1.44	18 H	2.865	26 H	4.138	2423	10.71	1212	5.52	803	3.68	6.47	7.98	9.48	10.98	12.48	13.99	15.49	
1.45	22 H	3.501	32 H	5.093	2401	12.84	1203	6.71	798	4.48	5.19	6.70	8.21	9.72	11.22	12.73	14.23	
1.47	30 H	4.775	44 H	7.003	2361	16.59	1193	9.03	791	6.08				7.16	8.68	10.19	11.70	
	19 H	3.024	28 H	4.456	2375	11.24	1187	5.81	787	3.88	6.08	7.59	9.10	10.60	12.10	13.61	15.11	
1.50	48 H	7.639	72 H	11.459	2333	21.63	1167	13.84	773	9.55								
	40 H	6.366	60 H	9.549	2333	20.08	1167	11.78	773	8.03							8.35	
	32 H	5.093	48 H	7.639	2333	17.40	1167	9.60	773	6.48					7.90	9.41	10.93	
	24 H	3.820	36 H	5.730	2333	13.82	1167	7.30	773	4.89		5.92	7.44	8.95	10.46	11.96	13.47	
	20 H	3.183	30 H	4.775	2333	11.77	1167	6.11	773	4.08	5.70	7.21	8.71	10.22	11.72	13.23	14.73	
	16 H	2.546	24 H	3.820	2333		1167	4.91	773	3.27	6.97	8.48	9.98	11.48	12.98	14.49	15.99	
	14 H	2.228	21 H	3.342	2333		1167		773	2.86	7.60	9.11	10.61	12.11	13.61	15.11	16.62	
	1.52	21 H	3.342	32 H	5.093	2297	12.31	1148	6.41	761	4.28	5.30	6.82	8.33	9.84	11.34	12.85	14.35
1.54	26 H	4.138	40 H	6.366	2275	14.80	1138	7.89	754	5.28		6.66	8.17	9.69	11.20	12.70		

Note: To obtain hp capacity for widths other than one inch use value in table, multiplied by width factor. EXAMPLE: A one inch wide H belt running on a 30 H driver pulley at 1750 rpm has a capacity of 9.03 hp. To find the hp capacity of a two-inch wide belt (H 200) multiply 9.03 x 2.14 = 19.32 hp/two inch wide.

belt width	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{4}$	2	2 $\frac{1}{4}$	3	3 $\frac{1}{4}$	4	5	6	7	8
width factor	.42	.57	.71	.86	1.00	1.29	1.56	1.84	2.14	2.72	3.36	4.06	4.76	6.15	7.50	8.89	10.32

stock widths for immediate delivery

Five stock widths. Use corresponding three-digit code number in belt specification — according to table at right:

Table with 2 columns: Stock width (3/4 in., 1 in., 1-1/2 in., 2 in., 3 in.) and Code number (075, 100, 150, 200, 300).

For non-stock widths, see Tables 4 and 5, Page 106.

number of teeth in mesh

When the number of teeth in mesh (TIM) is five or less, the exact number is encircled — 5 1/2 — and appears in the table below at the right of the center distance figure. Belt width is calculated using these values as presented in step IV of the Stock Drive Selection Procedure.

center distance, inches Δ

according to belt pitch length (PL), inches and corresponding code number (bold type).

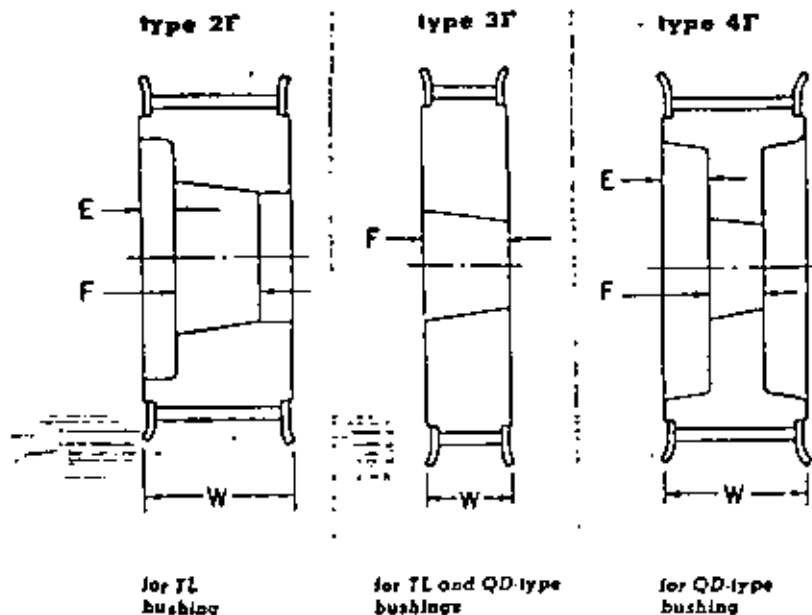
Main data table with columns for PL (45.00 to 170.00), teeth (90 to 340), and speed ratio (1.22 to 1.54).

* Pulley combinations shown are for conventional speed reduction ratios; some tables can be used for speed step-up ratios by making proper correction of drive speed and belt hp capacity for 1 inch belt.
* This pulley and rpm can be used only if a corresponding reduction in belt service life is allowable.
Δ Center distances shown are theoretical; manufacturing tolerances of belt length and pulley diameters can affect the actual operating drive center distances.

b | 1/2-inch pitch (H) stock PowerGrip® Timing Belt pulleys

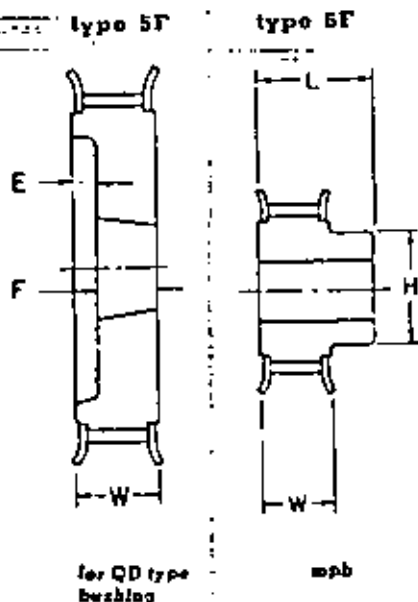
flanged

(F indicates flanged construction)



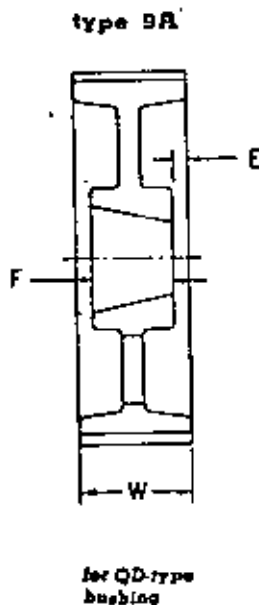
flanged

(F indicates flanged construction)



unflanged

(A indicates arm construction)



The 14 pulleys and all TL pulleys up to and including TL18 are steel. All other pulleys are cast iron.

Note: Specifications, dimensions and tolerances are subject to change without notice.

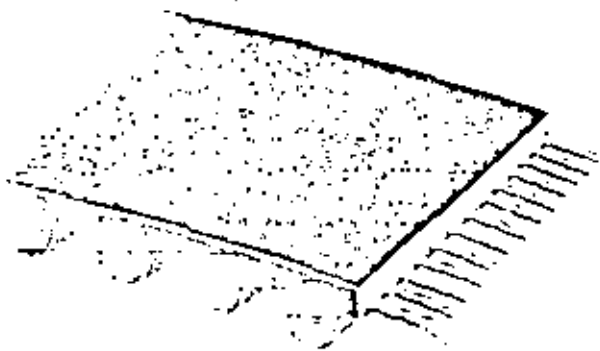
(1/2-inch pulley data continued on following page)

code symbol	number of grooves	type	dimensions, in.					plain bore [⊙]		bored for bushing (see page 72)		weight ^Δ (approx) lb				
			pitch diam	flange ad	E	F	W	L	H	min	max		style	min	max	
for belts 3/4 and 1 inch wide • 1/2-inch pitch (H 100)																
TL 14 H 100	14	6F	2.228	2%	—	—	1%	1%	1 1/2%	1 1/2%	3/4 mpb [⊙]	1	TL1008	1/2	1	1.4
TL 14 H 100	14	3F	2.228	2%	—	—	1%	1%	1 1/2%	1 1/2%	3/4 mpb [⊙]	1	TL1008	1/2	1	.8
TL 16 H 100	16	6F	2.546	2%	—	—	1%	1%	2%	2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1008	1/2	1	2.0
TL 16 H 100	16	3F	2.546	2%	—	—	1%	1%	2%	2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1008	1/2	1	1.3
TL 18 H 100	18	6F	2.865	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1210	1/2	1 1/2	2.8
TL 18 H 100	18	3F	2.865	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1210	1/2	1 1/2	1.2
TL 19 H 100	19	6F	3.024	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	2.9
TL 20 H 100	20	6F	3.183	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	3.4
TL 20 H 100	20	3F	3.183	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1210	1/2	1 1/2	1.7
TL 21 H 100	21	6F	3.342	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	3.8
TL 22 H 100	22	6F	3.501	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	4.3
TL 22 H 100	22	3F	3.501	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1610	1/2	1 1/2	1.8
TL 24 H 100	24	6F	3.620	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	—	—	—	5.3
TL 24 H 100	24	3F	3.620	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	TL2012	1/2	2	1.8
TL 26 H 100	26	6F	4.138	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	—	—	—	6.7
TL 26 H 100	26	3F	4.138	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	TL2012	1/2	2	2.4
TL 28 H 100	28	6F	4.456	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	—	—	—	8.0
TL 28 H 100	28	3F	4.456	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	TL2012	1/2	2	3.0
30 H 100	30	3F	4.775	5	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SD	1/2	1 1/2	4.4
32 H 100	32	3F	5.093	5 1/2	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	4.5
36 H 100	36	3F	5.730	5 1/2	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	6.3
40 H 100	40	3F	6.368	6 1/2	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	8.2
44 H 100	44	3F	7.003	7%	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	10.0
48 H 100	48	3WT	7.639	7%	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	12.5
60 H 100	60	9A	9.549	—	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	11.0
72 H 100	72	9A	11.459	—	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	14.0
84 H 100	84	9A	13.369	—	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	20.0
96 H 100	96	9A	15.279	—	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	27.0
120 H 100	120	9A	19.099	—	—	—	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	38.0
for belts 1-1/2 inches wide • 1/2-inch pitch (H 150)																
TL 14 H 150	14	6F	2.228	2%	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	1 1/2	3/4 mpb [⊙]	1	TL1008	1/2	1	1.8
TL 14 H 150	14	2F	2.228	2%	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	1 1/2	3/4 mpb [⊙]	1	TL1008	1/2	1	1.0
TL 16 H 150	16	6F	2.546	2%	1/2	5/8	1%	1%	2%	2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1008	1/2	1	2.5
TL 16 H 150	16	2F	2.546	2%	1/2	5/8	1%	1%	2%	2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1008	1/2	1	1.5
TL 18 H 150	18	6F	2.865	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1215	1/2	1 1/2	3.3
TL 18 H 150	18	3F	2.865	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1215	1/2	1 1/2	1.7
TL 19 H 150	19	6F	3.024	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	3.9
TL 20 H 150	20	6F	3.183	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	4.3
TL 20 H 150	20	3F	3.183	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1215	1/2	1 1/2	2.3
TL 21 H 150	21	6F	3.342	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	5.3
TL 22 H 150	22	6F	3.501	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	—	—	—	5.4
TL 22 H 150	22	3F	3.501	3%	—	—	1%	1%	2%	2 1/2	3/4 mpb [⊙]	1 1/2	TL1615	1/2	1 1/2	2.7
TL 24 H 150	24	6F	3.620	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	—	—	—	—	6.5
TL 24 H 150	24	3F	3.620	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	—	TL2012	1/2	2	2.4
TL 26 H 150	26	6F	4.138	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	—	—	—	8.4
TL 26 H 150	26	3F	4.138	4%	—	—	1%	1%	2%	3 1/2	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	TL2012	1/2	2	3.4
TL 28 H 150	28	6F	4.456	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	—	—	—	9.3
TL 28 H 150	28	3F	4.456	4%	—	—	1%	1%	2%	3%	3/4 mpb [⊙]	2 1/2	TL2012	1/2	2	4.3
30 H 150	30	5F	4.775	5	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SD	1/2	1 1/2	5.3
32 H 150	32	5F	5.093	5 1/2	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	5.0
36 H 150	36	5F	5.730	5 1/2	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	7.0
40 H 150	40	5F	6.368	6 1/2	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	9.0
44 H 150	44	5F	7.003	7%	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	11.0
48 H 150	48	5F	7.639	7%	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SK	1/2	2 1/2	14.0
60 H 150	60	9A	9.549	—	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	13.0
72 H 150	72	9A	11.459	—	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	17.0
84 H 150	84	9A	13.369	—	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	21.5
96 H 150	96	9A	15.279	—	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	31.0
120 H 150	120	9A	19.099	—	1/2	5/8	1%	1%	1 1/2%	—	—	—	SF	1/2	2 1/2	40.0

⊙ minimum plain bore (mpb) only available from stock
 Δ weights shown for pulley without bushing
 * includes bushing (based on nominal shaft and bore diameter).



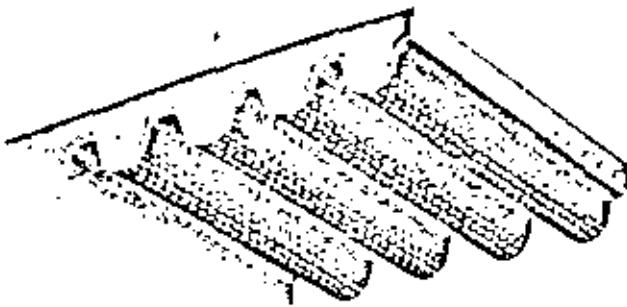
Helically wound cables — the pulling or load-carrying element, the very heart of the belt. The continuous, precisely-wound tensile member is the secret of the belt's enormous strength, its excellent flex life, its high resistance to elongation.



The durable, flexible backing that encases the load-carrying tensile member. Made of strong, wear-resisting neoprene, bonded to the cables — and built thin. It protects the cables from grime, oil moisture — also from frictional wear if power is transmitted from back of belt. It is resistant to the action of machine oils and to most other types of oil.



Molded integrally with the neoprene backing that protects the cables. Made of a shear-resistant, moderately hard neoprene compound. These teeth — to assure correct engagement with the sprocket grooves — are precisely formed and accurately spaced. They are so located that the tooth root line lies substantially on the pitch line; thus the tooth spacing (circular pitch) of the belt is not altered by flexing.



The tough, wear-resistant fabric that covers the belt's wearing surfaces. Made of tough nylon duck with low coefficient of friction, this facing protects the tooth surfaces in much the same way that case-hardening protects the wearing surfaces of steel. This facing, after long service, becomes highly polished; it normally outlasts the other components of the belt.

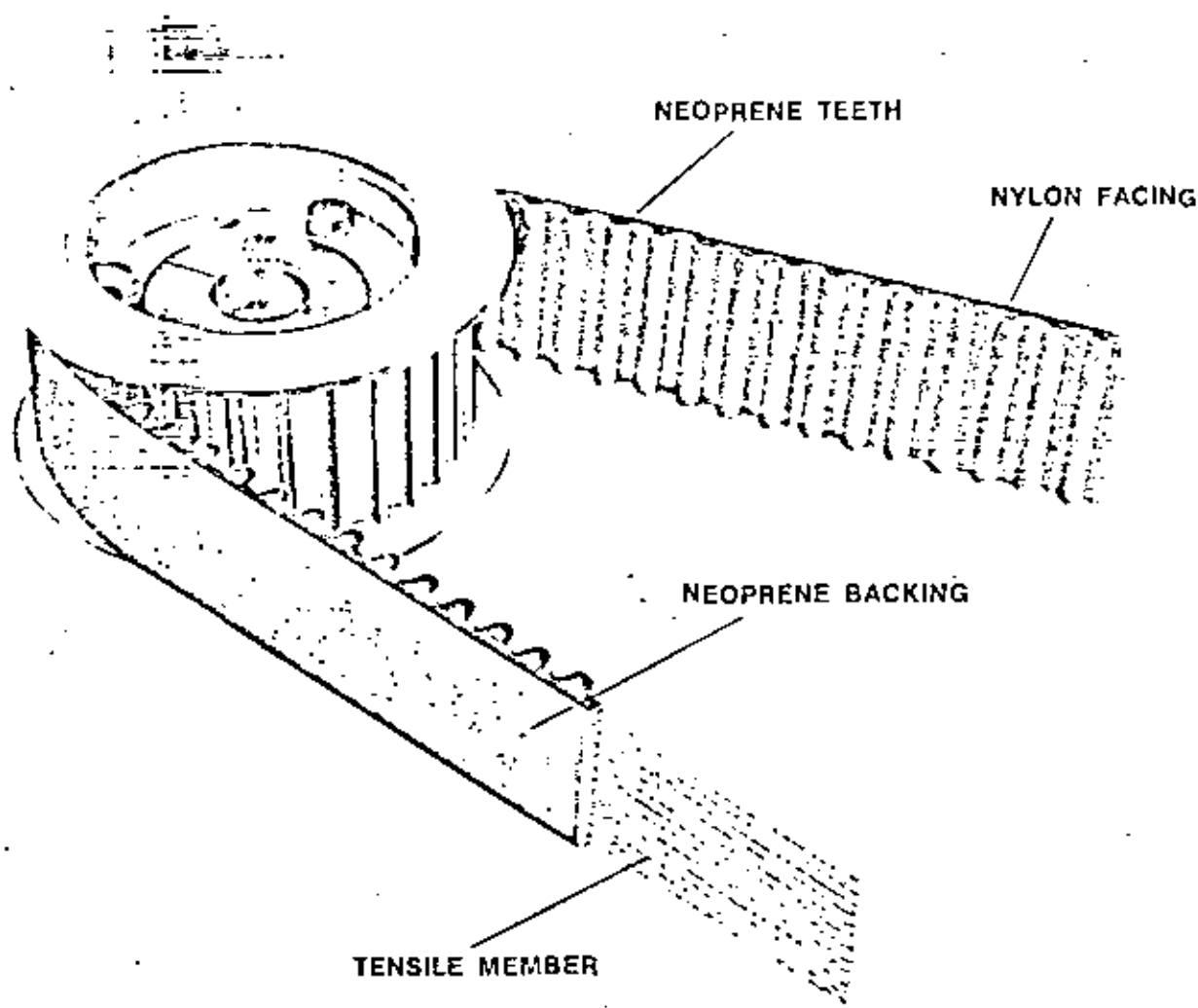
Uniroyal PowerGrip HTD Belts utilize a revolutionary new tooth design that substantially improves stress distribution and allows higher overall loading. A unique manufacturing process molds strong, durable neoprene teeth, glass fiber tensile cords and tough nylon fabric into this new configuration. As a result, the advantages of belt drives are extended to high-torque applications previously served only by chain and gear drives.

The HTD Belt's molded teeth make positive engagement with the mating axial grooves of the sprocket. These teeth enter and leave the grooves in a smooth, rolling manner with negligible friction, functioning in much the same manner as the teeth on a gear.

Important to the efficiency of Powergrip HTD Belt Drives is the fact that the belts do not depend upon thickness to develop great tensile strength. They can be thin in order to negate heat buildup, without sacrificing their inherent power to grip and pull.

In many respects, both the engineering and nomenclature of PowerGrip HTD Belts parallel those of chain and gear drives. The relationship between an HTD Belt and its matching grooved sprocket is parallel to an internal ring gear and its pinion.

The construction of an HTD Belt is not complex. It consists of only four components; as illustrated in the below cutaway view.



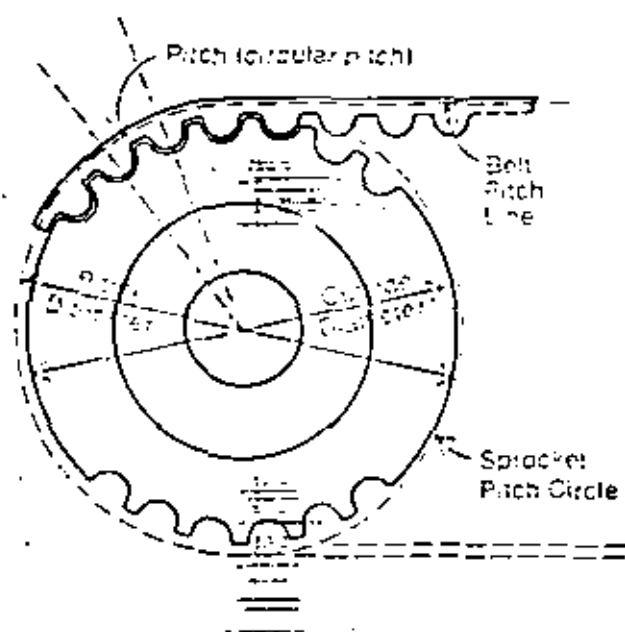
POWERGRIP HTD BELT SYSTEM SPECIFICATIONS

In order to satisfy a wide range of loads, speeds and applications, PowerGrip HTD Belts and Sprockets are made in a selection of sizes, capacities and dimensions.

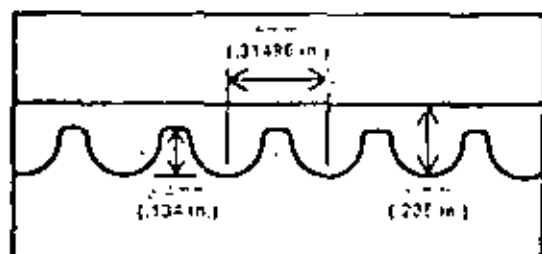
The three principal dimensions of a belt are

pitch length pitch width

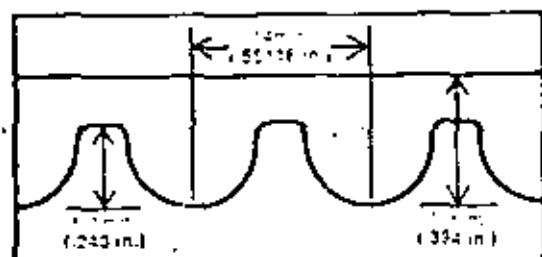
Belt pitch is the distance in millimeters between two adjacent tooth centers as measured on the pitch line of the belt. Belt pitch length is the total length (circumference) in millimeters as measured along the pitch line. The theoretical pitch line of an HTD belt lies within the tensile member.



8mm Pitch — Reference Dimensions



14mm Pitch — Reference Dimensions



The three principal dimensions of a sprocket are

number of grooves pitch width

On the sprocket, pitch is the distance between groove centers and is measured on the sprocket's pitch circle. The pitch circle of the sprocket coincides with the pitch line of the belt mating with it. The sprocket's pitch diameter is always greater than its face diameter.

Any PowerGrip HTD Belt must be run with sprockets of the same pitch.

Uniroyal HTD Belts are made in 8 mm and 14 mm pitches. Standard belt sizes are listed in the stock HTD Belts Tables on page 7. The specifications for the 8 mm and 14 mm pitch belts list the belt pitch lengths, number of teeth, stock widths, and approximate weights. Utilizing the information given in these tables, a code for ordering a given belt can be developed as shown in the following examples.

Belt Pitch Length (mm)	Belt Pitch (mm)	Belt Width (mm)
640 or, 1190	8M 14M	20 55

Sprockets for HTD Belts are also made in 8 mm and 14 mm pitches. Standard sprocket sizes are listed in the Sprocket Specification Tables on pages 50 through 53. For each HTD Belt width there is a table listing the sprocket code symbol, the applicable bushing style and pertinent dimensional information. Sprocket code symbol components are determined as shown in the following examples.

Sprocket Designation & No. of Grooves	Pitch (mm)	Width (mm)
P48 or, P36	8M 14M	50 115

The Bushing style to be used with a given sprocket is listed in the Sprocket Specification Tables. Reference to the Stock Bushings for HTD Sprockets and Bore and Key Seat Information on pages 56 and 57 will give the information needed to order the proper bushing. For example,

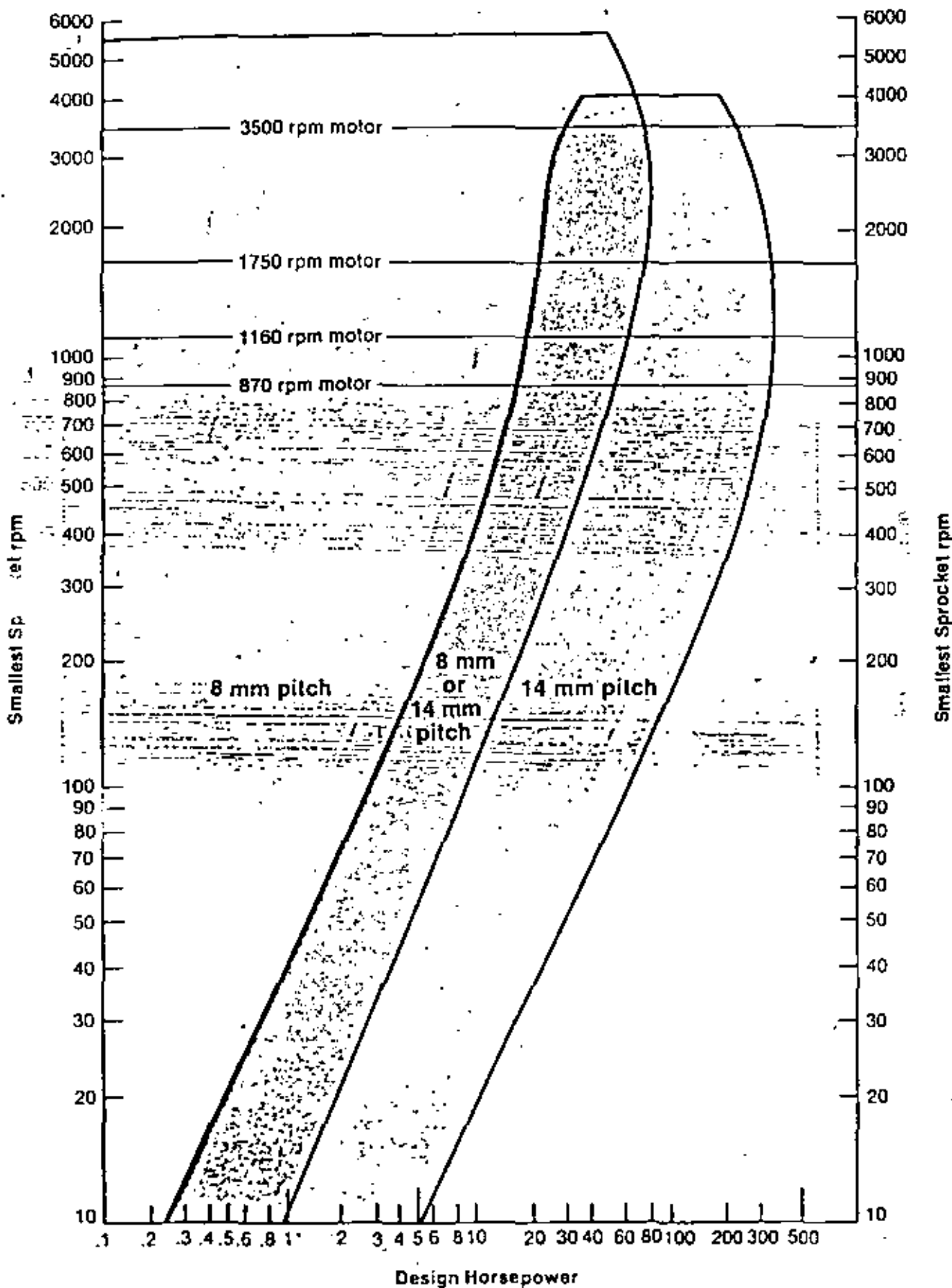
Style F Bushing with 3-inch bore

In anticipation for the transition to the metric system, we have prepared most of the tables and charts in both metric and English equivalents, i.e.:

$\frac{1778 \text{ mm}}{70 \text{ in.}}$

$\frac{40 \text{ mm}}{1.57 \text{ in.}}$

BELT PITCH SELECTION GUIDE



GENERAL
STOCK MID BELTS
STOCK DRIVE SELECTION
BELT WIDTH SELECTION
SPICKET DATA
BELT TENSIONING
CENTER DISTANCE CALCULATION



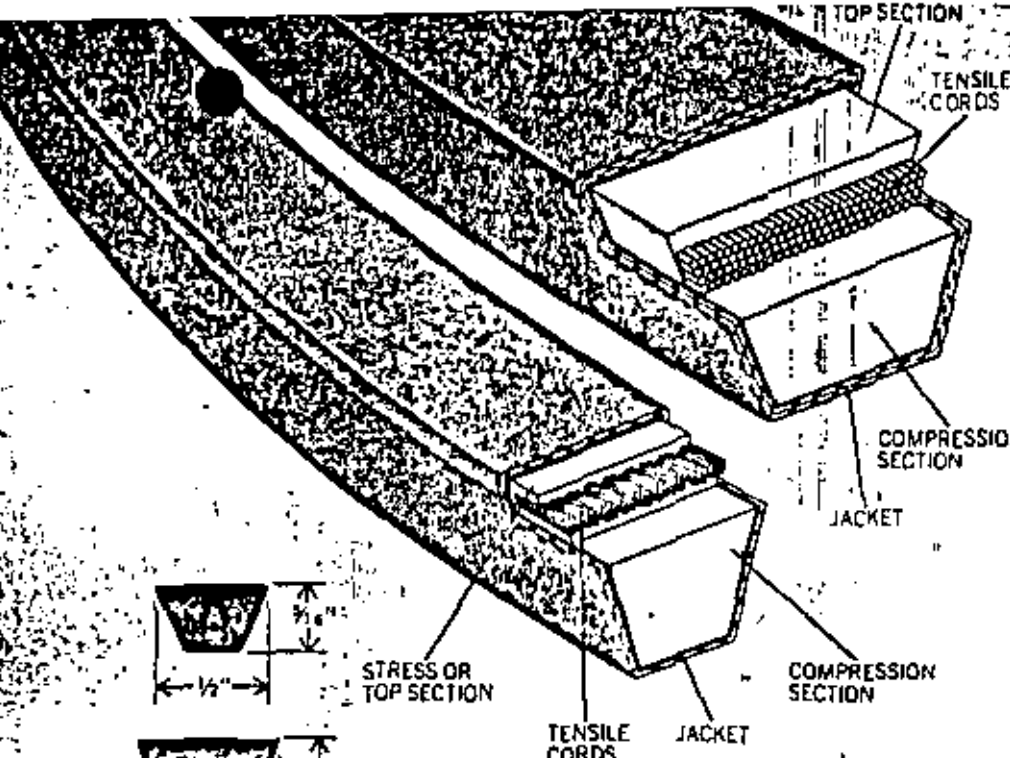
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**TECNICA MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

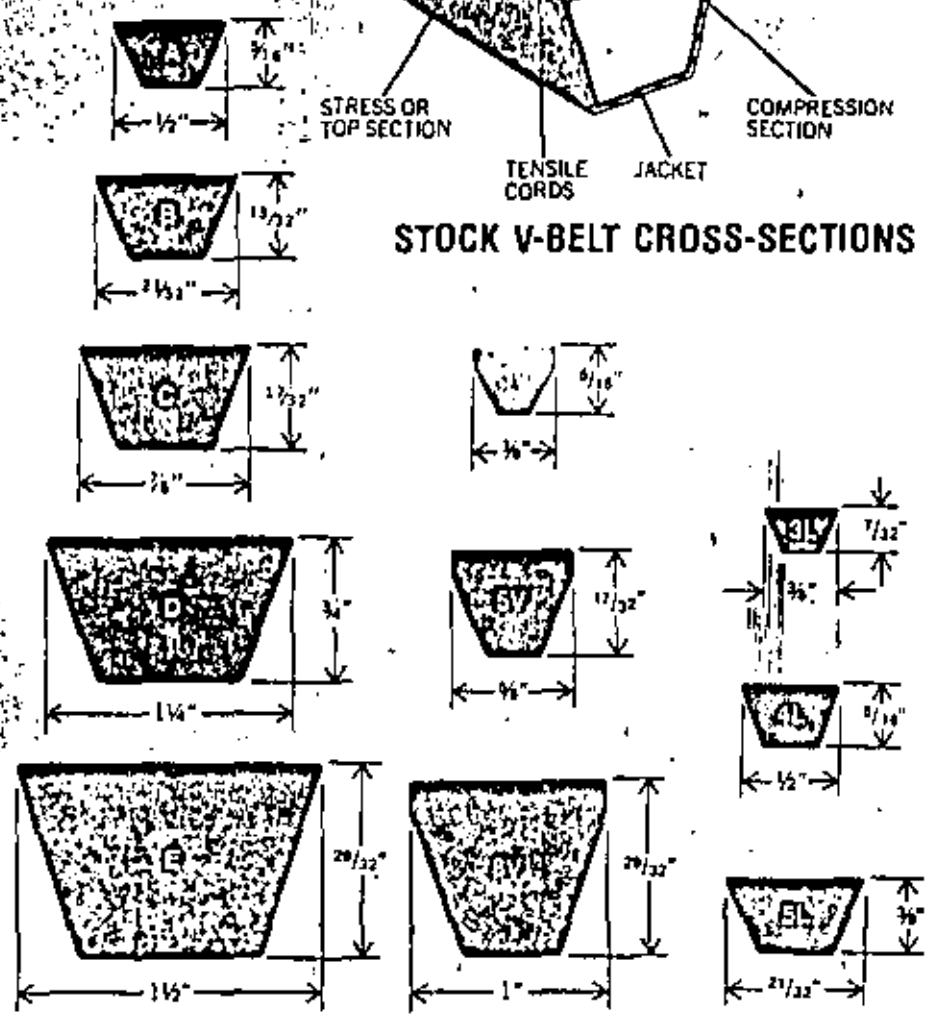
**SELECCION DE TRANSMISIONES POR
BANDAS TRAPEZOIDALES**

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL 1983



STOCK V-BELT CROSS-SECTIONS



Plus 30 and Plus 50 Multiple V-belts High Capacity V-belts FHP V-belts

Uniroyal V-belts are designed for the utmost in performance. Each component is engineered to contribute the individual properties that assure the most efficient transmission of power.

There are four basic components which contribute to the efficiency, strength and long life characteristics of Uniroyal V-belts. These are:

1. TENSILE CORDS The "heart" of a V-belt is its tensile section. Located at the pitch line, the tension members provide even, undistorted pulling power. Every minute fiber of the cords is thoroughly encapsulated with rubber, thus preventing internal chafing and degradation as well as heat buildup due to internal friction.

2. COMPRESSION SECTION This crush-proof rubber foundation is compounded to provide firm lateral pressure for effective grip against the sheave groove sidewalls to provide a firm support for the tensile members. Thus, it maintains true belt position in the groove.

3. STRESS OR TOP SECTION The top rubber is compounded to remain cool under tension and flexing. It is one of five different compounds used in every Uniroyal V-belt, each of which produces a specific advantage.

4. JACKET The jacket is fabric envelope impregnated with OHS neoprene rubber (oil resistant, heat resistant and static dissipating), which protects the interior and provides a wear-resisting surface for the belt.

QUALITY ENGINEERED.

The exclusive Uniroyal "Dyna-Cure" manufacturing process makes possible the precise control of belt tensile strength, elasticity and dimensional stability. It is a dynamic process resulting in a homogeneous belt, free from inner or outer flaws without "missed", "semi-cured" areas and "double-cured" sections in the belt which are normally associated with press curing.

VERSATILITY.

Uniroyal offers a complete line of V-belts to meet a wide range of applications. Our standard line of Plus 30 multiple V-belts is suitable for most applications. For higher

horsepower drives, particularly with small-diameter sheaves, our Plus 50 line of notched V-belts is recommended. Where there are drives with high horsepower requirements, use Uniroyal's 3V, 5V and 6V High Capacity V-belts. Light duty or single-belt drives should use Uniroyal FHP V-belts. And, many special V-belt drive problems can be handled by using Uniroyal's Royal Band joined V-belts.

PLUS 30 STANDARD MULTIPLE V-BELTS. Uniroyal's Plus 30 line of multiple V-belts are the standard for multiple V-belt drive systems. They cover the complete range of multiple V-belt applications. They are made in standard cross-sections A, B, C, D and E. Plus 30 multiple V-belt size lists and dimensional information are given on pages 4 through 8.

PLUS 50 PREMIUM MULTIPLE V-BELTS. In addition to the Plus 30 line of standard multiple V-belts, Uniroyal introduces its premium multiple V-belt line known as Plus 50. Industry requirements for yet higher horsepower ratings and drive size reduction at economical costs have resulted in Uniroyal engineering the best V-belt available — Plus 50. Plus 50 V-belts approach the horsepower ratings and drive economies of High Capacity V-belts, without the usual change to their special sheave requirements. Some of these premium advantages are:

Plus 50 can carry more horsepower than normally handled by standard Plus 30 multiple V-belts. Fewer belts are required. This can result in considerable savings in drive costs because fewer belts and smaller sheaves are required. Or, greater capacity can be achieved for the same number of belts.

Plus 50 belts last many times longer than standard V-belts in many applications. They are particularly applicable to the high-tension, small-diameter drives which reduce the life span of standard V-belts.

Plus 50 has a fully molded cog construction which conforms more closely to the small arc of contact required on small pulley diameters. The lower bending tension reduces the internal heat buildup that destroys V-belts.

Their edges permit better grip thus reducing belt slip with its ensuing belt wear, heat buildup and readjustment needs. Since there is no jacket, there are no splices or other irregularities to cause vibration.

Drives with continuous and/or heavy shock loading run longer and better with Plus 50 premium multiple V belts. Specify them for those tough applications in order to assure extended service life and less downtime. Where V belt life is shortened because of small sheave diameters, Plus 50 premium multiple V belts are the answer to these problem drives.

Plus 50 premium multiple V belts are made in standard cross-sections A, B and C. Standard size lists and dimensional information appear on pages 4 and 5.

HIGH CAPACITY V-BELTS.

Many V-belt drive applications require higher horsepower capacity than can be economically delivered by conventional multiple V-belt drives. Still others require smaller drive components, either in space, size, weight or number. To meet these requirements, Uniroyal's High Capacity V-belt line provides a complete range of sizes in the three industry cross-sections 3V, 5V and 8V. High Capacity V-belt standard size lists and dimensional information appear on pages 9 through 11.

MATCHED SETS.

For optimum performance in regular V-belt drives, belts should be used in matched sets. Because they are matched for life, a complete new matched set should be installed in a set requiring replacement. For additional information on belt matching, refer to pages 134 and 135.

FRACTIONAL HORSEPOWER (FHP) V-BELTS.

Uniroyal manufactures fhp V belts for light duty usages in standard cross-sections 3L, 4L and 5L. Standard size lists and dimensional information appear on pages 12 and 13.

ROYAL BAND JOINED V-BELTS.

Uniroyal's Royal Band joined V belts are designed for troublesome drives where belts tend to whip, turn over or jump off the drive. These, typically, are installations with small cross-section belts and relatively long center

distances that have pulsating loads. Drilling drives. The band at the top of the belts holds the belts together, dampening whipping action, preventing turnover and similar problems. These belts are ideal for vertical shaft drives because of their ease of installation and their ability to stay on the drive. Royal Band joined V-belts do not require special sheaves. But, they cannot be run on old, badly worn sheaves.

Royal Band joined V-belts are available in the Plus 30 multiple V-belts cross-sections B, C, and D and High Capacity cross-sections 3V, 5V and 8V. Cross-sections B, C, 3V and 5V are available in 2, 3, 4 and 5 belt groupings. Cross-sections D and 8V are available in 3, 4 and 5 belt groupings. The largest number of V belts in any one stock joined V belt, cannot exceed 5 belts. Larger groupings must be made up as a matched set of the appropriate lesser groupings to achieve the desired number of belts. Royal Band joined V belts are marked with a match code to facilitate matching.

To order Royal Band joined V belts specify them as follows: 10-JVC158-1. This shows a quantity of ten (10-) joined V belts (JV) having a C cross-section with a nominal length of 158 inches (C158) and with four (-4) belts in each band.

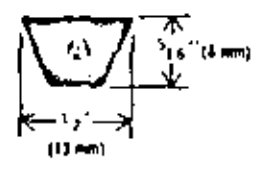
AVAILABILITY.

Uniroyal distributors throughout the United States carry complete stocks of Uniroyal V belts for off-the-shelf delivery. These distributors can furnish sheaves as well as V-belts, providing complete drive service. For special drives, expert technical assistance is available from Uniroyal.

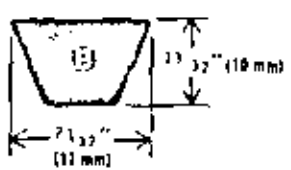
SPECIAL V-BELTS.

All Uniroyal V belts are designed to resist normal oil conditions and temperatures from -30 to 185° F and to be static dissipating. Specially constructed Uniroyal V belts are available to meet the requirements of a wide range of more severe operating conditions. Extreme conditions can usually be counteracted effectively by a special Uniroyal belt construction.

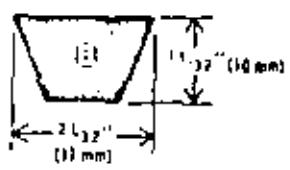
A BELTS



B BELTS



B BELTS



C BELTS



Plus 30 belt no	Plus 50 belt no	Inside circum (in)	Outside circum (in)	Pitch length (in)	Corr factor (in)	Approx weight (lb)
A24	AA24	24	610	25.0	0.79	0.7
A26	AA26	26	650	27.0	0.85	0.2
A31	AA31	31	717	33.0	0.94	0.2
A35	AA	32	833	34.0	0.85	0.2
A33	AA33	33	841	35.0	0.85	0.2
A34	AA34	34	851	35.0	0.87	0.2
A35	AA35	35	849	37.0	0.87	0.2
A36	AA36	36	914	38.0	0.87	0.2
A37	AA37	37	949	39.0	0.87	0.2
A38	AA38	38	965	40.0	0.87	0.2
A42	AA42	42	1059	44.0	0.92	0.2
A43	AA43	43	1100	45.0	0.92	0.2
A45	NA	45	1143	47.0	0.91	0.2
A46	AA46	46	1168	48.0	0.92	0.2
A49	AA49	49	1279	50.0	0.93	0.3
A51	AA51	51	1300	52.0	0.94	0.3
A52	AA52	53	1350	53.0	0.95	0.3
A54	AA54	54	1375	54.0	0.95	0.3
A55	AA55	55	1420	55.0	0.96	0.3
A56	AA56	56	1472	56.0	0.96	0.3
A58	AA58	58	1475	60.0	0.97	0.3
A59	AA59	60	1525	62.0	0.98	0.3
A62	AA62	62	1575	64.0	0.99	0.3
A64	AA64	64	1625	66.0	0.99	0.3
A66	AA66	66	1676	68.0	1.00	0.3
A69	AA69	68	1725	70.0	1.00	0.3
A70	AA70	70	1775	72.0	1.01	0.3
A71	AA71	71	1820	73.0	1.01	0.4
A75	AA75	75	1900	76.0	1.02	0.4
A76	AA76	76	1943	78.0	1.03	0.4
A82	AA82	82	2232	82.0	1.04	0.4
A85	AA85	85	2340	85.0	1.05	0.4
A90	AA90	90	2395	90.0	1.06	0.4
NA	AA92	92	2434	94.0	1.07	0.4
A96	AA96	96	2438	98.0	1.09	0.5
A105	AA105	105	2667	105.0	1.10	0.5
A110	AA110	110	2820	110.0	1.11	0.5
A112	AA112	112	2845	114.0	1.13	0.5
A115	AA115	115	2941	117.0	1.13	0.5
A118	AA118	118	3250	120.0	1.14	0.6
A136	AA136	136	3454	137.0	1.15	0.7
A141	AA141	144	3658	145.0	1.17	0.7
A159	AA159	158	4300	159.0	1.19	0.8
A173	AA173	173	4494	174.0	1.21	0.9
A282	AA282	280	4577	282.0	1.22	0.9

NA - Not available at stock

Plus 30 belt no	Plus 50 belt no	Inside circum (in)	Outside circum (in)	Pitch length (in)	Corr factor (in)	Approx weight (lb)
B35	BK35	35.6	899	38.2	0.81	0.4
B37	BK37	38.6	965	41.2	0.83	0.4
B42	BA42	42.6	1060	45.2	0.85	0.4
B43	NA	43.6	1090	46.2	0.85	0.4
B45	BA45	46.6	1175	49.2	0.87	0.5
B48	B445	48.6	1275	51.2	0.89	0.5
B50	BA50	50.6	1275	53.2	0.89	0.5
B51	BA51	51.6	1300	54.2	0.91	0.5
B52	B452	52.6	1320	55.2	0.89	0.6
B53	BA53	53.6	1350	56.2	0.90	0.6
B54	BA54	54.6	1372	57.2	0.90	0.6
B55	BA55	55.6	1400	58.2	0.90	0.6
B56	BA56	56.6	1422	59.2	0.90	0.6
B57	NA	57.6	1450	60.2	0.90	0.6
B58	NA	58.6	1473	61.2	0.91	0.6
B59	B459	59.6	1500	62.2	0.91	0.6
B60	BA60	60.6	1525	63.2	0.92	0.6
B61	BA61	61.6	1550	64.2	0.92	0.7
B62	B462	62.6	1575	65.2	0.90	0.7
B63	B463	63.6	1600	66.2	0.93	0.7
B64	BA64	64.6	1625	67.2	0.93	0.7
B65	B465	65.6	1650	68.2	0.93	0.7
B66	BA66	66.6	1676	69.2	0.94	0.7
B67	BA67	67.6	1700	70.2	0.94	0.7
B68	BA68	68.6	1725	71.2	0.95	0.7
B70	B470	70.6	1775	73.2	0.95	0.7
B71	BA71	71.6	1800	74.2	0.95	0.7
B75	B475	75.6	1900	78.2	0.96	0.7
B77	B477	77.6	1950	82.2	0.97	0.8
B78	BA78	78.6	1981	83.2	0.97	0.8
B79	BA79	79.6	2000	84.2	0.97	0.8
B80	BA80	80.6	2032	85.2	0.97	0.8
B81	BA81	81.6	2060	86.2	0.99	0.8
B82	B482	82.6	2083	87.2	0.99	0.8
B83	B483	83.6	2100	88.2	0.99	0.8
B85	B485	85.6	2160	90.2	0.99	0.8
B87	NA	87.6	2210	92.2	0.99	0.8
B90	B490	90.6	2315	93.2	1.00	0.9
B93	B493	93.6	2390	96.2	1.01	0.9
B95	BA95	95.6	2413	98.2	1.01	0.9
B96	BA96	96.6	2438	99.2	1.01	1.0
B97	BA97	97.6	2455	100.2	1.02	1.0
B99	BA99	99.6	2515	102.2	1.02	1.0
B100	BA100	100.6	2540	104.2	1.02	1.0
B103	BA103	103.6	2616	106.2	1.03	1.1
B105	BA105	105.6	2667	108.2	1.04	1.1
B106	NA	106.6	2700	109.2	1.04	1.1
B108	BA108	108.6	2750	111.2	1.04	1.1
B112	BA112	112.6	2845	115.2	1.05	1.2
NA	BA113	113.6	2870	116.2	1.05	1.2

NA - Not available at stock

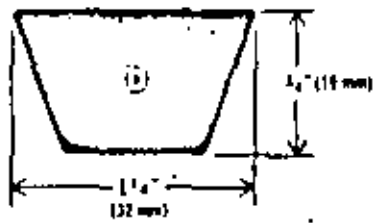
Plus 30 belt no	Plus 50 belt no	Inside circum (in)	Outside circum (in)	Pitch length (in)	Corr factor (in)	Approx weight (lb)
NA	BA115	115.6	2921	118.2	1.06	1.2
NA	BA116	116.6	2950	119.2	1.06	1.2
B120	BA120	120.6	3048	122.2	1.07	1.2
B123	NA	123.6	3121	125.2	1.07	1.2
B124	BA124	124.6	3150	127.2	1.07	1.2
B126	NA	126.6	3200	129.2	1.08	1.2
B128	BA128	128.6	3250	131.2	1.08	1.2
B133	BA133	133.6	3378	136.2	1.09	1.3
B136	BA136	136.6	3454	139.2	1.09	1.3
B143	BA143	140.6	3550	143.2	1.10	1.4
B144	BA144	144.6	3635	147.2	1.11	1.4
B150	BA150	150.6	3740	153.2	1.11	1.5
B152	BA152	152.6	4000	161.2	1.12	1.5
B157	BA157	157.6	4115	165.2	1.13	1.5
B163	BA163	163.6	4234	170.2	1.14	1.6
B165	BA165	165.6	4502	180.2	1.16	1.7
B195	BA195	195.6	4955	196.2	1.18	1.9
B210	BA210	210.6	5334	211.2	1.19	2.0
B225	BA225	224.6	5690	226.2	1.21	2.1
B240	BA240	240.6	6071	243.2	1.22	2.2
B255	BA255	254.6	6457	258.2	1.24	2.4
B270	BA270	269.6	6833	273.2	1.25	2.5
B285	BA285	284.6	7214	288.2	1.26	2.6
B300	BA300	299.6	7595	303.2	1.27	2.7
B315	NA	314.6	7976	318.2	1.29	2.9

NA - Not available at stock

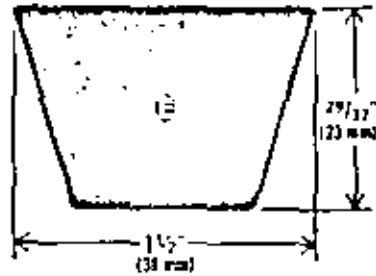
Plus 30 belt no	Plus 50 belt no	Inside circum (in)	Outside circum (in)	Pitch length (in)	Corr factor (in)	Approx weight (lb)
C51	CA51	51.6	1295	53.2	0.89	0.9
C40	CA40	60.6	1524	64.2	0.92	1.1
C41	CA41	68.6	1727	72.2	0.94	1.2
C45	CA45	75.6	1990	79.2	0.95	1.3
CA1	CA48	81.6	2060	85.2	0.96	1.4
C45	CA45	85.6	2160	89.2	0.96	1.5
C50	CA50	90.6	2295	94.2	0.97	1.6
C96	CA96	96.6	2410	100.2	0.97	1.7
C100	NA	100.6	2540	104.2	0.97	1.8
C101	CA101	101.6	2560	105.2	0.97	1.8
C105	CA105	105.6	2767	109.2	0.98	1.9
C109	CA109	109.6	2868	113.2	0.98	2.0
C111	CA111	111.6	2919	115.2	0.98	2.0
C112	CA112	112.6	2945	116.2	0.99	2.1
C115	CA115	115.6	2971	119.2	0.99	2.1
C120	CA120	120.6	3049	124.2	0.99	2.1
C127	CA127	127.6	3250	130.2	0.99	2.2
C136	CA136	136.6	3454	140.2	1.00	2.4
C144	CA144	144.6	3651	148.2	1.00	2.5
C154	CA154	154.6	3900	157.2	1.02	2.7
C162	CA162	162.6	4115	166.2	1.03	2.8
C173	CA173	173.6	4394	177.2	1.04	3.0
C185	CA185	185.6	4627	184.2	1.05	3.2
C195	NA	195.6	4975	194.2	1.04	3.3
C195	CA195	195.6	4993	197.2	1.07	3.4
C210	CA210	210.6	5334	214.2	1.04	3.7
C225	CA225	225.6	5644	227.2	1.10	4.0
C243	CA243	243.6	6215	242.2	1.11	4.7
C255	CA255	255.6	6475	251.2	1.13	4.6
C270	CA270	270.6	6933	272.2	1.14	4.7
C315	NA	315.6	7794	316.2	1.15	5.0
C320	CA320	320.6	7969	322.2	1.16	5.0
C335	NA	335.6	8350	332.2	1.18	6.1
C340	CA340	340.6	8331	332.2	1.19	6.4
C345	NA	345.6	8412	342.2	1.20	6.6
C360	CA360	360.6	8995	362.2	1.21	6.9
C390	NA	390.6	9455	392.2	1.21	7.5
CA20	NA	410.6	10617	422.2	1.24	8.1

NA - Not available at stock

D BELTS



E BELTS



Plus or minus belt no.	Plus or minus belt no.	Inside circum. (in.)	Inside circum. (mm)	Outside circum. (in.)	Outside circum. (mm)	Pitch length (in.)	Pitch length (mm)	Corr. factor (L _c)	Approx. weight (lb.)
D112	NA	112.4	2845	117.1	115.1	0.85	3.9		
D120	NA	120.4	3048	125.1	123.3	0.86	4.2		
D128	NA	128.4	3250	133.1	131.3	0.87	4.5		
D136	NA	136.4	3454	141.1	139.3	0.88	4.8		
D144	NA	144.4	3658	149.1	147.3	0.90	5.1		
D152	NA	152.4	3862	157.1	155.3	0.92	5.6		
D160	NA	160.4	4066	165.1	163.3	0.92	5.7		
D168	NA	168.4	4270	173.1	171.3	0.91	6.1		
D176	NA	176.4	4474	181.1	179.3	0.94	6.3		
D184	NA	184.4	4678	189.1	187.3	0.94	6.3		
D192	NA	192.4	4882	197.1	195.3	0.96	6.9		
D200	NA	200.4	5086	205.1	203.3	0.96	7.4		
D208	NA	208.4	5290	213.1	211.3	0.98	7.9		
D216	NA	216.4	5494	221.1	219.3	1.00	8.5		
D224	NA	224.4	5698	229.1	227.3	1.02	9.0		
D232	NA	232.4	5902	237.1	235.3	1.03	9.5		
D240	NA	240.4	6106	245.1	243.3	1.04	10.0		
D248	NA	248.4	6310	253.1	251.3	1.05	10.6		
D256	NA	256.4	6514	261.1	259.3	1.06	11.1		
D264	NA	264.4	6718	269.1	267.3	1.07	11.6		
D272	NA	272.4	6922	277.1	275.3	1.08	12.2		
D280	NA	280.4	7126	285.1	283.3	1.09	12.7		
D288	NA	288.4	7330	293.1	291.3	1.11	13.2		
D296	NA	296.4	7534	301.1	299.3	1.12	14.0		
D304	NA	304.4	7738	309.1	307.3	1.14	15.0		
D312	NA	312.4	7942	317.1	315.3	1.16	16.0		
D320	NA	320.4	8146	325.1	323.3	1.18	17.0		
D328	NA	328.4	8350	333.1	331.3	1.20	18.2		
D336	NA	336.4	8554	341.1	339.3	1.23	19.2		
D344	NA	344.4	8758	349.1	347.3	1.23	20.2		

Plus or minus belt no.	Plus or minus belt no.	Inside circum. (in.)	Inside circum. (mm)	Outside circum. (in.)	Outside circum. (mm)	Pitch length (in.)	Pitch length (mm)	Corr. factor (L _c)	Approx. weight (lb.)
E180	NA	180.4	4572	186.1	184.3	0.91	10.0		
E190	NA	190.4	4853	201.1	199.3	0.92	10.8		
E210	NA	210.4	5334	216.1	214.3	0.94	11.7		
E225	NA	225.4	5613	228.1	226.3	0.95	12.5		
E240	NA	236.4	6000	243.1	241.3	0.96	13.4		
E270	NA	266.4	6756	273.1	271.3	0.99	15.0		
E300	NA	296.4	7512	303.1	301.3	1.01	16.7		
E330	NA	326.4	8268	333.1	331.3	1.03	18.4		
E360	NA	356.4	9024	363.1	361.3	1.05	20.0		
E390	NA	386.4	9780	393.1	391.3	1.07	21.7		
E420	NA	416.4	10536	423.1	421.3	1.09	23.4		
E480	NA	476.4	12090	483.1	481.3	1.12	26.7		
E540	NA	536.4	13644	543.1	541.3	1.14	30.0		
E600	NA	596.4	15198	603.1	601.3	1.17	33.3		
E660	NA	656.4	16662	663.1	661.3	1.19	36.7		

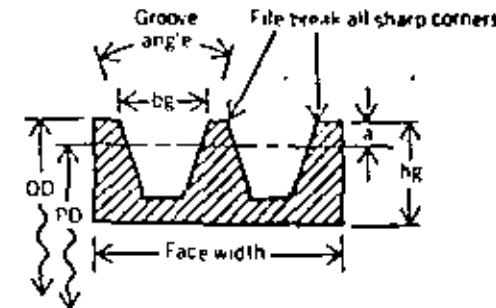
NA - Not available as stock

The sheave and bushing to be used in a multiple V-belt drive is determined by the pitch diameter, number of grooves, belt cross-section and bore size. The bore dimension is determined by the shaft diameter. The tables given below show the dimensional information necessary to list the sheave specification. In ordering the proper sheave-bushing combination from your

Uniroyal distributor, all of this information must be specified. A typical specification is given as:

One C, 10 inch pd, 3-groove 2 1/2 inch bore sheave with standard keyway.

This is a stock sheave with an E type bushing. It is furnished with a key to fit the keyway dimensions of 3/4" X 1/2".



Standard and deep groove dimensions

Belt cross section	Pitch diameter		Groove angle (°)	Standard groove dimensions			Deep groove dimensions				
	Range (in.)	Recomm. mm. (in.)		hg* (in.)	hg (-0.011) (in.)	a** (in.)	hg* (in.)	hg (-0.011) (in.)	a** (in.)		
A	2.6 to 5.4	3.0	34°	0.494	±0.005	0.490	0.125	0.589	±0.005	0.645	0.780
	Over 5.4		38°	0.504	±0.005	0.500	0.125	0.747	±0.005	0.760	0.155
B	4.6 to 7.0	5.4	34°	0.637	±0.005	0.580	0.125	0.774	±0.005	0.760	0.155
	Over 7.0		38°	0.650	±0.005	0.580	0.125	1.066	±0.005	0.760	0.155
C	8.0 to 12.0	9.0	36°	0.797	±0.007	0.780	0.200	1.085	±0.007	1.085	0.505
	Over 12.0		38°	0.895	±0.007	0.780	0.200	1.105	±0.007	1.085	0.505
D	13.0 to 17.0	13.0	36°	1.271	±0.007	1.050	0.300	1.541	±0.007	1.445	0.715
	Over 17.0		38°	1.283	±0.007	1.050	0.300	1.569	±0.007	1.445	0.715
E	18.0 to 23.99	21.0	36°	1.527	±0.010	1.300	0.400	1.816	±0.010	1.745	0.815
	Over 24.0		38°	1.547	±0.010	1.300	0.400	1.849	±0.010	1.745	0.815

*Deep groove sheaves are intended for quarter turn drives and for long center vertical shaft drives. They may also be used for such applications as car starters, vibrating screens and certain types of crushers, where excitation in the center distance may occur.

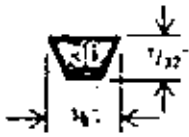
**Grooves in any one sheave are to fit the individual sheave manufacturer's standard gage.

Keyway dimensions

Nominal shaft diameter (in.)	Standard keyway width x depth (in.)
1/2 thru 7/8	3/16 x 1/16
1 thru 1 1/8	1/4 x 1/8
1 1/4 thru 1 3/4	5/16 x 3/16
2 thru 2 1/4	3/4 x 3/16

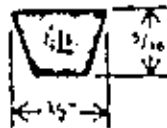
Nominal shaft diameter (in.)	Standard keyway width x depth (in.)
2 1/2 thru 3 1/4	7/8 x 3/16
3 1/2 thru 4 1/4	1 1/4 x 3/16
4 1/2 thru 5 1/4	1 3/4 x 3/16
6 thru 6 1/4	1 3/4 x 3/16
6 1/2 thru 7 1/4	1 3/4 x 3/16
7 1/2 thru 8 1/4	2 x 3/16
8 1/2 thru 9 1/4	2 1/4 x 3/16
10 thru 10 3/4	2 1/4 x 3/16

3L BELTS



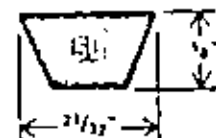
Belt no	Outside length (in)	Pitch length (in)	Inside length (in)
3L150	15	14 1/2	13 1/2
3L160	16	15 1/2	14 1/2
3L170	17	16 1/2	15 1/2
3L180	18	17 1/2	16 1/2
3L190	19	18 1/2	17 1/2
3L200	20	19 1/2	18 1/2
3L210	21	20 1/2	19 1/2
3L220	22	21 1/2	20 1/2
3L230	23	22 1/2	21 1/2
3L240	24	23 1/2	22 1/2
3L250	25	24 1/2	23 1/2
3L260	26	25 1/2	24 1/2
3L270	27	26 1/2	25 1/2
3L275	27 1/2	27 1/4	26 1/4
3L280	28	27 1/2	26 1/2
3L285	28 1/2	28 1/4	26 1/4
3L290	29	28 1/2	27 1/2
3L300	30	29 1/2	28 1/2
3L310	31	30 1/2	29 1/2
3L320	32	31 1/2	30 1/2
3L330	33	32 1/2	31 1/2
3L340	34	33 1/2	32 1/2
3L350	35	34 1/2	33 1/2
3L360	36	35 1/2	34 1/2
3L370	37	36 1/2	35 1/2
3L380	38	37 1/2	36 1/2
3L390	39	38 1/2	37 1/2
3L400	40	39 1/2	38 1/2
3L410	41	40 1/2	39 1/2
3L415	41 1/2	41 1/4	39 1/4
3L420	42	41 1/2	40 1/2
3L430	43	42 1/2	41 1/2
3L440	44	43 1/2	42 1/2
3L450	45	44 1/2	43 1/2
3L460	46	45 1/2	44 1/2
3L470	47	46 1/2	45 1/2
3L480	48	47 1/2	46 1/2
3L490	49	48 1/2	47 1/2
3L500	50	49 1/2	48 1/2
3L510	51	50 1/2	49 1/2
3L520	52	51 1/2	50 1/2
3L530	53	52 1/2	51 1/2
3L540	54	53 1/2	52 1/2
3L550	55	54 1/2	53 1/2
3L560	56	55 1/2	54 1/2
3L565	56 1/2	56 1/4	54 1/4
3L570	57	56 1/2	55 1/2
3L580	58	57 1/2	56 1/2
3L590	59	58 1/2	57 1/2
3L600	60	59 1/2	58 1/2
3L610	61	60 1/2	59 1/2
3L620	62	61 1/2	60 1/2
3L630	63	62 1/2	61 1/2
3L640	64	63 1/2	62 1/2
3L650	65	64 1/2	63 1/2
3L665	66 1/2	66 1/4	65 1/4

4L BELTS



Belt no	Outside length (in)	Pitch length (in)	Inside length (in)	Belt no	Outside length (in)	Pitch length (in)	Inside length (in)
4L170	17	16 1/4	15 1/4	4L580	58	57 1/4	56 1/4
4L175	17 1/2	17 1/4	16 1/4	4L590	59	58 1/4	57 1/4
4L180	18	18 1/4	17 1/4	4L600	60	59 1/4	58 1/4
4L190	19	19 1/4	18 1/4	4L610	61	60 1/4	59 1/4
4L200	20	20 1/4	19 1/4	4L620	62	61 1/4	60 1/4
4L210	21	21 1/4	20 1/4	4L630	63	62 1/4	61 1/4
4L215	21 1/2	21 3/8	20 3/8	4L640	64	63 1/4	62 1/4
4L220	22	22 1/4	21 1/4	4L650	65	64 1/4	63 1/4
4L230	23	23 1/4	22 1/4	4L660	66	65 1/4	64 1/4
4L240	24	24 1/4	23 1/4	4L670	67	66 1/4	65 1/4
4L250	25	25 1/4	24 1/4	4L680	68	67 1/4	66 1/4
4L260	26	26 1/4	25 1/4	4L690	69	68 1/4	67 1/4
4L270	27	27 1/4	26 1/4	4L700	70	69 1/4	68 1/4
4L285	28 1/2	28 3/8	27 3/8	4L710	71	70 1/4	69 1/4
4L290	29	28 1/2	27 1/2	4L720	72	71 1/4	70 1/4
4L300	30	29 1/2	28 1/2	4L730	73	72 1/4	71 1/4
4L310	31	30 1/2	29 1/2	4L740	74	73 1/4	72 1/4
4L320	32	31 1/2	30 1/2	4L750	75	74 1/4	73 1/4
4L325	32 1/2	32 3/8	31 3/8	4L760	76	75 1/4	74 1/4
4L330	33	32 1/2	31 1/2	4L770	77	76 1/4	75 1/4
4L335	33 1/2	33 3/8	32 3/8	4L780	78	77 1/4	76 1/4
4L340	34	33 1/2	32 1/2	4L790	79	78 1/4	77 1/4
4L350	35	34 1/2	33 1/2	4L800	80	79 1/4	78 1/4
4L360	36	35 1/2	34 1/2	4L810	81	80 1/4	79 1/4
4L370	37	36 1/2	35 1/2	4L820	82	81 1/4	80 1/4
4L380	38	37 1/2	36 1/2	4L830	83	82 1/4	81 1/4
4L390	39	38 1/2	37 1/2	4L840	84	83 1/4	82 1/4
4L400	40	39 1/2	38 1/2	4L850	85	84 1/4	83 1/4
4L410	41	40 1/2	39 1/2	4L860	86	85 1/4	84 1/4
4L420	42	41 1/2	40 1/2	4L870	87	86 1/4	85 1/4
4L430	43	42 1/2	41 1/2	4L880	88	87 1/4	86 1/4
4L440	44	43 1/2	42 1/2	4L890	89	88 1/4	87 1/4
4L450	45	44 1/2	43 1/2	4L900	90	89 1/4	88 1/4
4L460	46	45 1/2	44 1/2	4L910	91	90 1/4	89 1/4
4L470	47	46 1/2	45 1/2	4L920	92	91 1/4	90 1/4
4L480	48	47 1/2	46 1/2	4L930	93	92 1/4	91 1/4
4L490	49	48 1/2	47 1/2	4L940	94	93 1/4	92 1/4
4L500	50	49 1/2	48 1/2	4L950	95	94 1/4	93 1/4
4L510	51	50 1/2	49 1/2	4L960	96	95 1/4	94 1/4
4L520	52	51 1/2	50 1/2	4L970	97	96 1/4	95 1/4
4L530	53	52 1/2	51 1/2	4L980	98	97 1/4	96 1/4
4L540	54	53 1/2	52 1/2	4L990	99	98 1/4	97 1/4
4L550	55	54 1/2	53 1/2	4L1000	100	99 1/4	98 1/4
4L560	56	55 1/2	54 1/2				
4L570	57	56 1/2	55 1/2				

5L BELTS



Belt no	Outside length (in)	Pitch length (in)	Inside length (in)	Belt no	Outside length (in)	Pitch length (in)	Inside length (in)
5L250	25	24 3/4	23 3/4	5L650	65	64 3/4	63 3/4
5L260	26	25 3/4	24 3/4	5L660	66	65 3/4	64 3/4
5L270	27	26 3/4	25 3/4	5L670	67	66 3/4	65 3/4
5L280	28	27 3/4	26 3/4	5L680	68	67 3/4	66 3/4
5L290	29	28 3/4	27 3/4	5L690	69	68 3/4	67 3/4
5L300	30	29 3/4	28 3/4	5L700	70	69 3/4	68 3/4
5L310	31	30 3/4	29 3/4	5L710	71	70 3/4	69 3/4
5L320	32	31 3/4	30 3/4	5L720	72	71 3/4	70 3/4
5L330	33	32 3/4	31 3/4	5L730	73	72 3/4	71 3/4
5L340	34	33 3/4	32 3/4	5L740	74	73 3/4	72 3/4
5L350	35	34 3/4	33 3/4	5L750	75	74 3/4	73 3/4
5L360	36	35 3/4	34 3/4	5L760	76	75 3/4	74 3/4
5L370	37	36 3/4	35 3/4	5L770	77	76 3/4	75 3/4
5L380	38	37 3/4	36 3/4	5L780	78	77 3/4	76 3/4
5L390	39	38 3/4	37 3/4	5L790	79	78 3/4	77 3/4
5L400	40	39 3/4	38 3/4	5L800	80	79 3/4	78 3/4
5L410	41	40 3/4	39 3/4	5L810	81	80 3/4	79 3/4
5L420	42	41 3/4	40 3/4	5L820	82	81 3/4	80 3/4
5L430	43	42 3/4	41 3/4	5L830	83	82 3/4	81 3/4
5L440	44	43 3/4	42 3/4	5L840	84	83 3/4	82 3/4
5L450	45	44 3/4	43 3/4	5L850	85	84 3/4	83 3/4
5L460	46	45 3/4	44 3/4	5L860	86	85 3/4	84 3/4
5L470	47	46 3/4	45 3/4	5L870	87	86 3/4	85 3/4
5L480	48	47 3/4	46 3/4	5L880	88	87 3/4	86 3/4
5L490	49	48 3/4	47 3/4	5L890	89	88 3/4	87 3/4
5L500	50	49 3/4	48 3/4	5L900	90	89 3/4	88 3/4
5L510	51	50 3/4	49 3/4	5L910	91	90 3/4	89 3/4
5L520	52	51 3/4	50 3/4	5L920	92	91 3/4	90 3/4
5L530	53	52 3/4	51 3/4	5L930	93	92 3/4	91 3/4
5L540	54	53 3/4	52 3/4	5L940	94	93 3/4	92 3/4
5L550	55	54 3/4	53 3/4	5L950	95	94 3/4	93 3/4
5L560	56	55 3/4	54 3/4	5L960	96	95 3/4	94 3/4
5L570	57	56 3/4	55 3/4	5L970	97	96 3/4	95 3/4
5L580	58	57 3/4	56 3/4	5L980	98	97 3/4	96 3/4
5L590	59	58 3/4	57 3/4	5L990	99	98 3/4	97 3/4
5L600	60	59 3/4	58 3/4	5L1000	100	99 3/4	98 3/4
5L610	61	60 3/4	59 3/4				
5L620	62	61 3/4	60 3/4				
5L630	63	62 3/4	61 3/4				
5L640	64	63 3/4	62 3/4				

FHP V-BELT SHEAVE DATA

Single groove, pressed steel sheaves are made in two types. One type can be used with 3L or 4L fhp belts and the other type is used with 4L or 5L fhp belts. Stock holes and keyways are given in sheave manufacturer's catalogs. The tables at the right give the outside and pitch diameters, together with the sheave code number.

Sheaves for 3L or 4L fhp belts

Outside diameter (in)	Pitch diameter (in)		Sheave code no
	3L	4L	
1.50	—	1.3	150
1.75	—	1.5	175
2.00	1.4	1.7	200
2.25	1.7	2.0	225
2.50	1.9	2.2	250
2.75	2.2	2.5	275
3.00	2.4	2.7	300
3.25	2.7	3.0	325
3.50	2.9	3.2	350
3.75	3.2	3.5	375
4.00	3.4	3.7	400
4.25	3.7	4.0	425
4.50	3.9	4.2	450
4.75	4.2	4.5	475
5.00	4.4	4.7	500
5.25	4.7	5.0	525
5.50	4.9	5.2	550
5.75	5.2	5.5	575
6.00	5.4	5.7	600
6.50	5.9	6.2	650
7.00	6.4	6.7	700
8.00	7.4	7.7	800
9.00	8.4	8.7	900
10.00	9.4	9.7	1000
11.00	10.4	10.7	1100
12.00	11.4	11.7	1200
14.00	13.4	13.7	1400
16.00	14.4	14.7	1600
18.00	17.4	17.7	1800

Sheaves for 4L or 5L fhp belts

Outside diameter (in)	Pitch diameter (in)		Sheave code no
	4L	5L	
7.00	—	1.7	700
7.25	—	2.0	725
7.50	1.7	2.1	750
7.75	2.0	2.4	775
8.00	2.2	2.6	800
8.25	2.5	2.9	825
8.50	2.7	3.1	850
8.75	3.0	3.4	875
9.00	3.2	3.6	900
9.25	3.5	3.9	925
9.50	3.7	4.1	950
9.75	4.0	4.4	975
10.00	4.2	4.6	1000
10.25	4.5	4.9	1025
10.5			

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Stock drive design

WORKSHEET

DriveR

Type and description _____
 Rated hp _____ or torque (in.-lbs.) _____
 Rated constant speed (rpm) _____ If variable speed, give min. rpm _____ and max. rpm _____
 Shaft diameter _____ Length _____ Keyway width _____ Keyway depth _____ Set screw _____
 Sheave maximum od _____ Maximum width (include hub) _____

DriveN machine

Type and description _____
 Type of load: Uniform. Light shock Medium shock. Heavy shock.
 Peak hp _____ or torque (in.-lbs.) _____
 Rated constant speed (rpm) _____ If variable speed, give min. rpm _____ and max. rpm _____
 Shaft diameter _____ Length _____ Keyway width _____ Keyway depth _____ Set screw _____
 Sheave maximum od _____ Maximum width (include hub) _____

Center distance

Minimum required _____ Maximum allowed _____
 Type of adjustment: Adjustment base or slide rails. Pivoted gravity base
 Torque reactor base. None.
 Idler: None. Inside. Outside. Slack side. Tight side. Diameter _____

Special conditions

Approximate hours of operation per year _____ Per day _____
 Abnormal temperatures _____
 Excess Oil Dust. Water. Abrasive. Static.
 Starting method: Across line Reduced voltage. Clutch. No load.
 Operation: Frequent stop and start Load reversals.
 Other _____

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Stock drive design

The selection of a stock multiple or High Capacity V belt drive system is simplified when the six basic steps listed below are followed.

- Step 1. Establish drive requirements (page 15)
- Step 2. Calculate design horsepower (page 17)
- Step 3. Select V-belt cross-section (page 18)
- Step 4. Select stock sheave diameter (page 21)
- Step 5. Select stock V-belts (page 23)
- Step 6. Check and specify drive components (page 25)

To illustrate the selection procedure, a sample problem will be solved simultaneously with the instructions for each step.

SAMPLE PROBLEM

Select a Plus 30 or Plus 50 multiple, or a High Capacity V-belt drive for the following. A liquid agitator driveR is a normal torque ac motor, 5 hp, 1750 rpm, with a shaft diameter of 1 1/4 in. and standard keyway. The driveN shaft operates at 775 rpm, with a shaft diameter of 1 1/4 in. and standard keyway. The allowable center distance is 20 ± 2 in. The machine operates 8 hours per day, 5 days a week. There are no unusual service or design limitations.

Step 1. Establish drive requirements.

PROCEDURE

To select a V-belt drive using standard stock sheaves and stock belts, it is important to first establish the basic data to be used throughout the selection procedure. To assist in assembling this information, we have included on the facing page a form that you may use. The following information is required to select the correct V belt drive.

DriveR type. Gas engine, electric motor (ac or dc, induction, wound rotor or synchronous type), hydraulic motors, line shafts, etc.

Horsepower. Establish the amount of horsepower to be transmitted. If not available elsewhere, use nameplate rating. When the load is given in torque, convert to horsepower using the formula: Horsepower equals torque (in inch-pounds) times driveR shaft rpm divided by 63025.

DriveR speed. List shaft speed of driveR in rpm. On variable speed drives list the maximum and minimum speeds. (On some variable speed drives the maximum load condition may lie somewhere between the highest and lowest speed.)

DriveN machine type. Motor-generator set, milling machine, conveyor, mixers, cen-

EXAMPLE

DriveR type	AC motor, normal torque, with 1 1/4 in. shaft and standard keyway
DriveR horsepower	5 hp
DriveR speed	1750 rpm
DriveN machine type	Liquid agitator, with 1 1/4 in. shaft and standard keyway
DriveN machine speed	775 rpm
Center distance	20 ± 2 in.
Load type	Smooth, uniform
Service conditions	8 hours per day, 5 days per week
Miscellaneous requirements	None

DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER UNIT TYPES					
	AC Motors: Normal torque, Split phase, Squirrel cage, Synchronous, DC Motors: Shunt wound			AC Motors: High torque, high slip, Repulsion-Induction, Series wound, Slip ring, DC Motors: Compound & Series wound		
	Internal Combustion Engines: Multiple cylinder			Internal Combustion Engines: Single cylinder, Clutches & Time Shafts		
	Service			Service		
	Intermittent (3-5 hrs daily)	Normal (8-10 hrs daily)	Continuous (16-24 hrs daily)	Intermittent (3-5 hrs daily)	Normal (8-10 hrs daily)	Continuous (16-24 hrs daily)
Grain & milling machines — Refer to Mill Mutual Fire Prevention Bureau Bulletin VB-601 Old field machinery — Refer to API Specification API Standard 1B						
Agitators, Liquid Blowers (Under 10hp) Compressors, Centrifugal Conveyors (Light Duty) Fans, Exhaust (Under 10hp) Fans, Intake (Under 10hp) Pumps, Centrifugal	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors (Medium Duty) Dough Mixers Fans, Exhaust (Over 10hp) Fans, Intake (Over 10hp) Generators Lumber Machinery Line Shafts Machine Tools Presses, Punches & Shears Pumps, Rotary Screens, Revolving Screens, Vibrating	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Beaters, Paper Mill Blowers, Positive Displ Brick & Clay Machinery Bucket Elevators Compressors, Piston Conveyors, Drag, Fan & Screw Exciters Flour Mills Generators Paper Mills Saw Mills Textile Machinery Woolen Mills Woolen Spinning Mills	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers, Gyratory, Jaw & Roll Mills Mills, Ball, Rod & Tube Rubber Plant Machinery	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Notes: The use of a service factor of 2.0 is recommended for equipment subject to chocking. For outside idler on the slack side, inside idler on the tight side, frequent start and stop, infrequent maintenance, excess oil, water or fuel, unusual atmosphere, add 0.1 for any one, and 0.2 for any combination of these to the above service factor. For outside idler on the

Step 1. (Cont)

PROCEDURE

DriveN machine speed. List shaft speed of driveN machine in rpm. Also give tolerances. If driven by a variable speed driver, list maximum and minimum speeds.

Center distance. List together with tolerance.

Load type. Smooth and uniform, moderate shock, frequent start and stop, reversals, etc.

Service conditions. List approximate daily operating hours. Also if excessive oil, moisture and/or dust are present. Give ambient temperature range.

Miscellaneous design requirements. Maximum or minimum shroud sizes, maximum allowable width, etc.

Step 2. Calculate design horsepower.

PROCEDURE

To calculate the design horsepower, it is necessary to determine the severity or service factor of the drive and multiply it by the rated horsepower. On the facing page is a tabulation of suggested service factors for V-belt drives for various driver machine types and driveN units.

a. Determine service factor. Referring to the chart on the opposite page, to select the proper service factor, locate the driver machine type and cross-reference it to the appropriate driveN unit type. The service factor is then determined by the hours of operation.

An additional service factor must be included in the figure derived from the chart for any combination of the following conditions not normally associated with the specified drive: frequent starting and stopping, infrequent maintenance, unusual abrasion, severe heat, oil or water, outside idler on the slack side of the drive, or inside idler on the tight side. When any one of the above conditions occurs, an additional factor of 0.1 is added, and if two of the above conditions occur, an additional factor of 0.2 must be added. If there is an outside idler on the tight side of the drive, the additional factor of 0.2 is added to the service factor derived from

EXAMPLE

b. Determine service factor. The normal torque ac motor driving a liquid agitator with no unusual service condition is found to require a service factor of 1.1 as obtained from the chart opposite. No additional speed-up drive factor is required.

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Step 2. (continued)

Step 2. (continued)

PROCEDURE

For speed-up drives, add to the horsepower factor obtained from the above procedure the additional factor noted in the following table.

Speed-up ratio range	Additional factor
1 to 1.24	none
1.25 to 1.51	0.1
1.52 to 1.78	0.2
1.79 to 2.05	0.3
2.06 to over	0.4

Additional service factors may be required for unusual conditions such as load reversal, shock, slack, or loaded motor stop, etc. (The above table should be determined by a qualified transmission specialist.)

Any change in the service factor affects the entire calculation. For the majority of drive applications, the service factors listed are appropriate. However, practical knowledge of the drive conditions and severity may require adjustment of the service factor based on past experience.

b. Calculate design horsepower.

The design horsepower of the drive is obtained by multiplying the rated horsepower by the service factor determined above. (The rated horsepower of the drive is usually the motor horsepower.)

Step 3. Select V-belt cross-section.

PROCEDURE

Having determined the design horsepower referred to, it is now possible to select the V-belt cross-section for the required application.

a. Select cross-section.

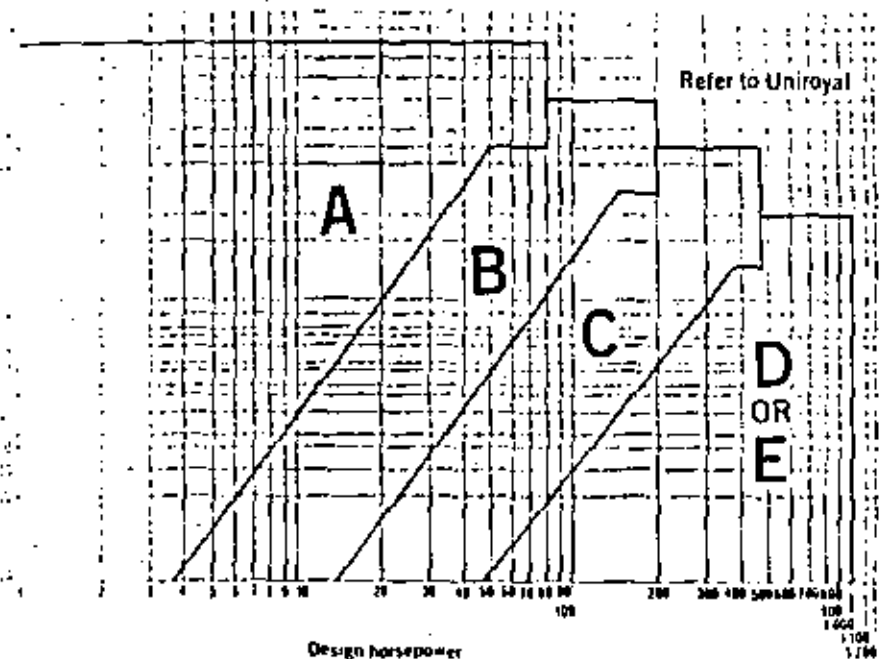
Criteria for use in determining the required V-belt cross-section are included on the following two pages. Each graph indicates the applicable cross-section type.

In determining whether an acceptable V-belt drive can be designed, all of the cross-section types should be checked. If, on the design horsepower graphs, any belt cross-section does not meet the requirements, it should not be considered further. The re-

EXAMPLE

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

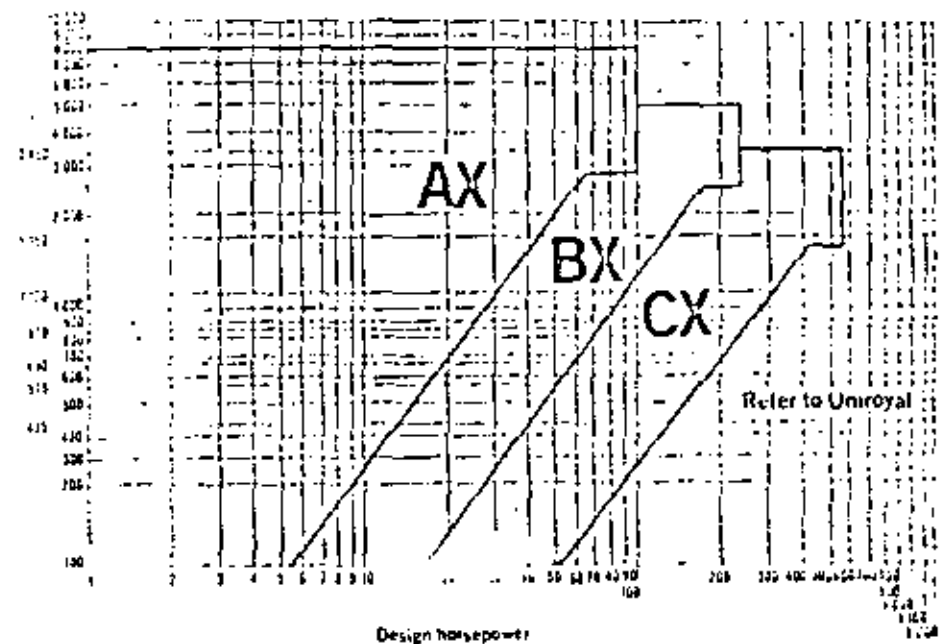
Design horsepower graphs

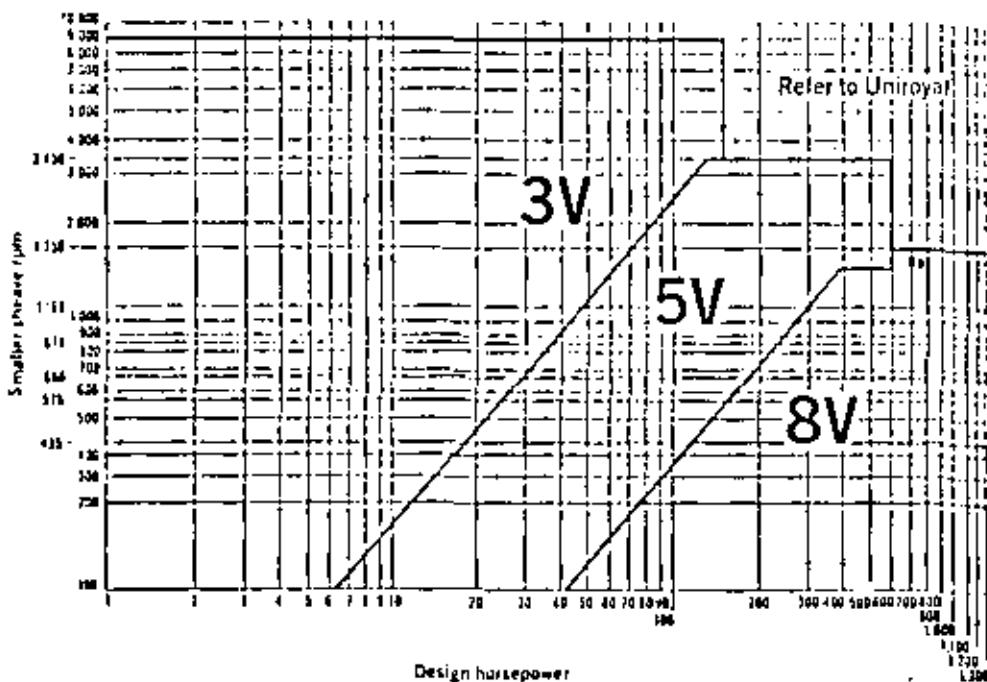


Plus 30 multiple V-belt cross-section selection chart

b. Calculate design horsepower.

Multiplying the rated horsepower of 5 by the service factor of 1.1 gives a design horsepower of 5.5 hp.





High Capacity V-belt cross-section selection chart

Step 3. (Cont)

PROCEDURE

The same procedure, as given below, is followed in locating the required belt type for Plus 30, Plus 50 and High Capacity V-belts.

Locate the design horsepower along the bottom of the graph for each belt type. Move vertically along the design horsepower line until it intersects with the small sheave (driveR) rpm line.

The shaded areas in which these lines intersect on each graph show the required belt cross section for each belt type.

When the requirements of the drive do not fall within any of the recommended belt type cross section areas on the graphs, consult a Uniroyal representative for special belt specifications.

If the design horsepower and small sheave rpm lines intersect at a point close to a dividing line (or on a dividing line) there is a choice between two cross-sections; both should be considered further. The remaining steps of the selection procedure will show

EXAMPLE

Plus 30 and Plus 50 multiple V-belts.

Along the bottom of the applicable graphs, locate the intersection of the design horsepower 5.5 hp line with the small sheave (driveR) 1750 rpm line. It falls within the A cross-section areas of the graphs for both Plus 30 and Plus 50 V-belts. Thus an A cross-section is indicated for the required belt.

High Capacity V-belts

As in the procedure for the Plus 30 and Plus 50 belts, the intersection of the 5.5 hp line with the 1750 rpm line lies in the 3V cross-section area.

Step 4. Select stock sheave diameters.

PROCEDURE

To select the proper sheave diameters, it is first necessary to determine the speed ratio, check minimum sheave diameters, and then select stock sheave diameters.

a. Determine speed ratio.

The speed ratio is determined by dividing the rpm of the faster shaft (normally the driveR shaft) by the rpm of the slower shaft (normally the driven shaft).

b. Check minimum sheave diameters.

For longer belt flex life, and unless absolutely necessary, it is desirable that the selected small sheave diameter be within the recommended range shown in the small sheave diameters tables on the following page. The upper two tables give the stock and recommended diameter ranges for multiple and High Capacity V-belt cross-sections.

The bottom table is also consulted when an electric motor is used as the driveR. This table deals primarily with bearing and shaft load rather than belt flex life. The selected driveR sheave's diameter should also be no less than the recommended minimum shown for the electric motor's horsepower and speed.

Note that in the multiple V-belt small sheave pitch diameters table, the Plus 50 cross-sections A, C and D show recommended minimum diameters less than the minimum stock diameters. Plus 50 V-belt drives using these small sheave diameters are available only on a made-to-order basis. Refer to the Custom drive design section for more information.

c. Select stock sheave diameters.

The stock drive selection tables show the range of stock sheave diameters available for each belt cross-section. Refer to the corresponding stock drive selection table for the belt cross-section determined in Step 3. The tables may be found on the following pages.

Plus 30 & Plus 50 Multiple V-belts	A	Page 42
	B	Page 56
	C	Page 72
	D	Page 78
	E	Page 82
High Capacity V-belts	3V	Page 86
	5V	Page 94
	8V	Page 100

EXAMPLE

a. Determine speed ratio

Dividing the driveR shaft speed of 1750 rpm by the driven shaft speed of 775 rpm gives a speed ratio of 2.26

b. Check minimum sheave diameters.

Referring to the small sheave diameters tables on the following page, the recommended diameter range of a multiple V-belt sheave with an A cross-section is 3.0 to 5.0 in. for Plus 30 and 2.5 to 5.0 in. for Plus 50 multiple V-belts.

The recommended minimum diameter for a High Capacity V-belt sheave with a 3V cross-section is 2.65 in.

Checking the recommended minimum sheave diameters for electric motors table shows that for either a multiple or High Capacity belt, the recommended minimum sheave diameter for a 5-hp, 1750-rpm electric motor is 3 in.

c. Select stock sheave diameters

Plus 30 and Plus 50 multiple V-belt stock drive selection table on page 50 shows that an A cross-section drive with a speed ratio of 2.25 (ratio closest to 2.26) requires a drive sheave diameter of 4.0 in. and a driven sheave diameter of 9.0 in. The indicated small (driveR) sheave diameter of 4.0 in.

within the range of recommended diameter for A cross-section belts and larger than the recommended minimum for the electric motor.

SELECTION PROCEDURES MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Small sheave diameters tables

Multiple V-belt small sheave pitch diameters

Belt cross-section	Small sheave pitch diameter range				Add to PD to get OD	
	Stock		Recommended			
	Min. (in.)	Max. (in.)	Min. (in.)	Max. (in.)		
A	Plus 30	3.0	7.0	3.0	5.0	0.25
	Plus 50			2.5	5.0	
B	Plus 30	3.4	9.4	5.4	7.0	0.35
	Plus 50			3.4	7.0	
C	Plus 30	7.0	16.0	9.0	12.0	0.40
	Plus 50			6.0	12.0	
D	Plus 30	12.0	22.0	13.0	17.0	0.60
E	Plus 30	21.6	27.0	21.6	27.0	0.80

*A to Plus 30 4 belts in combination 4 B sheaves add 0.75 in PD to get OD

High Capacity V-belt small sheave outside diameters

Belt cross-section	Small sheave outside diameter range			Subtract from OD to get PD
	Stock		Recommended	
	Min. (in.)	Max. (in.)	Min. (in.)	
3V	2.65	10.0	2.65	0.85
5V	7.10	16.0	7.10	0.10
5V	12.5	22.4	12.5	0.20

Recommended minimum sheave diameters for electric motors (in.)

Motor horsepower	Motor speed (rpm)					
	575	695	870	1160	1750	3450
1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	—	—	—
3/4	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2	—	—
1	3	3	2 1/2	2 1/2	2 1/4	—
1 1/2	3	3	3	2 1/2	2 1/2	2 1/4
2	3 1/4	3	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2
3	4 1/2	3 1/4	3	3	2 1/2	2 1/2
5	4 1/2	4 1/2	3 1/4	3	3	2 1/2
7 1/2	5 1/4	4 1/2	4 1/2	3 1/4	3	3
10	6	5 1/4	4 1/2	4 1/2	3 1/4	3
15	6 1/4	6	5 1/4	4 1/2	4 1/2	3 1/4
20	8 1/4	6 1/4	6	5 1/4	4 1/2	4 1/2
25	9	8 1/2	6 1/4	6	4 1/2	4 1/2

Motor horsepower	Motor speed (rpm)					
	575	695	870	1160	1750	3450
30	10	9	6 1/4	6 1/4	5 1/4	—
40	10	10	6 1/4	6 1/4	6	—
50	11	10	9	6 1/4	6 1/4	—
60	12	11	10	9	7 1/2	—
75	14	13	10	10	9	—
100	15	15	13	13	10	—
125	20	18	15	13	11	—
150	22	20	18	13	—	—
200	22	22	22	—	—	—
250	22	22	—	—	—	—
300	27	27	—	—	—	—

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

drive design

Step 4. (Cont.)

PROCEDURE

On the pages of the appropriate belt type and cross section stock drive selection table, locate the speed ratio in the left-hand column corresponding most closely to the speed ratio determined above.

From the speed ratio line chosen, move across to the sheave diameters columns. Here are shown the required drive and plus sheave diameters for that speed ratio. Note that for multiple V-belts they are given as pitch diameters. High Capacity belts are given as outside diameters. To convert from one to the other, use the data given in the last columns of the upper two tables on the small sheave diameters tables on the facing page.

In certain cases, there is a choice of sheave diameters for the same speed ratio. It is generally better to select the larger diameter sheaves which are in the recommended sheave diameters range and no smaller than the minimum sheave diameters determined above. This is in keeping with good design practice which considers recommended sheave diameters, bore size, belt speed, space and clearance limitations and comparative drive costs. Note also that horsepower per belt is substantially higher for drives using large sheave diameters. This indicates better operating conditions.

Step 5. Select stock V-belts.

PROCEDURE

Knowing the speed ratio and having determined that the sheaves selected are greater than the maximum sheave diameters for the cross-sections selected, it is now possible to determine the correct stock V-belt to be used.

a. Select center distance and stock belt. The stock drive selection tables used in Step 4 to determine sheave diameters are also used to obtain the stock belt for a given center distance.

Using the same speed ratio as used in Step 4 to determine sheave diameters, move horizontally to the right and find the center distance closest to that required (as listed in the drive requirements, Step 1). If the speed ratio being used has more than one choice of sheave diameters listed in the tables, be sure to use the same diameters to be used in the

EXAMPLE

High Capacity V-belt stock drive selection table on page 90 shows that a 3V cross-section drive with a speed ratio of 2.24 (ratio closest to 2.26) requires a driver sheave diameter of 4.75 in. and a driven sheave diameter of 10.6 in. The indicated small (drive) sheave diameter of 4.75 in. is larger than the recommended minimum for a 3V cross-section and also larger than the recommended minimum for the electric motor.

a. Select center distance and stock belt. For Plus 30 and Plus 50 multiple V-belts, using the same table on page 90, across from the speed ratio of 2.25 we locate the column with the center distance value nearest to the design requirement of 20 ± 2 in., which is the 20.3 in. entry. (Note that this is in the horsepower correction factor 1.0 area.) Following the column up to the top line, we find that an A60 size belt is to be used. This is an A cross-section belt with an inside circumference of 60 inches.

High Capacity V-belt selection is made

SELECTION OF BELT DRIVES MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Stock drive design

Step 5. (Cont) PROCEDURE

Move vertically upwards from the chosen center distance value to the top of the table. The stock belt designation shown there is formed by combining the stock belt cross-section and the size length code.

b. Calculate corrected horsepower rating of belt.

While finding the stock belt designation as described above, it will be noted that the center distance values fall in shaded or unshaded areas keyed to a horsepower correction factor at the bottom of the table. Keeping in mind the correction factor required, return to the speed ratio column. Opposite the required speed ratio, to the right of the sheave diameter columns, are driver speed and horsepower per belt capacity columns for standard driver speeds. In the appropriate driver speed column and opposite the speed ratio is the rated horsepower per belt. If the required driver speed is not one of the standard speeds given on the stock drive selection tables, reference must be made to the basic horsepower ratings tables for the individual belt cross-section (see pages 104 through 126). Further explanation of the use of these tables may be found in the custom drive design section, on pages 31 and 32.

Since the basic horsepower rating per belt obtained above is a theoretical rating for the belt itself, it must be corrected for arc of contact on the sheaves and for actual belt length. This correction factor is given on the stock drive selection tables as the horsepower correction factor across the bottom of the tables and keyed to the center distance values by shaded areas as noted above. Calculate the corrected horsepower rating per belt by multiplying the basic horsepower rating per belt by the horsepower correction factor.

c. Determine number of belts required.
The number of belts required is obtained by dividing the design horsepower (as calculated in Step 2) by the corrected horsepower

EXAMPLE

referring to the 2.24 speed ratio line, we find the column with the nearest value for the center distance design requirement of 20 ± 2 in. is the entry of 19.2 in. which, going up the column shows a 3V630 size belt. This is a 3V cross-section belt with an outside circumference of 63 inches. (Note that this center distance value also falls into the horsepower correction factor 1.0 area.)

b. Calculate corrected horsepower rating per belt.

Plus 30 and Plus 50 V-belt corrected horsepower rating per belt is determined by using the same table. Following the column headed 1750 rpm driver speed down to the intersection with the 2.25 speed ratio line, we obtain a Plus 30 rated horsepower per belt of 3.34 hp and a Plus 50 value of 4.20 hp. Multiplying each of these values by the horsepower correction factor of 1.0 noted above gives the corrected horsepower rating per belt of 3.34 hp for a Plus 30 belt and 4.20 hp for a Plus 50 belt.

The High Capacity V-belt horsepower correction factor noted above was also unity. The table on page 90 (where the 1750 rpm driver speed column intersects with the 2.24 speed ratio line) shows a value of 5.48. This value, multiplied by 1.0, gives a High Capacity V-belt corrected horsepower per belt of 5.48 hp.

c. Determine the number of belts required.

The rated design horsepower of 5.5 divided by the Plus 30 corrected horsepower rating per belt of 3.34 equals 1.65, which rounds up to 2. This gives a design requirement of

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS Stock drive design

two by the Plus 50 corrected horsepower rating per belt of 4.20 equals 1.31. This rounds off to 2 and gives a design requirement of two Plus 50 A60 V-belts for the drive.

The rated design horsepower of 5.5 divided by the High Capacity corrected horsepower rating per belt of 5.48 equals 1.0. This results in a design requirement of one High Capacity 3V650 V-belt.

Step 6. Check and specify drive components.

PROCEDURE

When determining the V-belt type to be specified, consideration should be given to stock size availability, previous installation practice if applicable, space limitation, ease and frequency of belt replacement, cost and other factors that could limit the selection of the cross-section type.

In general, the Plus 30 V-belt makes the most economical drive installation, although there are horsepower limitations.

Plus 50 V-belts should be considered when problems resulting from small pulley diameters, belt slippage, heat buildup, etc., require frequent belt replacement. With horsepower ratings greater than Plus 30, the same sheave configuration as Plus 30 multiple V-belts is used, often yielding savings in number of belts and sheaves required.

High Capacity V-belts are the answer where horsepower requirements necessitate too great a number of conventional multiple V-belts for a given drive system; or, where space, size or weight limitations are considerations.

The belt and sheave dimensional standards for Plus 30 and Plus 50 multiple V-belts are contained on pages 4 through 8. Similar belt and sheave dimensional standards for High Capacity V-belts are contained on pages 9 through 13.

Specifying information.
When ordering belts and sheaves, specify belt and sheave requirements as shown at right in the sample problem, and as given on the sheave dimensional standards pages. The bore size and keyway type or size can be determined from the driver and driven machines' shafts. Stock bushings are bored to size when ordered. Be sure that the stock supplier's catalog indicates that the

EXAMPLE

Plus 30 and Plus 50 multiple V-belts
Since Plus 30 and Plus 50 V-belts would both require two belts, it would be more economical to use Plus 30 belts. The drive components for this sample problem would be specified as follows:

- Two stock A60 Uniroyal Plus 30 V-belts.
- One stock A, 4.0-in. pd, 2-groove, $\frac{3}{4}$ -in. bore driver sheave, with standard keyway.
- One stock A, 9.0-in. pd, 2-groove, $1\frac{1}{4}$ -in. bore driven sheave, with standard keyway.

High Capacity V-belts.
For the sample problem, the High Capacity V-belt drive components would be specified as follows:

- One stock 3V650 Uniroyal High Capacity V-belt.
- One stock 3V, 4.75-in. od, 1-groove, $\frac{3}{4}$ -in. bore driver sheave, with standard keyway.
- One stock 3V, 10.6-in. od, 1-groove, $1\frac{1}{4}$ -in. bore driven sheave, with standard keyway.

Most multiple and High Capacity V-belt drive systems can be selected using the procedure given in the preceding section. That procedure uses the pre-engineered stock drive tables included in this catalog. Occasionally, specific drive requirements are such that one or more made-to-order sheaves or belts require the use of that standard selection procedure. This custom drive design procedure is included for use in that event. Consultation with a Uniroyal power transmission specialist is always desirable where particular drive systems are encountered.

Before proceeding with the custom drive design procedure, the designer should familiarize himself with the following general considerations for a custom drive system design. The V-belt maintenance procedures at the back of this catalog cover these and other points in greater detail and should also be consulted.

Operating conditions.

To assure the most efficient and economical drive system where belt speeds, speed ratios and center distances in excess of those in the stock drive selection tables are necessary, or when other special conditions exist, consult a Uniroyal belt specialist. When ambient oil temperature or safety conditions require all or a portion of the drive to be enclosed, insure adequate ventilation by using wire-screen type guards. Uniroyal V-belts are built to resist temperatures from -50 to 185° F. and, although also resistant to some oils, special efforts should be made to eliminate oils and grease from the belts and their surroundings.

Drive layout

It is advisable to plan the drive system to use, wherever possible, stock drive components. Stock V-belt widths and lengths with made-to-order sheaves are more economical than made-to-order belts with stock sheaves. If there is a choice in which only one made-to-order sheave is needed, it is more economical for the larger sheave to be a stock component and the smaller sheave to be made to order.

Sheaves

The desirability of using small sheave diameters no smaller than the recommended minimum diameters shown in the small sheave diameters tables cannot be over-emphasized. The flexing of V-belts affects their life tremendously. In most cases it is far more economical to use a sheave larger than the listed minimum. In addition, larger sheaves increase belt life significantly. If, out restrictions absolutely require an unusually small sheave, it is advisable first to consult a Uniroyal belt specialist.

Take-up.

The drive design should allow center distance adjustment for installation and removal of belts and for belt tensioning procedures. The center distance should allow minimum take-up allowances as shown on page 128. Vertical drives, short center drives and drives with pulsating loads must operate under greater tension and require proportionately greater take-up allowance. Additional information on this subject may be found in the Belt design, installation and maintenance section.

Idlers.

When it is impossible to provide sufficient center distance for belt installation and tensioning adjustment take-up, an adjustable idler should be used. The idler should contact the slack side of the belt drive. It should be sufficiently adjustable to permit installation of the belts without forcing and to permit tensioning adjustments. The addition of idlers to the drive affects both the service factor and belt lengths.

Undertelling.

V-belts should not be selected on the basis of rated motor horsepower. The drive system must have sufficient capacity for the maximum load of the driven machine, as well as the driver, based on service correction factors. In the case of speed-up drives, additional reserve must also be included. Extra capacity in belts more than pays for itself in increased life and reliability.

Selection procedure.

Keeping in mind the desirability of using as many stock components as possible, the selection procedure for a custom drive system design is the same as for the multiple and High Capacity stock V-belt drive and makes use of the pre-engineered drive selection tables, except where design requirements necessitate a departure from that method.

The selection procedure follows eight basic steps:

- Step 1. Establish drive requirements (page 27).
- Step 2. Calculate design horsepower (page 28).
- Step 3. Select V-belt cross-section (page 28).
- Step 4. Determine sheave diameters (page 28).
- Step 5. Determine belt dimensions (page 30).
- Step 6. Calculate center distance (page 31).
- Step 7. Determine horsepower per belt (page 31).
- Step 8. Determine number of belts required (page 33).

To illustrate the selection procedure, a sample problem will be solved simultaneously with the instructions for the procedure.

SAMPLE PROBLEM

A special project requires a liquid agitator to be driven at a speed of 600 rpm. The available driver is a 50 hp, 1160 rpm, normal torque, ac electric motor, with a 2-inch diameter shaft and standard keyway. The center distance is 72 to 78 inches. The agitator has a 2½-inch shaft, standard keyway and will run 18 hours per day. There are no special design requirements.

Step 1. Establish drive requirements.

PROCEDURE	EXAMPLE
Basic data necessary for the design of a custom multiple or High Capacity V-belt drive is as follows:	DriveR type AC motor, normal torque, with 2 in. shaft and standard keyway
1. DriveR machine type, speed and horsepower.	DriveR horsepower, 50 hp
2. DriveN machine type and speed	DriveR speed 1160 rpm
3. Shaft and keyseat information for both	DriveN machine type Liquid agitator, with 2½-in. shaft, and standard keyway
4. approximate center distance requirements	DriveN machine speed 600 rpm
5. special requirements or limitations.	Center distance 72-78 in
	Load type Smooth
	Service conditions 18 hours per day
	Miscellaneous design require- None

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Custom drive design

Step 2. Calculate design horsepower.

PROCEDURE

a. Determine service factor.

Service factor is determined as explained on pages 16 through 18 of the stock selection procedure.

b. Calculate design horsepower.

Design hp = Rated hp X Service factor

Step 3. Select V-belt cross-section.

PROCEDURE

V-belt cross-section is determined as shown on pages 18 through 20 of the stock selection procedure.

Step 4. Determine sheave diameters.

PROCEDURE

a. Calculate the speed ratio.

The relationships between shaft speeds and sheave diameters are shown by the following equations:

$$\text{Speed ratio} = \frac{\text{Faster shaft speed (normally the driver)}}{\text{Slower shaft speed (normally the driven)}}$$

$$\text{Speed ratio} = \frac{\text{Larger sheave pitch diameter}}{\text{Smaller sheave pitch diameter}}$$

Solving the shaft speeds equation gives the speed ratio, and also indicates the required ratio between sheave pitch diameters.

b. Check minimum sheave diameters.

Refer to the small sheave diameters tables on page 22. The upper chart gives the recommended minimum sheave diameters for stock belt cross-sections. Note the minimum diameter recommended for the selected cross-section. The bottom chart gives the recommended minimum sheave diameter for belts selected or determined by motor

EXAMPLE

a. Determine service factor.

Referring to pages 16 through 18, the ac, normal torque motor driving a liquid agitator, with continuous operating service has a service factor of 1.2.

b. Calculate design horsepower.

Design hp = 50 X 1.2 = 60 hp

EXAMPLE

The smaller (driver) sheave speed from Step 1 above, is 1160 rpm and the design horsepower from Step 2 above, is 60 hp. Referring to the graphs on pages 19 and 20 the belt cross-sections to be considered are:

Plus 30 — B cross-section.

Plus 50 — B cross-section

High Capacity — 5V cross-section.

EXAMPLE

a. Calculate speed ratio.

$$\text{Speed ratio} = \frac{\text{Driver rpm}}{\text{Driven rpm}} = \frac{1160}{600} = 1.93$$

b. Check minimum sheave diameters.

Referring to page 22, these recommended minimum sheave diameters are noted:

B cross-section	— 5.4 in.
Plus 30	— 3.7
Plus 50	— 3.7
5V cross-section	— 7.0

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Custom drive design

Step 4 (Cont)

PROCEDURE

c. Determine sheave diameters.

Referring to the stock drive selection tables for the appropriate belt cross-sections chosen in Step 3 above. Find the speed ratio, as calculated above, in the table. If that speed ratio is not listed, go to the speed ratio nearest to the desired ratio. Immediately to the right of that speed ratio are the driver and driven sheave diameters necessary for that speed ratio.

The driver sheave diameter of that speed ratio is equal to or exceeds the minimum which driver sheave diameter ascertained above is located. Next to that is the driven sheave diameter, which also must be equal to or exceed the minimum driven sheave diameter determined above, for the given belt cross-section. This driven sheave diameter, being the larger, is chosen as the stock sheave for economic reasons.

Having determined the driven sheave diameter and knowing the required speed ratio, the required made-to-order driver sheave diameter can now be calculated using the equation:

$$\text{Small sheave pitch diameter} = \frac{\text{Larger sheave pitch diameter}}{\text{Speed ratio}}$$

Note that for multiple belts, the stock drive selection tables show the sheave dimensions as pitch diameters. The High Capacity belt tables give the sheave dimensions as outside diameters. The speed ratio is determined by the sheave pitch diameters, which are coincident with the belt pitch line. To convert High Capacity sheave outside diameter values to pitch diameters requires the use of a conversion factor given in the small sheave diameters tables on page 22 and also in the High Capacity sheave data on page 10. This must be done when calculating High Capacity sheave dimensions using the speed ratio.

EXAMPLE

c. Select sheave diameters.

B cross-section. Turning to page 64 of the B cross-section stock drive selection tables, there is no speed ratio 1.93. Speed ratios 1.94 and 1.95 show driver (small) sheave pitch diameters less than the recommended 8.25 in. (8 1/4") minimum for the electric motor. Speed ratio 1.96 shows a driver (small) sheave pitch diameter of 9.4 in. which is usable. The driven sheave pitch diameter is 18.4 in. Substituting in the equation:

$$\text{Smaller sheave pitch diameter} = \frac{18.4}{1.93} = 9.53 \text{ in.}$$

Note that the calculated smaller sheave diameter is also greater than the recommended minimums for both a B cross-section belt and a 50-hp, 1160 rpm electric motor. It should be noted that the Small sheave diameters tables show a stock small sheave diameter range for each cross-section. These are stock sheave size ranges. Made-to-order sheaves can exceed these size ranges.

5V High Capacity cross-section. On page 96 of the 5V cross-section stock drive selection tables, speed ratio 1.95 shows a driver (small) sheave outside diameter of 10.9 in. and driven sheave outside diameter of 21.2 in. From the small sheave diameters tables on page 22, we note that for a 5V cross-section sheave, we must subtract 0.10 from the outside diameter to obtain the sheave pitch diameter. Substituting in the equation:

$$\text{Smaller sheave pitch diameter} = \frac{21.2 - 0.10}{1.93} = \frac{21.1}{1.93} = 10.93 \text{ in.}$$

This required smaller sheave pitch diameter is larger than the recommended 8.25 in. (8 1/4") minimum for the specified electric motor.

Recapitulating, the possible sheave combinations dimensions are:

B cross-section —	
Driver sheave	9.53 in. pd
Driven sheave	18.4 in. pd

Step 5. Determine belt dimensions.

PROCEDURE

Calculate belt length.

Again for economic reasons, it is desirable to select a standard stock belt size. To calculate the theoretical belt length, the following formula is used:

$$L = 2C + \frac{(D - d)^2}{4C} + 1.57(D + d)$$

where:

- L = Belt pitch length
- C = Center distance
- D = Larger (drive N) sheave pitch diameter
- d = Smaller (drive R) sheave pitch diameter.

Where the center distance in the basic drive requirements is given as a range of values, choose a value midway between the lower and higher limits to use in the above equation. Another quick method for finding the proper center distance value is to refer to the appropriate stock drive selection table used in Step 4 above. Find the speed ratio (and sheave diameters) used in the calculation for Step 4. Move to the right and find the center distance nearest to, or within the range of, that given in the basic requirements. Use that value as the tentative center distance in the belt length calculation.

Having calculated the theoretical belt length, consult the stock belt size lists on pages 4 through 9. The standard belt length nearest to the calculated belt length is chosen as the stock belt to use. A check on the stock belt size chosen can be made by referring to the stock drive table entry used in the preceding paragraph. The stock belt size listed at the top of the column in which the theoretical center distance is listed above

SV cross-section —

- Drive R sheave 10.93 in. pd
- Drive N sheave 21.1 in. pd

By selecting stock larger diameter sheaves, only one non standard made-to-order sheave is required. Here we show all sheaves in pitch diameters. Note that when ordering High Capacity sheaves they must be specified by outside diameters.

EXAMPLE

Calculate belt length.

After determining the center distance values from the stock drive tables as recommended in the instructions on the left, the theoretical belt length calculations for each of the possible belt cross-sections being considered are:

B cross-section —

$$L = 2 \times 75 + \frac{(18.4 - 9.53)^2}{4 \times 75} + 1.57 \times (18.4 + 9.53) = 194.1 \text{ in.}$$

SV cross-section —

$$L = 2 \times 75 + \frac{(21.1 - 10.93)^2}{4 \times 75} + 1.57 \times (21.1 + 10.93) = 200.6 \text{ in.}$$

Checking the belt lengths against the appropriate stock belt size lists yields the following stock belt sizes:

- Plus 30 B195 stock belt size
- Plus 50 Bx195 stock belt size
- High Capacity SV2000 stock belt size

Step 6. Calculate center distance.

PROCEDURE

Having selected sheave diameters and belt length, and knowing the speed ratio, it is now possible to calculate the nominal center distance of the drive.

In the pre-engineered stock drive selection tables, the center distances were calculated using the industry formula:

$$\text{Center distance } C = \frac{D - \sqrt{D^2 - 32 \times (D - d)^2}}{16}$$

where:

- b = $4L - 6.28 \times (D + d)$
- L = Belt pitch length
- D = Large sheave pitch diameter
- d = Small sheave pitch diameter.

A simpler formula has been developed, eliminating the square root operation, which gives a close approximation of the center distance. For the center distance calculation use this formula:

$$C = \frac{1}{2} \left[L - \frac{D^2 - d^2}{1.57 \times (L - R)} - 1.57 \times (D + d) \right]$$

where:

- C = Center distance
- L = Nominal belt length
- D = Large (drive N) sheave pitch diameter
- d = Small (drive R) sheave pitch diameter
- R = Sheave pitch diameters (speed) ratio

Step 7. Determine horsepower per belt.

PROCEDURE

To find the corrected horsepower per belt, three factors must be determined: the basic horsepower per belt, the arc correction factor (A) and the length correction factor (L).

To determine basic horsepower rating per belt, reference is made to the appropriate basic horsepower ratings tables on pages 10 through 124. Horsepower ratings there are given for speed ratios under 1.03. For higher speed ratios, an additional horsepower value must be added to the base horsepower. The interpolation section of the tables shows the amount of additional horsepower to be added for various speed

EXAMPLE

Substituting the known values in the simpler equation gives the following solutions:

B cross-section —

$$C = \frac{1}{2} \left[195 - \frac{18.4^2 - 9.53^2}{1.57 \times (195 - 1.93)} - 1.57 \times (18.4 + 9.53) \right] = 75.17 \text{ in.}$$

SV cross-section —

$$C = \frac{1}{2} \left[200 - \frac{21.1^2 - 10.93^2}{1.57 \times (200 - 1.93)} - 1.57 \times (21.1 + 10.93) \right] = 74.33 \text{ in.}$$

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Custom drive design

Step 7. (Cont)

PROCEDURE

To determine the horsepower per belt for a non-stock made-to-order driver sheave, use the small sheave diameter column which is closest to the made-to-order sheave's diameter. If the made-to-order sheave's diameter is greater than the largest small sheave diameter column shown on the table, use the largest small sheave diameter column's values for the horsepower per belt calculations, including any necessary add-on horsepower.

Multiple V-belt arc correction factors (A_c) are found by reference to the arc of contact factors for multiple V-belts table on pages 40 and 41. The appropriate correction factor for standard V-belt drives is found across the bottom of the table for a given difference in sheave diameters and the center distance.

For High Capacity V-belts, the following table is used. The correction factor (A_c) is found by subtracting the smaller (driver) sheave diameter from the larger (driven) sheave diameter and dividing the result by the center distance.

Arc of Contact correction factors
for High Capacity V-belts

$\frac{D-d}{C}$	Approximate arc of contact on small sheave	Correction factor (A_c)
00	150°	1.00
10	174°	0.99
20	168°	0.97
30	162°	0.96
40	156°	0.94
50	150°	0.92
60	144°	0.90
70	138°	0.88
80	132°	0.87
90	126°	0.85
100	120°	0.83
110	114°	0.80
120	108°	0.78
130	102°	0.75
140	96°	0.72
150	90°	0.69

EXAMPLE

Smaller sheave diameter 9.53 in. subtracted from larger sheave diameter 18.4 gives 8.87. Referring to the arc of contact factors for multiple V-belts table on pages 40 and 41, the lines for 8- and 9-inch diameter difference is traced across to the center distance nearest 75.17 inches, which is the 172° arc of contact column. Following the column down to the correction factor for standard V-belt drives shows $A_c = 0.98$ to be applicable.

Length correction factor (L_c) is obtained from the size lists on page 5. A B195 V-belt has a length correction factor of 1.18.

The corrected horsepower per belt rating is obtained by performing the indicated multiplication $10.48 \times 0.98 \times 1.18 = 12.12$. Thus a Plus 30 B195 V-belt for this application is rated at a corrected horsepower per belt of 12.12 hp.

Plus 50 BX195 multiple V-belt.

Repeating the above procedure for the Plus 50 belts produces the following solutions to the corrected horsepower ratings equation:

Plus 50 BX195 belt —

$$\text{Corrected hp/belt} = 11.88 \times 0.98 \times 1.18 = 13.74 \text{ hp}$$

High Capacity 5V2000 V-belt.

Reference to the basic horsepower ratings table on pages 122 and 123, shows a smaller sheave speed of 1160 rpm and smaller sheave diameter of 10.93 inches to have a horsepower of 22.2, with an additional value of 1.15 to give a basic horsepower per belt of 23.35 hp.

Arc of contact factor as obtained from the table at the left, shows that the difference between sheave diameters 21.1 and 10.93 (10.17) divided by the 74.33 center distance is 0.14 which, from the table, indicates arc correction factor $A_c = 0.99$.

Length correction factor for a 5V2000 belt obtained from the belt size lists on page 9 shows $L_c = 1.08$.

High Capacity 5V2000 V-belt —

$$\text{Corrected hp/belt} = 23.35 \times 0.99 \times 1.08 = 24.97 \text{ hp}$$

MULTIPLE AND HIGH CAPACITY V-BELTS

Custom drive design

Step 7. (Cont)

PROCEDURE

The belt length correction factors (L_c) are shown in the stock V-belt size lists tables on pages 4 through 6 for each stock belt size. Calculate corrected horsepower per belt. The corrected horsepower rating per belt is found by using the following formula:

$$HP = \text{Basic hp} \times A_c \times L_c$$

where: HP = Corrected horsepower rating per belt

hp = Basic hp as calculated above

A_c = Arc correction factor

L_c = Length correction factor.

Step 8. Determine number of belts required.

PROCEDURE

The number of belts necessary for a V-belt drive system is found by use of the equation:

$$\text{Number of belts} = \frac{\text{Design horsepower}}{\text{Corrected horsepower per belt}}$$

Round off the answer to the next higher whole number.

Where the design procedures have caused two or more belt cross-sections to be considered, final choice will depend upon number of belts required and other economies achieved by choosing one belt size over another.

When checking and specifying sheave and bushing dimensional requirements, use a sheave supplier's catalog of your choice. Be sure to specify bore and keyway requirements for each sheave.

EXAMPLE

Thus the corrected horsepower ratings per belt of the three possible belts are:

Plus 30 B195 V-belt — 12.12 hp

Plus 50 BX195 V-belt — 13.74 hp

High Capacity 5V2000 V-belt — 24.97 hp

EXAMPLE

Solving the equation for each belt gives the following answers:

Plus 30 B195:

$$60 \div 12.12 = 4.95 \text{ or } 5 \text{ belts}$$

Plus 50 BX195:

$$60 \div 13.74 = 4.37 \text{ or } 5 \text{ belts}$$

High Capacity 5V2000

$$60 \div 24.97 = 2.40 \text{ or } 3 \text{ belts}$$

The multiple V-belt solutions require five belts each. The High Capacity V-belt solution requires only three belts. Economic considerations would indicate that the High Capacity V-belt drive be used. After converting the High Capacity sheave pitch diameters to outside diameters as shown in the small sheave diameters tables on page 22, the drive would be specified as follows:

- (1) Three stock 5V2000 Uniroyal High Capacity V-belts
- (2) One made-to-order 5V, 11.03-in. o.d., 3-groove, 2-in. bore driver sheave with standard keyway.
- (3) One stock 5V, 21.2-in. o.d., 3-groove, 2-1/2-in. bore driven sheave, with standard keyway.

A BELT CROSS-SECTION

BELT CROSS-SECTION A

Speed rpm	Shaft		Standard Drives — rpm per belt ratings						Center distances (in)						
	pitch diameter		3500 rpm drive		1750 rpm drive		1160 rpm drive		Stock multi. V belts use						
	driven	driver	Plus 30	Plus 50	driven speed (rpm)	Plus 30 (hp)	Plus 50 (hp)	driven speed (rpm)	Plus 30 (hp)	Plus 50 (hp)	A26	A31	A32	A33	A34
	(in)	(in)	(in)	(in)	(rpm)	(in)	(in)	(rpm)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)
2 00	60	120	1750	6 23	10 5	875	5 67	7 67	5 0	4 11	5 25	—	—	—	—
2 00	60	132	1750	8 81	11 4	875	6 25	7 67	5 60	4 56	5 64	—	—	—	—
2 04	60	106	1715	7 21	9 02	857	4 74	5 96	5 62	1 45	1 42	—	—	—	—
2 05	60	112	1737	5 24	6 48	853	3 34	4 20	5 65	2 44	1 14	—	—	—	—
2 05	60	120	1737	5 96	7 34	853	3 61	4 60	5 65	2 70	3 58	—	—	—	—
2 06	60	110	1699	3 67	4 43	849	2 34	2 95	5 63	1 73	2 24	—	—	—	—
2 06	60	120	1699	4 08	4 92	849	2 60	3 27	5 63	1 91	2 47	—	—	—	—
2 06	60	132	1699	3 64	4 48	849	2 60	3 27	5 63	4 43	5 65	—	—	—	—
2 07	60	106	1630	3 25	3 87	845	2 09	2 63	5 60	1 55	2 01	—	—	—	—
2 07	60	120	1630	3 60	4 01	845	2 41	2 82	5 60	1 95	2 42	—	—	—	—
2 12	60	106	1662	3 92	4 62	825	4 51	5 48	5 47	3 79	4 22	—	—	—	—
2 13	60	110	1643	3 25	3 87	821	2 29	2 63	5 44	1 55	2 01	—	—	—	—
2 13	60	120	1643	3 65	4 08	821	2 64	3 07	5 44	1 95	2 42	—	—	—	—
2 14	60	106	1635	3 61	4 23	817	2 60	3 16	5 42	2 61	3 06	—	—	—	—
2 14	60	120	1635	3 96	4 57	817	2 99	3 54	5 42	2 99	3 44	—	—	—	—
2 14	60	132	1635	3 52	4 14	817	2 60	3 16	5 42	4 90	6 34	—	—	—	—
2 16	60	110	1622	3 47	4 03	810	2 63	3 19	5 37	2 76	3 22	—	—	—	—
2 19	60	106	1558	3 41	4 01	799	2 58	3 14	5 29	1 73	2 19	—	—	—	—
2 20	60	110	1550	3 25	3 87	795	2 08	2 63	5 27	1 55	2 01	—	—	—	—
2 20	60	120	1550	3 61	4 23	795	2 47	2 98	5 27	1 95	2 42	—	—	—	—
2 21	60	106	1553	3 62	4 24	791	2 49	3 09	5 24	1 12	1 51	—	—	—	—
2 22	60	110	1576	3 50	4 11	788	2 47	2 98	5 22	1 12	1 51	—	—	—	—
2 25	60	106	1555	3 25	3 87	777	2 08	2 63	5 15	1 55	2 01	—	—	—	—
2 27	60	110	1542	3 13	3 74	770	1 66	2 06	5 11	1 11	1 49	—	—	—	—
2 28	60	120	1535	3 49	4 14	767	2 65	3 20	5 05	2 05	2 70	—	—	—	—
2 28	60	132	1535	3 01	3 63	767	2 08	2 63	5 05	3 95	5 05	—	—	—	—
2 30	60	106	1521	3 10	3 72	760	1 65	2 05	5 04	1 11	1 49	—	—	—	—
2 31	60	110	1515	2 75	3 37	757	1 25	1 59	5 02	1 11	1 49	—	—	—	—
2 33	60	106	1522	3 26	3 88	754	2 09	2 64	4 97	1 55	2 02	—	—	—	—
2 34	60	120	1495	3 65	4 31	747	2 65	3 20	4 95	2 43	3 05	—	—	—	—
2 36	60	110	1453	3 27	3 93	741	1 79	2 19	4 91	1 19	1 58	—	—	—	—
2 37	60	120	1476	4 18	4 94	739	2 27	2 92	4 89	2 27	2 92	—	—	—	—
2 40	60	106	1458	3 69	4 35	729	2 42	2 97	4 81	2 27	2 92	—	—	—	—
2 41	60	110	1452	3 44	4 10	726	2 68	3 24	4 81	1 91	2 47	—	—	—	—
2 41	60	120	1452	3 97	4 73	726	3 22	3 87	4 81	2 79	3 42	—	—	—	—
2 42	60	130	1446	3 46	4 22	723	2 64	3 25	4 79	2 27	2 92	—	—	—	—
2 44	60	110	1434	3 51	4 27	717	2 67	3 28	4 75	2 62	3 28	—	—	—	—
2 50	60	106	1420	3 40	4 16	700	2 25	2 90	4 64	2 09	2 70	—	—	—	—
2 50	60	120	1420	3 83	4 58	700	2 79	3 44	4 64	3 13	3 78	—	—	—	—
2 50	60	130	1420	3 24	3 95	700	1 65	2 05	4 64	1 11	1 52	—	—	—	—
2 52	60	106	1398	3 62	4 28	694	2 58	3 23	4 51	2 61	3 26	—	—	—	—
2 54	60	110	1377	3 23	3 89	686	1 75	2 15	4 45	1 45	1 84	—	—	—	—
2 56	60	106	1367	3 69	4 35	673	2 35	2 96	4 36	1 77	2 35	—	—	—	—
2 57	60	110	1361	3 11	3 77	663	1 67	2 07	4 31	1 11	1 50	—	—	—	—
2 59	60	120	1351	3 67	4 37	675	2 41	3 02	4 27	2 05	2 64	—	—	—	—
2 61	60	106	1345	3 31	3 97	670	1 76	2 16	4 24	1 11	1 50	—	—	—	—
2 61	60	120	1325	3 94	4 64	667	2 52	3 03	4 19	2 27	2 86	—	—	—	—
2 65	60	110	1320	3 10	3 76	663	1 60	2 03	4 17	1 11	1 50	—	—	—	—
2 65	60	120	1320	3 52	4 19	660	2 14	2 71	4 17	1 91	2 48	—	—	—	—
2 68	60	130	1325	3 27	3 97	652	1 59	2 03	4 12	1 11	1 50	—	—	—	—
2 73	60	106	1292	3 26	3 96	641	1 69	2 04	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 73	60	120	1282	3 87	4 56	641	2 36	2 98	4 04	1 91	2 48	—	—	—	—
2 75	60	110	1272	3 63	4 32	636	1 79	2 16	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 78	60	130	1258	3 51	4 22	629	1 67	2 07	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 79	60	106	1254	3 59	4 29	627	1 73	2 16	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 80	60	110	1250	3 14	3 85	625	1 67	2 06	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 81	60	120	1245	3 69	4 42	622	2 35	2 96	4 04	1 91	2 48	—	—	—	—
2 81	60	130	1245	3 24	3 91	622	1 65	2 05	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—
2 86	60	120	1223	3 53	4 20	611	1 69	2 08	4 04	1 11	1 50	—	—	—	—

Horsepower correction factor

Use only belt speeds between 6000 and 6500 rpm. Dynamic balancing recommended. For V-belts, use only V-belts that are to be used. Be sure to specify.

Speed rpm	Shaft		Center distances (in)												Speed rpm			
	pitch diameter		Stock multi. V belts use															
	driven	driver	A26	A31	A32	A33	A34	A35	A36	A37	A38	A39	A40	A41		A42	A43	A44
	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)		(in)	(in)	(in)
2 00	60	120	1750	6 23	10 5	875	5 67	7 67	5 0	4 11	5 25	—	—	—	—	—	—	
2 00	60	132	1750	8 81	11 4	875	6 25	7 67	5 60	4 56	5 64	—	—	—	—	—	—	
2 04	60	106	1715	7 21	9 02	857	4 74	5 96	5 62	1 45	1 42	—	—	—	—	—	—	
2 05	60	112	1737	5 24	6 48	853	3 34	4 20	5 65	2 44	1 14	—	—	—	—	—	—	
2 05	60	120	1737	5 96	7 34	853	3 61	4 60	5 65	2 70	3 58	—	—	—	—	—	—	
2 06	60	110	1699	3 67	4 43	849	2 34	2 95	5 63	1 73	2 24	—	—	—	—	—	—	
2 06	60	120	1699	4 08	4 92	849	2 60	3 27	5 63	1 91	2 47	—	—	—	—	—	—	
2 06	60	132	1699	3 64	4 48	849	2 60	3 27	5 63	4 43	5 65	—	—	—	—	—	—	
2 07	60	106	1630	3 25	3 87	845	2 09	2 63	5 60	1 55	2 01	—	—	—	—	—	—	
2 07	60	120	1630	3 60	4 01	845	2 41	2 82	5 60	1 95	2 42	—	—	—	—	—	—	
2 12	60	106	1662	3 92	4 62	825	4 51	5 48	5 47	3 79	4 22	—	—	—	—	—	—	
2 13	60	110	1643	3 25	3 87	821	2 29	2 63	5 44	1 55	2 01	—	—	—	—	—	—	
2 13	60	120	1643	3 65	4 08	821	2 64	3 07	5 44	1 95	2 42	—	—	—	—	—	—	
2 14	60	106	1635	3 61	4 23	817	2 60	3 16	5 42	2 61	3 06	—	—	—	—	—	—	
2 14	60	120	1635	3 96	4 57	817	2 99	3 54	5 42	2 99	3 44	—	—	—	—	—	—	
2 14	60	132	1635	3 52	4 14	817	2 60	3 16	5 42	4 90	6 34	—	—	—	—	—	—	
2 16	60	110	1622	3 47	4 03	810	2 63	3 19	5 37	2 76	3 22	—	—	—	—	—	—	
2 19	60	106	1558	3 41	4 01	799	2 58	3 14	5 29	1 73	2 19	—	—	—	—	—	—	
2 20	60	110	1550	3 25	3 87	795	2 08	2 63	5 27	1 55	2 01	—	—	—	—	—	—	
2 20	60	120	1550	3 61	4 23	795	2 47	2 98	5 27	1 95	2 42	—	—	—	—	—	—	
2 21	60	106	1553	3 62	4 24	791	2 49	3 09	5 24	1 12	1 51	—	—	—	—	—	—	
2 22	60	110	1576	3 50	4 11	788	2 47	2 98	5 22	1 12	1 51	—	—	—	—	—	—	
2 25	60	106	1555	3 25	3 87	777	2 08	2 63	5 15	1 55	2 01	—	—	—	—	—	—	
2 27	60	110	1542	3 13	3 74	770	1 66	2 06	5 11	1 11	1 49	—	—	—	—	—		

BASIC HOIST POWER RATINGS 5V BELT CROSS-SECTION

Table 1 gives horsepower per belt for the horsepower shown below, and, if applicable, the additional horsepower indicated in the gray shaded columns at the right for speed ratios 1.02 and up.

Smaller sheave diameter	Horsepower per belt for speed ratios under 1.02											
	Smaller sheave outside diameter											
	7 1/2 in	7 5/8 in	8 in	8 1/2 in	9 in	9 1/2 in	9 3/4 in	10 in	10 1/2 in	11 in	11 1/2 in	12 in
600	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3
670	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4
750	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
850	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
950	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7
1050	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8
1150	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9
1250	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0
1350	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1
1450	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2
1550	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3
1650	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4
1750	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5
1850	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
1950	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7
2050	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
2150	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9
2250	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0
2350	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1
2450	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2
2550	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3
2650	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4
2750	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5
2850	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
2950	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7
3050	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8
3150	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9
3250	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0
3350	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1
3450	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2
3550	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3
3650	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4
3750	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5
3850	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6
3950	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6	5.7
4050	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6	5.7	5.8

Note: In blue area involve belt speeds in excess of 1500 fpm. Dynamically balanced ductile iron sheaves MUST be used for speeds higher than those shown consult manufacturer for recommendations.

BELT C S-SECTION 5

Note: Base horsepower per belt is the horsepower shown below, and, if applicable, the additional horsepower indicated in the gray shaded columns at the right for speed ratios 1.02 and up.

HP per belt			AC Electrical base power											Smaller sheave diameter
Smaller sheave dia			Speed ratios											
14.0 in	15.0 in	16.0 in	1.02	1.06	1.12	1.18	1.25	1.33	1.41	1.50	1.60	1.70	1.80	
14.0	21.6	23.1	0.07	0.18	0.37	0.43	0.54	0.66	0.77	0.88	0.99	1.10	1.21	1.32
15.0	26.2	28.1	0.08	0.23	0.45	0.54	0.67	0.81	0.94	1.07	1.19	1.32	1.44	1.56
16.0	31.5	34.5	0.11	0.30	0.53	0.62	0.77	0.92	1.07	1.21	1.35	1.49	1.63	1.77
17.0	37.5	41.1	0.17	0.46	0.80	0.91	1.09	1.32	1.55	1.78	1.99	2.21	2.43	2.64
18.0	44.1	48.3	0.23	0.60	1.08	1.21	1.49	1.78	2.07	2.36	2.64	2.93	3.21	3.49
19.0	51.3	56.1	0.31	0.80	1.38	1.53	1.87	2.21	2.55	2.89	3.23	3.57	3.91	4.25
20.0	59.1	64.5	0.41	1.06	1.76	1.93	2.37	2.81	3.25	3.69	4.13	4.57	5.01	5.45
21.0	67.5	73.5	0.53	1.38	2.21	2.41	2.97	3.51	4.05	4.59	5.13	5.67	6.21	6.75
22.0	76.5	83.1	0.67	1.76	2.81	3.03	3.71	4.35	4.99	5.63	6.27	6.91	7.55	8.19
23.0	86.1	93.3	0.83	2.21	3.51	3.75	4.57	5.31	6.05	6.79	7.53	8.27	9.01	9.75
24.0	96.3	104.1	1.01	2.76	4.35	4.61	5.63	6.47	7.31	8.15	8.99	9.83	10.67	11.51
25.0	107.1	115.5	1.21	3.41	5.31	5.59	6.71	7.65	8.59	9.53	10.47	11.41	12.35	13.29
26.0	118.5	127.5	1.43	4.16	6.47	6.77	8.07	9.11	10.15	11.19	12.23	13.27	14.31	15.35
27.0	130.5	140.1	1.67	5.01	7.76	8.07	9.57	10.71	11.85	12.99	14.13	15.27	16.41	17.55
28.0	143.1	153.3	1.93	5.96	9.27	9.59	11.31	12.55	13.79	15.03	16.27	17.51	18.75	19.99
29.0	156.3	167.1	2.21	7.01	10.99	11.33	13.31	14.65	15.99	17.33	18.67	20.01	21.35	22.69
30.0	170.1	181.5	2.51	8.16	12.87	13.23	15.51	16.95	18.39	19.83	21.27	22.71	24.15	25.59
31.0	184.5	196.5	2.83	9.41	14.91	15.29	17.71	19.25	20.69	22.13	23.57	25.01	26.45	27.89
32.0	200.1	212.5	3.17	10.76	17.27	17.67	20.21	21.85	23.49	25.13	26.77	28.41	29.95	31.59
33.0	216.3	229.1	3.53	12.21	19.87	20.29	23.01	24.75	26.49	28.23	29.97	31.71	33.45	35.19
34.0	233.1	246.5	3.91	13.76	22.67	23.17	26.31	28.15	29.89	31.63	33.37	35.11	36.85	38.59
35.0	250.5	264.5	4.31	15.41	25.71	25.83	29.51	31.45	33.19	34.93	36.67	38.41	40.15	41.89
36.0	268.5	283.1	4.73	17.16	29.01	29.15	33.31	35.25	37.09	38.93	40.77	42.61	44.45	46.29
37.0	287.1	302.5	5.17	19.01	32.57	32.73	37.71	39.65	41.49	43.33	45.17	47.01	48.85	50.69
38.0	306.3	321.5	5.63	20.96	36.27	36.45	41.31	43.55	45.49	47.43	49.37	51.31	53.25	55.19
39.0	326.1	346.5	6.11	23.01	40.27	40.47	45.71	47.85	49.99	52.13	54.27	56.41	58.55	60.69
40.0	346.5	367.5	6.61	25.16	44.47	44.69	50.21	52.45	54.69	56.93	59.17	61.41	63.65	65.89
41.0	367.5	389.1	7.13	27.41	48.91	49.15	54.71	57.05	59.39	61.73	64.07	66.41	68.75	71.09
42.0	389.1	411.5	7.67	29.76	53.57	53.83	59.31	61.75	64.19	66.63	69.07	71.51	73.95	76.39
43.0	411.5	434.5	8.23	32.21	58.47	58.75	64.31	66.85	69.29	71.73	74.17	76.61	79.05	81.49
44.0	434.5	458.1	8.81	34.76	63.67	63.97	69.51	72.15	74.69	77.23	79.77	82.31	84.85	87.39
45.0	458.1	482.5	9.41	37.41	69.17	69.49	75.11	77.85	80.49	83.13	85.77	88.41	91.05	93.69
46.0	482.5	507.5	10.03	40.16	74.91	75.25	80.91	83.75	86.49	89.23	91.97	94.71	97.45	100.19
47.0	507.5	533.1	10.67	42.96	80.91	81.27	87.11	89.95	92.69	95.43	98.17	100.91	103.65	106.39
48.0	533.1	559.5	11.33	45.81	87.11	87.49	93.11	96.05	98.79	101.53	104.27	107.01	109.75	112.49
49.0	559.5	586.5	12.01	48.76	93.57	93.97	99.51	102.55	105.49	108.43	111.37	114.31	117.25	120.19
50.0	586.5	614.5	12.71	51.81	100.27	100.69	106.31	109.45	112.39	115.33	118.27	121.21	124.15	127.09
51.0	614.5	643.1	13.43	54.96	107.27	107.71	113.11	116.35	119.49	122.63	125.77	128.91	132.05	135.19
52.0	643.1	672.5	14.17	58.21	114.57	115.03	120.71	124.05	127.19	130.33	133.47	136.61	139.75	142.89
53.0	672.5	702.5	14.93	61.56	122.17	122.65	128.11	131.55	134.89	138.23	141.57	144.91	148.25	151.59
54.0	702.5	733.1	15.71	65.01	129.97	130.47	135.71	139.25	142.59	145.93	149.27	152.61	155.95	159.29
55.0	733.1	764.5	16.51	68.56	137.97	138.49	143.51	147.15	150.49	153.83	157.17			

DRIVE MAINTENANCE
Troubleshooting checklist

PROBLEM	CAUSE	REMEDY
Jacket generally worn	Rough or worn sheave grooves	Clean, repair or replace sheaves
	Undersized sheaves	Check minimum sheave diameters
Jacket edges worn	Belt slippage	Check & correct tension
	Incorrect groove angle	Check specifications
	Misaligned drive	Align shafts & sheaves
Jacket rupture	Unequal belt lengths	Install matched belt set
	Overloaded drive	Check drive design
	Incorrect groove angle	Check specifications
	Belt damaged during installation	Install new belts carefully
Jacket hardening, cracking, etc	Excessive heat	Remove heat source; Ventilate adequately
	Severe reverse flexing	Check idler recommendations
	Undersized sheaves	Check minimum proper sheave diameters
Jacket burns	Belt slippage	Check and correct tension
Belt breakage	Excessive shock or starting load	Check drive design
	Improper installation	Install new belts
Belt slippage	Insufficient tension	Retension
	Oily or wet sheaves	Remove source & clean belts
	Worn grooves	Repair or replace
	Overloaded drive	Check drive design
	Insufficient arc of contact	Increase center distance or install idler; Redesign drive
Belt turnover	Ruptured belt	Replace belts
	Pulsating or cyclic shock loads	Install pivotal motor base or spring loaded idler
	Misaligned drive	Align shafts & sheaves
	Worn sheave grooves	Replace sheave
	Badly located idler	Relocate

DRIVE MAINTENANCE
Troubleshooting checklist

PROBLEM	CAUSE	REMEDY
Belt turnover (cont)	Foreign matter in grooves	Clean sheaves
	Overloaded drive	Check drive design
	Excessive vibration	Check tensioning
Belt squeal	Overloaded drive	Check drive design
	Insufficient arc of contact	Increase center distance or install idler; Redesign drive
Unequal belt stretch	Misaligned drive	Check alignments
	Worn sheave bores	Rebore or replace
	Mismatched belts	Replace with matched belts
	Improper installation	Install new belts
Equal belt stretch	Insufficient take-up	Check take-up procedure
	Overloaded or underdesigned drive	Redesign drive
Belt sparking	Excess static electricity	Ground shaft; Consult belt specialist
Belt ply separation	Undersized sheaves	Check minimum sheave diameters
	Excessive heat	Remove heat source; Ventilate adequately
General belt deterioration	Belt dressing	Do not use dressing; Clean or replace belts
	Belt obstruction	Remove obstruction
Overheated bearings	Poor bearing maintenance	Improve maintenance
	Underdesigned bearings	Respecify bearings
	Overtensioned drive	Replace worn sheaves or belts
	Belt slippage	Retension drive
	Undersized sheaves	Redesign drive
	Sheaves too far out on shaft	Locate sheaves closer to shaft bearing



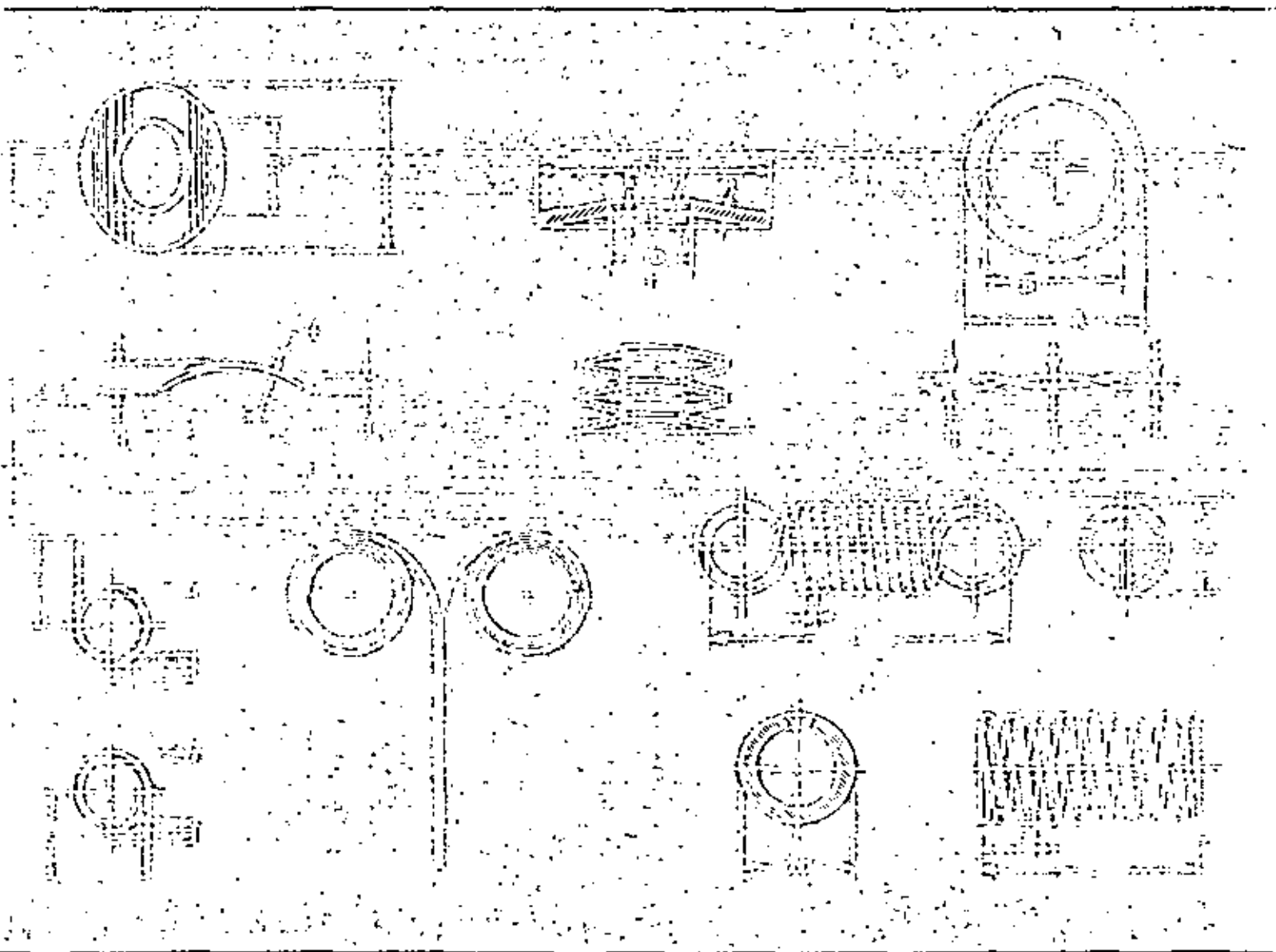
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

**RESUMEN DE LOS CONCEPTOS BASICOS
DE RESORTES**

ABRIL 1983

Spring Design In Brief



Associated
Spring



BARNES
GROUP INC

Spring Design in Brief

In approaching spring-design problems, the designer must first decide on the spring configuration he will use. This is usually determined by the space available. Next, he will select material with respect to operating environment and endurance requirements as affected by application. Final solution is usually a compromise achieved by balancing many variables. The following compilation of spring design data will aid the designer in his choice of a spring to suit a specific use.

SIMPLIFIED MATERIAL SELECTION

Notations in "For" and "Against" columns below refer to the following similarly numbered specific material properties:

- 1) Yield point
- 2) Tensile strength
- 3) Ductility and formability
- 4) Surface quality
- 5) Fatigue properties
- 6) Corrosion resistance
- 7) Conductivity
- 8) Temperature coefficient of modulus
- 9) Relaxation
- 10) High temperature properties
- 11) Cost
- 12) Delivery

MATERIAL	FOR	AGAINST
Flat Materials		
0.90-1.05 carbon steels	1, 2, 5, 9, 12	3, 6, 7, 8, 10
0.70-0.80 carbon steels	1, 2, 3, 9, 12	6, 7, 8, 10
0.50-0.65 carbon steels	2, 3, 5, 9, 11, 12	6, 7, 8, 10
Annealed steels	3	
Pretempered steels		3
Wire		
Music wire	1, 2, 3, 5, 9, 12	5, 7, 8, 10, 11
Medium carbon steels	3, 11, 12	5, 6, 7, 8, 10
Carbon valve spring	1, 2, 3, 4, 5, 9	6, 7, 8, 12, 11
Alloy steels		
Chrome vanadium	1, 2, 3, 5, 9, 10, 12	6, 7, 8, 11
Chrome silicon-silico manganese	1, 2, 3, 5, 9, 10	6, 7, 8, 11, 12
Stainless steel	2, 3, 5, 9, 10	1, 7, 8, 11
Special wires		
Beryllium copper	1, 2, 3, 5, 6, 7, 9	8, 10, 11
Phosphor bronze	3, 6, 7, 12	1, 2, 8, 9, 10, 11
Phelon bronze	3, 6, 7, 11, 12	1, 2, 8, 9, 10,
Inconel X 750	1, 3, 5, 9, 10	5, 7, 8, 11, 12
Ni-Spano C™	3, 5, 9	7, 11, 12

ROUND-WIRE COMPRESSION SPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress in torsion: } S = \frac{8PD}{\pi d^3} K_w \quad P = \frac{IG\theta}{8LD}$$

Materials

Music wire, carbon and alloy steels, stainless steel, copper alloys and nickel alloys.

Limitations

Buckling—where length is greater than 5 times mean diameter of the coil there is danger of buckling; should avoid low ratio coil diameter to wire size; $\frac{L}{d}$ preferably between 5 and 10:1

SQUARE-WIRE COMPRESSION SPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{2.4PD}{t^3} K_w \quad \text{where } t = \text{side of square before coiling;} \\ P = \frac{IG\theta}{5.5LD}$$

Materials

Carbon and alloy steels; bronzes (special).

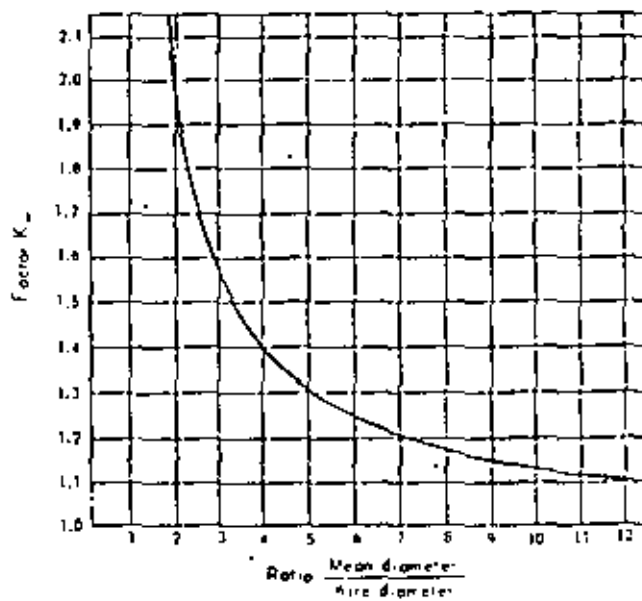
Applications

Where space is very limited and loads are heavy.

Limitations

Stress raisers at corners of wire; wire is not so readily available as round wire, nor quality as good; service life limited; wire keystones when winding to small indices.

Total stress ($K_w \times S$) according to Wahl Formula



GENERAL NOMENCLATURE

- | | | |
|--|--|---|
| b = Width, in | G = Shear modulus, or modulus of rigidity, psi | r = Radius, in |
| C = Spring index, D/d | K = Design constant | S = Stress, psi |
| D = Mean diameter (OD minus wire diameter), in | K_w = Wahl constant | θ = Angular deflection, revolutions |
| DD = Inside diameter, in | k = Spring rate, lb. per in. or lb.-revolution | TS = Tensile strength, psi |
| OD = Outside diameter, in | L = Length, in | t = Thickness, in. |
| d = Wire diameter, in | M = Moment, or torque, in.-lb. | ν = Poisson's ratio (0.3 for steel and nickel-base alloys, 0.33 for copper-base alloys) |
| E = Modulus of elasticity, psi | N = Number of active coils or number of wires | |
| f = Deflection, in. | P = Load, lb. | |

ROLLED- OR RECTANGULAR-WIRE COMPRESSION SPRINGS

Basic Formulas

Stress: $S = \frac{PD}{K_1 K_2 t^2}$ $P = \frac{K_1 K_2 b t^3}{N D^2}$; b = width or larger dimension of section; t = thickness or smaller dimension of section; K_1 and K_2 = constants that vary with b/t .

Materials

Same as for round-wire compression springs.

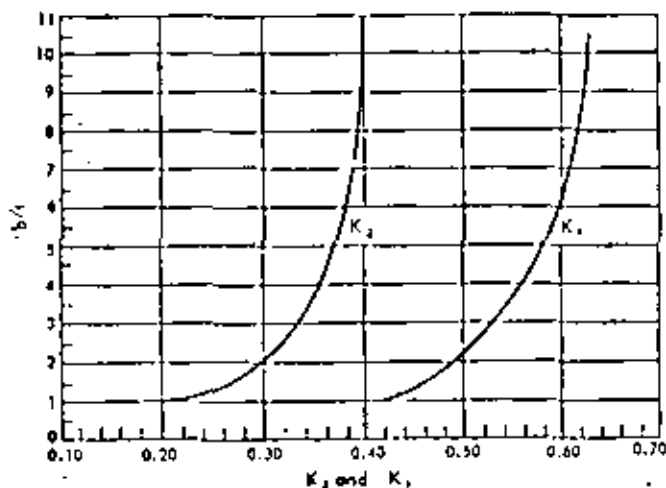
Applications

More advantageous use of space than round wire; can obtain smaller solid heights without altering available space; often used as die springs.

Limitations

Ratios of width to thickness exceeding 3:1 become difficult to coil; more expensive in material and more difficult to manufacture.

Constants for rectangular wire in torsion



HIGH-DUTY COMPRESSION SPRINGS (Valve Springs, etc.)

Basic Formulas

Same as those for regular compression springs. Wire size should be the minimum within the area marked "Area of Safe Stress Range". To save material, use minimum number of coils.

Materials

Carbon-steel spring wire (ASTM A 230), pretempered when $\frac{1}{4}$ in. dia. or less except when $\frac{DD}{\text{wire size}} < 3$, hardened and tempered after coiling when wire above $\frac{1}{4}$ in. is used; alloy steels; silicon manganese, chrome vanadium, chrome silicon.

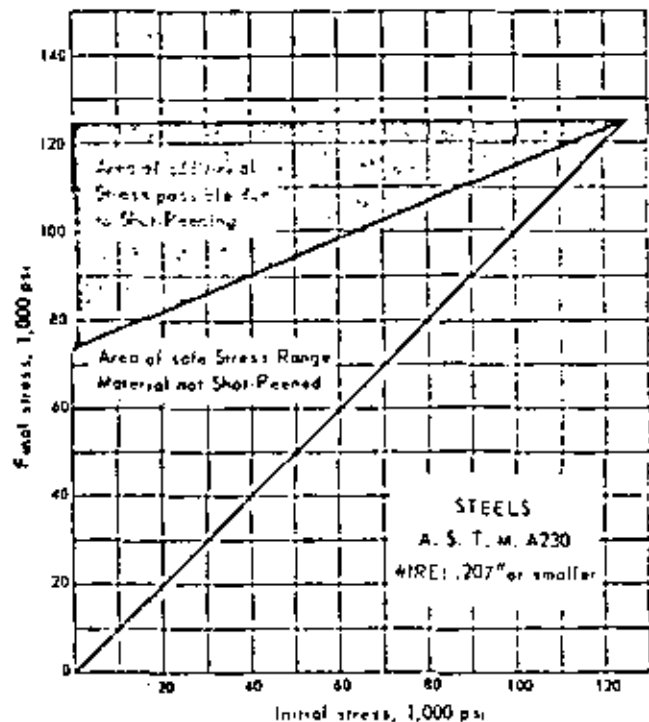
Applications

Valve springs for internal-combustion engines (auto, aircraft, diesel); injector springs for diesel engines; springs for certain electrical apparatus.

Limitations

Temperatures in excess of 300°F will cause stress relaxation and loss of load. High temperatures necessitate the use of alloy steels.

Stress range of pretempered wire (stress corrected by Wahl factor)



CONICAL COMPRESSION SPRINGS (Single and Double Taper)

Basic Formulas

Where taper is uniform from end to end, same formulas apply as for springs of uniform diameter, using the average mean diameter of the coils. But formulas do not hold for any deflection greater than that required to close the weakest coil.

Materials

Same as for round-wire compression springs.

Applications

To provide a means of decreasing the solid height by the telescoping action. Increasing gradient. Connect large diameter and small diameter.

Limitations

Generally limited to springs of large ratios of diameters to wire sizes.

VOLUTE SPRINGS

Basic Formulas

In general, same as for rectangular wire springs.

Materials

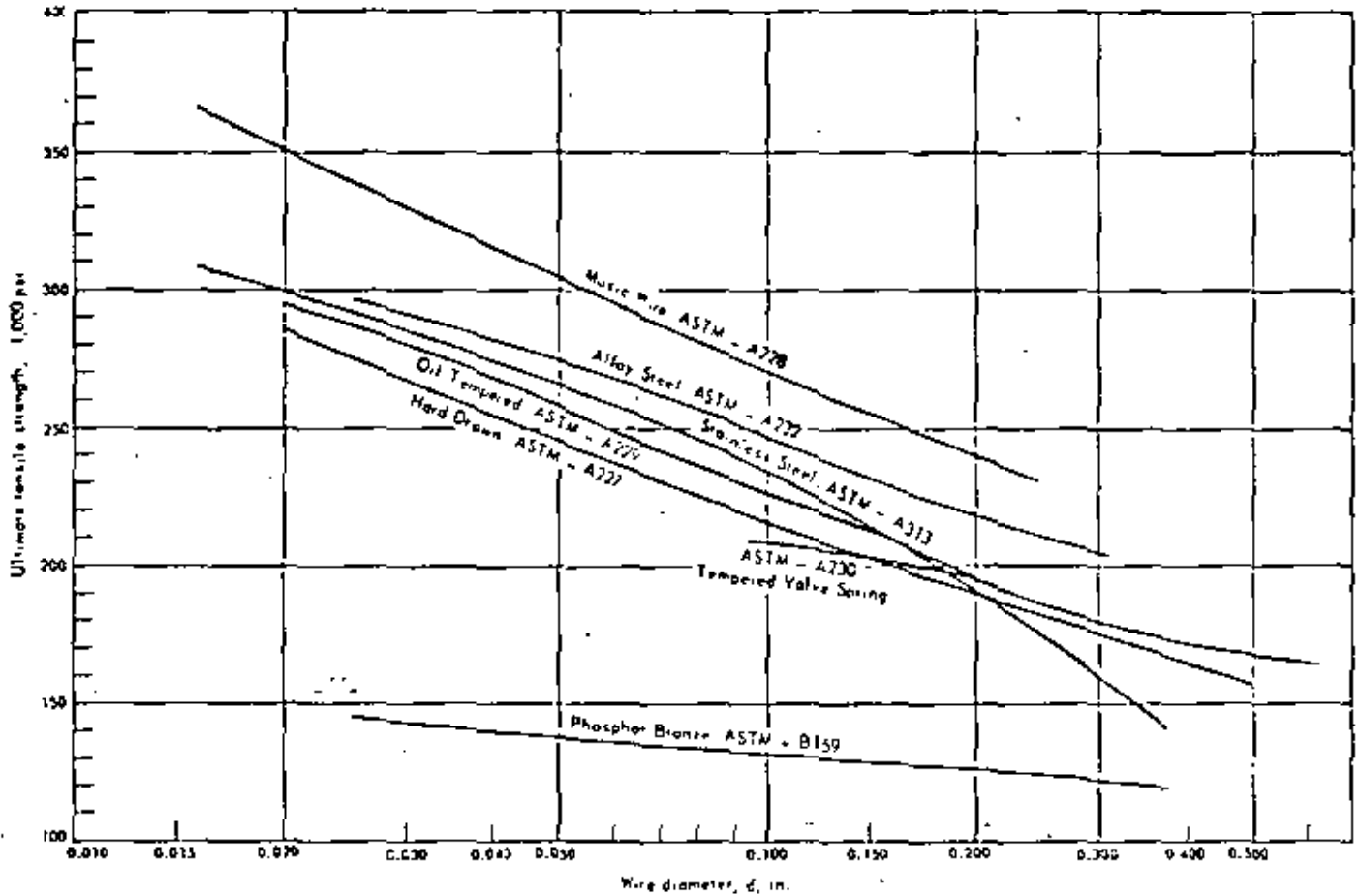
Flat strip steels: AISI 1065, 1075, 1095.

Applications

Self-damping—when coils are wound so that they rub as the spring is compressed; rapidly increasing change of rate (when coils on compression come down to the surface and bottom); very compact.

Limitations

Rubbing action causes galling and wear, reduces life.



EXTENSION SPRINGS

Basic Formulas

Except for initial tension wound into extension springs, same formulas apply as for compression springs. Stresses in ends are affected by bends.

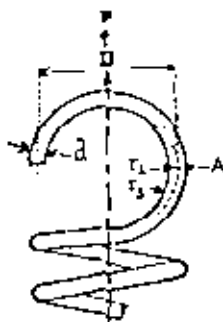
Bending stress at point A: $S = \frac{16PD}{\pi d^3} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$

Torsional stress at point B: $S = \frac{SPD}{\pi d^3} \left(\frac{r_2}{r_1} \right)$

$P = P_1 + kf$

P_1 = initial tension

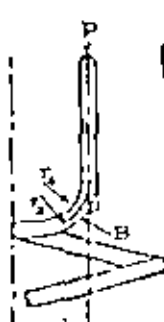
$S_1 = 0.4 \text{ to } 0.8 \frac{TS}{C}$



BENDING STRESS at A

Materials

Same as for compression springs.



TORSION STRESS at B

Applications

Wide range; no buckling problem; no guiding required.

HIGH-TEMPERATURE SPRINGS

Basic Formulas

Same as for compression or extension springs.

Materials

For temperatures in excess of 300F and below 500F use stainless steel; between 500F and 600F use 17-7 PH; in ranges between 500F and 650F generally use Inconel 600; for temperatures between 650F and 950F generally use Inconel X 750.

Applications

Under high temperature conditions as found in jet engines, reactors, high pressure steam turbines.

Limitations

Operating stresses usually moderate.

TORSION SPRINGS

Basic Formulas

Round wire
Rate = $\frac{M}{\theta} = \frac{Ed^4}{10^8 N \Delta}$

$N = \frac{L}{\pi D}$

$S = \frac{32M}{\pi d^3}$

L = total wire length

Rectangular wire
Rate = $\frac{M}{\theta} = \frac{Et^3}{6.61N}$

$S = \frac{6M}{bt^2}$

t = axial dimension

b = radial dimension

D = OD radial dimension of the cross-section

Materials

Same as compression and extension springs.

Applications

Innumerable, where ample axial room.

Limitations

Usually not able to hold accurate loads because of friction from the mounting. Almost all these springs require some form of supporting member.

TORSION BARS

Basic Formulas

$$\frac{M}{\theta} = \frac{\pi^2 d^4 G}{16L}$$

$$S = \frac{16M}{\pi d^3}$$

$$S = \frac{\pi d^3 \theta}{L}$$

Rectangular

$$\frac{M}{\theta} = \frac{\pi^2 G b^3 t^3}{2L} K_1$$

$$S = \frac{2M}{b t^2 K_1}$$

(See chart, "Constants for rectangular wire in torsion", page 3f.)

Materials

Same as for round-wire compression springs.

Applications

Efficient configuration; circular section best.

Limitations

End fastenings usually expensive (spined or milled).

SPIRAL (BRUSH) SPRINGS

Basic Formulas

$$S = \frac{6M}{b t^2}$$

$$M = \frac{\pi E t^3 \theta}{6L}$$

L = length of active material in spring.

Materials

Carbon spring steel; stainless steel; beryllium copper; phosphor bronze.

Applications

Where ample radial room; locks; electric motors, as brush springs.

Limitations

Must be arbor mounted.

Design stresses for static service

Spring Configuration	Yield Point as Per Cent Tensile Strength			
	Ferrous Materials		Non-Ferrous and Austenitic Stainless	
	Residual Stress, Zero	Residual Stress, Max.	Residual Stress, Zero	Residual Stress, Max.
Helical compression*	45%	65%	35%	55%
Helical extension*	15%	65%	35%	—
Torsion bars	45%	65%	35%	55%
Helical torsion	—	100%	—	80%
Spiral springs	40%	100%	—	80%
Hairsprings	50%	—	50%	—
Flat springs	40%	100%	75%	110%
Bellville spring washers	120%	275%	95%	160%
Other spring washers	40%	100%	—	75%

If the spring is to be highly precise and must have minimum hysteresis, creep, and drift (zero point shift) in service, the above stresses should be halved.

*Stress is Wahl corrected.

POWER, MOTOR, OR CLOCK SPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{6M}{b t^2}$$

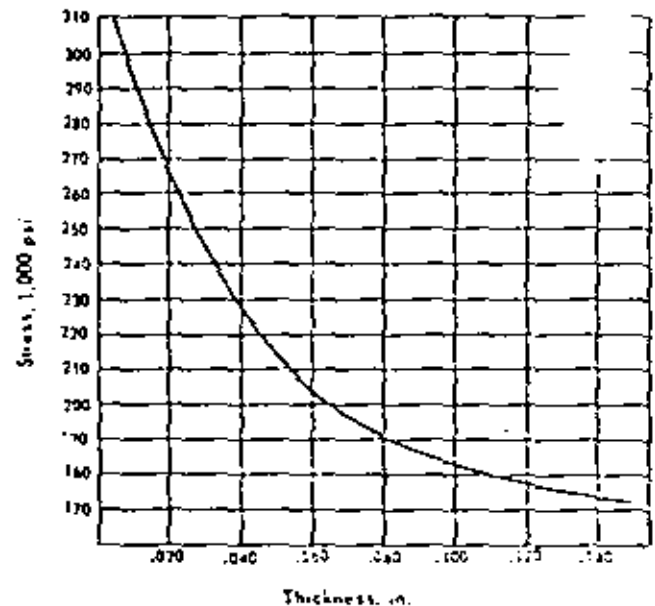
If spring occupies half the space, then

Length required: $L = \frac{D_D^2 - D_S^2}{2.55t}$ where D_D = ID of drum and

D_S = diameter of arbor.

Number of turns: $\theta = \frac{\sqrt{2}(D_S^2 + D_D^2) - (D_S + D_D)}{2.55t}$

Average maximum solid stress



Arbor size should be approximately 15 to 25 times thickness. Ratio of length of strip to thickness approximately 7,000. Values in excess of 10,000 will result in failure.

Materials

0.90 to 1.05 carbon steel tempered; 0.70 to 0.80 carbon steel tempered; stainless steel.

Applications

Spring motors; counterbalance mechanisms; reel returns; typewriter carriage returns.

Limitations

Hysteresis resulting from friction between coils; usually must be retained in a drum.

HAIRSPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{6M}{b t^2}; \text{ Torque: } M = \frac{\pi E b t^3 \theta}{6L}$$

Materials

High carbon steel; 18-8 stainless steel; Ni-Span C; phosphor bronze; low-resistance bronze or MS; copper silicon; nickel silver; beryllium copper; silver.

Applications

Clocks; watches; speedometers; meters; gauges; instruments.

Limitations

Light loads and low stresses.

CANTILEVER-TYPE FLAT SPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{6PL}{bt^3}; \text{ Load: } P = \frac{fEbt^3}{4L^2}$$

Materials

Carbon steels—either annealed or pretempered; alloy steels—chrome vanadium, chrome molybdenum, silicon manganese; stainless steels—300 or 400 series; phosphor bronze; beryllium copper; Inconel X 750.

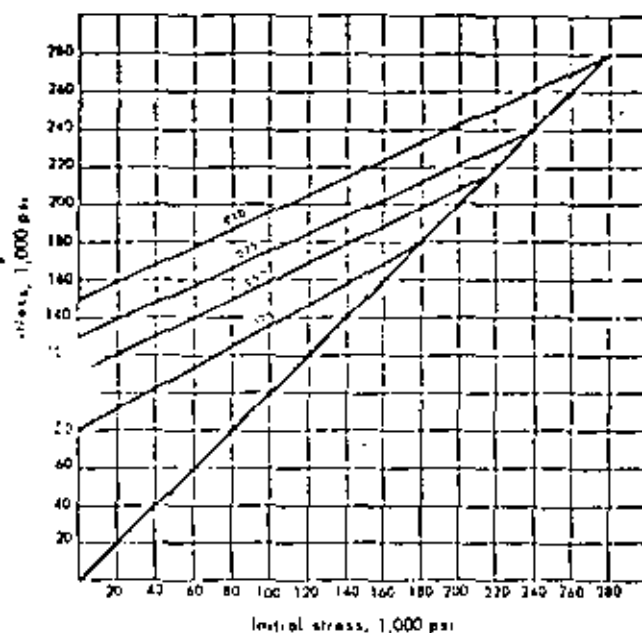
Applications

May perform one or a combination of functions; unlimited scope for design and material selection, forming methods.

Limitations

not lend themselves to exact mathematical calculation, size springs.

endurance limits for 0.65-0.80 carbon-steel flat springs (45-48C Rockwell) tested as cantilevers



BEAM-TYPE FLAT SPRINGS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{1.5PL}{bt^2}; \text{ Load: } P = \frac{4fEbt^2}{L^2}$$

Materials

Same as for cantilever type.

Applications

Same as for cantilever type, except when the load is to be supported at the center.

Limitations

Same as for cantilever springs.

CURVED SPRING WASHERS

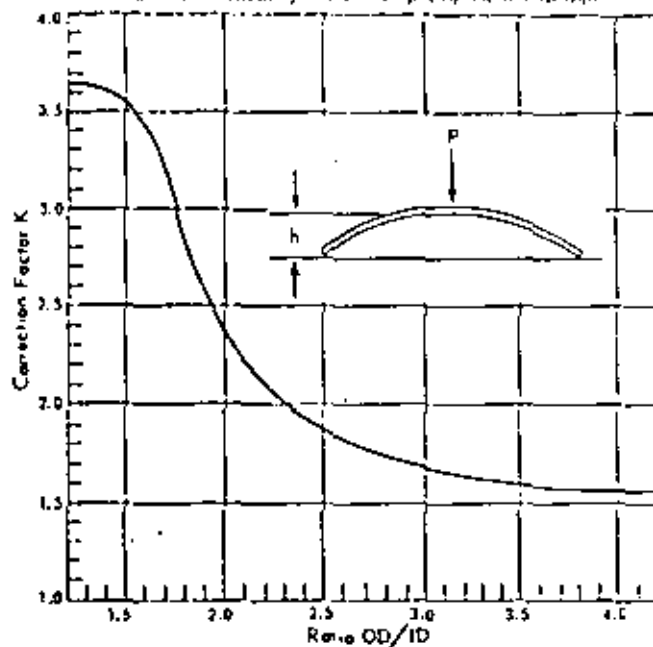
Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{1.5PK}{t}; \text{ Load: } P = \frac{4fEt^2}{(OD)^2K}$$

Materials

Same as flat springs.

Correction factor for curved-spring-washer design



Applications

Light loads for relatively large deflections.

Limitations

Usually associated with wide wall widths.

WAVE SPRING WASHERS

Basic Formulas

$$\text{Stress: } S = \frac{3rPD}{48D_n^2}; P = \frac{EfW_n^3}{2.4D_n^3} \times \frac{OD}{TD}$$

$$h = \frac{OD - ID}{2}; D_n = \frac{OD + ID}{2}$$

Materials

Same as flat springs.

Applications

Where radial dimension is limited between a shaft and a housing; medium loads and deflections.

Limitations

Usually limited to narrow wall widths.

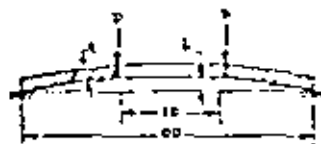
BELLEVILLE SPRING WASHERS

Basic Formulas

$$\text{Load: } P = \frac{EJ}{(1-\nu^2)M_n^2} [(k-f/2)(k-f)t + t^3]$$

$$\text{Stress: } S = \frac{EJ}{(1-\nu^2)M_n^2} [C_1(k-f/2) + C_2t] \text{ where } k = \text{free}$$

height minus thickness, in., $n = 1/2 OD$; S = stress at convex side of circumference; for values of constants M_n , C_1 , and C_2 , see chart opposite.



Materials

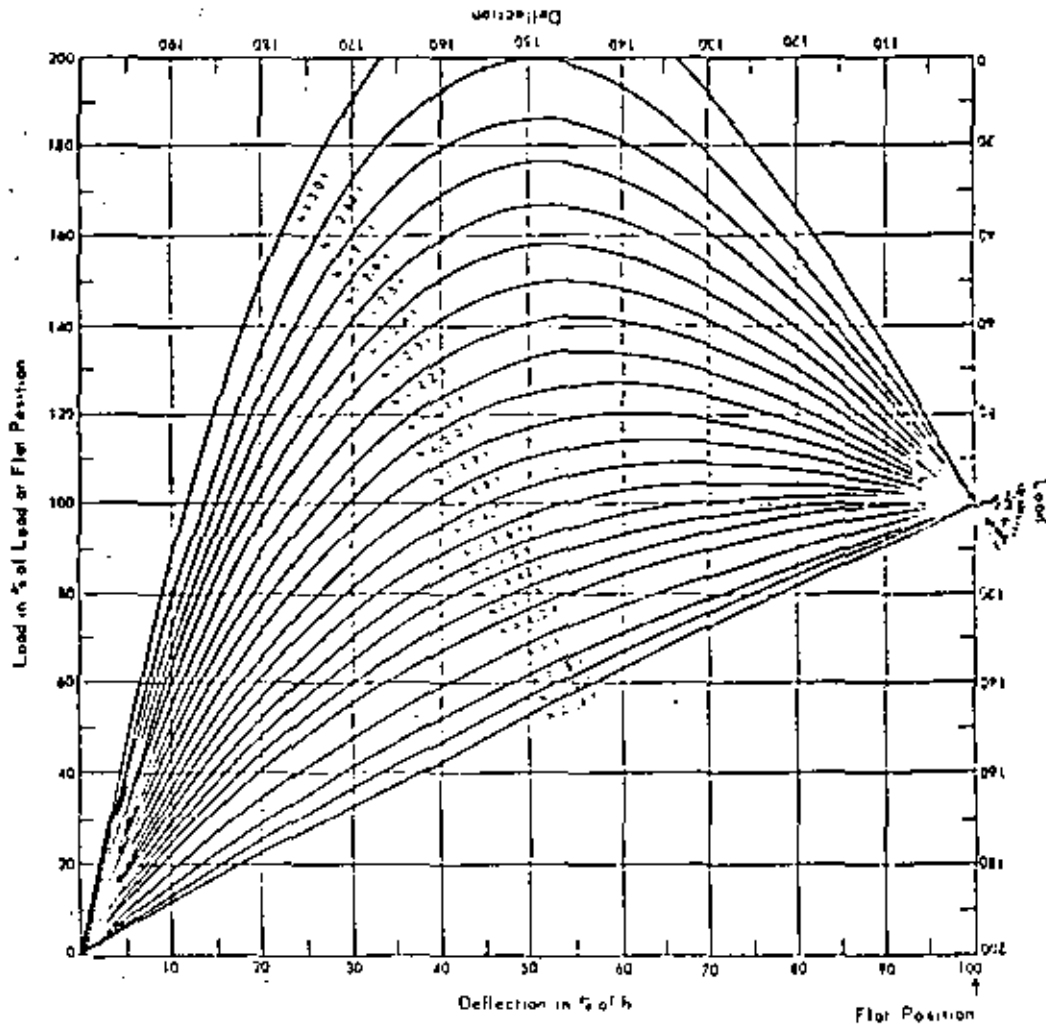
Same as flat springs.

Applications

Heavy loads and small deflections; die springs, particularly used in combinations; special-shaped load curves as shown on chart opposite.

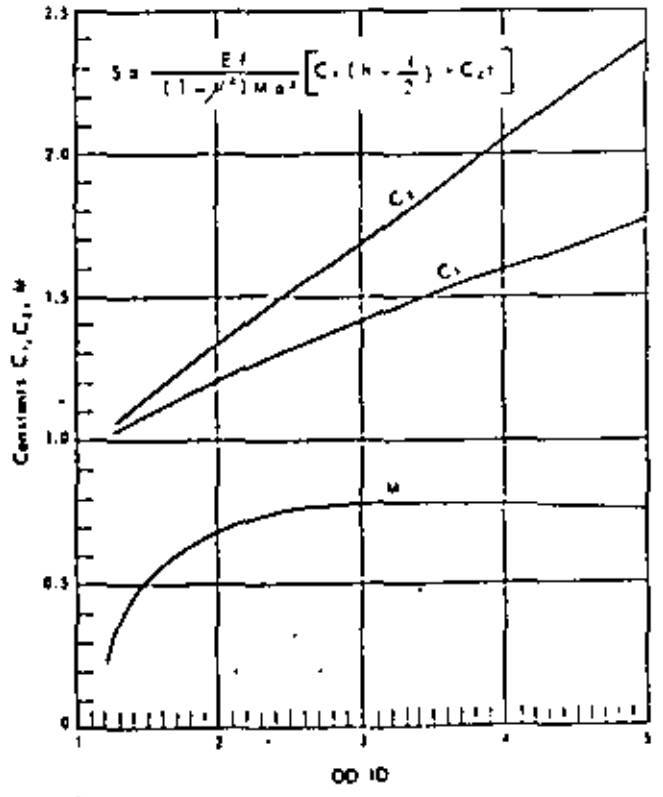
Limitations

Generally used for small deflections only.



If the washer is supported and loaded at its edges so that it is deflected beyond the flat position, then the greatest possible deflection can be utilized. Since the load-deflection curve beyond the horizontal position is symmetrical with the first part of the curve, the chart has been labeled at the right and at the top to be read upside down for deflections beyond the horizontal. The dotted lines extending beyond the chart indicate the continuation of the curves beyond flat.

Compressive-stress constants for bellville-spring-washer calculations



00 10

SELECTION OF SPRING MATERIALS

There is a wide variety of spring materials to meet the often conflicting needs of strength, cost, availability, surface integrity, and specialized properties. Selection of the specific material that best meets the needs usually represents a compromise among all the material characteristics. When the volume of material is

large, the choice of material is highly important, for it will usually be the major cost element. If the quantity is small, and particularly if quick delivery is important, immediate availability—rather than cost—often dictates the material choice. This is an area where consultation with the springmaker is essential.

Properties of common spring materials

COMMON NAME, SPECIFICATION	F 10 ⁶ psi	C 10 ³ psi	# Density lb./in. ³	Electrical Conductivity % IACS	Range Available in		Fatigue Applica- tions	Relative Strength (See Fig. 23)	Max. Service Temp. °F
					Min.	Max.			
HIGH-CARBON STEEL WIRES									
Music ASTM A225	30	11.5	0.284	7	0.004	0.250	Excellent	High	250
Hard-drawn ASTM A227	30	11.5	0.284	7	0.028	0.625	Poor	Medium	250
Oil-tempered ASTM A229	30	11.5	0.284	7	0.020	0.625	Poor	Medium	300
Valve-spring ASTM A230	30	11.5	0.284	7	0.050	0.250	Excellent	High	300
ALLOY-STEEL WIRES									
Chrome-vanadium AISI 6150	30	11.5	0.284	7	0.032	0.438	Excellent	High	425
Chrome-silicon AISI 9254	30	11.5	0.284	5	0.035	0.375	Fair	High	475
Silicon-manganese AISI 9260	30	11.5	0.284	4.5	0.025	0.375	Fair	High	450
STAINLESS-STEEL WIRES									
Martensitic AISI 410, 420	28	11	0.280	2.5	0.003	0.500	Poor	Low	500
Austenitic AISI 301, 302	28	10.5	0.286	2	0.005	0.375	Good	Medium	600
Precipitation-hardening 17-7 PH	29.5	11	0.286	2	0.030	0.500	Good	High	700
Nickel-chrome A286	29	10.4	0.290	2	0.010	0.200	—	Low	950
COPPER-BASE ALLOY WIRES									
Phosphor-bronze ASTM B159	15	6.3	0.320	18	0.004	0.500	Good	Medium	200
Silicon-bronze ASTM B199	15	6.4	0.308	7	0.004	0.500	Fair	Low	200
Beryllium-copper ASTM B197	18.5	7.0	0.297	21	0.003	0.500	Excellent	High	400
NICKEL-BASE ALLOYS—WIRE AND STRIP									
Inconel 600	31	11	0.307	1.5	0.004	0.500	Fair	Low	700
Inconel X750	31.5	11.5	0.298	1	0.004	0.563	Fair	Low	1100
Ni Span C-902	27.8	9.7	0.294	1.6	0.004	0.500	Fair	Medium	200
HIGH-CARBON STEEL STRIP									
AISI 1050	30	11.5	0.284	7	0.010	0.125	Poor	Low	200
AISI 1065	30	11.5	0.284	7	0.003	0.125	Fair	Medium	200
AISI 1075	30	11.5	0.284	7	0.003	0.125	Good	High	250
AISI 1095	30	11.5	0.284	7	0.003	0.125	Excellent	High	250
STAINLESS-STEEL STRIP									
Austenitic AISI 301, 302	28	10.5	0.286	2	0.003	0.003	Good	Medium	600
Precipitation-hardening 17-7 PH	29.5	11	0.286	2	0.003	0.125	Good	High	700
COPPER-BASE ALLOY STRIP									
Phosphor-bronze ASTM B103	15	6.3	0.320	18	0.003	0.188	Good	Medium	200
Beryllium-copper ASTM B194	18.5	7.0	0.297	21	0.003	0.375	Excellent	High	400



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

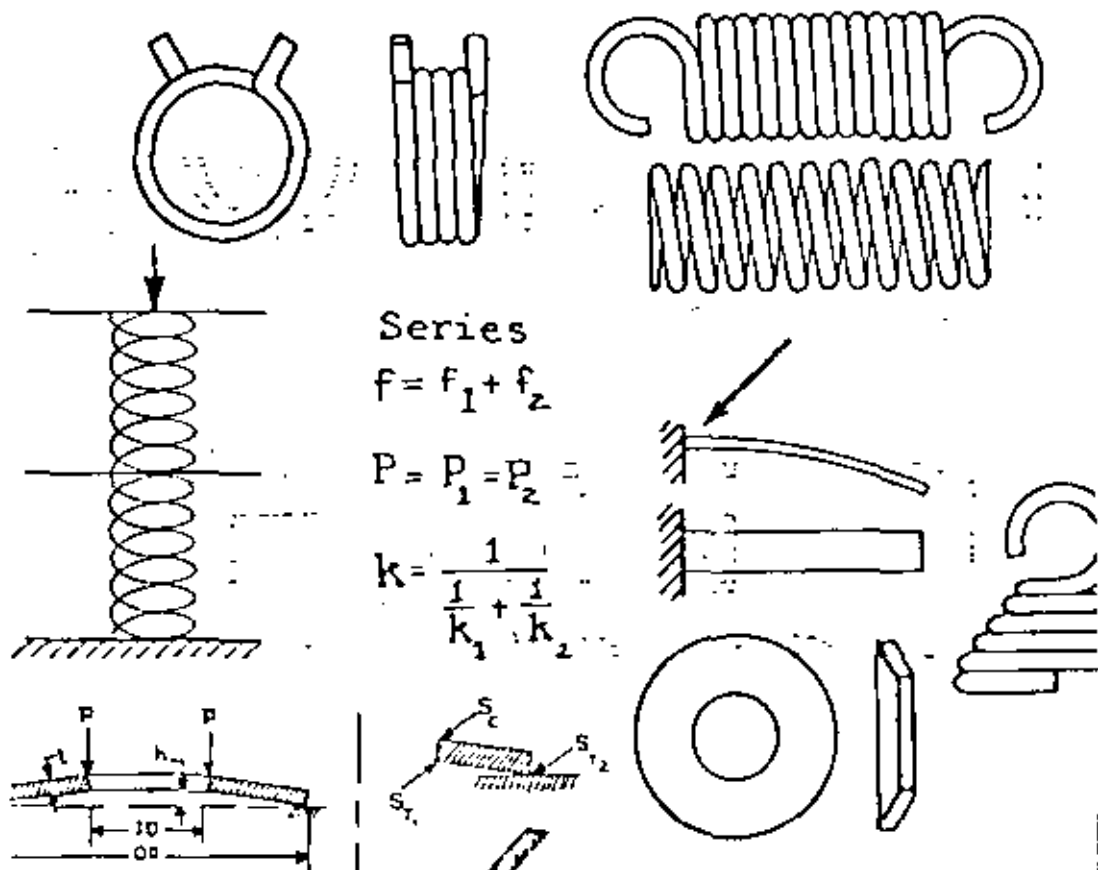
**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS**

**ASPECTOS PRACTICOS DE DISEÑO DE
RESORTES**

ABRIL 1983

Fact file for Spring Design

A compilation of
"inside stuff" ads
which appear in
design publications.



inside stuff



ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Do's and Don't's for Designers

Mechanism designers want reliably functioning parts that are dependably procurable at the lowest installed cost. They can best achieve their needs by consultation with vendors and understanding custom-metal-part manufacturing and pricing.

Here is a check list to use after a spring design is reasonably well established. Some of the factors are obvious, but important enough to warrant a review.

Don't's

Don't specify tolerances tighter than essential to mechanism functioning.

Don't specify every dimension as mandatory, mark non-critical ones as reference only.

Don't specify material that is too good (too expensive) for the service.

Don't specify material that is available only on special purchase unless there is no alternative. If in doubt, ask your vendor.

Don't specify load near free height, near solid, or at a deflection from the free position.

Do's

Do leave adequate space in the mechanism for the spring.

Do design all springs to proper stress. An unnecessarily low design will require more material and more space than necessary. Therefore, it will be more expensive.

Do specify the Acceptable Quality Level (AQL) for the dimensions on loads to be tested. Identify dimensions as Major, Minor, or Reference.

Do leave some leeway in selecting

wire size. The springmaker may be able to use material on hand, speed delivery, and save special-purchase charges.

Do consider manufacturing economics. Helical-compression springs may not need ground ends if the wire size is under 0.020 in., the index is large, or if they work over a rod or in a hole. Use ends on extension or torsion springs that can be made without secondary operations. Consult your vendor's experienced design engineers.

Do consider the use of economical order quantities. Setups are costly.

Do consider the special packaging of parts to eliminate tangling or distortion, to facilitate handling, or to simplify your inventory control.

Do consider utilizing stock items when you need only a small quantity of parts. Your savings in design time, procurement costs, and delivery time may be appreciable.

Do realize that for small quantities of springs, the cost of raw material per pound is not important; material availability and minimum-quantity purchase restrictions are.

Do realize that for large-quantity purchase, the precise specification of raw material can be extremely important.

Do realize that the total cost of a custom metal part is not the purchase cost but the installed cost.

Do consider in your product reliability the relation between part cost, part reliability, and cost of replacement of a broken part.

For additional information write Associated Spring—Barnes Group Inc., Bristol, CT 06010.

49219

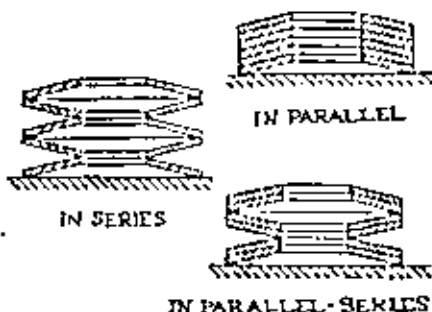
Associated Spring  BARNES GROUP INC.

inside Stuff

ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Master the mysteries of belleville spring washers.

Belleville spring washers have gained popularity for applications requiring very high loads with small deflections or where certain special load/deflection curves must be achieved. And since the deflection in



a single belleville spring washer is relatively small, it is sometimes desirable to combine several for increasing the load or deflection, or both.

Basic load/deflection formula,

$$P = \frac{Ef}{(1-\mu^2)Ma^2} \left[(h-f) \left(h - \frac{f}{2} \right) t + t^3 \right]$$

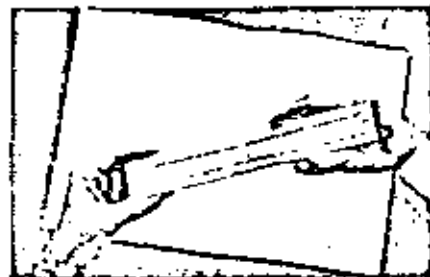
Whether used singly or stacked in series or parallel, the determination of load and stress when flat, intermediate loads, load/deflection curves, stress levels, and thicknesses is a rather complex business, as illustrated by the basic load/deflection formula above.



Helpful brochure available.

Any design engineer who has sacrificed the advantages of belleville spring washers to avoid complexity, will be happy to have our publication, "Solving Spring Design Problems with Belleville Spring Washers." Twelve pages provide all formulas needed to simplify manipulating the variables.

This publication enables you to determine the load a belleville spring washer provides at flat position, then calculate the intermediate loads and deflections. Our Belleville Spring Washer Slide Rule ... a fast precise calculator of loads, stresses and thicknesses ... is also described.



Ask for your free copy of this latest aid to solving your spring design problems. Write Associated Spring-Barnes Group Inc., 18 Main Street, Bristol, CT 06010

Associated Spring  BARNES GROUP INC.

inside Stuff

ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Short course on spring fatigue failure

Before designing a spring, decide what minimum operating life you'll accept; since added life usually adds cost.

Determine the spring's operating environment; particularly noting corrosive atmospheres and/or high temperatures. Protection against either adds cost.

Since springs are normally highly-stressed (designed into smallest space, with least weight, yet delivering required force), their fatigue life relates directly to the surface quality and the distribution, type, size of sub-surface impurities in your spring material. Careful material selection is paramount.

Other reasons for fatigue failure:

Insufficient Space: operating area is too small for adequate material volume.
Method of Stress: there are 4 common stress conditions

Constant Deflection: a valve spring, for example, operating under constant deflection, may relax and lose load.

Constant Load: machine vibration mounts, for example, operating under changing deflection but constant load, may set or creep.

Unidirectional Stress: a spring always stressed in same direction.

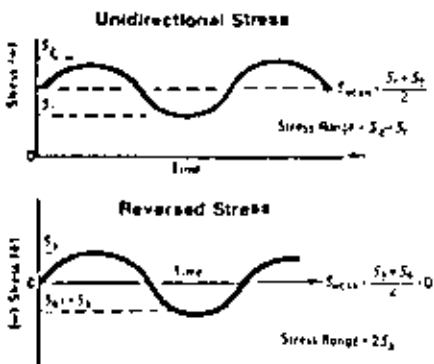
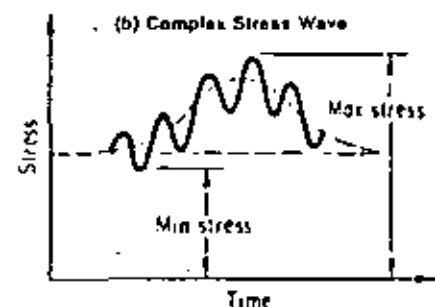
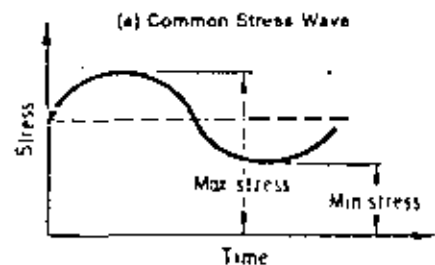
Reverse Stress: a spring stressed one way and then the other. In these latter two conditions, even though the maximum stress and deflection is the same for both springs, the stress range for the second spring is twice the first so shorter fatigue life is predictable. By contrast, a reverse stressed spring has zero mean stress which reduces relaxation.

while a unidirectional stressed spring operates at a higher mean stress causing relaxation.

Rate of Load Application: springs actuated by cam or crank mechanisms show simple stress/time curves at slow speeds and complex curves at high speeds, as illustrated. Vibration and surging due to resonance occurs and may cause failure in a spring of otherwise good design.

Three ways to combat resonance are:

1. Vary the pitch (distance between coils), reduces amplitude of vibration.



2. Use stranded wire spring; friction between strands damps out surges.

3. Use damping devices: cone ends and swivel hooks, damping dowels or a spring within a spring.

Finally, only fatigue tests on representative spring samples can accurately estimate fatigue life during product use. But pre-design consultation can avoid many fatigue pitfalls.

Before your draw, please call in your Associated Spring man. Or write for "Spring Design in Brief," Bristol, CT 06010. For fast help, call (203) 587-9581.

©1977 (Wawa) Group Inc. - 3, 2/77

Associated Spring  BARNES GROUP INC.

14 U.S. plants plus Argentina, Brazil, Canada, England, Germany, Mexico, The Netherlands and Sweden

inside Stuff

ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Quick Spring Design Analyses

Here are some equations which you can use to choose the most efficient spring for any given application. They are based on the fundamental relationship between work/volume of spring material (W/V), stress (S) and shear modulus (G) which for round-wire compression and extension springs is:

$$\frac{W}{V} = \frac{S^2}{4G}$$



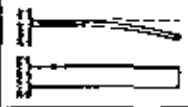
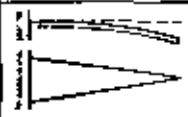
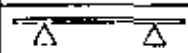



The ratio W/V , also called U , is the volume efficiency of a spring. The greater the work per unit of volume, the higher the spring efficiency.

Below are listed the basic volume efficiency equations for the most common spring designs. E indicates Young's modulus. These equations can be used in initial design analysis. While they are not corrected for de-

gree of stress concentration, they illustrate the point that stored energy is directly proportional both to volume and to stress.

For example, Equations 1 and 2 show that round wire is more efficient than square wire in extension and compression springs. And Equations 3 and 4 show the advantage a triangular cantilever spring has over a rectangular spring (about 3 times more efficient). Comparison of Equations 6 and 7 show that rectangular wire is more efficient in torsion springs than round wire.

Use these handy equations before you design a spring; or consult your Associated Spring representative, he could save you some design time. If you don't have his number, call (203) 583-1331 or write, 18 Main St., Bristol, CT 06010.

Type	Equation	Figure
1. Compression or extension spring, - round wire	$S^2/4G$	
2. Compression or extension spring, - square wire	$S^2/6.5G$	
3. Cantilever beam, rectangular plan	$S^2/18E$	
4. Cantilever beam, triangular plan	$S^2/6E$	
5. Simply supported beam	$S^2/18E$	
6. Torsion spring, rectangular wire	$S^2/6E$	
7. Torsion spring, round wire	$S^2/8E$	
8. Flat, spiral spring	$S^2/6E$	
9. Belleville spring washer	$S^2/10E$ to $S^2/40E$	

© 1979 Barnes Group Inc. - 53190

Associated
Spring



BARNES
GROUP INC

inside stuff

ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Uniform stress means more efficient springs

Leveling stress from subsurface to surface

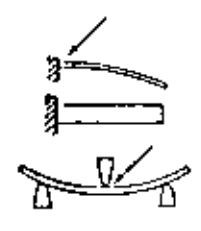
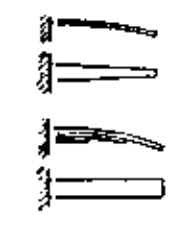
In practically all spring structures, surface material does more work than that below the surface.

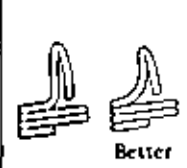



Stress intensity varies from zero at the center to maximum at the surface, whether a structure is flexed in torsion or in bending. Interior material can be put to work by manufacturing processes which let outer layers progress from negative stress to zero stress while some of the work is being done by inner layers. Thus, the "apparent" stress based on the load/stress formula is greater than the true stress on any part of the cross section, due to *residual stress*. This may be induced by over-straining in the

direction of normal spring use. Such a design will carry less than the normal when flexed in the opposite direction. For example, in a torsion spring made from hard-drawn material, the elastic limit in the winding direction is double that in unwinding.

Presence of this effect depends upon manufacturing processes. For example, heat treating reduces residual stress. The manufacturer heat treats an electro-plated torsion spring after plating to minimize hydrogen embrittlement. This decreases the elastic limit, which could have been maintained by allowing for set and by taking out set after plating.

For additional information, write Associated Spring—Barnes Group Inc., Bristol CT 06010.

Concentrated Stress	Uniform Stress
	
arrow shows point of high stress	
<p>Leveling stress from end to end In a cantilever spring of uniform width, highest stress occurs at the line where it is clamped. Thus, the rest of the spring is inefficient. Tapered or laminated cantilever springs have uniform stress along their entire length.</p> <p>A spring supported at both ends and loaded in the middle has maximum stress in the middle. If loaded at two points the stress is uniform.</p>	

	
	
<p>Leveling localized peaks of stress Spring material may also be used inefficiently due to stress concentrations. Examples of such concentrations, with modifications for minimizing them, are illustrated. If stress concentration cannot be avoided, the entire spring must be enlarged to protect a small section.</p>	

© 1977 Barnes Group Inc. - 49276

Associated
Spring



BARNES
GROUP INC.

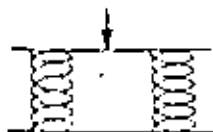
14 U.S. plants plus Argentina, Brazil, Canada, England, Germany, Mexico, The Netherlands and Sweden



ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

Design of Springs in Combination

Springs are often used in combination because of space limitations, because a combination may be more efficient than a single equivalent spring, or because a combination will have a load/deflection curve or dynamic characteristics not possible in a single spring.



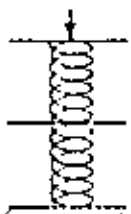
Parallel

$$P = P_1 + P_2$$

$$f = f_1 = f_2$$

$$k = k_1 + k_2$$

If two or more springs are used in parallel, the total load equals the sum of the loads of the individual springs. The total deflection is the same as the deflection of the individual springs. The total gradient is the sum of the individual gradients.



Series

$$f = f_1 + f_2$$

$$P = P_1 = P_2$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}}$$

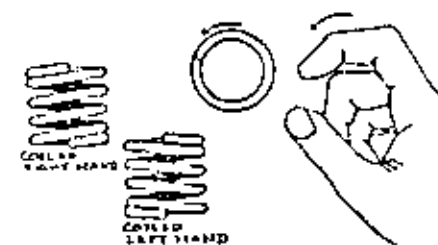
If two or more springs are assembled in series, the deflection is the sum of the deflections of the individual springs. The total load is the same as the load of the individual springs. The total gradient is the reciprocal of the sum of the reciprocals of the individual spring gradients.

Nested compression springs are a special variety of parallel springs. The nests are useful when a heavy load must be carried in a restricted space, and a single spring design would be overstressed. A spring nest, however,

is not applicable if the diametral space is so restricted that a single spring design would have an index of 5 or less.

The following design criteria apply to nested springs:

1. To prevent intermeshing of the springs, they should be wound alternately left and right hand.



2. Clearance between springs must be at least twice the diameter tolerance.
3. The correct distribution of load between inner and outer springs varies with the index and the clearance between springs. For a first trial, distribute the total load one-third to the inner spring and two-thirds to the outer spring.
4. Solid height, stress, and free heights of each spring should be nearly the same.
5. This design practice will result in all springs of about the same index.



6. Pilots or pockets will help locate or separate in inner and outer spring.

For additional information, call (203) 583-1331, or write Associated Spring, Barnes Group Inc., Bristol, CT 06010.

©1979 Barnes Group Inc. — 53606

Associated Spring  BARNES GROUP INC.

14 U.S. plants plus Argentina, Brazil, Canada, England, Germany, Mexico, The Netherlands and Sweden

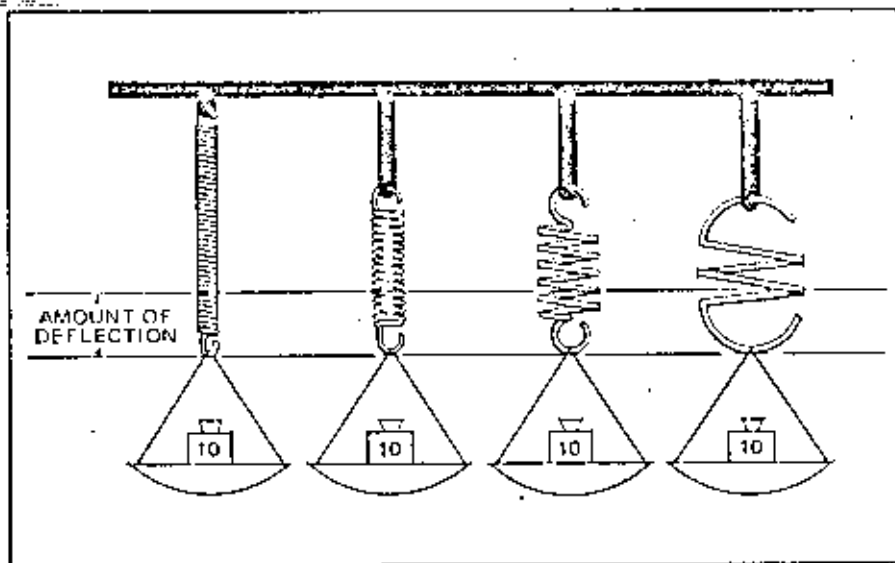


ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

What does spring index mean?

If you design critical parts like extension springs you have to know about spring index. One man distributes his 150 lbs. over a lean 6-ft. frame; another packs the same avoirdupois within a stocky 5-ft.

with 75.8 coils and an index of 3, to the short fat one at right with few coils and an index of 12. Application of the index ratio is particularly useful where space restrictions exist. Our many years of critical-



2-in. height. In a man, this might be expressed as the ratio of height to belt size. In a spring, it's a handy little ratio, D/d —mean coil diameter to wire diameter.

The illustration shows spring index quickly: same load—10 lbs.; same deflection—0.4 in. But in shape the springs range from the long thin one at left

parts specialization result in simplified procedures for spring design that can help provide the quality and reliability you need in your critical custom metal parts.

For additional information write to Associated Spring—Barnes Group Inc., Bristol, CT 06010.

49225

Associated Spring  BARNES GROUP INC.



ABOUT SPRINGS, CUSTOM METAL PARTS AND ASSEMBLIES

How materials affect deflection in springs

When you design springs and similar critical parts, you have to know how different materials affect deflection.

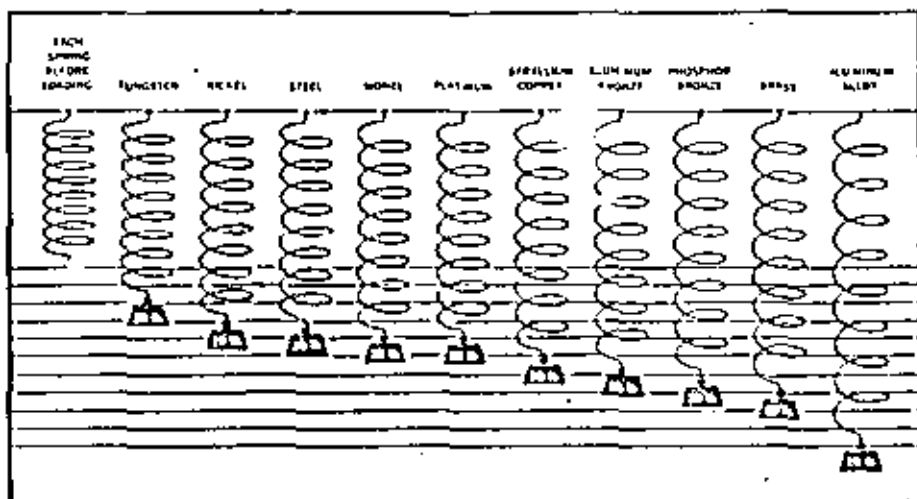
This chart shows the wide range of stiffness characteristics available in different materials and suggests unusual opportunities to solve spring deflection problems.

These extension springs are all of identical dimensions but of different materials. They demonstrate the relative deflection obtained from applying the same load (assuming the stresses are within safe limits). This basic principle is often overlooked in

the approach to spring selection, not only of extension springs, but other types—compression, flat, torsion, etc.

Our daily work covers such a wide range of critical-part usage that we can help you in the early stages of spring consideration, both in material selection and design parameters. In establishing our own material specifications we have learned how to build in the reliability and quality you need in your springs.

Need help with your critical custom metal parts? Please write Associated Spring—Barnes Group Inc., Bristol, CT 06010.



30195

Associated Spring  BARNES GROUP INC



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

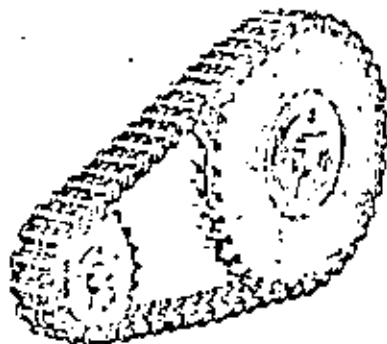
TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS

SELECCION DE TRANSMISIONES POR
CADENA DE RODILLOS

ABRIL 1983

DODGE chain drives...

Combine DODGE roller chain and sprockets and you have an especially efficient drive. DODGE roller chain is produced to exceedingly high standards in the finest of manufacturing facilities. Shot peened rollers and plates are precision assembled to close tolerances. Pre-stressing takes out initial "stretch" and distributes working loads evenly. Pre-lubrication by hot dipping into a petroleum bath provides rust resistance and initial lubrication. Sprockets are manufactured to equally high standards in finished and plain bore, TAPER LOCK and steel plate types. The precision and articulation achieved with matched chain and sprockets make a very real difference in the life of a drive—win substantial cost savings to the user.



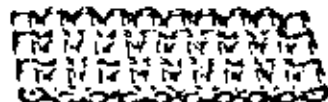
Chain: Pages 50-60 thru 50-72



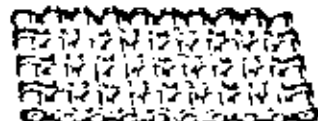
Single Strand



Double Strand



Triple Strand



Quadruple Strand



Wide Clearance



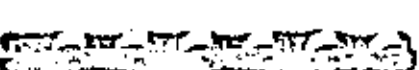
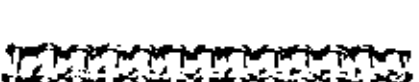
Heavy Series



Extended Pitch Drive



Extended Pitch Conveyor

Extended Pitch Conveyor
(With Large Rollers)

DL Self Lubricated

rolling with stamina.

Sprockets: Pages 50-14 thru 50-56

Single Strand
TAPER-LOCK™Double Strand
TAPER-LOCK

Extended Pitch

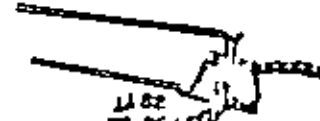


Plain Bore



Steel Plate

Attachments and Accessories

Chain Tensioners
Page 50-60Roller Chain Pin Extractors
Page 50-61
Chain Assembly Tool, Page 50-61
Idler Sprockets Page 50-60Attachments for Roller Chain
Pages 50-73 thru 50-79

Selection of Standard Roller Chain Drives Simplified Method

There are two methods of selecting a DODGE® roller chain drive: the formula method and the new simplified method.

The simplified method, explained below, offers fast analysis of a given chain as a problem. The results will be both safe and economical for the chain and the sprocket. If suitable for your needs, the drive is ready to select.

If there is a need to further consider the selection, the simplified method can be a handy reference to give you, the designer, a starting point if space limitations or specific drive ratios require further refinement of your selection.

Step 1. Determine Class of Service—See table 2 for class of service for driven machine. (This table is based on installations which have been historically successful in regards to time of service, typical loading, and normal maintenance.)

If a new application is planned which has load conditions which require a higher class of service than normally present, the further class of service should be used for longer drive life.

Step 2. Select Service Factor—Obtain the service factor from table 1 below.

Table 1—Service Factor

Class of Service	Type of Input Power		
	Internal Combustion Engine with Hydraulic Drive	Electric or Turbine	Internal Combustion Engine with Mechanical Drive
A	1.0	1.0	1.2
B	1.2	1.2	1.4
C	1.4	1.5	1.7

Step 3. Determine Design HP—Multiply the normal running HP by the service factor selected in Step 2. If multiple strand drives are being considered, divide the design HP by 1.7 for double strand chain, by 2.3 for triple strand, and by 3.3 for quadruple strand chain. This calculated design HP allows you to select a drive out of the standard rating tables for single strand chain.

Single strand chain offers benefits such as cost, availability, and ease of assembly while multiple strand chains can solve design problems of space limitations, increased speeds, and greater horsepower capacity.

Step 4. Determine Chain Size, Size of Small Sprocket and Required Lubrication—Refer to Tables 3 and 4 on pages 50-6 and 50-7. In the table heading, find the design HP required. If exact design HP is not listed, use the next higher design HP column. The column to the far left of the table lists various RPM's of small sprockets. Choose desired RPM from this column. On the same file, under the design HP, the recommended chain size, number of teeth in the small sprocket, and the required type of lubrication are listed for this RPM. Note—Check type of small sprocket to see if it will fit the high speed shaft.

Step 5. Calculate Speed Ratio

$$\text{Speed Ratio} = \frac{\text{High speed shaft RPM}}{\text{Low speed shaft RPM}}$$

A speed ratio over 7 is generally not recommended for one chain drive. Very slow speed drives (up to low limit of the small sprocket) are often practicable with as few as 1 or 10 teeth in the small sprocket, allowing ratios up to 12 where the ratio exceeds 5, allowing the possibility of using double reduction drives to obtain maximum service life.

Step 6. Determine the Center Distance—Center Distance (in pitches) = Center Distance (in inches) ÷ Pitch Length. For the average application, a center distance of 30 to 50 pitches of the chain represents good practice. For pulsating loads, centers as short as 20 pitches of chain may be desirable. To permit the sprocket teeth to clear, the center distance must at least be slightly greater than one half the sum of the outside diameters of the two sprockets.

Step 7. Determine Size of Large Sprocket—Refer to Tables 5 and 10 on pages 50-8 thru 50-12. Find a ratio equal to, or nearly equal to, the required ratio determined in Step 5 which employs the recommended small sprocket (listed under column headed "Driver"). On the same line in the adjacent column headed "Driven", read the number of teeth required in the large sprocket for this ratio.

Step 8. Determine Chain Length—and, in the table heading, the center distance (in pitches) determined in Step 6. Under this column, on the same line as ratio and driver and driven sprockets, read the chain length (in pitches) for this drive. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not on the table, can be found by interpolation. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths found by interpolation should also be rounded to the nearest even pitch. For center distances less than 20 pitches and center distances over 60 pitches, see page 50-9.

Slow Speed Drives—If the lineal speed of the chain is under 100 fpm and loading is uniform, DODGE roller chain drives may be selected without regard to horsepower ratings as shown in the rating tables. This often results in significant savings.

When chain length is more than 50 pitches, the maximum applied load may be as great as 1/7 of the ultimate tensile strength of the chain for speeds below 50 fpm and 1/8 of the ultimate tensile strength for 50 to 100 fpm.

For additional information on slow speed drives see page 50-9.

Hardened Teeth—The advantages gained by hardening the teeth of the small sprocket easily offset the hardening cost. Longer life, increased strength, equalized wear between small and large sprockets—all result in lower overall cost to the chain drive user. Hardened steel sprockets are recommended for use under the following conditions: 1. Slow speed, heavily loaded drives where chains and sprockets are selected on the basis of chain tensile strength; 2. Moderate speed drives where sprockets have 12 teeth or less; 3. High speed drives where sprockets have 25 teeth or less; 4. When speed ratios exceed 4 to 1; 5. When drives are operating exposed to dirty or dusty surroundings.

Drive Position—The most favorable position for a roller chain drive is with the center line of the sprockets horizontal or at an angle up to about 60°. With small sprockets or long center distances, the slack side should be the lower span to avoid the possibility of the lower upper strand making contact with the top of the lower strand. If this cannot be avoided, center distance adjustment or an idler sprocket should be provided.

Avoid vertical or heavily vertical drives if possible. If unavoidable, some form of center distance adjustment is essential to secure a snug fit of the chain.

On short horizontal drives it is desirable to have the slack side run on the bottom. With the slack side on the top, there is a tendency for it to be pushed out of proper tooth engagement. With normal centers and reasonably sized sprockets, the slack side may be either at the top or at the bottom.

Selection of Standard Roller Chain Drives (Continued)

Chain Adjustment—Center distance adjustment is desirable for all chain drives. If fixed centers are required, some form of slack adjustment should be provided. In the case of low speed ratio (3 or less) short center drives, center adjustment is not always necessary, except for drives subject to impulse, load reversals or shock loads.

Additional Sprockets—An idler sprocket is generally recommended for a fixed center drive. Place on the slack side as close to the larger sprocket as possible. Care must be taken to assure proper wrap of the chain on other sprockets. To assure adequate chain wrap, for a multiple sprocket drive—consult factory.

Noise—Too much emphasis is often placed on quiet operation. Naturally, for motion picture projectors, business machines, etc., quietness is of primary concern. However, for general industrial machinery, such as machine tools, saws, lathes, packaging, printing, etc. machinery, other noises exist and a roller chain need not be vibrantly silent. Chain noise is definitely not a deciding factor in crane, hoist, agricultural, construction, mill, etc. machinery because of the inherent noise of the equipment or the surrounding machinery. In general, roller chain drives in the smaller pitch range having sprockets with more than 25 teeth are "quiet" at normal speeds.

Table 2—Class of Service for Driven Machine

Driven Machine	Class	Driven Machine	Class
Agriculture, liquid or semi-liquid stock, paddles or sprocket	A	Line Shafts	A
Battery Machinery	B	Light or normal loads	B
Beaters	B	Unevenly loaded	B
Blowers, Centrifugal	A	Machines Not Reversing	A
Butt Padde Wheels or Propellers	C	Even load	A
Centrifugals	C	Pulsating load	A
Clay Working Machinery	C	Impact load	C
Extruders, Granulators, Mixers, Plug Mills, Rolls	B	Mills	B
Brigette Machine, Presses	C	Rail, Trolley, Rod, Tube	B
Compressors	C	Blowring, Trimmers, Handings, Rolling	C
Centrifugal, Rotary	B	Reel Machines	C
Reciprocating	C	Agitators, Calenders, Dryers, Jordan Engines, Paper Machines, Pump Drivers	B
Conveyors	C	Beaters, Crushers, Wash Pumps, Washers, Winders	B
Unlubricated or loaded	A	Drum, Tanker Layers	C
Angularly fed or loaded	B	Presses	C
Reciprocating	C	Printing Machinery	B
Coasters, Cranes	A	Pumps	A
Cranes	B	Centrifugal, Gear, Rotary	A
Crushers	C	Drugs	C
Elevators	A	Reciprocating 1 or 2 cylinder	C
Unlubricated or loaded	B	Reciprocating 3 or more cylinder	C
Angularly fed or loaded	C	Roller Chain Machinery	B
Engines	A	Revolving Mills, Calenders, Mixers	C
Centrifugal	C	Screeners	A
Misc. Positive Blowers, Propellers	C	Air Washing, Water	A
Feeders, Reciprocating	B	Rotary (Lathes or Gears), Heating	B
Flour, Feed or Cereal Mill Machinery	B	Textile Machinery	B
Generators	A	Butcher, Lander, Dry Can, Diving Machinery,	A
High Lift	C	Loom, Mangle, Hooper, Sooper, Spinner, Tenter	B
Hoists	A	Frame	C
Iron	B	Card Machine	C
Lathes	B	Rolling Mill Machinery	C

Class A—Running load is fairly uniform. Starting and peak loads may be somewhat greater than running load, but occur infrequently.

Class B—Running load is variable. Starting and peak loads are considerably greater than running load and occur frequently.

Class C—Starting loads are extremely heavy. Peak loads are continuous or occur continuously and are of maximum utilization.

Example of Selection

A chain drive is required for a tumbling barrel for metal stampings which is to be operated at 74 RPM. The tumbling barrel is to be driven by a speed reducer with an output speed of approximately 77 RPM. Power to the speed reducer is supplied by a 5 HP electric motor. Starting loads are heavy; peak loads and wear loads occur continuously. The drive requires a center distance of 50 inches.

Step 1. In Table 2 above, this application is not listed. We must refer to the class definitions below the table. Here, we find that our application would be Class C.

Step 2. The service factor from Table 1 on the preceding page is 1.5.

Step 3. Design HP \times 5 HP \times 1.5 = 7.5 HP.

Step 4. Referring to Table 3 on page 50-6; 7.5 HP

at 77 RPM will require number 100 chain with 12 tooth small sprocket and "Drip Lubrication."

Step 5. Speed Ratio— $\frac{77 \text{ (High Speed Shaft RPM)}}{24 \text{ (Low Speed Shaft RPM)}} = 3.21:1$

Step 6. Center distance (in pitches) = 50 (Center distance in inches) \times 1.1 (pitch length) = 40.0 pitches.

Step 7. Referring to Table 4 on page 50-7; a speed ratio of 3.18 is the closest ratio which employs a 12 tooth sprocket. Referring to the column headed "Driven," we find that a 34 tooth large (driven) sprocket would be required for this ratio.

Step 8. In Table 9, for a ratio of 3.18 with a 12 tooth driver, a 34 tooth driven sprocket and a center distance of 40.0 pitches, 116 pitches of chain would be required for this drive.

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50-4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 40 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50-93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 5 - Center Distance and Chain Lengths (Ratios 1.00 to 1.25)

Ratio	Number of Teeth		Minimum Center Distance				Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances									
	Driver	Driven	Center Distance		Chain Length		Center Distance		Chain Length							
			20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches						
1.00	10	10	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	12	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	14	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	16	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	18	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	20	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	22	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	24	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	26	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	28	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	30	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	32	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	34	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	36	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	38	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	10	40	4.50	14	50	70	76	120	131	13	13	19	26	32	40	47
1.00	12	12	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	14	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	16	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	18	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	20	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	22	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	24	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	26	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	28	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	30	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	32	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	34	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	36	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	38	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	12	40	4.50	16	56	76	84	132	146	15	15	21	28	36	44	52
1.00	14	14	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	16	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	18	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	20	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	22	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	24	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	26	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	28	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	30	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	32	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	34	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	36	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	38	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	14	40	4.50	18	62	84	94	144	162	17	17	23	30	38	46	54
1.00	16	16	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	18	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	20	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	22	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	24	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	26	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	28	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	30	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	32	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	34	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	36	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	38	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56
1.00	16	40	4.50	20	68	92	104	156	178	19	19	25	32	40	48	56

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50-4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50-93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 6 - Center Distance and Chain Lengths (Ratios 1.26 to 1.60)

Ratio	Number of Teeth		Minimum Center Distance				Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances									
	Driver	Driven	Center Distance		Chain Length		Center Distance		Chain Length							
			20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches						
1.26	12	15	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	16	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	18	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	20	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	22	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	24	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	26	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	28	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	30	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	32	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	34	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	36	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	38	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	12	40	4.75	17	58	78	86	138	155	17	17	23	30	38	46	54
1.26	14	18	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	20	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	22	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	24	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	26	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	28	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	30	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	32	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	34	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	36	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	38	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	14	40	4.75	19	64	88	100	150	172	19	19	25	32	40	48	56
1.26	16	20	4.75	21	70	96	110	165	190	21	21	27	34	42	50	58
1.26	16	22	4.75	21	70	96	110	165	190	21	21	27	34	42	50	

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50 4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50 93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 7—Center Distance and Chain Lengths (Ratios 1.61 to 2.10)

Ratio	Number of Teeth		Minimum Center Distance		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances				Ratio	Number of Teeth		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances				
	Driver	Driven	Driver	Driven	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches		Driver	Driven	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches	
1.61	21	34	12.94	42	76	96	115	174	1.61	44	34	18.11	31	36	44	174
1.62	21	34	4.17	35	58	73	90	134	1.65	13	27	7.91	34	38	46	138
1.63	21	34	13.04	46	68	84	101	147	1.65	26	44	13.01	34	38	46	138
1.64	21	34	31.72	58	84	101	147	1.65	27	30	13.21	46	50	60	140	
1.65	21	34	3.25	36	62	77	94	138	1.66	14	26	7.72	36	40	48	140
1.66	21	34	5.66	38	66	81	98	142	1.67	15	29	7.38	38	42	50	142
1.67	21	34	7.67	40	70	85	102	146	1.68	16	28	7.29	40	44	52	144
1.68	21	34	10.26	42	74	89	106	150	1.68	18	27	9.15	44	48	58	144
1.69	21	34	8.57	44	78	93	110	154	1.68	21	45	12.36	48	52	62	146
1.70	21	34	11.51	46	82	97	114	158	1.68	22	42	15.17	52	56	66	146
1.71	21	34	1.91	48	86	101	118	162	1.68	24	34	15.11	54	58	68	148
1.72	21	34	3.86	50	90	105	124	166	1.73	17	33	5.25	54	58	68	148
1.73	21	34	7.81	52	94	109	127	170	1.73	19	32	5.29	56	60	70	150
1.74	21	34	11.76	54	98	113	130	174	1.73	21	31	5.33	58	62	72	150
1.75	21	34	15.71	56	102	117	132	178	1.73	23	30	5.37	60	64	74	150
1.76	21	34	19.66	58	106	121	134	182	1.74	24	29	5.41	62	66	76	150
1.77	21	34	23.61	60	110	125	136	186	1.74	26	28	5.45	64	68	78	150
1.78	21	34	27.56	62	114	129	138	190	1.75	27	27	5.49	66	70	80	150
1.79	21	34	31.51	64	118	133	140	194	1.75	29	26	5.53	68	72	82	150
1.80	21	34	35.46	66	122	137	142	198	1.75	31	25	5.57	70	74	84	150
1.81	21	34	39.41	68	126	141	144	202	1.76	32	24	5.61	72	76	86	150
1.82	21	34	43.36	70	130	145	146	206	1.76	34	23	5.65	74	78	88	150
1.83	21	34	47.31	72	134	149	148	210	1.76	36	22	5.69	76	80	90	150
1.84	21	34	51.26	74	138	153	150	214	1.77	37	21	5.73	78	82	92	150
1.85	21	34	55.21	76	142	157	152	218	1.77	39	20	5.77	80	84	94	150
1.86	21	34	59.16	78	146	161	154	222	1.77	41	19	5.81	82	86	96	150
1.87	21	34	63.11	80	150	165	156	226	1.78	42	18	5.85	84	88	98	150
1.88	21	34	67.06	82	154	169	158	230	1.78	44	17	5.89	86	90	100	150
1.89	21	34	71.01	84	158	173	160	234	1.78	46	16	5.93	88	92	102	150
1.90	21	34	74.96	86	162	177	162	238	1.78	48	15	5.97	90	94	104	150
1.91	21	34	78.91	88	166	181	164	242	1.79	49	14	6.01	92	96	106	150
1.92	21	34	82.86	90	170	185	166	246	1.79	51	13	6.05	94	98	108	150
1.93	21	34	86.81	92	174	189	168	250	1.79	53	12	6.09	96	100	110	150
1.94	21	34	90.76	94	178	193	170	254	1.79	55	11	6.13	98	102	112	150
1.95	21	34	94.71	96	182	197	172	258	1.80	57	10	6.17	100	104	114	150
1.96	21	34	98.66	98	186	201	174	262	1.80	59	9	6.21	102	106	116	150
1.97	21	34	102.61	100	190	205	176	266	1.80	61	8	6.25	104	108	118	150
1.98	21	34	106.56	102	194	209	178	270	1.80	63	7	6.29	106	110	120	150
1.99	21	34	110.51	104	198	213	180	274	1.81	65	6	6.33	108	112	122	150
2.00	21	34	114.46	106	202	217	182	278	1.81	67	5	6.37	110	114	124	150
2.01	21	34	118.41	108	206	221	184	282	1.81	69	4	6.41	112	116	126	150
2.02	21	34	122.36	110	210	225	186	286	1.81	71	3	6.45	114	118	128	150
2.03	21	34	126.31	112	214	229	188	290	1.82	73	2	6.49	116	120	130	150
2.04	21	34	130.26	114	218	233	190	294	1.82	75	1	6.53	118	122	132	150
2.05	21	34	134.21	116	222	237	192	298	1.82	77	0	6.57	120	124	134	150
2.06	21	34	138.16	118	226	241	194	302	1.83	79	0	6.61	122	126	136	150
2.07	21	34	142.11	120	230	245	196	306	1.83	81	0	6.65	124	128	138	150
2.08	21	34	146.06	122	234	249	198	310	1.83	83	0	6.69	126	130	140	150
2.09	21	34	150.01	124	238	253	200	314	1.83	85	0	6.73	128	132	142	150
2.10	21	34	153.96	126	242	257	202	318	1.84	87	0	6.77	130	134	144	150

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50 4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50 93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 8—Center Distance and Chain Lengths (Ratios 2.11 to 2.77)

Ratio	Number of Teeth		Minimum Center Distance		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances				Ratio	Number of Teeth		Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances				
	Driver	Driven	Driver	Driven	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches		Driver	Driven	20 Pitches	30 Pitches	40 Pitches	60 Pitches	
2.11	21	44	1.11	20	54	66	81	120	2.11	75	62	12.61	74	84	102	150
2.12	21	44	15.12	22	58	70	85	124	2.12	76	62	12.65	74	84	102	150
2.13	21	44	16.13	24	62	74	89	128	2.12	77	62	12.69	74	84	102	150
2.14	21	44	17.14	26	66	78	93	132	2.12	78	62	12.73	74	84	102	150
2.15	21	44	18.15	28	70	82	97	136	2.13	79	62	12.77	74	84	102	150
2.16	21	44	19.16	30	74	86	101	140	2.13	80	62	12.81	74	84	102	150
2.17	21	44	20.17	32	78	90	105	144	2.13	81	62	12.85	74	84	102	150
2.18	21	44	21.18	34	82	94	109	148	2.14	82	62	12.89	74	84	102	150
2.19	21	44	22.19	36	86	98	113	152	2.14	83	62	12.93	74	84	102	150
2.20	21	44	23.20	38	90	102	117	156	2.14	84	62	12.97	74	84	102	150
2.21	21	44	24.21	40	94	106	121	160	2.15	85	62	13.01	74	84	102	150
2.22	21	44	25.22	42	98	110	125	164	2.15	86	62	13.05	74	84	102	150
2.23	21	44	26.23	44	102	114	129	168	2.15	87	62	13.09	74	84	102	150
2.24	21	44	27.24	46	106	118	133	172	2.16	88	62	13.13	74	84	102	150
2.25	21	44	28.25	48	110	122	137	176	2.16	89	62	13.17	74	84	102	150
2.26	21	44	29.26	50	114	126	141	180	2.16	90	62	13.21	74	84	102	150
2.27	21	44	30.27	52	118	130	145	184	2.17	91	62	13.25	74	84	102	150
2.28	21	44	31.28	54	122	134	149	188	2.17	92	62	13.29	74	84	102	150
2.29	21	44	32.29	56	126	138	153	192	2.17	93	62	13.33	74	84	102	150
2.30	21	44	33.30	58	130	142	157	196	2.18	94	62	13.37	74	84	102	150
2.31	21	44	34.31	60	134	146	161	200	2.18	95	62	13.41	74	84	102	150
2.32	21	44	35.32	62	138	150	165	204	2.18	96	62	13.45	74	84	102	150
2.33	21	44	36.33	64	142	154	169	208	2.19	97	62	13.49	74	84	102	150
2.34	21	44	37.34	66	146	158	173	212	2.19	98	62	13.53	74	84	102	150
2.35	21	44	38.35	68	150	162	177	216	2.19	99	62	13.57	74	84	102	150
2.36	21	44	39.36	70	154	166	181	220	2.20	100	62	13.61	74	84	102	150
2.37	21	44	40.37	72	158	170	185	224	2.20	101	62	13.65	74	84	102	150
2.38	21	44	41.38	74	162	174	189	228	2.20	102	62	13.69	74	84	102	150
2.39	21	44	42.39	76	166	178	193	232	2.21	103	62	13.73	74	84	102	150
2.40	21	44	43.40	78	170	182	197	236	2.21	104	62	13.77	74	84	102	150
2.41	21	44	44.41	80	174	18										

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50-4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50-93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 9—Center Distances and Chain Lengths (Ratios 2.78 to 3.86)

Table with columns: Ratio, Number of Teeth (Driver, Driven), Minimum Center Distance, Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances (20, 30, 40, 60 Pitches), and Ratio. Rows include ratios from 2.78 to 3.86.

Center Distance and Chain Length for Roller Chain Drives

See page 50-4 for selection instructions. Chain lengths are rounded off to the nearest even pitch to prevent the use of an offset link. Chain lengths for center distances between 20 and 60 pitches that are not shown, may be found by interpolation. Chain lengths for center dis-

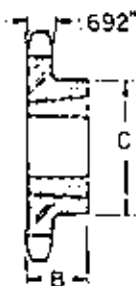
tances less than 20 pitches or more than 60 pitches must be calculated; see page 50-93. Center distances must be equal to, or greater than, the minimum shown in the table.

Table 10—Center Distances and Chain Lengths (Ratios 3.89 to 7.11)

Table with columns: Ratio, Number of Teeth (Driver, Driven), Minimum Center Distance, Chain Length (in Pitches) for Various Center Distances (20, 30, 40, 60 Pitches), and Ratio. Rows include ratios from 3.89 to 7.11.

TAPER-LOCK Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
(For general description and information see page 50-14)

100 TAPER LOCK



Alteration Prices—
TAPER-LOCK Type B Steel Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
Price List A5171

Type of Alteration	Sprocket Quant. Price		
	1 to 4	5 to 9	10 and Up
Harden Each Tooth	\$ 45	\$ 40	\$ 30

Note: Add alteration list price to sprocket list price from table below.
* Applies only to sprockets with 26 teeth or less.

TAPER-LOCK Type B Steel Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
Price List A5148

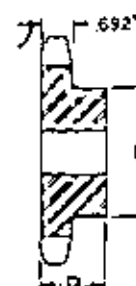
No. of Teeth	Out Side Diam.	Sprocket No.	Uses Bush. No.†	Bore Range	Spkt. Price Each, List	Price Each, Bush. Ques.	Spkt. Wt. Max. Ounc.	B Lgth. thru Bore	C Hub Diam.
11	5 67 1/2	TLB1011	1615	1/2-1 1/8"	\$27 90	\$5 50	3 4	1 1/2	3 1/4
12	5 8 1/2	TLB1012	1615	1/2-1 1/8"	31 00	5 50	3 4	1 1/2	3 1/4
13	5 9 1/2	TLB1013	2017	1/2-2"	34 10	4 00	4 1	1 1/2	3 1/4
14	6 2 1/2	TLB1014	2017	1/2-2"	34 10	4 00	5 3	1 1/2	3 1/4
15	6 4 1/2	TLB1015	2517	1/2-2 1/2"	47 20	11 00	8 1	1 1/2	4 1/4
16	7 0 1/2	TLB1016	2517	1/2-2 1/2"	50 00	11 00	8 6	1 1/2	4 1/4
17	7 4 1/2	TLB1017	2517	1/2-2 1/2"	52 30	11 00	9 6	1 1/2	4 1/4
18	7 8 1/2	TLB1018	2517	1/2-2 1/2"	51 70	11 00	10	1 1/2	4 1/4
19	8 2 1/2	TLB1019	2517	1/2-2 1/2"	55 00	11 00	12	1 1/2	4 1/4
20	8 4 1/2	TLB1020	2517	1/2-2 1/2"	60 00	11 00	12	1 1/2	4 1/4
21	9 0 1/2	TLB1021	2517	1/2-2 1/2"	61 70	11 00	13	1 1/2	4 1/4
22	9 4 1/2	TLB1022	2517	1/2-2 1/2"	63 10	11 00	14	1 1/2	4 1/4
23	9 8 1/2	TLB1023	2517	1/2-2 1/2"	64 30	11 00	16	1 1/2	4 1/4
24	10 2 1/2	TLB1024	2517	1/2-2 1/2"	65 00	11 00	17	1 1/2	4 1/4
25	10 6 1/2	TLB1025	2517	1/2-2 1/2"	67 60	11 00	18	1 1/2	4 1/4
26	11 0 1/2	TLB1026	2517	1/2-2 1/2"	69 90	11 00	19	1 1/2	4 1/4
27	11 4 1/2	TLB1027	3020	1/2-3"	73 10	17 20	21	2	5 1/4
28	11 8 1/2	TLB1028	3020	1/2-3"	76 40	17 20	23	2	5 1/4
29	12 2 1/2	TLB1029	3020	1/2-3"	83 60	17 20	26	2	5 1/4
32	13 4 1/2	TLB1032	3020	1/2-3"	88 00	17 20	29	2	5 1/4
35	14 6 1/2	TLB1035	3020	1/2-3"	97 00	17 20	35	2	5 1/4
36	15 0 1/2	TLB1036	3020	1/2-3"	99 70	17 20	36	2	5 1/4
40	16 8 1/2	TLB1040	3020	1/2-3"	114 00	17 20	41	2	5 1/4
42	17 4 1/2	TLB1042	3020	1/2-3"	117 50	17 20	45	2	5 1/4
45	18 6 1/2	TLB1045	3020	1/2-3"	120 00	17 20	51	2	5 1/4
48	19 8 1/2	TLB1048	3020	1/2-3"	140 00	17 20	64	2	5 1/4
50	20 2 1/2	TLB1050	3020	1/2-3"	143 60	17 20	68	2	5 1/4
52	21 4 1/2	TLB1052	3020	1/2-3"	154 00	17 20	78	2	5 1/4
55	22 6 1/2	TLB1055	3020	1/2-3"	160 00	17 20	85	2	5 1/4
60	24 2 1/2	TLB1060	3525	1 1/2-3 1/2"	173 20	14 40	126	3 1/2	6 1/4
64	24 1 1/2	TLB1064	3525	1 1/2-3 1/2"	182 90	14 40	170	3 1/2	6 1/4

Note: Teeth are in line with keyway and may be hardened on TAPER-LOCK sprockets of 26 teeth or less, if desired. See alteration price list above.
† Different diameter bushings than to sprockets.

† For pushing and keyway information see pages 20-4 and 20-5.
* Non stock sizes available on request.
* For complete sprocket diameter tables see page 50-107.

Plain Bore Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
(For general description and information see page 50-15)

100 PLAIN BORE



TYPE C

Alteration Prices—
Plain Bore Type B Steel Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
Price List A5171

Type of Alteration	Sprocket Quant. Price		
	1 to 4	5 to 9	10 and Up
Harden Each Sprocket	\$11 00	\$10 50	\$9 80
Each Sprocket	9 00	7 40	5 70
Each Keyway	8 00	5 90	4 55
Harden Each Tooth	45	40	30

Note: Add alteration list price to sprocket list price from table above.

Plain Bore Type B Steel Sprockets for No. 100, 1 1/4" Pitch Single Strand Chain
Price List A5149

No. of Teeth	Out Side Diam.	Spkt. No.	Type	Price, Each	Wt.	Bore		B Lgth. thru Bore	C Hub Diam.
						Stock	Max. (Mat.)		
10	4 5 3/4	B1010		\$20 10	4 1	1	1 1/2	3 1/4	
11	5 0 1/2	B1011		23 30	5 3	1	1 1/2	3 1/4	
12	5 4 1/2	B1012	B	29 50	6 5	1	2 1/4	4 1/4	
13	5 8 1/2	B1013		27 10	6 6	1	2 1/4	4 1/4	
14	6 2 1/2	B1014		34 20	7 5	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
15	6 6 1/2	B1015		37 40	8 5	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
16	7 0 1/2	B1016		36 40	10 2	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
17	7 4 1/2	B1017	B	40 10	11 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
18	7 8 1/2	B1018		41 70	12 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
19	8 2 1/2	B1019		43 50	13 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
20	8 6 1/2	B1020		46 10	14 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
21	9 0 1/2	B1021		47 10	15 1	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
22	9 4 1/2	B1022	B	49 40	17 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
23	9 8 1/2	B1023		51 40	18 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
24	10 2 1/2	B1024		54 00	19 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
26	11 0 1/2	B1026		57 00	21 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
28	11 8 1/2	B1028	B	62 00	23 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
30	12 6 1/2	B1030	H	65 00	26 5	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
32	13 4 1/2	B1032		70 10	30 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
35	14 6 1/2	B1035		76 50	34 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
40	16 2 1/2	B1040	B	78 00	41 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
42	17 4 1/2	B1042	B	84 00	44 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
45	18 6 1/2	B1045	B	150 20	56 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
48	19 8 1/2	B1048		147 10	62 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	
50	20 2 1/2	B1050	C	165 70	70 0	1 1/2	2 1/4	4 1/4	

Note: Teeth may be hardened on all plain bore sprockets to certain limits. Sprockets are furnished without keyways and set screws unless specifically ordered. If keyway and set screws is ordered it will be furnished as shown on table.

† page 50-15, unless otherwise specified. For additional information see alteration price list above.
* For complete sprocket diameter tables see page 50-107.
* Hub produced for chain clearance.



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

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

SELECCION DE MATERIALES

MARZO, 1933

capítulo 4

Selección de materiales

Se discutieron en los Caps. 2 y 3 los métodos para la determinación de las tensiones y deformaciones de los elementos mecánicos. En algunos de los casos se utilizaban las propiedades elásticas del material. La tensión que existe en un elemento no tiene sentido, a menos que se conozca la resistencia del material, la cual es una propiedad de este material en particular.

La selección del material es una de las decisiones que ha de tomar el proyectista. Esta decisión normalmente se toma antes de que se conozcan las dimensiones de la pieza. Después de escoger el material y el proceso (que no pueden estar divorciados), el proyectista puede entonces calcular las dimensiones del elemento de manera que las tensiones internas y las deformaciones tengan valores razonables y satisfactorios, comparados con las propiedades, asociados con el fallo del material.

Por muy importantes que sean las tensiones y deformaciones de una pieza única, la selección del material no siempre se basa en estos factores. Hay muchas piezas de máquinas que no soportan ningún esfuerzo. Estas piezas pueden proyectarse simplemente para llenar espacio. Con frecuencia los elementos han de proyectarse para que resistan la corrosión. A veces los efectos de la temperatura son más importantes en un proyecto que la tensión o deformación. Otras veces han de proyectarse los elementos para resistir el desgate. Tanto otros factores, junto con la tensión y deformación, pueden dirigir el proyecto de las piezas, que es necesario una base versátil sobre materiales y procesos.

4-1. RESISTENCIA ESTÁTICA

Se define la resistencia de un elemento como la tensión unitaria máxima que puede existir dentro de él, sin que se destruya su utilidad o capacidad para su función requerida en la máquina. Esta tensión puede o no corresponder a una resistencia única, que es característica del material en uso. Se verá que, para un material específico, existen varias magnitudes de tensión, cualquiera de las cuales puede considerarse como la resistencia del material. Es posible con frecuencia que el proyectista considere una de estas magnitudes de tensión como la resistencia del elemento y como la resistencia del material. Pero también debe tenerse en cuenta que algunas veces la resistencia de un elemento corresponde a una tensión que está entre las varias magnitudes de tensión características de un material dado.

Ensayos de tracción. Puede obtenerse mucha información relativa a las características de un material, por un ensayo de tracción normalizado o standard. Este ensayo utiliza una probeta, que se mecaniza a dimensiones establecidas. El área y la longitud iniciales de la probeta utilizada para medir deformaciones se apuntan antes de empezar el ensayo. La probeta se somete entonces a tracción lentamente y se anotan las observaciones de la carga y de la deformación total de la longitud de la probeta. Al finalizar el ensayo, los datos se representan en un diagrama tensión-deformación (Fig. 4-1). En

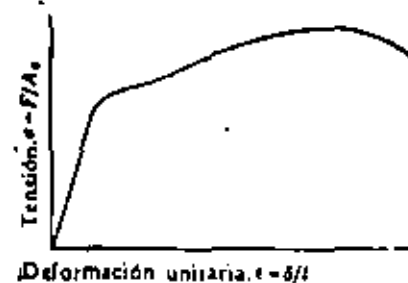


Fig. 4-1. Diagrama tensión-deformación.

este diagrama, la tensión está representada por la carga dividida por el área inicial de la barra. La deformación está representada por la deformación total dividida por la longitud de la probeta.

Hay que hacer notar que los puntos del diagrama no representan las tensiones verdaderas, porque se utiliza en su determinación el área inicial en lugar del área real. Para un acero dúctil, como el de la figura 4-1, la probeta desarrolla una garganta claramente visible, en la que se produce la rotura. Ya que la mayoría de la deformación se encuentra en la garganta, la deformación que se representa en el diagrama no es la deformación máxima, sino que es la media, porque se registró sobre la longitud de la probeta. Sin embargo, las tensiones y deformaciones nominales empleadas aquí son perfectamente satisfactorias a todos los efectos.

Límite de proporcionalidad. El diagrama tensión-deformación puede utilizarse para definir varias magnitudes de tensión importantes. En la figura 4-2, que es una ampliación de una parte del diagrama, el punto *A* se denomina *límite de proporcionalidad*. Es el punto en el que la curva empieza a desviarse de la línea recta. Más allá de él, el material no obedece ya a la ley de Hooke. El límite de proporcionalidad se define, por tanto, como el mayor valor de la tensión, para el que ésta es todavía proporcional a la deformación.

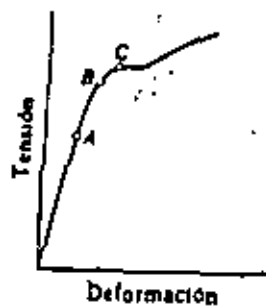


Fig. 4-2.

Límite elástico. Con muchos materiales es posible aumentar la carga hasta que la tensión sea más alta que el límite de proporcionalidad y que, cuando la carga se disminuya nuevamente a cero, no se observe deformación permanente. Puesto que el material recobra su longitud inicial, es todavía elástico. Tal punto, *B*, se llama límite elástico. Se define el límite elástico como la tensión máxima que

puede aplicarse a un material sin obtener una deformación permanente. Resulta necesario cargar y descargar la probeta hasta que se encuentra un valor de la tensión para el que exista una pequeña deformación permanente. Por esta dificultad, a veces se emplea el *límite elástico aparente de Johnson*, que es un valor arbitrario cuyo valor puede obtenerse del diagrama tensión-deformación. Corresponde a la intensidad de la tensión para la que la variación del cambio de la deformación es un 50 por 100 mayor que en el origen.

Punto o límite de fluencia. Para muchos materiales se obtiene un punto en el que la deformación empieza a crecer muy rápidamente sin el correspondiente incremento en la tensión. Este se llama *punto o límite de fluencia* y está indicado en el diagrama por el punto *C*. El material pasa ahora de una condición elástica a un estado plástico, y se dice que la fluencia empieza en este punto. En materiales dúctiles es fácilmente observable por una caída repentina de la carga. En muchos casos, la carga cae tan abruptamente, que la curva, en realidad, tiene su pendiente en dirección negativa durante un cierto tiempo. De aquí que se diga que estos materiales tienen un límite de fluencia superior y otro inferior. Debido a que la resistencia del límite de fluencia es observable muy fácilmente, se ha convertido en una cifra importante para la valoración de los materiales.

Límite aparente de fluencia. Existen, sin embargo, materiales en los que no hay ningún cambio repentino de pendiente en el diagrama tensión-deformación. Puesto que la tensión correspondiente al límite de fluencia tiene un empleo tan amplio en proyectos, se ha solicitado insistentemente un valor comparable de la resistencia que pueda utilizarse en aquellos materiales que no tengan un límite de fluencia bien definido. Para satisfacer esta solicitud se ha ideado una intensidad de tensión arbitraria, llamada *límite aparente de fluencia*. El límite aparente de fluencia es el valor de la tensión que corresponde a una cantidad definida de deformación permanente, normalmente, 0,10 ó 0,20 por 100, de la longitud inicial de la probeta. Cuando se da este límite de fluencia, debe especificarse el valor de la deformación permanente (Fig. 4-3). En lo que sigue empleará simplemente la expresión *límite de fluencia*.

Límite de rotura. El *límite de rotura*, o *resistencia a tracción*, es la máxima tensión que se alcanza en el diagrama tensión-deformación (punto *B*, Fig. 4-4). Algunos materiales, como el acero suave, presentan una trayectoria hacia abajo después de alcanzarse el límite de rotura. Otros, como el hierro fundido, rompen cuando se alcanza la tensión correspondiente al límite de rotura.

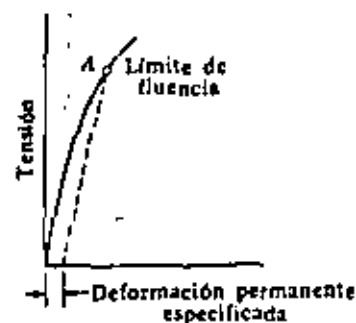


Fig. 4-3.

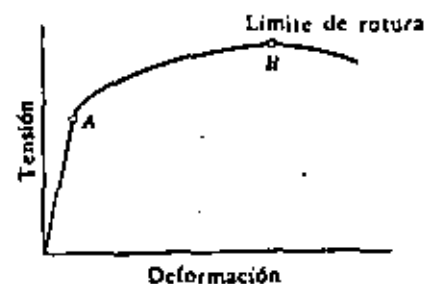


Fig. 4-4.

Compresión. Muchos, pero no todos, de los materiales empleados en el proyecto de máquinas tienen sustancialmente las mismas propiedades en la tracción que en la compresión. Las muestras empleadas para los ensayos de compresión difieren, sin embargo, de las utilizadas en ensayos de tracción. Estas diferencias se deben al hecho de que es probable que se produzca flexión o inestabilidad y, también, a la dificultad de obtener tensiones uniformemente distribuidas. La acción de flexión puede presentarse cuando la muestra es larga, mientras que si la muestra es corta la distribución de tensiones se complica con el rozamiento en los extremos. Hay también dificultad en obtener una condición de carga verdaderamente axial. En el caso de los materiales dúctiles no puede encontrarse el límite de rotura a la compresión, porque en la región plástica el aumento del área hace disminuir la tensión verdadera. Además, para materiales dúctiles, cuando la carga aumenta, el material se abarria y eventualmente se recalca en un disco plano, de manera que no existe un punto definido en él que pueda decirse que se ha producido el fallo.

Los resultados de los ensayos de compresión se representan en un diagrama tensión-deformación, de la misma manera que en los ensayos de tracción, y se aplican igualmente las definiciones de resistencia. Cuando la resistencia de un material a compresión difiere materialmente de su resistencia a la tracción, entonces deben establecerse separadamente estos dos conjuntos de valores; en otro caso se supone que las dos resistencias son iguales.

Cizallamiento. A los remaches, pernos, piezas soldadas y otros elementos de máquina se les exige a veces resistir cargas de cizallamiento puro. La distribución de tensiones en estos elementos no es uniforme y se presentan corrientemente fuerzas flexoras, de modo que la tensión no es cortante pura. Un diagrama esquemático (Fig. 4-5) enseña un ensayo de cizallamiento. La muestra *C* se coloca entre dos placas templadas, *A* y *B*. Al aplicar la carga,

hay procedimiento de registrar las deformaciones. Por esta razón no pueden realizarse medidas del límite elástico o del límite de fluencia. La carga de rotura, dividida por el área de la sección recta, se llama límite de rotura al corte para el cizallamiento, puesto que el valor de la carga parece depender del borde más o menos agudo de las dos placas templadas. También, al ensayar remaches y pernos a esfuerzo cortante simple y doble, los experimentos indican que la resistencia de corte para el cizallamiento simple es algunas veces incluso un 20 por 100 mayor que la de cizallamiento doble.

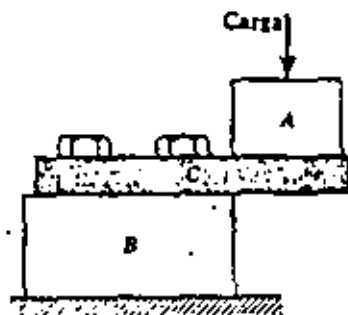


Fig. 4-5.

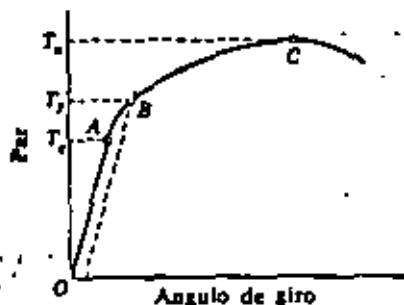


Fig. 4-6. Diagrama par-giro.

En ausencia de otra información, puede utilizarse la siguiente, como una indicación aproximada de las resistencias de cizallamiento:

Material	$R = \frac{\text{límite de rotura a cizallamiento}}{\text{límite de rotura a tracción}}$
Aluminio.....	0,60
Acero.....	0,75
Cobre.....	0,90
Fundición maleable.....	0,90
Fundición de hierro.....	1,30

Torsión. Para la determinación de la resistencia a torsión de los materiales, deben ensayarse barras redondas macizas. Las lecturas del par y del ángulo de torsión resultante se representarán de la misma manera que en el diagrama tensión-deformación, obteniéndose un diagrama de momento par-ángulo de torsión (Fig. 4-6). El límite elástico se obtiene normalmente encontrando el par correspondiente al límite elástico de Johnson (punto A). Si se designa el valor de este par por T_e , el límite elástico resulta

$$S_e = \frac{T_e r}{J} \quad (4-1)$$

en la que J es el momento polar de inercia. El límite de fluencia se obtiene corrientemente como la resistencia que corresponde a un ángulo especificado

de torsión permanente. El punto B en el diagrama se obtiene dibujando la línea de trazos paralela a OA, pero separada del punto O una cantidad igual al ángulo de torsión permanente especificado. El límite de fluencia se determina sustituyendo el par T_f , correspondiente al punto B de la curva, en la ecuación

$$S_f = \frac{T_f r}{J} \quad (4-2)$$

El límite de rotura por torsión corresponde al par T_r , representado por el punto C del diagrama, y vale

$$S_r = \frac{T_r r}{J} \quad (4-3)$$

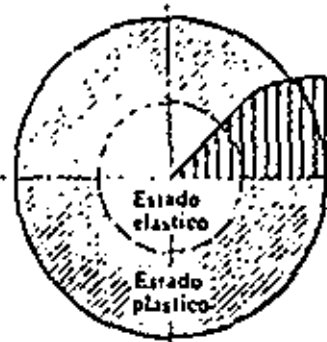


Fig. 4-7.

La ecuación (4-3) se desarrolló originalmente sobre la base de que el material obedecía a la ley de Hooke. Es obvio que esto no es verdad, cuando se emplea un par en la zona plástica, y el valor obtenido no es la tensión máxima verdadera. En la figura 4-7 se muestra tal distribución de tensiones y se aprecia que cuando las fibras exteriores están próximas a la rotura, las interiores permanecen en estado elástico. Puesto que la resistencia obtenida por la ecuación (4-3) no es un verdadero valor de la tensión, se denomina *módulo de ruptura*.

4-2. DUCTILIDAD

Es posible que de dos metales que tengan exactamente la misma resistencia y dureza, uno de ellos tenga mayor capacidad para absorber sobrecargas, debido a una propiedad llamada *ductilidad*. En la figura 4-8 se pueden ver

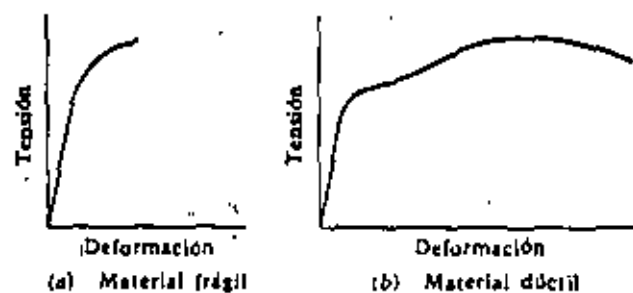


Fig. 4-8.

dos de estos materiales con la misma resistencia y dureza, aproximadamente. En (a) se muestra un material frágil, que tiene una pequeña deformación

plástica. Por otra parte, en (b) se indica un material dúctil, que puede sufrir una deformación plástica, relativamente grande, antes de la fractura. La ductilidad se mide por el porcentaje de alargamiento que aparece en el material en la rotura. La línea divisoria normal entre ductilidad y fragilidad es el alargamiento del 5 por 100. Un material que tenga menos del 5 por 100 de alargamiento se llama frágil, mientras que otro que tenga más se le llama dúctil.

El alargamiento de un material se mide normalmente sobre una longitud de 5,08 cm (2 plg). Puesto que no es una medida de la deformación real, a veces se utilizan otros métodos para determinar la ductilidad. Después que la muestra se ha roto, se mide el área de la sección recta en la fractura. También puede expresarse la ductilidad en función del porcentaje de reducción en el área de esta sección recta.

La característica de un material dúctil que le permite absorber grandes sobrecargas, es un factor adicional de seguridad en el proyecto. También es importante la ductilidad, porque mide la capacidad del material para ser trabajado en frío. Operaciones tales como plegado, estirado, la embutición y el rebordeado requieren materiales dúctiles.

Maleabilidad. Este es un término que frecuentemente se intercambia con ductilidad. Si se desea una distinción, puede considerarse la maleabilidad como una cualidad de compresión. Un material maleable, pues, es aquel que puede ser aplanado o comprimido. Cuando se emplea de este modo, la ductilidad adquiere un sentido de tracción.

4.3. RESILIENCIA

La resiliencia de un material es su capacidad para absorber energía en la zona elástica. Se mide por el módulo de resiliencia. A partir de la ecuación (3-6), la energía total de deformación es

$$U = \frac{\sigma^2 A}{2E} \quad (a)$$

El módulo de resiliencia es la energía de deformación que puede absorberse por unidad de volumen de material, cuando la tensión está en el límite de proporcionalidad. Sustituyendo $S_p = \sigma$, para la tensión en el límite de proporcionalidad, y $1A = 1 \text{ cm}^3$, para la unidad de volumen, la ecuación (a) se transforma en

$$U_p = \frac{S_p^2}{2E} \quad (4-4)$$

que define el módulo de resiliencia. Su significado se muestra gráficamente en el diagrama tensión-deformación (Fig. 4-9). El punto A representa la intensidad de la tensión en el límite de proporcionalidad. La línea AB se dibuja vertical. El área sombreada representa la cantidad de energía que puede

almacenarse en la unidad de volumen de material sin exceder del límite de proporcionalidad. Puede verse a partir del diagrama que, si un material puede absorber grandes cantidades de energía, es decir, si tiene un módulo grande,

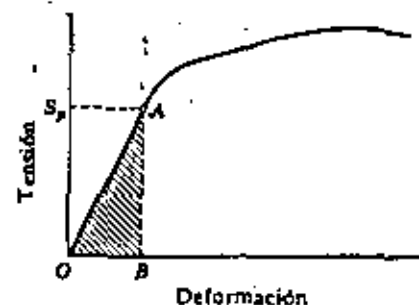


Fig. 4-9.

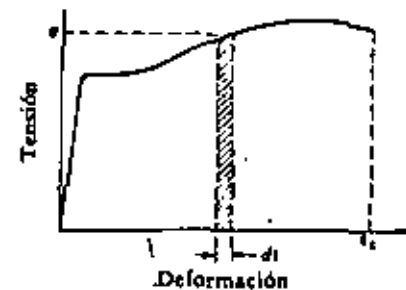


Fig. 4-10.

el área OAB deberá ser grande, lo cual sucede si (1) el límite de proporcionalidad es alto, y (2), si el módulo de elasticidad es pequeño.

4.4. TENACIDAD

La capacidad de un material para absorber energía en la zona plástica se denomina tenacidad. La mayoría de los autores están de acuerdo en esta definición, pero no sobre la manera de cómo hay que medir la tenacidad. Algunos indican que la mejor medida es la resistencia al impacto y otros prefieren el empleo del diagrama tensión-deformación de varias formas. El diagrama es, no obstante, una evaluación de propiedades estáticas, mientras que la tenacidad es de desear en piezas sometidas a choques o impactos.

El módulo de tenacidad se obtiene integrando el diagrama tensión-deformación (Fig. 4-10) hasta la fractura. Matemáticamente se expresa como sigue

$$T = \int_0^{e_t} \sigma \, d\epsilon \quad (4-5)$$

en donde e_t es la deformación en la rotura. La integración puede realizarse de un modo conveniente gráficamente, como se comprobará en otra parte de este libro.

Un método relativamente sencillo de valorar la tenacidad, consiste en calcular el número índice de tenacidad, que se obtiene multiplicando el límite de rotura por la deformación en la rotura

$$T = S_u e_t \quad (4-6)$$

Puesto que se dispone de estos valores con facilidad, el número índice de tenacidad se puede determinar rápidamente.

Otro método consiste en multiplicar la deformación en la rotura por la media del límite de rotura y del límite de fluencia. Matemáticamente se expresa así

$$T = \frac{S_y + S_x}{2} \epsilon_f \quad (4-7)$$

Para materiales frágiles, la deformación en la fractura a veces se multiplica por los dos tercios del límite de rotura. Cualquiera que sea el método escogido, la rigidez o tenacidad se expresa por la cantidad de energía absorbida por unidad de volumen del material, normalmente en kilográmetros por centímetro cúbico.

4.5. DUREZA

Generalmente, cuando ha de seleccionarse un material para resistir el desgaste, la erosión o la deformación plástica, la propiedad más importante es la dureza. Se han desarrollado varios métodos de ensayo, que dependen

Resistencia a la Tracción - Kg/mm²

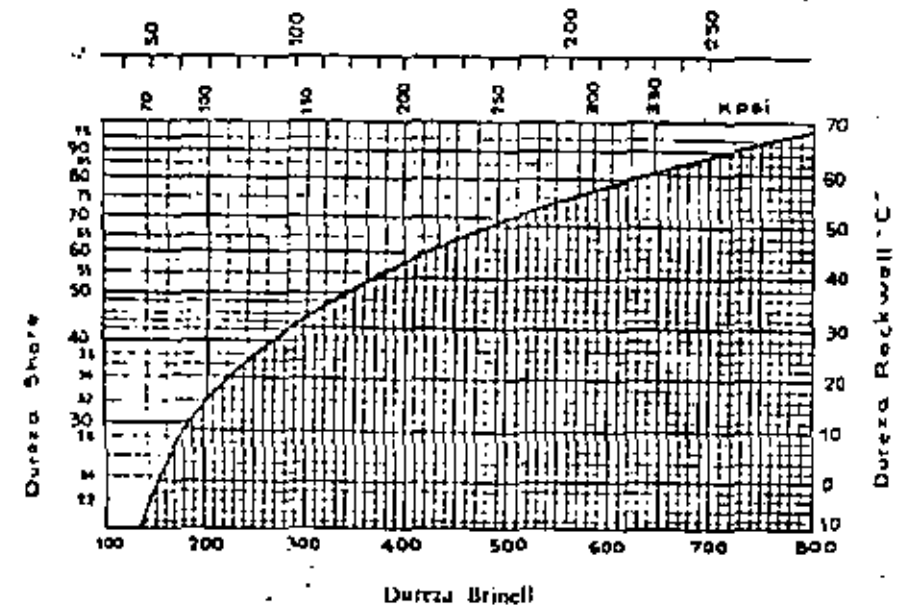


Fig. 4-11. Gráfico de conversión para las escalas de dureza. (The International Nickel Company, Inc.)

de cuál es la propiedad que es más deseable. Las cifras de dureza de mayor uso son las cuatro siguientes: Brinell, Rockwell, Vickers y la del Escleroscopio Shore.

La mayoría de los sistemas de ensayo de dureza emplean una carga normalizada, que se aplica a una bola o pirámide¹ en contacto con el material que ha de ensayarse. La dureza se expresa por una función del tamaño de la huella que resulta.

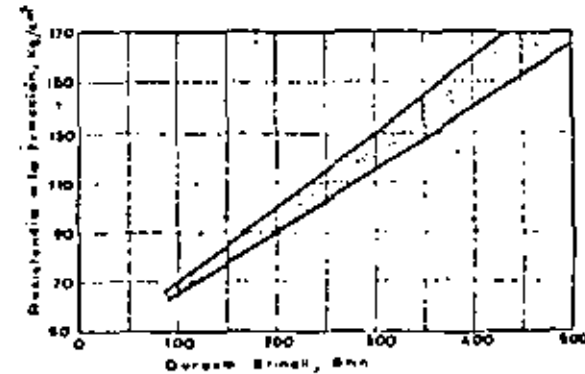


Fig. 4-12. Relación entre la resistencia a la tracción y la dureza. (Por C. Lipson, G. C. Noll y L. S. Clock.)

No es posible convertir con exactitud matemática las cifras de dureza de un sistema de medidas a otro, debido a las variaciones del material. Sin embargo, es de desear algún método de comparación entre estas cifras y en la figura 4-11 se aprecian los valores relativos aproximados.

Puesto que la dureza es una propiedad fácil de medir, tiene un gran empleo como medio de comparar los materiales. La relación entre dureza y resistencia a la tracción para aceros al carbono y aleados se muestra en la figura 4-12 (y también en la Fig. 4-11), y se comprueba que la resistencia a la tracción del acero es cerca de 500 veces la cifra de dureza Brinell para aceros; cuya dureza oscila entre 200 y 450 cifras de dureza Brinell.

4.6. PROPIEDADES AL IMPACTO

En la figura 4-13 se ve la curva carga-tiempo, para una carga de impacto típica. Aunque la curva que se indica es una onda sinusoidal, las cargas de impacto tienen curvas de formas cualesquiera. El área bajo la curva, $\int F dt$, define el valor del impulso y tiene más importancia que el máximo valor de la fuerza. La característica diferenciadora de una carga de impacto es el tiempo requerido para que la fuerza pase del valor cero al máximo. Si este tiempo es pequeño comparado con el menor período natural de vibración de la estructura, se dice que la carga es de impacto. En general, si el tiempo de aplicación de la carga es menor que la mitad del período natural de la estructura, está claro que la carga es de impacto. Si, por otra parte, es mayor que tres veces el período natural, entonces puede considerarse a la carga como estática.

¹ N. del T. O como con la punta redondeada.

Ensayos de barras entalladas. Los ensayos de barras entalladas Charpy e Izod, aunque de gran valor para determinar la fragilidad a baja temperatura y en control metalúrgico, son de poco empleo en proyectos. Los resultados de estos ensayos pueden, en efecto, proporcionar una información engañosa al proyectista.

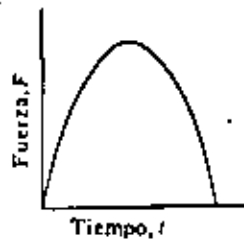
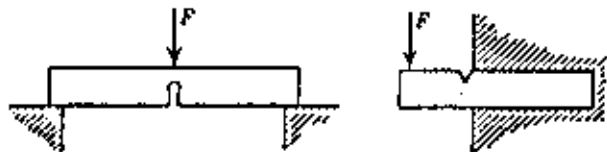


Fig. 4-13. Carga de impactos.

El ensayo de impacto Charpy utiliza una barra entallada, como se ve en la figura 4-14. La probeta se monta en la máquina y se la golpea con un péndulo, que se deja caer desde una altura fija. La cantidad de energía suministrada por el péndulo se calcula a partir de la altura de oscilación, después de la fractura, y se llama *valor de impacto*. El ensayo Izod es similar, excepto que la probeta se monta como una

viga en voladizo. En ambos ensayos, la cantidad de energía necesaria para la rotura de la probeta se mide en kilográmetros. Las probetas se montan de



(a) Barreta Charpy (b) Barreta Izod
Fig. 4-14. Probetas de barras entalladas.

modo que la carga de impacto actúa a tracción sobre el fondo de la entalladura, lo cual se hace para proporcionar una suficiente concentración de tensiones, con objeto de que siempre rompan los materiales dúctiles.

El efecto de la temperatura sobre los valores de impacto puede verse en la figura 4-15¹. En ella se aprecia que, según aumenta la temperatura, se encuentra una región en la que los valores de impacto crecen muy rápidamente. La apariencia de la superficie de la rotura a cada lado de esta región es de mayor importancia que los valores de impacto reales. La fractura a bajas temperaturas es frágil, de aspecto astillado, mientras que la fractura en la zona de altas temperaturas es dúctil de tipo desgarrado. El examen de la curva revela también que la zona de temperaturas de transición es muy corta. En efecto, frecuentemente solo existe una temperatura de transición que, además,

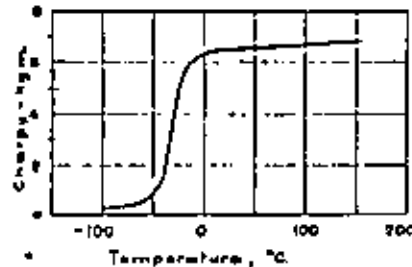


Fig. 4-15. Efecto de la temperatura sobre los valores de impacto.

se encuentra a veces cerca de la temperatura ambiente. Dos tipos de chapas para barcos que se ensayaron dieron temperaturas de transición de 20-23° C¹. Esta temperatura parece ser función de la clase de acero y de las características de la entalla. Estos ensayos indicaron claramente que el ensayo de la barra entallada no era digno de confianza.

Velocidad de deformación. La velocidad media de deformación se obtiene del diagrama normal tensión-deformación en 0,001 cm por cm y por segundo. Recientemente se han hecho unas extensas series de ensayos sobre varios materiales, con objeto de determinar el efecto de la velocidad de deformación sobre sus propiedades². La figura 4-16 ilustra el efecto de la velocidad de deformación sobre las características de la tracción. Estas curvas

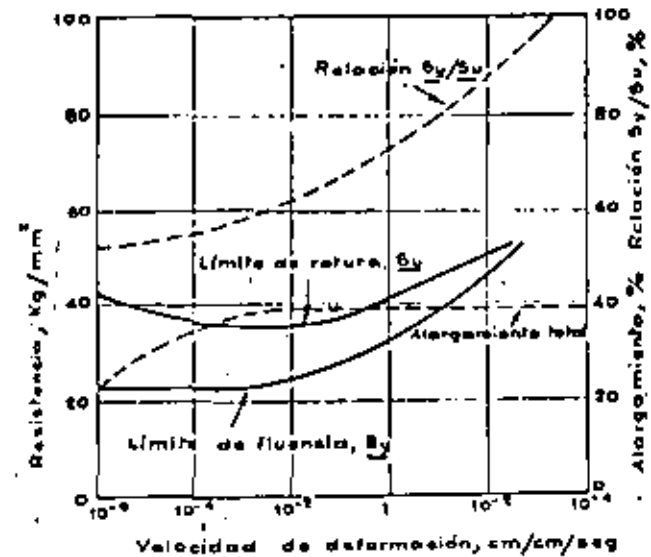


Fig. 4-16. Influencia de la velocidad de deformación sobre las propiedades de la tracción. (Por M. J. Manjoine.)

muestran que el cambio en el alargamiento es pequeño, por tanto, la ductilidad permanece casi igual. El límite de rotura crece para velocidades de deformación muy altas. El efecto más importante obtenido es el crecimiento del límite de fluencia. A velocidades de deformación muy grandes, el límite de fluencia parece aproximarse al límite de rotura, indicando que, para cargas de alta velocidad, el acero suave puede esperarse que se comporte de un modo elástico prácticamente en toda su deformación.

Experiencias realizadas con otros materiales muestran también que el

¹ N. A. Kahn y E. A. Imbenbo, Reproducibility of the Single-blow Charpy Notched-bar Test, *ASTM Bull.*, págs. 66-74, mayo, 1947.

² M. J. Manjoine, Influence of Strain and Temperature on Yield Stresses of Mild Steel, *Trans. ASME*, vol. 66, págs. A211-A218, 1944. También *Proc. ASTM*, Parte I, vol. 40, páginas 822-837, 1940, y *Trans. ASME*, Partes II y III, vol. 63, págs. A77-A91, 1941.

¹ H. W. Gillet y F. T. McGuire, Report on Behavior of Ferritic Steels at Low Temperatures, Partes I y II, Folleto ASTM, diciembre, 1945.

límite de rotura aumenta cuando la velocidad de carga crece, y se justifica así la conclusión de que también puede esperarse un aumento del límite de fluencia. Estas investigaciones indican que, excepto en caso de fatiga, el empleo de las características estáticas para el proyecto de elementos que han de resistir choques, es más bien conservador. Para cargas de impacto en condiciones de fatiga, debe utilizarse, como se indica en el Cap. 5, la resistencia a la fatiga correspondiente al número de ciclos que definan la vida esperada de un elemento.

47. RELACION DE LA TEMPERATURA CON LAS PROPIEDADES, «CREEP» O FLUENCIA

A los elementos de las máquinas se les exige con frecuencia que funcionen a temperaturas diferentes de aquellas en las que se obtienen ordinariamente sus características mecánicas. Por ejemplo, las piezas metálicas de los equipos de aviación y marina a menudo se necesita que funcionen a temperaturas sub-cero, y las turbinas de gas y de vapor lo deben hacer a elevadas temperaturas. Se verifican importantes cambios en las propiedades de los materiales, a temperaturas que difieren de la temperatura normal ambiente.

Relación de la temperatura con las propiedades. En la figura 4-17 se muestra la relación que existe entre la temperatura y las propiedades o características

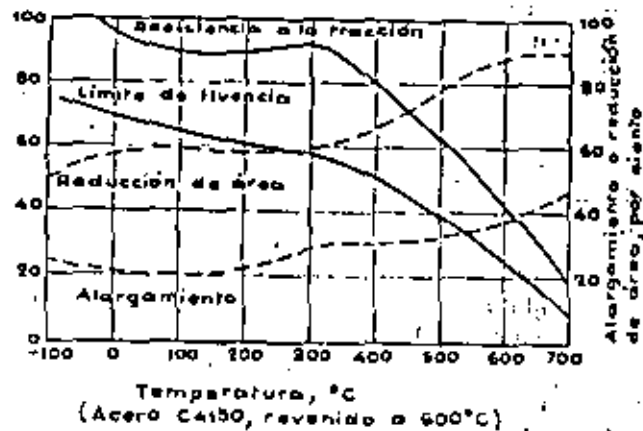


Fig. 4-17. Efecto de la temperatura sobre las propiedades a la tracción.

de un acero particular. Aunque deben consultarse los catálogos de los fabricantes, para conocer las propiedades exactas del material a utilizar en la zona de temperaturas de funcionamiento, las curvas presentadas son características para muchos aceros. Cuando la temperatura aumenta a partir de cualquier valor, el límite de fluencia decrece de un modo característico. La resistencia a la tracción es alta normalmente a bajas temperaturas; cuando se incrementa la temperatura por encima de la ambiental, la resistencia a la tracción alcanza un valor máximo, después del cual la curva cae rápidamente.

Se dispone de pocos datos relativos a la resistencia a la fatiga de los aceros a temperaturas varias. Aunque parece evidente alguna mejora a bajas temperaturas, hasta que se disponga de más información, la resistencia a la fatiga deberá valorarse probablemente en función del límite de rotura a cualquier temperatura dada.

«Creep» o fluencia. Se han realizado muchos ensayos de metales féreos sometidos a cargas constantes por largos periodos de tiempo y a elevadas temperaturas. Se encontró que las probetas se deformaban permanentemente durante los ensayos, aunque a veces la tensión real fuese menor que el límite de fluencia del material obtenido a partir de ensayos a la misma temperatura, pero de corta duración. Esta deformación continua bajo carga se denomina «creep» o fluencia.

El problema corriente, en el proyecto de elementos sometidos a temperaturas elevadas, consiste en seleccionar un material y una tensión tal que, para la vida o duración prevista de la pieza no se sobrepase un cierto valor de fluencia límite. En el caso de piezas que tengan una vida muy corta, no es difícil idear ensayos que nos proporcionen la información necesaria. Por otra parte, se espera de algunas piezas de las turbinas de vapor que tengan una vida de veinte años o más. Puesto que no es practicable desarrollar ensayos tan largos, deben extrapolarse los resultados experimentales con objeto de proporcionar la información necesaria para el proyecto.

Uno de los ensayos más útiles que ha sido ideado es el ensayo de fluencia de larga duración bajo carga constante. La figura 4-18 muestra una curva que es típica de este tipo de ensayo.

La curva se obtiene a una temperatura constante establecida y se desarrollan simultáneamente un cierto número de ensayos con diferentes valores de la tensión. La curva presenta tres regiones diferentes. En la primera etapa están incluidas las deformaciones plástica y elástica. Esta etapa muestra un descenso en la fluencia que es debido al endurecimiento por la deformación o «acritud». La segunda etapa muestra una variación mínima constante de la fluencia originada por efecto del recocido. En la tercera, la probeta tiene una considerable reducción en su área, aumenta la tensión unitaria y una mayor velocidad de la fluencia que conduce finalmente a la rotura.

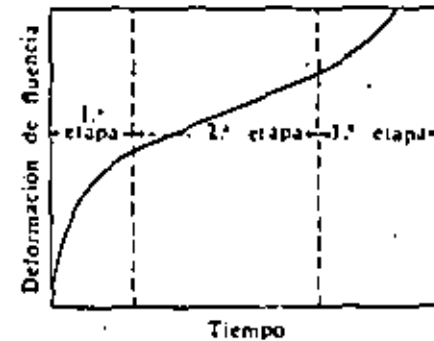


Fig. 4-18. Curva fluencia (creep)-tiempo.

Una tensión que deba originar la rotura dentro del tiempo normalmente disponible para el ensayo tendrá que ser demasiado alta, excepto para elementos con vida muy corta. Por esta razón, los ensayos de fluencia-tiempo se extienden lo preciso para determinar solo la primera etapa, o la primera y parte de la segunda. Los investigadores deben procurar que no se terminen los ensayos demasiado pronto. La forma de la curva resulta influida por factores como el tamaño de grano del cristal, corrosión y envejecimiento. Puesto que algunos de estos factores no pueden ponerse en evidencia durante las partes iniciales

del ensayo, las normas ASTM (American Society for Testing and Materials) establecen que «los ensayos preferidos son los que se extienden durante el 10 por 100 de la vida esperada, si esto es factible».

4.8. SISTEMAS DE NUMERACION

La «Society of Automotive Engineers» (SAE) fue la primera que reconoció la necesidad y adoptó un sistema para clasificar los aceros. Después, el «American Iron and Steel Institute» (AISI) adoptó un sistema similar. En él existe un prefijo, formado por una letra, que designa el proceso mediante el que se obtuvo el acero. Por ejemplo, A significa un acero aleado obtenido en un horno de reverbero o Siemens-Martin básico, B es un acero al carbono de horno de reverbero ácido y E es un acero obtenido en horno eléctrico. Los dos primeros números que siguen a la letra prefijo indican la composición, excluyendo el contenido, en carbono. Las diversas composiciones utilizadas son las siguientes:

10	al carbono corriente	46	níquel-molibdano
11	acero al carbono de fácil mecanización con más azufre o fósforo	48	níquel-molibdano
13	manganeso	50	romo
23	níquel	51	romo
25	níquel	52	romo
31	níquel-cromo	61	romo-vanadio
40	molibdano	86	romo-níquel-molibdano
41	romo-molibdano	87	romo-níquel-molibdano
43	níquel-cromo-molibdano	92	manganeso-silicio
		94	níquel-cromo-molibdano

Los últimos dos números (tres para los aceros altos en carbono, de los grupos 51 y 52 del cromo) se refieren al contenido aproximado en carbono. Así, pues, AISI C1040 es un acero al carbono obtenido en horno de reverbero básico, con un contenido en carbono de 0,37 a 0,44 por 100. Del mismo modo, SAE 2330 es un acero aleado con níquel, con un contenido de carbono de 0,28 a 0,33 por 100.

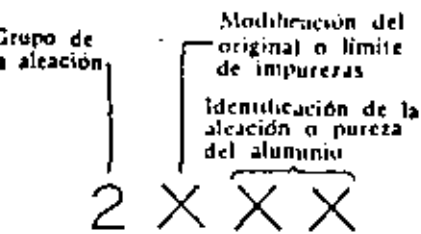


Fig. 4-19. Sistema de designación de la Aluminum Association, para el aluminio forjable y sus aleaciones.

El acero inoxidable tiene un sistema similar de clasificación, pero no tan sistemático. Los aceros inoxidables cuyo primer número empieza con 3 son al cromo-níquel. Si es un 4 tienen solo cromo como principal elemento de aleación. La indicación de algunos aceros, como, por ejemplo, 18-8, significa 18 por 100 de cromo y 8 por 100 de níquel. O la designación puede ser 16-13-3 Cr-Ni-Mo, indicando así los porcentajes aproximados de los principales elementos de aleación. La fundición de hierro no se designa por su composición sino más bien por su nivel de resistencia a la tracción (en unidades kg/cm^2). Por ejemplo, una fundición de hierro número 30 debe tener una resistencia a la tracción no menor de 30.000 psi (2.110 kg/cm^2).

El aluminio y sus aleaciones forjables se designan por un sistema índice de cuatro dígitos, como se indica en la figura 4-19. La Tabla 4-1 nos relaciona el sistema de designación para estos materiales.

TABLA 4-1. Designaciones para el grupo de aleaciones de aluminio

	Número AA
Aluminio 99 por 100 mínimo o más.....	1xxx
Aleaciones de aluminio:	
Cobre.....	2xxx
Manganeso.....	3xxx
Silicio.....	4xxx
Magnesio.....	5xxx
Magnesio y silicio.....	6xxx
Cinc.....	7xxx
Otros elementos.....	8xxx
Series no utilizadas.....	9xxx

La designación de su estado se separa de la correspondiente a la aleación por un guión. Esta designación, que se compone normalmente de una letra prefijo y un número, aunque a veces no se necesite el número, es la siguiente:

- F como resulta de fábrica
- O recocido
- H endurecido por deformación
- T tratado

Un aluminio forjable, comercialmente puro, se designará por 1.100-O. Un 4032-T6 es una aleación de aluminio-silicio con un estado -T6, lo que quiere decir que ha sido tratado para disolver el elemento de aleación y luego envejecido artificialmente. Puede obtenerse información adicional de la Tabla A-3 y de diversos manuales o catálogos del aluminio.

4.9. METODOS DE ELABORACION — GENERALIDADES

La selección de un material para una pieza de una máquina y la selección del método de elaboración de este material, con objeto de producir la pieza, son dos decisiones que el proyectista ha de tomar en el principio del proyecto. Estas dos decisiones no pueden nunca estar divorciadas ni considerarse separadas aunque al proyectista con frecuencia le gustaría hacerlo así. Aunque el material dado pueda tener las propiedades necesarias para un servicio determinado en la máquina, debe también prestarse al método de elaboración deseado. La selección del material y del método de fabricación determina el costo de la pieza y debería representar el óptimo valor para el dinero desembolsado.

4.10. PROCESOS POR COLADA

Moldeo en arena. El método más antiguo, y probablemente el más versátil, de conformar los metales es el proceso de moldeo en arena. Este es un procedimiento básico, de poco costo, y se presta a una producción económica de grandes cantidades prácticamente sin límite de forma, tamaño o complejidad de la pieza producida.

En el moldeo en arena, la colada se realiza vertiendo el metal fundido en moldes de arena. Un modelo, construido de metal o madera, se utiliza para formar la cavidad en la que se vierte el metal fundido. Las partes huecas o agujeros en la fundición se obtienen por núcleos de arena (machos) que se introducen en el molde. El proyectista debe esforzarse en «ver» cómo están el modelo y la fundición en el molde. De esta forma puede estudiar los problemas de la colocación de los machos, de retirar el modelo y de la eliminación de gases y solidificación del metal. Con objeto de proyectar una fundición fácil de hacer y a bajo costo, el proyectista debe estudiar cómo entrará el metal en el molde y cómo se realizará la solidificación.

Las fundiciones de acero son las más difíciles de obtener de todas, porque tienen la temperatura más alta de fusión entre todos los materiales utilizados normalmente en el moldeo. Esta temperatura tan elevada agrava todos los problemas de fundición y moldeo.

Las reglas siguientes son de gran utilidad en el proyecto de cualquier colada en arena.

1. Todas las secciones deben proyectarse con un espesor uniforme.
2. Las fundiciones deben proyectarse de modo que los cambios en las secciones, donde se precisen, sean graduales.
3. Las secciones contiguas deben proyectarse con curvas o radios amplios.
4. Una pieza complicada debe proyectarse en dos o más moldes sencillos, para montarse luego por medio de elementos de unión.

El espesor de la sección ha de ser generalmente el mínimo necesario para obtener la resistencia y rigidez que se requieran. Se obtiene una fundición ideal cuando la solidificación empieza en el fondo del molde y continúa uniformemente hacia la parte superior. La resistencia más baja a la tracción del metal se produce inmediatamente después que la solidificación empieza. Cuando el espesor de las secciones no es uniforme, la que sea más delgada enfriará y solidificará antes y se contraerá, mientras que las más gruesas estarán aún empezando a solidificarse. Si la contracción se verifica en una dirección no conveniente, se puede producir una situación peligrosa, que origine la separación de las dos secciones. El empleo de enfriadores en las secciones más gruesas hará que solidifiquen antes, pero este es un problema que se deja al fundidor o al metalúrgico. En la figura 4-20 se indican varios métodos para obtener en el proyecto una solidificación más uniforme. Cuando no puedan obtenerse estos diseños que recomendamos, deben utilizarse curvas de acuerdo grandes. Deben siempre evitarse especialmente los ángulos agudos, debido a los efectos de concentración de tensiones y a la posibilidad de rotura por fatiga.

Es deseable el empleo de nervios como elementos de refuerzo y como medio para reducir el espesor de la sección. Las grandes áreas planas tienen tendencia a deformarse durante el enfriamiento, lo cual puede corregirse fácilmente empleando refuerzos o nervios. En general se hacen ligeramente

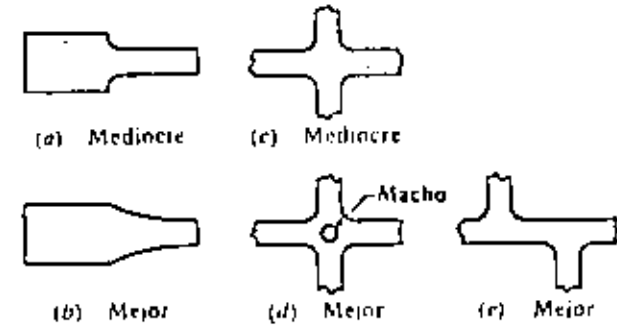


Fig. 4-20. Métodos para obtener una solidificación uniforme en las fundiciones.

más delgados que las secciones a las que han de reforzar, con objeto de que enfrien primero y actúen como ligaduras y conductores caloríficos para la sección reforzada.

El acero, fundición gris, latón, bronce y aluminio se emplean a menudo como fundiciones. El espesor de pared mínimo para el moldeo de cualquiera de estos materiales es, aproximadamente, 3 mm, aunque con especial cuidado pueden obtenerse secciones de 3 mm con algunos materiales.

Moldeo en cáscara. Este proceso, relativamente nuevo, de obtener fundiciones tiene dos ventajas importantes para el proyectista de máquinas, que son (1) el alto grado de terminación que es posible y (2) el ahorro en los costos de mecanización, porque se obtienen fundiciones de tolerancias estrechas.

El proceso de moldeo en cáscara emplea un modelo metálico caliente, normalmente hecho de fundición de hierro, aluminio o latón, que se coloca en una máquina de moldear en cáscara, que contiene una mezcla de arena seca y una resina termoestable en polvo. El modelo caliente funde el plástico, el cual, junto con la arena, forma una cáscara de un espesor aproximado de 5 a 10 mm alrededor del modelo. La cáscara se cuece entonces a una temperatura entre 250° y 500° C por corto tiempo, teniendo aún dentro el modelo. Luego éste se desprende del molde y se almacena hasta su empleo posterior.

En la siguiente etapa, las cáscaras se montan con abrazaderas o pernos o por empastado; se coloca en un material de sostén, como perdigones de acero, y se cuele el material fundido en la cavidad. La fina cáscara permite que el calor sea conducido hacia fuera de forma que la solidificación se verifica rápidamente. Cuando tiene lugar la solidificación, el plástico se quema y el molde se deshace. La permeabilidad del material de sostén permite que los gases escapen y que la fundición se enfríe. Todo esto contribuye a obtener una fundición de grano fino libre de tensiones.

Las fundiciones por moldeo en cáscara se caracterizan por su superficie

lisa y por sus tolerancias, tan estrechas como $\pm 0,005$ cm hasta $\pm 0,012$ cm. Aunque es un proceso relativamente nuevo, con algunas posibilidades inexploradas, ha sido ya utilizado con éxito con aluminio, bronce de estaño, fundición gris, fundición maleable y aceros tanto aleados e inoxidables como medios en carbono. En general, las reglas que rigen el proyecto de las fundiciones en arena se aplican también para el proyecto del moldeo en cáscara.

Moldeo a modelo perdido. Este proceso se ha empleado solo para piezas de pocos kilos de peso; recientemente, sin embargo, se han obtenido con éxito piezas de hasta 15 kilos. Es particularmente útil para formas complicadas hechas de materiales difíciles de mecanizar y que deben resistir altas temperaturas y altas tensiones. Pueden mantenerse tolerancias muy estrechas ($\pm 0,007$ cm a $\pm 0,012$ cm) y la superficie es lisa, con los relieves muy bien definidos.

El moldeo a modelo perdido utiliza un modelo que puede estar hecho de cera, plástico, mercurio solidificado u otro material. Después que se ha hecho el molde, se saca de él el modelo por fusión. Es necesario, por tanto, un método mecanizado para fundir gran número de modelos. El material del molde depende del punto de fusión del metal a fundir. Para metales de bajo punto de fusión puede utilizarse un molde de argamasa con yeso, pero si es alto, entonces debe emplearse un material cerámico o refractario. Después de eliminado por fusión el modelo, debe cocerse el molde, y cuando está terminado ya puede colarse en él el metal fundido y permitirse que enfrie. Si el metal fundido tiene una temperatura alta, puede ser necesario precalentar el molde. Algunas veces el molde caliente se lleva rápidamente a una máquina de fusión, se sujeta en su posición y se introduce en el molde el metal fundido bajo presión.

Pueden utilizarse casi todos los metales fusibles, lo que incluye a los aceros al carbono, bajos en aleación e inoxidables, y también a las aleaciones resistentes a altas temperaturas, de base níquel y cobalto.

Fundición en molde metálico. Una de las dificultades del proceso de moldeo en arena es que el molde solo se puede utilizar una vez, ya que debe romperse para extraer la fundición. Si hay que fundir un número alto de piezas, pueden utilizarse moldes metálicos, con ahorro de material y trabajo. Sin embargo, éstos no son adecuados para grandes fundiciones ni para materiales que tengan un punto de fusión elevado. Estos moldes metálicos o permanentes tienen la ventaja adicional de que las superficies son lisas, brillantes y exactas, de modo que se necesita muy poco o ningún mecanizado. Los procesos de fusión en molde metálico pueden clasificarse como fundición en molde permanente, moldeo en estampa y fundición centrífuga.

4-11. PROCESOS DE METALURGIA EN POLVO

Existe un proceso para gran producción que emplea polvos de un solo metal, de varios metales o de una mezcla de metales y no metales. Consiste esencialmente en una mezcla mecánica de los polvos, su aglomerado en estampas a altas presiones y calentamiento de la pieza aglomerada a una temperatura menor que el punto de fusión del ingrediente principal. Las partículas se unen en una sola pieza resistente, similar a la que se obtendría fundiendo

los mismos ingredientes. Las ventajas son (1) eliminación de material desperdiciado o sobrante; (2) eliminación de operaciones de mecanizado; (3) bajo costo unitario, cuando se produce en masa y (4) control exacto de la composición. Algunas de las desventajas son: (1) alto precio de las estampas; (2) inferiores propiedades físicas; (3) mayor precio de los materiales; (4) limitaciones en el proyecto, y (5) el número limitado de materiales que pueden

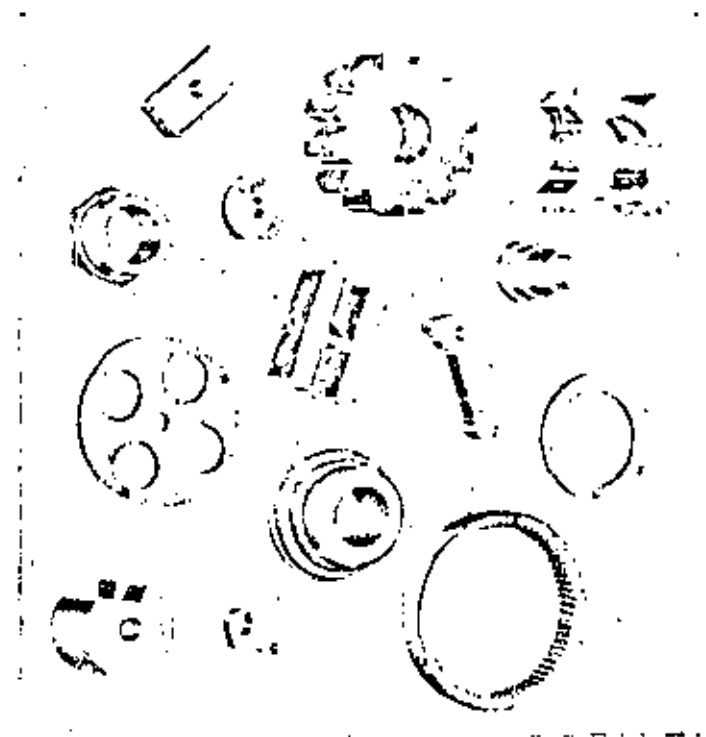


Fig. 4-21. Piezas fabricadas por el proceso de metalurgia en polvo. (Cortesía de la United States Graphite Company.)

emplearse. El tipo de piezas que comúnmente se fabrican por este procedimiento son: cojinetes porosos impregnados de aceite, filamentos de lámparas incandescentes, cuchillas de carburos cementados para herramientas e imanes permanentes. En la figura 4-21 se ven algunas piezas fabricadas por este procedimiento.

4-12. PROCESOS DE TRABAJO EN CALIENTE

Por «trabajo en caliente» se entienden todos los procesos como el laminado, forjado, extrusión en caliente y prensado en caliente, en los que el metal se calienta suficientemente para hacerlo plástico y fácilmente elaborable.

La *laminación en caliente* se emplea normalmente para obtener una barra de material de una cierta forma y dimensiones. En la figura 4-22 se indican algunas de las diversas formas que se producen en este proceso de laminación.

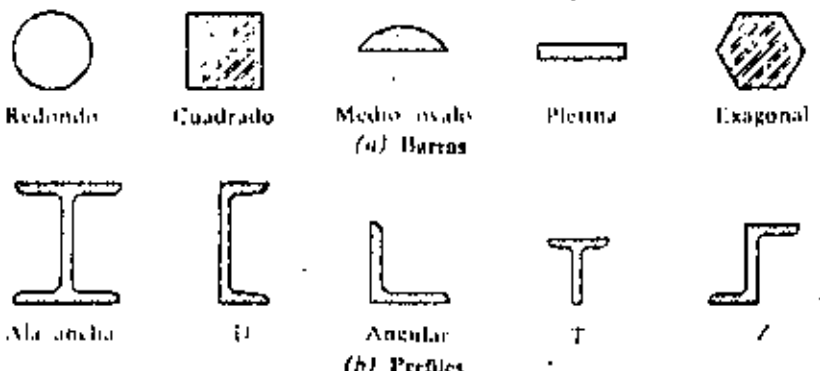


Fig. 4-22. Formas comunes que se pueden obtener por laminación en caliente.

Todas ellas se pueden hacer de tamaños diferentes y de distintos materiales. De éstos, los más corrientes son el acero y aleaciones de aluminio, magnesio y cobre.

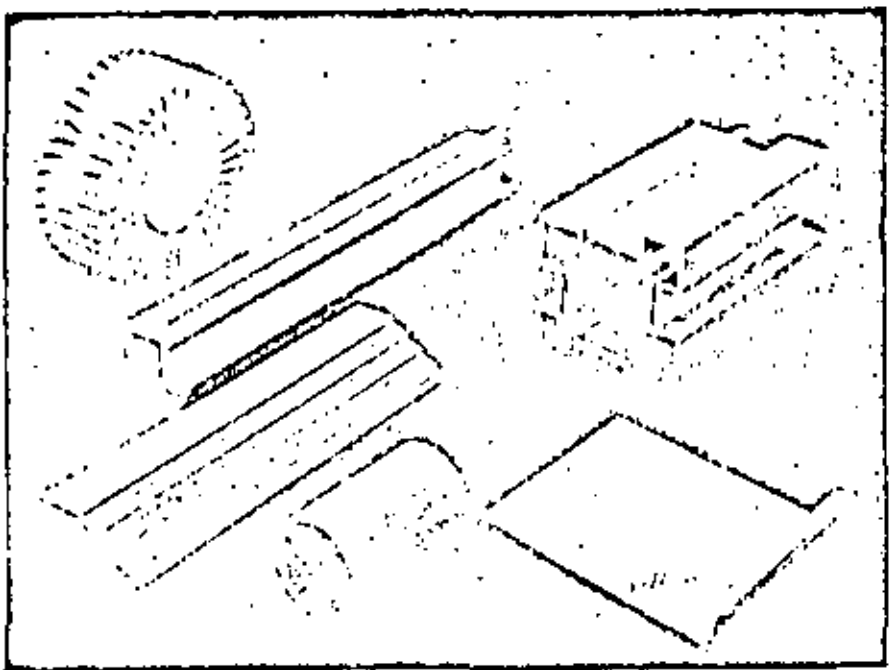


Fig. 4-23. Perfiles extrudados de aluminio. (Cortesía de la Aluminum Company of America.)

Los tubos pueden fabricarse por laminación de bandas o chapas. Se lamina la banda de modo que sus bordes se pongan en contacto y la costura así originada se suelda a tope o con solapa. Los tubos sin costura se fabrican por laminación en caliente de una barra, combinada con un taladro realizado con un mandril.

La *extrusión* es el proceso en virtud del cual se aplica una gran presión a un tocho de metal caliente, haciéndole fluir a través de un reducido orificio. Este proceso está restringido necesariamente a materiales de bajo punto de fusión, tales como aluminio, cobre, magnesio, plomo, estaño y zinc. Algunos de los perfiles típicos producidos por extrusión se ven en la figura 4-23.

El *forjado* es el trabajo en caliente de un metal por medio de martillos, prensas o máquinas de forjar. El forjado, lo mismo que otros procesos en caliente, produce una estructura de grano fino, que incrementa la resistencia y la ductilidad. Comparado con la fundición, el material forjado tiene mayor resistencia a igualdad de peso. Además, el forjado con martinete puede hacerse con una superficie mejor y más exacta que con moldeo en arena, de modo que se necesita menos mecanización. No obstante, el precio de las matrices y estampas de forja es normalmente mucho mayor que el de los modelos para el moldeo, aunque es la mayor resistencia unitaria, antes que el costo, el factor que ordinariamente decide entre ambos procesos.

4-13. PROCESOS DE TRABAJO EN FRIO

Por «trabajo en frío» se entiende la conformación del metal cuando está a baja temperatura (normalmente, la temperatura ambiente). En contraste con las piezas obtenidas por trabajo en caliente, las piezas trabajadas en frío tienen un acabado brillante, son más exactas y necesitan menos mecanización.

Se obtienen barras y ejes acabados en frío por laminación, trefilado, torneado, amolado y pulido. Entre estos métodos, el mayor porcentaje, con gran diferencia, de productos se obtiene por laminado y trefilado en frío. Se emplea mucho en la actualidad el laminado en frío para obtener chapa y piezas planas de gran tamaño. Prácticamente, todas las barras acabadas en frío se obtienen por trefilado en frío, aunque se les llame erróneamente, a veces, «barras laminadas en frío». En el proceso de trefilado, las barras laminadas en caliente se limpian primero de la cascarilla y luego se las trefila tirando de ellas a través de una hilera que las reduce a tamaños hasta de 1 mm ó 1,5 mm. Este proceso no elimina el material, sino que reduce sus di-

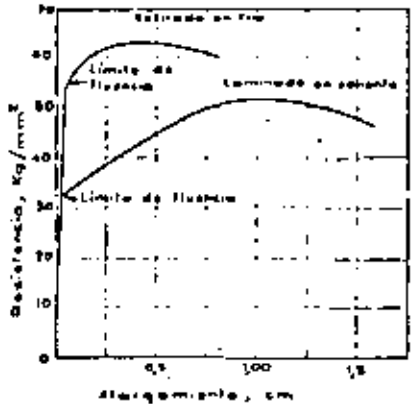


Fig. 4-24. Diagrama tensión-deformación para el acero AISI 1035 estirado en frío y laminado en caliente.

mensiones. Para el trefilado en frío pueden emplearse muchos perfiles diferentes de barras laminadas en caliente.

El laminado y el trefilado en frío tienen el mismo efecto sobre las propiedades mecánicas. Los procesos de trabajo en frío no cambian el tamaño del grano, sino que únicamente lo distorsionan. Hay un gran aumento en el límite de fluencia, en el de rotura y en la dureza, y una disminución de la ductilidad. En la figura 4-24 se comparan las propiedades de una barra trefilada en frío con otra del mismo material, pero laminada en caliente.

El *cabeceado* es un proceso en el que el metal es recalado y se emplea comúnmente para hacer las cabezas de los tornillos y remaches, pudiéndose hacer una gran variedad de formas. El *rascado por rodillos* es el proceso por el que se hacen las roscas haciendo rodar a una pieza en bruto comprimida entre dos matrices dentadas. El *entallado* es la operación de trabajar láminas de metal plegándolas a un cuerpo giratorio de una forma circular. *Estampado* es el término que se emplea para describir las operaciones de prensado con punzones adecuados, tales como la *embutición*, el *troquelado*, el *punzonado*, etcétera.

4-11. EL TRATAMIENTO TÉRMICO DEL ACERO

Por tratamiento térmico se entiende el proceso en el que se interrumpe o modifica la marcha de la transformación descrita en el diagrama de equilibrio. A veces se agrupan bajo el título de tratamiento térmico otras operaciones químicas o mecánicas. Los procesos más corrientes son el recocido, temple, revenido y cementado o endurecimiento superficial.

Recocido. Cuando un material se trabaja en frío o en caliente se crean en él tensiones residuales y, además, adquiere una mayor dureza, debido a estas operaciones de trabajo, las cuales cambian la estructura del material de forma ya que no está representado por el diagrama de equilibrio. El recocido es una operación de calentamiento que permite al material transformarse para ponerse de acuerdo con el diagrama de equilibrio. El material que ha de recocerse se calienta a una temperatura que está aproximadamente 50° C por encima de la temperatura crítica y se mantiene durante el tiempo necesario para que el carbono se disuelva y difunda en todo el material. El objeto tratado se deja enfriar con lentitud, normalmente en el horno en que se trató. Si la transformación es completa, entonces se dice que el recocido ha sido total. El recocido se emplea para ablandar y hacer más dúctil un material, para eliminar tensiones residuales y para afinar el tamaño de grano.

El recocido incluye el proceso que se denomina *normalizado*. Las piezas que han de ser normalizadas se calientan a una temperatura ligeramente mayor. Esto origina una estructura de grano más basto que se mecaniza más fácilmente, si el material es un acero bajo en carbono. En el proceso de normalización, la pieza se enfría en el aire, en reposo, a la temperatura ambiente. Puesto que este enfriamiento es más rápido, se dispone de menos tiempo para alcanzar el equilibrio y el material resulta más duro que si estuviese totalmente recocido. Se emplea el normalizado con frecuencia, como tratamiento final del acero. El enfriamiento en aire en reposo supone un temple bajo.

Temple. Un acero eutectoide, totalmente recocido, se compone enteramente de perlita, que se obtiene a partir de la austenita, bajo condiciones de equilibrio. Un acero hipoeutectoide, totalmente recocido, se compone de perlita y ferrita, mientras otro acero hipereutectoide, en condiciones análogas, está compuesto de perlita y cementita. La dureza de un acero con un contenido dado de carbono depende de la estructura que reemplaza a la perlita cuando no se lleve a cabo el recocido total.

La ausencia de recocido completo indica una mayor velocidad de enfriamiento, que es el factor determinante de la dureza. Llamamos *temple* a una velocidad de enfriamiento controlada. Un temple suave se obtiene enfriando en el aire en reposo, como se obtendría, según hemos visto, el normalizado. Los dos medios de temple más empleados son el agua y el aceite. El temple en aceite es bastante suave, pero evita las grietas de temple originadas por la rápida contracción del objeto que ha de tratarse. El temple en agua se emplea para los aceros al carbono y para los aceros débilmente aleados medios en carbono.

La eficiencia del temple depende del hecho de que la austenita, cuando se enfría, no se transforma en perlita instantáneamente, sino que se requiere cierto tiempo para iniciar y completar el proceso. Puesto que la transformación cesa a unos 400° C, puede evitarse ésta enfriando rápidamente el material a una temperatura más baja. Cuando el material se enfría rápidamente a 200° C o menos, la austenita se transforma en una estructura llamada *martensita*, que es una solución sólida sobresaturada de carbono en ferrita y es la forma más dura y resistente del acero.

Si el acero se enfría rápidamente a una temperatura entre 200° y 400° C y se le mantiene allí por un periodo de tiempo suficientemente largo, la austenita se transforma en un material llamado generalmente *baínita*, que es una estructura intermedia entre la perlita y la martensita. Aunque pueden identificarse varias estructuras entre las temperaturas dadas, se conocen colectivamente con el nombre de baínita. Escogiendo la temperatura de transformación, se puede obtener casi cualquier variación de estructura. Esta va desde la perlita gruesa a la martensita fina.

Revenido. Cuando se ha templado totalmente una muestra de acero, es muy dura y frágil y posee altas tensiones residuales. El acero es inestable y tiende a la contracción con el envejecimiento. Esta tendencia aumenta cuando la muestra se somete a cargas externas, porque las tensiones resultantes contribuyen todavía más a su inestabilidad. Estas tensiones internas pueden eliminarse por un proceso adicional de calentamiento, que ablanda el material y lo hace más tenaz. Este proceso de calentamiento se denomina *revenido*. Después que la muestra se ha templado totalmente a partir de un punto por encima de la temperatura crítica, se vuelve a calentar a cierta temperatura inferior a la crítica por un cierto periodo de tiempo y se le permite entonces que enfrie en el aire en reposo. La temperatura a que se vuelve a calentar depende tanto de la composición como del grado de dureza o tenacidad que se desee. Esta operación libera al carbono contenido en la martensita, formándose cristales de carburos. La estructura obtenida se llama *martensita revenida*.

El efecto de los tratamientos térmicos sobre las diversas propiedades mecánicas del acero se muestran gráficamente en la figura 4-25.

Cementación. El objeto de la cementación es producir una capa superficial dura en una pieza de acero bajo en carbono, al mismo tiempo que se mantiene la ductilidad y tenacidad en el núcleo. Esto se hace aumentando el contenido de carbono de la capa superficial, pudiéndose emplear sustancias carburantes sólidas, líquidas o gaseosas. El proceso consiste en introducir la pieza a ce-

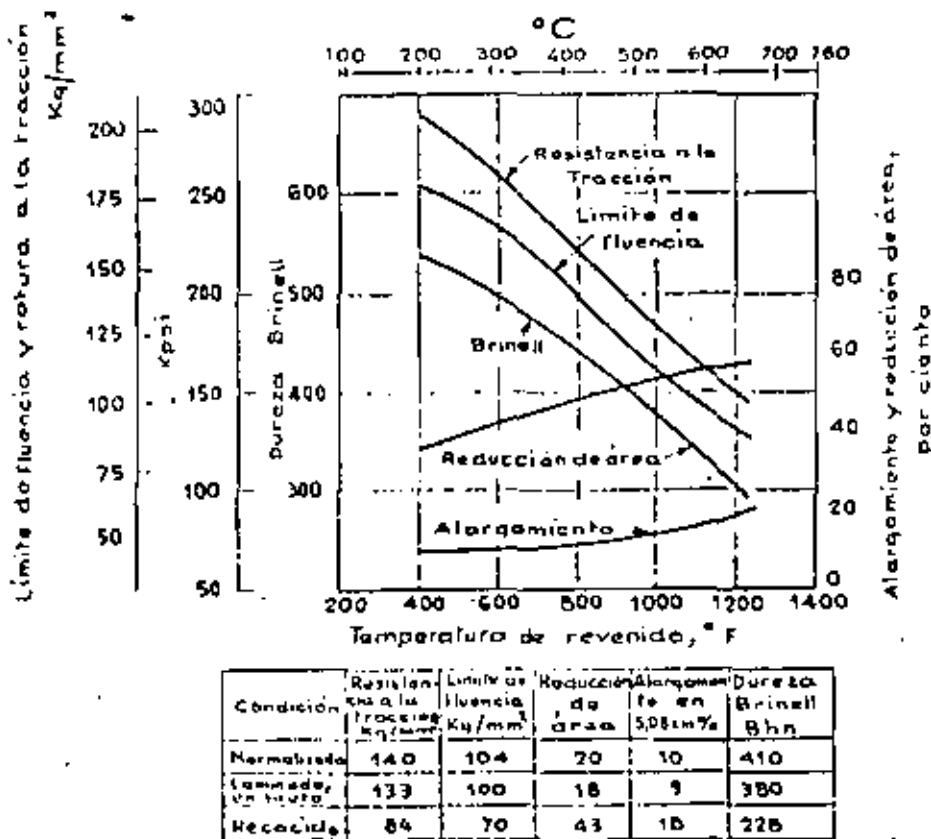


Fig. 4-25. Efecto del tratamiento térmico en las propiedades mecánicas del acero AISI 4340. (Preparado por la International Nickel Company).

mentar en el material carburante, durante un tiempo y a una temperatura establecidos, que dependen de la profundidad deseada de la capa y de la composición de la pieza. Esta puede, a continuación, templarse directamente desde la temperatura de carburación y revenirse después, o en algunos casos, debe sufrir un doble tratamiento térmico, con objeto de asegurar que el núcleo y la capa exterior tienen las propiedades exigidas. Otros procesos de endurecimiento superficial, además de la cementación gaseosa y la carburación, son la nitración, cianuración, temple por inducción y temple a la llama.

4-15. ACEROS ALEADOS

Aunque un acero al carbono ordinario es una aleación de hierro y carbono con pequeñas cantidades de manganeso, silicio, azufre y fósforo, la expresión «acero aleado» se aplica cuando uno o más elementos distintos del carbono se introducen en el acero en cantidades suficientes para modificar sustancialmente sus propiedades. Los aceros aleados no solo poseen unas propiedades físicas más deseables, sino que permiten una mayor amplitud en los tratamientos térmicos.

Cromo. La adición de cromo produce la formación de varios carburos de cromo que son muy duros, aunque el acero resultante es más dúctil que un acero ordinario en el que se obtuviese la misma dureza por medio de un simple aumento de su contenido en carbono. El cromo afina también la estructura del grano de modo que estos dos efectos combinados proporcionan un aumento de tenacidad y dureza. La adición de cromo aumenta la zona crítica de temperaturas y traslada el punto eutéctico hacia la izquierda. El cromo es, por tanto, un elemento de aleación muy útil.

Níquel. La adición de níquel al acero también origina que el punto eutéctico se mueva hacia la izquierda y aumenta la zona crítica de temperaturas. El níquel es soluble en la ferrita y no forma carburos ni óxidos. Esto incrementa la resistencia sin disminuir la ductilidad. Los aceros al níquel cementados tienen un núcleo más resistente que el que podría obtenerse con los aceros al carbono ordinarios. El cromo se emplea frecuentemente en combinación con el níquel, para obtener la tenacidad y ductilidad proporcionada por el níquel, y la dureza y resistencia al desgaste, con la que contribuye el cromo.

Manganeso. El manganeso se halla en todos los aceros como un agente desoxidante y desulfurante, pero si el contenido de azufre es bajo y el de manganeso superior al 1 por 100, entonces se clasifica como una aleación de manganeso. Este metal se disuelve en la ferrita y también forma carburos. Hace que el punto eutéctico se mueva hacia la izquierda y que descienda la zona crítica de temperaturas. También aumenta el tiempo necesario para la transformación, de forma que el temple en aceite se hace practicable.

Silicio. El silicio se añade a todos los aceros como agente desoxidante. Cuando se añade a aceros muy bajos en carbono, se produce un material frágil, con una alta permeabilidad magnética y bajas pérdidas por histéresis. Se emplea principalmente el silicio con otros elementos de aleación, como el manganeso, el cromo y el vanadio, para estabilizar los carburos.

Molibdeno. Aunque el molibdeno se emplea únicamente en pocos aceros, encuentra su mayor empleo cuando se combina con otros elementos de aleación, como el níquel y el cromo o los dos. El molibdeno forma carburos y también se disuelve en la ferrita en alguna proporción, de forma que añade dureza y tenacidad. Aumenta la zona crítica de temperaturas y baja sustancialmente el punto de transformación. Debido a este descenso del punto de transformación, el molibdeno es el material más efectivo para producir deseables propiedades con el temple al aire y en aceite. Exceptuando el carbono, es el elemento que tiene mayor efecto endurecedor y, debido a que también

contribuye a afinar el grano, da como resultado que retiene en una gran parte su tenacidad.

Vanadio. El vanadio tiene una tendencia muy fuerte a formar carburos, de aquí que se emplee solo en pequeñas cantidades. Es un agente fuertemente desoxidante y afina el grano. Puesto que se disuelve un poco en la ferrita, da también tenacidad al acero. El vanadio produce una amplia zona de temple del acero y, por ello, la aleación puede templarse desde una temperatura más alta. Es muy difícil ablandar los aceros al vanadio por revenido, por ello se emplea mucho en los aceros de herramientas.

Tungsteno. Este elemento se utiliza ampliamente en los aceros de herramientas, porque éstas conservan su dureza incluso calentadas al rojo. El tungsteno produce una estructura fina y densa, dando tenacidad y dureza. Su efecto es similar al del molibdeno, pero hay que añadir mayores cantidades.

4-16. ACEROS FUNDIDOS

Se emplean en los proyectos los aceros fundidos, cuando se desea tener las características del acero y no se puede emplear aceros forjados. Naturalmente que no pueden obtenerse las ventajas que se consiguen por el trabajo en frío o en caliente de los aceros, pero, por otra parte, es posible emplear una gama más amplia de composiciones, ya que no hay que tener en cuenta la aptitud de los materiales para dichos trabajos. Todos los elementos de alea-

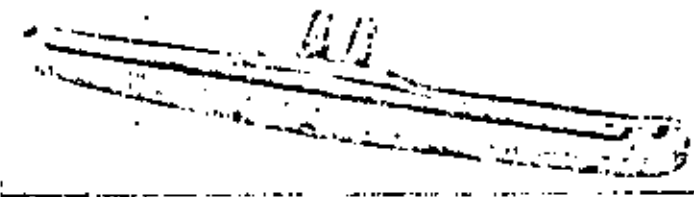


Fig. 4-26. Una viga de cierre de balasta hecha de acero fundido. (Cortesía de la Superior Steel and Malleable Castings Company.)

ción empleados en los aceros forjados se utilizan en las fundiciones y originan sustancialmente los mismos efectos. Las fundiciones de acero pueden hacerse también con las mismas proporciones de carbono y los tratamientos térmicos son similares a los aceros forjados.

El acero es difícil de fundir por su alto punto de fusión. Esto exige que el proyectista colabore estrechamente con el fundidor para obtener una fundición sana. Puesto que el acero fundido se suelta con facilidad, es posible, como resultado, hacer la pieza en una o más partes y después soldadas. También pueden repararse los defectos por soldadura. Las fundiciones de acero se emplean para una gran variedad de piezas y encuentran probablemente su mayor aplicación en el campo de la maquinaria pesada.

Las propiedades típicas de los aceros fundidos en condiciones de recocido

total se pueden ver en la figura 4-27. Naturalmente que los aceros medios y altos en carbono deberán tratarse térmicamente con objeto de obtener las

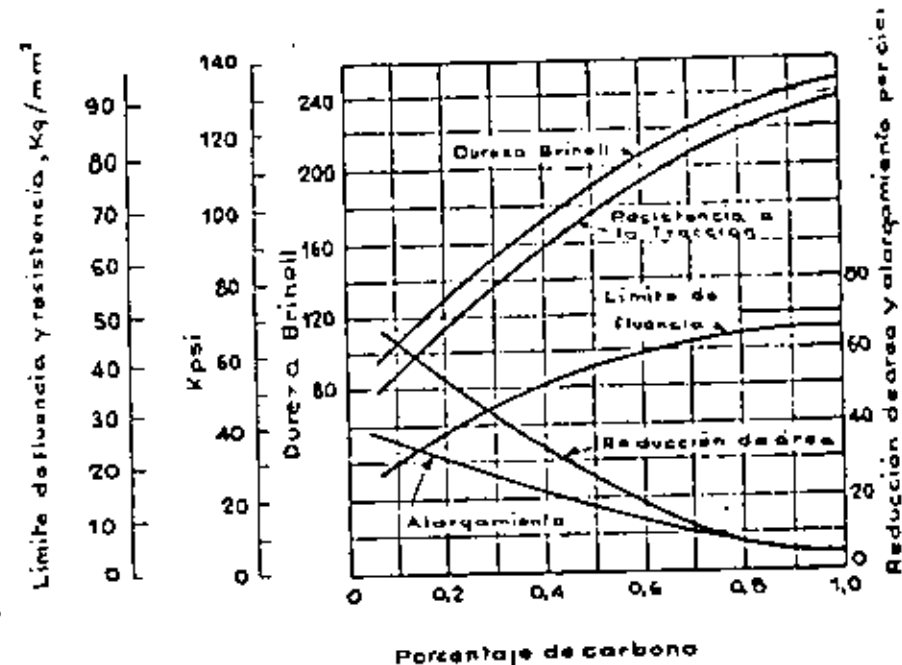


Fig. 4-27. Propiedades de las fundiciones de acero al carbono totalmente recocidas.

mayores ventajas de su contenido en carbono, pero esta información puede emplearse para realizar comparaciones¹.

4-17. ACEROS INOXIDABLES

Las aleaciones de base de hierro con un contenido de cromo del 12 por 100 por lo menos, se denominan *aceros inoxidable*. La característica más importante de estos aceros es su resistencia a muchas, si no a todas, condiciones corrosivas. Los dos tipos de aceros inoxidable más corrientes son los ferríticos al cromo y los austeníticos al cromo-níquel.

Los primeros tienen un contenido en cromo que varía ampliamente de un 2 a un 27 por ciento. Su resistencia a la corrosión es función de su contenido en cromo, de manera que los que contienen menos del 12 por 100 todavía poseen algunas propiedades anticorrosivas, aunque no totalmente. La templeabilidad de estos aceros es función a la vez de su contenido en cromo y en carbono. Los aceros muy altos en carbono tienen buena templeabilidad hasta un 18 por 100 de cromo, mientras que con menores proporciones de

¹ Para datos adicionales sobre los aceros fundidos, véase el «Steel Castings Handbook», tercera edición, Steel Founders Society of America, Cleveland, 1960.

136 Principios del proyecto mecánico

carbono esta propiedad se pierde por debajo del 13 por 100. Si se añade un poco de níquel se retiene algún grado de templabilidad hasta con un 20 por 100 de cromo. Si el contenido en cromo excede del 18 por 100, se vuelve muy difícil de soldar, y con un gran contenido en cromo la dureza llega a ser tan grande, que hay que prestar una muy cuidadosa atención a las condiciones de servicio. Puesto que el cromo es caro, el proyectista deberá escoger el menor contenido en cromo compatible con las condiciones de corrosión.

Los aceros inoxidable al cromo-níquel retienen la estructura austenítica a la temperatura ambiente; por tanto, no son tratables térmicamente. Se puede mejorar mucho la resistencia de estos aceros por trabajo en frío y son no magnéticos si no se les somete a este trabajo, aunque la dureza que éste les confiere origina dificultades en la mecanización. Todos los aceros al cromo-níquel pueden soldarse. Tienen mejores propiedades de resistencia a la corrosión que los aceros al cromo. Si se quiere conservar la estructura austenítica, hay que añadir tanto más níquel cuanto más cromo se incluya.

4-18. FUNDICIÓN DE HIERRO

Fundición gris. La fundición gris es el más empleado de todos los materiales de fundición. Esto es debido a su bajo costo, a la facilidad de fundir grandes cantidades y a su cómoda mecanización. Las objeciones principales que se hacen al empleo de la fundición gris son que es frágil y poco resistente a la tracción. Además de un alto contenido en carbono (por encima del 1,7 por 100 y normalmente mayor del 2 por 100), la fundición gris tiene también un alto contenido en silicio, con bajos porcentajes de azufre, manganeso y fósforo. La aleación resultante se compone de perlita, ferrita y grafito, y bajo ciertas condiciones, la perlita se puede descomponer en grafito y ferrita, conteniendo entonces el producto resultante solo ferrita y grafito. El grafito, en forma de finas láminas o copos distribuidos en toda la estructura, lo oscurece, y de aquí su nombre de fundición gris.

La fundición gris no es apta para ser soldada, porque puede agrietarse, pero puede reducirse esta tendencia, si se calienta con cuidado previamente. Aunque las fundiciones se emplean generalmente en bruto de colada, un recocido suave reduce las tensiones de enfriamiento y mejora su capacidad de mecanización. La resistencia a la tracción de la fundición gris varía de 1.000 a 4.000 kg/cm² siendo la resistencia a la compresión mucho más elevada. Las normas ASTM clasifican a las fundiciones grises de acuerdo con sus resistencias a la tracción en libras por pulgada cuadrada: una fundición del número 30, por ejemplo, tiene una resistencia a la tracción mínima de 30.000 libras por pulgada cuadrada (2.100 kg/cm²). El módulo de elasticidad es muy variable, con valores que se extienden en toda la zona de 800.000 a 1.600.000 kg/cm².

Fundición blanca. Si todo el carbono de la fundición está en la forma de cementita y perlita, sin nada de grafito presente, entonces la estructura resultante es blanca y se conoce como «fundición blanca». Esto puede conseguirse de dos maneras. Puede ajustarse la composición manteniendo bajo el contenido de carbono y silicio o empleando una composición igual a la de una fundición gris, puede ésta ser fundida en coquilla, para promover un rápido en-

friamiento. Por cualquiera de estos métodos se obtiene una fundición con gran cantidad de cementita y esto da por resultado que el producto sea frágil y difícil de mecanizar por su dureza, pero también muy resistente al desgaste. Normalmente se emplea el enfriamiento rápido en la producción de fundición gris, con objeto de obtener una superficie muy dura en una zona determinada de la fundición, mientras que se retiene al mismo tiempo la estructura gris más deseable en la parte restante. Esto origina una fundición relativamente tenaz, con una zona resistente al desgaste.

Fundición maleable. Si se recuece una fundición blanca con un cierto margen de composición, se forma un producto llamado *fundición maleable*. El proceso de recocido libera a todo el carbono de manera que aparece como grafito, igual que en la fundición gris, pero en una forma diferente. En la fundición gris, el grafito se presenta en forma de finas láminas, mientras que en la maleable lo hace con aspecto nodular, que se conoce con el nombre de «carbono revenido». Una fundición maleable de buena graduación puede tener una resistencia a la tracción superior a 3.500 kg/cm², con un alargamiento de hasta el 18 por 100. El porcentaje de alargamiento de la fundición gris, por otra parte, es alrededor del 1 por 100. Debido al tiempo que se necesita para el recocido (hasta seis días en fundiciones grandes), la fundición maleable es necesariamente un poco más cara que la gris.

Fundición nodular. Debido al tratamiento térmico tan largo que se necesita para producir la fundición maleable, hace tiempo que se deseaba obtener una fundición que combinase las propiedades de ductilidad de la fundición maleable con la facilidad de moldeo y de mecanización de la fundición gris y que al mismo tiempo poseyese estas propiedades en bruto de colada. Recientemente se ha patentado un proceso para producir tal material, empleando magnesio¹, y parece que cumple con estos requisitos. Puesto que este material es nuevo, no debe emplearse en el proyecto puramente sobre la base de los resultados de los ensayos mecánicos, porque puede tener propiedades inesperadas no determinadas todavía.

La fundición nodular es esencialmente la misma que la maleable, porque ambas contienen grafito en forma esferoidal. Sin embargo, la fundición nodular en bruto de colada tiene propiedades muy próximas a las de la maleable y, si se le da un simple recocido de una hora, seguido de un enfriamiento lento, llega a tener más ductilidad que el producto maleable. La fundición nodular se obtiene añadiendo magnesio al baño; puesto que el magnesio hierve a esta temperatura, es necesario alearlo con algún otro elemento antes de introducirlo en él.

La fundición nodular, comparada con la fundición gris, tiene un módulo de elasticidad elevado (1.750.000 kg/cm²) y es elástica, en el sentido de que una parte de la curva tensión-deformación es recta. La fundición gris, por otra parte, no obedece a la ley de Hooke, porque el módulo de elasticidad decrece constantemente con el incremento de la tensión. La fundición nodular, como la gris, tiene más resistencia a la compresión que a la tracción, aunque la diferencia no es tan grande. Puesto que es un producto nuevo, su

¹ Patentado por la International Nickel Co., Inc., U. S. Patentes núms. 2.485.760 y 2.485.761.

total campo de aplicación no se ha desarrollado aún, pero un área indiscutible de aplicación es la de aquellas fundiciones que necesiten resistir al impacto y al choque.

Fundiciones aleadas. Los elementos de aleación más empleados en la fundición son el níquel, cromo y molibdeno. El níquel es un elemento de aleación de efectos generales, añadido normalmente hasta un 5 por 100. El níquel aumenta la resistencia y la densidad, mejora la resistencia al desgaste y eleva la capacidad de mecanización. Si el níquel se eleva desde 10 a 18 por 100, se obtiene una estructura austenítica con valiosas propiedades de resistencia al calor y a la corrosión. El cromo aumenta la dureza y la resistencia al desgaste y cuando se combina con un enfriamiento brusco incrementa la tendencia a formar fundición blanca. Cuando se añaden cromo y níquel, se mejora la dureza y resistencia, sin reducir su capacidad de mecanización. El molibdeno, añadido en cantidades hasta el 1,25 por 100, aumenta la rigidez, la dureza y la resistencia a la tracción y al impacto. Se utiliza ampliamente como elemento de aleación.

4-19. ALUMINIO Y SUS ALEACIONES

Las características sobresalientes del aluminio y sus aleaciones son su elevada relación resistencia-peso, su resistencia a la corrosión y su alta conductividad térmica y eléctrica. La densidad del aluminio es 2,6 kg/dm³ pequeña, comparada con la del acero: 7,8 kg/dm³. El aluminio puro tiene una resistencia a la tracción de 900 kg/cm² pero puede mejorarse considerablemente por trabajo en frío y también aleándolo con otros materiales. El módulo de elasticidad del aluminio, lo mismo que el de sus aleaciones, es de 725.000 kg/cm², lo que significa que tiene aproximadamente la tercera parte de la rigidez del acero.

Considerando el costo y la resistencia del aluminio y sus aleaciones, todas ellas están entre los materiales más versátiles, desde el punto de vista de la fabricación. El aluminio puede elaborarse por moldeo en arena, en molde metálico, por trabajo en frío o en caliente y por extrusión. Puede también mecanizarse y ser prensado y soldado por diferentes procedimientos. El aluminio funde a 659° C, por lo que es muy adecuado para fundir en moldes de arena o permanentes. Se distribuye comercialmente en forma de chapa, barra, lámina, planas, varilla y tubo y en diversas formas estructurales. Deben tomarse ciertas precauciones para soldar el aluminio y no todos los tipos de soldadura son recomendables para sus aleaciones.

La resistencia a la corrosión de las aleaciones de aluminio depende de la formación de una capa superficial muy fina de óxido. Esta película se forma espontáneamente, porque el aluminio es de por sí muy reactivo. La erosión y abrasión constante elimina esta película y permite que la corrosión tenga lugar. Puede producirse una capa de óxido extrafuerte, por el proceso llamado *anodización*. En este proceso, la muestra se coloca como ánodo en un electrólito, que puede ser ácido crómico, ácido oxálico o ácido sulfúrico. Es posible controlar el color de la película resultante con mucha exactitud.

Los elementos de aleación más útiles para el aluminio son el cobre, silicio,

manganeso, magnesio y hierro. Las aleaciones de aluminio se clasifican como aleaciones para colada o forjables. Las aleaciones de fusión tienen mayores porcentajes de elementos de aleación, para facilitar la colada, pero esto hace más difícil el trabajo en frío. Muchas de las aleaciones de fusión y algunas de las forjables no pueden endurecerse por tratamiento térmico. Las aleaciones que pueden sufrir este tratamiento emplean un elemento de aleación que se disuelve en el aluminio. El tratamiento térmico consiste en calentar la pieza hasta una temperatura que permite al elemento de aleación disolverse en el aluminio, después se enfría tan rápidamente, que no se precipita el elemento. Así se obtiene una disolución sobresaturada que, después de permanecer a la temperatura ambiente o envejecerse, precipita el soluto. El proceso de envejecimiento puede acelerarse calentando ligeramente, lo que le proporciona mayor dureza y resistencia. Una de las aleaciones tratables térmicamente que mejor se conoce es el duraluminio ó 17S (4 por 100 de Cu, 0,5 por 100 de Mg y 0,5 por 100 de Mn). Esta aleación endurece en cuatro días, a la temperatura ambiente. Debido a su rápido envejecimiento, debe almacenarse con refrigeración después del enfriamiento y antes de conformarla, o debe conformarse inmediatamente después del enfriamiento. Se han desarrollado otras aleaciones (como la 535), que se endurecen por envejecimiento mucho más lentamente, de forma que solo es necesaria una refrigeración suave antes de la conformación. Y después se envejece artificialmente en un horno, poseyendo así aproximadamente la misma dureza y resistencia que el duraluminio. Las aleaciones de aluminio que no pueden tratarse térmicamente pueden, sin embargo, endurecerse, pero solo por trabajo en frío. El endurecimiento obtenido tanto por tratamiento térmico como por trabajo en frío, puede eliminarse por un recocido.

Algunas de las aleaciones forjables de alta resistencia se hallan a la venta en forma de láminas con una capa exterior de aluminio puro o de una aleación diferente de la del interior. El recubrimiento utilizado es muy resistente a la corrosión por la atmósfera o por el agua salada. Se denominan *láminas revestidas*.

4-20. MAGNESIO

El magnesio tiene una densidad de 1,7 kg/dm³ que es los dos tercios de la densidad del aluminio y un cuarto de la del acero. Debido a que es el más ligero de todos los metales comerciales, tiene su mayor empleo en la industria aeronáutica, pero se le han encontrado interesantes empleos en otras industrias. Aunque las aleaciones de magnesio no tienen una gran resistencia, sin embargo, su peso ligero hace que la relación resistencia-peso sea comparable favorablemente con los materiales más resistentes de aluminio y aceros aleados. Las aleaciones de magnesio encuentran su mayor aplicación en donde la resistencia no tiene una consideración importante. Por ejemplo, el empleo de una aleación de magnesio puede ser obligada en una aplicación que requiera una fundición complicada, de paredes gruesas y de poco peso. Y también, para piezas que originen grandes fuerzas de inercia por causa de su peso y movimiento. El magnesio no resiste elevadas temperaturas; el límite de fluencia

se reduce apreciablemente cuando se eleva la temperatura a la del agua hirviendo.

El magnesio y sus aleaciones tiene un módulo de elasticidad de 460.000 kg/cm² a la tracción y compresión, aunque en este último caso no es tan fuerte como en el primero. El módulo de rigidez vale 170.000 kg/cm². Si el magnesio se trabaja en frío, a tensiones por encima del límite de fluencia, su módulo de elasticidad se reduce hasta 280.000 kg/cm². Otras propiedades de estas aleaciones se relacionan en la Tabla 4-2.

La resistencia a la corrosión de las aleaciones de magnesio no es buena, aunque se ha mejorado algo en los últimos años. El magnesio endurece al deformarse tan rápidamente, que para todos los fines prácticos, no puede trabajarse en frío. La temperatura necesaria para trabajar en caliente varía de 200 a 370° C. A estas temperaturas puede ser prensado, forjado o extruido. Para obtener los mejores resultados, los procesos de trabajo en caliente deben realizarse de modo que se permita un trabajo relativamente lento. Todas las aleaciones tienen excelentes características de mecanización y son fáciles de fundir, puesto que tienen un bajo punto de fusión. El moldeo en arena, en moldes permanentes y en estampas son los métodos utilizados normalmente. Todas las aleaciones son fácilmente soldables, tanto por resistencia como por llama.

TABLA 4-2. Propiedades típicas de las aleaciones de magnesio*

Aleación de magnesio	Resistencia a tracción — kg/cm ²	Límite de fluencia a tracción — kg/cm ²	Alargamiento en 5,08 cm — %	Límite de fluencia a compresión — kg/cm ²	Dureza Brinell — BHN	Resistencia a corrosión — kg/cm ²	Límite de fatiga — kg/cm ²
Fundición AM 200C	1 910	770	6	770	48	—	370
Fundición AM 200-14	2 310	850	9	850	52	1 410	370
Fundición AM 200-16	2 300	1 410	3	1 410	78	1 330	780
Fundición en molde metálico							
AM 201	2 400	1 330	3	—	—	—	980
Forjada AM 15	2 800	2 110	7	770	40-52	1 160	370
Forjada AM C328	2 810	2 110	12	1 410	50-71	1 330	1 050
Forjada AM C378	3 100	2 250	14	1 410	55-74	1 440	1 200
Forjada AM 378	3 600	2 700	9	1 900	70	1 330	1 260

* Cortesía de la American Magnesium Corporation.

Hay que tener un cuidado particular al unir las piezas de magnesio, para evitar la acción galvánica y puntos de concentración de tensiones. El magnesio es muy sensible a las entallas y, por tanto, deben evitarse puntos de concentración de tensiones. No se recomiendan en ningún caso remaches o tornillos de magnesio, sino remaches de aluminio 56S para todas las condiciones de tensiones o de atmósferas corrosivas. Otras determinadas aleaciones de aluminio se pueden emplear bajo ciertas condiciones. Si se emplean pernos o tornillos de acero, deberán estar galvanizados o cadmiados, con objeto de evitar acciones galvánicas. Las arandelas empleadas deberán ser gruesas y de gran diámetro, para que al apretar puedan distribuirse mejor las tensiones.

4-21. ALEACIONES DE BASE COBRE

Cuando el cobre se alea con el zinc recibe el nombre normalmente de *latón*, y si lo hace con otro elemento se llama con frecuencia *bronce*. A veces se especifican también los otros elementos, como por ejemplo, bronce al estaño o bronce fosforoso. En cada categoría se incluyen centenares de variaciones.

Latón con 5 a 15 por 100 de zinc. Estos latones se trabajan fácilmente en frío, especialmente los que tienen mayor contenido en zinc. Son dúctiles, pero a menudo difíciles de mecanizar. La resistencia a la corrosión es buena. Las aleaciones incluidas aquí son el *latón dorado* (5 por 100 de Zn), *bronce comercial* (10 por 100 de Zn) y *latón rojo* (15 por 100 de Zn). El latón dorado se emplea preferentemente en joyería y para aquellos artículos que han de recubrirse con oro; tiene la misma ductilidad que el cobre, pero mayor resistencia, acompañada por pobres características de mecanización. El bronce comercial se emplea en joyería y para forjados y estampados por su ductilidad. Sus propiedades de mecanización son malas, pero se trabaja excelentemente en frío. El latón rojo tiene una buena resistencia a la corrosión y también tiene alta resistencia a elevadas temperaturas. Por ello se emplea en gran cantidad, en forma de tubos, para llevar agua caliente en aplicaciones como radiadores y condensadores.

Latón con 20 a 36 por 100 de zinc. Se incluyen en este grupo el *latón bajo* (20 por 100 de Zn), el *latón de cartuchería* (30 por 100 de Zn) y el *latón amarillo* (35 por 100 de Zn). Puesto que el zinc es más barato que el cobre, estas aleaciones cuestan menos que las que tienen menos zinc. Tienen también mejor capacidad de mecanización y ligeramente mayor resistencia; esto queda compensado, sin embargo, por la peor resistencia a la corrosión y la posibilidad de «grietas del tiempo» en puntos de tensiones residuales. El latón bajo es muy similar al latón rojo y se emplea para artículos que necesiten embuticiones profundas. El latón de cartuchería es, de todas las aleaciones cobre-zinc, el que tiene mejor combinadas la ductilidad y la resistencia. Los cartuchos se fabricaron inicialmente por trabajo en frío; el proceso consiste en una serie de embuticiones profundas, en la que cada una de ellas va seguida de un recocido que pone al metal en condiciones para la siguiente embutición. Aunque la capacidad del latón amarillo para el trabajo en caliente es mala, puede emplearse en cualquier otro tipo de fabricación y, por tanto, se emplea para una gran diversidad de productos.

Cuando a los latones se les añade una pequeña cantidad de plomo, su capacidad de mecanización y de trabajo en caliente mejora mucho. La adición de plomo perjudica sus propiedades para la soldadura y el trabajo en frío. En este grupo están el *latón bajo en plomo* (32,5 por 100 de Zn, 0,5 por 100 de Pb), el *latón alto en plomo* (34 por 100 de Zn, 2 por 100 de Pb) y el *latón de fácil mecanización* (35,5 por 100 de Zn, 3 por 100 de Pb). El primero no solo es fácil de mecanizar, sino que tiene también buenas propiedades para el trabajo en frío y se utiliza para diversas piezas de tornillería. El latón alto en plomo, algunas veces llamado «latón de grabador», se emplea para piezas de ciertos aparatos, cierres y relojes. El latón de fácil mecanización se emplea

también para piezas de tornillería y tiene una buena resistencia a la corrosión, junto con excelentes propiedades mecánicas.

El metal del almirantazgo (28 por 100 de Zn) contiene el 1 por 100 de estaño, lo que le confiere una magnífica resistencia a la corrosión, especialmente en agua de mar. Tiene buena ductilidad y resistencia, pero solo medianas características de mecanización y de elaboración, pero debido a su resistencia a la corrosión se emplea en la industria química y en las plantas generadoras de energía eléctrica. El latón al aluminio (22 por 100 de Zn) contiene 2 por 100 de aluminio y se emplea en los mismos casos que el anterior, pues sus propiedades son muy parecidas. En la forma de tubería, es preferible al latón del almirantazgo, porque resiste mejor a la erosión provocada por el agua a gran velocidad.

Latón con 36 a 40 por 100 de cinc. Los latones con más de 35 por 100 en cinc son frágiles y no se pueden trabajar en frío. Pueden, sin embargo, trabajarse en caliente y extruirse en diferentes formas. El metal Muntz (40 por 100 de Zn) es de bajo precio y ligeramente resistente a la corrosión. El latón naval tiene la misma composición del metal Muntz, pero la adición de 0,75 por 100 de estaño mejora su resistencia a la corrosión.

Bronce. El bronce al silicio, que contiene 3 por 100 de silicio y 1 por 100 de manganeso adicionales al cobre, tiene propiedades mecánicas iguales a las de un acero suave y una buena resistencia a la corrosión. Puede ser soldado, mecanizado o trabajado en frío o en caliente. Es útil siempre que se necesite resistencia a la corrosión combinada con resistencia.

El bronce fosforoso, hecho con el 11 por 100 de estaño y conteniendo pequeñas cantidades de fósforo, es especialmente resistente a la fatiga y a la corrosión, tiene una elevada resistencia a la tracción y un módulo de resiliencia alto, siendo también resistente al desgaste. Estas propiedades le hacen muy útil como material para muelles.

El bronce de aluminio es una aleación tratable térmicamente, conteniendo hasta el 12 por 100 de aluminio. Esta aleación es muy resistente y tiene propiedades de resistencia a la corrosión, que la hacen mejor que el latón, pudiéndose, además, variar ampliamente por el trabajo en frío, tratamiento térmico o cambio de su composición. Cuando se le añade hierro en cantidades de hasta el 4 por 100, la aleación tiene buena resistencia al choque, al desgaste y a la fatiga.

El bronce de berilio es otra aleación tratable térmicamente, que contiene un 2 por 100 de berilio. Esta aleación es muy resistente; dura y resistente a la corrosión y al desgaste. Aunque es cara, se emplea para muelles y otras piezas sometidas a fatiga, cuando se necesita resistencia a la corrosión.

BIBLIOGRAFÍA

- American Society for Metals, Taylor, Lyman (ed.): «Metals Handbook», American Society for Metals, Nueva York, 1948. Se encuentra a la venta el suplemento de 1955.
 Bolz, Roger W. (ed.): «ASME Handbook — Metals Engineering — Processes», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1958.
 Brady, George S.: «Materials Handbook», 8.ª ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1956.

Bullens, D. K., and Metallurgical Staff of Battelle Memorial Institute: «Steel and Its Heat Treatments», 3 vols., John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1948, 1949.

Campbell, L. E. (ed.): «High Temperature Technology», John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1956.

Hoyt, Samuel (ed.): «ASME Handbook—Metals Properties», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1954.

Mantell, Charles L. (ed.): «Engineering Materials Handbook», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1958.

Miner, Douglas F., y John B. Seastone: «Handbook of Engineering Materials», John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1955.

PROBLEMAS

4-1. Una probeta de aleación de aluminio 245-O de 1,263 cm de diámetro se ensayó a tracción utilizando una longitud calibrada de 3,08 cm. Se obtuvieron los resultados de la tabla siguiente. Representese el diagrama tensión-deformación y determinese: (a) límite de proporcionalidad, (b) límite elástico aparente de Johnson, (c) límite de fluencia (0,2 por 100 de deformación), (d) límite de rotura, (e) módulo de elasticidad, (f) porcentaje de alargamiento, (g) módulo de resiliencia, (h) módulo de rigidez e (i) número índice de rigidez.

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
763	0,0042	1,789	0,0508	2,860	0,6996
922	0,0051	1,906	0,0762	2,996	0,8129
1,194	0,0102	1,961	0,1016	3,105	1,0160
1,453	0,0203	2,147	0,1524	3,218	1,2192
1,616	0,0305	2,311	0,2032	3,323	1,3919
1,743	0,0406	2,547	0,3048		

4-2. Un acero recocido bajo en carbono se ensayó a la tracción. La longitud calibrada inicial fue de 3,08 cm el diámetro inicial 1,280 cm y el final 0,831 cm. Se obtuvieron los siguientes datos:

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
542	0,0010	3,414	0,0077	4,930	0,4064
1,130	0,0021	3,414	0,0091	5,557	0,7620
1,716	0,0032	3,414	0,0173	5,681	1,0160
2,229	0,0042	3,414	0,0508	5,573	1,3208
2,756	0,0054	3,568	0,0234	4,113	1,7780
3,114	0,0059	3,977	0,2032		
3,369	0,0068	4,503	0,3048		

Calcúlese la tensión y la deformación para cada punto, representese en un diagrama tensión-deformación y determinese: (a) límite de proporcionalidad, (b) límite de fluencia, (c) límite de fluencia (0,2 por 100 de deformación permanente), (d) límite de rotura, (e) módulo de elasticidad, (f) porcentaje de alargamiento, (g) porcentaje de reducción del área, (h) módulo de resiliencia e (i) número índice de rigidez.

4-3. Un acero alto en carbono y tratado térmicamente se ensayó a tracción. El diámetro original de la probeta fue 1,271 cm y el final 1,158 cm. Empleando una longitud calibrada de 5,08 cm se obtuvieron los siguientes datos:

Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm	Carga — kg	Alargamiento — cm
2.642	0,0051	8.217	0,0305	11.577	0,203
3.677	0,0071	8.671	0,0406	11.986	0,254
4.758	0,0091	9.035	0,0508	12.349	0,305
5.557	0,0107	9.534	0,0711	12.576	0,356
7.219	0,0152	10.079	0,102		
7.627	0,0203	10.941	0,152		

Encuéntrese (a) el límite de fluencia, (b) el límite de rotura, (c) el porcentaje de alargamiento y (d) el porcentaje de reducción del área.

4-4. Compárese la rigidez de los aceros 1040, 1141, 4140 y 4340, cuando se templan y revienen a 540° C. Empleese la Tabla A-3. Para calcular la rigidez, multiplíquese la deformación en la rotura por la media del límite de rotura y el límite de fluencia.

4-5. Empleando las propiedades de los materiales dadas en el Apéndice, encuéntrese y tabúlese el número índice de rigidez para los siguientes materiales:

1. Acero bajo en carbono (trifilado)
2. Acero bajo en carbono (laminado en caliente)
3. Aluminio 2S-O (forjado)
4. Aluminio 2S-H16 (forjado)
5. Magnesio ASTM-B107-48T (extruido)
6. Acero bajo en carbono fundido (recocido)
7. Bronce comercial (duro)
8. Bronce comercial (blando)
9. Bronce fosforoso (duro)
10. Bronce de berilio (duro)



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

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

METODO DE BULKINGHAM

MARZO, 1983

11-8. DISCUSION DE LAS CARGAS DE LOS DIENTES¹

Se deben considerar como factores importantes de limitación en proyectos, al especificar la capacidad de cualquier transmisión por engranajes, los siguientes puntos:

1. El calor generado durante el funcionamiento
2. El fallo de los dientes por rotura
3. El fallo por fatiga de las superficies de los dientes
4. El desgaste por abrasión de las superficies de los dientes
5. El ruido, como resultado de altas velocidades o cargas pesadas

Todos estos factores son funciones de las cargas de los dientes y, por esta razón, es muy importante la determinación exacta de estas cargas.

La *carga transmitida* es la componente útil de la fuerza que se transfiere de un engranaje a otro durante la acción. Es la carga tangencial ¹⁹⁷ ya definida en el párrafo 11-7.

La *carga dinámica* es la máxima fuerza instantánea que actúa entre los engranajes durante su funcionamiento. Los conocimientos sobre la naturaleza exacta de esta carga son aún incompletos, pero, combinando la teoría con los resultados de gran número de investigaciones, es posible predecir con buena exactitud el valor de la carga dinámica.

Como los métodos de proyecto actuales emplean, en parte, los resultados obtenidos hace cerca de un siglo por los investigadores, es interesante seguir el desarrollo de este estudio.

Uno de los primeros intentos para tener en cuenta el aumento en carga dinámica debido a la velocidad, utilizó cierto número de engranajes del mismo tamaño, material y resistencia. Fueron probados hasta su destrucción varios de estos engranajes bajo cargas estáticas. Los engranajes restantes se probaron hasta su destrucción con diversas velocidades de la recta primitiva. Entonces,

¹ Earle Buckingham, «Analytical Mechanics of Gears», Cap. 18, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1949.

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

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

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

en la que W^t = carga transmitida, libras

σ = tensión normal, libras por pulgada cuadrada

p = paso circunferencial, pulgadas

F = anchura de cara, pulgadas

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

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

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

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

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

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

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

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

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

que se utiliza para dientes tallados y generados.

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

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

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

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

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

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

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

el impacto causado por el engrane imperfecto de unos dientes deformados por la carga que están transmitiendo y que por lo demás tienen una forma perfecta.¹

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

La investigación fue hecha en el Massachusetts Institute of Technology por Earle Buckingham, quien publicó los resultados en un trabajo². Este trabajo presentó la siguiente ecuación para las cargas dinámicas:

$$W_d = W^t + [W_a(2W^t - W_a)] \quad (11-13)$$

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

Darle W. Dudley, en un excelente tratado sobre proyectos modernos de engranajes³, manifiesta que el método de Buckingham puede dar valores de la carga dinámica que son ligeramente altos, pero que es el mejor método disponible y muestra claramente el efecto de las masas, rigidez de ejes y errores de dientes en la producción de sobrecargas dinámicas.

Shipley⁴ al resumir el trabajo sobre cargas dinámicas hecho por nueve investigadores, parte del cual es de origen muy reciente, ha llegado a la conclusión de «que la teoría de cargas dinámicas de Buckingham es el método apropiado a utilizar, considerando el presente estado de los conocimientos». Apunta también que el método de Buckingham dará cargas dinámicas ligeramente altas, es decir, dentro del límite de seguridad.

11.9. DECISIONES PRELIMINARES EN EL PROYECTO

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

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

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

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

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

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

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

11.10. TENSIONES BASICAS DE LOS DIENTES

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

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

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

$$\frac{l/2}{x} = \frac{l}{l/2} \quad \delta \quad x = \frac{l}{4} \quad (b)$$

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

² Darle W. Dudley, «Practical Gear Design», pág. 46, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1934.

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

11-11. LA ECUACION DE HUCKINGHAM PARA LA CARGA DINAMICA

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

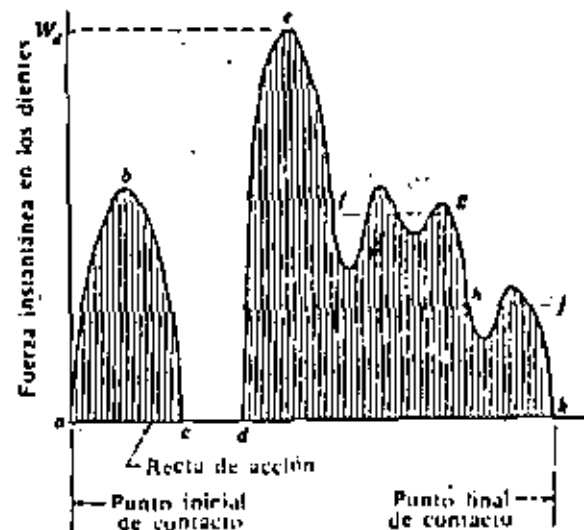


Fig. 11-21. Representación idealizada de la fuerza dinámica en un par de dientes durante el contacto.

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

La ecuación fundamental de Buckingham es

$$W_d = W^t + [W_a^2(2W_s - W_d)] \quad (11-21)$$

en donde W_d = carga dinámica, libras

W^t = carga transmitida, libras

W_a = carga de aceleración, libras

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

La carga de aceleración se encuentra mediante la ecuación

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} \quad (11-22)$$

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

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

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

m = masa efectiva, en slugs

V = velocidad en la línea primitiva, pies por minuto

R_1 = radio primitivo del piñón, pulgadas

R_2 = radio primitivo de la rueda dentada, pulgadas

El valor de m se encuentra mediante la ecuación

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

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

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

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

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

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

E_1 = módulo de elasticidad del piñón, libras por plg²

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

F = anchura de cara, plg.

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

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

$= FC + W'$

de donde

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

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

TABLA 11-14. Valores de C

Material	Forma de los dientes	Error en la acción, pulgadas					
		0,0015	0,001	0,002	0,001	0,004	0,003
Fundición y fundición	$14\frac{1}{2}^\circ$	400	800	1,600	2,400	3,200	4,000
Fundición y acero	$14\frac{1}{2}^\circ$	550	1,100	2,200	3,300	4,400	5,500
Acero y acero	$14\frac{1}{2}^\circ$	800	1,600	3,200	4,800	6,400	8,000
Fundición y fundición	20° altura completa	415	830	1,660	2,490	3,320	4,150
Fundición y acero	20° altura completa	570	1,140	2,280	3,420	4,560	5,700
Acero y acero	20° altura completa	830	1,660	3,320	4,980	6,640	8,300
Fundición y fundición	20° chatos	430	860	1,720	2,580	3,440	4,300
Fundición y acero	20° chatos	590	1,180	2,360	3,540	4,720	5,900
Acero y acero	20° chatos	860	1,720	3,440	5,160	6,880	8,600

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

Clase 1 = engranajes comerciales bien tallados

Clase 2 = engranajes tallados con gran cuidado

Clase 3 = engranajes rectificadas cuidadosamente o tallados con precisión

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

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

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

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

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

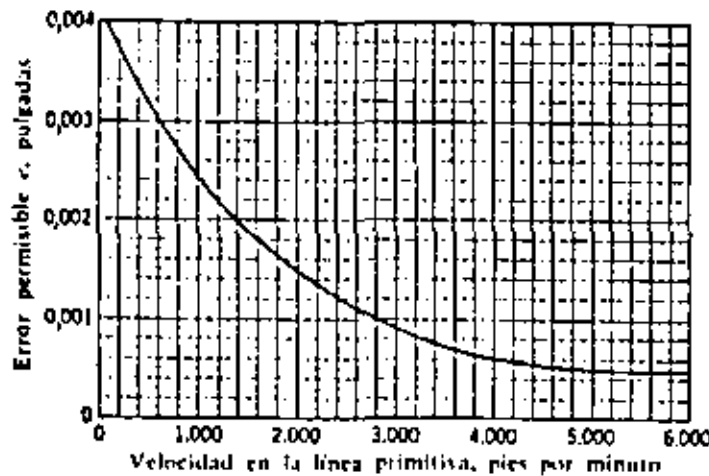


Fig. 11-22. Error permisible para un nivel de ruido razonable.

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

Ejemplo 11-2. El piñón y rueda dentada representados en la figura 11-23 se han elegido, en un primer tanteo, para transmitir 10 hp con una velocidad de 1,200 pies por minuto en la línea primitiva bajo condiciones de carga constantes. Los engranajes están tallados comercialmente con gran exactitud, utilizando un sistema de involutas de 20°. El piñón está hecho de acero 1020, de 149 Bhn y no tiene tratamiento térmico. La rueda dentada está hecha de fundición del grado 30, con Bhn 170. Utilizando la ecuación de Buckingham, determinar si son necesarios algunos cambios en el proyecto, para que se transmita satisfactoriamente la carga.

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

$$\rho = 0.28 \text{ lb por plg}^3 \text{ para acero,}$$

$$m_1 = \frac{\rho r_1}{R} = \frac{\rho}{R} \frac{\pi d^3}{4} = \frac{(0.28)(\pi)(4)^3(1.75)}{(32.2)(4)} = 0.191 \text{ slug}$$

$$m_2 = \frac{\rho r_2}{R} = \frac{(0.28)(\pi)(3.375)^3(0.875)}{(32.2)(4)} = 0.0682 \text{ slug}$$

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

$$J = \frac{1}{8} (m_1 d_1^2 + m_2 d_2^2) = \frac{(0.191)(4)^2 + 10.0682(3.375)^2}{8} = 0.468 \text{ slug por plg}^2.$$

La masa efectiva del piñón es entonces

$$m_1 = \frac{J}{R^2} = \frac{0.468}{(1.75)^2} = 0.117 \text{ slug} = \text{plg}^2$$

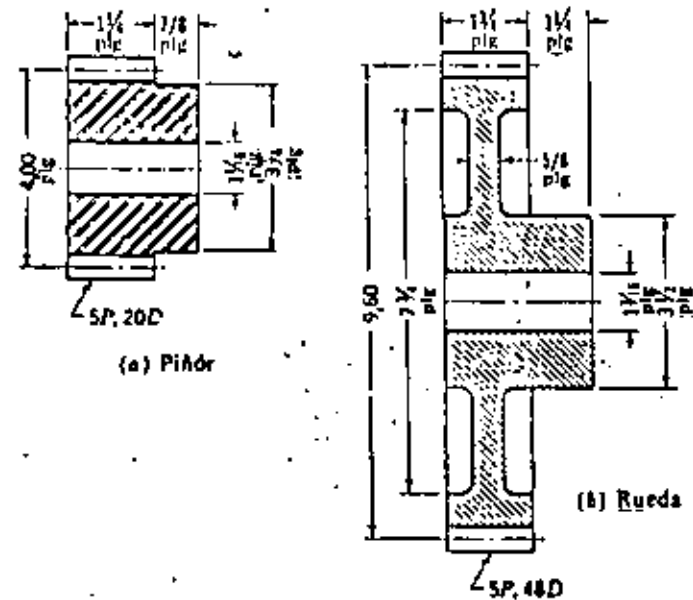


Fig. 11-23.

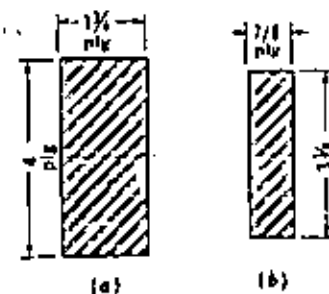


Fig. 11-24. División del piñón en dos partes.

La masa efectiva de la rueda dentada se encuentra de la misma manera. La manera de dividir el engranaje se ve en la figura 11-25. Utilizando una densidad de la fundición igual a $\rho = 0.26$ libras por plg^3 , las masas son

$$m_a = \frac{\rho}{R} \frac{\pi}{4} (d_a^3 - d_p^3) l = \frac{(0.26)(\pi)(9.6^3 - (7.75)^3)(1.75)}{(32.2)(4)} = 0.357 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho r_b}{R} = \frac{(0.26)(\pi)(7.75)^3(0.625)}{(32.2)(4)} = 0.238 \text{ slug}$$

$$m_c = \frac{\rho r_c}{R} = \frac{(0.26)(\pi)(3.5)^3(2.375)}{(32.2)(4)} = 0.184 \text{ slug}$$

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

$$J = \frac{1}{8} [m_1(d_{o1}^2 + d_{i1}^2) + m_2(d_o^2 + d_i^2)] \\ = \frac{1}{8} [(0,357)(9,6^2 + 7,75^2) + (0,208)(7,75^2 + (0,184)(3,5)^2)] \\ = 6,19 \text{ slugs por plg}^2$$

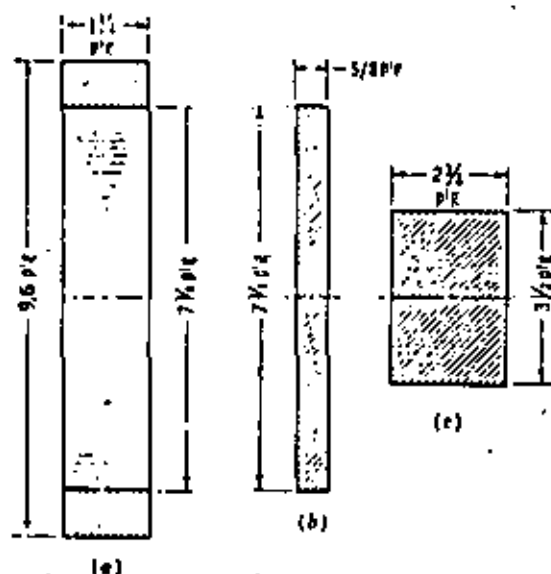


Fig. 11-25. División de la rueda dentada en tres partes.

La masa efectiva de la rueda es

$$m_r = \frac{J}{R_1^2} = \frac{6,19}{(9,6/2)^2} = 0,269 \text{ slug}$$

Se calcula ahora la carga transmitida, suponiendo que 30 hp es la carga estimada y utilizando la ecuación (11-21):

$$W_t = \frac{33.000 \text{ hp}}{V} = \frac{(33.000)(10)}{1.200} = 275 \text{ libras}$$

La masa efectiva del juego de engranaes se calcula con la ecuación (11-24):

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{(0,117)(0,269)}{0,117 + 0,269} = 0,0816 \text{ slug}$$

La fuerza W_1 se calcula con la ecuación (11-23), como sigue:

$$W_1 = c_1 m V^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = (0,00120)(0,0816)(1.200)^2 \left(\frac{1}{2,0} + \frac{1}{4,8} \right) = 99,8 \text{ lib}$$

Según la Tabla 11-15 el máximo error esperado en la acción para engranaes comerciales es 0,0022 plg. Emplearemos 0,002 plg. Utilizando fundición y acero y un perfil de dientes de 20°, según la Tabla 11-14, el coeficiente de deformación es $C = 2.280$. Sustituyendo este valor en la ecuación (11-27) obtenemos

$$W_2 = FC + W^t = (1,75)(2.280) + 275 = 4.265 \text{ lb}$$

La carga de aceleración, según la ecuación (11-22), es

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2} = \frac{(99,8)(4.265)}{99,8 + 4.265} = 97,8 \text{ lb}$$

Sustituyendo ahora en la ecuación (11-21) para hallar la carga dinámica, encontramos

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a (2W_2 - W_a)} \\ = 275 + \sqrt{(97,8)(2)(4.265) - 97,8^2} = 1.184 \text{ lb Resp.}$$

Es interesante comparar esta carga dinámica con el equivalente de la carga dinámica obtenido empleando el coeficiente de velocidad K_v . La curva D de la figura 11-8 nos da $K_v = 0,60$. Por tanto, la carga dinámica según este método es

$$W_d = \frac{W^t}{K_v} = \frac{275}{0,60} = 459 \text{ lb}$$

o sea, menos de la mitad del valor dado por el método de Buckingham.

b. Determinación de las tensiones de flexión. Los valores a sustituir en la ecuación (11-18) son

$K_a = 1,00$ según Tabla 11-6

$K_m = 1,00$ porque se emplea W_2 en lugar de W^t

$P = 5$ «diametral pitch», dado

$F = 1,75$ plg., anchura de cara, dado

$K_s = 1,00$

$K_v = 1,6$ para condiciones medias, según Tabla 11-7

$J_1 = 0,24$ según figura 11-19 para carga en punta de piñón

$J_2 = 0,29$ según figura 11-19 para carga en punta de la rueda

Por tanto, la tensión de flexión en los dientes del piñón es

$$\sigma = \frac{W_d K_m P}{K_a F J_1} = \frac{(1.184)(1,00)}{1,00} \cdot \frac{5}{1,75} \cdot \frac{(1,00)(1,6)}{0,24} \\ = 22.600 \text{ lb por plg}^2$$

La tensión de flexión en los dientes de la rueda dentada es

$$\sigma = 22.600 \frac{J_1}{J_2} = 22.600 \frac{0,24}{0,29} = 18.700 \text{ libras por plg}^2$$

c. Determinación de la resistencia por flexión. Correspondiendo a una vida infinita, seguridad funcional del 99 por 100 y temperatura baja, encontramos que todos los coeficientes de la ecuación (11-19) son la unidad y, por tanto, las resistencias son los valores dados en las tablas. La Tabla 11-12 nos da un límite de fatiga de 20.000 a 22.000 libras por pulgada cuadrada para el piñón y como esto corresponde a un Bhn 140, podemos concluir que el piñón está proyectado satisfactoriamente.

Por otra parte, incluso el mejor grado de fundición tiene un límite de fatiga de sólo 13.000 libras por pulgada cuadrada, y cuando se compara este valor con 18.500 libras por pulgada cuadrada, que es la tensión en la rueda dentada, se ve que no hay en absoluto margen

de seguridad. Resulta, por tanto, que el piñón es satisfactorio, pero la rueda dentada, no. Si se hace la rueda del mismo material que el piñón, será la más fuerte de los dos. En este ejemplo se debería volver a proyectar la fabricación del disco de la rueda dentada y hacerlo probablemente de acero forjado.

La ecuación aproximada de Buckingham. Se desea frecuentemente obtener una estimación rápida de la carga dinámica. La ecuación

$$W_d = W^t + \frac{0.051(W^t + W^g)}{0.051 + \sqrt{W^t + W^g}} \quad (11-29)$$

es una aproximación de la ecuación fundamental para condiciones normales de masa. Debe utilizarse con cuidado, ya que para condiciones anormales de masa los resultados pueden desviarse incluso más del 100 por 100 respecto a los dados por la ecuación fundamental.

Dudley, en su trabajo sobre aplicaciones de las turbinas de gas, encontró que las cargas dinámicas eran aproximadamente el 135 por 100 de las cargas transmitidas¹. Los cálculos de la misma carga, según el método de Buckingham, dan valores que varían del 135 al 175 por 100, y por ello Dudley manifiesta que el método de Buckingham da valores que son ligeramente altos. Sin embargo, aún parece ser el mejor método disponible para predecir la carga dinámica.

11-15. DURACION DE LA SUPERFICIE

Las secciones anteriores se han ocupado de la tensión y resistencia del diente de un engranaje sometido a la flexión y de cómo precaverse contra la posibilidad de rotura de los dientes por sobrecargas estáticas o por acción de la fatiga. En esta sección estamos interesados en el fallo de las superficies de los dientes, llamado comúnmente *desgaste*. El *picado*, según se explica en el párrafo 5-26, es un fallo de fatiga superficial debido a muchas repeticiones de tensiones de contacto altas. Otros fallos de las superficies son el *rayado*, que es un fallo de la lubricación, o la *abrasión*, que es un desgaste debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, deben proyectarse los engranajes de tal manera que las tensiones dinámicas superficiales estén dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera prueba visible de desgaste aparece cerca de la línea primitiva; esto parece razonable a causa del hecho de que la carga dinámica máxima aparece cerca de este área.

Para obtener una expresión de la tensión de contacto superficial, debemos aplicar la teoría de Hertz. En el Cap. 2 [ecuación (2-42)] se vio que la tensión de contacto entre los cilindros puede calcularse mediante la ecuación

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (11-30)$$

en la que p_{\max} = tensión de compresión de la superficie, libras por pulgada cuadrada

F = fuerza que aprieta los cilindros uno contra otro, libras

l = longitud de los cilindros, pulgadas

y b se obtiene de la ecuación

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\mu^2)\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)}{\pi\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}} \quad (11-31)$$

siendo μ = coeficiente de Poisson

E = módulo de elasticidad de cada cilindro, libras por pulgada cuadrada

d = diámetro de cada cilindro, pulgadas

Para aplicar estas ecuaciones a los dientes de engranajes cilíndricos reemplazamos F por W^t , d por $2r$ y l por la anchura de cara F . Con estos cambios, podemos sustituir el valor de la ecuación (11-31) en la ecuación (11-30). Reemplazando p_{\max} por σ_x , se encuentra que la tensión de compresión de la superficie (tensión de Hertz) es

$$\sigma_x = \frac{W^t}{F} \frac{1}{\pi(1-\mu^2)} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{(1/E_1) + (1/E_2)} \quad (11-32)$$

en donde r_1 y r_2 son los radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda dentada, respectivamente, en el punto de contacto. Cuando los dientes en contacto tienen el mismo coeficiente de Poisson, la ecuación (11-32) es una ecuación general que puede utilizarse para encontrar las tensiones de contacto en cualquier punto del perfil de los dientes. Si en el instante considerado hay un solo par de dientes transmitiendo la carga, se debe emplear el valor total de W^t . Pero si se reparte la carga entre dos pares de dientes que engranan, se debe reducir W^t de acuerdo con la manera en que se reparte la carga.

Como ejemplo del empleo de esta ecuación, vamos a calcular la tensión de contacto en la línea primitiva. Al utilizar D_1 y D_2 como diámetros primitivos de piñón y rueda respectivamente, se obtienen los radios de curvatura

$$r_1 = \frac{D_1 \sin \Phi}{2} \quad r_2 = \frac{D_2 \sin \Phi}{2} \quad (a)$$

en la que Φ es el ángulo de presión. Entonces

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\sin \Phi} \left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right) \quad (b)$$

¹ Ver Joseph E. Shigley, «Kinematic Analysis of Mechanisms», McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1959, o «Theory of Machines», págs. 156-161, McGraw-Hill Book Company, Inc., Nueva York, 1961.

¹ Dudley, «Practical Gear Design», *loc. cit.*



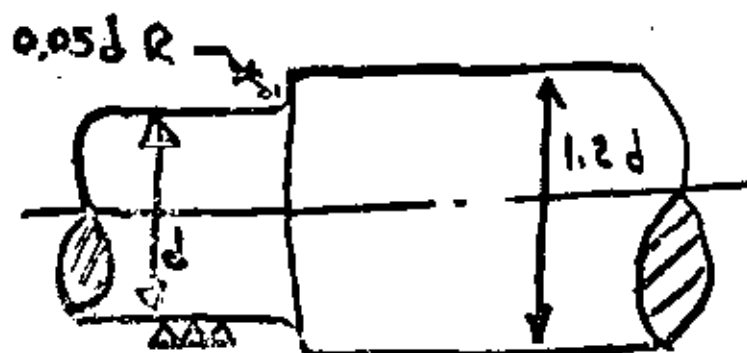
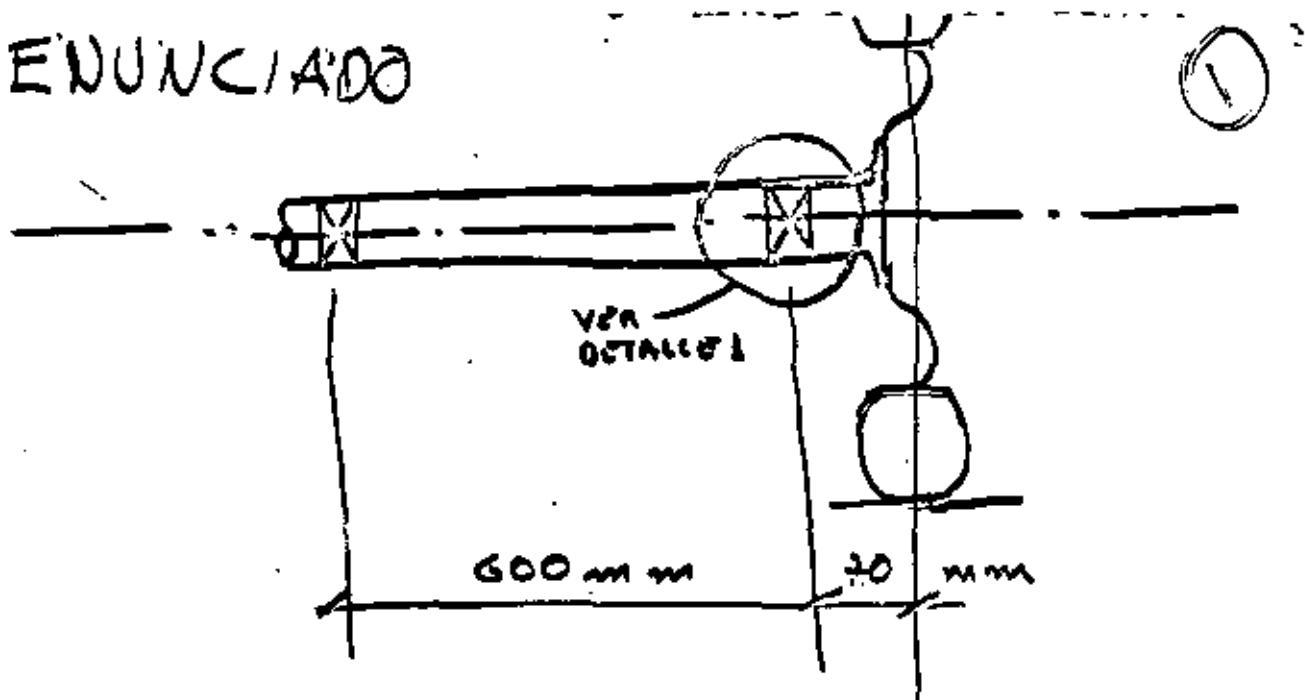
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

PROBLEMA RESUELTO

Ing. Guillermo Aguirre Esbonda
Abril, 1983

ENUNCIADO

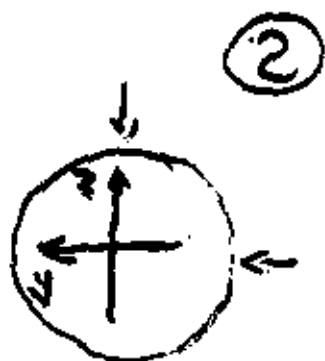
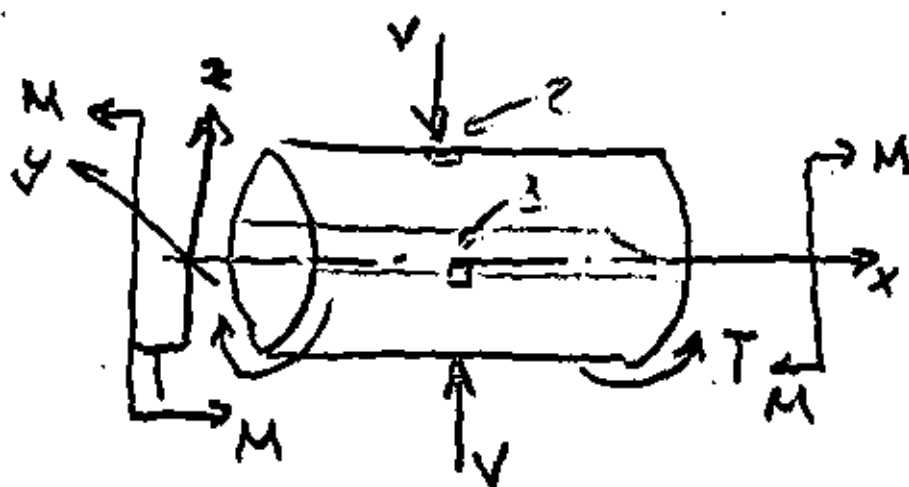


DETALLE 1

$N = 5000 \text{ rpm (Motor)}$
Potencia a transmitir
 $P_{\text{ot}} = 55 \text{ kW}$
 $m_1 = 13:1$
 $\eta = 92\%$
Peso sobre la rueda
 $W = 450 \text{ kg}$

CONDICIONES DE TRABAJO

- Temperatura de Trabajo $T_{\text{MAX}} = 70^\circ\text{C}$
- 99.99% de Confiabilidad
- Material - 46200

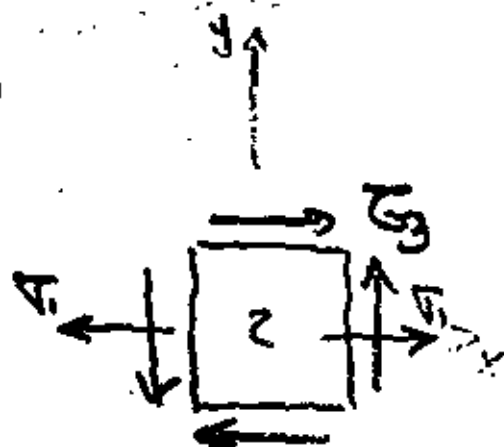
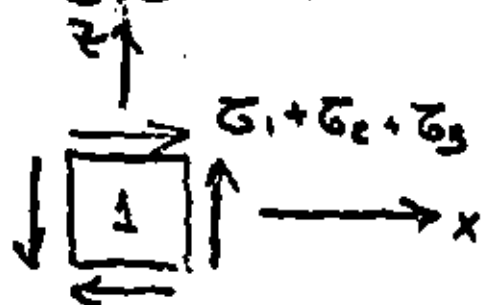


σ_1 - CORTANTE DIRECTO

τ_1 - NORMAL DE FLEXION

σ_2 - CORTANTE POR FLEXION

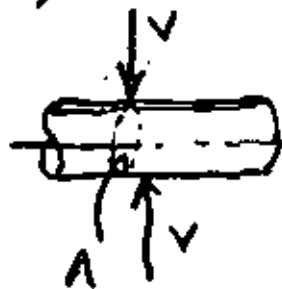
σ_3 - CORTANTE POR TORSION



ANALISIS DE ESFUERZOS
ACTUANDO SOBRE LA FLECHA.

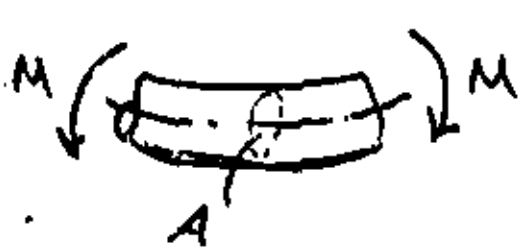
CALCULO DEL DIAMETRO DE UNA FLECHA DE AUTOMOVIL, USANDO LAS TEORIAS DE FALCA ESTATICA. (3)

- 1) ESFUERZOS ACTUANDO SOBRE LA FLECHA,
 a) ESFUERZO CORTANTE DIRECTO




$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{V}{A} \\ A &= \frac{\pi d^2}{4} \end{aligned} \right\} \tau_1 = \frac{4V}{\pi d^2} \quad (a)$$

- b) Esfuerzo Normal por Flexion



$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{Mc}{I} \\ c &= \frac{d}{2} \\ I &= \frac{\pi d^4}{64} \end{aligned} \right\} \sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

- c) Esfuerzo cortante por Flexion



$$\tau_2 = \frac{4}{3} \frac{V}{A} = \frac{16V}{3\pi d^2}$$

→) Esfuerzo Cortante por torsión

(4)

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{T}{Jr} \\ J &= \frac{\pi d^4}{32} \\ r &= \frac{d}{2} \end{aligned} \right\} \underline{\underline{\tau_3 = \frac{16T}{\pi d^3}}}$$

Se analizan dos estados de esfuerzos:

1) $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = \tau_{MAX}$

$$\frac{4V}{\pi d^2} + \frac{16V}{3\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} = \tau_{MAX}$$

$$\tau_1 = -\tau_2 = \tau_{MAX}$$

a) Por teoría del Esfuerzo Cortante Máximo

$$\tau_{MAX} = \frac{S_y}{2}$$

$$\frac{28V}{3\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{S_y}{2}$$

2) $\tau_3 + \tau$

$$\tau_3 = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \tau = \frac{32M}{\pi d^3}$$



$$\tau_{MAX} = \sqrt{\left(\frac{\tau_x - \tau_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

⑤

$$G_{MAX} = \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$G_{MAX} = \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$G_{MAX} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

e) Teoria del E.C.M

$$G_{MAX} = \frac{S_y}{2}$$

$$\frac{S_y}{2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\frac{28V}{3\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\frac{28V}{3\pi d^2} + \frac{16T}{\pi d^3} = \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\frac{28V}{3\pi d^2} = \frac{16M}{\pi d^3}$$

$$\frac{28V}{3} = \frac{16M}{d} \quad \left. \vphantom{\frac{28V}{3}} \right\} 9V = \frac{16M}{d}$$

6

$$M = YX$$

$$9V = \frac{16YX}{d}$$

$$X = \frac{9Vd}{16Y}$$

$$Y = \frac{9}{16} d$$

∴ El cálculo del diámetro se hará considerando solamente τ y τ_s

$$\frac{S_y}{2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leftarrow \text{Falla}$$

$$\frac{S_y}{2m} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leftarrow \text{Diseño}$$

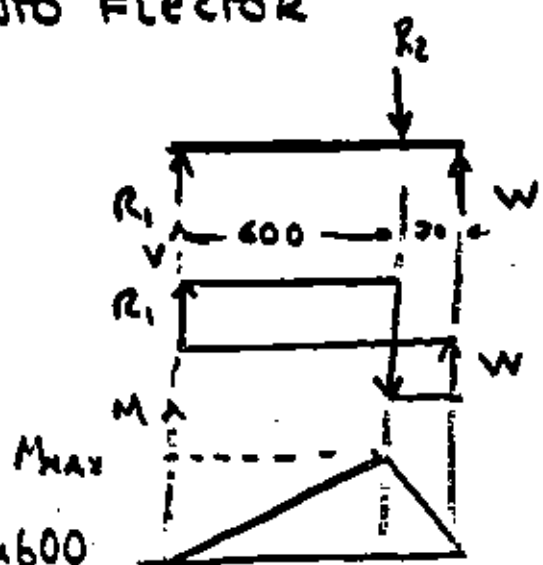
$$m = 4 \quad \therefore$$

$$d = \left[\frac{32m}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

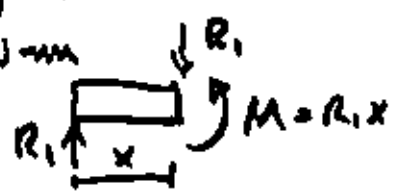
$$d = \left[\frac{32}{\pi S_0} \sqrt{K_M M^2 + K_T T^2} \right]^{1/6} - \text{CODIGO ASME}$$

CALCULO DE LAS CARGAS SOBRE LA PLECHA,
D) MOMENTO FLECTOR

(7)



$M_{MAX} = R_1 \times 600$
 $M_{MAX} = 31,5 \text{ kg-m}$
 $M_{MAX} = 309 \text{ N-m}$



$\Sigma F_v = W - R_2 + R_1 = 0$
 $R_2 = W + R_1$
 $\Sigma M_i = R_2 \times 600 - W \times 670 = 0$
 $R_2 = \frac{W \times 670}{600} = \frac{470 \times 670}{600}$
 $R_2 = 502 \text{ kg}$
 $\therefore R_1 = 52,5 \text{ kg}$

e) PAR DE TORSION

$POT = T \omega$

$T_f = m T_m \eta$

$T_m = \frac{POT}{\omega}, T_m = \frac{55000 \times 60}{5000 \times 2\pi} = 105 \text{ N-m}$

$T_f = 13 \times 105 \times 0.92 = 1255.8 \text{ N-m}$

SELECCION DE MATERIALES



- 1) REQUISITOS:
- a) Maquinable
 - b) Temas
 - c) Disponible en el mercado
 - d) COSTO
 - e) TRATABLE TERMICAMENTE
 - f) Resistencia

2) Materiales.

- 1) ACERO AL CARBON 1030, 1040, 1050
- 2) 4140
- 3) 4340

CAL

M \ R	a (4)	b (5)	c (6)	d (3)	e (2)	f (5)	CAL.
1030	9x0 56	7x5 45	✓	10x3 30	9x3 27	7x5 35	84
1040	9x4 36	9x5 45	✓	10x2 20	9x3 27	9 45	91.5
1050	7x4 28	5	✓	10x2 20	9x3 27	10 50	81
4140	4x10 40	6x10 50	✓	7x3 22.5	10x3 30	9 45	96.2
4340	7.5x4 30	6x5 45	✓	7.5x3 22.5	10x3 30	10 50	88

CALIFICACIONES

- 10 -
- 9 -
- 7.5 -
- 6 -

$$CAL = \frac{\sum CAL.D.F}{\sum CAL.D.F} =$$

① Cálculo del diámetro

- T. E. C. M

- ACERO SAF 4140 C.D.A.

$$S_y = 90,000 \text{ [lb/plg}^2\text{]}$$

$$S_y = 620 \text{ MPa} = 620 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$d = \left[\frac{32M}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 \times 4}{\pi \times 620 \times 10^6} (309^2 + 1255.8^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0.044 \text{ m}$$

$$d = 44 \text{ mm}$$

$$d \approx 1 \frac{3}{4} \text{ plg}$$

⑨

APLICACION DE LA TEORIA DE FALLA DE LA
ENERGIA DE DISTORSION AL DISEÑO DE
UNA FLECHA. (10)

• CRITERIO DE FALLA .

$$\tau' = S_y, \quad \tau' = \sqrt{\tau_x^2 - \tau_x \tau_y + \tau_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

EN EL CASO DE LAS FLECHAS

$$\tau' = \sqrt{\tau_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\tau_x = \frac{32M}{\pi d^3}, \quad \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

SUSTITUYENDO

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\tau' = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}$$

DESARROLLANDO d ,

$$d = \left[\frac{32}{\pi \tau'} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right]^{1/3}$$

PARA DISEÑAR, $\tau' = \frac{S_y}{n}$

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right]^{1/3}$$

AL SUSTITUIR VALORES;

$$d = \left[\frac{32 \times 4}{\pi \times 620 \times 10^6} \sqrt{309^2 + 0.75 \times 1255^2} \right]^{1/3}$$

(4)

$$d = 0.042 \text{ m}$$

$$d = 42 \text{ mm}$$

$$d = 1 \frac{11}{16} \text{ plg}$$



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

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

CALCULO DE UNA FLECHA AUTOCENTRIZ

(COMPLEMENTO)

ING. GUILLERMO AGUIRRE ESPONDA

ABRIL, 1983

CALCULO DE UNA FLECHA AUTOMOTRIZ
EMPLANDO LOS CRITERIOS DE VON-MISES. HERNAN

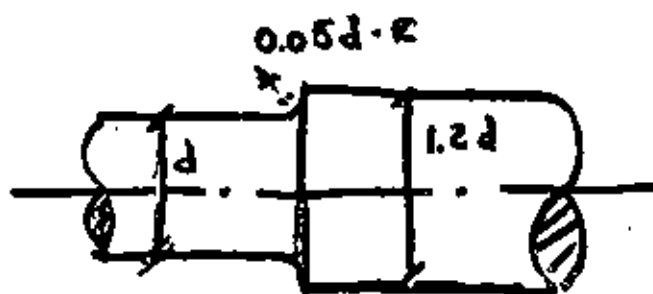
DATOS

$$T = 1255 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M = 309 \text{ N}\cdot\text{m}$$

MATERIAL - ACERO SAE 4140 CDA

GEOMETRIA:



1) CALCULO DEL LIMITE DE RESISTENCIA
ALA FATIGA S_e .

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

a) $S_e' = 0.5 S_{UT}$

$$S_e' = 0.5 \cdot 102\,000 = 51\,000 \text{ [lb/plg}^2\text{]}$$

$$S_e' = 351 \text{ [MPa]}$$

b) FACTOR DE SUPERFICIE k_a

$$k_a = 0.74 \text{ (Tabla 5-17, Shigley)}$$

c) FACTOR DE TAMAÑO k_b

$$k_b = 0.85 \text{ (Se espera } d < 2 \text{ plg)}$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xa} &= \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \\ \tau_{xy} &= \frac{16T_a}{\pi d^3} \end{aligned} \right\} \tau_a' = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_a}{\pi d^3}\right)^2}$$

VON MISES

$$\left(\frac{\tau_a'}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xm}}{S_{UT}}\right)^2 = \frac{1}{n} \quad \text{HENCKY}$$

$$\tau_m' = \sqrt{\tau_{xm}^2 + 3\tau_{xy_m}^2}$$

$$\tau_{xm} = 0$$

$$\tau_m' = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3\left(\frac{16T_m}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\frac{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_a}{\pi d^3}\right)^2}{S_e^2} + \frac{3\left(\frac{16T_m}{\pi d^3}\right)^2}{S_{UT}^2} = \frac{1}{n}$$

$$\left(\frac{16}{\pi d^3}\right)^2 \left[\frac{4M^2}{S_e^2} + \frac{3T_a^2}{S_e^2} + \frac{3T_m^2}{S_{UT}^2} \right] = \frac{1}{n}$$

$$\left(\frac{32}{\pi d^3}\right)^2 \left[\frac{M^2}{S_e^2} + \frac{3}{4} \frac{T_a^2}{S_e^2} + \frac{3}{4} \frac{T_m^2}{S_{UT}^2} \right] = \frac{1}{n}$$

$$k_c = 0.702 \text{ Para } R = 99.99\% \text{ TABLA 5.2 Sh.}$$

$k_d = 1$ - La temperatura se mantendrá en rangos bajos.

$k_e = \frac{1}{K_F}$ Factor de Concentración de Esfuerzos,

$$K_F = 1 + q(K_T - 1)$$

$q = 0.8$ FIGURA 5-19 Sh.

FIG. 25.9 - $K_{T_n} = 1.87$ } $K_T = K_{T_n} \times K_{T_T} = 1.87 \times 1.6 = 3$
FIG. A-25.8 $K_{T_T} = 1.6$

$$K_F = 1 + 0.8(2) = 2.6$$

$$k_e = \frac{1}{2.6} = 0.4$$

$k_f = 1$ - NO EXISTEN EFECTOS DIVERSOS

$$S_e = 0.74 \times 0.85 \times 0.702 \times 1 \times 0.4 \times 1 \times 351$$

$$S_e = 62.1 \text{ MPa}$$

CALCULO DE LOS ESFUERZOS

$$M_a = M$$

$$T_a = T_{MAX}/2$$

$$\therefore \sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

$$\frac{32}{\pi d^3} \left[\frac{M_a^2}{S_e^2} + \frac{3}{4} \frac{T_a^2}{S_e^2} + \frac{3}{4} \frac{T_m^2}{S_{UT}^2} \right]^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{n}}$$

$$d = \left\{ \frac{32\sqrt{n}}{\pi} \left[\frac{1}{S_e^2} (M_a^2 + \frac{3}{4} T_a^2) + \frac{1}{S_{UT}^2} (\frac{3}{4} T_m^2) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{32}{\pi} \left[\frac{n}{S_e^2} (M_a^2 + \frac{3}{4} T_a^2) + \frac{n}{S_{UT}^2} (\frac{3}{4} T_m^2) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

CALCULO DEL DIAMETRO

$$d = \left\{ \frac{32}{\pi} \left[\frac{1.5}{(62 \times 10^6)^2} (309^2 + 0.75 \times 627.5^2) + \frac{1.5}{(702 \times 10^6)^2} (0.75 \times 627.5^2) \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.05 \text{ m}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$\underline{d = 2 \text{ plg}}$$



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

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

A P E N D I C E

ABRIL, 1983

Specifying a surface finish that won't fail in fatigue

RAY C. JOHNSON
Worcester Polytechnic Institute
Worcester, Mass.

The fatigue strength of a metal depends upon surface finish. Simply stated, a rough surface provides many stress concentrations that, in turn, increase chances that one of them will fail prematurely under fatigue.

For this reason, design endurance limit S_f for fatigue life is normally chosen by reducing endurance limit S'_f (from a rotating-beam fatigue specimen) by some factor correlated to surface condition. The appropriate reduction factor, or surface factor k_s , usually is taken from empirical graphs correlating k_s to tensile strength and surface form (e.g., as-forged, cold-drawn, etc.).

This procedure implies a certain amount of "eyeball" design since there is no direct correlation between S_f and actual quantitative measurement of surface roughness. But now, through the graph pre-

sented here, there is a way to choose k_s on the basis of specific surface-roughness measurements. The data applies only to wrought steel, but this material is the one normally specified in critical fatigue applications.

The graph is derived from a theoretical model where a specific type of idealized surface roughness is assumed. Theoretical stress-concentration factors are applied to this idealized configuration so that k_s values can be computed for specific types of surface irregularity.

Briefly, fatigue notch factor $(K_f)_s$ is related to theoretical stress concentration factor $(K_t)_s$ by

$$(K_f)_s = 1 + q[(K_t)_s - 1]$$

Factor k_s is merely the reciprocal of $(K_f)_s$. Term q is the notch sensitivity of steel found both from theoretical considerations and from

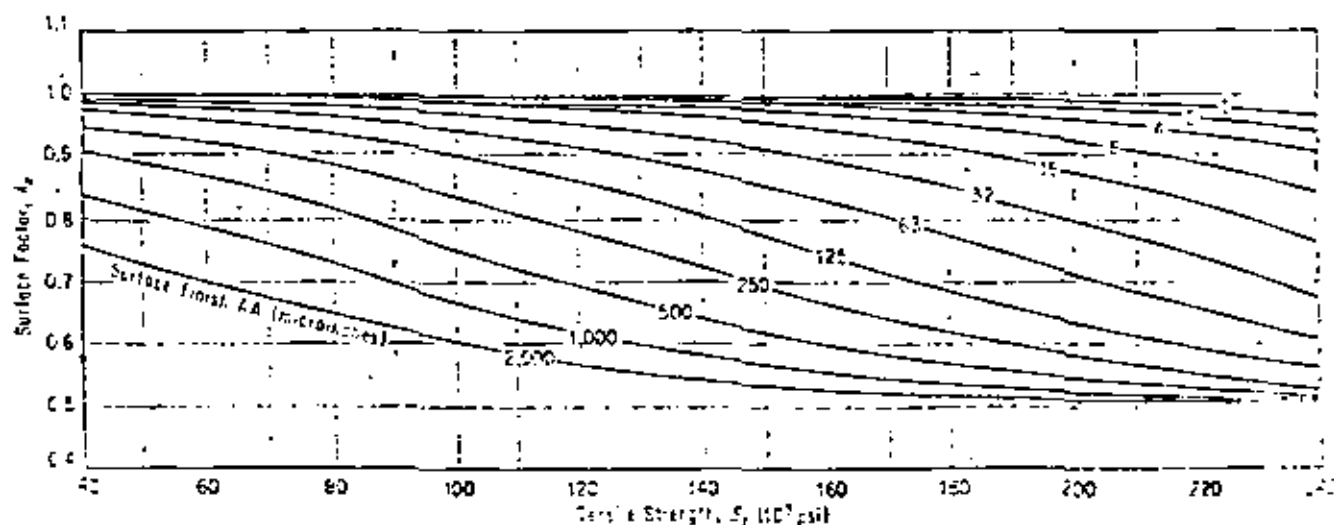
measurement of mechanical properties.

The graph shows k_s relationships for 12 specific values of surface finish ranging from 1 to 2,000 microinches AA. These curves provide reasonable guidelines for specifying a combination of surface finish (AA) and tensile strength S_t that will provide the desired endurance limit S_f .





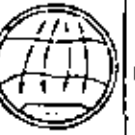





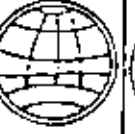




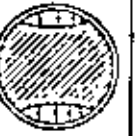
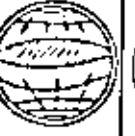







As a check of the "stability" of this data with respect to key assumptions in its derivation, the key parameters were varied significantly, and new k_s curves were generated. The result was only a small fluctuation in k_s (on the order of 5%) for wide fluctuations in the assumed independent variables.

Anyone using this graph should remember that analytical predictions of fatigue life are, at best, educated guesses, especially in view of the fact that surface finish normally cannot be controlled with great precision. Nevertheless, the data presented here does provide some progress toward correlating specific quantitative surface measurements and fatigue life.

Graph provides values of fatigue strength surface factor as a function of tensile strength and surface roughness measurement.



Esquemas de principio de las fracturas por fatiga

Tipo de carga	Concentrador débil local		Concentrador débil por la periferia		Concentrador fuerte por la periferia	
	a moderada sobrecarga cíclica	a considerable sobrecarga cíclica	a moderada sobrecarga cíclica	a considerable sobrecarga cíclica	a moderada sobrecarga cíclica	a considerable sobrecarga cíclica
Tracción y compresión cíclica						
Flexión unilateral cíclica						
Flexión bilateral cíclica						
Flexión simétrica a la rotación						

*ANEXO 4- En la revisión del material bibliográfico consultado, se encontró la siguiente tabla comparativa de los aspectos que presentan las fallas por fatiga ocasionadas por diversos tipos de cargas. En ella se puede apreciar, comparando contra la fotografía 1 que el tipo de fractura que se presenta corresponde al de flexión simétrica a la rotación, justamente el tipo de carga presente en este caso, con lo cual viene a demostrarse lo expuesto en la primera parte de este trabajo, acerca de los conocimientos útiles a un Diseñador.



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

TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

B I B L I O G R A F I A

ABRIL, 1983

BIBLIOGRAFIA BÁSICA.

- E. J. SHIGLEY. "DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA"
MC GRAW-HILL, MEXICO, 1977. 2ª EDICION.
- P. H. BLACK, O. R. ADAMS "MACHINE DESIGN"
MC GRAW-HILL, INTERNATIONAL STUDENT EDITION, TOKIO, 1967, 3ª EDICION.
- A. B. DEUTSCHMAN, W. J. MICHELS, CH. E. WILSON. "MACHINE DESIGN. THEORY AND PRACTICE"
COLLIER, MACMILLAN INTERNATIONAL EDITIONS. N.Y. USA, 1975.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA.

- V. H. FAIRES. "DESIGN OF MACHINE ELEMENTS"
COLLIER, MC MILLAN INTERNATIONAL EDITIONS. HONG KONG, 1969. 4ª EDICION.
- G. E. DIETER. "MECHANICAL METALURGY"
MC GRAW-HILL, INTERNATIONAL STUDENT EDITION. TOKIO, 1976, 2ª EDICION.
- R. O. FURUS, R. J. STEPHENS. "METAL FATIGUE IN ENGINEERING"
JOHN WILEY & SONS. N.Y. USA. 1980.
- J. A. COLLINS. "FAILURE OF MATERIALS IN MECHANICAL DESIGN"
JOHN WILEY & SONS. N.Y. USA. 1991.
- E. P. DE CARMO. "MATERIALS AND PROPERTIES IN MANUFACTURING"
COLLIER, MC MILLAN INTERNATIONAL EDITIONS. N.Y. USA, 1974. 5ª EDICION.
- M. J. SIEGEL, V. L. MALEY, J. B. HARTMAN. "MECHANICAL DESIGN OF MACHINES"
INTERNATIONAL TEXTBOOK CO. PENN. USA. 1965. 4ª EDICION.
- ASME. HANDBOOK. "METALS ENGINEERING - DESIGN"
MC GRAW-HILL. N.Y. USA. 1965. 2ª EDICION.
- H. A. ROTHBART. "MECHANICAL DESIGN AND SYSTEMS HANDBOOK"
MC GRAW-HILL. N.Y. USA. 1964.
- R. J. ROARK, W. C. YOUNG. "FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN"
MC GRAW-HILL. N.Y. USA. 1975. 5ª EDICION.
- COLIN CARMICHAEL. "HEUT'S MECHANICAL ENGINEER'S HANDBOOK"
WILEY HANDBOOK SERIES. N.Y. USA. 1950. 12ª EDICION.

- V. DOBROVOLSKI, K. ZABLOUKI, S. MAK, A. RADCHIK, L. ERUJ, "ELEMENTOS DE MAQUINAS"
EDITORIAL MIR, MOSCU, 1970

- A. LEYER, "MACHINE DESIGN"
BLACKIE & SONS, LTD, GLASGOW, ENG., 1974

- J.W. DALLY, W.F. RILEY, "EXPERIMENTAL STRESS ANALYSIS"
MC. GRAW-HILL - INTERNATIONAL STUDENT EDITION, TOKIO 1978, 2ª EDICION.

- J.G. TWEDDALE, "PRACTICAL MECHANICAL DESIGN"
LIFE BOOKS, LTD, LONDRES INGLATERRA 1963

- R.M. PHELPS, "FUNDAMENTALS OF MECHANICAL DESIGN"
TATA MC GRAW-HILL, NUEVA DELHI, INDIA, 1975, 3ª EDICION.

- G. MORPHY, "PROPERTIES OF ENGINEERING MATERIALS"
INTERNATIONAL TEXTBOOK CO, SCRAMON, MASS, USA, 1959.

- V. ZOLOTOREVSKI, "PRUEBAS METALICAS, 'PROPIEDADES DE LOS METALES'"
ED. MIR, MOSCU, 1976.

- D. JASTRZEBSKI, "NATURE AND PROPERTIES OF ENGINEERING MATERIALS"
JOHN WILEY & SONS, TOKIO, JAPON, 1954.

- P. ORLOY, "INGENIERIA DE DISEÑO"
EDITORIAL MIR, MOSCU, 1974

- A. BABCE, "DESIGN OF CURVED MEMBERS FOR MACHINES"
ROBERT F. KEIGER PUBLISHING CO, N.Y, USA, 1974

- D.N. ARSHENOV, "MACHINE DESIGN"
MIR PUBLISHERS, MOSCU 1978



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

**TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE
MAQUINAS**

PROYECTO FINAL

ABRIL 1983

INDICE

Planteo del proyecto	1
Desarrollo	2
a) Cálculo de la potencia	2
b) Cálculo del número de capas	3
c) Cálculo del diámetro del tambor	4
d) Cálculo de las velocidades angulares y de los pares	4
e) Cálculo de la tensión inicial de la banda	5
f) Cálculo de los engranes	6
1.- Segundo tren de reducción	6
2.- Primer tren de reducción	9
g) Cálculo de la flecha	11
h) Cálculo del freno	15
i) Cálculo de los resortes	15
Apéndice A (Propiedades mecánicas)	17
Aceros	17
Fundición gris	18
Apéndice B (Programa Buckingham)	19
1.- Estimación inicial	19
2.- Método de Buckingham	25

Operación del programa	27
Estado final de los registros	29
Ejemplos	30
Listado del programa	31
Apéndice C (Programa Flechas)	34
Enfoque de Soderberg	34
Operación del programa	36
Estado final de los registros	37
Ejemplo	38
Listado del programa	38
Apéndice D (Programa Frenos)	40
Frenos de disco de fricción y acción axial	40
Desgaste uniforme	41
Presión uniforme	42
Operación del programa	43
Estado final de los registros	44
Ejemplo	44
Listado del programa	45
Apéndice E (Programa Resortes)	47
Esfuerzos en resortes helicoidales	47
Materiales para resortes	48
Deformación en resortes helicoidales	50
Determinación del diámetro del alambre	51
Operación del programa	52

Estado final de los registros	53
Ejemplo	54
Listado del programa	55
Bibliografía	56

PARTE 1

DESARROLLO DEL PROYECTO

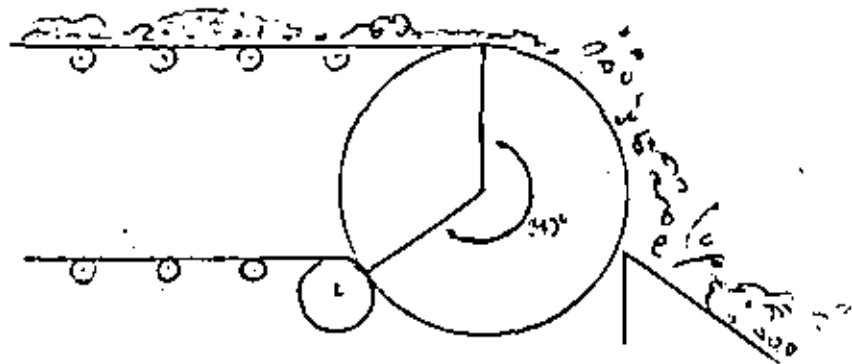
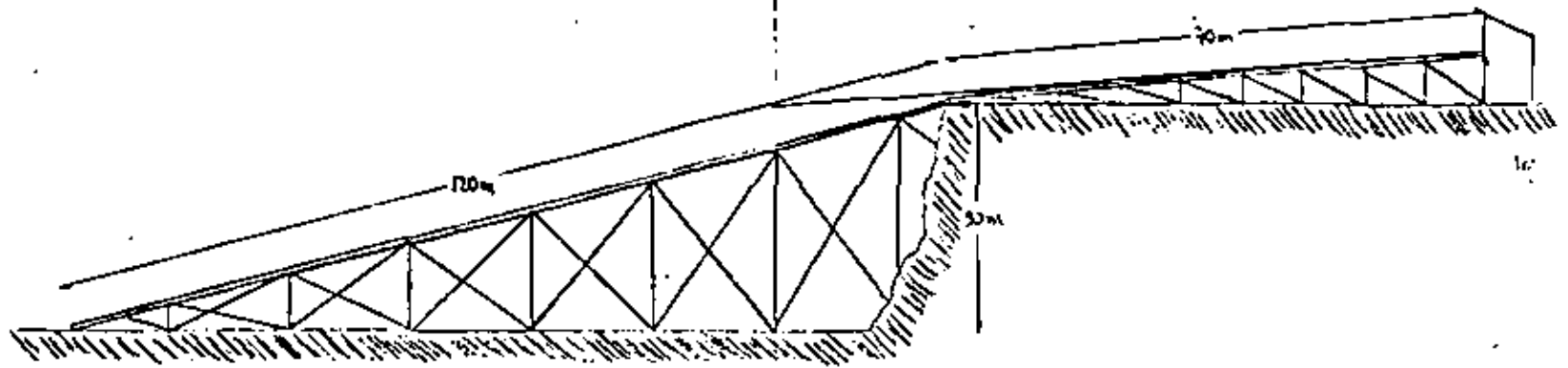
DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

PROYECTO FINAL

Se está diseñando un transportador de banda para acarrear roca hacia una quebradora, tal como se muestra en la figura; la banda, de 1000 mm de ancho, tiene una resistencia de 30 N/mm de ancho por capa de lona. La velocidad del transportador será de 1.5 m/s y su capacidad de acarreo será de 950 Ton/hr.

Determinar:

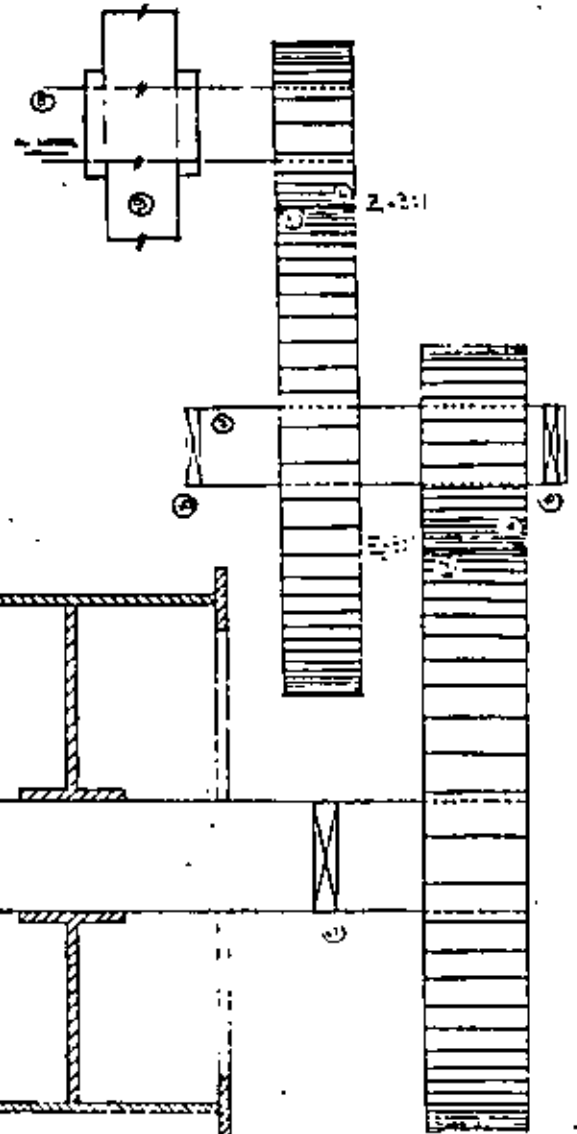
- a) Si la transmisión se realiza con una eficiencia global del 85%, ¿ Cual será la potencia requerida en el motor ?
- b) ¿ Cuantas capas de lona recomendaría usted usar ?
- c) ¿ Cual será el diámetro del tambor ?
- d) ¿ Cuales serán las velocidades angulares y los pares transmitidos por la transmisión ?
- e) ¿ Cual deberá ser la tensión inicial de la banda ?
- f) ¿ Que dimensiones deberán tener los engranes del tren de reducción ?
- g) ¿ Que diámetro deberá tener la flecha 3 si se diseña por resistencia ?



PROYECTO FINA
DISEÑO DE ELEMENTOS
DE NAQUILES

- ① FRENO DE TAMBOR
- ② TAMBOR
- ③ PLACA DEL 2º TRONTE DE REDUCCIÓN
- ④ PIÑÓN DEL 2º TRONTE DE REDUCCIÓN
- ⑤ PLACA DEL 1º TRONTE DE REDUCCIÓN
- ⑥ PIÑÓN DEL 1º TRONTE DE REDUCCIÓN
- ⑦ FLECHA 2

- ⑧ FLECHA 1
- ⑨ CODICE
- ⑩ COJINETES
- _____
- _____
- _____
- _____
- _____



h) ¿ Que dimensiones deberá tener el freno mostrado si se pretende que bloquee la transmisión cuando el motor se detiene, a fin de evitar que la carga sobre el transportador se regrese ?

i) ¿ Que dimensiones deberán tener los resortes que accionan al freno ?

j) ¿ Que características especificaría usted para el cople ilustrado ?

DESARROLLO:

a) Cálculo de la potencia

Datos:	Capacidad de acarreo	950 Ton/hr
	Altura neta	36 m
	Eficiencia global	85 %

$$\dot{W} = \text{Carga Pico} = \text{Capacidad de acarreo} + \text{Cargas pico}$$

$$\dot{W} = 950 + 50 = 1000 \text{ Ton/hr} = 2725 \text{ N/s}$$

$$\text{Potencia efectiva} = \dot{W} \times h_{\text{neto}} = 2725 \times 36 = 98100 \text{ Watts} \\ = 131.5013 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia total} = \frac{\text{Potencia efectiva}}{\eta} = \frac{115411.7647 \text{ Watts}}{0.85} \\ = 135.7785 \text{ H.P.}$$

$$\text{Potencia del motor} = \underline{\underline{150 \text{ H.P.}}}$$

b) Cálculo del número de capas

Datos:	Velocidad de la banda	1.5 m/s
	Longitud del tramo 1	120 m
	Longitud del tramo 2	70 m
	Elevación relativa tramo 1	30 m
	Elevación relativa tramo 2	6 m
	Carga pico	2725 N/s
	Carga máxima por capa	30 N/mm
	Ancho de la banda	1000 mm

$$t_{\text{tramo}} = \text{tiempo por tramo} = \frac{L_{\text{tramo}}}{V_{\text{tramo}}}$$

$$W = \text{Carga por tramo} = V_{\text{tramo 1}} \times t_{\text{tramo 1}} + \\ + V_{\text{tramo 2}} \times t_{\text{tramo 2}} \quad \text{--- (1)}$$

$$V_{\text{tramo}} = v \times \text{pendiente del tramo} \quad \text{--- (2)}$$

subst. (2) en (1) y dados valores

$$W = (2725) \left(\frac{30}{120} \right) \times \left(\frac{120}{1.5} \right) + (2725) \left(\frac{6}{70} \right) \times \left(\frac{70}{1.5} \right)$$

$$W = 65400 \text{ N}$$

$$\text{Carga por unidad de ancho} = \frac{W}{\text{ancho}} = \frac{65400}{1000}$$

$$= 65.4 \text{ N/mm}$$

$$N_{\text{capas}} = \frac{\text{Carga por unidad de ancho}}{\text{Carga máxima por capa}} = \frac{65.4}{30}$$

$$= 2.18 \approx \underline{\underline{3 \text{ capas}}}$$

c) Cálculo del diámetro del tambor

Datos:	Diámetro mínimo por capa	180 mm
	Número de capas	3 capas

$$D_{\text{tambor}} = D_{\text{cable}} \times N_{\text{capas}} = (180)(3)$$

$$D_{\text{tambor}} = 540 \text{ mm} = \underline{\underline{0.54 \text{ m}}}$$

d) Cálculo de las velocidades angulares y de los pares

Datos:	Velocidad de la banda	1.5 m/s
	Diámetro del tambor	0.54 m
	Potencia total	150 HP
		115 411.7647 Watts
	Relación de transmisión 1	3:1
	Relación de transmisión 2	3:1

$$\omega_{\text{tambor}} = \frac{V_{\text{banda}}}{R_{\text{tambor}}} = \frac{1.5}{0.27} = \underline{\underline{5.56 \frac{1}{\text{seg}}}}$$

$$\omega_{\text{velocidad 2}} = \omega_{\text{tambor}} \times Z_2 = 5.56 \times 3 = \underline{\underline{16.66 \frac{1}{\text{seg}}}}$$

$$\omega_{\text{motor}} = \omega_{\text{velocidad 2}} \times Z_1 = 16.66 \times 3 = \underline{\underline{50 \frac{1}{\text{seg}}}}$$

$$T_{\text{tanisor}} = \frac{P_{\text{total}}}{W_{\text{tanisor}}} = \frac{115\,411.7647}{5.5E} = \underline{\underline{20\,774.1176 \text{ Nm}}}$$

$$T_{\text{flecha 2}} = \frac{T_{\text{tanisor}}}{Z_2} = \frac{20\,774.1176}{3} = \underline{\underline{6\,924.7059 \text{ Nm}}}$$

$$T_{\text{motor}} = \frac{T_{\text{flecha 2}}}{Z_1} = \frac{6\,924.7059}{3} = \underline{\underline{2\,308.2353 \text{ Nm}}}$$

a) Cálculo de la tensión inicial de la banda

Datos:	Ancho de la banda	1000 mm
	Espesor por capa	1.5 mm
	Número de capas	3 capas
	Velocidad de la banda	1.5 m/s
	Peso específico de lona	1491 kg/m ³
	Angulo de contacto de la banda	240°
		4.1888 rad
	Coefficiente de fricción	0.09
	Carga promedio	65 400 N
	Aceleración de la gravedad	9.81 m/s ²

$$\text{Espesor} = \text{espesor por capa} \times N_{\text{capas}} = 1.5 \times 3 = 4.5 \text{ mm} \\ = 0.0045 \text{ m}$$

$$\text{Volumen unitario} = \text{espesor} \times \text{ancho} = (0.0045)(1) = 0.0045 \text{ m}^3$$

$$W_{\text{lona}} = \text{Volumen unitario} \times \rho_{\text{lona}} = (0.0045)(1491) = 6.7095 \text{ kg/m}^2$$

$$F_c = \text{fuerza centrífuga} = \frac{v_{teoría} \times V_{masa}^2}{g}$$

$$F_c = \frac{(6.7092)(1.5)^2}{9.81} = 1.5289 \text{ kg}$$

$$= 15.0964 \text{ N}$$

$$\text{Tensión inicial} = \frac{v_1 - F_c}{e^{1/B}} + F_c = P_2$$

$$P_2 = \frac{65400 - 15.0964}{e^{(0.09)(4.188)}} + 15.0964$$

$$P_2 = \underline{\underline{44863.65 \text{ N}}}$$

f) Cálculo de los engranes

1.- Segundo tren de reducción

Datos: Par de la flecha 2	61 242.099 lb-in
Número mín. de dientes (piñón)	18 dientes
Factor de forma	0.309
Evolvente	20°
Velocidad angular flecha 2	159.1549 rpm
Esfuerzo último (acero 1050)	100 KPSI
Esfuerzo último (acero 1035)	80 KPSI
Esfuerzo de fluencia (acero 1050)	180 KPSI
Factor de seguridad	5
Relación de transmisión	3:1

Peso específico (acero 1050)	0.2836 lb/in ³
Peso específico (acero 1035)	0.2557 lb/in ³

NOTA IMPORTANTE: Referirse al programa " Buckingham " (Apéndice B) para la obtención de los siguientes resultados.

Primera aproximación por Lewis modificada

$$P = 2.1338 \frac{1}{in}$$

$$D = 8.4356 \text{ in}$$

$$F = 4.4169 \text{ in}$$

Usando Buckingham

Esfuerzo al que está sometido el piñón

$$T_{\text{piñón}} = 48\,234.9867 \text{ PSI}$$

Esfuerzo al que está sometido la rueda

$$T_{\text{rueda}} = 38\,822.2920 \text{ PSI}$$

Finalmente

Usando acero 1050 CD ($S_e = 50 \text{ MPa}$) las dimensiones del piñón son

$$P = 2.1338 \frac{1}{in}$$

$$D = 8.4356 \text{ in}$$

$$F = 4.4169 \text{ in}$$

$$a = 0.4686 \text{ in}$$

$$d = 0.5858 \text{ in}$$

$$N = 18 \text{ dientes}$$

$$\phi = 20^\circ$$

Usando acero 1025 CU ($S_e = 40 \text{ KPSI}$) las
dimensiones de la rueda son

$$P = 2.1338 \frac{\text{in}}{\text{in}}$$

$$D = 25.3068 \text{ in}$$

$$F = 4.4169 \text{ in}$$

$$a = 0.4686 \text{ in}$$

$$d = 0.5858 \text{ in}$$

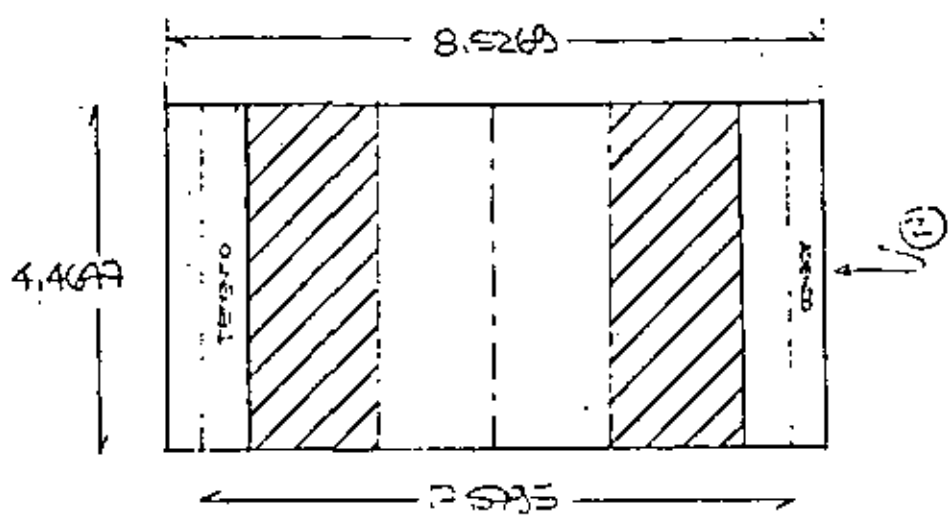
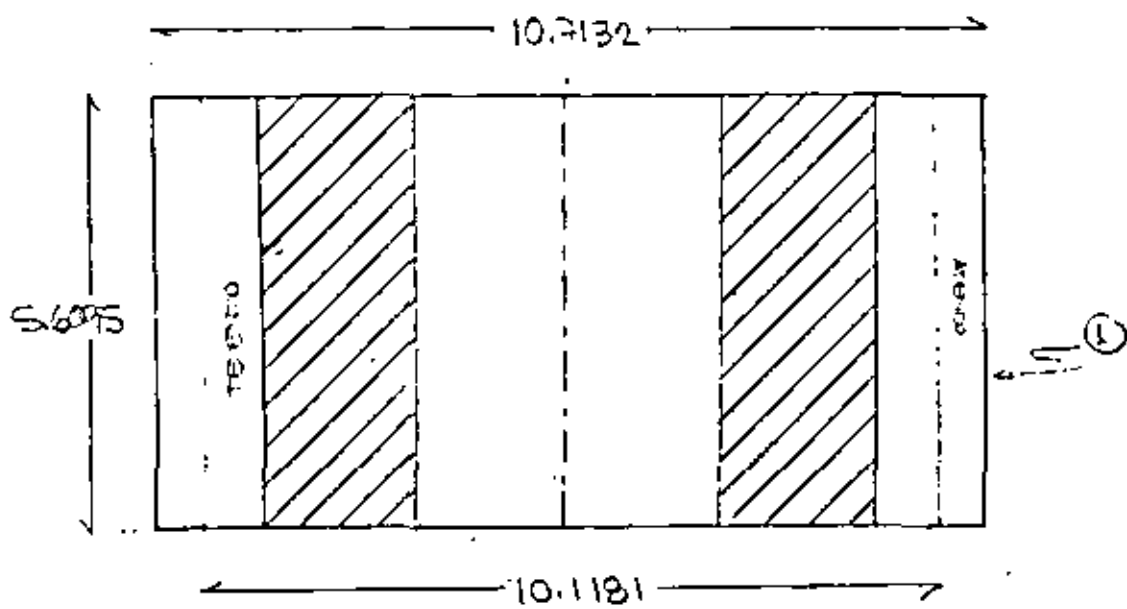
$$N = 54 \text{ dientes}$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$k_{\text{hoja}} = 6.3223 \text{ in}$$

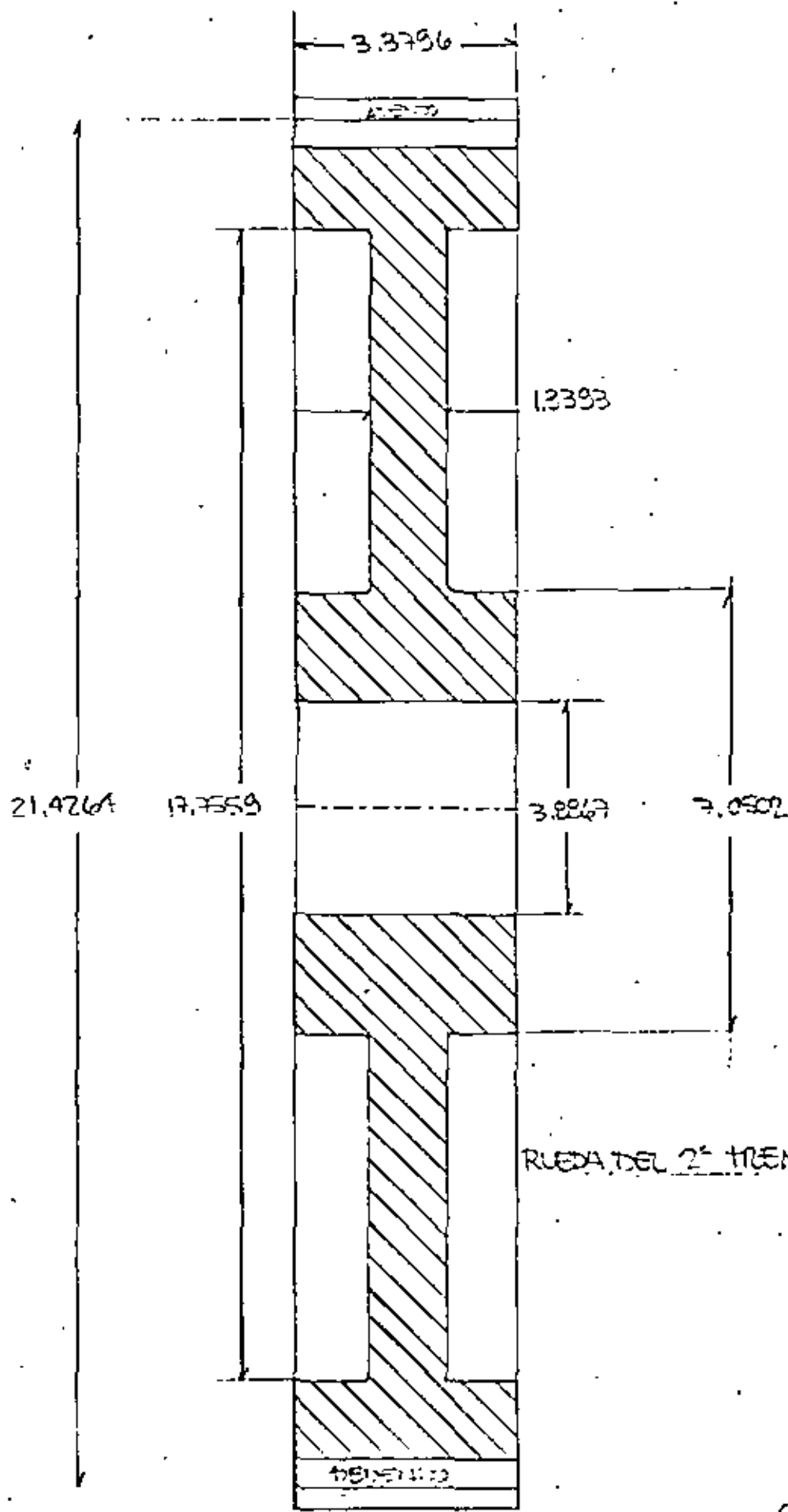
$$k_{\text{polvo}} = 1.5816 \text{ in}$$

$$k_{\text{rueda}} = 4.1635 \text{ in}$$



- 1) DIBUJO DEL 2º TIPO DE REDUCCION.
- 2) DIBUJO DEL 1º TIPO DE REDUCCION.

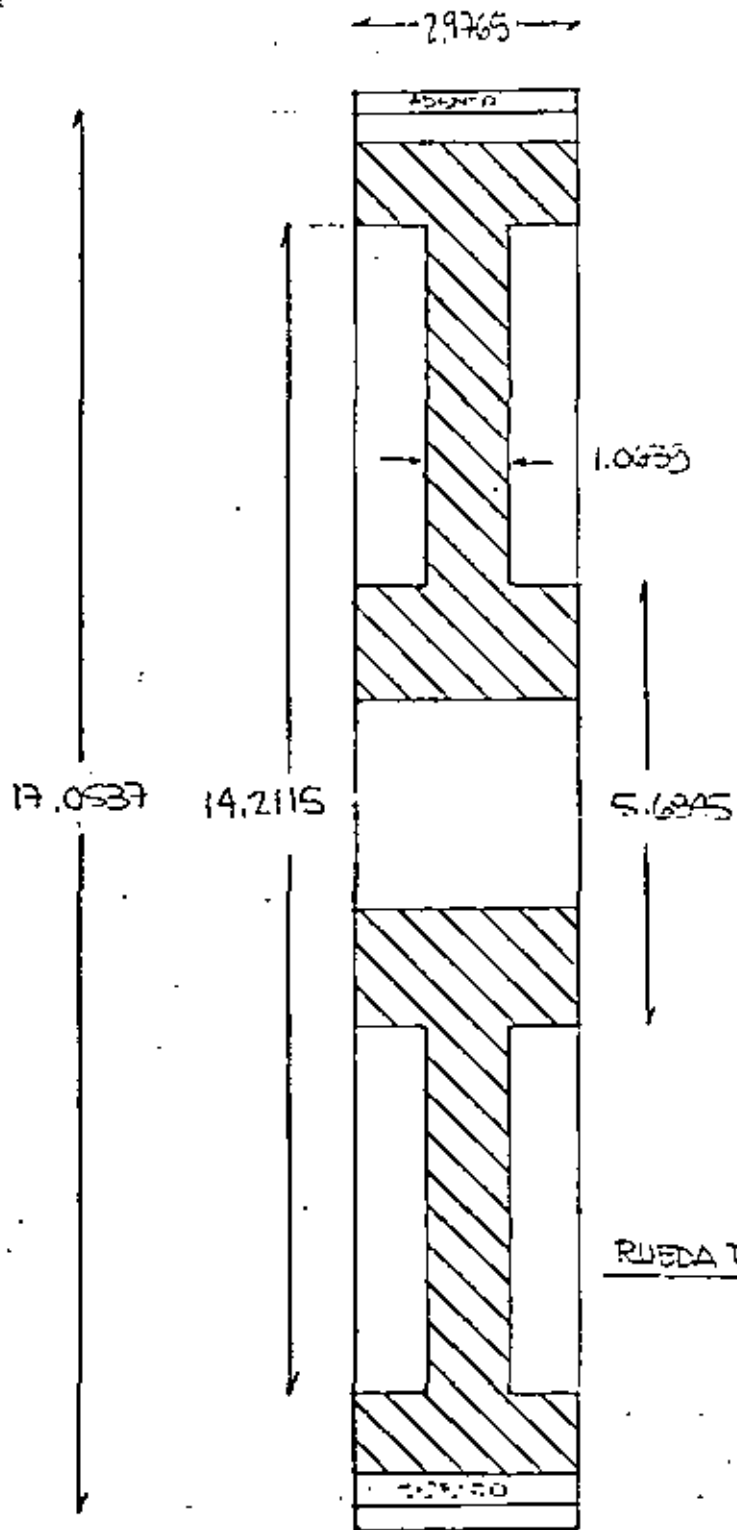
COTAS EN CM. (x2)
ESCALA 1:2



RUEDA DEL 2º TIPO DE REDUCCION.

COTAS EN CM. (3)

ESCALA 1:3



RUEDA DEL 1º TIEN DE REDUCCIÓN

COTAS EN C.M.M. (A3)

ESCALA 1:3

2.- Primer tren de reducción

Datos:	Par del motor	20 414.033 lb-in
	Número mín. de dientes (piñón)	18 dientes
	Factor de forma	0.309
	Evolvente	20°
	Velocidad angular del motor	477.4648 rpm
	Esfuerzo último (acero 1035)	80 KPSI
	Esfuerzo último (acero 1018)	64 KPSI
	Esfuerzo de fluencia (acero 1050)	180 KPSI
	Factor de seguridad	5
	Relación de transmisión	3:1
	Peso específico (acero 1035)	0.2557 lb/in ³
	Peso específico (acero 1018)	0.2348 lb/in ³

NOTA IMPORTANTE: Referirse al programa " Buckingham " (Apéndice B) para la obtención de los siguientes resultados.

Primer aproximación por Lewis modificada

$$P = 2.6809 \frac{1}{in}$$

$$D = 6.7141 \text{ in}$$

$$F = 3.5155 \text{ in}$$

Acordo Buckingham

Esfuerzo al que está sometido el piñón

$$\sigma_{\text{piñón}} = 35\ 426.4455 \text{ PSI}$$

Esferas al que está unida la rueda

$$T_{rueda} = 28\ 513.9675 \text{ PSI}$$

Finalmente

Usando acero 1038 CD ($S_e = 40 \text{ KPSI}$) las dimensiones del eje son

$$P = 2.6309 \frac{1}{in}$$

$$D = 6.7171 \text{ in}$$

$$F = 3.5155 \text{ in}$$

$$a = 0.8730 \text{ in}$$

$$d = 0.7668 \text{ in}$$

$$N = 18 \text{ dientes}$$

$$\phi = 20^\circ$$

Usando acero 1018 CD ($S_e = 32 \text{ KPSI}$) las dimensiones de la rueda son

$$P = 2.6309 \frac{1}{in}$$

$$D = 20.1722 \text{ in}$$

$$F = 3.5155 \text{ in}$$

$$a = 0.8730 \text{ in}$$

$$d = 0.4662 \text{ in}$$

$$N = 54 \text{ dientes}$$

$$\phi = 20^\circ$$

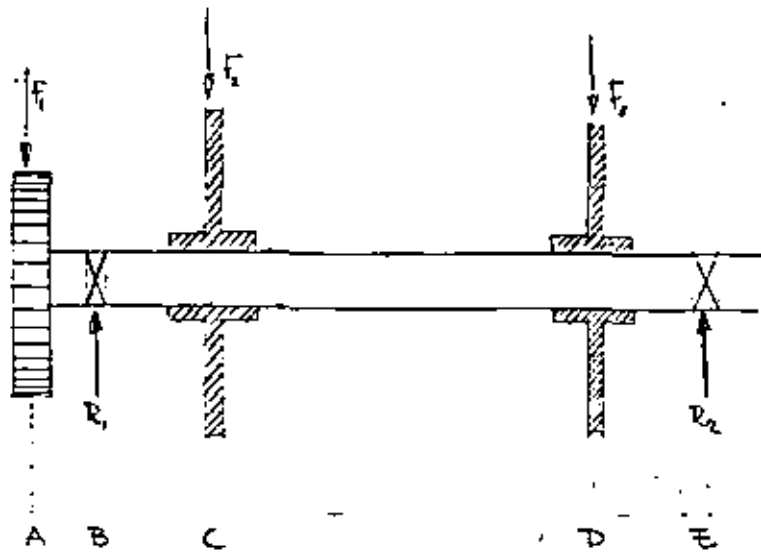
$$h_{add} = 0.0256 \text{ in}$$

$$h_{fallo} = 1.2539 \text{ in}$$

$$h_{total} = 3.3573 \text{ in}$$

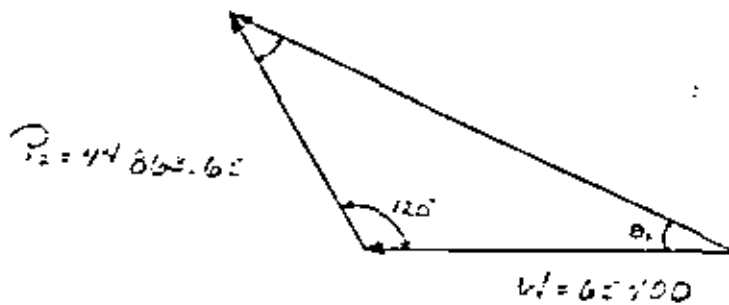
g) Cálculo de la flecha

Datos:	Par del tambor	20 774.1176 Nm
	Diámetro de la rueda	0.6428 m
	Carga promedio	65 400 N
	Tensión inicial de la banda	44 863.65 N
	Angulo de contacto	240°
	Evolvente	20°
	Distancia del centro de la rueda al centro del apoyo	232.1893 mm
	Distancia del centro del apoyo al centro del primer soporte del tambor	300 mm
	Distancia entre soportes del tambor	1000 mm
	Distancia del centro del segundo soporte del tambor al centro del apoyo	300 mm



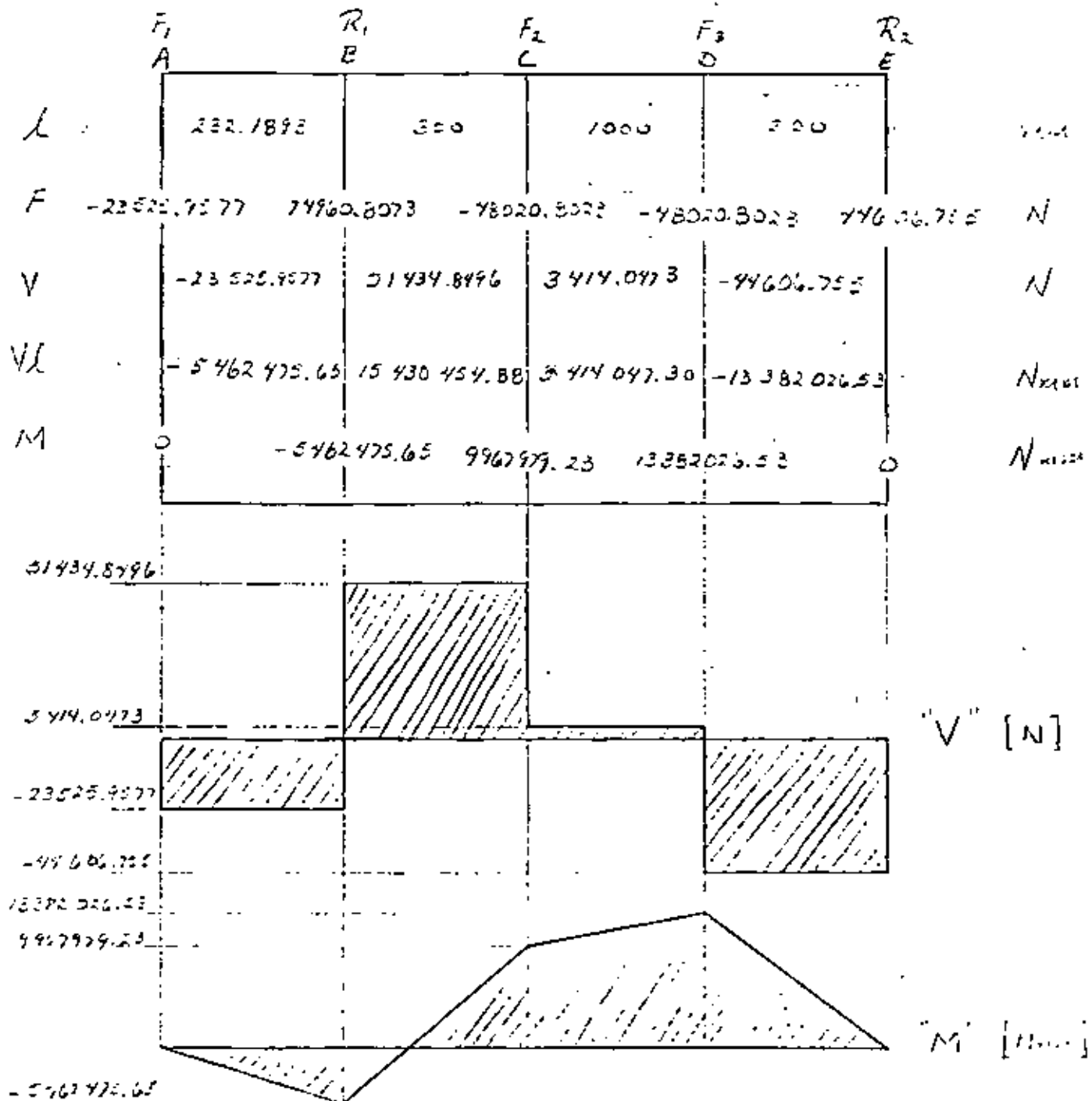
$$F_{\text{tangente}} = \frac{T_{\text{maxima}}}{R_{\text{maxima}}} = \frac{20\,774.1176}{0.6428} = 32\,467.0374 \text{ N}$$

$$F_1 = F_{\text{tangente}} (\tan \phi) = 32\,467.0374 (\tan 25^\circ) \\ = \underline{\underline{23\,525.9577 \text{ N}}}$$



$$F_2 = F_3 = \frac{|\vec{W}| + \vec{P}_2}{2} = \underline{\underline{48\,982.3025 \text{ N}}}$$

$$\theta_{F_2} = \theta_{F_3} = \underline{\underline{-36.1371^\circ}}$$



Nuevos datos:

Par del tambor	20 774.1176 Nm
Momento (crítico)	5 462.4756 Nm
Resistencia a la fatiga (1050)	344.5 MPa
Esfuerzo de fluencia (1050)	578.76 MPa
Factor de superficie	0.74
Factor de tamaño	0.75
Factor de confiabilidad (0.9999)	0.702
Factor de temperatura	1.0
Factor de modificación por concentración de esfuerzos	1.0
Factor de efectos diversos	0.8
Factor de seguridad	2.5

NOTA IMPORTANTE: Referirse al programa " Flechas "
(Apéndice C) para obtención del siguiente resultado.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 11}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f k_i S_u = 107.3765 \text{ MPa}$$

$$d = 11.66 \text{ mm}$$

h) Cálculo del freno

Datos:	Par del motor	20 414.033 lb-in
	Presión máxima	150 PSI
	Coefficiente de fricción	0.09
	Relación de diámetros	1.5
	Material desgastable:	Asbesto impregnado

NOTA IMPORTANTE: Referirse al programa " Frenos "
(Apéndice D) para obtención de los siguientes re-
sultados.

$$d = 12.4479 \text{ in}$$

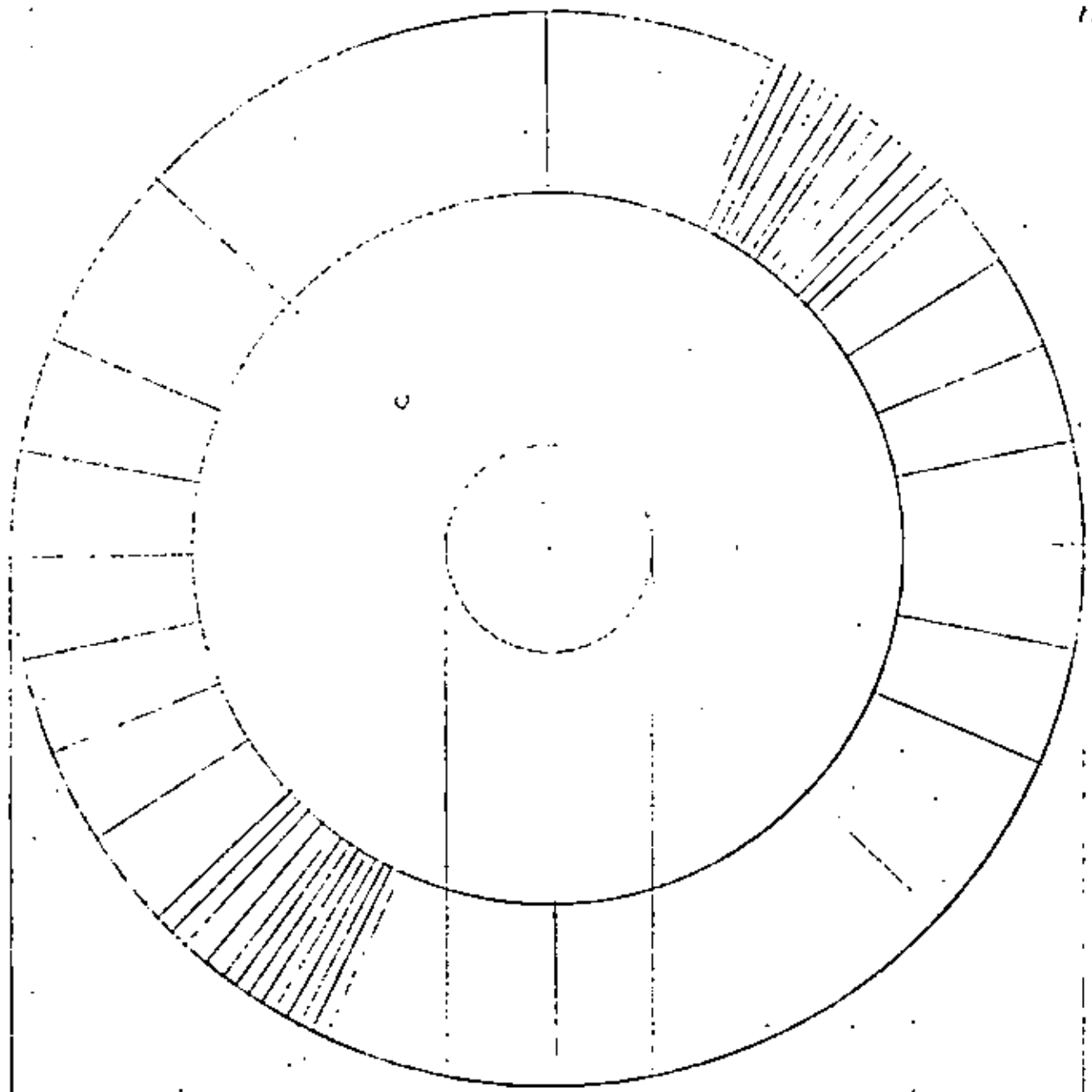
$$D = 20.1717 \text{ in}$$

$$F = 26\ 631.7475 \text{ lb } \frac{9}{16} \text{ superficies}$$

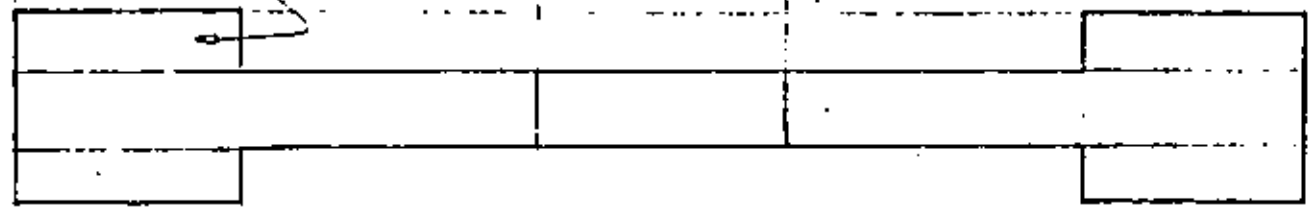
$$F = 11\ 861.0886 \text{ N } \frac{9}{16} \text{ superficies}$$

1) Cálculo de los resortes

Datos:	Fuerza total	11 861.0886 N
	Esfuerzo máximo	1 086.0136 MPa
	Diámetro máximo del alambre	12 mm
	Diámetro mínimo del alambre	0.7 mm
	Exponente " n "	0.192
	Constante " A "	1750 MPa
	Material:	Alambre estirado duro



ASBESTO IMPREGNADO



17.027

11.355

FRENO

COPAS EN OVA. (X5)

ESCALA 1:3

NOTA IMPORTANTE: Referirse al programa " Resortes " (Apéndice E) para la obtención de los siguientes resultados.

4 resortes

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$C = 6$$

$$\gamma = 2.5$$

$$N_{\text{activa}} = 1.8571$$

$$N_{\text{inact}} = 4$$

$$N_{\text{Total}} = 5.8571$$

$$L_{\text{comp}} = 70.2852 \text{ mm}$$

j) Características del cople

Debido a que se utiliza un motor eléctrico para la transmisión del par, los esfuerzos inducidos sobre el cople tienen valores constantes por lo que la necesidad de utilizar un cople flexible es casi despreciable. Se puede lograr una alineación suficiente para que la desviación quede dentro de los límites permisibles. Además un cople rígido es mucho más económico.

PARTE 2

APENDICES

APENDICE A

PROPIEDADES MECANICAS

Aceros

Número UNS	Procesado	Resistencia a la fluencia kip/pig ²	Resistencia a la tensión kip/pig ²	Elongación en 2 pig. %	Reducción de área, %	Dureza Brinell N ₁
G10100	HR	26	47	28	50	95
	CD	44	53	20	40	105
G10150	HR	27	50	28	50	101
	CD	47	56	18	40	111
G10180	HR	32	58	25	50	116
	CD	54	64	15	40	126
G10350	HR	39	72	18	40	143
	CD	67	80	12	35	167
	Estirado a 800°F	81	110	18	31	220
	Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201
	Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180
G10400	HR	42	76	18	40	149
	CD	71	85	12	35	170
	Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235
G10500	HR	49	90	15	35	179
	CD	84	100	10	30	197
	Estirado a 600°F	180	220	10	30	450
	Estirado a 900°F	130	155	18	55	310
	Estirado a 1200°F	80	105	28	65	210
G152168	HR;	81	100	25	57	192
G4130-	HR;	60	90	30	45	183
	CD;	87	98	21	52	201
	Estirado a 1000°F	133	146	17	60	293
G41400	HR;	63	90	27	56	187
	CD;	90	102	18	50	223
	Estirado a 1000°F	131	153	16	43	302
G43400	HR;	69	101	21	43	207
	CD;	99	111	16	42	223
	Estirado a 600°F	234	260	12	43	498
	Estirado a 1000°F	162	182	15	40	363
G46200	Núcleo	89	120	22	55	248
	Estirado a 800°F	94	130	23	66	256
G61500	HR;	58	91	22	53	183
	Estirado a 1000°F	112	155	15	44	302
G67400	HR;	64	95	25	55	190
	CD;	96	107	17	44	223
	Estirado a 1000°F	129	152	15	44	302
G92550	HR;	78	115	22	41	223
	Estirado a 1000°F	160	180	15	32	352

Fundición gris

El sistema de designación numérica de la ASTM (American Society for Testing Materials) para el hierro fundido gris se establece de modo que los números indican la resistencia mínima a la tensión en kip/plg^2 . Así, un hierro fundido ASTM No. 20 tiene una resistencia mínima a la tensión de 20 kip/plg^2 . Debe notarse en particular que los valores tabulados son típicos. Para obtener su equivalente en kgf/cm^2 y en MPa se multiplican por 70.3 o por 6.89, respectivamente, las cantidades en kip/plg^2 .

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_u , kip/plg^2	Resistencia a la compresión S_c , kip/plg^2	Módulo de ruptura al cortante S_v , kip/plg^2	Módulo de elasticidad 18 kip/plg^2		Límite de fatiga S_f , kip/plg^2	Dureza Brinell H.
				Tensión	Tracción		
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302

APENDICE B

PROGRAMA BUCKINGHAM

1.- Estimación inicial

Las consideraciones que siguen deben tenerse como importantes factores limitadores del diseño al especificar la capacidad de una transmisión de engranes:

- a) El calor generado durante la operación
- b) La falla de los dientes por ruptura
- c) La falla por fatiga en la superficie de los dientes
- d) El desgaste abrasivo en la superficie de éstos
- e) El ruido resultante de velocidades altas o de cargas fuertes

El objetivo particular de esta sección es obtener una relación para el esfuerzo por flexión que se produce en el diente. Para deducir dicha ecuación, observe la figura 1(a) que presenta un voladizo con dimensiones de su sección transversal F y t con longitud l y una carga W_t distribuida uniformemente en toda la distancia F . El módulo de sección es $I/c = Ft^2/6$ y por tanto el esfuerzo por flexión es

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{6 W_t l}{F t^2} \quad \text{--- (a)}$$

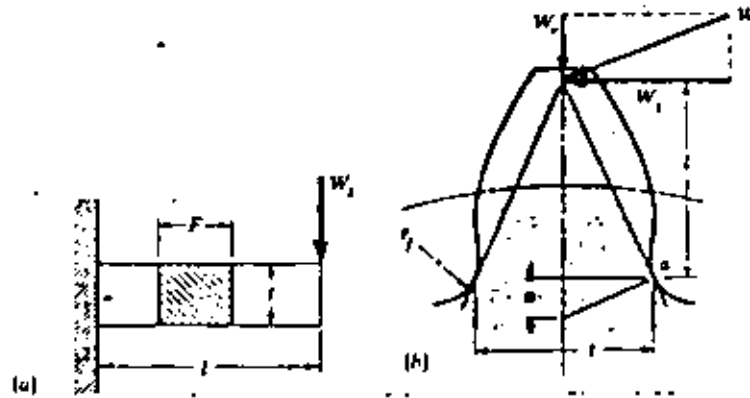


Figura 1

Refiriéndonos ahora a la figura 1(b) se supone que el esfuerzo máximo que se tiene en un diente ocurre en el punto "a". Por triángulos semejantes puede escribirse

$$\frac{x}{l/2} = \frac{l}{t/2} \quad \text{ó} \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad \text{--- (b)}$$

reordenando la ecuación (a)

$$\sigma = \frac{6W_1 l}{F t^2} = \frac{W_1 t}{F} \frac{1}{t^2/6l}$$

$$\sigma = \frac{W_1 t}{F} \frac{1}{t^2/6l} \frac{1}{2/3} \quad \text{--- (c)}$$

Si se sustituye el valor de x de la ecuación (b) en la (c) y se multiplica en numerador y el denominador por el

paso circular p, se tiene

$$\sigma = \frac{W/t p}{F(\frac{2}{3})/p}$$

Haciendo $y = 2x/3p$ resulta

$$\sigma = \frac{W/t}{F p y} \quad \text{--- (1)}$$

La ecuación (1) se denomina "ecuación de Lewis". Al factor "y" se le denomina "factor de forma de Lewis". Sin embargo, es preferible emplear el paso diametral P para determinar los esfuerzos. Para hacer ésto, se sustituye $P = x/p$ y $Y = wy$ en la ecuación (1) para dar

$$\sigma = \frac{W/t P}{F Y} \quad \text{--- (2)}$$

En la tabla (A) se dan los valores para el factor de forma Y.

La ecuación (2) puede utilizarse para obtener una estimación inicial rápida del tamaño del engrane introduciendo la resistencia del material dividida entre un factor de seguridad adecuado, en vez del esfuerzo por flexión σ .

Sin embargo, se puede obtener una mejor estimación inicial del tamaño introduciendo en la ecuación (2) un factor de velocidad K_y en el denominador con lo que se

obtiene

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F Y} \quad \text{--- (3)}$$

El objeto del factor de velocidad es tener en cuenta el hecho de que la fuerza instantánea que actúa entre

Número de dientes	14 } compuestos y de evolvente (obsoleto)	20° altura completa	Piñones pequeños 20° altura completa		20° dientes cortos	Engranajes interiores 20° altura completa	
						Piñón	Rueda
5	—	—	0.320	—	—	0.322	
6	—	—	0.301	—	—	0.322	
7	—	—	0.282	—	—	0.322	
8	—	—	0.264	—	—	0.324	
9	—	—	0.264	—	—	0.324	
10	—	—	0.264	—	—	0.324	
11	—	—	0.264	—	—	0.326	
12	0.211	0.245	0.264	—	0.312	0.326	
13	0.223	0.261	0.270	—	0.324	0.326	
14	0.236	0.277	0.277	—	0.340	0.330	
15	0.245	0.290	—	—	0.350	0.330	
16	0.254	0.296	—	—	0.362	0.333	
17	0.264	0.303	—	—	0.368	0.342	
18	0.270	0.309	—	—	0.378	0.348	
19	0.277	0.314	—	—	0.388	0.358	
20	0.283	0.322	—	—	0.394	0.364	
21	0.289	0.328	—	—	0.400	0.370	
22	0.292	0.331	—	—	0.406	0.374	
24	0.299	0.337	—	—	0.416	0.383	
26	0.308	0.346	—	—	0.425	0.393	
28	0.314	0.353	—	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	—	0.507	0.461	0.563
150	0.374	0.460	—	—	0.520	0.468	0.549
200	0.383	0.472	—	—	0.535	0.477	0.533
Cremaillera	0.390	0.485	—	—	0.552		

Tabla A Factor de forma " Y " .

dientes en contacto es un poco mayor que la carga transmitida W_t debido a imperfecciones de los perfiles de los dientes y a los efectos dinámicos provenientes de la elasticidad de los dientes y del eje durante el trabajo. Se utiliza con frecuencia la ecuación de Barth para K_v

$$K_v = \frac{600}{600 + V} \quad \text{--- (4)}$$

en la cual V es la velocidad en la línea de paso en ft/min. Esta puede obtenerse como

$$V = \frac{\pi D n}{12} \quad [\text{ft/min}] \quad \text{--- (5)}$$

D = diámetro de paso

n = revoluciones por minuto

Sustituyendo (5) en (4) y reordenando

$$K_v = \frac{7200}{7200 + \pi D n} \quad \text{--- (6)}$$

Sustituyendo (6) en (3) y reordenando

$$J = \frac{w_k P (7200 + \pi D n)}{7200 F \cdot Y} \quad \text{--- (7)}$$

Sabemos que

$$\epsilon_p \leq F \leq \epsilon_p \quad \text{--- (d)}$$

$$F = \frac{\pi}{p} \quad \text{--- (e)}$$

Sustituyendo (e) en (d)

$$\frac{\epsilon \pi}{P} \leq F \leq \frac{\epsilon F}{P} \quad \text{--- (8)}$$

Sabemos también que

$$D = \frac{N}{P} \quad \text{--- (9)}$$

N = número de dientes

$$\sigma_d = \frac{C}{n} \quad \text{--- (10)}$$

n = factor de seguridad

$$v/t = \frac{T}{C/2} = \frac{2T}{D} \quad \text{--- (11)}$$

T = par a transmitir

Sustituyendo (8), (9), (10) y (11) en (7)

$$\sigma_d = \frac{T P^2 (2200 + T \frac{N}{P} Y)}{10800 \pi N Y} \quad \text{--- (12)}$$

que despejando P queda como

$$(2200 T) P^2 + (\pi T 11.1) P^2 = 10800 \pi C N Y \quad \text{--- (I)}$$

Encontrando la raíz real de esta ecuación cúbica se obtiene la estimación inicial del paso diametral P y con esto, el diámetro de paso, el adende y el dedendo. Así pues, ésta es la ecuación que el programa utiliza para obtener la estimación inicial del piñón. (Solución por Newton-Raphson)

2.- Método de Buckingham

En su trabajo inicial, Buckingham da dos versiones de la ecuación de la carga dinámica. Una de ellas puede considerarse exacta y la otra como una aproximación. El método que utilizamos aquí es el aproximado pues desprecia las masas conectadas al eje y considera sólo la masa de los engranes.

La ecuación fundamental de Buckingham es

$$W_d = W_t + [W_a (2W_2 - W_a)]^{1/2} \quad \text{--- (II)}$$

W_d = carga dinámica

W_t = carga transmitida

W_a = carga de aceleración

W_2 = carga necesaria para deformar los dientes el valor del error efectivo

La carga de aceleración se obtiene

$$W_a = \frac{W_1 W_2}{W_1 - W_2} \quad \text{--- (13)}$$

En la que W_1 es la fuerza media en libras necesaria para acelerar las masas cuando se consideran absolutamente rígidas. Esta puede obtenerse como

$$W_1 = C_1 m V^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad \text{--- (14)}$$

C_1 = constante que depende del sistema de dientes; y cuyos valores son 8.6 E-04 para dientes de 14.5° y 1.2 E-03 para dientes de 20°

m = masa efectiva en slugs

V = velocidad en la línea primitiva en ft/min

R_1 = radio primitivo del piñón en in

R_2 = radio primitivo de la rueda en in

El valor de m se obtiene como

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad \text{--- (15)}$$

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

$$W_2 = FC + W/t \quad \text{--- (16)}$$

siendo e el error medido en la acción en in y ha de seleccionarse dependiendo de la manera en que estén tallados los engranes. Se usa la clasificación siguiente:

Clase 1 = comerciales bien tallados

Clase 2 = tallados con gran exactitud

Clase 3 = rectificadas cuidadosamente

Una vez seleccionada la clase se busca el valor de e en la tabla B .

Distancia pitch	Clase 1	Clase 2	Clase 3
1	0.0048	0.0054	0.0062
2	0.0096	0.0108	0.0124
3	0.0144	0.0162	0.0186
4	0.0192	0.0216	0.0248
5	0.0240	0.0270	0.0316
6 y más dms	0.0288	0.0324	0.0384

tabla B

una vez encontrado el error e se busca el valor de C en la tabla C.

Material	Factor de los dientes	Valor de la constante, polipastos					
		0.0001	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005
Fundición y fundido	1417	0.00	0.00	1.00	1.00	2.00	3.00
Fundición y acero	1417	0.00	1.00	2.00	3.00	4.00	5.00
Acero y acero	1417	0.00	1.00	2.00	3.00	4.00	5.00
Fundición y fundido	20 altura completa	0.15	0.30	0.60	0.90	1.20	1.50
Fundición y acero	20 altura completa	0.20	0.40	0.80	1.20	1.60	2.00
Acero y acero	20 altura completa	0.30	0.60	1.20	1.80	2.40	3.00
Fundición y fundido	20 altura	0.20	0.40	0.80	1.20	1.60	2.00
Fundición y acero	20 altura	0.30	0.60	1.20	1.80	2.40	3.00
Acero y acero	20 altura	0.40	0.80	1.60	2.40	3.20	4.00

tabla C

Operación del programa

1.- XEQ BUCK

2.- Introducir (en cualquier orden)

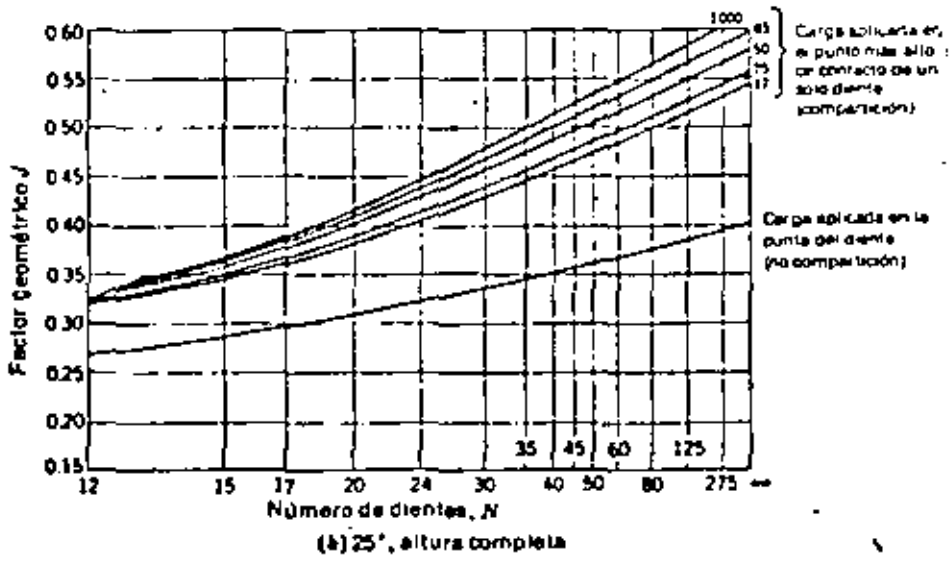
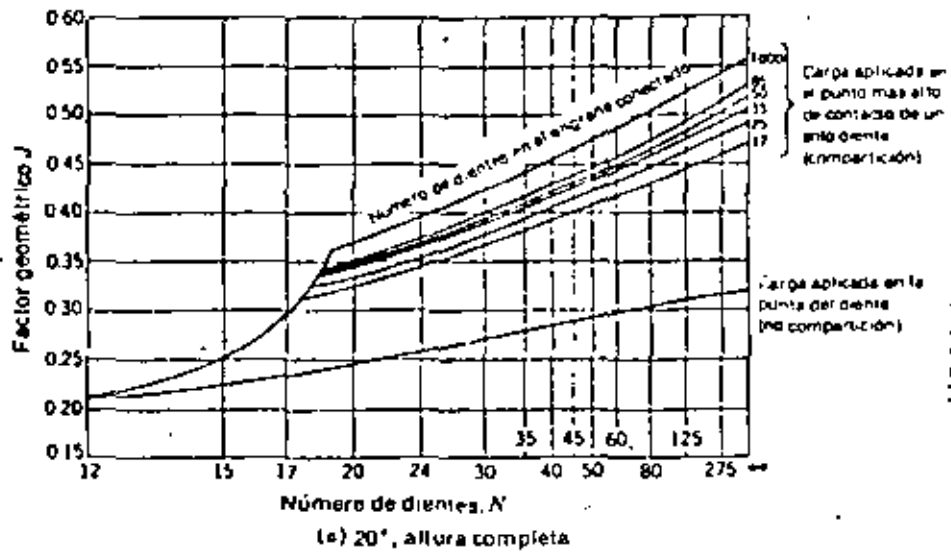
- w (rpm) en A
- N (# de dientes) en B
- Y (factor de forma) en C
- σ_a (PSI, dividido entre fs) en D
- T (lb - in) en E

Características del impulso de la máquina motriz	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

Tabla D
Valores de K_0

Características de montajes	Ancho de cara, plg			
	4 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holuras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	13	14	15	18
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	16	17	18	22
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 22			

Tabla E
Valores de K_m



Gráfica F
Factor de forma "J"

3.- Teclar

SHIFT A	para obtener	P
R/S	para obtener	D
R/S	para obtener	F
R/S	para obtener	" MAS DATOS "

4.- Introducir (en cualquier orden)

Altura del alma (in)	en	F
Radio del cubo (in)	en	G
Relación de transmisión	en	EH
Peso específico del piñón (lb/in ³)	en	I
Peso específico de la rueda (lb/in ³)	en	J

5.- Teclar

SHIFT B	para obtener	" POTENCIA= ? "
---------	--------------	-----------------

6.- Introducir el valor (teclar R/S)

Potencia (HP)	R/S	" C1= ? "
C1 (ver pag. 26)	R/S	" C= ? "
C (tablas B y C)	R/S	" K0= ? "
K0 (tabla D)	R/S	" KM= ? "
K _L (tabla E)	R/S	" J1= ? "
J1 (gráfica F)	R/S	

7.- Se obtiene

" SP=xxx.yyy " (esfuerzo al que se ve
sometido el piñón)

8.- Teclar

R/S " J2= ? "
J₂ (gráfica P) R/S

9.- Se obtiene

" SC=xxx.yyy " (esfuerzo al que se ve
sometida la rueda)

Estado final de los registros

Registro	Variable
10	w
11	N
12	Y
13	σ_d
14	T
20	P
21	D
22	F
23	Altura del alma
24	Radio del cubo
25	Peso esp. del piñón

Registro	Variable
26	Relación de trans.
28	Masa efec. del piñón
29	Masa efec. de la rueda
30	Vel. línea de paso
31	W_t
32	W_1
33	W_2
34	W_a
35	Peso esp. de la rueda
36	SP (PSI)
37	SC (PSI)

Ejemplos

BUCKINGHAM		MPS 16705	
		6.3223	YES F
		4.1635	YES G
		3.0092	YES H
		.2838	YES I
		.2557	YES J
			YES b
EJEMPLO 1		POTENCIA = ?	
		154.7875	RUN
			CI= ?
		.0912	RUN
			C= ?
		4.7208	RUN
			KR= ?
		1.2583	RUN
			KM= ?
		1.7099	RUN
			J1= ?
		.3300	RUN
			SP=48.334.9367
			RUN
			J2= ?
		.4180	RUN
			SC=38.825.2922

LISTO	YES "BUCK"
159.1549	YES D
18.0000	YES F
.3899	YES C
38.000.0000	YES I
61.242.8990	YES E
	YES J
P=2.1332	
	RUN
B=3.4356	
	RUN
F=4.4169	
	RUN

BUCKINGHAM

EJEMPLO 2

```

                XEQ "BUCK"
LISTO
    477.4549 YEG C
    18.0000 YEG E
    .3050 YEG C
    36.865.0000 YEG I
    28.414.0330 YEG E
    XEG a
P=2.6809
L=6.7141
F=3.5155
    FUN
    FUN
    FUN
    
```

```

MPS DATOS
    5.8256 YEG F
    3.3570 YEG G
    3.0000 YEG H
    .2557 YEG I
    .2348 YEG J
    XEG K

POTENCIA= ?
    154.7875 FUN

C1= ?
    .6612 FUN

C2= ?
    5.8100 FUN

K1= ?
    1.2560 FUN

K2= ?
    1.7000 FUN

J1= ?
    .3300 FUN

SP=35.426.4445
    FUN

J2= ?
    .4100 FUN

SC=28.513.5675
    
```

Listado del programa

METODO DE BUCKINGHAM

Elaborado por:

Adrian Alvarez A
 Jorge Izquierdo P
 Ricardo Martinez Garza P
 Eric Ponce de Leon T
 Rual Suarez B

```

21*LBL "BUCK"
22 SF 27
23 TONE S
24 *LISTO*
25 PROMPT
    
```

```

86*LBL P
87 STO 10
89 STOP
89*LBL S
10 STO 11
11 STOP
12*LBL C
13 STO 12
14 STOP
15*LBL D
16 STO 13
17 STOP
18*LBL E
19 STO 14
20 STOP
21*LBL a
22 CF 27
23 RCL 10
24 RCL 11
25 *
26 FI
27 *
28 TONE
29 /
30 STO 15
31 RCL 11
32 RCL 12
33 *
34 FI
35 *
36 RCL 13
37 *
38 1.5
39 *
40 RCL 14
41 /
42 CHS
43 STO 16
44 -5
45 STO 17
    
```

46 GTO 03
47*LBL 01
48 RCL 17
49 3
50 Y*Y
51 RCL 17
52 X*2
53 RCL 15
54 +
55 +
56 RCL 16
57 +
58 X=0?
59 GTO 06
60 RTN
61*LBL 02
62 RCL 17
63 X*2
64 3
65 +
66 RCL 17
67 RCL 15
68 +
69 2
70 +
71 +
72 RTN
73*LBL 02
74 5
75 ST+ 17
76 XEQ 01
77 STO 18
78 5
79 ST+ 17
80 XEQ 01
81 RCL 16
82 +
83 X>0?
84 GTO 03
85 RCL 17
86 ENTER
87 ENTER
88 5
89 -
90 +
91 2
92 /
93 STO 18
94*LBL 04
95 RCL 18

96 STO 17
97 XEQ 01
98 XEQ 02
99 /
100 CHS
101 RCL 17
102 +
103 STO 18
104 LASTX
105 -
106 ABS
107 .000001
108 X*Y?
109 GTO 04
110 RCL 18
111 STO 17
112*LBL 05
113 RCL 17
114 STO 20
115 "P="

146 STOP
147*LBL 1
148 STO 25
149 STOP
150*LBL 1
151 STO 25
152 STOP
153*LBL 1
154 CF 27
155 RCL 25
156 RT
157 +
158 RCL 21
159 X*2
160 +
161 0
162 /
163 32.2
164 /
165 RCL 22
166 +
167 STO 28
168 RCL 24
169 RCL 23
170 +
171 X*2
172 4
173 +
174 STO 27
175 RCL 21
176 RCL 26
177 +
178 2
179 /
180 1.25
181 RCL 20
182 /
183 -
184 RCL 23
185 RCL 24
186 +
187 -
188 RCL 24
189 2
190 +
191 X*2
192 CHS
193 RCL 27
194 +
195 X*2

196 *
197 POL 35
198 *
199 FI
200 *
201 1070.4
202 /
203 POL 21
204 POL 26
205 *
206 X12
207 POL 27
208 -
209 X12
210 POL 22
211 *
212 POL 35
213 *
214 FI
215 *
216 1070.4
217 /
218 *
219 POL 24
220 *
221 Y1X
222 POL 22
223 *
224 POL 35
225 *
226 FI
227 *
228 61.4
229 /
230 *
231 4
232 *
233 POL 21
234 POL 26
235 *
236 X12
237 /
238 STD 29
239 POL 18
240 12

241 /
242 FI
243 *
244 POL 21
245 *
246 STD 30
247 1/X
248 33000
249 *
250 *POTENCIA= ?
251 PROMPT
252 *
253 STD 31
254 POL 20
255 POL 29
256 *
257 POL 28
258 POL 29
259 *
260 /
261 *C1= ?
262 PROMPT
263 *
264 2
265 *
266 POL 30
267 X12
268 *
269 POL 21
270 1/Y
271 POL 21
272 POL 26
273 *
274 1/X
275 *
276 *
277 STD 32
278 *C= ?
279 PROMPT
280 POL 22
281 *
282 POL 31
283 *
284 STD 33
285 POL 32

286 *
287 POL 31
288 POL 33
289 *
290 /
291 STD 34
292 415
293 POL 33
294 2
295 *
296 *
297 POL 34
298 *
299 6000
300 POL 31
301 *
302 *K= ?
303 PROMPT
304 *
305 *M= ?
306 PROMPT
307 *
308 POL 28
309 *
310 POL 22
311 /
312 *H= ?
313 PROMPT
314 /
315 STD 36
316 *S= ?
317 POL 2
318 PROMPT
319 LASTX
320 *
321 *J2= ?
322 PROMPT
323 /
324 STD 37
325 *SD= ?
326 POL 2
327 PROMPT
328 STD *6000
329 END

APENDICE C

PROGRAMA FLECHAS

Enfoque de Soderberg

El diagrama de la fig.1 se conoce como "diagrama de Soderberg para resistencia al cortante". Los esfuerzos cortantes alternos se llevan como ordenadas, y los esfuerzos medios de corte estáticos, como abscisas. Como se indica, la línea de Soderberg es una recta que pasa por el límite de fatiga a la cortadura completamente corregido " S_e ", y la resistencia de fluencia al cortante " S_y ". Debe notarse particularmente que el límite de fatiga al corte es el límite correspondiente a un elemento de máquina después de haber tenido en cuenta los factores de tamaño, acabado de superficie, confiabilidad, etc.

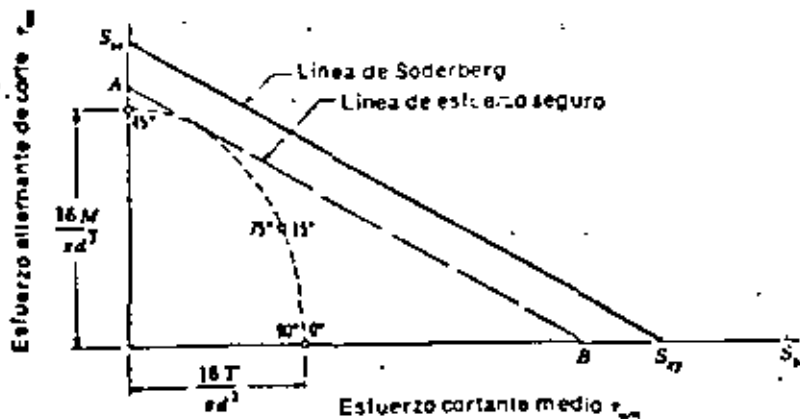


Figura 1

Para determinar si la falla ocurrirá o no en ciertos planos que forman un ángulo α con la horizontal, se sitúa un punto en la fig.1 para cada valor de α . Sus coordenadas serán $(z_{x\alpha}, z_{y\alpha})$, según se determinó antes. Por ejemplo, para los planos horizontales ($\alpha = 0$), las coordenadas del punto son

$$\left(\frac{16T}{\pi d^3}, 0 \right)$$

En el caso de las verticales, las coordenadas son

$$\left(-\frac{16T}{\pi d^3}, 0 \right)$$

pero este es realmente el mismo punto para el que $\alpha = 0$. En el caso de $\alpha = 45^\circ$, el punto es

$$\left(0, \frac{16M}{\pi d^3} \right)$$

Se recomienda que se sitúen más puntos para verificar el hecho de que todos quedan sobre un cuarto de elipse.

Al considerar la figura se llega a la conclusión de que el factor de seguridad debe ser el correspondiente al punto de la elipse que está más próximo a la línea de falla. El problema se resuelve trazando una recta paralela a la línea de falla y tangente a la elipse. Con tal recta podrá determinarse gráficamente el factor de seguridad n . Esta solución gráfica es totalmente acep-

table, pero por geometría analítica puede demostrarse que el valor de n será

$$\eta = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{(T/S_y)^2 + (M/S_e)^2}}$$

esta ecuación puede usarse como fórmula para el diseño al escribirla como sigue

$$d = \left\{ \frac{32 \eta}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

puesto que se considera la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Para el caso más general, en el que el esfuerzo por flexión y el esfuerzo por torsión contienen una componente constante y una alternante, la ecuación correspondiente para el caso simple anterior es

$$d = \left\{ \frac{32 \eta}{\pi} \left[\left(\frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Operación del programa

1.- XEQ EJE

2.- Introducir (en cualquier orden)

T_a (N - m)

en A

T_m (N - m)	en B
M_a (N - m)	en C
M_m (N - m)	en D
n (factor de seguridad)	en E
S_e (Pa)	en F
S_y (Pa)	en G

3.- Teclar

H para obtener d

Estado final de los registros

Registros	Variable
20	T_a
21	T_m
22	M_a
23	M_m
24	S_e
25	S_y
26	n
27	a (n)

Ejemplo

FLECHAS

EJEMPLO

```

XEQ "EJE"
LISTO
      0.0000 XEQ A
    20.7741171 XEQ B
    5.463.4226 XEQ C
      0.0000 XEQ D
      2.5700 XEQ E
    107.3785-01 XEQ F
    578.78+02 XEQ G
      XEQ H
d=0.1165

```

Listado del programa

FLECHAS

Elaborado con:

- Agnian Alvarez A
- Jonas Izquierdo J
- Picardo Martinez Garcia F
- Eric Ronce de Leon T
- Rual Suarez S

- 01+L6L "EJE"
- 02+L6L A1
- 03 SF 20
- 04 "LISTO"
- 05 PROMPT
- 06+L6L C
- 07 STO 20
- 08 STO*
- 09+L6L E
- 10 STO 21
- 11 STO*
- 12+L6L G
- 13 STO 22
- 14 STOP
- 15+L6L H
- 16 STO 23

17 STOP
18*LEC E
19 STO 21
20 STOP
21*LEL F
22 STO 24
23 STOP
24*LEL G
25 STO 25
26 STOP
27*LEL H
28 OF 27
29 POL 22
30 POL 24
31 /
32 POL 21
33 POL 25
34 /
35 X12
36 POL 22
37 POL 24
38 /
39 POL 23
40 POL 25
41 /
42 +
43 X12
44 +
45 S377
46 32
47 *
48 POL 26
49 *
50 PI
51 /
52 3
53 12X
54 24X
55 STO 27
56 DEF
57 PPLA X
58 PERDEF
59 GTO 01
60 END

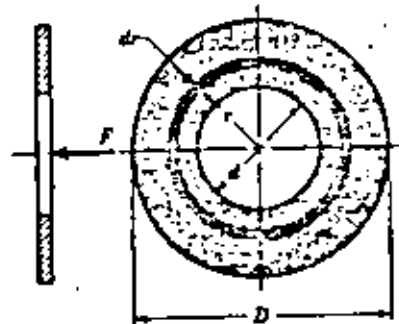
APENDICE D

PROGRAMA FRENOS

Frenos de disco de fricción y acción axial

Las ventajas del freno de disco son que no tiene efectos de fuerza centrífuga, gran superficie de fricción en espacio reducido, superficies disipadoras de calor más efectivas y distribución más favorable de la presión.

En la figura se muestra un disco de fricción con un diámetro exterior D y uno interior d . Interesa determinar la fuerza axial F necesaria para producir cierto par T y una presión p . Generalmente se usan dos métodos para resolver el problema, dependiendo del tipo de construcción. Si los discos son rígidos, entonces en primer lugar, ocurrirá la mayor cantidad de desgaste en las zo-



nes exteriores, puesto que el trabajo de fricción es mayor en estas áreas. Después de que ocurra cierta cantidad de desgaste, la distribución de la presión cambiará de manera que el desgaste sea uniforme. Esta es la base del primer método de resolución.

En otro tipo de construcción se emplean resortes para obtener presión uniforme sobre el área. Esta hipótesis de uniformidad es la que se usa en el segundo procedimiento.

Desgaste uniforme

Después de que ha tenido lugar el desgaste inicial y que los discos se han desgastado hasta hacer posible que el desgaste sea uniforme, la presión máxima debe ocurrir en $r = d/2$, a fin de que el desgaste permanezca uniforme. Representando por p_m la presión máxima, puede escribirse

$$p = p_m \frac{c}{2r} \quad \text{---} \quad (a)$$

que es la condición para que el trabajo efectuado a la distancia r sea igual a la distancia $d/2$. En la figura se indica un elemento de área circular de radio r y ancho dr . El área de este elemento es $2\pi r dr$, de modo que la fuerza normal que actúa en este elemento es dF es igual a $2\pi p r dr$. La fuerza total se halla por integración desde $r = d/2$ hasta $r = D/2$. Así

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d) \quad \text{--- (1)}$$

El par de torsión se determina integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio .

$$T = \frac{\pi \mu p_a d}{8} (D^2 - d^2) \quad \text{--- (2)}$$

Sustituyendo el valor de F de la ecuación (1) puede obtenerse una expresión más conveniente para el momento de torsión. Por tanto,

$$T = \frac{\mu F}{4} (D + d) \quad \text{--- (3)}$$

Presión uniforme

Cuando se considera presión uniforme sobre el área del disco, la fuerza de trabajo es simplemente el producto de la presión y el área. Esto da

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2) \quad \text{--- (4)}$$

Como antes, el momento se halla integrando el producto de la fuerza de fricción y el radio

$$T = \frac{2\pi \mu p_a}{8} (D^3 - d^3) \quad \text{--- (5)}$$

Como $p = p_a$ puede escribirse la ecuación (5) como

$$T = \frac{\mu F (D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)} \quad (6)$$

Hay que observar que para ambas ecuaciones el momento corresponde a un solo par de superficie de contacto. Por lo tanto, este valor debe multiplicarse por el número de pares de superficies de contacto.

Operación del programa

1.- XEQ FRENO

2.- Introducir (en cualquier orden)

T (lb - in)	en	a
F (lb)	en	b
μ	en	c
Z (relación de diámetros)	en	d
p (PSI)	en	e

3.- Teclar cualquiera de las siguientes opciones

a) A para encontrar F	datos	T, Z, d,	} DESGASTE UNIFORME
b) B para encontrar T	datos	F, Z, d,	
c) C para encontrar $\left\{ \begin{matrix} F \\ T \end{matrix} \right\}$	datos	p, Z, d,	
d) D para encontrar d	datos	T, p, Z,	
e) E para encontrar d	datos	F, T, Z,	

- f) F para encontrar F dados T, Z, d, ✓
 - g) G para encontrar T dados F, Z, d, ✓
 - h) H para encontrar $\begin{Bmatrix} P \\ T \end{Bmatrix}$ dados p, Z, d, ✓
 - i) I para encontrar d dados T, p, Z, ✓
 - j) J para encontrar d dados F, T, Z, ✓
- } PRESION UNIFORME

NOTA IMPORTANTE: En los incisos (a), (b), (c), (f), (g) y (h), se preguntará por el valor de d durante la ejecución del programa.

Estado final de los registros

Registros	Variable
20	T
21	F
22	
23	Z
24	P
25	d (in)

Ejemplo

```

FRENOS
EJEMPLO
LISTO
28.414.8338 XEQ =
.8580 XEQ =
1.5088 XEQ =
158.0000 XEQ =
XEQ =
d=13.4479
XEQ =
d= ?
13.4479 RUN
F=26.631.7365
    
```

Listado del programa

FRENOS

Elaborado por:

Constan Alvarez M
 Jorge Izquierdo F
 Ricardo Martinez Garza F
 Eric Fonce de Leon T
 Fyul Suarez S

61*LEL "FRENOS"
 62*LEL P1
 63 SF 05
 64 SF 27
 65 "LISTO"
 66 PROMPT
 67*LEL a
 68 STO 28
 69 STOP
 70*LEL b
 71 STO 21
 72 STOP
 73*LEL c
 74 STO 22
 75 STOP
 76*LEL d
 77 STO 23
 78 STOP
 79*LEL e
 80 STO 24
 81 STOP
 82*LEL a
 83 XEQ 02
 84 RCL 23
 85 I
 86 I

26 *
 27 *
 28 RCL 22
 29 *
 30 1/X
 31 RCL 28
 32 *
 33 4
 34 *
 35 STO 21
 36 "F="
 37 RCL X
 38 PROMPT
 39 STO 01
 40*LEL C
 41 SF 05
 42 XEQ 02
 43 X12
 44 RCL 23
 45 I
 46 -
 47 *
 48 RCL 24
 49 *
 50 PI
 51 *
 52 2
 53 /
 54 STO 21
 55 "F="
 56 RCL X
 57 PROMPT
 58*LEL E
 59 RCL 05
 60 XEQ 02
 61 RCL 25
 62 RCL 23
 63 I
 64 -
 65 *
 66 RCL 22
 67 *
 68 RCL 21
 69 *
 70 *

71 /
 72 STO 26
 73 "F="
 74 RCL X
 75 PROMPT
 76 STO 01
 77*LEL F
 78 RCL 23
 79 X12
 80 I
 81 -
 82 RCL 24
 83 *
 84 RCL 22
 85 *
 86 PI
 87 *
 88 1/X
 89 RCL 20
 90 *
 91 8
 92 *
 93 3
 94 1/X
 95 Y1X
 96 STO 25
 97 "d="
 98 RCL X
 99 PROMPT
 100 STO 01
 101*LEL E
 102 RCL 23
 103 I
 104 *
 105 RCL 22
 106 *
 107 RCL 21
 108 *
 109 1/X
 110 RCL 20
 111 *
 112 +
 113 *
 114 STO 25
 115 "d="

116 PRCL X
117 PROMPT
118 GTO 01
119+LEL 02
120 "d= ?"
121 PROMPT
122 STO 25
123 RTN
124+LEL F
125 XEQ 02
126 RCL 23
127 3
128 Y1X
129 1
130 -
131 *
132 RCL 22
133 *
134 1/X
135 RCL 23
136 X12
137 1
138 -
139 *
140 RCL 20
141 *
142 3
143 *
144 STO 21
145 "F="
146 PRCL X
147 PROMPT
148 GTO 01
149+LEL H
150 SF 05
151 XEQ 02
152 X12
153 RCL 23
154 X12
155 1
156 -
157 *

158 RCL 24
159 *
160 P1
161 *
162 4
163 /
164 STO 21
165 "F="
166 PRCL X
167 PROMPT
168+LEL G
169 F000 05
170 XEQ 02
171 RCL 25
172 RCL 23
173 3
174 Y1X
175 1
176 -
177 *
178 RCL 22
179 *
180 RCL 21
181 *
182 RCL 23
183 X12
184 1
185 -
186 3
187 *
188 /
189 STO 20
190 "T="
191 PRCL X
192 PROMPT
193 GTO 01
194+LEL I
195 RCL 20
196 12
197 *
198 P1
199 /

200 RCL 22
201 /
202 RCL 24
203 /
204 RCL 23
205 3
206 Y1X
207 1
208 -
209 /
210 3
211 1/X
212 Y1X
213 STO 25
214 "d="
215 PRCL X
216 PROMPT
217 GTO 01
218+LEL J
219 RCL 23
220 X12
221 1
222 -
223 RCL 20
224 *
225 3
226 *
227 RCL 21
228 /
229 RCL 22
230 /
231 RCL 23
232 3
233 Y1X
234 1
235 -
236 /
237 STO 25
238 "o="
239 PRCL X
240 PROMPT
241 END

APENDICE E

PROGRAMA RESORTES

Esfuerzos en resortes helicoidales

La fig. 1 muestra un resorte helicoidal de compresión hecho de alambre redondo, cargado con una fuerza axial F . Se designará con D al diámetro medio del resorte y con d al diámetro del alambre. Ahora imagine que el resorte se secciona en algún punto (fig.1b), se separa una parte de él y se sustituye por el efecto de las fuerzas internas. Por lo tanto, la parte seccionada ejercería una fuerza cortante directa F y un momento de torsión T en la parte restante del resorte.

Si se hace una superposición, el esfuerzo máximo en el alambre se puede calcular mediante la ecuación

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{T_r}{J} + \frac{F}{A} \quad \text{--- (a)}$$

donde el término T_r/J es la fórmula del esfuerzo máximo por torsión. Sustituyendo en dicha fórmula $T = FD/2$, $r = d/2$, $J = \pi d^4/32$ y $A = \pi d^2/4$ se obtiene

$$\sigma = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{--- (b)}$$

Ahora se definirá el " índice del resorte "

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{---} \quad (1)$$

como una medida de la curvatura de las vueltas. Con esta relación, la ecuación (b) queda

$$\tau_0 = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.5}{C} \right) \quad \text{---} \quad (c)$$

En la mayor parte de los resortes, C varía desde 6 hasta 12.

Muchos autores expresan la ecuación del esfuerzo como

$$\tau_0 = K \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{---} \quad (2)$$

donde K recibe el nombre de " factor de corrección de Wahl ". Este factor incluye el cortante directo y cualquier otro efecto debido a la curvatura. El valor de K se obtiene de la ecuación

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{---} \quad (2)$$

Materiales para resortes

Los materiales para resortes (tabla E-1) pueden compararse analizando sus resistencias a la tensión, que varían grandemente según el tamaño del alambre y, en

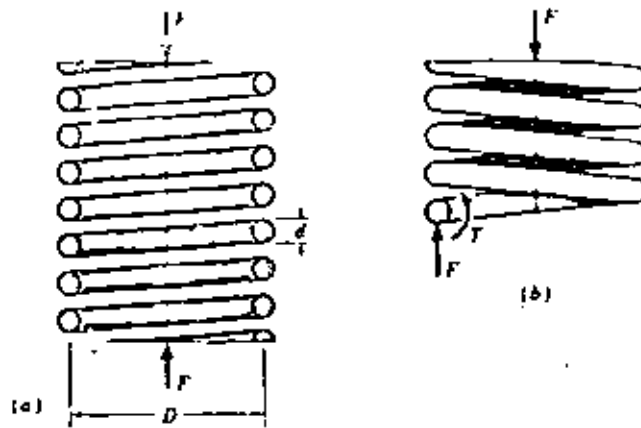


Figura 1

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de instrumento musical. 0.60-0.95C	UNS G10850 AISI 1065 ASTM A228-51	Es el material mejor, más tenaz y el más ampliamente usado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores esfuerzos, bajo cargas repetidas, que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite. 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM A229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 plg), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se use a más de 180°C (350°F), ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro. 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Es el acero de uso general de menor costo y debe utilizarse sólo donde la vida, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 plg). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM A231-41	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados, inadmisibles en aceros al alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta dureabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases recocido o prerevenido y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg) de diámetro.
Al cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación, bastante nueva, es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 plg).

Tabla E-1

Materiales para resortes

menor grado, según la clase del material y el procesamiento. Anteriormente se acostumbraba tabular estas resistencias según los tamaños y materiales de alambre. Una gráfica log-log de las resistencias a la tensión, en función de los diámetros de alambre, es una línea recta cuya ecuación puede expresarse en función de los logaritmos comunes de las resistencias y los diámetros de alambres. De la ecuación resulta

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{--- (4)}$$

donde A es una constante obtenida de acuerdo con la intersección con el eje de las resistencias, y m es la pendiente de la recta en la gráfica log-log.

Deformación en resortes helicoidales

La distensión será

$$y = \frac{8 F D^3 N}{d^4 G} \quad \text{--- (5)}$$

La constante del resorte será

$$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N} \quad \text{--- (6)}$$

Determinación del diámetro del alambre

Para determinar el diámetro del alambre, se recurre a un proceso iterativo que consta de los siguientes pasos

- 1.- Selección de un material:
- 2.- Encontrar un valor inicial para z sustituyendo en la ecuación (4) el mayor y el menor diámetros disponibles y encontrar un valor medio
- 3.- Despejar de la ecuación (2) el diámetro d y sustituir el z_0 recién obtenido. Encontrar d
- 4.- Sustituir esta d en la ecuación (4) y obtener un nuevo valor de z
- 5.- Regresar al paso 3 hasta encontrar el diámetro correcto

Material	Intervalo de calibres, ϕ	Intervalo de calibres, mm	Exponente, n	Constante, A $kg/\phi^2 MPa$	
Alambre para cuerda musical*	0.004-0.250	0.10-6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite†	0.020-0.500	0.50-12	0.186	149	1880
Alambre estrado duro‡	0.028-0.500	0.70-12	0.192	136	1750
Al Cromo vanadio*	0.032-0.437	0.80-12	0.187	169	2000
Al Cromo níquel*	0.063-0.375	1.6-10	0.112	202	2000

- * La superficie es lisa, no tiene defectos y con brillante acabado lustroso.
- † Tiene una ligera capa, proveniente del tratamiento térmico, que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.
- ‡ La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.
- * Alambre revenido de calidad para asiones: se puede obtener también revenido.
- * Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

Valores de m , A , d_{min} , d_{max}

Operación del programa

1.- XEQ R

2.- Introducir (en cualquier orden)

F (N)	en	A
m	en	B
A	en	C
d _{min} (mm)	en	D
d _{max} (mm)	en	E

3.- Teclar

F para obtener " N= ? "

4.- Introducir el valor (teclar R/S)

Factor de seguridad	R/S	" C= ? "
Indice del resorte	R/S	

5.- Se obtiene

" d=xxx.yyy " (diámetro del alambre
para las condiciones dadas)

6.- Teclar

R/S	para obtener	" d NOMINAL= ? "
d (existente en el mercado)	R/S	" DEF= ? "
Deformación del resorte (mm)	R/S	

7.- Se obtiene

" N=xxx.yyy " (número de vueltas activas)

8.- Teclar

R/S

9.- Se obtiene

" K=xxx.yyy " (constante del resorte)

Estado final de los registros

Registros	Variable
20	F
21	n
22	A
23	d_{\min}
24	d_{\max}
25	
26	n
27	C
29	d

Ejemplo

RESORTES

EJEMPLO

	XEQ	*R*
LISTO		
2,965.2722	XEQ	A
.1928	XEQ	E
1,758.0000	XEQ	C
.7000	XEQ	D
12.0000	XEQ	E
	XEQ	F
H=?		
2.5000	FUN	
C=?		
6.0000	FUN	
S=11.3703		
	FUN	
d NOMINAL = ?		
12.0000	FUN	
DEF=?		
10.0000	FUN	
N=1.9571		
	FUN	
K=296.5272		

Listado del programa

RESORTES

Elaborado por:

- Adrian Alvarez M
- Jorge Izquierdo P
- Picardo Martinez Garcia F
- Eric Ponce de Leon T
- Pual Suarez S

01+LEL *P*
 02 SF 27
 03 *LISTG*
 04 PROMPT
 05+LEL Q
 06 STO 28
 07 STOP
 08+LEL Q
 09 STO 21
 10 STOP
 11+LEL C
 12 STO 22
 13 STOP
 14+LEL D
 15 STO 23
 16 STOP
 17+LEL E
 18 STO 24
 19 STOP
 20+LEL F
 21 RCL 23
 22 XEQ 02
 23 RCL 24
 24 XEQ 02
 25 +
 26 2
 27 /
 28 STO 25
 29 *N=0*
 30 PROMPT
 31 STO 26
 32 *C=0*

33 PROMPT
 34 STO 27
 35 2
 36 STO 29
 37+LEL 01
 38 RCL 29
 39 STO 28
 40 RCL 25
 41 FI
 42 *
 43 1/X
 44 RCL 26
 45 *
 46 RCL 27
 47 *
 48 RCL 28
 49 *
 50 8
 51 *
 52 RCL 27
 53 4
 54 *
 55 1
 56 -
 57 RCL 27
 58 4
 59 *
 60 4
 61 -
 62 /
 63 RCL 27
 64 1/X
 65 .615
 66 *
 67 -
 68 *
 69 SOFT /
 70 STO 29
 71 XEQ 02
 72 STO 25
 73 RCL 29
 74 RCL 28
 75 -
 76 ABS
 77 .000001
 78 X/Y
 79 GTQ 01
 80 *d*
 81 RCL 29

82 PROMPT
 83 *d NOMINAL= ?*
 84 PROMPT
 85 STO 27
 86+LEL G
 87 RCL 29
 88 *DEF=0*
 89 PROMPT
 90 *
 91 79.3 E3
 92 *
 93 8
 94 /
 95 RCL 28
 96 /
 97 RCL 27
 98 3
 99 Y+X
 100 Y
 101 STO 30
 102 *N=0*
 103 RCL X
 104 PROMPT
 105 RCL 27
 106 3
 107 Y+X
 108 *
 109 8
 110 *
 111 1/X
 112 RCL 29
 113 *
 114 79.3 E3
 115 *
 116 STO 31
 117 *K=0*
 118 RCL X
 119 PROMPT
 120 GTQ *P*
 121+LEL 02
 122 RCL 21
 123 Y+X
 124 1/X
 125 RCL 22
 126 *
 127 RTN
 128 END

BIBLIOGRAFIA

Baumeister, Theodore; et.al. Marks; Manual del Ingeniero Mecánico (8^a edición E.E.U.U., 1978) 2^a edición McGraw Hill Book Co. México, 1982

Shigley, Joseph E. Diseño en Ingeniería Mecánica 2^a edición McGraw Hill Book Co. México, 1980

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS (DEL 18 AL 22 DE ABRIL DE 1983)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

1. JORGE GABRIEL NAPOLEON ABARCA
Dr. Barragán No.594-5
Col. Narvarte
Deleg. Benito Juárez
C.P. 03020
México, D. F.
5 19 90 09

INSTITUTO TECNOLOGICO DE TLALNEPANTLA
Av. Tecnológico S/N
Tlalnepantla, Edo. de México

2. EDUARDO ALVARADO MITRE
Pirineos No.22 Bis.
Col. Portales
Deleg. Benito Juárez
México, D. F.
5 39 55 54

INDUSTRIAS RESISTOL, S.A.
Camino Lago Guadalupe No.59
Lechería Edo. de México
5 65 47 11

3. MARCIAL BARCENAS HERNANDEZ
Norte 82 B No. 5220
Deleg. G.A. Madero
México, D. F.
5 20 47 25

PIENZLE ACERO DE MEXICO
Guadalajara No. 29 .
Col.Roma
C.P. 06700
México, D. F.
5 53 88 77

4. RODOLFO BAUME GUERRERO
Andador "B" No. 20
Col. INFONAVIT
Pachuca, Hgo.

INSTITUTO TECNOLOGICO DE PACHUCA
Km. 87.5 Carr. México-Laredo
Pachuca, Hgo.

5. RENE FERNANDO BENITEZ RAMOS
Martín Castrejón No. 435
Col. F. del Rio
Apartado Postal 5-E
Morelia, Mich.
3 12 44

6. ALEJANDRO BIEHL B. MENDOZA
San Marcos 17
Col. Tlalpan
Deleg. Tlalpan
C.P. 14000
México, D. F.
6 55 15 55

FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
Ciudad Universitaria
México, D. F.
5 50 00 41

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS (DEL 18 AL 22 DE ABRIL DE 1983)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

- | | |
|---|--|
| 7. MIGUEL ANGEL GARCIA ELIZONDO
Calle Gorriones No. 122
Parque Residencial Coacalco
Edo. de México
8 75 09 05 | PRODUCTOS SAN CRISTOBAL, S.A.
Benjamín Franklin No. 132-2o. Piso
Col. Escandón
México, D. F.
2 77 10 44 |
| 8. GUILLERMO R. GARIBAY OROZCO
Unidad Tlalpan Edif. 2-C No. 22
Col. Educación
Deleg. Coyoacán
C.P. 04400
México, D. F.
6 58 18 76 | FACULTAD DE ARQUITECTURA, UNAM
Ciudad Universitaria
México, D. F. |
| 9. ANTONIO GIL SANCHEZ DE LA VEGA
Ave. 6-E Manzana 209 No.6-4
Cuernavaca, Mor.
4 38 11 Ext. 2216 | INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELECTRICAS
Int. Internado Palmira
Cuernavaca, Mor.
4 38 11. Ext. 2216 |
| 10. PABLO ARMANDO HOYOS GOMEZ
Av. Tamaulipas No. 1200
Sta. Lucia
Deleg. Alvaro Obregón
C.P. 01500
México, D. F.
6 51 99 05 | DIN, S.A.
Av. Tamaulipas No. 33
Sta. Lucia
Deleg. Alvaro Obregón
C.P. 01500
México, D. F.
5 93 31 30 |
| 11. AGUSTIN IZETA GONZALEZ
B. de Chabacanos No. 4
Fracc. Bosques del Valle
Coacalco Edo. de México
2 02 78 | CONJUNTO MANUFACTURERO, S.A.
D. López Portillo No. 6
Tultitlan, Edo. de México
5 65 49 00 |
| 12. RICARDO LEON MEDINA
División del Norte And. 32-7-1
Villa Coapa
Tlalpan
C.P. 22
México, D. F.
5 94 70 87 | DRAPSA, S. A.
Sur 101-439
H. Churubusco
Deleg. Ixtapalapa
Z.P. 13
México, D. F.
5 82 40 82 |

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS (DEL 18 AL 22 DE ABRIL DE 1983)

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

- | | |
|--|--|
| 13. MARCELO LOPEZ PARRA
Playa Caleta 362
Ref. Iztaccihuatl
Deleg. Iztacalco
C.P. 08840
México, D. F.
5 79 21 19 | FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
Ciudad Universitaria
México, D. F.
5 50 00 41 |
| 14. JOSE MANUEL MALVAEZ HERNANDEZ
Naranja 117-4
Sta. Ma. La Ribera
Deleg. Cuauhtémoc
C.P. 00640
México, D. F.
5 47 73 49 | |
| 15. ANGEL OLVERA HERNANDEZ
Campos Eliseos No. 150 "A"
Villa Las Flores
Puebla, Pue.
5 52 33 31 | |
| 16. CUITLAHUAC OSORNIO CORREA
Isla Margarita No. 31
Col. Prado Vallejo
Tlalnepantla, Edo. de México
5 67 82 40 | |
| 17. MANUEL OSEGUERA CHAZARO
Encinas 1085 Depto. 2
La Paz, B. C.
2 09 70 | UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA
SUR
Area Interdisciplinaria de Ciencias del
Mar
Km. 5 1/2 Carretera al Sur
La Paz, B. C.
2 47 55 |
| 18. ALEJANDRO CUAUHTEMOC RAMIREZ R.
Acuexcomac 15
San Luis
Tlax. Xoch.
C.P. 16610
5 73 04 09 | FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
Ciudad Universitaria
Copilco
Deleg. Coyoacán
México, D. F.
5 50 00 41 |

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE TECNICAS MODERNAS PARA EL DISEÑO DE
ELEMENTOS DE MAQUINAS (DEL 18 AL 22 DE ABRIL DE 1983)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
19. ROBERTO RODRIGUEZ RODRIGUEZ Retorno de los Alpes No. 23 Parque Residencial Coacalco Coacalco de Berriozabal	INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES NUCLEARES Km. 33 Carretera México Toluca
20. RAMON ROSA ROMERO JIMENEZ Martín Castrejón No. 435 Felicitas del Río Morelia, Michoacan C.P. 58030 3 12 44	
21. RAMIRO SANDOVAL MARIN Gallareta No. 1 Col. Bellavista Deleg. A. Obregón C.P. 04011 México, D. F. 2 71 00 94	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Eje Central Lazaro Cárdenas No. 152 México, D. F.
22. GONZALO SILVA TAMAYO México, D. F.	
23. ROLANDO PATIÑO VERA Prolongación de Jade No. 18 Col. Estrella Deleg. Francisco I. Madero México, D. F. 5 17 71 44	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Eje Central Lazaro Cárdenas No. 152