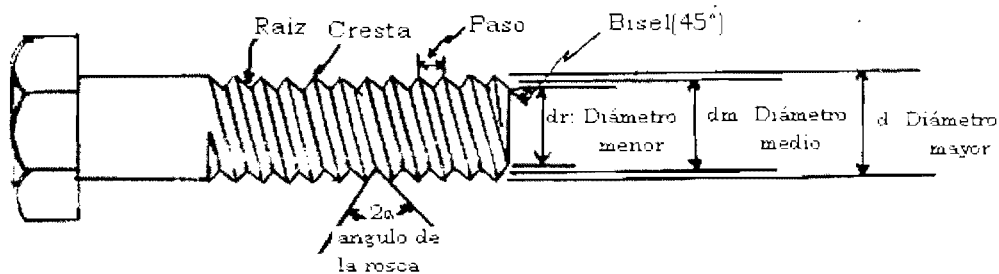


CAPITULO IX. ELEMENTOS ROSCADOS DE SUJECCIÓN Y TORNILLOS DE POTENCIA

1. INTRODUCCION

Casi todos los dispositivos mecánicos se arman con elementos de sujeción roscados. Un rosca es una ranura en espiral o helicoidad que se forma en el exterior o en el interior de un cilindro. Las roscas además de ser usadas como elementos de sujeción, son usadas para fines de ajuste, en aplicaciones a herramientas de medición y en transmisión de potencia.

2. NOMENCLATURA



N: Número de hilos por pulgada

P: Paso = distancia entre dos hilos adyacentes medida paralelamente al eje = $1/N$

f: Avance = distancia que se desplaza una tuerca cuando se le da una vuelta.

Rosca simple (un solo filete): avance = paso

Rosca doble (dos filetes): avance = 2 veces el paso

Rosca triple (tres filetes): avance = 3 veces el paso, etc.

Altura de filete: distancia entre la cresta y la raíz

Angulo de rosca (2α): el formado por las caras del filete

Angulo de hélice: λ el formado por el eje del tornillo y una tangente al filete.

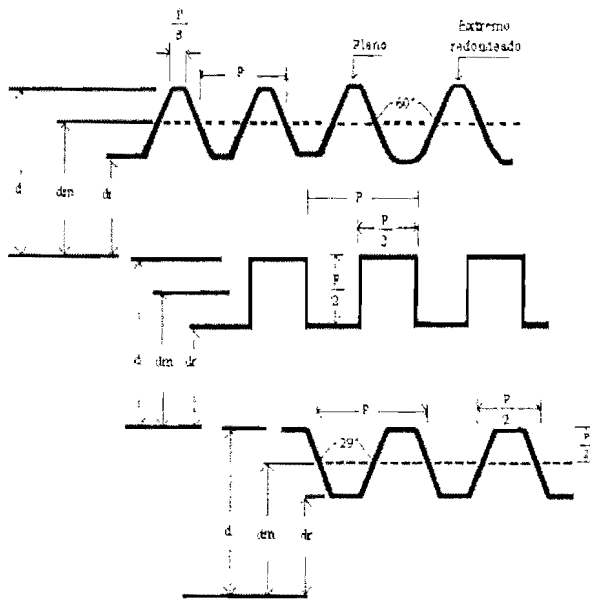
3. CLASIFICACIÓN DE LOS TORNILLOS

- ♦ De potencia o movimiento: gatos, prensas, abrazaderas, taladros de empuje, husillos de guía y transporte.
- ♦ Sujetadores roscados o tornillos de unión: unión de piezas en motores, bielas, rastras de ruego etc,

4. TIPOS DE ROSCA

Cuadrada, trapezoidal, buttress o de dientes de sierra, redonda y triangular (tornillos de unión).

La rosca fina tiene mayor número de filetes por unidad de longitud que la ordinaria. Pertenecer a una serie u otra depende también del diámetro nominal del tornillo.



Rosca estandar American National (unificada).

Rosca con filete cuadrado (transmisión de movimiento o de fuerza).

Rosca con filete ACME (transmisión de movimiento o de fuerza)

Series de roscas: las más usuales son: fina (F), ordinaria (c) y extrafina (EF).

5. ESPECIFICACIONES

- ◆ Sistema Unificado: dos series de roscas están en uso común: UN y UNR (se utiliza un radio de raíz r y tiene más alta resistencia a la fatiga).

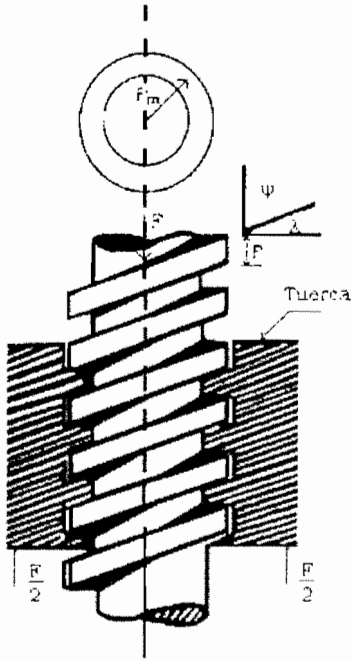
Ejemplo: 3/4" - 10 UNRF indica: 3/4" (diámetro mayor nominal)
10: Número de hilos por pulgada
UNRF (serie UNR rosca fina)

- ◆ Sistema Métrico: se especifican expresando el diámetro y el paso en milímetros.

Ejemplo: M24 x 3

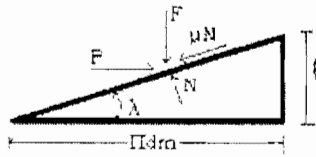
{	M: guía de métrica
	24: diámetro mayor nominal (d) en mm
	3: paso en mm

6. ASPECTOS MECÁNICOS DE LOS TORNILLOS DE TRANSMISIÓN

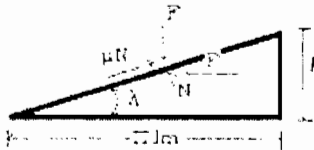


Tornillo de potencia de rosca cuadrada de un solo filete, con diámetro d_m , paso p , ángulo de avance λ , ángulo de hélice ψ , soporta carga de compresión F . Qué par se necesita para levantar la carga? Y para bajarla?

Las cargas son paralelas al eje del tornillo



$$\uparrow T = \frac{F d_m}{2} \left\langle \frac{\ell + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu \ell} \right\rangle \quad (1)$$

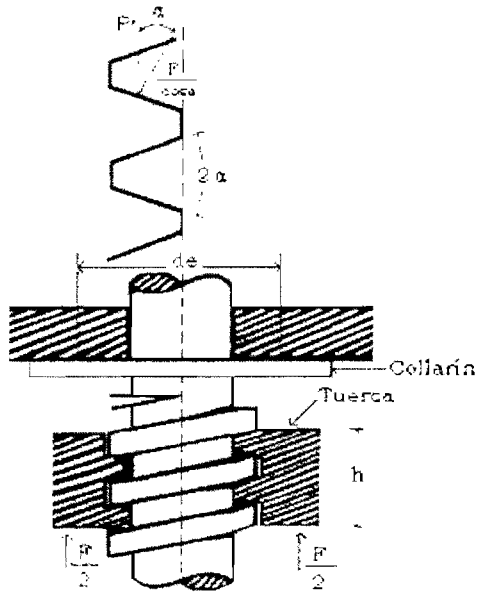


$$\downarrow T = \frac{F d_m}{2} \left\langle \frac{\pi \mu d_m - \ell}{\pi d_m + \mu \ell} \right\rangle \quad (2)$$

Una expresión para la eficacia mecánica, es útil para la evaluación de los tornillos de transmisión:

Si $\mu = 0$, entonces $T_0 = \frac{F \ell}{2\pi}$, la eficacia será $e = \frac{T_0}{T} = \frac{\ell}{2\pi T}$,
(ecuaciones válidas para roscas cuadradas)

En el caso de roscas Acme o de otros tipos:



La carga normal queda inclinada con respecto al eje, debido al ángulo de la rosca 2α y el ángulo de avance λ . Como $\lambda \approx 0$ (son pequeños) sólo se considera el efecto del ángulo α , que hace aumentar la fuerza de fricción debida a la acción de cuña de los hilos.

La otra, de no alcanzar esta meta no se podría hablar de un desarrollo sostenible sino de un espejismo de desarrollo.

$$T Fdm = \left\langle \frac{l + \mu l \sec \alpha}{\pi dm - \mu l \sec \alpha} \right\rangle \quad (4)$$

Cuando el tornillo se carga axialmente debe emplearse, un cojinete de empuje o de collarín con el fin de soportar la componente axial.

La carga está concentrada en el diámetro d_c , o $S \mu c$ es el coeficiente de fricción el momento de rotación requerido es:

$$T_c = \frac{F \mu c d_c}{l} \quad (5)$$

7. SUJETADORES ROSCADOS

Su denominación depende de la función para lo que fueron hechos y no de como se emplean realmente.

Tornillo: su función primordial es quedar instalado dentro de un agujero roscado. Un tornillo se aprieta aplicando un par de torsión en su cabeza.

Pernos: diseñados para ser instalado con tuerca los pernos se aprietan aplicando un par de torsión a la tuerca. Su función es la de sujetar dos o más partes atravesando una perforación en ellas.

Espárrago: (perno con doble rosca): vástago fileteado en ambos extremos; uno entra en un agujero roscado y el otro recibe una tuerca.

Prisioneros: (chavetas y pasadores): tornillo de unión, en la

cual sirve de tuerca la pieza a la cual se une.

Husillos: tornillo de transmisión de movimiento. Sólo giran. Avanza la tuerca unida al órgano que se va a mover.

Tornillos de máquina de pernos con tuerca para unir piezas planas de metal o lámina.

Tornillos de maquinaria de tornillos "cap": tornillos acabados con cabeza hexagonal, cilíndrica ranurada, plana, con casquillo hexagonal, etc. se emplean en tamaños desde 1/4" hasta 3".

La longitud total de la rosca (L) en los tornillos de las series en pulgadas, con diámetro mayor básico (D):

$$L_r = \begin{cases} 2D + 0.25 \text{ pulg} & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2D + 0.5 \text{ pulg} & L > 6 \text{ pulg} \end{cases} \quad (6)$$

Para los tornillos de las series métricas la longitud total de la rosca es:

$$L_T = \begin{cases} 2D + 6 & L \leq 125 \quad D \leq 48 \\ 2D + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2D + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (7)$$

8. UNIONES ATORNILLADAS (PERNOS - TUERCAS)

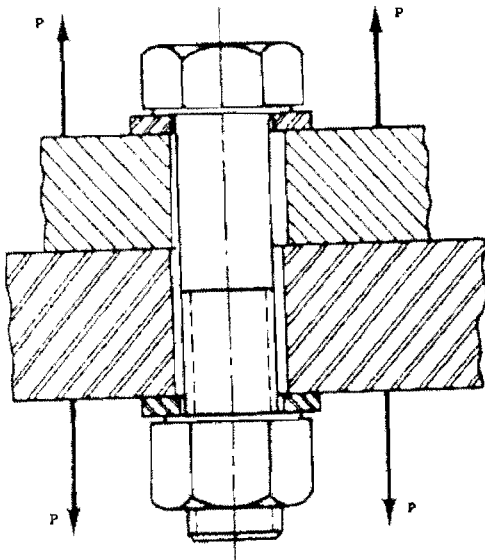
- Caso en donde se busca que la unión o junta pueda ser desensamblada sin aplicar métodos destructivos y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas (tensión, flexión, cortante o combinación de estas). En estos eventos la unión atornillada con arandela o rondanas es una buena solución.
- Cuando se aprieta la tuerca se tensiona el perno y se ejerce así la fuerza de sujeción. Este efecto se conoce como pretensado o precarga del perno (es independiente de la carga externa de tensión).
- El agarre en un junta con perno es el grosor total del material sujetado (elementos unidos más arandelas)
- La rigidez de la porción del perno que está dentro de la zona de sujeción consta de dos partes: la porción no roscada o espiga y la porción no roscada o cuerda.

9. RESISTENCIA DEL PERNO

Es el factor más importante a tener en cuenta en el diseño o análisis de uniones atornilladas. En las especificaciones estándares se expresa como resistencia límite mínima, definida como la fuerza máxima que un perno puede resistir sin experimentar una deformación permanente.

La resistencia límite es la relación entre la carga límite y el área de esfuerzo de tensión y corresponde aproximadamente a la resistencia de fluencia (S_y).

10. CARGA EXTERNA SOBRE EL PERNO



Se supone que la fuerza de sujeción que se denomina precarga F_i , ha sido establecida correctamente en el apriete de la tuerca antes de que se aplique P .

Se tiene:

F_i = Precarga o fuerza de sujeción

P = Carga de tensión externa

P_b = Parte de P tomada por el perno

P_m = Parte de P tomada por los elementos de la junta

$F_b = P_b + F_i$ = carga total en el perno

$F_m = P_m - F_i$ = carga total en los elementos.

P es de tensión y origina un alargamiento δ que relacionado con k : $S = \frac{P_b}{k_b}$ y $S = \frac{P_m}{k_m}$, donde k_b = es la rigidez estimada del perno en la zona de sujeción y k_m la rigidez de los elementos unidos en la zona de sujeción actuando como resortes de compresión.

Entonces: $P_b = P_m \frac{k_b}{k_m}$, con $P = P_b + P_m$

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m}$$

En consecuencia: La carga de perno resultante es:

$$F_b = P_b + F_i = \frac{k_b P}{k_b + k_m} + F_i \quad F_m < 0$$

La carga resultante en los elementos unidos:

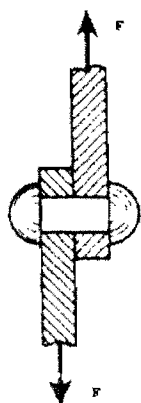
$$F_m = P_b - F_i = \frac{k_m P}{k_b + k_m} - F_i \quad F_m < 0$$

Si $C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$ = Constante de la unión.

El esfuerzo de tensión en el perno se obtiene dividiendo por A_t = área de esfuerzo de tensión:

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (8)$$

11. UNIONES CON PERNOS O REMACHES SOMETIDOS A CARGA CORTANTE



Esta junta puede fallar:

1. Por flexión del remache o de los elementos remachados

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{M}{l/c}$$

Z: módulo de la sección del elemento sujetado más débil.

No se sabe exactamente como se distribuye la carga al remache, ni se conocen las deformaciones relativas de éste y de los

elementos sujetos. Su efecto se compensa incrementando el factor de seguridad.

2. Falla del remache, por cortante puro:

$$\tau = \frac{F}{A_s} ; A_s = \frac{\pi d^2}{4} \text{ (Área transversal de todos los remaches del grupo)}$$

d: diámetro nominal del remache

3. Ruptura de una de las placas por tensión pura:

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (A es el área transversal neta de la placa reducida en una cantidad igual a todos los agujeros para remache)}$$

4. Por aplastamiento del perno sobre la placa o la placa sobre el perno. Este esfuerzo de aplastamiento se complica por la distribución de la carga sobre la superficie cilíndrica del remache. Se establece la hipótesis que las fuerzas están distribuidas de manera uniforme sobre el área de contacto proyectada del remache, o sea:

$$\sigma = \frac{F}{A_b} ; A_b = td ; \quad t: \text{ espesor de la placa más delgada y } d: \text{ diámetro del perno o remache}$$

5. Desgarre por cortante.

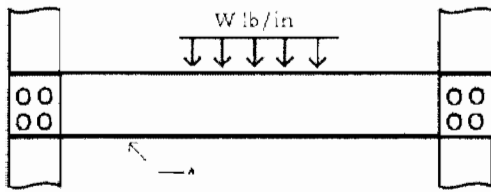
Generalmente se desprecia y se evita colocando, por lo menos, 1.5 diámetros de distancia del borde de la placa los remaches correspondientes. En juntas atornilladas se utilizan separaciones mayores.

Para determinar las fuerzas cortantes que actúan sobre cada perno es necesario saber la localización del centroide del grupo. Por estática el centroide se localiza por coordenadas x_i y y_i , que son las distancias respectivas de los centros de los pernos:

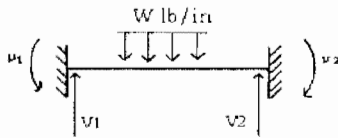
$$\bar{X} = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + \dots}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i X_i}{\sum_{i=1}^n A_i} ; \quad \bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i Y_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$

en donde $A_1, A_2, A_3, \dots, A_i$, son las áreas transversales del grupo de pernos.

12. CARGA CONSTANTE EN PERNOS Y REMACHES DEBIDO A CARGAS EXCÉNTRICAS

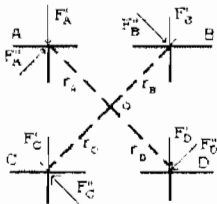


Una viga A sometida a la acción de una carga flexionante fijada en sus extremos a miembros verticales por medio de pernos



Se trata de una viga estáticamente indeterminada, con extremos empotrados con reacciones M y V en los extremos.

El punto O es el centroide del grupo de pernos todos de igual diámetro.



La carga total tomada por cada perno será:

1. La fuerza cortante V se divide en partes iguales entre los pernos, o sea:

$$F' = v/n \quad (10)$$

$F' = V/n$ donde:

F' : cortante o carga primaria y

n : # de pernos

1. La carga de momento o carga cortante secundaria es la carga adicional sobre cada perno debida al momento M. Si r_A, r_B, r_C, r_D son las distancias radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno, entonces:

$$M = F'_A r_A + F'_B r_B + F'_C r_C + F'_D r_D \quad (11)$$

El perno más alejado del centro de gravedad recibe la carga mayor y el más próximo absorbe la menor

$$\text{Por tanto: } \frac{F_A''}{r_A} = \frac{F_B''}{r_B} + \frac{F_C''}{r_C} + \frac{F_D''}{r_D} \quad (12)$$

Donde: F'' = es la carga de momento

Resolviendo simultáneamente (1) y (2):

$$F_n'' = \frac{Mn}{r_A^2 + r_B^2 + \dots + r_n^2} \quad (13)$$

Donde el subíndice n designa el perno cuya carga ha de hallarse.

3. Se suman las cargas vectorialmente para conocer la carga resultante en cada perno.

MODELO 1. Un tornillo de transmisión de potencia con rosca simple de 25mm tiene un diámetro de 25mm y un paso de 5mm. Una carga vertical en el tornillo alcanza un máximo de 6kN. Los coeficientes de fricción son 0.05 para el collarín y 0.08 para las roscas. El diámetro friccional del collarín es de 40mm. Determinar la eficiencia global y el par de rotación para “elevar” y “bajar” la carga.

$$F=6\text{kN}, \ell = 5\text{ mm y } dm=22.5\text{ mm}$$

El par requerido para elevar la carga será:

$$T_{\text{subida}} = \frac{6 * (22.5)}{2} \left[\frac{5 + \pi * (0.08) * (22.5)}{\pi * (22.5) - (0.08) * (5)} \right] + \frac{6 * (0.05) * (40)}{2}$$

$$T_{\text{subida}} = 16.23\text{ Nm}$$

El par requerido para bajar la carga será:

$$T_{\text{subida}} = -\frac{6 * (22.5)}{2} \left[\frac{\pi * (0.08) * (22.5) - 5}{\pi * (22.5) + (0.08) * (5)} \right] - \frac{6 * (0.05) * (40)}{2}$$

$$T_{\text{subida}} = -6.63\text{ Nm}$$

La eficiencia será:

$$e = \frac{(6) * (5)}{2 * \pi * (16.23)} = 0.294$$

MODELO2. Una junta de traslape atornillada con pernos SAE grado 5 una piezas hechas de acero SAE 1040 estirado en frio. Determinar la carga cortante de tensión que pueda aplicarse a la junta. Si se especifica los siguientes factores de seguridad.

n=1.8 para constante en pernos, n=2.2 para aplastamiento en pernos, n=2.4 para aplastamiento en las piezas, n=2.6 para tension de los miembros

PLACAS: SAE 1040, $S_y = 71$ kpsi y $S_{sy} = 0.577(71) = 41$ kpsi

PERNOS GRADO 5: $S_y = 92$ kpsi y $S_{sy} = 0.577(92) = 53.08$ kpsi

1. CORTANTE EN PERNOS:

$$F = \frac{S_{sy}}{n} (A_s); \quad A_s = 2 * \frac{\pi * \left(\frac{71}{8}\right)^2}{4} = 1.20 \text{ pulg}^2$$

$$F = \frac{53.08}{1.8} * (1.20) = 35.39 \text{ kip}$$

2. APLASTAMIENTO SOBRE PERNOS:

$$F = \frac{S_{y\text{perno}}}{n} (A_b); \quad A_b = 2 \text{ pernos} * \left(\frac{2''}{4}\right) * \left(\frac{7''}{8}\right) = 1.31 \text{ pulg}^2$$

$$F = \frac{92}{2.2} * (1.31) = 54.78 \text{ kip}$$

3. APLASTAMIENTO SOBRE PLACAS

$$F = \frac{S_{y\text{placa}}}{n} (A_b)$$

$$F = \frac{71}{2.4} * (1.31) = 38.75 \text{ kip}$$

4. POR TENSION EM LAS PLACAS:

$$F = \frac{S_{y\text{placa}}}{n} (A); \quad A = \left(3'' * \frac{3''}{4} - \frac{7''}{8} * \frac{3''}{4}\right) = 1.59 \text{ pulg}^2$$

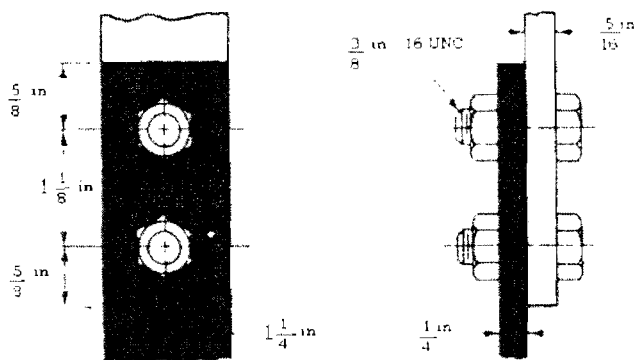
$$F = \frac{71}{2.6} * (1.59) = 43.42 \text{ kip}; \text{ carga a aplicarse } 33.5 \text{ kip}$$

PROBLEMAS

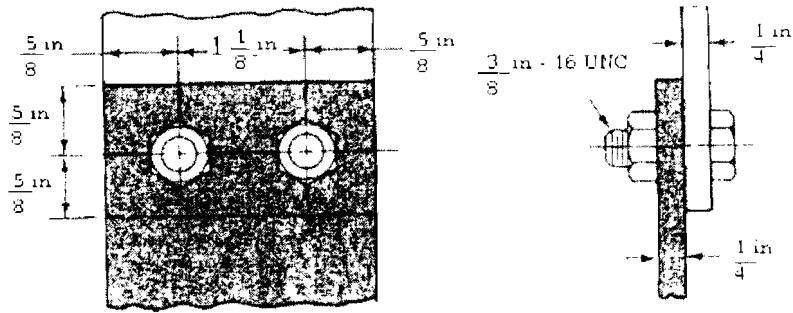
1. Calcule la potencia requerida para impulsar un tornillo de transmisión de potencia de 40mm con roscas dobles

cuadradas de un paso de 6mm. La tuerca se moverá a una velocidad de 48mm/s e impulsará una carga $F=10\text{kN}$. Los coeficientes de fricción son 0.10 para las roscas y 0.15 para el collarín. El diámetro de fricción del collarín es de 60mm

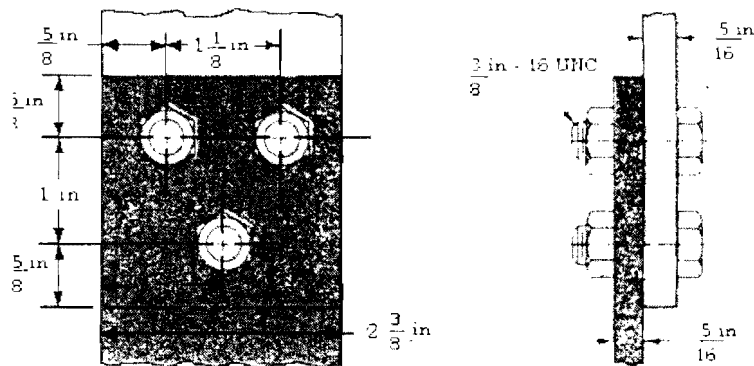
2. Un tornillo de transmisión de potencia con rosca cuadrada simple tiene una potencia de entrada de 3kW a una velocidad de 1rpm. El diámetro del tornillo mide 36mm y un paso de 6mm. Los coeficientes de fricción son 0.14 para las roscas y 0.09 para el collarín, con un radio de fricción de collarín de 45mm. Calcule la carga de resistencia axial F y la eficiencia combinada del tornillo y collarín.
3. La figura muestra una junta de traslape fijada con pernos SAE grado 8. los elementos se hacen de acero AISI 1040 estirado en frío. Determine la carga cortante y de tensión F que puede aplicarse a esta unión, si se especifican los siguientes factores de seguridad: para cortante en perno, 3; para aplastamiento en pernos, 2; para aplastamiento en piezas unidas, 2.5; y para tensión en tales elementos, 3.



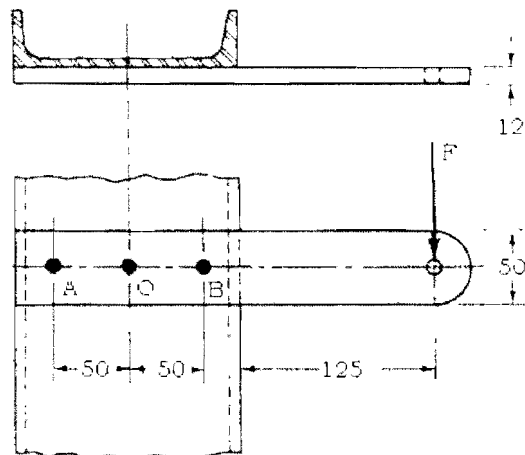
4. La conexión atornillada que se observa en la figura emplea pernos SAE grado 5. los elementos son de acero AISI 1018 rolado en caliente. Una carga cortante y de tensión $F=4000\text{lb}$ se aplica a la junta. Obtenga el factor de seguridad para todos los modos de fallas posibles.



5. La figura muestra una conexión que emplea pernos SAE de grado 5. la carga cortante de tensión en la junta es de 5400lb. Los elementos son barras de acero AISI 1020 estirado en frío. Determine el factor de seguridad para cada modo de falla posible.



6. Un perfil de canal vertical de 152 x 76 (anexo 3 numero 7) tiene un voladizo sujeto a él como se indica. El cual es de acero AISI 1006 rolando en caliente. La barra es de acero AISI 1015 rolando en caliente. LOS PERNOS SON m12 x 1.75 ISO 5.8. en el caso de un factor de diseño de 2.8, halle la fuerza segura F que puede aplicarse al coladizo.



CAPITULO X. RESORTES MECÁNICOS

1. INTRODUCCIÓN

Son elementos que se deforman sin romperse cuando están sometidos a cargas moderadas, deformación que en ciertos eventos puede llegar a ser considerable. Los resortes generalmente deben montarse en espacios reducidos, lo que induce a aprovechar al máximo el material.

Para el proyectista es de primordial importancia conocer los valores límites de resistencia del material para efectos de un correcto cálculo del resorte.

Las principales aplicaciones de los resortes de uso común son;

1. Para absorber energía debida a la súbita aplicación de una fuerza, como en los amortiguadores.
2. Para controlar los movimientos de las piezas de un mecanismo que de otra manera estaría incompletamente guiado (o mal guiado). Para mantener el contacto por ejemplo entre un vástago y una leva, conocido como "cierre de fuerza".
3. Como un medio de almacenar energía o como una fuente secundaria de energía como es el caso de los resortes en espiral de los relojes.
4. Para equilibrar o medir fuerzas o pesos, como en las balanzas de resorte en los dinamómetros.
5. Para contrapesar fuerzas que conlleven a una regulación, como los reguladores de velocidad en las turbinas de vapor.
6. Para controlar vibraciones.

2. CLASIFICACION

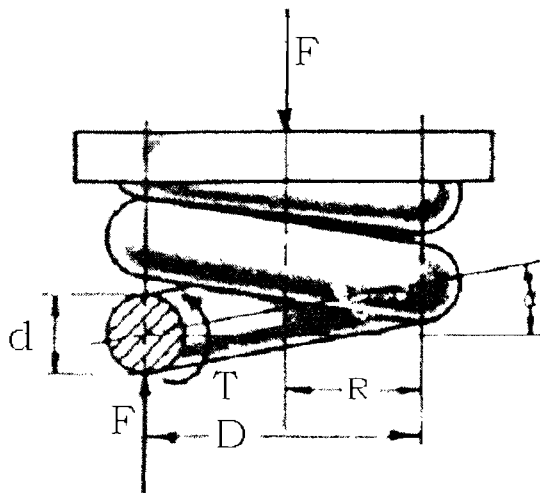
Los más utilizados en la construcción de máquinas agrícolas son:

Resorte de alambre { Helicoidales { Sección Cuadrada
 Sección Circular

Resortes planos
 o de ballestas { Voladizo
 Elípticos
 De fuerza
 Discoidales

Resortes de formas especiales como el muelle cónico de alambre y el resorte de fuerza constante.

3. ESFUERZOS EN RESORTES HELICOIDALES



Pueden estar solicitados a tracción y solicitados a compresión y pueden tener las espiras de sección cilíndrica o rectangular. El resorte que se muestra:

- Está sometido a compresión
- D : diámetro medio del resorte
- d : diámetro del alambre
- Una sección cualquiera del resorte ejercería una fuerza cortante directa F y un momento de torsión T en la parte restante del resorte.

El esfuerzo máximo del alambre se puede calcular por:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} ; \text{ Si } \left\{ \begin{array}{l} T = \frac{FD}{2}, \quad r = d/2 \\ J = \frac{\pi d^4}{32} \text{ y } A = \frac{\pi d^2}{4} \end{array} \right.$$

$$\text{Entonces: } \tau_{\text{máx}} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (10.1)$$

Se define el índice de resorte $C = D/d$, como una medida de la curvatura de las vueltas; la ecuación (10.1) quedaría:

$$\tau_{\text{máx}} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (10.2)$$

se aplica para cargas estáticas y dinámicas, siendo K_s el factor de corrección del esfuerzo cortante, definido como:

$$K_s = \frac{2C+1}{2C} \quad (10.3)$$

Para la mayoría de los resortes helicoidales: $6 < C < 12$

4. EFECTO DE CURVATURA

La curvatura del alambre intensifica el esfuerzo en el interior del resorte y lo aminora ligeramente en el exterior. Este efecto de curvatura es importante cuando se presenta la fatiga y es despreciable para carga estática; se obtiene en forma indirecta por medio de las ecuaciones:

$$\text{Factor de Wahb: } K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (10.4)$$

$$\text{Factor de Bergsträsser: } K_B = \frac{4C-2}{4C-3} \quad (10.5)$$

Los resultados de usar las anteriores ecuaciones difieren en uno por ciento. Algunos prefieren la ecuación (10.5).

Utilizando la Ecuación (10.5) con la Ecuación (10.3), se tiene el factor de corrección de curvatura cuando hay probabilidad de falla por fatiga:

$$K_C = \frac{K_B}{K_S} = \frac{2C(2C+2)}{(4C-3)(2C+1)} \quad (10.6)$$

5. DEFORMACIÓN DE RESORTES HELICOIDALES

Se conoce que la energía de deformación en el caso de torsión y corte directo, puede ser calculado como:

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} + \frac{F^2 l}{2AG} \quad (10.7)$$

En el caso del resorte: $T = F \frac{D}{2}$, $l = \pi DN$ (longitud total del alambre)

$N =$ Número de vueltas = $N_a =$ Número de espiras activas

$$J = \frac{\pi d^4}{32}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4}. \text{ Reemplazando:}$$

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 DN}{d^2 G} \quad (10.8)$$

Aplicando el teorema de Castigliano, la deformación será:

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} + \frac{4FDN}{d^2 G}$$

Como $C = \frac{D}{d}$, entonces:



$$y = \frac{8FD^3N}{d^4G} \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) \approx \frac{8FD^3N}{d^4G}$$

La constante del resorte es $k = \frac{F}{y}$, o sea:

$$k = \frac{d^4G}{8D^3N} \quad (10.9)$$

(Válida para resortes de tensión y de compresión)

6. RESORTES DE TENSIÓN

Llamados también de extensión es un resorte helicoidal que ofrece resistencia a una fuerza de tiro. Se fabrican de alambre de sección circular y espiras en contacto unas con otras. Los fabricantes imparten cierta tensión inicial con el objeto de mantener la longitud libre de manera más precisa.

7. CLASES DE EXTREMOS UTILIZADOS EN LOS RESORTES DE EXTENSIÓN



Gancho de maquina abierto o cerrado
vistas alineadas



Gancho de maquina abierto o cerrado
vistas a angulos rectos



Ojo pequeño al lado



Gancho manual abierto o cerrado a
angulos rectos



Espiral completo a un lado y
ojo pequeño desde el centro



Ojo pequeño sobre el centro



Gancho doble
quebrado al centro



Una sola espira
compieta y centrada



Espiral
completa a un
lado



Pequeña
espiral
descentrado y
a un lado



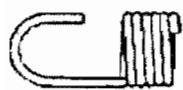
Media espira de
maquina sobre el centro



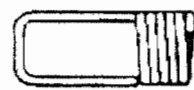
Media espira
manual sobre el
centro



Extremos
cerrados



Gancho largo y
redondo al
centro



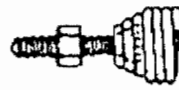
Gancho largo y
cuadrado



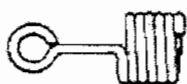
Gancho en V
sobre el centro



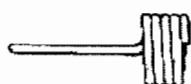
Extremo en forma de
cono con gancho
giratorio corto



Extremo en forma
de cono con perno
giratorio



Ojo extendido o desde el
centro o desde el lado



Extremo recto
recocido para
permitir moldearlo



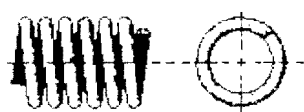
Extremo en forma de cono
para sostener un ojo
giratorio largo



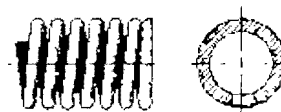
Extremo en forma de
cono con gancho
giratorio

8. RESORTES DE COMPRESIÓN O MUELLES

Existen cuatro tipos de extremos que se utilizan comúnmente en los resortes de compresión: extremo simple a la derecha, extremo simple a la izquierda, extremo a escuadra derecho y extremo a escuadra izquierdo.



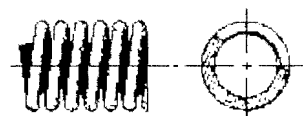
a) Extremo sencillo a derecha



e) Extremo a escuadra a la izquierda



b) Extremo a escuadra a la derecha



d) Extremo sencillo y esmerilado a la izquierda

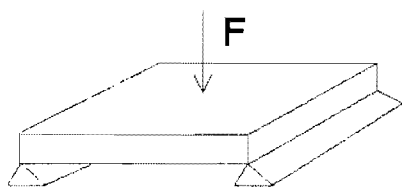
Se recomienda que los extremos de los resortes de compresión siempre se deben poner a escuadra y aplanarse a esmeril para su uso en aplicaciones importantes, debido a que se obtiene una mejor transferencia de la carga.

El tipo de extremo utilizado ocasiona espiras muertas o inactivas en cada extremidad del resorte: el número de espiras activas (N_a) = Espiras totales (N_t) - Espiras de extremo inactivos (N_e)

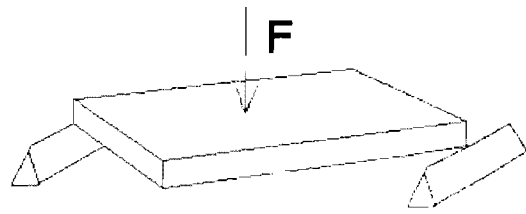
9. RESORTES PLANOS O DE BALLESTA

Son en esencia vigas empotradas en un extremo y libres en el otro o simplemente apoyadas. Como en todas las vigas, estos resortes están sometidos a flexión cuando se aplica la carga y los esfuerzos resultantes son de tracción en un lado del eje neutro y compresión en el otro, con un esfuerzo cortante transversal.

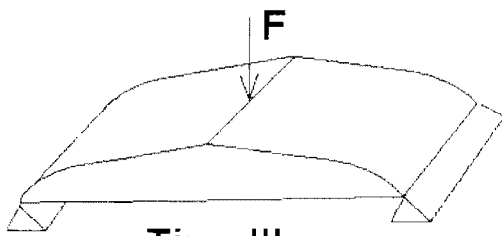
Los seis modelos de vigas de sección rectangular más comúnmente usados, según el apoyo y la forma se clasifican como tipos I, II, III, etc.



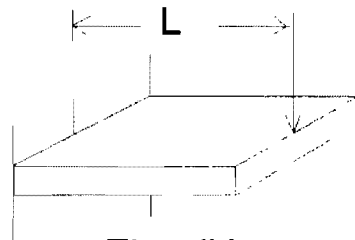
Tipo I



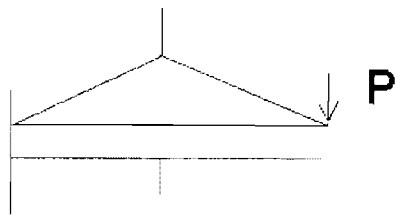
Tipo II



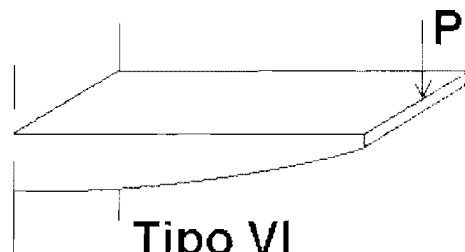
Tipo III



Tipo IV



Tipo V



Tipo VI

Tipo	I	II	III	IV	V	VI
C	2/3	2/3	2/3	1/6	1/6	1/6
K	1/4	3/8	1/2	4	6	8

El diseño de un resorte de ballestas se basa en conocer sus dimensiones de anchura y espesor de la lámina, la deformación o flecha, cuando soporta una carga F a una distancia l del apoyo. Los factores C y K están considerados en su diseño.

Para una viga de sección transversal rectangular de dimensiones b , h , se tiene:

$$M = Fl = CSB^2 \quad (10.10)$$

y la deflexión alcanzada de:

$$Y = K \frac{Fl^3}{Ebh^3} \quad (10.11)$$

De las ecuaciones anteriores, se obtienen las ecuaciones de diseño, donde σ es el esfuerzo a tensión o compresión en las fibras exteriores.

$$h = \frac{CK\sigma l^2}{Ey} \quad (10.12)$$

$$b = \frac{Fl}{C\sigma h^2} \quad (10.13)$$

En el caso de un resorte prismático de sección rectangular (Tipo I), de longitud 75 cm, que soporta una carga de 500 kg en su punto medio, con una deflexión máxima permitida de 4 cm, con $E = 2.1 \times 10^6$ kg/cm², con esfuerzo máximo admisible de 3500 kg/cm², las dimensiones serían:

$$h = \frac{CK\sigma l^2}{Ey} = \frac{2}{3} \times \frac{1}{4} \times \frac{3500 \times 75^2}{2.1 \times 10^6 \times 4} = 0.36 \text{ cm}$$

Tomando $h = 0.35$, que es una dimensión normal en láminas de acero, se tiene un esfuerzo admisible por proporción, así:

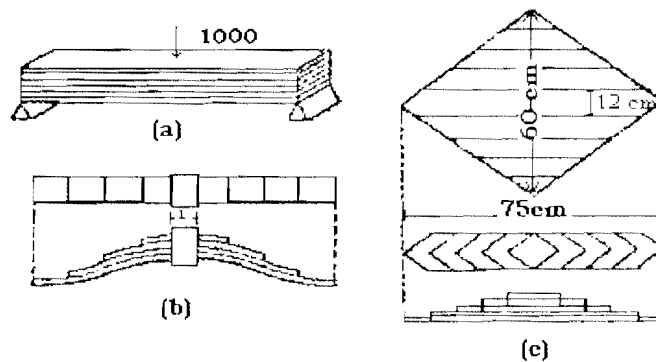
$$0.36\sigma/3500 = 0.35\sigma'/\sigma' \longrightarrow \sigma' = 3400 \text{ kg/cm}^2$$

$$y, b = \frac{Fl}{C\sigma h^2} = \frac{3}{2} \times \frac{500 \times 75}{3400 \times 0.1225} = 135 \text{ cm}$$

Para un diseño práctico este valor es inadmisiblemente, por lo que es más conveniente usar varias láminas o resortes de hojas múltiples.

10. RESORTES DE LAMINAS O DE HOJAS MULTIPLES

Cuando en un resorte simple se ha limitado el valor de b y h , sucede a menudo que un solo resorte no cumple con las condiciones de resistencia y flecha, en estos casos es necesario usar un resorte de varias hojas o láminas superpuestas, como se muestra.



El proceso común es usar las mismas ecuaciones anteriores del tipo I y dividir convenientemente el valor de b en un número lo más aproximado para que resulten varias láminas que, en conjunto darían el espesor total. Estas láminas se superponen como en la figura (a).

Como en la realidad la carga y la resistencia en la viga se va distribuyendo (variación del momento flector) desde los apoyos hasta el punto de máxima flecha, no es necesario que el (l) de las láminas sean todas iguales y se emplea en forma más conveniente el sistema distribuido dado por el tipo II, mostrado en la figura (a).

Tal como se construyen los resortes de láminas ordinarias, la hoja maestra (la que define a l), tiene que tener por lo general en sus extremos un dispositivo para soportar el resorte o para afianzarlo a alguna otra pieza. En cuanto a las otras hojas es frecuente que sus extremos estén cortados en ángulo recto y se encuentren agarradas entre sí como se muestra en la figura (b).

11. MATERIALES PARA RESORTES

Los resortes se fabrican mediante procesos de trabajo en frío o en caliente, dependiendo de: tamaño del material, el índice del resorte y de las propiedades deseadas.

$$\text{La resistencia última a la tensión} = S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (10.14)$$

A es la intercepción y m la pendiente de la recta trazada en papel log – log de la ecuación anterior, con diámetro de alambre d. La resistencia de fluencia a la torsión (S_{sy}) es necesaria para diseñar resortes, pero se dispone de muy poca información acerca de esta propiedad. Una manera aproximada y usada para calcularse es: $S_y = 0.75 S_{ut}$, luego se aplica la teoría de la energía de distorsión (TEDD): $S_{sy} = 0.577 S_y$; en el caso de resortes de tensión es necesario emplear un factor de seguridad (n) grande.

Las variaciones en el diámetro de alambre (d) y de las espiras (N) de un resorte influyen en el esfuerzo y la constante del resorte. Grandes tolerancias darán por resultado resortes más económicos y por lo tanto la fijación de esas tolerancias es un factor importante en el diseño de resortes. Cada fabricante los tabula en sus catálogos.

En los diámetros del alambre la tolerancia $\leq 1.5\%$ del diámetro. La tolerancia en los diámetros de espira se establece: 5% para resortes con $C = 4$ y hasta más del 25% para $C \geq 16$.

El diseño de un resorte helicoidal nuevo comprende las siguientes consideraciones o factores:

- El espacio donde va a trabajar en el que debe adaptarse y operar.
- Valores de las fuerzas y de las deflexiones que se producirán.
- Precisión y confiabilidad necesarias.
- Tolerancias y variaciones permisibles de las especificaciones.
- Condiciones ambientales.
- Costo y cantidades requeridas.

El diseñador utiliza estos valores con el fin de seleccionar y especificar los valores adecuados para:

- Tamaño del alambre (d)

- Número de espiras (N).
- Diámetro (D) y longitud libre del resorte (Lo)
- Módulo de resorte (k)
- Tipos de extremos.

12. PROCESO DE OPTIMIZACIÓN.

Se pueden clasificar en dos (2) categorías:

1. En la primera el objetivo es:

- | | | |
|-----------|---|--|
| Minimizar | { | <ul style="list-style-type: none"> - El peso - El volumen - El diámetro (d) - La longitud (Lo) - Módulo del resorte |
|-----------|---|--|

2. En la segunda el objetivo es:

- | | | |
|-----------|---|--|
| Maximizar | { | <ul style="list-style-type: none"> - Trabajo realizado por el resorte - El factor de seguridad - La deformación - La resistencia a la fatiga - La confiabilidad |
|-----------|---|--|

12. FRECUENCIA CRÍTICA DE LOS RESORTES HELICOIDALES

Cuando un extremo de un resorte de compresión se fija contra una superficie plana y en el otro se produce una perturbación, se originará una onda de compresión que realiza un movimiento oscilatorio rectilíneo de un extremo a otro conocido en los resortes helicoidales como oscilación elástica.

Cuando se diseñan o se seleccionan resortes helicoidales para aplicaciones que requieren rápidos movimientos alternativos, se debe tener certeza que las dimensiones reales del resorte no den lugar a una frecuencia vibratoria natural cercana a la de fuerza aplicada, pues ocurriría resonancia con los consabidos

esfuerzos perjudiciales, debido a que los materiales usados para la fabricación de resortes son de muy baja amortiguación interna.

La ecuación de la onda que gobierna el trabajo de un resorte helicoidal colocado entre dos placas planas y paralelas es:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = \frac{W}{kgl^2} \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}$$

Donde: k = módulo del resorte
 g = aceleración debida a la gravedad
 l = longitud del resorte entre las placas
 W = peso del resorte
 y = coordenada medida a lo largo del resorte
 U = movimiento de una partícula a la distancia y .

Las soluciones a esta ecuación son bien explicadas; dando las frecuencias naturales en radianes por segundo:

$\omega = m\pi \sqrt{\frac{kg}{W}}$; para $m = 1$ se halla la frecuencia fundamental, para $m = 2$, la segunda armónica, etc. como

$\omega = 2\pi f$, para la frecuencia fundamental en ciclos por segundo:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{W}}$$

Para un extremo libre y otro apoyado, se establece:

$$F = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (10.15)$$

El peso de la parte activa de un resorte helicoidal se calcula:

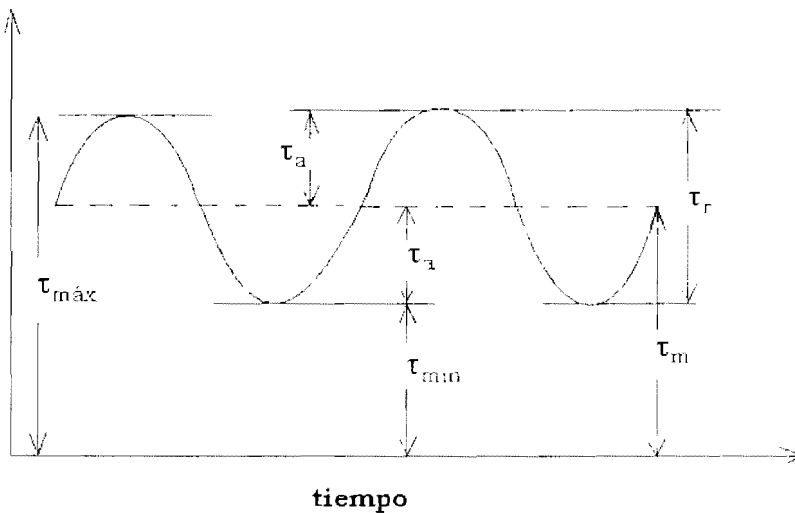
$$W = AL\rho = \pi^2 d^2 DN_a \rho / (14), \quad \rho = \text{peso por unidad de volumen}$$

La frecuencia critica fundamental debe ser igual a 15 a 20 veces la fuerza o movimiento del resorte para evitar resonancia.

14. CARGAS DE FATIGA:

Casi siempre los resortes están sometidos a este tipo de cargas. El resorte de una válvula del motor de un tractor debe soportar millones de ciclos de operación sin falla alguna, por lo tanto debe diseñarse para una duración infinita.

En general los ejes y la mayoría de los mecanismos, la carga de fatiga se considera como esfuerzos invertidos por completo en forma alternada. Los resortes helicoidales nunca se usan al mismo tiempo como resortes de tensión y de compresión. Ellos se montan generalmente con una precarga, o sea que la carga de trabajo es adicional. La condición usual para los resortes helicoidales es la del esfuerzo fluctuante senoidal; la peor condición ocurrirá cuando no haya precarga, es decir cuando $\tau_{\min} = 0$



Para el diseño o análisis de una falla por fatiga de resortes se aplica un factor k_s (como factor de multiplicación de esfuerzo cortante) y se aplica tanto al esfuerzo cortante medio (τ_m) como el esfuerzo cortante alternante (τ_a)

$$\text{Se define: } F_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} \text{ y } F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} \quad (10.16)$$

$$\text{Componentes de esfuerzo: } \tau_a = k_s \frac{8F_a D}{\pi d^3} ; \tau_m = k_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (10.17)$$

La falla en torsión ocurre cuando: $\tau_a = S_{se}$ (10.18) y $\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = S_{sy}$ (20), que son las ecuaciones de diseño para resistir la falla por fatiga.

PROBLEMAS

Modelo 1.

1. Un resorte helicoidal de compresión se forma utilizando alambre para cuerda musical de 0.105 pulg de diámetro. El resorte tiene un diámetro exterior de 1.225 pulg, con extremos simples aplanados y 12 espiras totales.
 - a) ¿Cuál debe ser la longitud libre del resorte para, cuando se cierra comprimiéndolo, el esfuerzo no sea mayor que la resistencia de fluencia?
 - b) ¿Qué fuerza es necesaria para comprimir este resorte hasta su longitud maciza?
 - c) Calcule la escala o modulo del resorte.

SOLUCIÓN

$$a) L_o = \frac{F_{(s_y)}}{k} + L_s$$

$$b) d = 0.105 \text{ pulg (diámetro del alambre)}$$

$$d_e = 1.225 \text{ pulg (diámetro exterior)}$$

$$D = d_e - d = 1.225 - 0.105 = 1.12 \text{ pulg (diámetro medio)}$$

$$N_t = 12$$

$$G = 11.5 \text{ Mpsi (Acero común)}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{1.12}{0.105} = 10.7$$

$$N_t = N_a + 1 \text{ (extremo simple y aplanado)}$$

$$N_a = 12 - 1 = 11 \text{ (número de espiras activas)}$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \left[\text{Usando: } A = 186 \text{ kpsi} \right]$$

$$m = 0.163$$

$$S_{ut} = \frac{186 \text{ kpsi}}{(0.105)^{0.163}} = 268.6 \text{ kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.45 S_{ut} = 0.45 \times 268.6 \text{ kpsi}$$

$$S_{sy} = 120.9 \text{ kpsi}$$

Usando la teoría de la energía de distorsión (T.E.D.D.)

$$S_y = 0.75 S_{ut} = 0.75 \times 268.6 \text{ kpsi} = 201.45 \text{ kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 \times 201.45 \text{ kpsi} = 116.2 \text{ kpsi}$$

Ecuación (2): $\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3}$; Usando S_{sy} y K_B

$$F_{(ssy)} = \frac{S_{sy} \pi d^3}{(8)K_B(D)}, \quad K_B = \frac{4(10.7) + 2}{4(10.7) - 3} = 1.126$$

$$F_{(ssy)} = \frac{116.2(116.205)^3}{8(1.126)(1.12)} = 41.91 \text{ lb}$$

$$c) \quad k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_s} = \frac{(0.105)^4 (11.5) 10^6}{(8)(1.12)^3 (1)} = 11.31 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$a) \quad \text{Longitud libre } L_o = \frac{F_{(ssy)}}{k} + L_s$$

$$L_s = dN_t = 0.105 \times 12 = 1.26 \text{ pulg.}$$

$$L_o = \frac{41.91 \text{ lb}}{11.31 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}} + 1.26 \text{ pulg} = 4.97 \text{ pulg}$$

MODELO 2.

Diseñe un resorte helicoidal de compresión:

- de alambre para cuerda musical
- de extremos escuadrados y planos
- ensamblado con una precarga de 10N
- ejercerá una fuerza de 50N cuando se comprime 140 mm adicionales.
- fuerza en el resorte, a la longitud cerrada debe ser aproximadamente 25% mayor que la fuerza de trabajo.
- utilice sólo tamaños apropiados.

SOLUCIÓN

1) Cálculo de la constante de resorte deseada:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{(50-10)}{140 \text{ mm}} \quad N = 0.286 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

2) Cálculo de N en términos de d (mm)

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} = \frac{d^3 dG}{8D^3 N} \Rightarrow N = \frac{dG}{8C^3 k}$$

$$G = 79.3 \text{ GPa (Acero común)}$$

Suponiendo: $C = 12$, se encuentra $N = 20d$

2) Se calcula D como $D = C \times d$

3) Se calcula S_{Sy} :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = \frac{2170}{d^{0.146}} \\ S_y = 0.75 S_{ut} = \frac{0.75 \times 2170}{d^{0.146}} \\ S_{Sy} = \frac{0.557 \times 0.75 \times 2170}{d^{0.146}} = \frac{939}{d^{0.146}} \end{array} \right.$$

$$4) \tau_{\text{máx}} = k_s \frac{8FD}{\pi d^3} = \frac{(1.042)(8)(60)(D)}{\pi d^3} = 159.2 \frac{D}{d^3} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

5) Se inicia por ejemplo con $d = 1 \text{ mm}$.

Para:

$$d = 1 \text{ mm} , N = 20 , D = 12 \text{ mm} , S_{Sy} = 939 , \tau = 1910.4$$

Indica que d debe ser mayor que 1 mm ., encontrándose los siguientes resultados:

D [mm]	D(mm)	Na	S_{Sy} [MPa]	τ_{max} [$\frac{\%}{mm^2}$]
1	12	20	939 <	1910.4
1.2	14.4	24	915 <	1326.7
1.4	16.8	28	894 <	974.6
1.6	19.2	32	877 >	745
2.0	24	40	848 >	477.6

Por lo tanto las especificaciones del resorte serían:

$$d = 1.6 \text{ mm} , D = 19.2 \text{ mm} \text{ y } Na = 32$$

Un chequeo de la nueva k del resorte da:

$$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N} = \frac{(1.6)^4 (79.3)(10)^9}{(8)(19.2)^3 (32)} = 0.287 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Similar a la deseada $0.286 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$

Dimensiones del resorte:

- ◆ Expires de extremo: $N_e = 2$
- ◆ Expires totales (N_e): $Na + 2 = 32 + 2 = 34$
- ◆ $L_o = L_s + \frac{F}{K} = 54.4 \text{ mm} + \frac{60 \text{ N}}{\frac{0.287 \text{ kN}}{\text{m}} \times \frac{1 \text{ m}}{10^3 \text{ mm}} \times 10^3} = 263.5 \text{ mm}$
- ◆ $L_s = d \times N_t = 34 \times 1.6 = 54.4 \text{ mm}$
- ◆ Paso = $p = \frac{(263.5) - (2)(1.6)}{32} = 8.13 \text{ mm}$

PROBLEMAS

1. Determine las dimensiones de un resorte helicoidal de compresión para sostener una carga de 22.24 kN (5000 lb), si está hecho de alambre de acero estirado en frío, con un esfuerzo cortante permisible de 448.18 MPa (65000 lb/in²). El resorte se debe ajustar en un hueco de 5.1 cm. (2 in) de diámetro. ¿Cuál es la deflexión del resorte?. El resorte opera a la temperatura de la atmósfera con módulo de elasticidad de 34.5×10^9 Pa (5×10^6 lb/in²).
2. Seleccione un resorte helicoidal de compresión para soportar una carga de 400.3N (90lb) con un esfuerzo de 344.75MPa (50000 lb/in²) y una deflexión de alrededor de 5.1 cm. (2 in). El resorte debe ajustarse en un hueco de 8.6 cm. (3.375 in). Calcule el número de espiras y la longitud libre del resorte.
3. Determinar el número de espiras necesarias y la deformación permisible en un resorte helicoidal hecho de alambre de acero de 1/16 in de diámetro, con un índice de resorte de 6 y un esfuerzo cortante máximo de 50000 lb/in². Use una razón de elasticidad de 10 lb/in.
4. Cuando se comprime 1 1/4 pulgadas un resorte con 100 lb/in de relación de elasticidad las espiras se cierran completamente. El esfuerzo cortante es de 50000 lb/in² y el índice de resorte de 8. Los extremos son a escuadra y se tiene un $G = 2 \times 10^6$ lb/in². Calcular el diámetro del alambre, el diámetro de resorte y la longitud del resorte cerrado.
5. Un muelle helicoidal de 3cm de radio y masa despreciable tiene 10 espiras y un diámetro de alambre de 3 mm. Calcular:
 - a) el módulo de la elasticidad transversal del material, conociendo que al suspender una masa de 100 gramos se producen oscilaciones libre con un periodo de 0,3 segundos.
 - b) ¿Cuál es el valor crítico del coeficiente de amortiguamiento para evitar las oscilaciones?

c) Si se asocian dos resortes de este tipo, averiguar la constante elástica del conjunto cuando se disponen en serie y cuando se usan en paralelo.

6. Un resorte helicoidal de compresión ejerce una carga máxima que es 20N mayor que la carga mínima. La deflexión bajo carga máxima es 6 mm. mayor que la deflexión bajo carga mínima. Asuma que el número de espiras activas es de 10 y que el factor de seguridad es de 1.5. El diámetro medio del resorte es de 12 mm. El módulo de rigidez es de 79.3 kPa y que el esfuerzo cortante es de 345×10^6 Pa. Determine el diámetro del alambre, el número exacto de espiras activas y la deflexión inicial del resorte.
7. Un resorte de tensión tiene un diámetro de alambre de 2 mm. y un diámetro medio de 12 mm. Encontrar el valor aproximado de la carga que el resorte puede sustentar antes que la deflexión sea no deseable.
8. Un resorte helicoidal de compresión de tamaño comercial con extremos cuadrados y planos, tiene un diámetro de alambre de 1.40 mm. y un diámetro medio de 12.19 mm. Su longitud cerrada es de 14.35 mm. ¿Cuál es la longitud libre, si el esfuerzo nunca ha de ser mayor que el 90% de la resistencia de fluencia a la torsión? ¿Cuál es la carga correspondiente a la longitud cerrada?

CAPITULO XI. CALCULO DE COJINETES Y RODAMIENTOS

1. INTRODUCCIÓN

El apoyo de piezas rotatorias se realiza mediante cojinetes, los cuales ofrecen la particularidad de minimizar el rozamiento de piezas en movimiento. Las principales funciones del apoyo de un eje son:

- ◆ Permitir el giro libre del eje.
- ◆ Posicionar y alinear el eje.
- ◆ Absorber las fuerzas radiales y axiales producidas por cargas externas.
- ◆ Limitar el rozamiento (con materiales y lubricación adecuados).

Se establecen dos clases de apoyo:

- Cojinetes de rodamiento o cojinete antifricción: la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto rodante. Establecen un contacto puntual o lineal (no superficial) mediante bolas o rodillos entre la superficie del eje y la del apoyo. Está constituido por dos cilindros concéntricos huecos entre los cuales están insertados los rodamientos que permiten deslizar el cilindro interior, en contacto con el eje, respecto al cilindro exterior en contacto con el apoyo.
- Cojinetes de deslizamiento, de fricción, de contacto plano, bujes o chumaceras: el extremo del eje (muñón) gira u oscila en el interior de un casquillo con movimiento relativo deslizante. Presenta un rozamiento superficial por deslizamiento durante su trabajo. Están constituidos por simple casquillos de diferentes materiales (bronce, plomo, estaño, plástico, fibra de madera, etc.) cuyo coeficiente de fricción es relativamente bajo. El empleo de rodamientos esta muy generalizado, sobre todo en transmisiones de velocidad media alta, cuando se requiere soportar cargas importantes y cuando se requiere cierta precisión.

Cuando las cargas de arranque son altas, los cojinetes de rodamiento son más ventajosos debido a la acción giratoria de sus elementos interiores. Sin embargo y especialmente a altas velocidades no son tan silenciosos como los cojinetes de fricción o deslizamiento. En los cojinetes de rodamiento cuando va a

producirse una falla suele aparecer con antelación un ruido que advierte de su inminente rotura, mientras en los de fricción la falla ocurre repentinamente siendo más destructivo su funcionamiento.

2. TIPOS DE COJINETES DE RODAMIENTO.

Se fabrican para soportar carga radial pura, carga de empuje axial pura o una combinación de ambas cargas. La industria de estos productos facilita a los proyectistas el trabajo de cálculo mediante manuales tablas normalizadas para la elección del rodamiento adecuado. La selección de los cojinetes de rodamientos se hace en base a la información que proporcionan los fabricantes en los catálogos. Basados en la experiencia de sus productos y en la interpretación personal de los ensayos, cada fabricante presenta su propio procedimiento para la selección de los cojinetes de rodamientos. En el mercado se encuentran diferentes catálogos de los fabricantes con los títulos "Rollin bearing" o simplemente rodamientos: ZKL, STEYR, FAG, SKF, IWA, BROWNING, TIMKEN.

- Entre los tipos de cojinetes estandarizados se tienen:
 - Cojinetes de bolas: de ranura profunda, contacto angular, con tapa o escudo, sellado, con doble fila de bolas, autoalineante y de empuje.
 - De rodillos: cilíndricos, esféricos, cónicos, de agujas y a rótula.
- Duración o vida de un cojinete: número total de revoluciones, o el número total de horas de giro a una velocidad constante dada de operación del cojinete para que se desarrolle una falla por fatiga en el material de los anillos o en cualquiera de los elementos rodantes. La duración nominal es un término autorizado por la AFBMA y lo emplean la mayoría de los fabricantes.

Los términos duración mínima, duración L_{10} y duración B_{10} , también se emplean para designar la vida nominal de un grupo de cojinetes de bolas o de rodillos idénticos y es definida también como el número de revoluciones u horas a una velocidad constante dada, que 90% de un grupo de cojinetes sobrevivirá antes de desarrollar el criterio de falla por fatiga.

Los términos duración promedio y duración mediana se refieren a un 50% de duración (vida media) expresado como B_{50} . Una equivalencia generalmente adoptada es:

Vida media ≈ 5 (vida del 90%) o sea $B_{50} \approx B_{10}$.

La mayor duración de un cojinete particular rara vez es mayor de 4 veces la duración media.

Para rodamientos rígidos se recomienda tomar $B_{50} = 4,08 B_{10}$

- Carga en los cojinetes. La vida de un cojinete sometido a cualquier carga F es:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^a \quad \left\{ \begin{array}{l} C \rightarrow \text{capacidad básica de carga} \\ a = \begin{cases} 3 \text{ para cojinetes de bolas} \\ 10/3 \text{ para cojinetes de rodillos} \end{cases} \end{array} \right.$$

\hat{o}

$$C = FL^{1/a} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{La expresión vida del 90\%, se puede convertir a} \\ \text{“revoluciones de vida” en millones de revoluciones,} \\ \text{así: } L_{10} = (\text{hora}) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \text{rpm} \end{array} \right.$$

El problema del diseñador es: dados F_D , L_D y n_D ¿qué factor de F_R debe usarse para entrar al catálogo y seleccionar el cojinete apropiado?

$$F_R = F_D \left(\frac{N_D}{N_R} \right)^{1/a} = F_D \left(\frac{L_D n_D}{L_R n_R} \right)^{1/a} = C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{1/a}$$

F_R : Capacidad radial nominal de catálogo, kN (1b)

L_D : Duración de diseño requerida (h); L_R : de catálogo (h)

F_D : Carga de diseño radial requerida, kN (1b)

n_D : Velocidad de diseño requerida y n_R : velocidad de catálogo

- Selección de cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos. Las capacidades de los catálogos están basadas solo en la carga radial, pero estos cojinetes generalmente se someten a combinación de cargas, por lo que se define una carga radial

equivalente F_e como el máximo entre estos dos valores (según AFBMA):

$$F_e = V F_r \quad \left\{ \begin{array}{l} F_r: \text{Carga radial aplicada} \\ F_a: \text{Carga de empuje aplicada} \\ V: \text{Factor de rotación} \\ X: \text{Factor radial} \\ Y: \text{Factor de empuje} \end{array} \right.$$

$$F_e = XVF_r + YF_a$$

En el de giro del aro interior, $V = 1$

En el caso de giro del aro exterior, $V = 1.2$

Cojinetes autoalineantes, $V = 1$

X y Y dependen de la geometría del cojinete, del número de bolas y el diámetro de las mismas. Las recomendaciones (AFBMA) se basan en la relación F_a/C_0 (capacidad de carga básica estática) y un valor referenciable variable e (TABLA11-2), Shigley 5ª ed.

Como los cojinetes de rodillos cilíndricos resisten muy poca carga axial, el factor $Y = 0$.

La mayoría de los manuales de los fabricantes contienen datos e información sobre la vida o duración para diversas clases de máquinas, así como factores de aplicación de carga (factores de seguridad) que se utilizan a fin de aumentar la carga equivalente antes de seleccionar un cojinete. Los catálogos dan además información y recomendaciones sobre: límites de velocidad análisis de rozamiento, dimensiones generales, tolerancias, juego interno, materiales, fijación y montaje y los correspondientes portarrodamientos que ellos fabrican.

- Selección de cojinetes de rodillos cónicos. En la Figura 59

Cargas radiales: F_{rA} y F_{rB}

Empuje interno: T_e

Montaje directo: dorsos de los conos puestos frente a frente.

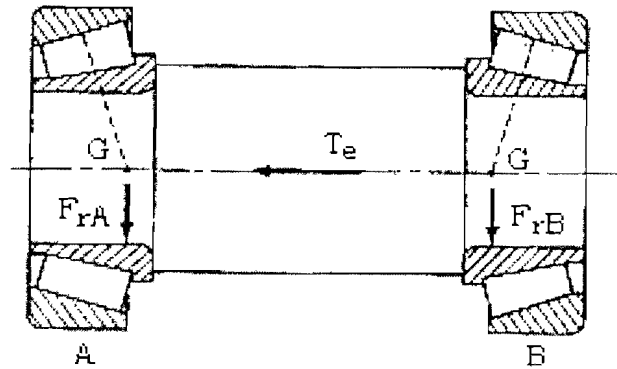


Figura 59. Cojinetes de rodillos cónicos

Esquema de un par de cojinetes de rodillos cónicos montados sobre el mismo eje con ensamblaje directo. Las cargas radiales son F_{rA} y F_{rB} . El empuje externo es T_e .

La componente de empuje F_a producida por una carga radial F_r es especificada por la compañía Timken como:

$$F_a = \frac{0.47F_r}{K} \begin{cases} K = 1.5 \text{ cojinetes radiales} \\ K = 0.75 \text{ cojinetes de gran contacto angular} \end{cases}$$

Carga equivalente para el cojinete A:

$$F_{eA} = 0.4 F_{rA} + K_A \left(\frac{0.47F_{rB}}{K_B} + T_e \right)$$

Para el cojinete B:

$$F_{eB} = 0.4 F_{rB} + K_B \left(\frac{0.47F_{rA}}{K_A} - T_e \right)$$

- Lubricación. Los objetivos del lubricante son:
 - ❖ Formar una película de lubricante entre las superficies deslizantes y rodantes.
 - ❖ Ayudar a distribuir y disipar el calor
 - ❖ Impedir la corrosión de las superficies
 - ❖ Proteger las piezas contra la entrada de materias extrañas

Utilizar grasa cuando:

- La temperatura no sea superior a 110°C
- La velocidad es baja
- Se requiere protección especial contra la entrada de material extraño.
- Se desean alojamientos sencillos para cojinetes.
- Es necesario operar durante períodos largos sin proporcionar atención.

Utilizar aceite cuando:

- 🔑 Cuando las velocidades son altas.
- 🔑 Las temperaturas son elevadas
- 🔑 Se emplean fácilmente sellos a prueba de aceite.
- 🔑 El tipo de cojinete no es apropiado para lubricación con grasa.
- 🔑 Cuando el cojinete se lubrica desde un sistema central que sirve también para otras piezas.

- Montaje y alojamiento. El diámetro interior del alojamiento y el exterior del eje deben tener límites de tolerancia muy estrechos, lo cual desde luego es costoso. Los manuales de los diversos fabricantes de cojinetes dan muchos detalles de los montajes para la mayoría de las áreas de diseño.

Con el fin de aumentar la duración a la fatiga, los cojinetes de rodamiento se precargan, esto es: eliminar la holgura interna. Para esto es buena práctica seguir las recomendaciones de los fabricantes. Así mismo se deben seguir los valores permisibles de desalineamiento que aparecen en los catálogos, para cada uno de los tipos de rodamientos.

Para evitar la entrada de polvo y materias extrañas y retener el lubricante, el montaje debe incluir un sello, siendo los principales el sello de filtro, el comercial y de laberinto; que son usados dependiendo de la velocidad de trabajo, el pulimiento de las superficies y la temperatura.



3. COJINETES DE CONTACTO DESLIZANTE.

Su campo de aplicación es muy amplio. Cigüeñal y los cojinetes de las bielas de un motor; chumaceras en las turbinas de vapor, plantas eléctricas, etc.

- Relación entre la longitud y el diámetro del cojinete. El rozamiento entre el eje y el cojinete ocasiona pérdidas de energía proporcionales a la fuerza (F), el diámetro del cojinete (d) y al coeficiente de rozamiento (μ): $E \propto F.d.\mu$

La presión debida a la carga F es soportada por un área del cojinete igual al diámetro por la longitud (área proyectada):

$$F = P.A = P.L.d$$

Si deseamos disminuir el rozamiento disminuyendo el diámetro d se debe aumentar la longitud L para mantener la presión constante sobre el cojinete. Sin embargo, el aumentar la longitud del cojinete, lo hace más sensible al deslizamiento por flexión o por montaje. Cuando hay desalineamiento, habrán puntos que soportarán la casi totalidad de la carga, existiendo el peligro de romper la película de lubricante y ocasionar falla. Por esta razón se recomienda $L = (0.5-1.2) d$.

- Lubricación: Para su correcto funcionamiento los bujes exigen una esmerada lubricación sea por aceite o por grasa. La admisión del lubricante puede realizarse a través del mismo buje (llevar ranuras para la distribución adecuada del lubricante en toda la superficie) o a través del eje (lleva canales de distribución del aceite).

4. CLASIFICACIÓN

1) Según la carga

- Radiales
- Axiales también llamados cojinetes de empuje o quicioneras.
- Combinadas

2) Según la posibilidad de alineamiento

- . Rígidos

. Autoalineables

3) Según la forma geométrica

- ❖ Cojinetes enteros
- ❖ Cojinetes en casquetes
- ❖ Cojinetes parciales

5. MATERIALES PARA COJINETES

- a) Aleación blanca, antifricción o Babbitt: Es una aleación de estaño (80%), antimonio (10%), cobre (8%) y plomo (2%), aproximadamente. Hay muchos tipos de Babbitt, pero en general todos tienen características benéficas. Su punto de fusión es bajo (240°C).
- b) Bronces. Son aleaciones de cobre, estaño, plomo, zinc, etc. Alto punto de fusión (1000°C), pero requieren esmerada lubricación.
- c) Fundición de hierro. Es frágil, solo para bajas velocidades.
- d) Metales sinterizados. Se forman por compactación de polvos metálicos como bronce, grafito, hierro, acero de bajo carbono. El calor de servicio hace salir a flote el aceite que previamente ha sido introducido en el buje mediante un baño especial. No requieren lubricación adicional.
- e) Materiales sintéticos. Se emplean plásticos (nylón, teflón, etc.). Tienen bajo coeficiente de rozamiento, alta resistencia al desgaste y lubricación por agua.

MODELO 1. La figura muestra un contraeje movido por un engranaje y está provisto de un piñón en voladizo en C. Seleccione un cojinete de bolas simple de contacto radial para montarlo en O y un cojinete de rodillos cilíndricos para instalarlo en B. La fuerza que actúa sobre el engranaje A es $\vec{F}_A = 600\text{lb}$, y el eje o árbol a de girar a una velocidad de 480 rev/min. La resolución del problema de estática da el valor de la fuerza que ejercen los cojinetes contra el eje en O, con $\vec{R}_O = 388\vec{j} + 471\vec{j}\text{lb}$, y en B como $\vec{R}_B = 317\vec{j}$ -

1620 k \vec{lb} . Usando un factor de aplicación de 1.4 y una vida L_{10} de 50kh, determine el tamaño de los cojinetes requeridos.

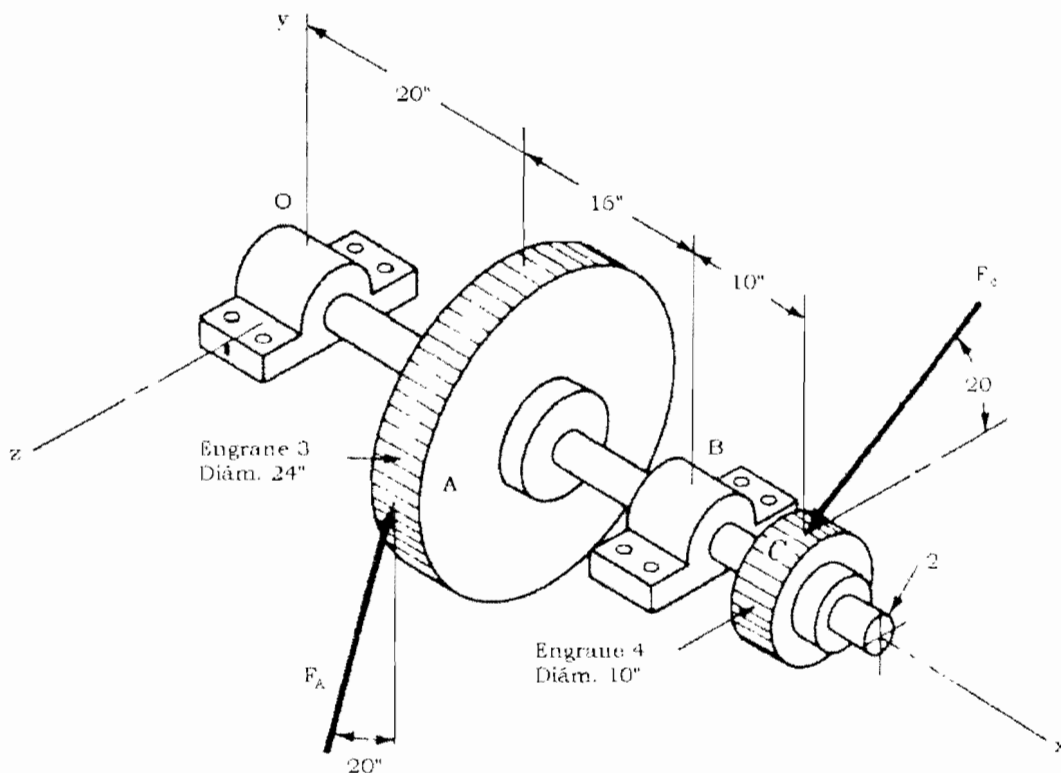
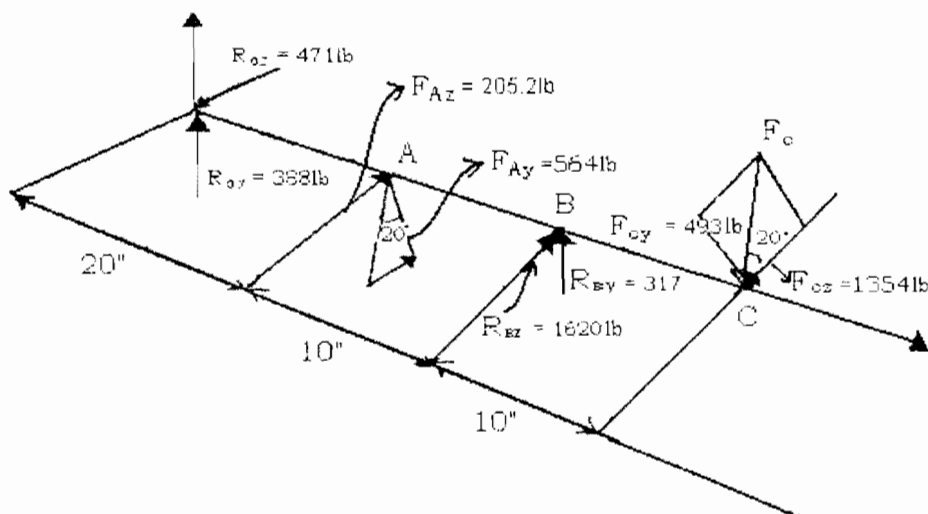


Diagrama de cuerpo libre

En O: cojinete de bolas simple de contacto radial

En B: cojinete de rodillos cilíndrico.



$$\text{En O: } \vec{R}_O = 388\vec{j} + 471\vec{i} \text{ ; En B: } \vec{R}_B = 371\vec{j} - 1620\vec{i}$$

$$F_{AZ} = 600 \cdot \sin 20^\circ = 205.2 \text{ lb}$$

$$F_{AY} = 600 \cdot \cos 20^\circ = 546 \text{ lb}$$

Factor de aplicación 1.4

$$T_A = R_{AY}(12) = 564(12) = 6768 \text{ lb-pulg.}$$

$$L_{10} = 50 \text{ kh}$$

$$T_A = T_C = F_{CZ}(5) = \frac{6768}{5} = 1354 \text{ lb.}$$

$$\tan 20^\circ = \frac{F_{CY}}{F_{CZ}} \Rightarrow F_{CY} = 493 \text{ lb.}$$

$$F_C = \sqrt{F_{CY}^2 + F_{CZ}^2} = 144 \text{ lb}$$

$$R_O = \sqrt{388^2 + 471^2} = 610 \text{ lb}$$

$$R_B = \sqrt{(317)^2 + (1620)^2} = 1650 \text{ lb}$$

CARGA EN LOS COJINETES:

$$\text{En O: } C = FL^{\frac{1}{a}}$$

$$F_{\text{equivalente}} = R_O(1.4) = 854 \text{ lb.}$$

$$L_{10} = 50 \cdot 10^3 \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{m}} \right) (480 \text{ rpm}) = 1440 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 854 \text{ lb} \left(\frac{440 \cdot 10^6}{10^6} \right) = 42.9 \text{ kN}$$

En catalogo de TIMKEN:

C: para ranura profunda, C=43.6, Serie 02 y DI = 55 mm

C: contacto angular, C=46.2 Serie 02 y DI= 55 mm

En B: (Rodillos cilindricos $a = \frac{10}{3}$)

$$F_{\text{equivalente}} = 1650 \text{ lb} (1.4) = 2310 \text{ lb.}$$

$$C = 2310 \left(\frac{50 \cdot 10^3 (60)(480)}{10^6} \right)^{\frac{1}{10}}$$

$$C = 20.5 \cdot 10^3 \text{ lb} (4.45) = 91.2 \text{ kN}$$

En catalogo de TIMKEN:

Serie 02 → D.I. = 75 mm para C = 91.3 kN

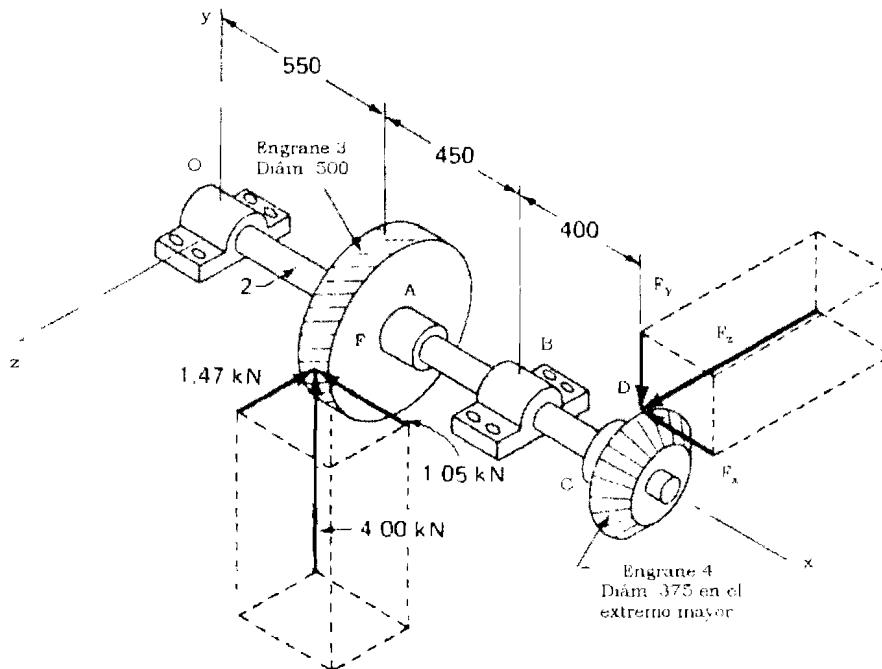
Serie 03 → D.I. = 55 mm para C = 102kN

MODELO 2

La figura ilustra una parte de un mecanismo de transmisión que tiene un engrane helicoidal ordinario y un engrane cónico en voladizo. Se van a instalar cojinetes de rodillos cónicos en los alojamientos O y B, de manera que el cojinete montado en O absorba la componente principal del empuje. Las dimensiones dadas sitúan los centros de carga efectiva de los engranes y los cojinetes. La fuerza del engrane cónico, F_D , puede expresarse en la forma general $\vec{F}_D = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k}$, o bien para este engrane cónico en particular, en la forma:

$$\vec{F}_D = -0.242F_D \vec{i} - 0.242F_D \vec{j} + 0.940F_D \vec{k}$$

Los cojinetes tendrán una vida L_{10} de 36 kh, correspondiente a una velocidad de rotación del árbol de 900 rpm. Use 1.5 para K y la unidad para el factor de aplicación, y determine la capacidad radial necesaria en cada cojinete.



Capacidad radial necesaria en cada cojinete:

$$F_R = F_D \left[\left(\frac{L_D}{L_R} \right) \left(\frac{n_D}{n_R} \right) \right]^{1/4}$$

$L_D = 36kh$, $n_D = 900 \rightarrow$ suministrados como datos

$L_R = 3kh$, $n_R = 500 \rightarrow$ del fabricante: TIMKEN.

La selección es para instalar rodamientos cónicos: $a = \frac{10}{3}$

Para el equilibrio:

$$\sum \vec{M}_{O_0} = \vec{r}_{OF} \wedge \vec{F}_F + \vec{r}_{OB} \wedge \vec{F}_B + \vec{r}_{OD} \wedge \vec{F}_D = 0$$

$$\vec{r}_{OF} = 550\vec{i} + 250\vec{k}$$

$$\vec{r}_{OB} = 1000\vec{i}$$

$$\vec{r}_{OD} = 1400\vec{i} + 187.5\vec{j}$$

El cojinete en O absorbe la componente principal del empuje

$$F_F = -1.05\vec{i} + 4\vec{j} - 1.47\vec{k}$$

$$\vec{F}_B = F_B\vec{i} + F_B\vec{j} + F_B\vec{k}$$

$$\vec{F}_D = -0.242F_D\vec{i} - 0.242F_D\vec{j} + 0.940F_D\vec{k}$$

$$\vec{r}_{OF} \wedge \vec{F}_F = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 550 & 0 & 250 \\ -1.05 & 4 & -1.47 \end{vmatrix} = -1.000\vec{i} + 546\vec{j} + 2200\vec{k}$$

$$\vec{r}_{OB} \wedge \vec{F}_B = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 1000 & 0 & 0 \\ 0 & F_B & F_B \end{vmatrix} = -1000F_B\vec{j} + 1000F_B\vec{k}$$

$$\vec{r}_{OD} \wedge \vec{F}_D = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 1400 & 187.5 & 0 \end{vmatrix} = 176.25F_D\vec{i} - 1316F_D\vec{j} - 293.4F_D\vec{k}$$

$$-0.242F_D \quad -0.242F_D \quad 0.940F_D$$

Términos en \vec{i} : $=1.000+176.25F_D=0$

$$F_D = 5.67kN$$

Entonces: $\vec{F}_D = -1.37\vec{i} - 1.37\vec{j} + 5.33\vec{k}$

Términos en \vec{j} : $546-1000F_B^z - 1316(5.67)=0$

$$F_B^z = -6.92kN$$

Términos en \vec{k} : $2200+1000F_B^y - 293.4(5.67)=0$

$$F_B^y = -0.536kN$$

$$\vec{F}_B = -0.536\vec{j} - 6.92\vec{k}$$

$$\sum \vec{F} = 0$$

$$\vec{F}_0 + \vec{F}_F + \vec{F}_B + \vec{F}_D = 0$$

$$\vec{F}_0 = - \left[(-1.05\vec{i} + 4\vec{j} - 1.47\vec{k}) + (-0.536\vec{j} - 6.92\vec{k}) + (-1.37\vec{i} - 1.37\vec{j} + 5.33\vec{k}) \right]$$

$$= 2.42\vec{i} - 2.094\vec{j} + 3.06\vec{k} \quad kN$$

La fuerza radial en O será $F_{r0} = \sqrt{(-2.094)^2 + (3.06)^2} = 3.71kN$

La fuerza de empuje $T_e = 2.42kN$

$$F_{rB} = \sqrt{(-0.536)^2 + (-6.92)^2} = 6.94kN$$

CARGA RADIAL EQUIVALENTE EN EL COJINETE EN O:

$$F_{e0} = 0.4(F_{r0}) + 1.5 \left(\frac{0.47(F_{r0})}{1.5} + T_e \right)$$

$$F_{eB} = 0.4(F_{rB}) + 1.5 \left(\frac{0.47(F_{r0})}{1.5} - T_e \right)$$

Reemplazandó:

$$F_{e0} = 0.4(3.71) + 1.5 \left(\frac{0.47(6.94)}{1.5} + 2.42 \right) = 8.38 \text{ kN}$$

$$F_{eB} = 0.4(6.94) + 1.5 \left(\frac{0.47(3.71)}{1.5} - 2.42 \right) = 0.89 \text{ kN}$$

Como: $F_{e0} > F_{r0}$ usar 8.38

Y: $F_{eB} < F_{rB}$ usar 6.94

$$\text{Para O: } F_{R0} = 8.38 \left[\left(\frac{36}{3} \right) \left(\frac{900}{500} \right) \right]^{3/10} \quad \boxed{F_{R0} = 21.1 \text{ kN}}$$

$$\text{Para B: } F_{RB} = 6.94 \left[\left(\frac{36}{3} \right) \left(\frac{900}{500} \right) \right]^{3/10} \quad \boxed{F_{RB} = 17.4 \text{ kN}}$$

PROBLEMAS

- Un cojinete de cola de base dinámica de 3380kg. Si la carga radial equivalente aplicada al cojinete es $P=4500\text{kg}$. Determinar:
 - La duración probable, expresada en millones de revoluciones.
 - La duración lograda por el 90% de cojinetes expresada en horas, si la velocidad de rotación es de 180rpm.
 - La duración media probable, expresada en horas.
- Un cojinete tiene una capacidad de base dinámica de 3960kg. ¿Qué carga radial equivalente P puede soportar el cojinete a una velocidad de 400rpm, si se desea que el 90% de un grupo de cojinetes tenga una duración de 5000 horas, en estas condiciones?
- Seleccionar un rodamiento de bolas para soportar una carga radial de 360kg y una carga axial de 280kg a 1150rpm. Proyectar para 5600 horas, considerando el funcionamiento con vibración moderada. El factor de esfuerzos dinámicos es de 1.4 y se considera que el aro interior gira.
- Una carga axial $F_1 = 450\text{kg}$ actúa por dos horas sobre un cojinete de rodamientos y luego se reduce a $F_2 = 225\text{kg}$, por una

hora. El ciclo se repite continuamente y el eje gira a 300rev/min.

5. Un cojinete debe soportar en esfuerzo dinámico una carga radial de 500kg en un eje que gira a 1000rev/min. El eje tiene un diámetro de 30mm. Para el cojinete se exige una vida probable igual o superior a 3000h. seleccionar el modelo adecuado en los supuestos siguiente:

- a) Componente axial de 200kg.
- b) Componente axial de 200kg y diámetro exterior menor de 75mm.

CAPITULO XII ACOPLAMIENTOS

1. INTRODUCCIÓN

Los acoples se usan desde hace mucho tiempo para conectar ejes que al menos estuvieran aproximadamente alineados. En un principio se utilizaron los acoples rígidos, pero a medida que han aumentado las exigencias de velocidad y de carga en las máquinas, se ha hecho necesario desarrollar acoplamiento capaces de absorber y compensar los efectos nocivos causados por los diversos desalineamientos en muchos casos inevitables en los ejes.

Los acoples se definen como elementos de máquinas que sirven para unir dos ejes uno motor y otro receptor cuya función básica es transmitir torque. Pero existen muchos tipos de acoples que además de transmitir torque actúan como amortiguadores de efectos torsionales o de cargas de impulso originadas por las irregularidades de funcionamiento. También un acople podría ser empleado como un medio de seguridad cuando se presentan sobrecargas en las máquinas por rotura de algún pasador o por desacople de algún elemento que independice o aisle el funcionamiento.

2. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

Cuando se selecciona un acople se deben considerar todos los requerimientos del sistema. No es suficiente estar al corriente del tipo de motor, transmisión y la carga y que tan grande es el eje. Se debe también conocer como las dos partes deben ser ensambladas y si hay desalineamiento, así como también el rango de operación y la temperatura de trabajo. Antes de seleccionar un acoplamiento se debe tener en cuenta:

1. Tipo de motor: eléctrico, de combustión interna, hidráulico, etc.
2. Tipo de carga: ventilador, bomba, trituradora de piedra, etc., para determinar las inercias.
3. Torque nominal o torque de operación continua.
4. Torque máximo. Pico esperado de arranque, torque de parada, sobrecarga, etc.
5. Torque de vibración. Torque oscilando alrededor del torque nominal.
6. Número de arranques por hora.
7. Desalineamiento. Cantidad y tipo de desalineamiento entre el motor y la carga: paralelo, angular y/o axial.
8. Tipo de montaje: eje a eje, eje a volante, etc.
9. Tamaño del eje: diámetros de los ejes acoplar.
10. Temperatura de operación: temperatura general de operación y si la transmisión se efectúa en sitios cerrados (no ventilados).
11. Rango de la velocidad de operación. Límites superior e inferior del rango de operación.

12. Factor de servicio. Designado para combinar muchas de las condiciones de operación mencionadas anteriormente e incluirlo como un multiplicador para sobredimensionar el acoplamiento.

3. CARACTERÍSTICAS DE LOS ACOPLAMIENTOS

Una vez definidos los requerimientos del sistema, se deben chequear las características del acoplamiento escogido, para verificar la selección. Se deben revisar las siguientes características:

1. Capacidad de torque
2. Calibre. Mínimo y máximo calibre
3. Tipo de montaje. Configuración disponible del montaje para cualquier acoplamiento.
4. Rango máximo de velocidad.
5. Desalineamiento. Grado de desalineamiento que puede ser aceptado en el montaje.
6. Material flexible. Capacidad del material para resistir el calor o contaminación con aceite y su rigidez torcional.

4. ACOPLER DE ELEMENTOS RIGIDOS COMO MOVILIDAD

No siempre se puede obtener el centrado exacto, ni siquiera aproximado y permanente que exigen los acopleres rígidos. La disposición de los árboles a conectar inexacta al principio por los errores inevitables de fabricación, acentuada por las deformaciones a causa de las cargas de servicio por efectos de la temperatura y por la cadencia de los asientos o fundaciones, hace recomendable o necesario el empleo de acopleres móviles.

Los acopleres móviles se fabrican para hacer diferentes tipos de conexiones entre dos árboles o ejes, y permitir también ciertos desplazamientos de éstos, que pueden ocurrir al ser instalados o durante su funcionamiento.

Los acopleres móviles para desplazamientos de los ejes pueden ser de tres clases:

- Desplazamiento axial
- Desplazamiento radial y
- Desplazamiento angular

Dos ejes sufren desplazamiento axial sólo cuando se encuentran alineados y se desplazan a lo largo de su eje geométrico. Mientras que su desplazamiento es radial si los ejes geométricos permanecen paralelos, aunque separados por una distancia r . Por otro lado, el desplazamiento es angular cuando los ejes forman entre sí un determinado ángulo α . Los tres tipos de desplazamientos se muestran en la Figura. 60.

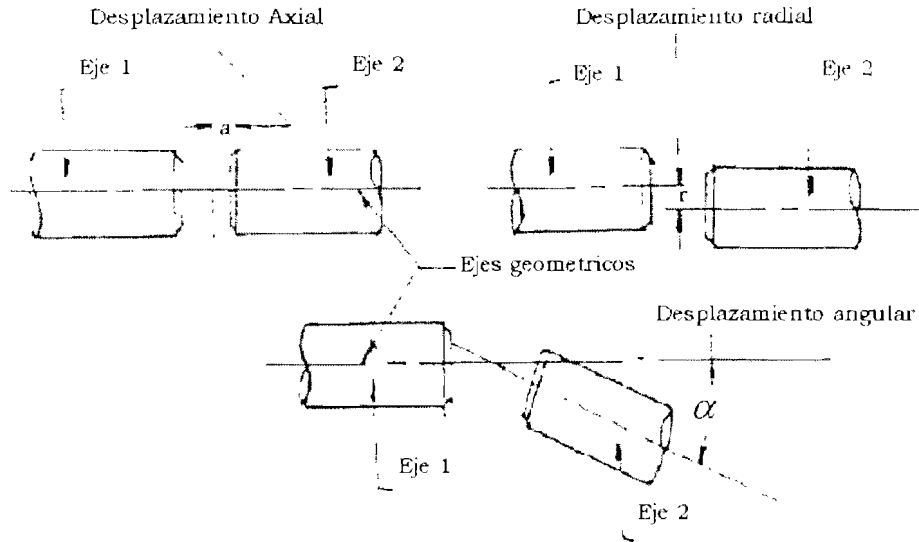


FIGURA 60. Desplazamiento de los ejes.

5. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

El primer paso es hacer una selección basada en el torque a transmitir y en las dimensiones del eje. Luego verificar que la selección satisface los requerimientos de montaje, grado de desalineamiento, velocidad de operación, temperatura de operación y la posibilidad de resonancia.

No todos los sistemas requieren de estos pasos. Sistemas que operan uniformemente, como los motores eléctricos transmiten pequeñas cargas y rara vez se presentan vibraciones severas. La frecuencia natural probablemente no requiere ser calculada. Como una simple pauta para determinar los requerimientos del sistema para sistemas uniformes, los fabricantes de acoplamiento han desarrollado el factor de servicio, como una aproximación a los requerimientos de temperatura, torque máximo y frecuencia natural. Para estar seguro que el acoplamiento seleccionado es adecuado, se multiplica el torque nominal requerido por el factor de servicio.

El factor de servicio es adecuado para algunos sistemas. Entre sus desventajas está su imprecisión y en aplicaciones severas no evalúa todas las variables. Además, cuando se está seleccionando teniendo en cuenta el factor de servicio, se debe ser cauteloso para no sobre especificar el acoplamiento más allá de lo necesario.

La selección de un acoplamiento flexible es más que los requerimientos de torque y tamaño del eje. Es importante entender las funciones del acople flexible en el sistema, los requerimientos de operación del sistema y las características del acople seleccionado. Los acoplamientos flexibles cumplen cuatro funciones principales en el sistema de transmisión:

1. Transmiten torque y rotación desde el motor a la carga.

2. Amortiguan la vibración.
3. Facilitan el desalineamiento.
4. Influyen en la frecuencia natural del sistema.

La capacidad de manipular el torque de un acoplamiento diseñado define el tamaño básico del acople. El torque nominal es la carga continua en el acoplamiento indicada por el fabricante bajo un conjunto de condiciones. El torque máximo es el pico más alto que el acoplamiento puede manejar para el arranque, parada de máquinas, funcionamiento en continua resonancia y sobrecargas momentáneas. El torque de vibración es la vibración del acoplamiento, considerada en 10Hz para acoplamientos elastoméricos. La rotación de los acoplamientos puede ser uniforme (velocidad constante) o cíclica (Juntas Hooke).

Todos los sistemas de transmisión experimentan alguna vibración. La vibración puede exceder los límites de diseño, causando fallas en el sistema. Los acoplamientos flexibles son un método para amortiguar la cantidad de vibración, tanto del motor como del equipo accionado. Cuando se utiliza acoplamiento flexible, la vibración se transfiere al material, la cual la absorbe más bien que transmitirla a la transmisión completa. Materiales blandos como el caucho natural, puede absorber mejor las vibraciones que los materiales duros, como el acero. Si un sistema tiene desalineamiento, hay dos factores a considerar. Primero, usar un acople que pueda operar entre los dos ejes desalineados. Segundo, se debe asegurar que el acoplamiento no ejerza fuerzas excesivas sobre el equipo debido al desalineamiento.

La cantidad de desalineamiento que un acoplamiento puede aceptar es variable. Los platos de transmisión de acero, por ejemplo, aceptan solamente desalineamientos iguales a las tolerancias de su mecanización, tan pequeñas como 0.005 pulgadas. Otros acoplamientos pueden aceptar desalineamientos hasta de 45°. El máximo desalineamiento admisible es función de la capacidad de torque utilizado y la cantidad de torque de vibración que el sistema está transmitiendo bajo alineación perfecta.

Si hay un sistema de desalineado, el material usado en el acoplamiento es importante. El desalineamiento puede causar fuerzas radiales sobre el sistema. Si las fuerzas radiales son grandes, algunos componentes como los cojinetes, sellos y ejes pueden experimentar esfuerzos severos y fallas prematuras. Materiales diferentes ejercen fuerzas radiales diferentes; los materiales blandos típicos ejercen menos fuerza radial que los materiales rígidos.

La frecuencia natural de un sistema puede alterarse cambiando la inercia de cualquiera de los componentes o la rigidez del acoplamiento usado. Generalmente cuando un sistema de transmisión diseñado es difícil y costoso cambiar la inercia de los componentes, por lo tanto con

la selección del acoplamiento es posible alterar la frecuencia natural del sistema.

6. CLASIFICACION DE LOS ACOPLES

Los acoplamientos pueden ser:

- Acoplamientos rígidos
- Acoplamientos flexibles
- Acoplamientos deslizantes
- Acoplamientos de unión universal tipo Hooke
- Acoplamientos contra sobrecarga

6.1. Acoplamientos rígidos

Los acoplamientos rígidos se utilizan cuando los ejes están perfectamente alineados y no van a sufrir ninguna clase de desplazamiento durante el funcionamiento. Tal alineación es difícil de conseguir en la práctica, y si consigue es difícil de mantenerla a causa de factores ya mencionados como, la variación de la temperatura, el desgaste de los cojinetes, la deformación de los árboles sometidos a carga, etc., los cuales originan esfuerzos que pueden conducir a la rotura del acoplamiento. Por eso los acoplamientos rígidos se usan más que todo en ejes relativamente flexibles y que trabajan a bajas velocidades.

Los acoplamientos rígidos se fabrican en tres formas diferentes:

- Acoplamiento de manguito
- Acoplamiento de manguito partido
- Acoplamiento de bridas.

El acoplamiento de manguito consta de un manguito o buje y dos pasadores cónicos que unen rigidamente los extremos de dos árboles. Ver Figura 61.

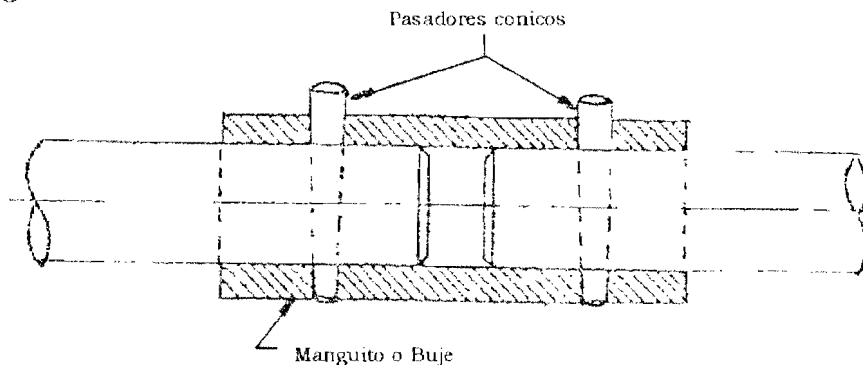


Figura 61. Acoplamiento de manguito.

El acoplamiento de manguito partido consta de dos mitades que se ajustan mediante pernos y de una chaveta larga que ayuda a la

alineación de los dos ejes. Una de las ventajas que ofrece éste tipo de acoplamiento es que puede ser montado y desmontado sin necesidad de mover los ejes. (Figura 62).

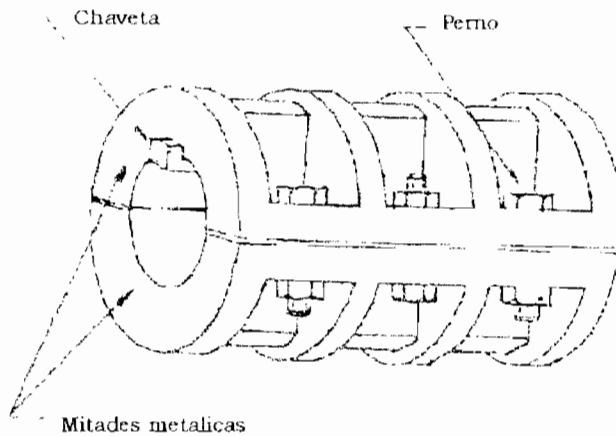


Figura 62. Acoplamiento de manguito partido.

El acoplamiento de bridas está compuesto de dos platos ó bridas que se ajustan mediante pernos y de una chaveta larga. Además de tener la misma ventaja de montarse y desmontarse sin mover los ejes, como el acoplamiento de manguito partido, tiene la ventaja adicional de transmitir mayores potencias. (Figura 63).

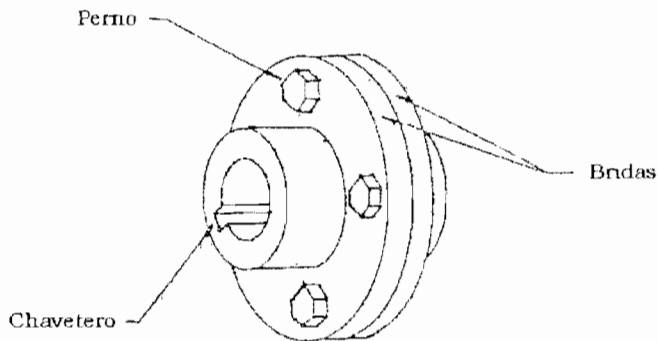


Figura 63. Acoplamiento de bridas.

En la figura se muestra, un acoplamiento rígido de bridas, con la siguientes anotaciones aplicadas al acople:

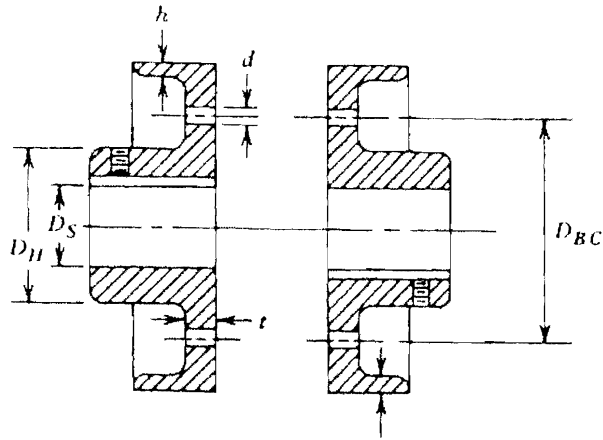


Figura 64. Acoplamiento de bridas

D_{BC} = diámetro del círculo de pernos, mm

D_H = diámetro del cubo o campana, mm

D_S = Diámetro del eje

M_t = capacidad de torque, N.m.

S_s = esfuerzo constante admisible, Pa

S_B = presión de apoyo para el perno o plato, Pa

t = espesor del plato, mm

d = diámetro del perno, mm

n = número efectivo de pernos tomando todos los pernos si los huecos para los pernos son ensanchados y la mitad de ellos si son colocados en espacio libre.

El diámetro del cubo o campana debe ser aproximadamente 1.75 a 2 veces el diámetro del eje, O: $D_H = 1.75D_S$ a $2D_S$ (12.1)

El mínimo espesor del plato está basado en dos consideraciones: 1. Resistencia al cortante del plato y 2. El apoyo del plato y perno, asumiendo que los pernos están apretados y son presionados contra el plato. La capacidad de torque, está basada en el esfuerzo cortante de la mínima área en el empalme del cubo y el plato y puede ser calculada de:

$$M_t = S_s (\pi D_H t) \frac{D_H}{2} \text{ o } t = \frac{2M_t}{\pi S_s D_H^2} \quad (12.2)$$

Para las cargas sobre el cojinete causadas por el perno y el plato, la capacidad de torque es:

$$M_t = S_B (dt) \frac{D_{BC}}{2} n \text{ ó } t = \frac{2M_t}{S_B d D_{BC} n} \quad (12.3)$$

Para los acoplamientos rígidos de bridas, el análisis de los pernos se hace teniendo en cuenta una de las varias suposiciones diferentes:

1. Los pernos están justamente apretados y la carga es transmitida desde la mitad del acople a la otra mitad por medio de un esfuerzo cortante uniforme en el vástago de el perno.
2. Los pernos están justamente apretados y la carga es transferida desde la mitad con un esfuerzo cortante máximo en el vástago del perno igual a 1.33 veces el esfuerzo cortante medio.
3. Los pernos están suficientemente apretados de tal manera que la potencia es transmitida de la mitad de acople a la otra mitad por medio de la fricción.
4. Los pernos son apretados y una parte de la potencia es transmitida por medio de fricción y el resto de la potencia es transmitida por el esfuerzo cortante en los pernos.

6.2. Acoplamientos flexibles.

Los acoplamientos flexibles constan básicamente de dos partes metálicas iguales, unidas a cada árbol mediante chavetas, y de un elemento intermedio flexible que puede ser de caucho ó metálico.

Los acoplamientos flexibles permiten pequeños desplazamientos de los ejes, tanto en forma axial como radial, y sirven también para absorber choques y vibraciones ocurridas durante el funcionamiento.

Los acoplamientos flexibles más utilizados son:

- Acoplamiento tipo Oldham.
- Acoplamiento de cadena
- Acoplamiento de cojín.

El acoplamiento tipo Oldham está compuesto por dos discos metálicos rasurados frontalmente y de una pieza intermedia de caucho que ensambla en las ranuras, las cuales forman entre si un ángulo de 90 grados. Este tipo de acoplamiento permite cierto desplazamiento axial y radial de los ejes. (Figura 65).

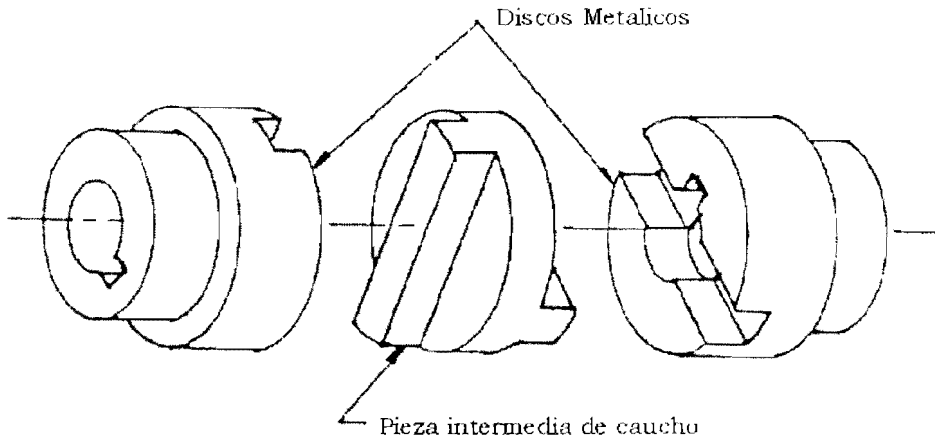


Figura 65. Acoplamiento de tipo Oldham.

El acoplamiento de cadena está compuesto por dos cubos con ruedas dentadas, sobre las que se adapta una cadena doble de rodillos, como lo muestra la Figura 66, de tal manera que la transmisión de movimiento se efectúa a través de la cadena. Este tipo de acoplamiento permite no sólo cierto desplazamiento axial y radial, sino también un pequeño desplazamiento angular de los árboles acoplados. (Figura No. 22).

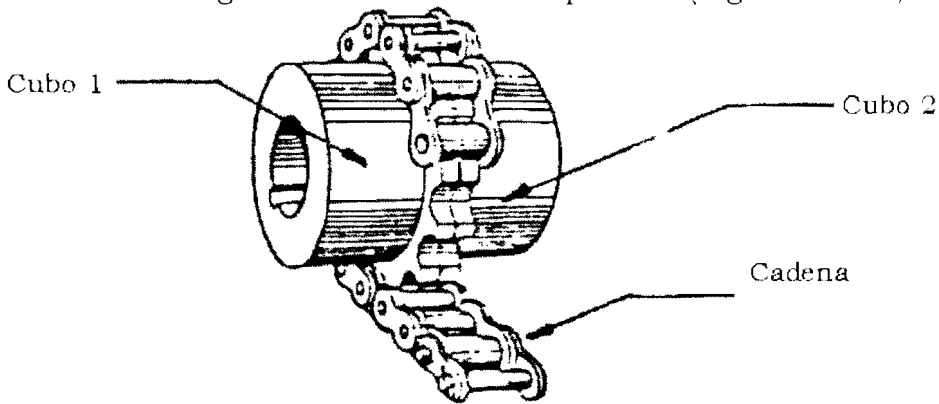


Figura 66. Acoplamiento de cadena.

El acoplamiento de cojín consiste de dos bridas enchavetadas a los ejes y de una banda intermedia de caucho que actúa a manera de cojín. Los acoplamientos de cojín se caracterizan por soportar un alto grado de desplazamiento de los árboles, tanto axial y radial, como también angular. (Figura 67).

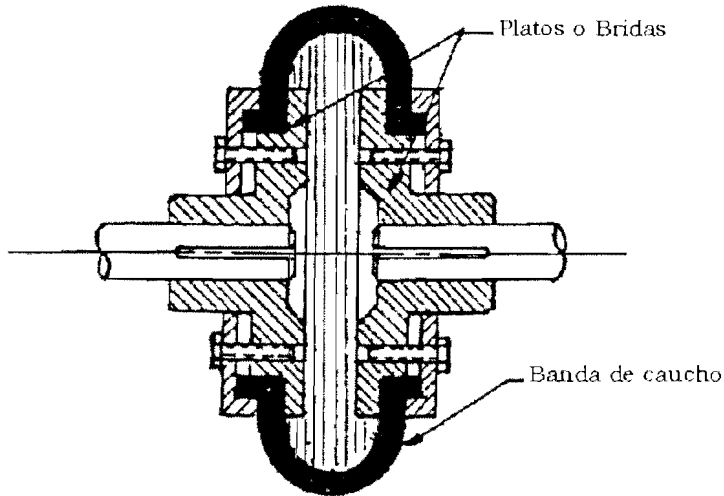


Figura 67. Acoplamiento de cojin.

6.3. Acoplamientos deslizantes

El acoplamiento deslizante más sencillo consta de un tubo de sección interna cuadrada en el cual entra un eje de sección cuadrada también, de tal manera que el eje puede deslizarse dentro del tubo durante la transmisión de movimiento. Este acoplamiento es comúnmente usado entre el toma de fuerza del tractor y el eje de los aperos, para compensar el alargamiento y acortamiento de las distancias entre los ejes durante las curvas.

6.4. Acoplamiento de unión universal tipo Hooke

La junta cardánica universal es un mecanismo de velocidad no constante compuesto básicamente de dos horquillas acopladas entre sí mediante una pieza en forma de cruz llamada cruceta.

Una horquilla se conecta al árbol motriz o de entrada y la otra se conecta al árbol receptor, que entre sí forman un ángulo determinado, pero con velocidades angulares diferentes. Las principales ventajas de la junta son: a) bajo costo de fabricación, b) construcción simple y robusta, y c) larga vida y facilidad de servicio.

El movimiento cinemático de la junta es inusual cuando la junta opera en ángulo, el movimiento de la horquilla de salida no sigue el movimiento de la horquilla de entrada en desplazamiento y velocidad y aceleración. La variación entre los movimiento de entrada y salida dependen del ángulo de operación entre los dos ejes. El movimiento tiene las siguientes características:

1. La velocidad y el desplazamiento angular medio son uniformes.
2. El desplazamiento angular de la horquilla de salida durante una velocidad retrasa y avanza la horquilla de entrada dos veces.

3. La aceleración angular instantánea máxima o desaceleración de la horquilla impulsada ocurre cuando la velocidad angular de las dos horquillas es la misma.
4. La aceleración angular máxima o desaceleración coinciden con el ángulo de retraso o adelanto, respectivamente.
5. Al incrementar el desplazamiento angular, la velocidad y la aceleración aumentan cuando el ángulo de la junta aumenta, pero en una tasa creciente.

La figura 68 muestra la relación angular básica de una junta universal operando con un ángulo arbitrario.

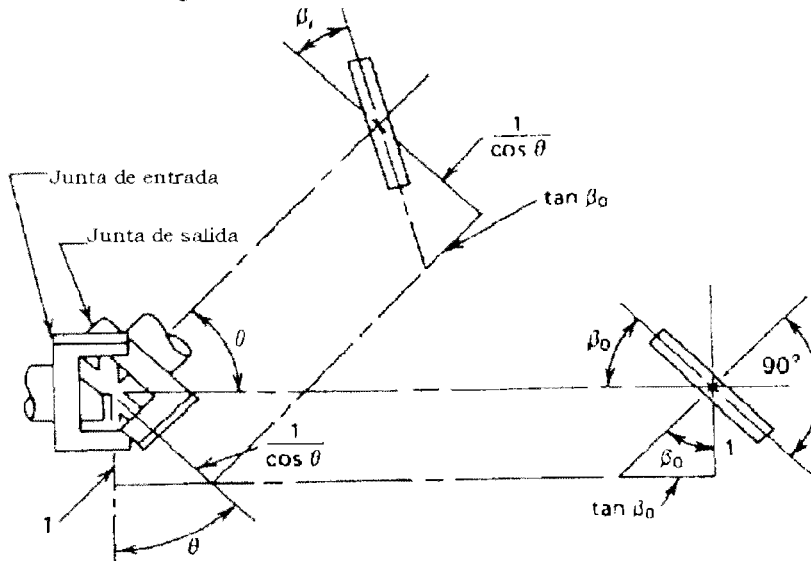


Figura 68 Relación angular de operación de la junta cardánica.

El desplazamiento de salida β_0 es regulado por el ángulo de operación θ y se puede calcular como:

$$\tan \beta_0 = \cos \theta \tan \beta_i \quad (12.4)$$

Donde β_i = ángulo de posición de la rotación

Diferenciando la ecuación (12.4) con respecto al tiempo, se encuentra la velocidad angular de salida:

$$\omega_o = \frac{\omega_i \cos \theta}{1 - \sin^2 \theta \sin^2 \beta_i} \quad (12.5)$$

El ángulo de operación es asumido constante con el tiempo. La relación de velocidad angular máxima es:

$$\omega_m = \left(\frac{\omega_o}{\omega_i} \right)_m = \frac{\cos \theta}{1 - \sin^2 \theta} = \frac{1}{\cos \theta} \quad (12.6)$$

Diferenciando la ecuación (12.5) con respecto al tiempo se obtiene la aceleración angular de salida:

$$\alpha_o = 2 \frac{\omega_i^2 \cos \theta \operatorname{sen} 2\beta i}{(1 - \operatorname{sen}^2 \theta \operatorname{sen}^2 \beta i)^2} \quad (12.7)$$

La aceleración angular máxima es aproximadamente

$$(\alpha_o)_m = \omega_i^2 \operatorname{sen}^2 \beta i \quad (12.8)$$

El máximo retraso o avance entre el desplazamiento de entrada y salida es:

$$(\Delta)_m = 2 |45 - Y_i| \quad (12.9)$$

Donde $Y_i = 1/(\cos \beta_o)^{1/2}$ (12.10)

Una derivación simplificada de la velocidad no constante de la junta cardánica se muestra en la Figura 69.

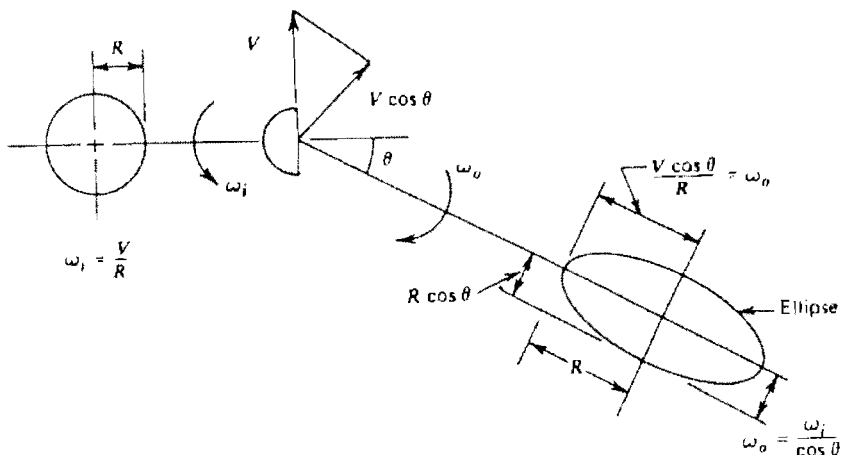


Figura 69. Características del movimiento cinemático de la junta cardánica.

Cuando la junta opera en ángulo, la velocidad de salida es la misma que la velocidad de entrada. Sin embargo, cuando la junta opera en ángulo, ambas velocidades son diferentes. Para analizar la variación de velocidad, se asume que un punto en la horquilla de salida rota alrededor de la línea central en una trayectoria circular de radio R a una velocidad lineal constante V . La velocidad angular de entrada de la horquilla impulsadora es $\omega_i = V/R$ (12.11)

Cuando se observa a lo largo del eje rotacional de la horquilla impulsada, la trayectoria circular del punto describe una elipse con eje mayor R y eje menor $R \cos \theta$. La distancia del punto desde la horquilla impulsora al eje rotacional es V . Entonces la velocidad angular de la horquilla impulsada en términos de la velocidad angular de entrada es:

$$\omega_o = \frac{V}{R \cos \theta} = \frac{R \omega_i}{R \cos \theta} = \frac{\omega_i}{\cos \theta} \quad (12.12)$$

Si la horquilla de entrada está 90° de la posición de la Figura....., la distancia desde el punto al eje rotacional a la horquilla impulsora es R , la velocidad lineal alrededor del eje impulsor es $V \cos \theta$. En este instante de orientación de la transmisión, la velocidad angular de la horquilla impulsora, en términos de la velocidad angular de entrada es:

$$\omega_o = \frac{V \cos \theta}{R} = \frac{\omega_i R \cos \theta}{R} = \omega_i \cos \theta \quad (12.13)$$

Durante la rotación de 90° de la horquilla de mando, la velocidad angular instantánea de la horquilla impulsora varía de $\omega_i / \cos \theta$ a $\omega_i \cos \theta$. La velocidad angular de salida varía continuamente entre esas velocidades máxima y mínima de la horquilla impulsora. Como se observa en la Figura 69, la horquilla impulsora experimenta dos ciclos completos de variación de velocidad por cada rotación de la horquilla impulsada. El ángulo de atraso y avance entre la horquilla impulsada y la horquilla impulsora es:

$$\tan \sigma = \frac{\tan \beta_2 - \tan \beta_1}{1 + \tan \beta_1 \tan \beta_2} \quad (12.14)$$

Donde β_1 y β_2 = ángulos de la Junta

6.5. Características de la línea de transmisión con Juntas cardánicas.

El posicionamiento rotacional de las horquillas sobre sus propios ejes hace que el movimiento de salida sea prácticamente uniforme con el movimiento de entrada, esto es conocido como ajuste de fase para el sistema de doble Junta muy usado para accionar máquinas agrícolas, el ajuste de fase es perfecto, por la ubicación de las horquillas sobre los ejes conectados de modo que ellos están alineados en el mismo plano simultáneamente. Con dos Juntas en un sistema de ejes de transmisión, la variación de velocidad entre los ejes de entrada y salida puede ser eliminada con el ajuste de fase.

6.6. Momentos secundarios en juntas cardánicas.

En posición angulada, el torque transmitido a través de la línea de transmisión produce fuerzas y momentos sobre la junta.

El momento de flexión está siempre en el plano de los objetos de sujeción de las horquillas de la junta. Para el eje impulsado, el momento es aproximadamente:

$$M_i = T \cos \theta \tan \beta_i \quad (12.15)$$

Donde M_i = momento en el eje impulsado N.m
 T = torque transmitido N.m
 θ = ángulo de operación en grados
 β_i = ángulo de entrada de la junta.

Para el eje de salida el momento se calcula en forma similar:

$M_o = T \cos \theta \beta_o$, donde β_o es el ángulo de salida de la junta.

6.7. Juntas universales de velocidad constante.

Las juntas universales de velocidad constante eliminan las fluctuaciones de las juntas cardánicas tradicionales. Las juntas de velocidad constante consisten en dos juntas universales convencionales. Las crucetas de las dos juntas están conectadas a las horquillas con un soporte interno, teniendo la intersección de los ejes como se muestra en la Figura 70.

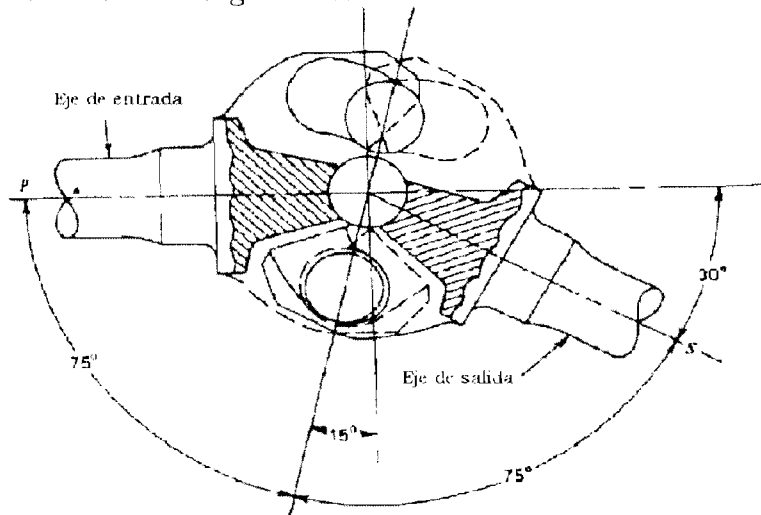


Figura 70. Junta universal de velocidad constante.

Con estas juntas, la relación de la velocidad angular instantánea es la unidad en el diseño del ángulo de la junta y cero y muy cercano a la unidad en todos los otros ángulos de la junta.

La ventaja cinemática de las juntas universales de velocidad constante son:

1. La vibración torsional es eliminada dentro de la junta.
2. Los ejes de la transmisión trabajan a velocidad uniforme.
3. Las cuplas dinámicas secundarias son eliminadas.

Otras ventajas de estas juntas de velocidad constante, para las líneas de transmisión que usan el toma de fuerza (P TO) son:

1. Pueden ser ubicadas de tal manera que los ángulos de operación sean iguales en direcciones opuestas o en la misma dirección.
2. Son típicamente usados cuando los ángulos de operación de la junta son grandes para usar una simple junta cardánica.
3. El mecanismo de centrado es esencialmente compensado para las fluctuaciones de la velocidad angular de las dos juntas cardánicas, generando una velocidad de salida constante.
4. Pueden operar con ángulos de junta constantes de 30 a 35° e intermitentemente con ángulos hasta 70°.
5. Tienen relativa alta vida.
6. Usan los mismos apoyos y componentes de la junta cardánica.
7. Permiten gran flexibilidad en las líneas de transmisión con el toma de fuerza en el sistema tractor e implemento, debido a que el punto de enganche con relación al eje de entrada al toma de potencia y eje de entrada al implemento no es crítico.
8. Estas juntas permiten que el implemento pueda ser operado con mayor eficiencia que otras juntas cardánicas.

6.8. Acoplamiento contra sobrecargas para las líneas de transmisión.

La necesidad de dispositivos de protección de sobrecargas ha aumentado debido al crecimiento de la capacidad de los tractores, cuya potencia excede normalmente la requerida en los componentes de la transmisión.

Cuando un implemento es enganchado utilizando la toma de fuerza del tractor, la línea de transmisión tiende a sobrecargarse trayendo como resultado:

- 1) el toma de fuerza (tdf) falla sino se tiene una buena resistencia estructural; 2) Uno de los componentes de la transmisión (tales como conjunto de engranajes, correas o cadenas) falla debido a la poca resistencia del enganche o 3) el tractor se para o se rompe.

Para aproximarse a los problemas de sobrecarga, generalmente se debe apoyar en el rediseño del eje del toma de fuerza o en los componentes de la línea de transmisión del implemento. Un mejor acercamiento es diseñar todos los componentes de la línea de transmisión a transmitir la potencia de operación normal y a proteger el tractor y el implemento de las altas cargas de torque o usando mecanismos de protección de sobrecargas.

Las sobrecargas de torque en los sistemas de transmisión del toma de fuerza son evitadas incorporando mecanismos para desconectar o limitar la potencia transferida desde el tractor al implemento. Los mecanismos más comunes usados para proteger las líneas de transmisión son: a) embrague contra sobrecarga, b) embrague de rueda libre y c) el embrague elástico.

La selección de algunas de estos embragues para la línea de protección del toma de potencia está determinada por:

- 1) El tipo de elemento a ser protegido
- 2) Condiciones de operación esperada
- 3) Las características del torque que actúa sobre la línea de transmisión durante la operación normal y en sobrecarga. Estas características generalmente son obtenidas en pruebas de campo.
- 4) La carga límite de todos los componentes de la línea de transmisión.
- 5) La velocidad de toma de potencia
- 6) Los ángulos de operación de la junta

Los catálogos de los fabricantes de las juntas universales suministran los tipos y los detalles para los embragues en sus numerosas aplicaciones de diseño.

Un tipo de embrague contra sobrecargas es el acoplamiento de patinaje que consta de dos platos con superficies de fricción en forma ondulada o quebrada. (Figura 71). ajustados mediante la presión de un resorte, cuya tensión es controlable por una tuerca (6) que permite ajustar el mecanismo al valor del esfuerzo de torsión requerido. Cuando se produce una sobrecarga los platos deslizan al exceder el valor ajustado de torsión. Este acoplamiento es usado en el toma de fuerza de los tractores y en muchos sistemas de mando en cosechadoras combinadas. Los numerales (2) y (3) en la Figura 71, se refieren al eje del toma de fuerza y al eje del equipo agrícola, respectivamente; el numeral (4) es un acoplamiento deslizante, mientras que los numerales (5) son acoplamientos tipo Hooke.

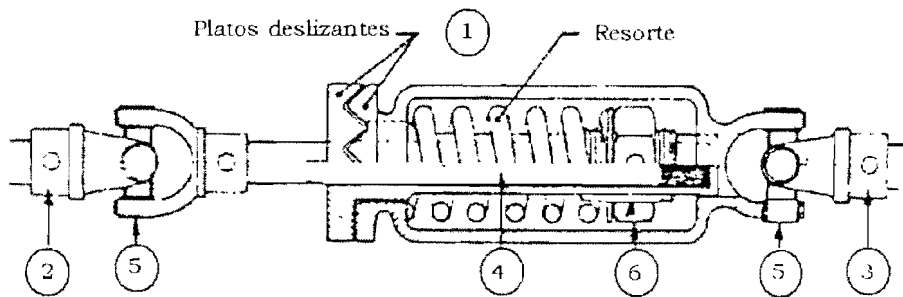


Figura 71. Acoplamiento de patinaje.

Otros mecanismos utilizados en los equipos agrícolas para proteger elementos o piezas son los pernos cortables que actúan como los fusibles en las instalaciones eléctricas. Una sobrecarga en el mecanismo conduce primero a la rotura del perno; de tal manera que la máxima carga aplicable al mecanismo está determinada por la resistencia a la cortadura del perno. Estos pernos se usan entre un engranaje y su cubo ó entre un arado y su conexión. Ver Figura 72.

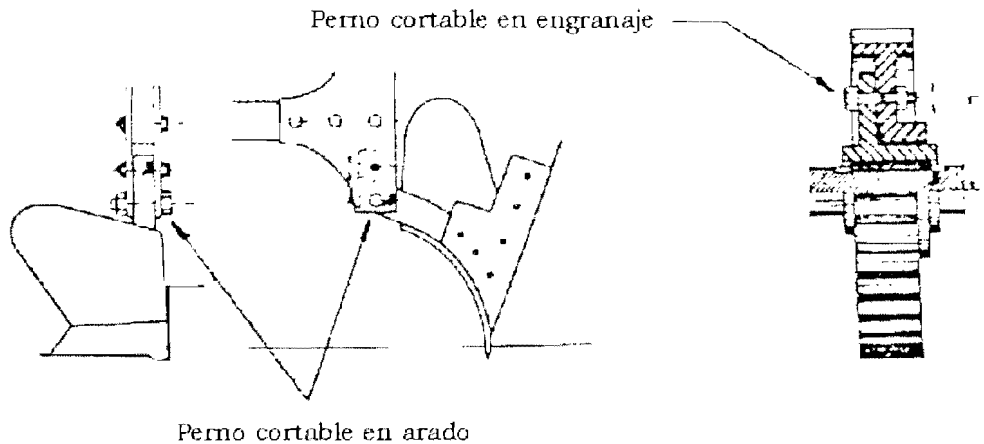


Figura 72. Pernos cortables.

MODELO 1. Un acople rígido de bridas tiene un agujero de 50mm. Seis pernos están posicionados en un diámetro del círculo de pernos de 125mm. El eje y los pernos son de SAE 1030 con un esfuerzo último de 551.6 MPa y una resistencia a la fluencia en tensión de 344.7 MPa. Determinar el tamaño de los pernos requeridos para tener la misma capacidad que el eje en torsión. Asuma un factor de choque y fatiga de 1. El factor de concentración de esfuerzos en la cuña es de 0.75.

- Si la resistencia al cortante es el 18% de la resistencia última o el 30% de la resistencia a la fluencia, se debe usar el menor valor de conformidad con el código de la ASME.

$$\text{Entonces: } S_s = 0.18 (551.6) = 99.3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_s = 0.30 (344.7) = 103.4 \times 10^6 \text{ Pa}$$

La capacidad del eje:

$$M_t = \frac{\pi S_s D_s^3}{16} = \frac{\pi (99.3 \times 10^6) (50)^3 (10^{-6})}{16} = 2437.2 \text{ N.m}$$

- Usando la hipótesis 1: Los pernos están justamente apretados y la carga es transmitida desde la mitad del acople a la otra mitad por medio de un esfuerzo cortante uniformemente en el vástago del perno.

$$M_t = S_s \left(\frac{1}{4\pi d^2} \right) \left(\frac{1}{2} D_{BC} \right) n$$

$$2437.2 = (99.3) \left(\frac{\pi}{4} \right) (d^2) (125) (6) (10^6 \times 10^{-6})$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

- Usando la suposición 2: los pernos están cabalmente apretados y la carga es transferida desde la mitad del acople a la otra mitad con un

esfuerzo cortante máximo en el vástago igual a 1.33 veces el esfuerzo cortante medio, el diámetro del perno será:

$$2437.2 = \frac{3}{4} (99.3)(\pi/4)(d^2)\left(\frac{1}{2}\right)(125)(6)$$

$$D = 10.5 \text{ mm}$$

MODELO 2. Asuma que el diseño de un acoplamiento rígido de bridas está basado en la hipótesis 3: los pernos están lo suficientemente apretados de tal manera que la potencia es transmitida de la mitad del acople a la otra mitad por medio de la fricción. El acoplamiento tiene seis pernos de diámetro 12.7 mm. Los pernos tienen una precarga de 22240N. El diámetro interior de contacto es de 178mm y el diámetro exterior de 203 mm. El coeficiente de fricción entre las caras del acoplamiento es de 0.15. El acople rota a 300 rpm. El diámetro del eje es de 50 mm y tiene una resistencia última a la tensión de 586×10^6 Pa y una resistencia de fluencia a la tensión de 310.3×10^6 Pa. Los pernos están colocados en espacios libres dentro del acoplamiento. Determinar la capacidad de potencia máxima basada en la fricción de tal manera que el deslizamiento ocurra entre las fases de contacto. Comparar la capacidad de potencia del eje con la capacidad de potencia de fricción. Asuma que el eje trabaja a torsión y opera bajo condiciones de carga estable. El factor de concentración de esfuerzo es de 0.75.

➤ Capacidad de torque basada en la fricción:

$$F = \text{fuerza axial en los pernos} = 6 (22240) = 133440 \text{ N}$$

$$R_f = \text{radio de fricción} = \frac{2}{3} \left[\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right]$$

$$R_f = \frac{2}{3} \left[\frac{(101.5)^3 - (89)^3}{(101.5)^2 - (89)^2} \right] = 95.25 \text{ mm}$$

$$M_t = F(R_f)(f) = (133440) (95.25)(0.15) = 1906.5 \text{ kN.mm}$$

$$\text{Potencia de fricción} = \frac{M_t n}{955} = \frac{1906.5 \text{ kN}(300 \text{ rpm})}{955} = 59.9 \text{ kW}$$

➤ Capacidad de torque del eje:

$$M_t = S_s \pi D_s^3 k_t / 16$$

$$S_s = 0.18 (586 \times 10^6) = 105.5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_s = 0.3 (310.3 \times 10^6) = 93.1 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Usando el menor valor de S_s :

$$M_t = 93.1 (\pi) (50)^3 (0.75) = 1796.5 \text{ kN.mm}$$

$$\text{Potencia del eje} = \frac{1796 \text{ kN} \cdot \text{mm} (300 \text{ rpm})}{9.55} = 56.4 \text{ kW}$$

Por lo tanto, el acoplamiento tiene una capacidad de potencia basada en la fricción más alta que la capacidad de potencia del eje.

MODELO 3. En la figura, un torque de 40.000 N.mm es aplicado al eje S_1 de una junta universal en la cual S_1 y el eje de salida de S_2 están en el mismo plano. Determinar el torque en el eje S_2 , para la posición mostrada.

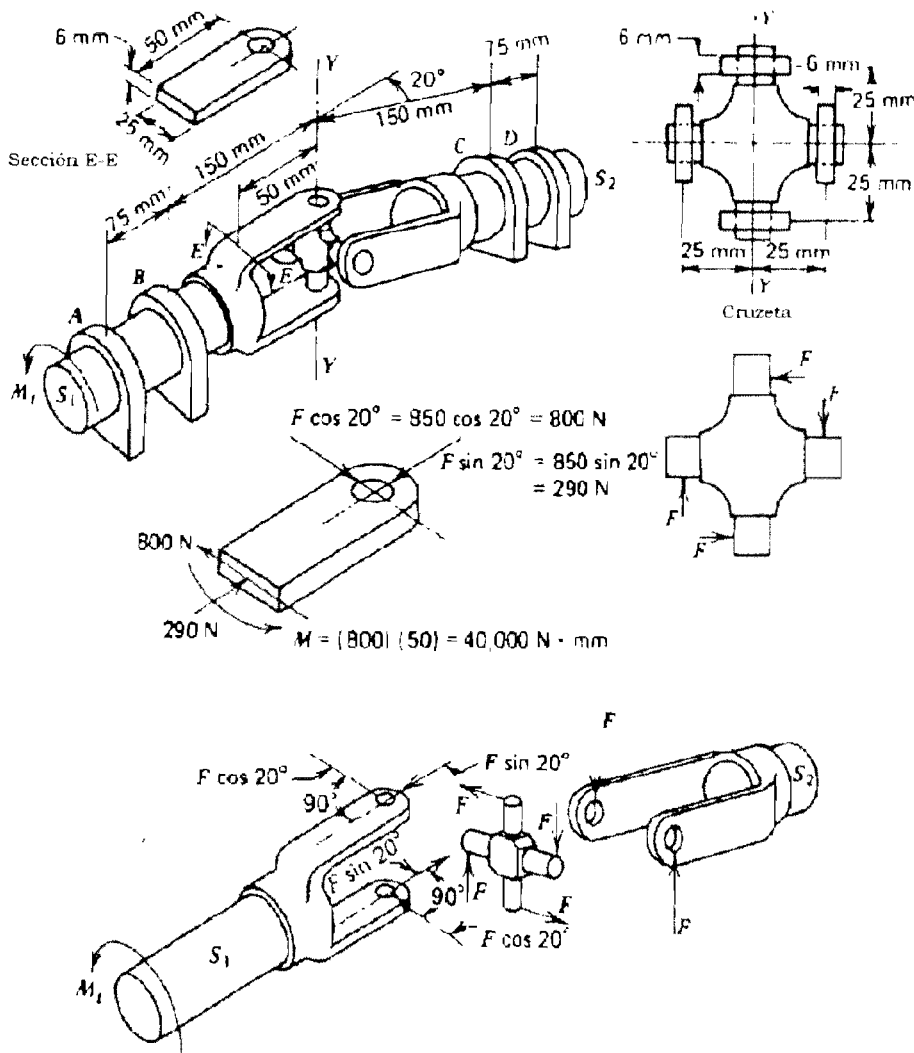
La relación entre las velocidades angulares puede ser usada para obtener el torque. Asumiendo que no hay pérdidas por fricción, la potencia de entrada es igual a la potencia de salida:

$$T_1 \omega_1 = T_2 \omega_2$$

$$T_1 \omega_1 = T_2 \omega_1 \cos \theta$$

Para $\theta = 20^\circ$ y $\beta = 90^\circ$ (posición mostrada en la figura

$$T_2 = 40.000 / \cos 20^\circ = 42.500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Otro método para encontrar el torque es examinar las fuerzas aplicadas en la sección de la junta utilizando las ecuaciones de equilibrio. Las componentes de la fuerza que actúan sobre el eje son $F \cos 20^\circ$, el torque actúa sobre el eje cuando por la acción de la sección es $M_t = 40.000 = (F \cos 20^\circ)(50) \Rightarrow F = 850 \text{ N}$

El torque en el eje S_2 es : $50(F) = 42.500 \text{ N.mm}$

Para la posición, eje S_2 está en torsión solamente mientras que el eje S_1 está en flexión tan bien como en torsión. Si el eje S_1 rota 90° , el eje S_1 estaría en torsión solamente y el eje S_2 estaría sujeto a flexión y torsión.

MODELO 4. Un embrague de placas para protección de sobrecargas, tiene una superficie de fricción que cubre el diámetro exterior de 250 mm y el diámetro interior de 100 mm de la placa. El coeficiente de fricción es de 0.2 a) Determinar la fuerza axial requerida par obtener una presión máxima en el embrague de 700.000Pa. Se asume que la teoría del desgaste uniforme es válida y por tanto:

$$F_n = 2\pi P_{\text{máx}} R_i (R_o - R_i)$$

Donde F_n = fuerza axial normal a la superficie en N
 $P_{\text{máx}}$ = presión máxima del plato del embrague en Pa
 R_i = radio interior del embrague en mm
 R_o = radio exterior del embrague en mm

$$F_n = 2\pi (700.000)(125-50)(10^{-6}) = 16.770 \text{ N}$$

b) Determinar el torque para el embrague

$$T = \pi \mu P_{\text{máx}} R_i [R_o^2 - R_i^2]$$

Donde T = torque del embrague em N mm
 μ = coeficiente de fricción
 $T = \pi (0.2)(7 \times 10^5)(50) [(125)^2 - (50)^2](10^{-6})$
 $T = 288.64 \text{ N. mm}$

c) Determinar la fuerza axial requerida y el torque para una presión en el plato de 7×10^5 Pa. Se asume que la teoría de la presión uniforme en el plato es válida.

$$F = \pi p (R_o^2 - R_i^2)$$

$$F = \pi (7 \times 10^5) [(125)^2 - (50)^2](10^{-6})$$

$$F = 28865 \text{ N}$$

$$T = \frac{2}{3} \pi \mu p (R_o^3 - R_i^3)$$

$$T = \frac{2}{3} \pi (0.2)(7 \times 10^5) [(125)^3 - (50^3)] (10^{-6})$$

$$T = 536035 \text{ N.m}$$

PROBLEMAS

1. Para los datos dados en el modelo 3, determinar el tamaño de los pasadores o pernos de la junta, si se tiene una resistencia en los apoyos de $13.79 \times 10^6 \text{ Pa}$ (para el área proyectada), una resistencia a la tensión de $137.9 \times 10^6 \text{ Pa}$ y una resistencia al cortante de $68.95 \times 10^6 \text{ Pa}$. Determinar además el esfuerzo cortante máximo en la sección E - E, que se encuentra a 50 mm del eje y - y.
2. Un acoplamiento de bridas conecta dos ejes con diámetro de 50 mm. Los acoples son conectados con 4 pernos del mismo material del eje. El círculo de los pernos es de 250 mm y el espesor del plato de 20 mm. Determinar el mínimo diámetro requerido por los pernos para transmitir el mismo torque que el eje puede transmitir. ¿Qué potencia puede ser transmitida a 200 rpm bajo condiciones estables de carga?
3. Determinar la velocidad y aceleración angular de salida para el eje del toma de fuerza a 100 rpm, cuando el desplazamiento de entrada varía entre cero y 360° . Asuma que la junta trabaja con un ángulo de 30° .
4. En una yunta determinar la velocidad y aceleración angular de salida para desplazamiento de entrada de $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ y 270° , cuando el ángulo de trabajo de la junta varía entre 0° y 90° .
5. Para los datos dados en el modelo 4, a) determinar el torque en el embrague para una fuerza axial de 22200N y un valor máximo de presión en el plato, si aplica la teoría del desgaste uniforme b) determinar el torque en el embrague para una fuerza axial de 22200N y presión máxima en el plato, si es válida la teoría de la presión uniforme.

ANEXO 1. EL SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

INTRODUCCIÓN

En la actualidad en los países de habla inglesa y en especial en los Estados Unidos se continúan usando los sistemas gravitacionales: pie - libra-segundo (foot-pound-second, fps) y pulgada - libra-segundo (inch-pound-second, ips), incorporándose muy lentamente el sistema internacional (metro - kilogramo - segundo, mks) por los altos costos que resulta su implementación.

El sistema internacional de Unidades (SI) es un sistema absoluto, hay una y sólo una unidad para cada cantidad física siendo las unidades fundamentales el metro, el kilogramo (masa) y el segundo. La unidad de fuerza se reduce de la segunda ley de Newton y recibe el nombre de newton y se simboliza con la letra N (mayúscula). Las unidades que conforma el newton son:

$$F = \frac{ML}{T^2} = \frac{(\text{kilogramo})(\text{metro})}{(\text{segundo})^2} = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}^2} = \text{N}$$

El peso de un objeto (W) es la fuerza de la gravedad terrestre (g) ejercida sobre una masa m. $W = mg$. En unidades (SI), la gravedad normal es 9,806 o 9,80 m/s². Por lo tanto el peso de una masa de 1 kg es: $W = (1\text{kg})(9,80 \text{ m/s}^2) = 9,8 \text{ N}$.

Con este documento se pretende dar una información básica sobre el Sistema Internacional de Medidas (SI), a fin de facilitar la comunicación científica entre los ingenieros e investigadores de Ingeniería, con preferencia a la Ingeniería Agrícola, por una parte, y de normalizar la expresión de cantidades y propiedades físicas, por otra.

1. UNIDADES DE MEDIDA

El sistema Internacional (SI) consta de siete unidades básicas, dos unidades suplementarias y una serie de unidades derivadas consistentes con las anteriores (tabla 1 a 3). De las Unidades Básicas y Suplementarias, sus definiciones están consignadas en las Normas ISO 1000 de la Organización Internacional de Normalización (ISO).

Tabla 1. Unidades básicas del sistema internacional.

Unidades Básicas	Nombre	Símbolo
de longitud	metro	m
de tiempo	segundo	s
de masa	kilogramo	kg
de temperatura termodinámica	kelvin	K
de corriente eléctrica	amperio	A
de intensidad luminosa	candela	Cd
de cantidad de sustancia	mole	mol
-unidades suplementarias		
ángulo plano	radian	rad
ángulo sólido	estereoradian	sr

Tabla 2. Múltiplos y prefijos SI

Múltiplos y Submúltiplos	Prefijo	Símbolo SI
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
$*10^2$	hecto	h
$*10^1$	deca	da
$*10^{-1}$	deci	d
$*10^{-2}$	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	Pico	p
*No se recomienda su uso.		

1.1 Unidades derivadas. Son combinaciones de unidades básicas, inclusive de las mismas unidades derivadas. Estas unidades

se utilizan para describir propiedades físicas (presión, potencia, velocidad, etc.). Algunas unidades derivadas tienen nombres especiales, mientras que otras se expresan mediante la combinación correspondiente de unidades básicas (tabla 3).

Tabla 3. Unidades Derivadas.

Cantidad	Unidad	Símbolo (SI)	Fórmula
aceleración	metro por segundo cuadrado	-	m/s^2
aceleración angular	radian por segundo cuadrado	-	rad/s
velocidad angular	radian por segundo	-	rad/ ² s
área	metro cuadrado	-	m^2
frecuencia circular	radian por segundo	-	rad/s
densidad	kilogramo por metro cúbico	-	kg/m^3
capacitancia eléctrica	faradio	F	A.s/V
conductancia eléctrica	siemens	S	A/V
inductancia eléctrica	henry	H	V.s/A
diferencia de potencial eléctrico	voltio	V	W/A
resistencia eléctrica	ohmio	Ω	V/A
fuerza electromotriz	voltio	V	W/A
energía	joule	J	N.m
entropía	joule por kelvin	-	J/K
fuerza	newton	N	$kg.m/s^2$
frecuencia	hertz	Hz	Ciclos/s
iluminación	lux	Lx	lm/m^2
luminosidad	candela por metro cuadrado	-	Cd/m^2
flujo luminoso	lumen	Lm	Cdsr
resistencia del campo magnético	amperio por metro	-	A/m
flujo magnético	weber	Wb	V.s
densidad de flujo magnético	tesla	T	Wb/m^2
fuerza magnetomotriz	amperio	A	-

potencia	vatios	W	J/s
presión	pascal	Pa	N/m ²
cantidad de electricidad	coulomb	C	A.s
cantidad de calor	joule	J	N.m
calor específico	joule por kilogramo .kelvin	-	J/kg.K
esfuerzo	pascal	Pa	N/m ²
conductividad térmica	vatio por metro – kelvin	-	W/m.K
velocidad	metro por segundo	-	m/s
viscosidad (dinámica)	pascal –segundo	-	Pa.s
viscosidad (cinemática)	metro cuadrado por segundo	-	m ² /s
voltaje	voltio	V	W/A
volumen	metro cúbico	-	m ³
trabajo	joule	J	N.m

2. RECOMENDACIONES PARA EL USO DE UNIDADES SI

Uso de Prefijos. Con el fin de eliminar dígitos y decimales insignificantes, a la vez que indicar órdenes de magnitud, en muchos casos es preferible utilizar prefijos que sustituyen convenientemente las potencias de 10. Se recomienda utilizar únicamente los prefijos de múltiplos y submúltiplos de 1.000. Esto significa que la longitud puede expresarse en milímetros, metros (m) o kilómetros (km), pero no en centímetros (cm), a menos que exista una razón válida. Ejemplos:

12.300 m ó 12,3 x 10³m, se escribe 12,3 km
 0,0123 mA ó 12,3 x 10⁻⁶A, se escribe 12.3. µA

En unidades compuestas es preferible utilizar prefijos en el numerador, excepto cuando se tengan kilogramos (kg) en el denominador, ya que ésta es una unidad básica más conveniente que el gramo en muchos casos. Ejemplo:

200 J/kg en lugar de 2 dJ/g

Al utilizar unidades de orden superior, tales como m² ó m³, el prefijo también se debe elevar a la misma potencia. Esto significa que el (km)² se define como:

$$(1\text{km})^2 = (1000\text{m})^2 = (1000)^2 \text{ m}^2 = 10^6\text{m}^2$$

El milímetro cuadrado se define como: $(0.001\text{m})^2 = (0.001)^2\text{m}^2 = 10^{-6}\text{m}^2$

Selección del Prefijo. Al expresar una cantidad por medio de un valor numérico y una unidad SI, el prefijo debe escogerse de tal manera que dicho valor numérico esté entre 0,1 y 1000, excepto cuando por conveniencia se utilicen múltiplos y submúltiplos para casos particulares. No se deben usar prefijos dobles. Ejemplo:

GW (gigawatio) en lugar de kilomegawatio (kMW)
 μm (microméetro) en lugar de milimilímetros (mmm)

Mayúsculas. En unidades SI se utilizan mayúsculas cuando aquellas se han originado de un nombre propio, Ejemplo: N por Isaac Newton. Cuando no se usa abreviatura, la unidad es escrita con minúscula. Ejemplos: pascal y newton.

Plurales. Unidades SI se pluralizan en la forma corriente. Los símbolos se escriben **siempre** en forma singular.

Ejemplos:

150 newtons o 150 N
25 milímetros o 25 mm

Puntuación. Normalmente se debe utilizar coma para separar los decimales. Para la separación de dígitos en grupos de tres (miles) se prefiere dejar espacios libres. Ejemplo:

6 357 831, 376 88; en lugar de los espacios se pueden utilizar puntos pero **solamente** en la parte izquierda correspondiente a los enteros. Ejemplo:

6.357.831, 376 88

Unidades Derivadas. El producto de dos o más unidades expresadas con símbolos se indica preferiblemente con un punto intermedio a media altura del símbolo. El punto puede suprimirse siempre que no haya lugar a confusión con otro símbolo. Ejemplo: N.m ó N m, pero no mN

Para expresar unidades derivadas a partir de divisiones, se puede utilizar una línea oblicua, una línea horizontal o potencias negativas. Ejemplo:

m/s , $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ o ms^{-1}



En combinaciones de unidades se debe utilizar solamente la línea oblicua a menos que se haga uso de paréntesis para evitar confusiones.

3. OTRAS UNIDADES

Hay unidades que no son parte del SI, pero que debido a su importancia práctica son reconocidas por ISO. Aquí se incluyen unidades de temperatura, tiempo y ángulo. También se consideran los nombres de algunos múltiplos de unidades tales como litro (L) para volumen, hectárea (ha) para medidas de terrenos y toneladas métricas (t) para masa.

Temperatura. La unidad básica SI de temperatura termodinámica es el kelvin (K), pero debido al uso generalizado de los grados Celsius o centígrados, estos últimos pueden usarse cuando así convenga. La relación entre las dos escalas es 1°C igual a 1 K, exactamente. De otra parte la temperatura Celsius (t) está relacionada con la temperatura kelvin (T) así: $t = T - 273,15$

Tiempo. La unidad SI es el segundo y debe usarse en cálculos técnicos. En otros casos se pueden usar minutos, horas, días, etc.

Ángulos. La unidad de ángulo plano es el radián. El uso de grados ($^{\circ}$) y sus submúltiplos, minutos ($'$) y segundos ($''$) es permisible cuando el radian es inconveniente.

4. UNIDADES DE USO PREFERENCIAL.

Las cantidades físicas comúnmente encontradas en Ingeniería Agrícola deben expresarse preferiblemente como se indica en la Tabla 4.

Tabla 4. Unidades de uso preferencial.

Cantidad	Aplicación	Unidad preferencial	Símbolo
Aceleración	Aceleración vehicular	metro por segundo cuadrado	m/s^2
Velocidad	Velocidad del motor, Velocidad de un eje	Revoluciones por minuto	r/min o rpm

	Rotación dinámica	radian por segundo	rad/s
Área	Area de contacto freno de cinta	centimetro cuadrado	cm ²
	Area de tela		
	Área vidrio	hectárea	ha
	Tierra, laguna y área de reservorio		
	Área radiador	metro cuadrado	m ²
	Área transferencia de calor		
Área canal abierto			
Área plataforma, vagón			
	Área de tubería	milimetro cuadrado, centimetro cuadrado, metro cuadrado	mm ² , cm ² , m ²
Área por tiempo	Operaciones de campo	hectárea por hora	ha/h
	Descargador de silo	metro cuadrado por segundo	m ² /s
Momento flector o torque	Torque de apriete Torque del motor Torque de dirección Torque de engranaje Cálculo de vigas y ejes	newton metro	N.m
Energía	Cantidad de calor	joule	J
	Trabajo (fuerza. longitud)		
	Consumo de energía en máquinas	kilovatio – hora	kW.h
Energía por área	Radiación solar	megajoule por metro cuadrado	MJ/m ²
Fuerza	Fuerza del pedal del freno Fuerza de tiro Fuerza de potencia en freno de mano Fuerza de tiro en malacates Fuerza de resortes en embragues Fuerza de tracción en llantas	newton	N
Fuerza por longitud	Carga de una viga	newton por metro	N/m
	Constante del resorte	newton por milímetros	N/mm

Frecuencia	Frecuencia de sonido Frecuencia eléctrica Sistemas de vibraciones Radiación electromagnética	hertz (ciclo por segundo)	Hz
Longitud	<p>Altura general, ancho y longitud de máquina Profundidad de excavación Espaciamiento entre hileras Tamaño llantas Áncho de banda de rodamiento Distancia entre ejes Altura de transporte Dibujo de Ingeniería de partes de máquina Diámetro y carrera del cilindro Diámetro de tubería Drenaje de campo, escorrentía Evaporación y evapotranspiración Lámina de riego por aplicación y por estación Precipitación diaria y estacional</p>	milimetro	mm
	<p>Nivelación de terrenos (corte y relleno) Circulo de giro vehicular Dimensiones del terreno Dimensiones de plataforma en camión Distancia de frenado Circunferencia rodamiento de llanta Dimensiones de maquinaria Profundidad decimal y reservorio trocha del tractor</p>	metro	m

	Aspereza de superficie Grosor de superficie Espesor de tratamiento superficial Tamaño de partículas en filtro	micrómetro	µm
Masa	Capacidad en ejes y megagramo Capacidad normal de un camión Cantidad de cosecha	megagramo o tonelada métrica	Mg t
	Masa vehicular Masa de un objeto Carga nominal Capacidad de levantamiento Masa de embarque	kilogramo	kg
	Masas pequeñas: perillas, Manivelas, sujetadores, etc.	gramo	g
Masa por área	Recubrimiento de superficie	gramo por metro cuadrado	g/m ²
	Rata de aplicación de pesticidas y fertilizantes	kilogramo por hectárea	kg/ha
	Producción de cosechas Erosión de suelo	megagramo por hectárea o tonelada métrica por hectárea	Mg/ha t/ha
Masa por energía	Consumo específico de gasolina Consumo específico de aceite	gramo por kilovatio hora	g/kW-h
Masa por longitud	Capacidad de trabajo de una máquina Manejo de material de cosecha	megagramo por hora o tonelada métrica por hora	Mg/h t/h
Masa por tiempo	Flujo de polvo	gramo por minuto	g/min
	Flujo de aire Flujo de agua Flujo de aceite	kilogramo por segundo	kg/s
	Densidad del suelo Densidad del concreto	kilogramo por metro cúbico	kg/m ³
Masa por volumen	concentración de una solución	gramo por metro cúbico	g/m ³

Momento de inercia de masa	Inercia de una volante Uso general	kilogramo por milimetro cuadrado	kg/mm ²
Momentu m angular	Masa rotacional	kilogramo metro cuadrado por segundo	kgm ² /s
Momentu m lineal	Masa en movimiento lineal	kilogramo.metro por segundo	kgm/s
Potencia	Motor, forma de fuerza, barra de tiro capacidad de intercambiador de calor capacidad de aire acondicionado potencia hidráulica eléctrica potencia	kilovatios	kW
Potencia por área	Radiación solar	vatio por metro cuadrado	w/m ²
Presión	Presión hidráulica Presión aire Presión llantas Presión sobre el suelo		
	Presión turbocargador Presión barométrica Presión de agua	kilopascal	kPa
Frecuencia rotacional	Velocidad del motor engranajes, ejes Dispositivos mecánicos Velocidad rotacional Velocidad del toma de fuerza	revoluciones por minuto	r/ rpm ó min
Esfuerzo	Esfuerzo del material Fluencia del material Esfuerzo último	megapascal	MPa
Electricidad térmica	Flujo de calor a través de paredes Transferencia de calor	metro cuadrado por hora	m ² /h
Difusibilidad térmica	Tiempo de ciclo hidráulica	segundo	s
	Tiempo de acarreo	minuto	min

Velocidad	Velocidad de desplazamiento Vehicular	kilómetro por hora	km/h
Velocidad	Sobre una superficie Velocidad de transporte Velocidad de elevación Velocidad del aire Velocidad línea de paso de engranaje	metro por segundo	m/s
Viscosidad (dinámica)	Aceites y lubricantes Fluidos	pascal.segundo	Pa.s
Viscosidad (cinemática)		milímetro cuadrado por segundo	mm ² /s
Volumen	Cilindro motor desplazamiento bomba	centímetro cúbico	cm ³
	Tierra Volumen de carga Capacidad de balde Capacidad tanque de grano Volumen gas Contenedores de embarque	metro cúbico	m ³
	Volumen líquidos Capacidad: tanque gasolina Reservorio hidráulico Refrigerador Lastre líquido en llantas Lubricante	litro	L
Volumen por área	Aplicación de pesticidas	litro por hectárea	L/ha
Volumen por tiempo	Flujo de aire Flujo en ríos y canales	metro cúbico por segundo	m ³ /s
	Calibración aspersores	mililitro por segundo	mL/s
	Flujo de aceite Flujo en bombas Flujo en boquillas	litro por segundo	L/s
	Consumo de combustible	litro por hora	L/h

5. TÉCNICAS DE CONVERSIÓN

La conversión de unidades de uno a otro sistema debe hacerse con criterio para determinar el número de cifras significativas, ver tabla 5. La conversión de "un cuarto" de aceite a 0,9463529 litros es impráctica e irreal ya que no se puede garantizar exactitud en esta última forma. El primer paso debe ser entonces establecer la precisión.

Precisión. Esta se refiere al número de dígitos que se quiere mostrar. La precisión implica que el valor dado puede estar media unidad por encima o por debajo del último dígito mostrado. Por ejemplo, el número 2,14 puede haber sido "redondeado" de cualquier valor entre 2,135 y 2,145. Sea que un número haya sido redondeado o no, siempre se debe expresar su precisión. Por ejemplo, 2,14 implica una precisión de $\pm 0,005$ ya que el último dígito significativo está en términos de centésimas (0,01).

Si las cifras significativas son ceros, éstos no se deben omitir. La dimensión 2m. puede significar "cerca de 2m", o puede en efecto ser una dimensión exacta en cuyo caso debe expresarse como 2,000m. En este último caso, aunque los ceros no son necesarios para establecer el valor exacto, si son muy significativos para expresar la precisión que se requiere.

Reglas para "redondear": Al redondear cantidades a un número menor de cifras decimales se procede en la siguiente forma:

- Cuando el primer dígito que se descarta es menor de 5, el último dígito que queda permanece invariable. Por ejemplo, para redondear 8,46325 a tres cifras decimales se tomará 8,463. Si son dos decimales el número queda 8,46.
- Cuando el primer dígito que se descarta es mayor de 5 o si es 5 seguido por otro dígito mayor de 0, la última cifra que permanece se incrementará en una unidad, Por ejemplo: 8,37652 quedará 8,377 con tres cifras decimales, y 8,38 con dos decimales.
- Una cantidad se debe redondear directamente al valor más cercano que tenga el número deseado de cifras decimales. Este procedimiento **no se debe hacer** en pasos sucesivos.

Ejemplo: 27,46 se redondea a 27 si se quiere un número entero. Esto es correcto ya que ",46" es menor que la unidad. 27,46 se redondea a 27,5 si se quiere un decimal. Pero si a su vez 27,5 se redondea a un número entero, el paso sucesivo es 28, lo cual es incorrecto.

Factores de conversión

ACELERACIÓN: metros/segundo ² (m/seg ²)	MASA: kilogramos (kg)
1 m/seg ² = 3.280 840/SE ²	1 kg = 35.273 960 OZ
Duc to gravity = 9.806 650 m/seg ²	1 kg = 2.204 622 lb
AREA: metro ² (m ²)	1 Mg o tonelada métrica = 1000 kg
1 m ² = 1550.00 pulg ²	1 Mg o tonelada métrica = 1.102 31 ton
1 m ² = 10.763 91 pie ²	MASA AEREA kilogramo/metro ² (kg/m ²)
1 cm ² = 0.000 1 m ² 0.155 000 pulg ²	1 kg/m ² = 0.204 816 lb//ft ²
1 ha = 10.000 m ² = 2.471 05 a	1 tonne/ha = 1 kg/10 pie ¹ = 0.446 090 T/a
ENERGIA (trabajo) : joule (J)	MASA/VOLUMEN (densidad) :
1 J = 0.238 892 calorías	kilogramo/metro ³ (kg/m ³)
1 J = 0.737 561 pie-lb	1 kg/m ³ = 0.062 428 lb/pie ³
1Kj = 1000 J = 0.917 813 btu	1kg/J = 0.001 kg/m ³ = 8.345 39 lb/gal
1 MJ = 1 000 000 J = 0.277 778 kW-hr	1Mg/m ³ = 1000 kg/m ³ = 62.428 lb/pie ³
1 MJ = 1.000.000 J = 0.372 506 H.P.hr	(1kg/l y 1Mg/m ³ son aproximadamente la densidad del agua)
FUERZA: newton (N)	ANGULO PLANO: radianes (rad)
1 N = 0.224 800 lb de fuerza	1 rad = 57.2958 grados
LONGITUD: METROS (m)	POTENCIA: watt (W)
1 m = 39.370 pulg	1 W = 0.737 561 PE. LB/SEG
1 M = 3.280 010 pie	1 W = 3.412 14 Btu /hr
1 km = 1000 m = 0.621 371 ml	1 km = 1000 W = 1.341 02 HP

PRESION (fuerza/área): 1kN/m² o kilopascal (kPa)

$$1 \text{ kPa} = 0.145 \text{ 038 psi (lb/pulg}^2)$$

$$1 \text{ kPa} = 20.805 \text{ lb/pie}^2$$

$$1 \text{ yar} = 100 \text{ kPa} = 14.504 \text{ psi}$$

(1 bar es aproximadamente atmósfera

MOMENTO DE TORSION: newton metro (N.m)

$$1 \text{ N.m} = 0.737 \text{ 562 lb, pie}$$

$$1 \text{ N.m} = 8.050 \text{ 745, pulg.}$$

VELOCIDAD: metros/seg (m/seg)

$$1 \text{ m/s} = 3.280 \text{ 840 pie/seg}$$

$$1 \text{ km/hr} = 1000 \text{ m/hr} = 0.621 \text{ 373}$$

mi/hr

VOLUMEN: metros³ (m³)

$$1 \text{ m}^3 = 35.314 \text{ 667 pie}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 1.307 \text{ yarda}^3$$

$$1 \text{ cm}^3 = 0.000 \text{ 001 m}^3 = 0.061 \text{ 024 pulg}^3$$

$$1 \text{ L} = 0.001 \text{ m}^3 = 61.023 \text{ 744 pulg}$$

$$1 \text{ L} = 0.001 \text{ m}^3 = 0.264 \text{ 172 gal}$$

$$1 \text{ L} = 0.001 \text{ m}^3 = 1.056 \text{ 688 gt}$$

VOLUMEN/TIEMPO: metros³/segundo (m³/seg)

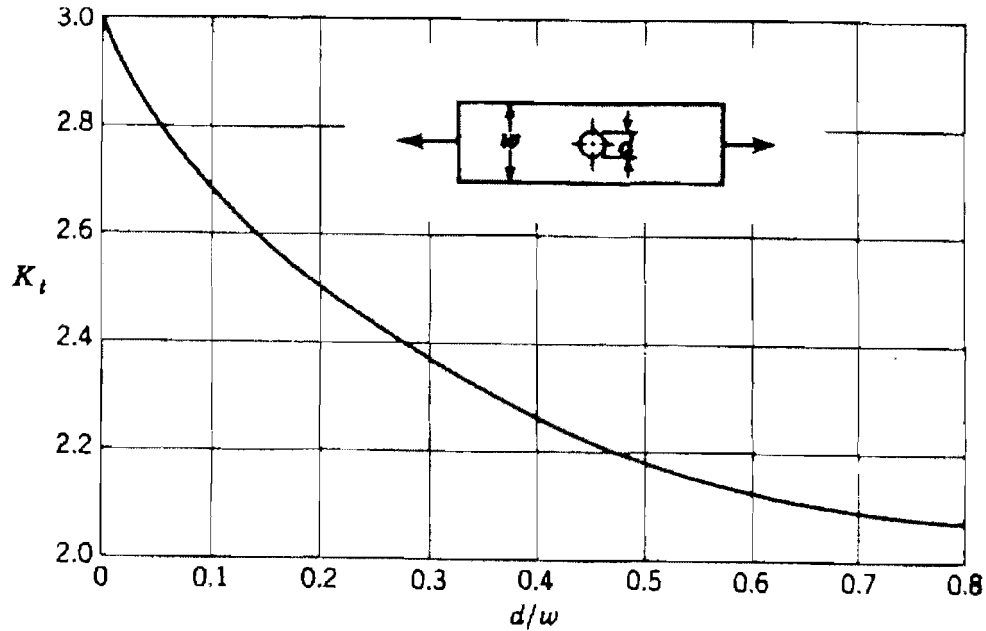
$$1 \text{ m}^3/\text{S} = 35.314 \text{ 667 pie}^3/\text{seg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{S} = 264.172 \text{ gal/seg}$$

$$1 \text{ L/s} = 0.264 \text{ 172/seg}$$

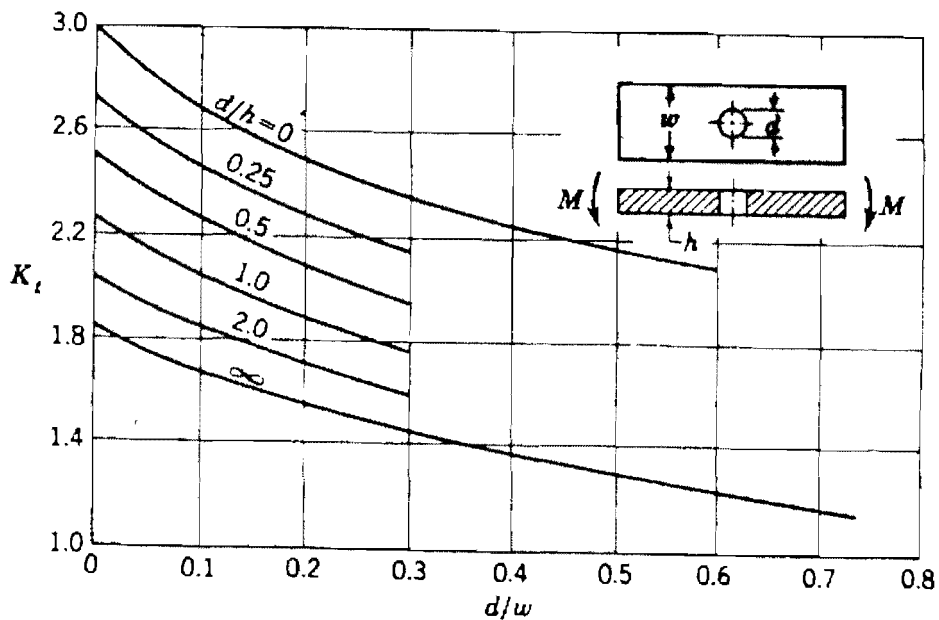
ANEXO 2. DIAGRAMAS PARA FACTORES TERORICOS DE CONCENTRACION DE ESFUERZO K_T

1. Barra de sección rectangular en tensión o compresión simple con un agujero transversal. $\sigma_0 = F/A$, siendo $A = (w-d)t$; donde t es el espesor



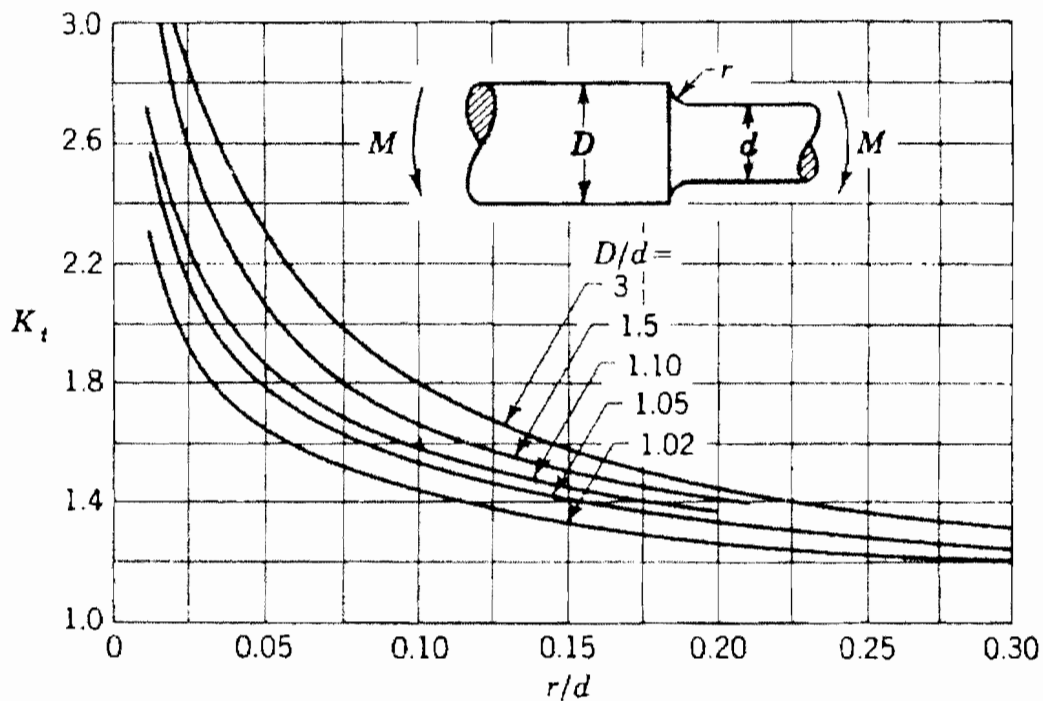
2. Barra de sección rectangular en flexión con un agujero transversal.

$$\sigma_0 = \frac{M_x}{I}, \text{ donde } I = \frac{(w-d)h^3}{12}$$

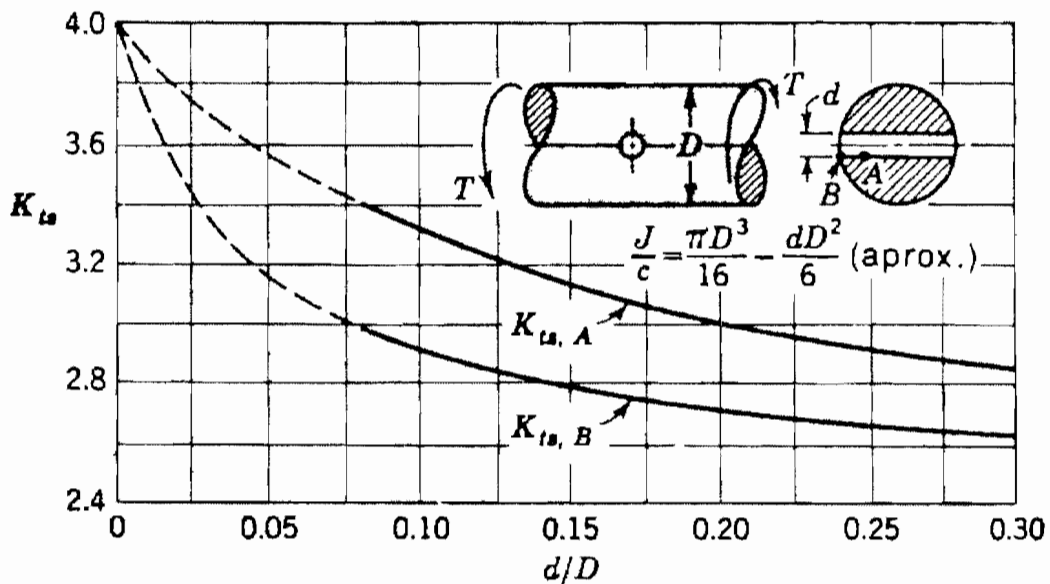


3. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalle

$\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$

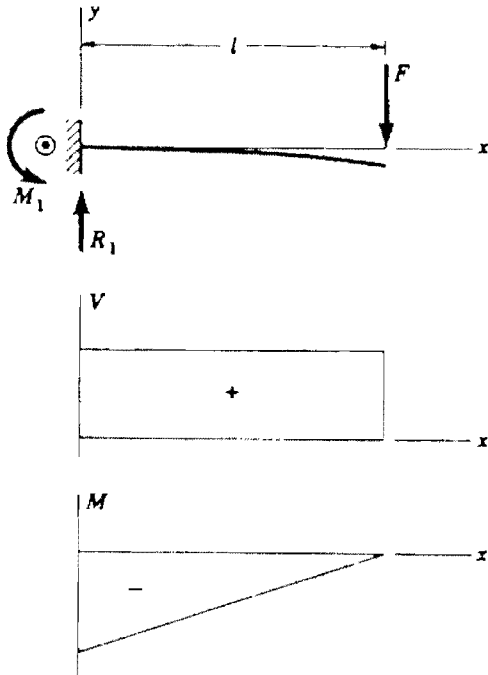


4. Barra de sección circular en torsión, con un agujero transversal.



ANEXO 3. FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLEXIONANTE Y DEFLEXIONES EN VIGAS

1. En voladizo (cantiliver) – carga en el extremo



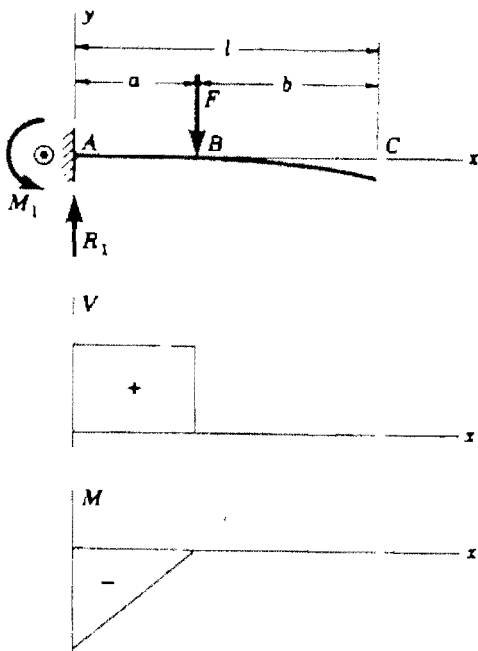
$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fl$$

$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI} (x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$

2. En voladizo (cantiliver) – carga intermedia



$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fa$$

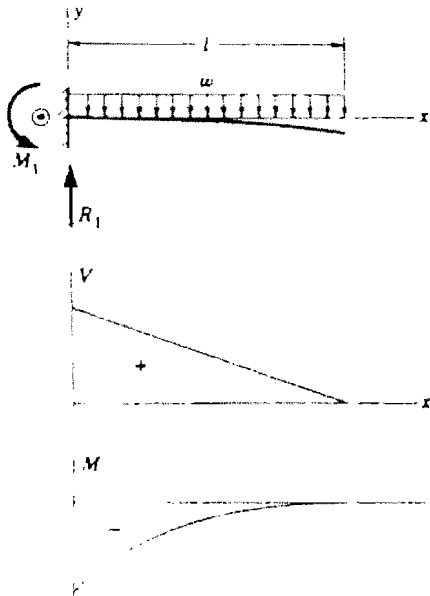
$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI} (x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI} (a - 3x)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa^2}{6EI} (a - 3l)$$

3. En voladizo (cantiliver) — carga uniforme



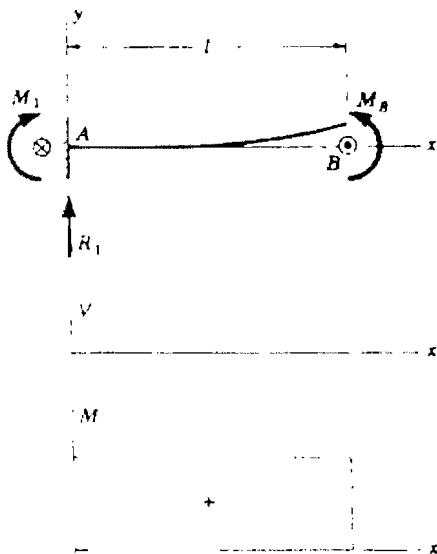
$$R_1 = wl \quad M_1 = -\frac{wl^2}{2}$$

$$V = w(l - x) \quad M = -\frac{w}{2}(l - x)^2$$

$$y = \frac{wx^2}{24EI} (4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{8EI}$$

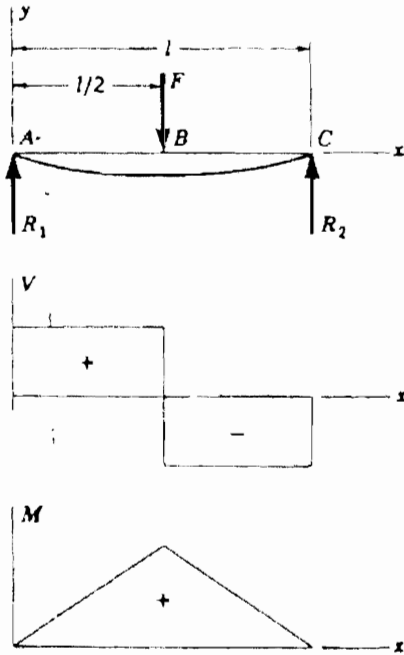
4. En voladizo (cantiliver) — carga de momento



$$R_1 = 0 \quad M_1 = M_B \quad M = M_B$$

$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\max} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$

5. Simplemente apoyada — carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

$$V_{BC} = -R_2$$

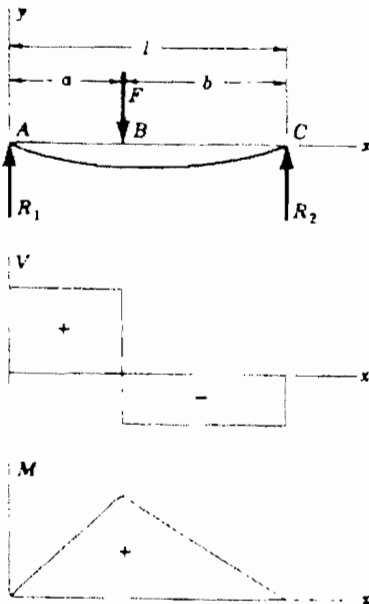
$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

L

6. Simplemente apoyada — carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l} \quad V_{AB} = R_1$$

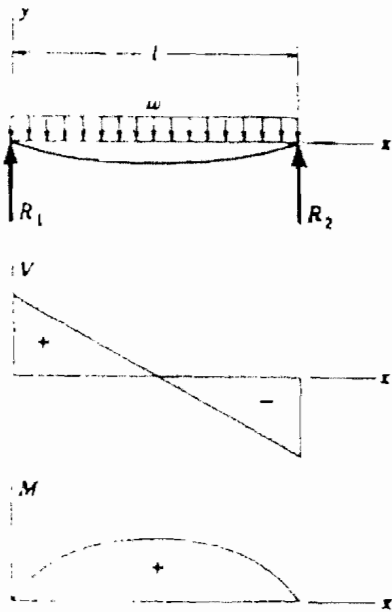
$$V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

7. Simplemente apoyada—carga uniforme



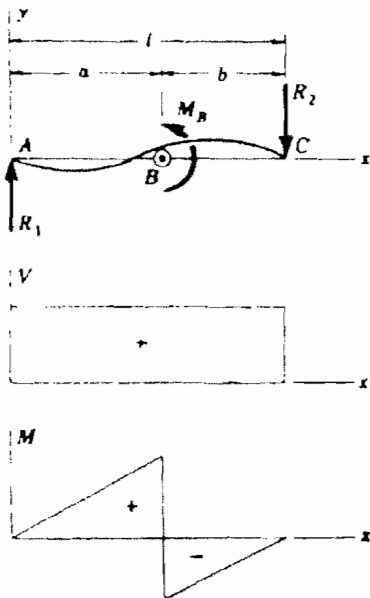
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2} (l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI} (2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\max} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8. Simplemente apoyada—carga de momento



$$R_1 = -R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l} (x - l)$$

$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI} (x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI} [x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

BIBLIOGRAFÍA

ALVAREZ, M. F. El factor de seguridad para diseño. Area Maquinaria Agrícola. Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos. Medellín. 1996. 6p. (Mimeografiado).

ALVAREZ , M. F. Aspectos de diseño de las herramientas de labranza. Area Maquinaria Agrícola. Departamento. de Ingeniería Agrícola y Alimentos. Medellín. 1997. 32p. (Mimeografiado).

ALVAREZ, M. F. ; CORTES, M. E. A. Un proceso general de diseño de maquinaria agrícola. Area de Maquinaria Agrícola. Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos. 1997. 11p. (Mimeografiado).

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Standars. 1994. 37 ed. ASAE. St. Joseph, Michigan, 1994. 715p.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS. Year-book. St. Joseph, Michigan, ASAE. 1982. 832p.

ACEROS INDUSTRIALES LTDA. Información técnica para diseñadores y usuarios. Envigado: Atlas Steels-SIDELPA. 2003. 37 p.

BEER, F.P. Y JOHNSTON, E.R. Mecánica de materials. 1 ed. McGrae-Hill Méxi o, 1981. 887 p.

BLACK, H.P. Machine Design, 2 ed. International student edition. McGraw-Hill. New York 1955. 471p.

BOUMEISTER, Theodore., AVALLONE, Eugene A. y BOUMEISTER III, Theodore. Marks. Manual del Ingeniero Mecánico. 2 ed. Bogotá, Mcgraw-Hill, 1982. 2 v.

COMPAÑIA PINTUCO S.A. Protección contra la corrosión: conocimiento básico para el mantenimiento industrial con pinturas. Medellín, 1994. 76 p.

De CARVALHO, J.R. y MORALES, P. Organos de Máquinas. Dimensionamiento. 2 ed. Livros técnicos y científicos editora S. A. Rio de Janeiro. 1982. 182 p.

DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. 3 ed. Barcelona, Labor, 1977. 2 v.

FRENCH, Thomas E. y VIEREK, Charles J. Dibujo de ingeniería. 3 ed. México. Mcgraw-Hill. 1978. 768p.

GARCIA, Germán. Mecanismos. Medellín, Universidad Nacional de Colombia. 1969. 189p.

GASSON, P. C. Theory of Design. 1 ed., Harper, & Row Publishers, New Cork, 1973. 162 p.

GRISALES M., C. A. Materiales empleados en la construcción de implementos agrícolas. Seminario de Grado en Ingeniería Agrícola. 1983.

HALL, A.S., HOLOWENCO, A.R. y LAUGHIN, H.G. Diseño de máquinas. México, Mcgraw-Hill. 1987. (Serie Schaum). 344p.

Hernández A., H. Comportamiento metálico de los metales. Bogotá: publicación UN N. 1996.

JUVINALL, R.C. y MARSHEK, K.M. Fundamentals of machine component design. ed. John Wiley & Sons. Inc. U.S.A. 1991. 804p.

KHACHATRAYAN, K.H.A. Opoeration of soil-working implements in hilly regions. Ed. AA. Balkema: India. 1987. 528p.

KRUTZ, G., THOMPSON, L.; CLAAR, P. Design of Agricultural Machinery. New York: John Wiley & Sons., 1984. 472p.

LEYENSETTER, A. Tecnología de los oficios metalúrgicos. Reverté, 1979. 552 p.

LITTLE, R La tecnología en el trabajo de los metales. México: CECSA, 1973. 187 p.

MAURIN, A. J. Manual de anticorrosión. Bilbao: Urmo, 1966. 198 p.

MENDEL, L. Soldadura por arco. Madrid: Paraninfo, 1981. 58 p

MOHSENIN N., N PHYSICAL PROPERTIES OF PLANT and animal materials. Gordon and Breach Publishers. 2 ed. 1986. 891p.

MYATT, Donald. Mechanical desig. New York, Mcgraw-Hill, 1962. 313 p.

NIEMANN, G. Tratado teórico de elementos de máquinas. Barcelona, Labor, 1967. 263 p.

PERRY, Roberto H. y CHILTON, Cecil H. Manual del ingeniero químico. 5 ed. Bogotá, Mcgraw- Hill, 1982. 2 v.



PETERSON, R. E. Stress Concentration factors. Wiley, New York, 1974. 12 p.

PHELAN, Richard. Fundamentals of mechanical design. New York, McGraw-Hill, 1962. 301 p.

SHANLEY, F.R. Mecánica de materiales. México, ed. Macgraw-Hill, 1971. 471p. 412 p

SHIGLEY, J.E. ; MISCHKE, C.R. Diseño en ingeniería mecánica, 5 ed. McGraw-Hill, Mexico, 2002, 1257 p.

SHIGLEY, J.E. ; MISCHKE, C.R. Elementos de maquinaria. Mexico, McGraw-Hill. 1995. 3 Tomos.

SIERRA R., H. Aceros inoxidables. Medellín: publicación U.M. 1999.

SPOTTS, M.F. Design of machine elements. New York, Prentice Hall, 1971.

SRIVASTAVA A.K.; GOERING, E.C.; ROHRBACH. R.P. Engineering principles of agricultural machines. Michigan: St. Joseph, ASAE. 1993. 601p.

TEDESCHI, P. Proyecto de Máquinas. Buenos aires: Editorial Universitaria de Buenos aires. Tomos I y II., 1979. 540 p.

VAN VLACK H., L.H. Materiales para ingeniería. México: ed. Continental. 1983.

THOMSON, E.T. Teoría de vibraciones aplicaciones. Madrid: ed. Dossat, S. a. 2 ed. 1983. 491 p.