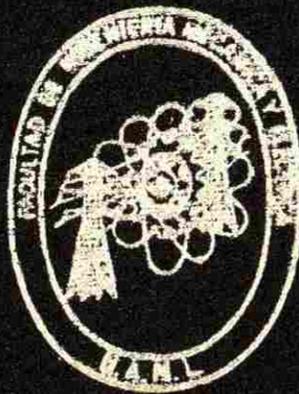


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
Y ELECTRICA



TEMA: DE TORNILLOS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO  
EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA

PRESENTA

GUADALUPE ZAVALA ZAVALA

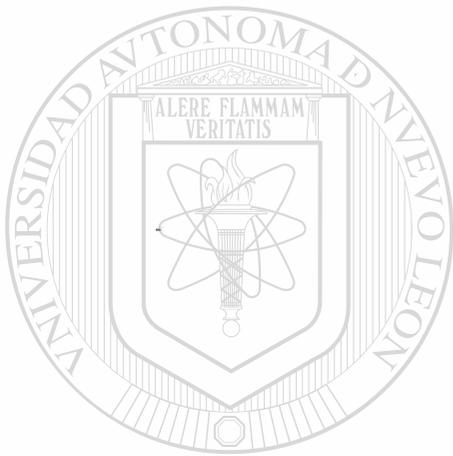
MONTERREY, N. L.

MARZO DE 1985

TM  
2585  
M2  
FIMR  
1985  
238



1020070580



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

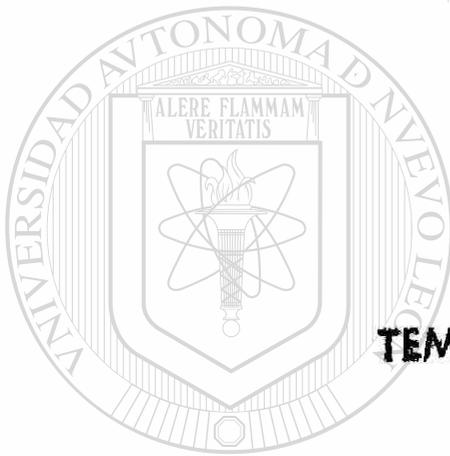


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



162105

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
Y ELECTRICA



TEMA: DE TORNILLOS

UANL

TESIS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEÓN

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO

EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICAS

®

PRESENTA

GUADALUPE ZAVALA ZAVALA

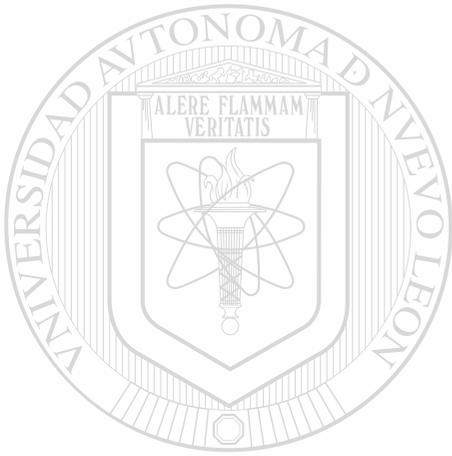
MONTERREY, N. L.

MARZO DE 1985

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

(DIVISION ESCUELA DE GRADUADOS)



TORNILLOS

U A N L

---

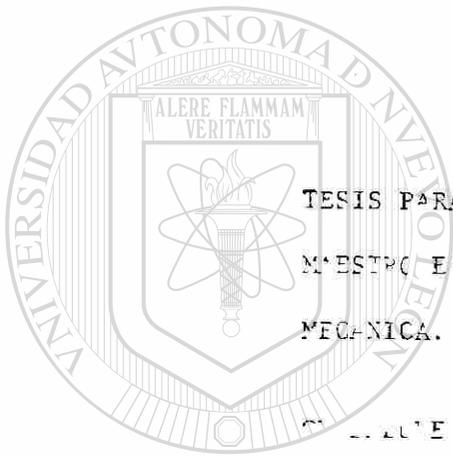
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ASESOR: ING. NOE HINOJOSA

ALUMNO: GUADALUPE ZAVALA ZAVALA



TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA  
MECÁNICA. PRESENTADA POR:  
CARLOS ENRIQUE ZAVALA ZAVALA

UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ASESOR:

DR. JOSÉ FRANCISCO TREVIÑO

# I N D I C E

PAGINA

1.-	INTRODUCCION . . . . .	1
2.-	TIPOS DE ROSCAS . . . . .	3
3.-	GEOMETRIA DEL TORNILLO . . . . .	5
4.-	SIMBOLOS DE IDENTIFICACION . . . . .	8
5.-	ANALISIS DE ESFUERZOS DE CORTE Y COMPRESION ... EN LOS FILETES.	9
6.-	ANALISIS DEL EFECTO DE LA TENSION INICIAL CON UNA CARGA EXCENTRICA. . . . .	12
7.-	ANALISIS DEL EFECTO DE LA TENSION INICIAL - CON CARGA CONCENTRICA. . . . .	18
8.-	TORNILLOS DE EMPUJE. . . . .	20
<hr/>		
9.-	CONCENTRACION DE ESFUERZOS. . . . .	24
10-	TUERCAS DE SEGURIDAD . . . . .	27
11-	MATERIALES Y METODOS DE FABRICACION . . . . .	28
	BIBLIOGRAFIA . . . . .	39

## 1.- INTRODUCCION

Los métodos más comunes para sujetar ó ensamblar piezas incluyen el uso de elementos como pernos, tuercas, tornillos de maquinaria, tornillos opresores, remaches y cuñas. Sin embargo de éstos métodos el que tiene mayor aplicación en general es la sujeción por medio de tornillos. Por lo tanto el objetivo de este estudio es analizar el comportamiento mecánico de los tornillos en varias formas de aplicación, así como seleccionar y especificar el más adecuado para un diseño en particular deseado.

Es realmente afortunado el hecho de encontrar directamente la solución para cualquier necesidad de selección de un tornillo; más si se tienen bien definidas y conocidas las bases fundamentales del diseño de tornillos, éstas nos pueden dar la pauta para analizar con mayor claridad y seguridad la solución antes dicha por complicada que ésta sea, De tal forma que nos dá también facilidad para generar alternativas de solución en cantidad y calidad suficiente para escoger la más adecuada a la necesidad requerida.

La tendencia actual en lo que respecta a rigidez de ensamblajes mecánicos es usar solamente la cantidad de material necesario para cumplir con las especificaciones técnicas del diseño - -

a un costo aceptable en el mercado. De allí resulta que en maquinaria que tiene grandes cantidades de piezas unidas por tornillos, se transforma rápidamente en una área de oportunidad para analizarla y rediseñarla. Definitivamente que lo anterior es conveniente que vaya acompañado de un estudio económico que indique el ahorro en pesos que se vá a lograr, la inversión que se vá a desembolsar y la utilidad final resultante. Ya que si es una máquina que se venda en el mercado industrial entonces puede ser que logre reducir considerablemente su costo de fabricación y poder reducir su costo de venta e incrementar las ventas.

En resúmen las tuercas y tornillos son ampliamente usados en ensambles de componentes mecánicos y proveen una fuerza de sujeción entre los componentes unidos. Su basta frecuencia de uso motiva a un análisis detallado y atención cuidadosa por los Ingenieros de Diseño.

## 2.- TIPOS DE ROSCAS

En el sistema inglés existen dos tipos de roscas, el tipo Unificado y el Nacional Americano. Los pernos y tuercas de ambos tipos son intercambiables, difieren únicamente en pequeños detalles, principalmente en los convenios en cuanto a tolerancias.

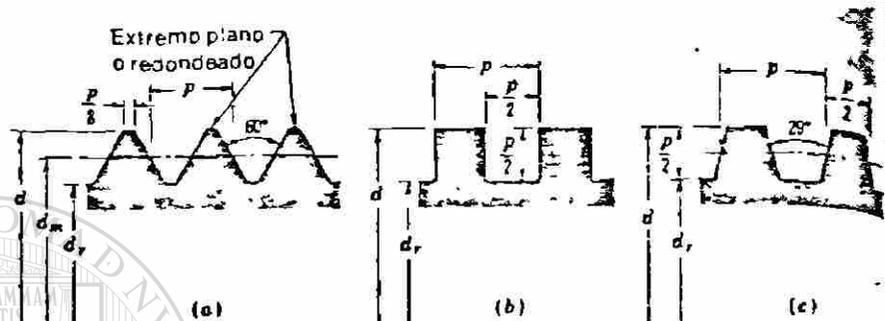


Fig. 6-2 a) Rosca American National o Unificada, b) rosca cuadrada, c) rosca Acme.

Tabla 6-2 CARACTERISTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal, plg	Serie basta—UNC			Serie fina—UNF		
		Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , plg <sup>2</sup>	Área al diámetro menor $A_s$ , plg <sup>2</sup>	Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , plg <sup>2</sup>	Área al diámetro menor $A_s$ , plg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.00180	0.0015
1	0.0730	64	0.00263	0.00218	72	0.00278	0.00237
2	0.0860	56	0.00370	0.00310	64	0.00394	0.00338
3	0.0990	48	0.00487	0.00406	56	0.00523	0.00452
4	0.1120	40	0.00604	0.00496	48	0.00661	0.00566
5	0.1250	40	0.00796	0.00672	44	0.00780	0.00678
6	0.1380	32	0.00909	0.00745	40	0.01015	0.00874
8	0.1640	32	0.0140	0.01196	36	0.01474	0.01283
10	0.1900	24	0.0175	0.01450	32	0.0200	0.0175
12	0.2160	24	0.0242	0.0206	28	0.0258	0.0226
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0324
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.0524	0.0454	24	0.0580	0.0524
$\frac{1}{2}$	0.3750	16	0.0775	0.0678	24	0.0778	0.0699
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

Estos tipos se usan principalmente en Canadá, Gran Bretaña y Estados Unidos.

La cresta es plana en la rosca nacional americana y puede ser plana ó redonda en la unificada.

En el resto de los países del mundo han adoptado la rosca métrica internacionalmente (150) que aunque el ángulo es de 60° desafortunadamente esta rosca no es intercambiable con la unificada. En México el tipo unificado es la que sigue teniendo mayor aplicación, Sin embargo las refacciones en cuanto a tornillería las sustituye de acuerdo a las necesidades, es decir como existe maquinaria con los dos sistemas de medición, ambos sistemas los aplica.

En la industria de México en general se tiene maquinaria tanto americana como europea por lo que aún está muy lejano un sistema único en el rosca do de tornillos.

## DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para tornillos guía y transmisión de potencia se emplea mucho la rosca ACME así como las roscas de perfil cuadrado.

Puesto que cada aplicación es especial, realmente no hay necesidad de establecer una norma ó estándar.

### 3.- GEOMETRIA DEL TORNILLO

La figura 3.1 representa un sector de tornillo.

La terminología usada para las roscas de tornillo se explica en la forma siguiente:

Paso: Es la distancia que hay entre dos hilos adyacentes, medida paralelamente al eje de la rosca.

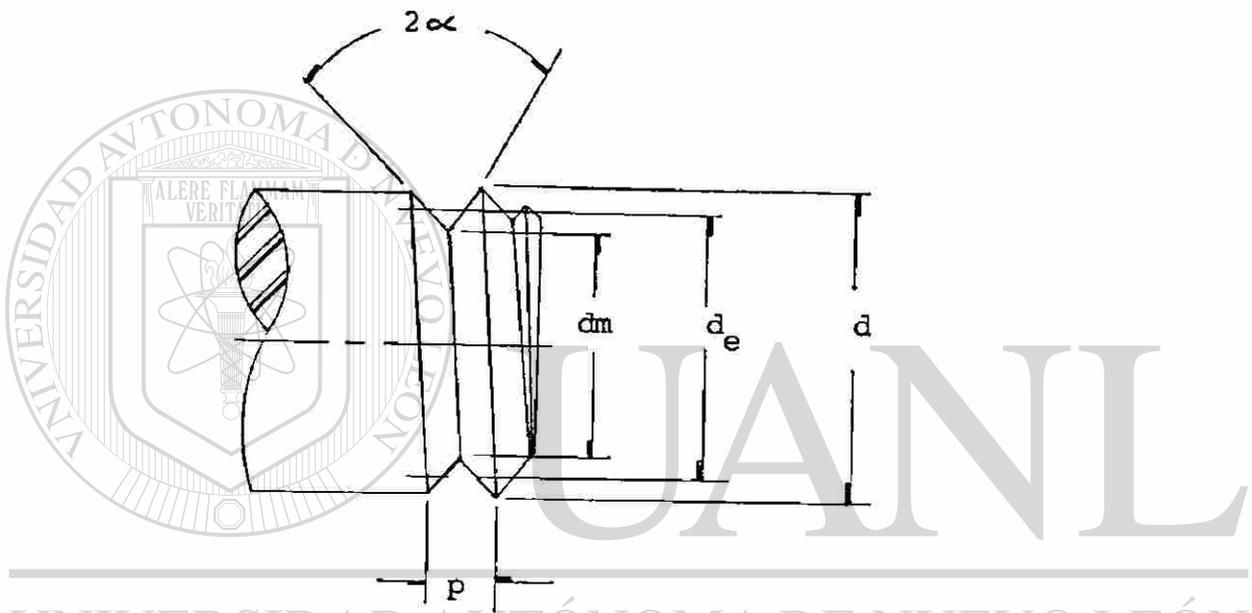
El paso es el recíproco del número de hilos por pulgada, N.

Diámetro Mayor: Es el diámetro de mayor tamaño de la rosca. (d)

Diámetro menor: Es el diámetro de menor tamaño de la rosca. (d<sub>m</sub>)

Avance: Es la distancia que se desplaza una tuerca, - paralelamente al eje de la rosca de un tornillo, cuando se le dá una vuelta. En el caso de una rosca simple (ó de un solo filete) el avance es igual al paso.

Diámetro efectivo: Se le llama así al diámetro de un cilindro - imaginario coaxial con el que corta a la rosca a tal altura que la anchura de la rosca es igual a la del espacio libre. (d<sub>e</sub>)



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Fig. 3.1

Un elemento con rosca múltiple es aquel cuya rosca tiene dos ó más - filetes. Los tornillos y tuercas comerciales tienen rosca sencilla.

En un tornillo de rosca doble el avance es igual a dos veces el paso; en un tornillo de rosca triple el avance es igual a tres veces el paso, etc.

Las roscas pueden ser por formación a la derecha ó por formación a la izquierda. Por formación a la derecha el tornillo avanza conforme se gire éste a favor de las manecillas del reloj. Por formación a la izquierda el tornillo avanza conforme se gire éste en contra de las manecillas del reloj.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

#### 4.- SIMBOLOS DE IDENTIFICACION

Las roscas unificadas se especifican expresando el diámetro nominal, el número de hilos por pulgada y la serie de rosca, como sigue:

$$\frac{5}{8} \quad (15.875 \text{ m m}) \quad - \quad 18 \text{ UNF}$$

Las roscas métricas se especifican expresando el diámetro y el paso en milímetros en éste orden. Por lo tanto,

$$M \ 12 \times \ 1.75$$

es una rosca un diámetro nominal de 12 mm. y un paso de 1,75 mm.

La letra M que precede al diámetro es el distintivo de la designación métrica.

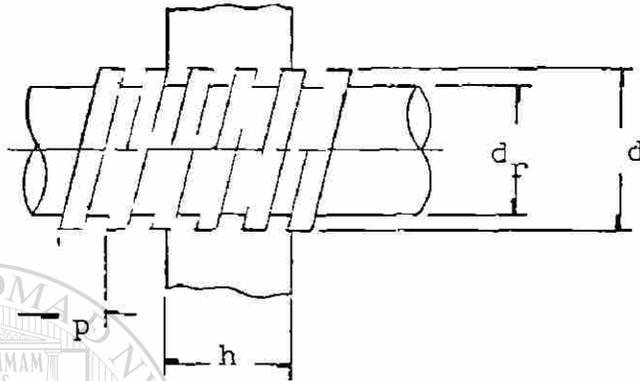
---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Cuando es necesario se agrega información adicional referente al tipo de ajuste entre tuerca y tornillo. Esto es tanto para el sistema métrico como para el sistema inglés.

5.- ANALISIS DE ESFUERZOS DE CORTE COMPRESION EN LOS FILETES.

Ahora se determinarán los esfuerzos producidos en la rosca de la tuerca y en la rosca del tornillo.



Si se supone que la carga está distribuida uniformemente a lo largo de la altura de la tuerca, \$h\$, y que los hilos de la rosca del tornillo - fallarían por cortante sobre el diámetro menor, entonces el esfuerzo cortante, \$S\_s\$, medio en ésta rosca es:

$$S_s = \frac{F}{A}$$

$$A = \pi d_r \frac{h}{2}$$

$$S_s = \frac{2F}{\pi d_r h}$$

El esfuerzo cortante \$S\_s = 0.5 S\_y P\$

\$S\_y\$ - Esfuerzo de cedencia

Entonces considerando el factor de seguridad,  $F_s$ .

$$\frac{2 F}{\pi d_r h} = \frac{0.5 S_y P}{F_s}$$

Los hilos de la rosca de la tuerca experimentarán cortante en el diámetro mayor y, en consecuencia, el esfuerzo medio de corte en ésta rosca es:

$$S_s = \frac{2 F}{\pi d_r h}$$

El esfuerzo de aplastamiento en las roscas es un esfuerzo medio, pues se supone que la fuerza está uniformemente sobre la cara de las roscas. Realmente puede existir flexión en los hilos de la rosca y, por lo tanto hay que emplear un factor de seguridad. Entonces:

Area de aplastamiento

$$A = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_r^2)$$

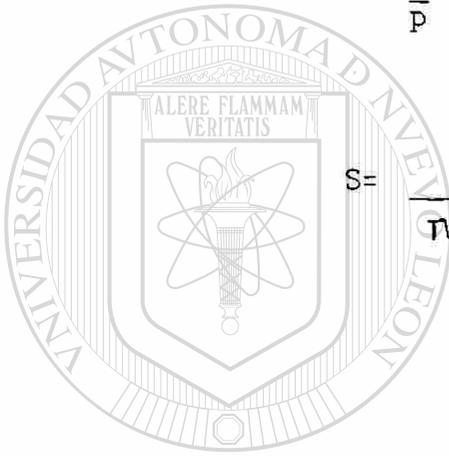
Número de áreas contenidas  $N$

$$N = \frac{h}{p}$$

Luego el esfuerzo de aplastamiento  $S$ ,

$$S = \frac{F}{A}$$

$$S = \frac{F}{\frac{h}{p} \frac{\pi}{4} (d^2 - d_r^2)}$$



$$S = \frac{4 p F}{\pi h (d^2 - d_r^2)}$$

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

6.- ANALISIS DEL EFECTO DE LA TENSION INICIAL CON CARGA EXCENTRICA.

La junta excéntrica ó bridada, manejando una carga de tensión P, puede ser aproximada como una viga de longitud l y la altura h, como se muestra en la figura 6.1 La carga puede ser debido a una presión interna sobre una longitud de unión equivalente a una distancia de - centro a centro entre tornillos.

Los tornillos y las partes son frecuentemente hechos de materiales con diferentes módulos  $E_1$  y  $E_2$  respectivamente. Cuando esto ocurre, el área del tornillo  $A_1$  es reemplazado por una área  $(E_1/E_2) A_1$  localizada a la misma distancia que el tornillo actual tiene de la carga P.

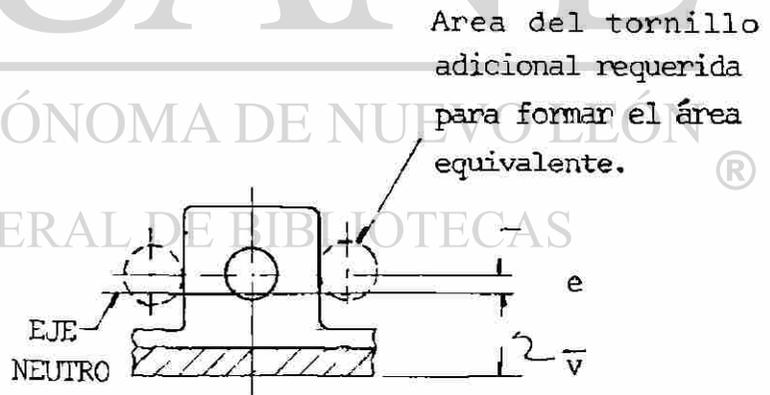
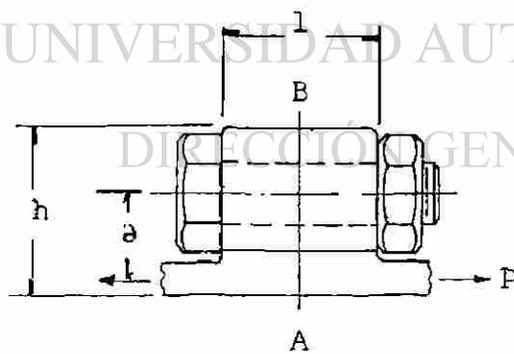


Fig. 6.1

Si el área neta de las partes es  $A_2$ , el área de entrada equivalente es  $\lambda A_1 + A_2$  tendrá el módulo de elasticidad  $E_2$

El eje neutro, ó centro de gravedad de la sección transversal, está localizado a una distancia  $\bar{v}$  calculada para el área equivalente. El momento de inercia alrededor del eje neutro también es referido al área equivalente.

La fuerza  $F_0$  en el tornillo es considerada para mantener las partes firmemente unidas de tal forma que se deforman como una unidad bajo la acción de la carga  $F$ .



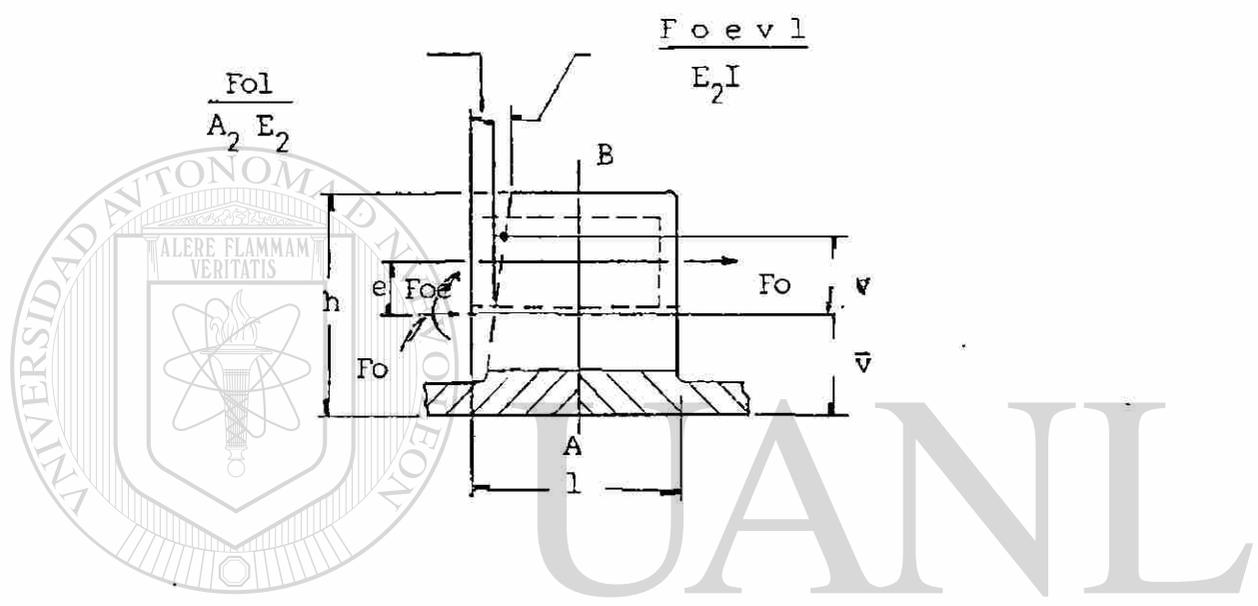
# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En la figura 6.2 la fuerza inicial  $F_0$ , antes obtenida por aplastamiento de latuerca, puede ser considerada como un estiramiento recortando la longitud del tornillo hasta que éste coincide con la longitud comprimida de las partes. La fuerza  $F_0$  es transferida al extremo ~~siempre~~ <sup>requiere</sup> de la viga y es desviada hacia el centro de gravedades. Esto puede darse introduciendo el momento  $F_0 e$  como se muestra



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Fig. 6.2 Deformación debida a la carga inicial

FIGURA 6.2 DEFORMACION DEBIDA A LA CARGA INICIAL F.

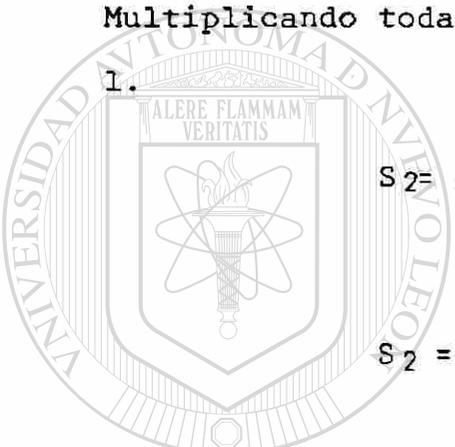
$$S = \frac{P}{A} \quad \delta = \frac{Pl}{AE} = \frac{Sl}{E}$$

$$S = - \left( \frac{F_0 l}{A_2 E_2} + \frac{F_0 e v l}{E_2 I} \right)$$

Multiplicando toda la ecuación por  $E_2$  y dividiendo entre 1.

$$S_2 = - \left( \frac{F_0}{A_2} + \frac{F_0 e v}{I} \right)$$

$$S_2 = -F_0 \left( \frac{1}{A_2} + \frac{e v}{I} \right)$$



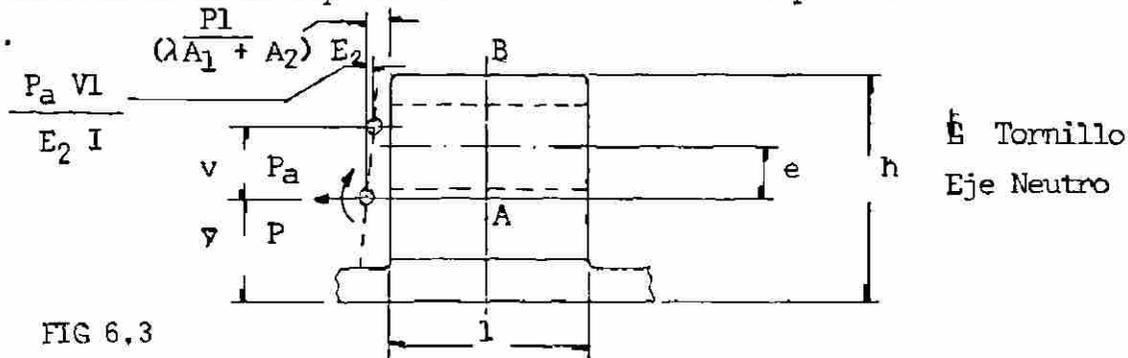
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

El signo menos indica esfuerzo de compresión.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El efecto de la carga P es mostrado en la figura 6.3 La carga es - - trasladada hacia la superficie neutra con el correspondiente momento - Pa.



De acuerdo a la figura la deformación debido a la carga P es:

$$\delta = \frac{Pl}{(A_1 \lambda + A_2) E_2}$$

La deformación debido al momento Pa es:

$$\delta = \frac{Pa v l}{E_2 I}$$

Estas deformaciones divididas por l y multiplicadas por E<sub>2</sub> dan el esfuerzo, es decir:

$$S_2 = P \left( \frac{1}{A_1 \lambda + A_2} - \frac{a v}{I} \right) \quad (2)$$

En esta ecuación, a es considerado positivo y v es positiva cuando son medidas arriba del eje neutro.

El esfuerzo total debido a la carga y a Fo será la suma de ellos ó sea:

$$S_2 = P \left( \frac{1}{A_1 \lambda + A_2} - \frac{a v}{I} \right) - F_o \left( \frac{1}{A_2} + \frac{e v}{I} \right) \quad (3)$$

Esta ecuación es válida siempre y cuando P no sea tan grande que cause abertura en A.

7.- ANALISIS DEL EFECTO DE LA TENSION CON CARGA CONCENTRICA.

La figura 7-1 muestra la situación cuando el tornillo y la pieza ó parte son concéntricas:

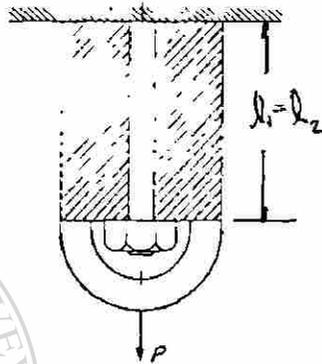


Fig. 7-1. Pieza emperrada cargada.

Fo - Precarga de tensión inicial

F - fuerza

A - área transversal

l - longitud del agarre

E - módulo de elasticidad

P - Carga externa

δ - Deformación

El subíndice 1 se referirá al tornillo y el 2 a la pieza.

En esta situación se aprieta el perno para producir una Fo y después se aplica la carga P.

La constante de resorte, ó constante de rigidez de un elemento elástico como un perno es la relación de la fuerza aplicada al elemento a la deforma

ción total producida por dicha fuerza.

O sea:

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (1) \quad \text{La deformación total de una barra en tensión ó compresión es:}$$

$$\delta = \frac{F_1}{AE} \quad \text{sustituyendo ésta en 1}$$

Entonces:

$$K = \frac{AE}{l}$$

$F_1$  es la parte de la carga  $P$  soportada por el perno y  $F_2$  es el resto de la carga  $P$  absorbido por la pieza soporte. Cuando  $F_0 = 0$

Las deformaciones del perno y de la pieza son iguales.

$$\delta_1 = \delta_2$$

$$\delta = \frac{F}{K}$$

$$\frac{F_1}{K_1} = \frac{F_2}{K_2}$$

∴

$$F_2 = \frac{K_2}{K_1} F_1 \quad (2)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

$$P = F_1 + F_2 \quad (3)$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Sustituyendo Ec.(2) en Ec.(3)

$$P = F_1 + \frac{K_2}{K_1} F_1 \quad F_1 = \frac{(K_1 + K_2)}{K_1} F_1$$

Por lo tanto

$$F_1 = \frac{K_1}{K_2 + K_1} P \quad \text{y} \quad F_2 = \frac{K_2}{K_1 + K_2} P$$

Si existe  $F_0$

$$F_1 = \frac{K_1}{K_2 + K_1} P + F_0 \quad \text{y} \quad F_2 = \frac{K_2}{K_1 + K_2} P - F_0$$

ción total producida por dicha fuerza.

O sea:

$K = \frac{F}{\delta}$  (1) La deformación total de una barra en tensión ó compresión es:

$$\delta = \frac{F l}{A E} \text{ sustituyendo ésta en 1}$$

Entonces:

$$K = \frac{A E}{l}$$

$F_1$  es la parte de la carga  $P$  soportada por el perno y  $F_2$  es el resto de la carga  $P$  absorbido por la pieza soporte. Cuando  $F_0 = 0$

Las deformaciones del perno y de la pieza son iguales.

$$\delta_1 = \delta_2$$

$$\delta = \frac{F}{K}$$

$$\frac{F_1}{K_1} = \frac{F_2}{K_2} \quad \therefore \quad F_2 = \frac{K_2}{K_1} F_1 \quad (2)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

$$P = F_1 + F_2 \quad (3)$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Sustituyendo Ec(2) en Ec(3)

$$P = F_1 + \frac{K_2}{K_1} F_1 \quad F_1 = \frac{(K_1 + K_2)}{K_1} F_1$$

Por lo tanto

$$F_1 = \frac{K_1}{K_2 + K_1} P \quad \text{y} \quad F_2 = \frac{K_2}{K_1 + K_2} P$$

Si existe  $F_0$

$$F_1 = \frac{K_1}{K_2 + K_1} (P + F_0) \quad \text{y} \quad F_2 = \frac{K_2}{K_1 + K_2} (P + F_0) - F_0$$

## 8.- TORNILLOS DE EMPUJE

Los tornillos de empuje se usan para elevar ó bajar pesos, como se indica en la figura 8.1

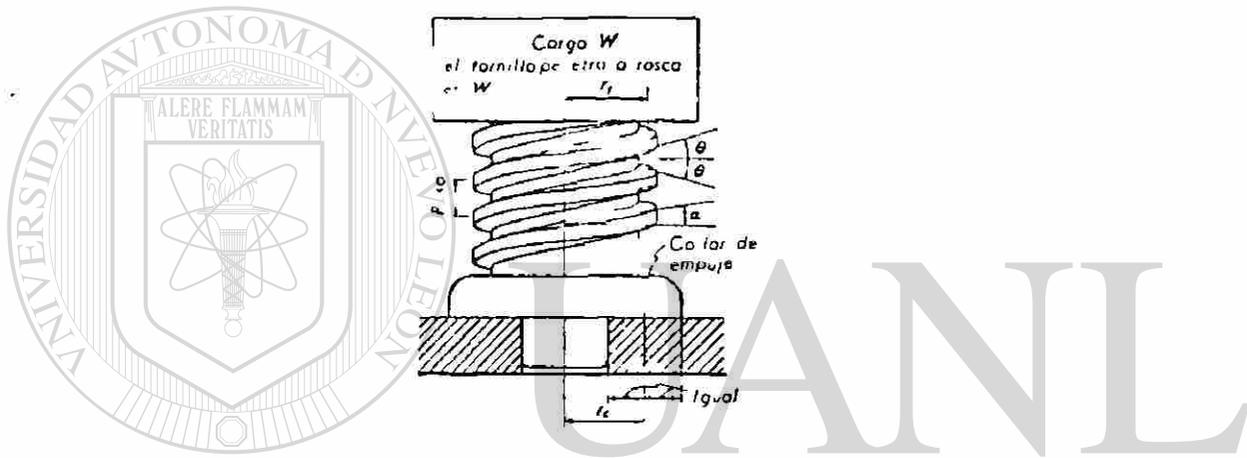
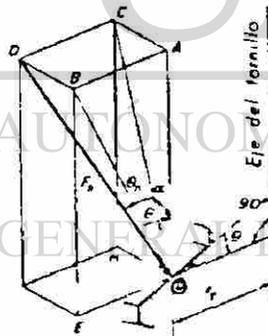
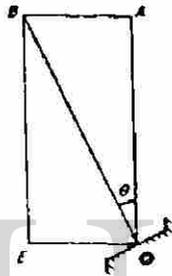
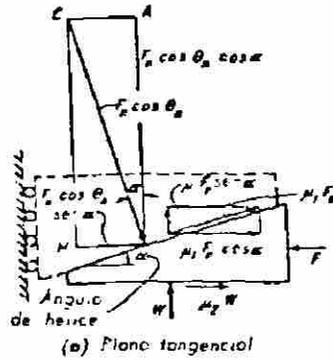


Fig. 8.1

### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En esta figura el peso  $W$  sube ó baja según la dirección de la rotación a donde se haga girar el tornillo. La simbología empleada es:

- $F_n$  - Fuerza normal a la superficie de la rosca
- $W$  - Peso de la carga que se desea mover
- $\alpha$  - Angulo de la hélice
- $r_t$  - Radio efectivo de la rosca
- $r_c$  - Radio efectivo del collarín
- $\mu_1$  - Coeficiente de rozamiento de la rosca
- $\mu_2$  - Coeficiente de rozamiento del collarín.
- $T$  - Torque necesario para elevar ó bajar la carga
- $F$  - Fuerza aplicada en el radio  $r_t$



Fuerza que actúa sobre el tornillo durante la elevación del peso  $W$

Fig. 8.2

La carga ABEO es una sección axial del tornillo. La proyección de  $F_n$  sobre éste plano forma un ángulo  $\theta$ . La cara ACHO está situada sobre el plano tangente al cilindro primitivo.

Suma de fuerza en el eje "y"  $W + \mu_1 F_n \text{ Sen } \alpha = F_n \cos \theta_n \cos \alpha$

$$F_n = \frac{W}{\cos \theta_n \cos \alpha - \mu_1 \text{sen } \alpha} \quad (\text{Ec. 8.1})$$

Suma de fuerzas en el eje "x"

$$F = F_n \cos \theta_n \text{ sen } \alpha + \mu_1 F_n \cos \alpha + \mu_2 W$$

El par necesario para elevar la carga se encuentra multiplicando las fuerzas horizontales por los radios correspondientes. Es decir:

$$T = r_t (F_n \cos \theta_n \text{ sen } \alpha + \mu_1 F_n \cos \alpha) + \frac{rc}{r_t} (\mu_2) W$$

Sustituyendo la ecuación 8.1 en ésta última.

$$T = r_t W \frac{(\cos \theta_n \text{ sen } \alpha + \mu_1 \cos \alpha) + \frac{rc}{r_t} (\mu_2)}{\cos \theta_n \cos \alpha - \mu_1 \text{ sen } \alpha}$$

O bien:

$$T = r_t W \left( \frac{\cos \theta_n + \mu_1 \text{tg } \alpha}{\cos \theta_n - \mu_1 \text{tg } \alpha} + \frac{rc}{r_t} (\mu_2) \right) \quad (\text{Ec. 8.2})$$

La relación entre  $\theta_n$  y  $\theta$

$$\text{Tg } \theta_n = \frac{CD}{OC} = \frac{AB}{OC} = \frac{AB}{AO} \text{tg } \theta \quad \frac{OC}{AO} = \cos \alpha$$

También:  $\text{tg } \alpha = \frac{p}{d}$  Donde:

$p$  = Paso del tornillo

$d$  = Diámetro de paso del tornillo

Cuando el peso se hace bajar por la aplicación de la fuerza  $F$  hacia la derecha de la figura 8.1, se invierte el signo de  $F$  y los de todos los términos de fricción. El par necesario para hacer bajar la carga en tal caso es:

$$T = r_t W \left[ \frac{(\cos \theta + \mu_1 \tan \alpha - \mu_2) \frac{r_c}{r_t}}{\cos \theta + \mu_1 \tan \alpha} \right] \quad (\text{Ec. 8.3})$$

Si pudiera eliminarse por completo el rozamiento tanto en el tornillo como en el apoyo, la ecuación 8.2 quedaría:

$$T' = r_t W \tan \alpha \quad (\text{Ec. 8.4})$$

El rendimiento de un tornillo de empuje es:

$$\text{Rendimiento:} = \frac{T'}{T}$$

Cuando el par está elevado la carga el rendimiento sería la relación de las ecuaciones 8.2 y 8.4 es decir:

$$\text{Rendimiento:} = \frac{\cos \theta + \mu_1 \tan \alpha}{\cos \theta + \mu_1 \tan \alpha + \mu_2 \frac{r_c}{r_t}}$$

Los coeficientes de fricción para la rosca y para el apoyo dependen del acabado de la rosca, la precisión y el grado de lubricación y varían desde aproximadamente 0,12 hasta 0,20

## 9.- CONCENTRACION DE ESFUERZOS

Quando se transfiere la carga a través de la tuerca de una pieza a otra, se produce en el tornillo una concentración de tensiones. En condiciones ideales, la tracción en el tornillo y la compresión en la tuerca deben reducirse uniformemente. Sin embargo, la tracción aumenta el paso del tornillo y la compresión disminuye el paso de la tuerca de manera que no se mantiene una correcta correspondencia entre las partes cargadas. La mayor parte de la carga se transfiere en el primer par de hilos de rosca en contacto y aquí presenta una gran concentración de tensiones ó aunque la flexión de las roscas y expansión de la tuerca reducen la concentración de tensiones, la mayoría de las roturas de tornillos se producen en éste punto.

Los coeficientes de concentración de tensiones para roscas con cargas estáticas se determinan, normalmente, por análisis fotoelástico. Los ensayos en tres dimensiones han indicado un coeficiente de concentración de tensiones de 3.85 en la raíz del primer filete roscado. Sin embargo otros investigadores han encontrado valores mayores y menores que el anteriormente indicado. Se utilizan varios métodos para aumentar la flexibilidad de la tuerca y por lo tanto aumentar el área sobre la cual tiene lugar la transmisión de la fuerza.

R.E. Patterson señala que la distribución de las fallas típicas de pernos es, aproximadamente, 15% bajo la cabeza, 20% en el extremo de la rosca y 65% en el hilo en la cara de la tuerca. Una forma de mejorar el comportamiento de las concentraciones se aprecia en la siguiente figura:

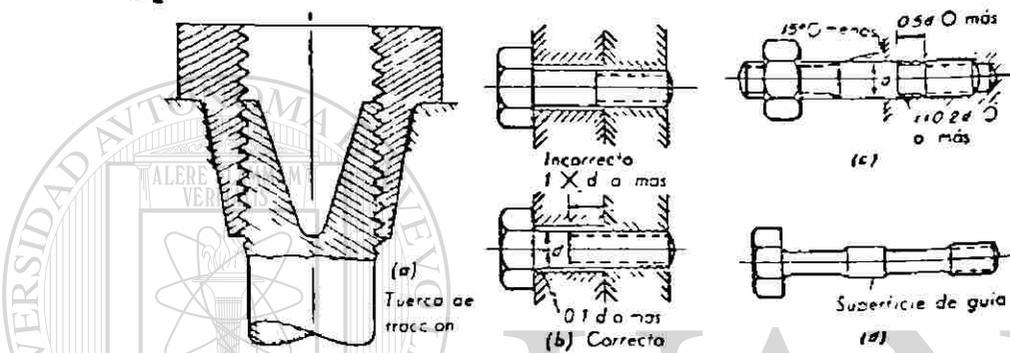


Fig. 5-14. Métodos característicos para incrementar la resistencia de los tornillos.

<sup>1</sup> Véase Herenyi, M., «A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings», *Trans. ASME*, 65, 1943, pag. 4-95.

<sup>2</sup> Véase Brown, A. F. C., y V. M. Hickson, «A Photo-Elastic Study of Stresses in Screw Threads», *Ins. Mech. Engr., Proc. (B)*, 1B, 1952-53, pag. 605.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En el trabajo por fatiga también es beneficioso un incremento de la flexibilidad del tornillo. Por lo tanto debe existir una considerable longitud de rosca libre además de la necesaria para la fijación de la tuerca como se indica en la figura 5-14 (b). La existencia de un acuerdo curvo entre la cabeza y la espiga es beneficiosa por reducir la concentración de tensiones en este punto. El ángulo de salida de rosca debe tener un valor pequeño como se indica en la figura 5-14 (c) ya que la concentración de tensiones es máxima en las primeras vueltas. Por la misma razón, en el extremo de la derecha de esta espiga se indica una muesca de alivio de tensiones que debe tener un diámetro igual al de la sección mínima de la rosca o ligeramente menor y cuyo acuerdo con la espiga debe lograrse mediante superficies de radios muy amplios. Un radio grande produce menos concentración en la transferencia de la carga desde las secciones transversales mayores a menores. Además, si la espiga se dobla como consecuencia de mal montaje, el diámetro menor producirá tensiones de flexión menores en el material. La flexibilidad del tornillo se incrementa reduciendo la longitud total entre la cabeza y las roscas al diámetro interior. Si el tornillo mantiene juntas dos o mas piezas, en cada unión deben dejarse pequeñas longitudes del diámetro original para las piezas atornilladas como se indica en la figura 5-14 (d).

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

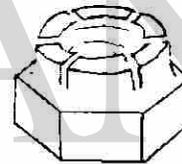
## 10.-TUERCAS DE SEGURIDAD

El objetivo de las tuercas de seguridad es evitar que las tuercas se aflojen en servicio como consecuencia de las vibraciones. Las siguientes figuras - ilustran algunos tipos de tuercas de seguridad.

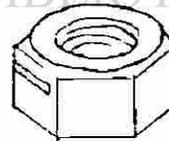
- a) Tuerca almenada, tornillo perforado y pasador.



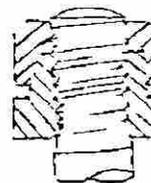
- b) La parte superior de la tuerca termina en cuña. Los diversos segmentos se oprimen contra el tornillo.



- c) Los hilos de rosca por encima de la ranura se deforman para producir un agarre por rozamiento.



- d) La tuerca superior oprime la prolongación-ranurada de la inferior contra el tornillo.



## 11.- MATERIALES Y METODOS DE FABRICACION.

Los tornillos y tuercas pueden fabricarse en máquinas de roscar - - automáticas empleando como materia prima barras de las mismas dimensiones que la cabeza. La tabla 11.1 indica cierto número de aceros característicos para tornillos.

Las barras de fácil tallado son las preferidas para las máquinas - automáticas de hacer tornillos por que la viruta se rompe en corto y - como resultado existe menos peligro de estropear los elementos mecánicos de la máquina.

Los tornillos de acero aleado son sometidos a un tratamiento térmico para aprovechar al máximo las propiedades del material.

Los tornillos torneados tienen generalmente buenas propiedades en - cuanto a control de dimensiones. El roscado se logra como una de las - operaciones de la máquina de hacer tornillos. De éste método resulta un considerable desperdicio de material, ya que la espiga ha de obtenerse - de un material que en un principio tenía el mismo tamaño que la cabeza. En base a esta pérdida, la máquina automática de hacer tornillos se usa ampliamente para tornillos de diámetros de aproximadamente 6 mm. ó menos.

Los aceros de bajo contenido de carbono, como consecuencia de su - mejor trabajabilidad son mas fácil de fabricarse por medio de un proceso de formación de cabezas en frío. Las roscas de los tornillos con cabeza formada en frío se forman usualmente haciendo girar la espiga - - - entre estampas que comprimen parte del acero para formar la raíz forzando el resto hacia arriba y formando los filetes.

Acero	Máquina de tornillos automática		Formación de cabeza en frío	Formación de cabeza en caliente
	Material	Mecanizabilidad		
Barra para tornillo de corte libre	1113	135 % estirado en frío		
Barra para tornillo de corte libre	1112	100 % estirado en frío		
Barra para tornillo de corte libre	1117	85 % estirado en frío		
Barra para tornillo de corte libre	1137	73 % estirado en frío		
Al carbono	1015 a 1035	57 % estirado en frío	1010 a 1045	1010 a 1045
Al níquel	2330	61 % recocido	2330	2330
Al cromo-níquel	3140	57 % recocido	3140	3140
Al cromo-molibdeno	4140	61 % recocido	4140	4140
Al cromo-níquel-molibdeno	A8640	55 % recocido	A8640	A8640

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

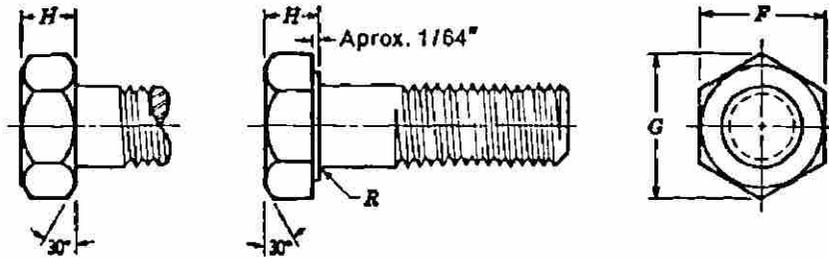
TABLA 11,1 ACEROS CARACTERISTICOS SEA PARA TORNILLOS.

En la siguiente tabla se enlistan las especificaciones mas utilizadas para sujetadores roscados. Los grados SAE 1 y 2 sólo se recomiendan para uniones de poca importancia, o que no transmiten carga; el contenido de carbono anda alrededor de 0.10 a 0.20 %.

<u>GRADO SAE</u>	<u>GRADO ASTM</u>	<u>GRADO METRICO</u>	<u>DIAMETRO Pulg. (mm)</u>	<u>Resistencia de Prueba (kip/pulg<sup>2</sup>)</u>	<u>Resistencia a Tensión (Kip/pulg<sup>2</sup>)</u>	<u>Dureza Máxima Bhn</u>
1	A307	4.6	1/4 a 1 1/2 (6.35 a 38.1)	33	55	207
2		5.6	1/4 a 1/2 (6.35 a 12.7)	55	69	241
			1/2 a 3/4 (12.7 a 19.05)	52	64	241
			3/4 a 1 1/2 (19.05 a 38.1)	28	55	207
3		6.8	1/4 a 1/2 (6.35 a 12.7)	85	110	269
			1/2 a 5/8 (12.7 a 15.87)	80	100	269
5	A449	8.8	1/4 a 3/4 (6.35 a 19.05)	85	120	302
			3/4 a 1 (19.05 a 25.4)	78	115	302
			1 a 1 1/2 (25.4 a 38.1)	74	105	285
7			1/4 a 1 1/2 (6.35 a 38.1)	105	133	321
8	A354	10.9	1/4 a 1 1/2 (6.35 a 38.1)	120	150	352

768 APENDICE

Tabla A-28 DIMENSIONES DE PERNOS DE CABEZA HEXAGONAL ACABADOS (ASA B18.2-1952)\*

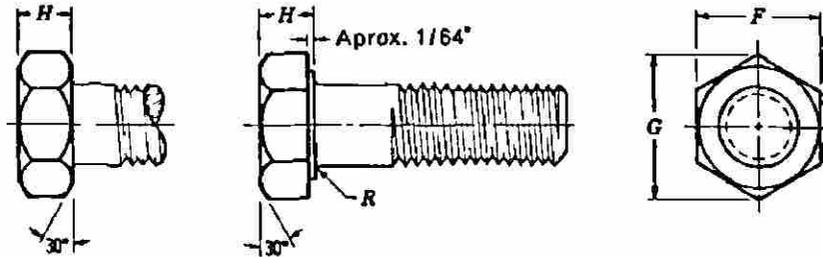


Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Diámetro mínimo del cuerpo (máximo es igual al nominal)	Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Altura H		Radio de entalle R				
		Máx (básico)	Min†	Máx	Min	Nom	Máx	Min	Máx	Min		
1/8	0.2500	0.2450	7/16	0.4375	0.428	0.505	0.488	3/32	0.163	0.150	0.023	0.009
1/4	0.3125	0.3065	1/2	0.5000	0.489	0.5777	0.557	1/16	0.211	0.195	0.023	0.009
3/8	0.3750	0.3690	5/8	0.5625	0.551	0.650	0.628	1/8	0.243	0.226	0.023	0.009
1/2	0.4375	0.4305	1 1/8	0.6250	0.612	0.722	0.698	3/32	0.291	0.272	0.023	0.009
5/8	0.5000	0.4930	1 1/4	0.7500	0.736	0.866	0.840	1/16	0.323	0.302	0.023	0.009
3/4	0.5625	0.5545	1 3/8	0.8125	0.798	0.938	0.910	3/32	0.371	0.348	0.041	0.021
7/8	0.6250	0.6170	1 1/2	0.9375	0.922	1.083	1.051	1/8	0.403	0.378	0.041	0.021
1	0.7500	0.7410	1 3/4	1.1250	1.100	1.299	1.254	3/32	0.483	0.455	0.041	0.021
1 1/8	0.8750	0.8660	2	1.3125	1.285	1.516	1.465	1/16	0.563	0.531	0.062	0.047
1 1/4	1.0000	0.9900	2 1/8	1.5000	1.469	1.732	1.675	3/32	0.627	0.591	0.062	0.047
1 1/2	1.1250	1.1140	2 1/4	1.6875	1.631	1.949	1.859	1/8	0.718	0.658	0.125	0.110
1 3/4	1.2500	1.2390	2 3/8	1.8750	1.812	2.165	2.066	3/32	0.813	0.749	0.125	0.110
2	1.3750	1.3630	2 1/2	2.0625	1.994	2.382	2.273	1/16	0.878	0.810	0.125	0.110
2 1/8	1.5000	1.4880	2 3/4	2.2500	2.175	2.598	2.480	3/32	0.974	0.902	0.125	0.110
2 1/4	1.6250	1.6130	3	2.4375	2.356	2.815	2.686	1	1.038	0.962	0.125	0.110
2 1/2	1.7500	1.7380	3 1/8	2.6250	2.538	3.031	2.893	1 1/32	1.134	1.054	0.125	0.110
2 3/4	1.8750	1.8630	3 1/4	2.8125	2.719	3.248	3.100	1 1/16	1.198	1.114	0.125	0.110
3	2.0000	1.9880	3 1/2	3.0000	2.900	3.464	3.306	1 1/8	1.263	1.175	0.125	0.110
3 1/8	2.2500	2.2380	3 3/8	3.3750	3.262	3.897	3.719	1 1/4	1.423	1.327	0.188	0.173
3 1/4	2.5000	2.4880	3 1/2	3.7500	3.625	4.330	4.133	1 1/16	1.583	1.479	0.188	0.173
3 1/2	2.7500	2.7380	4	4.1250	3.988	4.763	4.546	1 1/8	1.744	1.632	0.188	0.173
3 3/4	3.0000	2.9880	4 1/8	4.5000	4.350	5.196	4.959	1 1/4	1.935	1.815	0.188	0.173

\* Reproducida, con autorización de Vallory H. Laughner y Augustus D. Hargan, *Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1956.

† En tamaños de 1/4 a 1 plg es posible utilizar una tolerancia de menos de 0.050 D cuando el producto está hecho en caliente.

Tabla A-27 DIMENSIONES DE TORNILLOS DE MAQUINARIA (O "CAP") CON CABEZA HEXAGONAL\*

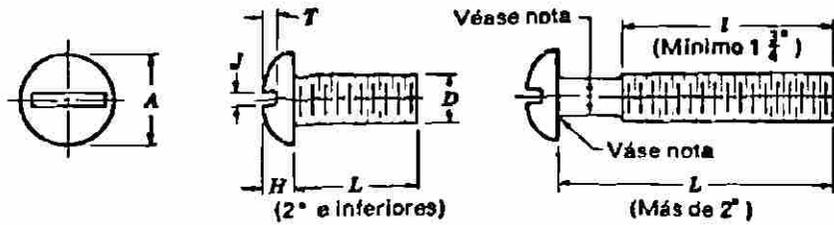


Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca	Diámetro mínimo del cuerpo (el máximo es igual al nominal)		Ancho entre caras F		Ancho entre aristas G		Altura H		Radio de entalle R			
	Máx	Mín	Máx (básico)	Mín	Máx	Mín	Nom	Máx	Mín	Máx	Mín	
$\frac{1}{8}$	0.2500	0.2450	$\frac{7}{16}$	0.4375	0.428	0.505	0.488	$\frac{1}{32}$	0.163	0.150	0.023	0.009
$\frac{9}{16}$	0.3125	0.3065	$\frac{1}{2}$	0.5000	0.489	0.577	0.557	$\frac{13}{64}$	0.211	0.195	0.023	0.009
$\frac{1}{4}$	0.3750	0.3690	$\frac{9}{16}$	0.5625	0.551	0.650	0.628	$\frac{11}{32}$	0.243	0.226	0.023	0.009
$\frac{5}{16}$	0.4375	0.4305	$\frac{5}{8}$	0.6250	0.612	0.722	0.698	$\frac{7}{32}$	0.291	0.272	0.023	0.009
$\frac{3}{8}$	0.5000	0.4930	$1\frac{1}{16}$	0.7500	0.736	0.866	0.840	$\frac{9}{16}$	0.323	0.302	0.023	0.009
$\frac{7}{16}$	0.5625	0.5545	$\frac{13}{16}$	0.8125	0.798	0.938	0.910	$\frac{22}{64}$	0.371	0.348	0.041	0.021
$\frac{1}{2}$	0.6250	0.6170	$\frac{11}{8}$	0.9375	0.922	1.083	1.051	$\frac{23}{64}$	0.403	0.378	0.041	0.021
$\frac{9}{16}$	0.7500	0.7410	$1\frac{1}{8}$	1.1250	1.100	1.299	1.254	$\frac{25}{64}$	0.483	0.455	0.041	0.021
$\frac{5}{8}$	0.8750	0.8660	$1\frac{3}{16}$	1.3125	1.285	1.516	1.465	$\frac{27}{64}$	0.563	0.531	0.062	0.047
$\frac{3}{4}$	1.0000	0.9900	$1\frac{1}{2}$	1.5000	1.469	1.732	1.675	$\frac{27}{64}$	0.627	0.591	0.062	0.047
$1\frac{1}{16}$	1.1250	1.1140	$1\frac{3}{4}$	1.6875	1.631	1.949	1.859	$\frac{41}{160}$	0.718	0.658	0.125	0.110
$1\frac{1}{8}$	1.2500	1.2390	$1\frac{7}{8}$	1.8750	1.812	2.165	2.066	$\frac{21}{32}$	0.813	0.749	0.125	0.110
$1\frac{1}{4}$	1.3750	1.3630	$2\frac{1}{16}$	2.0625	1.994	2.382	2.273	$\frac{21}{32}$	0.878	0.810	0.125	0.110
$1\frac{1}{2}$	1.5000	1.4880	$2\frac{1}{4}$	2.2500	2.175	2.598	2.480	$\frac{41}{16}$	0.974	0.902	0.125	0.110

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Tabla A-26 DIMENSIONES DE TORNILLOS DE MAQUINA DE CABEZA REDONDA\* (ASA B18.6-1947)



Tamaño nominal	D		A		H		J		T	
	Diámetro máximo del tornillo	Diámetro de la cabeza		Altura de la cabeza		Ancho de la ranura		Profundidad de la ranura		
		Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	
0	0.060	0.113	0.099	0.053	0.043	0.023	0.016	0.039	0.029	
1	0.073	0.138	0.122	0.061	0.051	0.026	0.019	0.044	0.033	
2	0.086	0.162	0.146	0.069	0.059	0.031	0.023	0.048	0.037	
3	0.099	0.187	0.169	0.078	0.067	0.035	0.027	0.053	0.040	
4	0.112	0.211	0.193	0.086	0.075	0.039	0.031	0.058	0.044	
5	0.125	0.236	0.217	0.095	0.083	0.043	0.035	0.063	0.047	
6	0.138	0.260	0.240	0.103	0.091	0.048	0.039	0.068	0.051	
8	0.164	0.309	0.287	0.120	0.107	0.054	0.045	0.077	0.058	
10	0.190	0.359	0.334	0.137	0.123	0.060	0.050	0.087	0.065	
12	0.216	0.408	0.382	0.153	0.139	0.067	0.056	0.096	0.072	
1/8	0.250	0.472	0.443	0.175	0.160	0.075	0.064	0.109	0.082	
1/4	0.3125	0.590	0.557	0.216	0.198	0.084	0.072	0.132	0.099	
3/8	0.375	0.708	0.670	0.256	0.237	0.094	0.081	0.155	0.117	
1/2	0.4375	0.750	0.707	0.328	0.307	0.094	0.081	0.196	0.148	
5/8	0.500	0.813	0.766	0.355	0.332	0.106	0.091	0.211	0.159	
3/4	0.5625	0.938	0.887	0.410	0.385	0.118	0.102	0.242	0.183	
7/8	0.625	1.000	0.944	0.438	0.411	0.133	0.116	0.258	0.195	
1	0.750	1.250	1.18*	0.547	0.516	0.149	0.131	0.320	0.242	

Notas:

Todas las dimensiones están en pulgadas.

Las dimensiones de la cabeza en tamaños de 1/8 plg y mayores concuerdan con las de los tornillos de maquinaria (o "cap") de cabeza redonda, excepto que los valores mínimos se han reducido para dar tolerancias en proporción al resto de la tabla.

El diámetro de la parte no roscada de los tornillos de máquina no será menor que el diámetro de paso mínimo, ni mayor que el diámetro mayor máximo de la rosca.

El radio de entalle en la base de la cabeza no debe exceder a la mitad del paso de la rosca del tornillo.

\* Reproducida con autorización de Vallory H. Laughner y Augustus D. Hargan, *Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts*, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1956.

Tabla A-17 PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS\*

Número UNS	Procesado	Resistencia a la fluencia kip/plg <sup>2</sup>	Resistencia a la tensión kip/plg <sup>2</sup>	Elongación en 2 plg, %	Reducción de área, %	Dureza Brinell H <sub>B</sub>
G10100	HR	26	47	28	50	95
	CD	44	53	20	40	105
G10150	HR	27	50	28	50	101
	CD	47	56	18	40	111
G10180	HR	32	58	25	50	116
	CD	54	64	15	40	126
G10350	HR	39	72	18	40	143
	CD	67	80	12	35	163
	Estirado a 800°F	81	110	18	51	220
	Estirado a 1000°F	72	103	23	59	201
	Estirado a 1200°F	62	91	27	66	180
G10400	HR	42	76	18	40	149
	CD	71	85	12	35	170
	Estirado a 1000°F	86	113	23	62	235
G10500	HR	49	90	15	35	179
	CD	84	100	10	30	197
	Estirado a 600°F	180	220	10	30	450
	Estirado a 900°F	130	155	18	55	310
	Estirado a 1200°F	80	105	28	65	210
G15216§	HR‡	81	100	25	57	192
G41300	HR‡	60	90	30	45	183
	CD‡	87	98	21	52	201
	Estirado a 1000°F	133	146	17	60	293
G41400	HR‡	63	90	27	58	187
	CD‡	90	102	18	50	223
	Estirado a 1000°F	131	153	16	45	302
G43400	HR‡	69	101	21	45	207
	CD‡	99	111	16	42	223
	Estirado a 600°F	234	260	12	43	498
	Estirado a 1000°F	162	182	15	40	363
G46200	Núcleo	89	120	22	55	248
	Estirado a 800°F	94	130	23	66	256
G61500	HR‡	58	91	22	53	183
	Estirado a 1000°F	32	155	15	44	302
G87400	HR‡	64	95	25	55	190
	CD‡	96	107	17	48	223
	Estirado a 1000°F	129	152	15	44	302
G92550	HR‡	78	115	22	45	223
	Estirado a 1000°F	160	180	15	32	352

\* Tabuladas de conformidad con el Sistema Unificado de Designación Numérica para Metales y sus Aleaciones (UNS). Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1975. Esta publicación tiene los números de referencia que corresponden a las especificaciones AISI, ASTM, FED, MIL SPEC y SAE.

Los valores indicados para aceros laminados en caliente (HR, hot-rolled) y estirados en frío (CD, cold-drawn) son valores mínimos estimados que suelen esperarse en el intervalo de tamaños

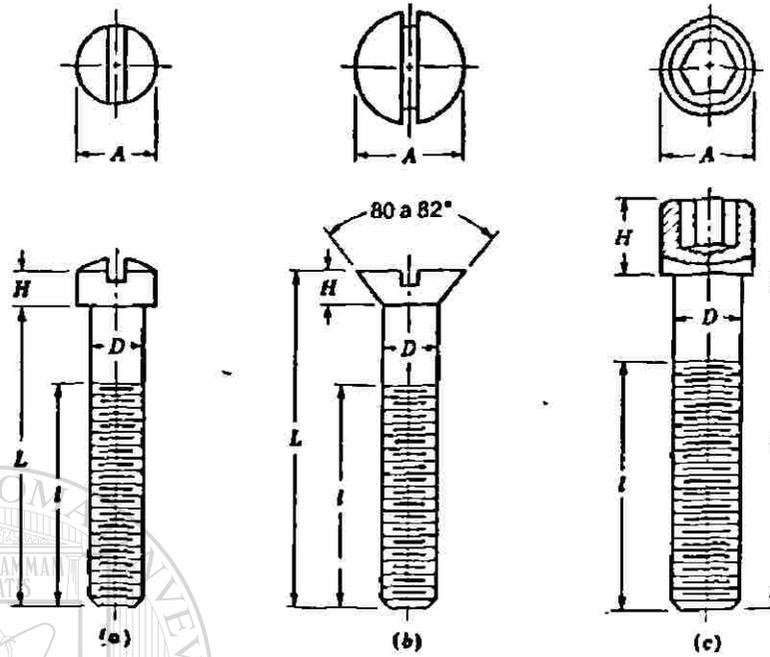


Fig. 6-8 Cabezas de tornillos de maquinaria (o "cap"): a) Cabeza cilíndrica ranurada (*Fillister*); b) plana; c) hexagonal de caja.

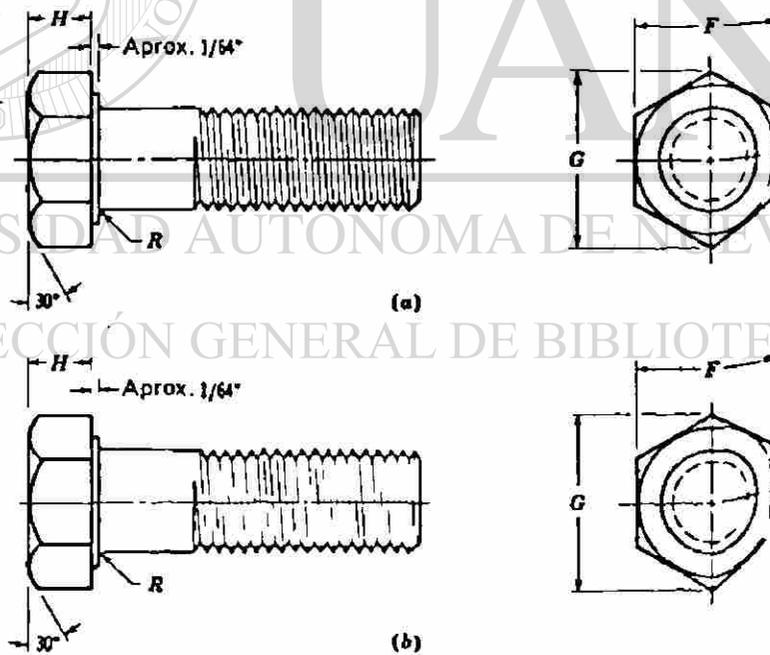
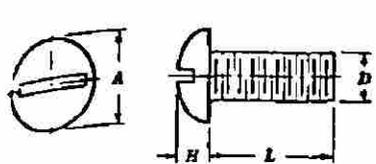
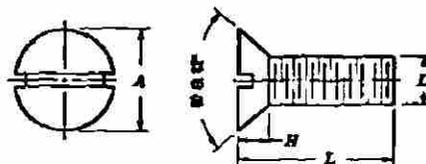


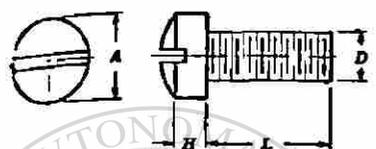
Fig. 6-9 a) Tornillo de maquinaria de cabeza hexagonal; b) perno de cabeza hexagonal (acabado).



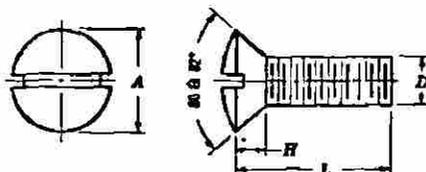
(a) Cabeza redonda



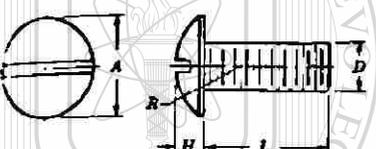
(b) Cabeza plana



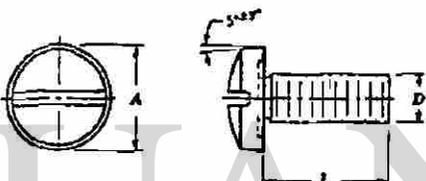
(c) Cabeza Fillister



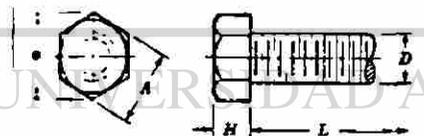
(d) Cabeza oval



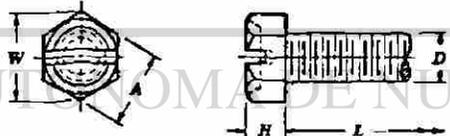
(e) Cabeza Truss



(f) Cabeza trabante



(g) Cabeza hexagonal (afinada)



(h) Cabeza hexagonal (recalcada)

Fig. 6-7 Tipos de cabezas de tornillos de máquina.

**Tabla 6-6 MARCAS DE CABEZA PARA IDENTIFICAR LOS GRADOS SAE DE PERNOS.**

**Grados 0, 1, 2: sin marcas**

**Grado 3: dos marcas radiales a 180°**



**Grado 5: tres marcas radiales a 120°**



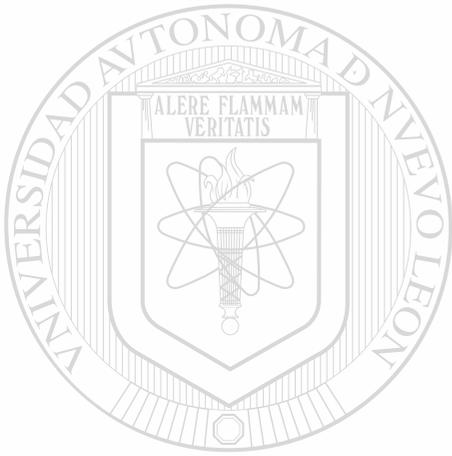
**Grado 6: cuatro marcas radiales a 90°**



**Grado 7: cinco marcas radiales a 72°**



**Grado 8: seis marcas radiales a 60°**



# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

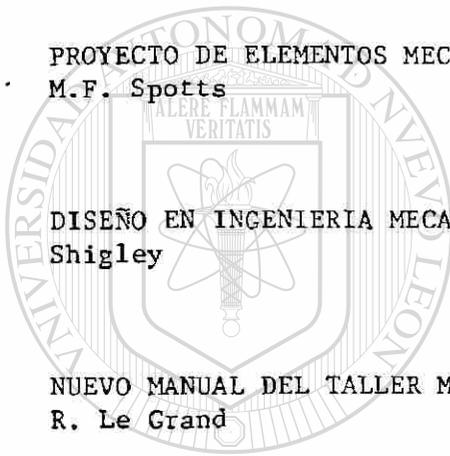
BIBLIOGRAFIA

ANALISIS DEL DISEÑO MECANICO  
M.F. Spotts

PROYECTO DE ELEMENTOS MECANICOS  
M.F. Spotts

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA  
Shigley

NUEVO MANUAL DEL TALLER MECANICO  
R. Le Grand



UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El diámetro exterior de la rosca es pues ligeramente superior al material del que se obtuvo.

Para cabezas de mayor tamaño y formas complicadas se usa generalmente la formación en caliente, especialmente adecuada para los aceros aleados más tenaces y menos dúctiles. El proceso es más costoso que la formación en frío como consecuencia de las operaciones necesarias para calentar el extremo de la barra a la temperatura de forjado.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

