

4.º

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \varphi)} \cdot 100 = \frac{\operatorname{tg} 4,046}{\operatorname{tg} (4,046 + 6,842)} \cdot 100 = 36,8 \%$$

5.º

$\beta = 4,046$ grados.

$\varphi = 6,842$ grados.

Luego $\beta < \varphi$ y el tornillo es irreversible. Es, pues, imposible que el tornillo gire cuando a la tuerca se le aplique una fuerza axial Q , por grande que sea, con lo cual el carro queda parado cuando el tornillo deja de girar y no puede moverse axialmente mediante una fuerza Q , siendo necesario aplicarle el par M calculado anteriormente.

EJERCICIO PARA RESOLVER

Problema 6.º

La figura 6.94 representa una mordaza utilizada para sujetar piezas, a mecanizar en máquinas herramientas.

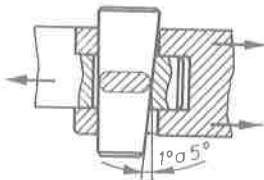


Fig. 6.95 Chaveta transversal.

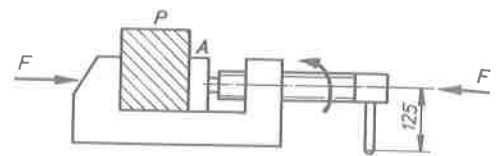


Fig. 6.94 Mordaza.

El husillo es de rosca trapecial métrica de una entrada, diámetro exterior 24 mm, paso 3 mm, coeficiente de rozamiento entre la tuerca y el husillo $\mu = 0,15$. La fuerza del operario, realizada en el extremo de la manivela, es de 20 kgf y se desprecia el pivotamiento entre el husillo y la pieza móvil A. Calcular:

- 1.º La fuerza de prensado de la pieza P.
- 2.º Rendimiento de la mordaza.
- 3.º Comprobar la irreversibilidad, razonando su necesidad en este caso.

6.2.5 Unión con chavetas

Enchavetado es la unión de dos piezas alojada una en la otra, de manera que sean fácilmente desmontables. Se asegura la unión por medio de un prisma o cuña de acero llamado chaveta.

Si la chaveta atraviesa ambas piezas, para impedir su deslizamiento axial, el enchavetado se llama transversal y las chavetas transversales (fig. 6.95). Cuando la chaveta se coloca en sentido longitudinal, para impedir que un cubo gire sobre el árbol y pueda así transmitirse un momento de giro, el enchavetado se llama longitudinal y las chavetas, longitudinales (fig. 6.96).

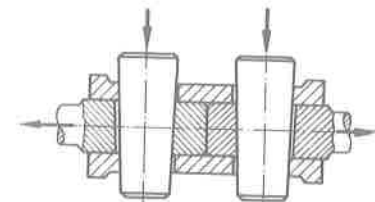


Fig. 6.97 Unión de dos árboles por chavetas transversales.

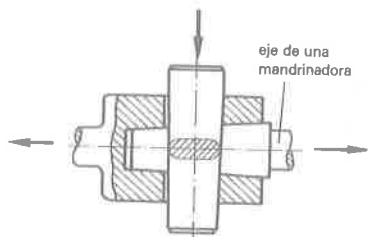
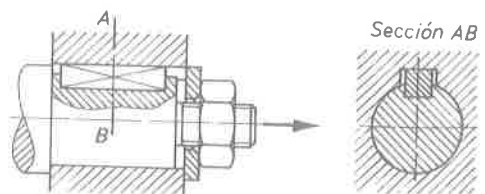


Fig. 6.98 Aplicación en una máquina herramienta.

Fig. 6.96 Chaveta longitudinal.



6.2.5.1 Chaveta transversal

Ya se ha dicho que se emplea para unir dos barras, ejes o incluso árboles que están en prolongación (fig. 6.97). Cuando una árboles, en general, la chaveta no sirve para transmitir el momento de giro, como por ejemplo en el árbol de una mandrinadora y el mandril portaherramientas (fig. 6.98). Este tipo de unión se llama *enmangado* y, para que queden perfectamente centradas la pieza interior (macho) y la exterior (hembra), se hace cónico.

La chaveta transversal suele ser recta por un lado y con una pendiente de 1 a 5 % por la otra (fig. 6.95).

Cuanto más pendiente tiene, más fácil es el desmontaje pero también es menor la eficacia de la unión e, incluso, si la pendiente fuese mayor de un sexto, podría desprenderse durante el funcionamiento, sobre todo si se producen sacudidas o vibraciones.

Para que la chaveta pueda desmontarse y montarse, cuantas veces se quiera, los extremos, por los cuales se golpea para encajarla, deben tener unos amplios chaflanes, para conseguir que el inevitable recalco impida una buena unión (fig. 6.99).

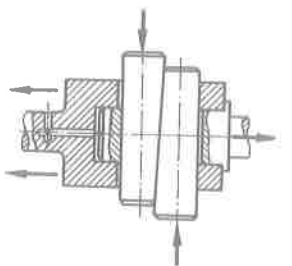


Fig. 6.99 Los extremos de las chavetas deben achaflanarse.

Estas chavetas sólo deben ajustar por las caras menores y no por las caras laterales.
A veces se emplean también dos chavetas, que se deslizan una sobre la otra (fig. 6.99).

6.2.5.2 Chaveta longitudinal

Según el objeto a que se destina, la chaveta longitudinal se divide en:

- Chaveta propiamente dicha.
- Lengüeta.

6.2.5.3 Chaveta propiamente dicha

Esta chaveta sirve fundamentalmente para poder transmitir un par de giro a la vez que inmoviliza axialmente.

La chaveta tiene las caras opuestas que hacen contacto con las piezas a unir con una pequeña pendiente o conicidad (fig. 6.100 y tabla 6.103C).

Chavetero se llama al rebaje que se hace en el árbol o en el cubo para el alojamiento de la chaveta (fig. 6.101).

El chavetero del eje puede ser de varias formas (fig. 6.102), pero siempre de profundidad uniforme en el lugar donde apoya la chaveta.

El chavetero del cubo, por el contrario, se hace siempre inclinado con la misma inclinación que la chaveta, es decir del 1 %.

Las caras laterales no tienen mayor importancia y su mecanizado puede ser basto y siempre con juego holgado, respecto a la chaveta. Las chavetas están normalizadas en las normas DIN 6 886 a 6 889 (tabla 6.103). Para facilitar el montaje y desmontaje se emplean, con frecuencia, chavetas con cabeza según la norma DIN 6 687 (fig. 6.100).

Para transmitir esfuerzos de choques alternativos se emplean chavetas tangenciales, de acuerdo con las normas DIN 268 (fig. 6.104).

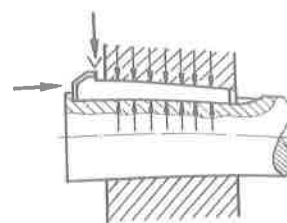


Fig. 6.100 Chaveta.

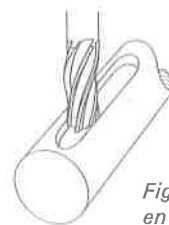


Fig. 6.101 Chaveteros en eje y cubo.



Fig. 6.102 Chavetero en ejes.

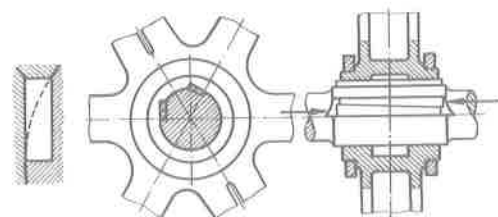


Fig. 6.104 Chavetas tangenciales.

Tabla 6.103 Dimensiones y formas de chavetas según DIN 6 886

A

DIN 6 886

Forma A

B

DIN 6 886

Forma B

C

DIN 6 887

D

Seccion AB

Ø nominal	d	más de	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85
		hasta	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95
Anchura	b		4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
Altura de la chaveta	h		4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14
Profundidad chavetero del eje	t ₁		2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	5,0	5,5	6,0	7,0	7,5	9,0	9,0
Profundidad chavetero del cubo	t ₂		1,2	1,7	2,2	2,4	2,4	2,4	2,9	3,4	3,4	3,9	4,4	4,4
Altura de la chaveta DIN 6887	h ₁		7	8	10	11	12	12	14	16	18	20	22	22

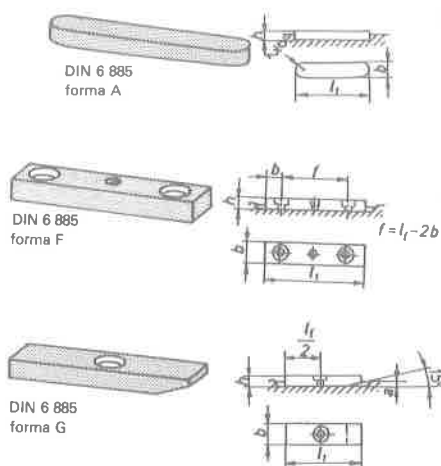


Fig. 6.107 Formas de lengüetas.

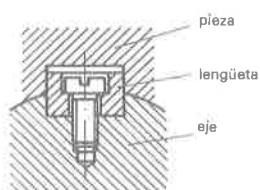


Fig. 6.108 Detalle del ajuste de la lengüeta y su fijación al eje.

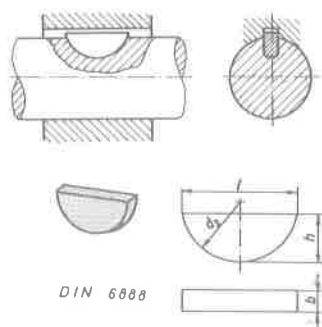


Fig. 6.110 Lengüeta redonda.

6.2.5.4 Lengüeta

Es una chaveta longitudinal que transmite el giro, pero que permite el deslizamiento longitudinal o axial de las piezas unidas.

Es muy utilizada en poleas, ruedas dentadas, etc., cuya inmovilización axial se logra por otro medio (fig. 6.105). También se utiliza para ruedas, manguitos o acoplamientos, que deben deslizarse axialmente sobre los árboles (fig. 6.106).

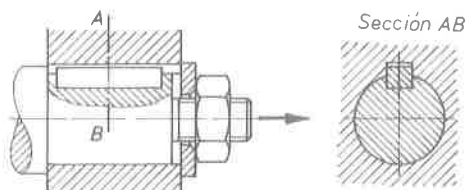


Fig. 6.105 Lengüeta, inmovilización axial por arandela y tuerca.

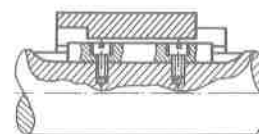


Fig. 6.106 Lengüeta para elementos deslizantes.

La lengüeta es paralela en todas sus caras; los extremos pueden ser de diversas formas, planos o redondos (fig. 6.107), según la forma de unirse al árbol y según la forma del chavetero en el árbol.

A veces, la unión se hace por medio de tornillos (figs. 6.106 y 6.108).

Las caras laterales son las que hacen el trabajo de arrastre y deben quedar perfectamente ajustadas a los chaveteros; por el contrario, la cara superior, que da al chavetero del cubo, no hace contacto con él (fig. 6.108).

Las formas, medidas y tolerancias para las lengüetas y chaveteros, se dan en la norma DIN 6885 a 6888 (tabla 6.109).

6.2.5.4.1 Lengüeta redonda

Para pequeños esfuerzos y donde hay poca longitud disponible se emplea la lengüeta redonda (fig. 6.110). La inmovilización axial se hace por conos (fig. 6.111), o por tornillos y resaltes.

Para las dimensiones y formas de lengüeta y chavetero, ver la norma DIN (tabla 6.112).

Tabla 6.112 Lengüetas redondas: dimensiones según DIN 6888

Diámetro		Tipo de ajuste		Profundidad			
I	II	b_{hg}	h_{h12}	d_2	$l \approx$	l_1	l_2
> 6-8	> 10-12	2	3,7	10	9,65	2,9	1,0
> 8-10	> 12-17	3	5	13	12,65	3,8	1,4
> 10-12	> 17-22	4	6,5	16	15,72	5,0	1,7
> 12-17	> 22-30	5	7,5	19	18,75	5,5	2,2
> 17-22	> 30-38	6	9	22	21,63	6,6	2,5

- I Lengüetas redondas para ejes cilíndricos.
II Lengüetas redondas para ejes cónicos.

6.2.5.5 Esfuerzos originados en la chaveta y chavetero (fig. 6.113)

Al introducir la chaveta con una fuerza F se producen las reacciones Q (sensiblemente iguales para ángulos β pequeños).

$$F = Q [\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} (\beta + \varphi)] \quad [20]$$

$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu$
 $\mu = \text{coeficiente rozamiento}$

El rendimiento es:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} (\beta + \varphi)} \times 100 \quad [21]$$

Fig. 6.111 Inmovilización axial por cono.

Tabla 6.109 Dimensiones y forma de las lengüetas según DIN 6 885

Forma A

Forma B

Forma C

Forma D

Forma E

Forma F

Forma G

Para ϕ de hasta	Anchura y altura	Profundidad	Tipo de ajuste		Tornillo de retención	Longitud	Avellanado cilíndrico	
			Con aprieto	Con holgura				
d	b x h	t ₁	t ₂	t ₂	d ₂ x l ₂	l ₃	d ₃	c
17-22	6x6	3,5	2,2	2,8				
22-30	8x7	4,0	2,4	3,3	M3 x 8	7	5,9	2,2
30-38	10x8	5,0	2,4	3,3	M3 x 10	8	5,9	2,2
38-44	12x8	5,0	2,4	3,3	M4 x 10	10	7,4	3
44-50	14x9	5,5	2,9	3,8	M5 x 10	10	9,4	4
50-58	16x10	6,0	3,4	4,3	M5 x 10	10	9,4	5
58-65	18x11	7,0	3,4	4,4	M6 x 12	12	10,4	5
65-75	20x12	7,5	3,9	4,9	M6 x 12	12	10,4	6

Longitudes normalizadas, $l = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315, 355, 400$.

Para los valores habituales de ϕ y β la relación de F con Q es:

$$F = \frac{Q}{4}$$

luego:

$$Q = 4 F$$

la fuerza separadora es cuatro veces la fuerza de introducción.

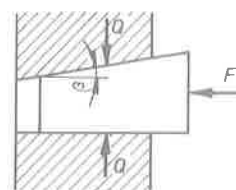


Fig. 6.113 Esfuerzos originados en chavetas y chaveteros.

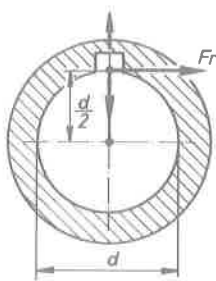


Fig. 6.114 Par transmitido por rozamiento.

El par que puede transmitirse por rozamiento será (fig. 6.114):

$$M = F_r \cdot \frac{d}{2} = Q \cdot f \cdot \frac{d}{2} = 4 \cdot F \cdot 0,1 \cdot \frac{d}{2} = 0,2 \cdot F \cdot d$$

$$M \approx 0,2 \cdot F \cdot d \quad [22]$$

En la práctica, desear transmitir un par solamente por rozamiento es exagerado, por lo cual comenzaron a admitirse compresiones sobre las caras laterales de la chaveta (fig. 6.115) con lo cual:

$$\sigma_c = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l} \quad [23]$$

siendo:

$$F = \frac{M_t}{\frac{d}{2}}$$

A cada diámetro le corresponden unas dimensiones de chavetero, luego la incógnita es l . En el caso de que salga l muy grande, se ponen dos chaveteros.

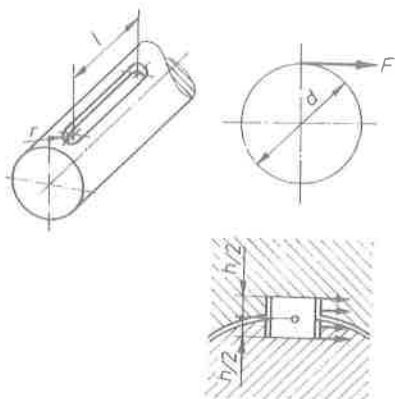


Fig. 6.115 Esfuerzos de compresión lateral.

Problema 7.º

Se desea desplazar un bloque de acero, cuyo peso es de 20 toneladas, sobre un suelo de hormigón (fig. 6.116). El ángulo β de las chavetas es de 5° , el coeficiente de rozamiento entre ellas y el bloque 0,1 y el coeficiente de rozamiento entre el bloque y el hormigón 0,5. Calcular:

- 1.º La fuerza horizontal necesaria para desplazar el bloque.
- 2.º La fuerza vertical necesaria a aplicar a las chavetas para desplazar el bloque.
- 3.º Rendimiento.

Solución:

- 1.º Esta fuerza será la de rozamiento F_r entre el bloque y el hormigón.

$$F_r = \mu \cdot N = 20\,000 \times 0,5 = 10\,000 \text{ kgf}$$

- Obsérvese que si $\mu = 0$ (materiales ideales) $F_r = 0$.

- 2.º

$$F = Q [\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} (\beta + \varphi)]$$

Q , en este caso, es $F_r = 10\,000 \text{ kgf}$.

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,1 = 5,71^\circ$$

$$F = 10\,000 [\operatorname{tg} 5,71 + \operatorname{tg} (5 + 5,71)] = 2\,891 \text{ kgf}$$

- 3.º

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} (\beta + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 5}{\operatorname{tg} 5,71^\circ + \operatorname{tg} (5 + 5,71^\circ)} = 0,303$$

y expresado en porcentaje sería:

$$\eta = 30,3 \%$$

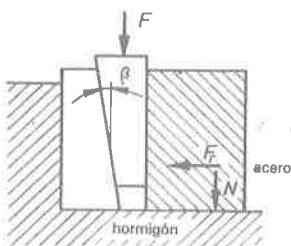


Fig. 6.116 Aplicación de las chavetas o cuñas al desplazamiento de pesos.

Problema 8.º

Un eje de 40 mm de diámetro transmite un par de 7 000 cm kgf mediante una lengüeta (fig. 6.117) de acero F-1 140. Según la norma UNE 17 002, la sección de la misma es $12 \times 8 \text{ mm}$. Siendo la tensión admisible a compresión $1\,400 \text{ kgf/cm}^2$, calcular la longitud L de la lengüeta.

Solución:

$$L = l + 1,2 \text{ en cm.}$$

$$l = \text{longitud de cálculo.}$$

La lengüeta trabaja a compresión en una sección:

$$A = \frac{0,8}{2} \cdot l$$

con una fuerza:

$$F = \frac{M_t}{R} = \frac{7\,000}{2} = 3\,500 \text{ kgf}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{3\,500}{0,4 \cdot l} = 1\,400$$

de donde $l = 6,25 \text{ cm}$,

$$L = l + 1,2 = 6,25 + 1,2 = 7,45 \text{ cm}$$

Se adopta $L = 75 \text{ mm}$.

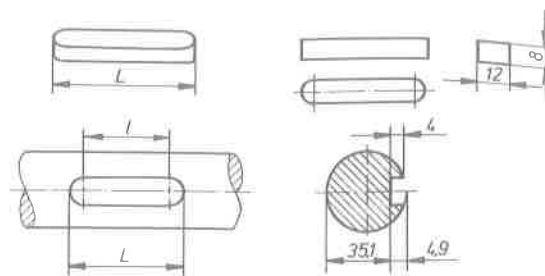


Fig. 6.117 Dimensiones de una lengüeta.

6.2.6 Unión con pasadores

Las funciones de un pasador son similares a las de una chaveta transversal, diferenciándose en la forma, ya que éstos suelen ser cilíndricos, cónicos, estriados y elásticos.

6.2.6.1 Pasadores cilíndricos

Responden a la norma UNE 17 061 y pueden ser de tres tipos (fig. 6.118):

Tipo A. Pasador con extremos planos (fig. 6.118A).

Tipo B. Pasador con extremos abombados (fig. 6.118B).

Tipo C. Pasador con extremos achaflanados (fig. 6.118C).

1.º *Designación.* La designación incluye en primer lugar el tipo, a continuación el producto de dos números, diámetro y longitud en milímetros y, finalmente, la norma.

Ejemplo

Un pasador con extremos achaflanados, $d = 10 \text{ mm}$ y $l = 60 \text{ mm}$, se referencia:

Pasador cilíndrico C 10 × 60, UNE 17 061

2.º *Elección del pasador.* Lógicamente la longitud y el diámetro están relacionados entre sí, porque no es lógico un diámetro pequeño y una longitud grande y a la inversa.

La zona comprendida entre las líneas escalonadas son las longitudes comerciales; así, por ejemplo, un pasador de 5 mm de diámetro puede tener una longitud según las necesidades desde 12 a 60 mm (tabla 6.119).

6.2.6.2 Pasador cónico

Responde a la norma UNE 17 060 y su forma es (fig. 6.120):

— *Designación.* Su designación es similar a la de los pasadores cilíndricos, indicando expresamente pasador cónico, diámetro d (siempre el menor) y longitud en milímetros y, finalmente, la norma UNE.

Así, por ejemplo, un pasador cónico de 4 mm de diámetro por 35 mm de longitud, se designará:

Pasador cónico 4 × 35, UNE 17 060

En la tabla 6.121 puede determinarse los límites de longitud del pasador con respecto al diámetro menor.

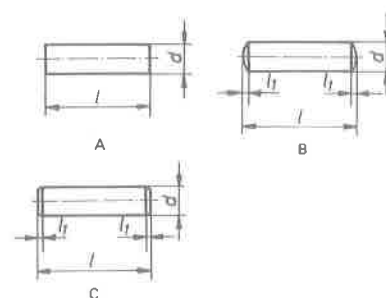


Fig. 6.118 Pasadores cilíndricos: A, de extremos planos; B, de extremos abombados; C, de extremos achaflanados.

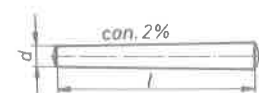


Fig. 6.120 Pasador cónico.

Tabla 6.119 Longitud de los pasadores normales
UNE 17 061

l	diámetros del pasador																		
	d	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
8																			
10																			
12																			
14																			
16																			
20																			
25																			
30																			
35																			
40																			
45																			
50																			
55																			
60																			
65																			
70																			
75																			
80																			
90																			
100																			
110																			
120																			
130																			
140																			
150																			
160																			
170																			
180																			
190																			
200																			

Tabla 6.121 Longitud y diámetro de los pasadores
cónicos UNE 17 060

l	diámetro menor del pasador																		
	d	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
8																			
10																			
12																			
14																			
16																			
20																			
25																			
30																			
35																			
40																			
45																			
50																			
55																			
60																			
65																			
70																			
75																			
80																			
90																			
100																			
110																			
120																			
130																			
140																			
150																			
160																			
170																			
180																			
190																			
200																			

6.2.6.3 Pasador estriado

Sustituye con gran ventaja al pasador cónico y elástico, efectuándose el taladrado con broca y sin necesitar posterior mecanización. Está normalizado según DIN 1 470 a 1 477 y en la figura 6.122 se pueden ver algunos de los tipos más empleados.

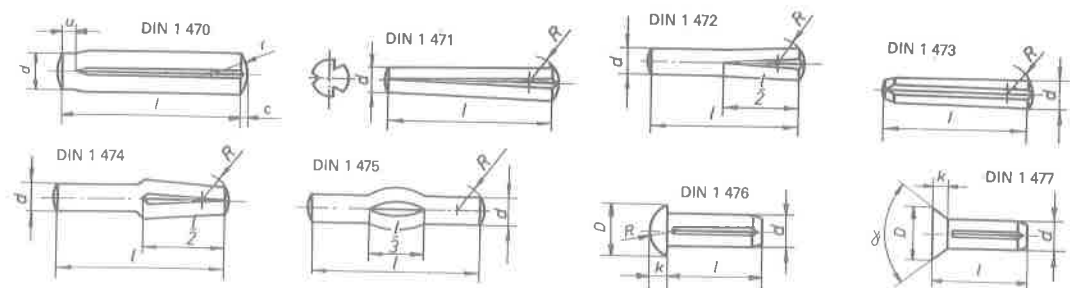


Fig. 6.122 Pasadores estriados.



Fig. 6.123 Pasador elástico.

6.2.6.4 Pasador elástico

Se utilizan como elemento de seguridad, además de cumplir la misión propia de transmitir un par o momento.

Es abierto (fig. 6.123) y está fabricado con acero de alto límite elástico. En muchas ocasiones suele introducirse un pasador cilíndrico en su interior o bien otro elástico.

6.2.7 Unión por ejes estriados o nervados

Se trata de ejes, en los cuales se han fresado axialmente unas ranuras, con lo cual éste queda constituido como un núcleo con unos nervios axiales formando con él un solo cuerpo (fig. 6.124). El número de nervios varía de 6 a 20; pero, dentro de las normas DIN 5 461, 5 462, 5 463 y 5 464, existen tres series de acoplamientos de ejes nervados con flancos rectos, serie ligera, media y pesada.

Debe observarse que d_1 es el diámetro de mandrinado del cubo (igual para las tres series), y d_2 es el diámetro de torneado del eje que va creciendo según las series, al igual que la anchura b (tabla 6.125).

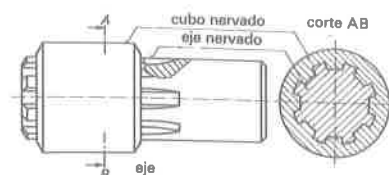


Fig. 6.124 Ejes nervados.

Tabla 6.125 Ejes nervados: dimensiones según DIN 5461

Medidas en mm									
Diámetro interior d_1	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	Número de nervios	d_2	b	Número de nervios	d_2	b	Número de nervios	d_2	b
11	—	—	—	6	14	3	—	—	—
13	—	—	—	6	16	3,5	—	—	—
16	—	—	—	6	20	4	10	20	2,5
18	—	—	—	6	22	5	10	23	3
21	—	—	—	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

6.2.7.1 Designación

La denominación de un acoplamiento nervado se hace por medio de cuatro cifras, que representan:

- 1.^a cifra: número de nervios.
- 2.^a cifra: diámetro interior de mandrinado.
- 3.^a cifra: diámetro exterior de torneado.
- 4.^a cifra: la norma correspondiente.

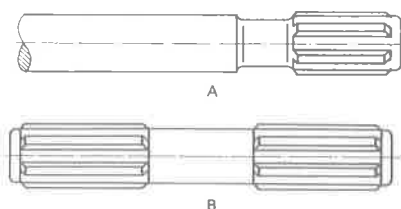


Fig. 6.127 Ejes nervados: A, ranura en un extremo; B, ranura en ambos extremos.

Así $8 \times 42 \times 48$ (tabla 6.126) representa un perfil de eje nervado de ocho nervios, diámetro del cubo $d_1 = 42$ mm y diámetro del eje $d_2 = 48$ mm, observándose que pertenece a la serie media.

B 8 × 42 × 48, DIN 5 463

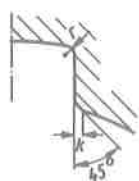
- B = Perfil del eje nervado.
8 = Número de nervios.
42 = Diámetro interior.
48 = Diámetro exterior.

En las figuras 6.127A y B se pueden ver las formas más normales de estos ejes.

Tabla 6.126 Ejes nervados: dimensiones según DIN 5 463, serie media

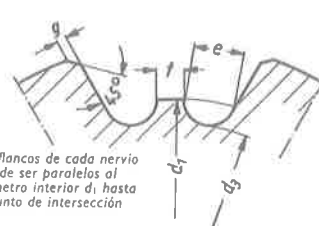
Los datos de esta norma coinciden con las recomendaciones del Comité ISO TC 32, de Setiembre de 1953.
Medidas en mm

A perfil de cubo nervado



Los detalles no indicados se tomarán convenientemente.

B perfil de eje nervado



Designación de un perfil de cubo nervado A de medidas nominales $8 \times 46 \times 54$:
Perfil de cubo nervado A $8 \times 46 \times 54$ DIN 5463 ... ³⁾

Designación de un perfil de eje nervado B de medidas nominales $8 \times 46 \times 54$:
Perfil de eje nervado B $8 \times 46 \times 54$ DIN 5463 ... ³⁾

Medidas nominales		N.º de nervios	Centrado	d_1	d_2	b	$d_3^{1)}$	$e^{2)}$	f	g	k	r
Nueva abreviatura Número de nervios × diámetro interior × diámetro exterior	Antigua abreviatura ¹⁾ Diámetro interior × diámetro exterior × anchura del nervio											
6 × 11 × 14	11 × 14 × 3	6	Centrado interior ¹⁾	11	14	3	9,9	1,55	—	0,3	0,3	0,2
6 × 13 × 16	13 × 16 × 3,5			13	16	3,5	12,0	1,5	0,32	0,3	0,3	0,2
6 × 16 × 20	16 × 20 × 4			16	20	4	14,54	2,1	0,16	0,3	0,3	0,2
6 × 18 × 22	18 × 22 × 5			18	22	5	16,7	1,95	0,45	0,3	0,3	0,2
6 × 21 × 25	21 × 25 × 5			21	25	5	19,5	1,98	1,95	0,3	0,3	0,2
6 × 23 × 28	23 × 28 × 6			23	28	6	21,3	2,3	1,34	0,3	0,3	0,2
6 × 26 × 32	26 × 32 × 6			26	32	6	23,4	2,94	1,65	0,4	0,4	0,3
6 × 28 × 34	28 × 34 × 7			28	34	7	25,9	2,94	1,70	0,4	0,4	0,3
8 × 32 × 38	32 × 38 × 6			32	38	6	29,4	3,3	0,15	0,4	0,4	0,3
8 × 36 × 42	36 × 42 × 7			36	42	7	33,5	3,01	1,02	0,4	0,4	0,3
8 × 42 × 48	42 × 48 × 8	8	Centrado interior ¹⁾ o de flancos	42	48	8	39,5	2,91	2,57	0,4	0,4	0,3
8 × 46 × 54	46 × 54 × 9			46	54	9	42,7	4,1	0,86	0,5	0,5	0,5
8 × 52 × 60	52 × 60 × 10			52	60	10	48,7	4,0	2,44	0,5	0,5	0,5
8 × 56 × 65	56 × 65 × 10			56	65	10	52,2	4,74	2,5	0,5	0,5	0,5
8 × 62 × 72	62 × 72 × 12			62	72	12	57,8	5,0	2,4	0,5	0,5	0,5
10 × 72 × 82	72 × 82 × 12			72	82	12	67,4	5,43	—	0,5	0,5	0,5
10 × 82 × 92	82 × 92 × 12			82	92	12	77,1	5,4	3,0	0,5	0,5	0,5
10 × 92 × 102	92 × 102 × 14			92	102	14	87,3	5,2	4,5	0,5	0,5	0,5
10 × 102 × 112	102 × 112 × 16			102	112	16	97,7	4,9	6,3	0,5	0,5	0,5
10 × 112 × 125	112 × 125 × 18			112	125	18	106,3	6,4	4,4	0,5	0,5	0,5

¹⁾ El centrado interior no es posible para todos los perfiles en la fabricación de los perfiles de ejes nervados según el procedimiento de redondeado.

²⁾ Estos valores se han calculado basándose en la fabricación de perfiles de ejes nervados según el procedimiento de redondeado. Otras aclaraciones en página siguiente.

³⁾ Las tolerancias para el diámetro interior d_1 , diámetro exterior d_2 y anchura del nervio b se indicarán en el pedido, véase DIN 5465.

⁴⁾ La antigua abreviatura no se empleará para construcciones nuevas y sólo es válida para el periodo transitorio.

Acoplamientos de ejes nervados, sinopsis, DIN 5461
Acoplamientos de ejes nervados, tolerancias, DIN 5465

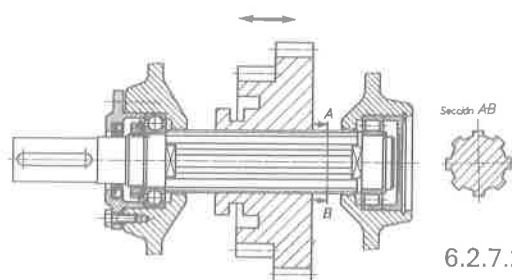


Fig. 6.128 Aplicación de eje nervado.

6.2.7.2 Aplicaciones

Se emplean en la construcción de automóviles, palas excavadoras y máquinas herramientas. Pueden transmitir grandes esfuerzos de torsión y sustituyen, en estos casos, con ventaja a las chavetas (fig. 6.128). En realidad deberían llamarse, con mayor propiedad, árboles nervados.

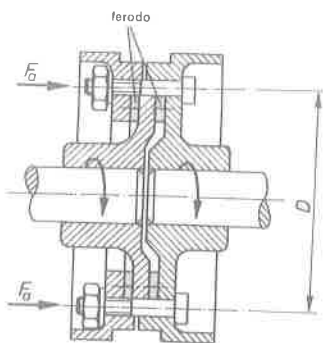


Fig. 7.74 Acoplamiento con limitación de par o de seguridad.

— *Acoplamiento de seguridad* (fig. 7.74). Entre los platos se fija un elemento que admita la fricción, cuyo coeficiente de rozamiento es elevado. La presión del ferodo se puede graduar por medio de tornillos. El momento de rozamiento debe ser mayor que el momento torsor. En el caso de sobrecarga, patina sin más consecuencias.

$$M_t = \mu \cdot P \cdot \frac{D}{2} = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} \quad [12a]$$

μ = coeficiente de rozamiento del ferodo
 P = fuerza total que ejercen todos los tornillos en kgf
 D = diámetro medio de la pletina en cm
 N = potencia a transmitir en CV
 n = r. p. m.

7.4.1.3 Acoplamientos móviles

Los acoplamientos móviles permiten cierto desplazamiento a los ejes, en el curso de su rotación.

Los tipos más importantes de desplazamientos móviles son los siguientes:

— *Acoplamiento de garras* (fig. 7.75). Se emplean para compensar las variaciones de longitud debidas a las dilataciones. Un árbol de acero se dilata 1 mm por cada metro de longitud, al aumentar la temperatura 100 °C.

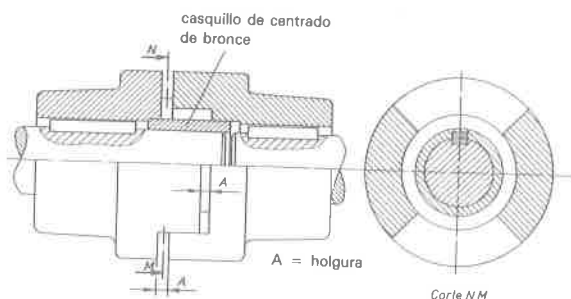


Fig. 7.75 Acoplamiento de garras.

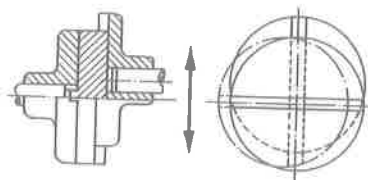


Fig. 7.76 Junta Oldham.

— *Junta de Oldham* (fig. 7.76). Sirve para acoplar árboles paralelos que estén ligeramente descentrados. Esta junta permite pequeños movimientos transversales.

— *Junta Cardan* (fig. 7.77). Permiten acoplamiento de ejes que forman ángulo, con posibilidad de sufrir desplazamientos angulares en todos los sentidos.

El desplazamiento angular de los ejes debe ser menor de 45°.
 El movimiento que transmite la junta Cardan no es uniforme.

7.4.1.4 Embragues

Son acoplamientos que se pueden conectar o desconectar a voluntad, aun durante el funcionamiento de los árboles. Constan de un elemento fijo al árbol que transmite el movimiento (árbol conductor) y otro desplazable que va sobre el árbol que recibe el movimiento (árbol conducido). Los embragues pueden ser:

- De arrastre instantáneo.
- De arrastre progresivo.
- Automáticos.

7.4.1.4.1 Embragues de arrastre instantáneo

Este tipo de embragues se acoplan y desacoplan en reposo; el desacoplamiento puede hacerse en marcha. Los embragues de arrastre instantáneo también se llaman de dientes.

Los principales tipos son los siguientes:

— Embrague de dientes periféricos, con movimiento en ambos sentidos (fig. 7.78A).

— Embrague de dientes periféricos, con movimiento en un solo sentido (fig. 7.78B).

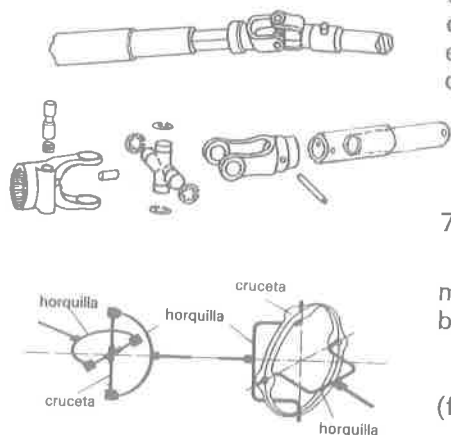


Fig. 7.77 Junta Cardan.

— Embrague de dientes periféricos, con movimiento en ambos sentidos, pero con uno de preferencia (fig. 7.78C).

— Embrague de dientes frontales (fig. 7.78D). Si la velocidad es reducida pueden acoplarse en marcha.

— Embrague por engranajes, interior y exterior (fig. 7.78E).

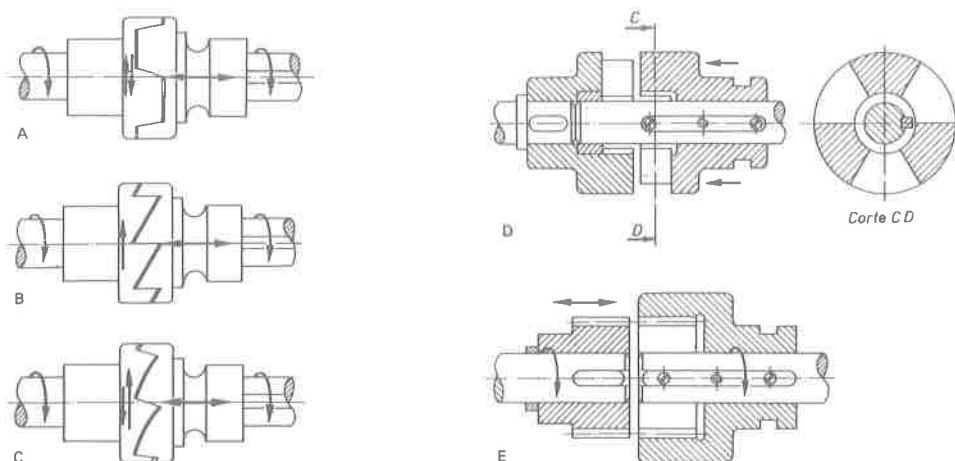


Fig. 7.78 Embrague de dientes: A, movimiento en ambos sentidos; B, movimiento en un solo sentido; C, en los dos sentidos, preferentemente en uno; D, acoplar sólo parado o a pequeña velocidad; E, de engranaje interior.

7.4.1.4.2 Embragues de arrastre progresivo

Tienen la particularidad de que el embrague y desembrague se hace sobre la marcha; el arranque puede ser suave y continuo. Estos embragues se llaman de fricción. La fricción puede ser metal con metal, metal con cuero o ferodo.

Los principales tipos de embragues progresivos son:

— Embragues de fricción, planos. Se fundan en la fuerza de rozamiento que se produce entre dos superficies en contacto, cuando una presiona sobre otra (fig. 7.79). El momento torsor que pueden transmitir es:

$$M_t = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = F \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \quad [12b]$$

M_t = momento torsor en $\text{kgf} \cdot \text{cm}$

N = potencia a transmitir en CV

n = r. p. m.

F = fuerza total de los muelles en kgf

μ = coeficiente de rozamiento

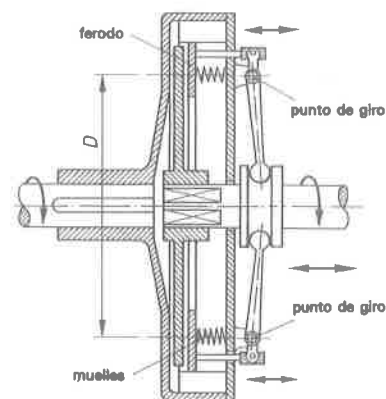


Fig. 7.79 Embrague de fricción plano.

— Embragues radiales de fricción (fig. 7.80). Su fundamento es similar al de los planos.

— Embragues de fricción cónicos (fig. 7.81). Constan de dos conos, uno exterior (macho) y otro, interior (hembra).

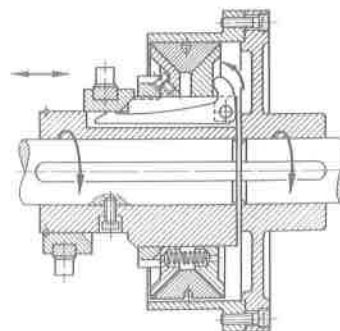
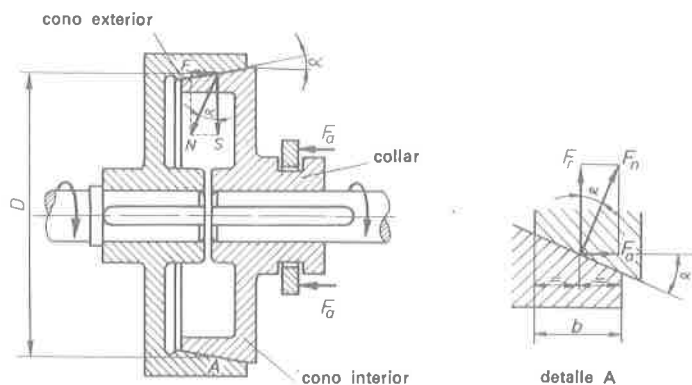


Fig. 7.80 Embrague radial.

Fig. 7.81 Embrague cónico accionamiento por collar.

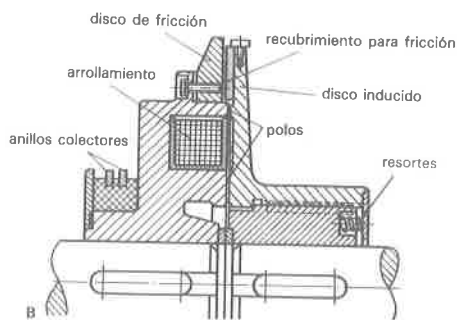
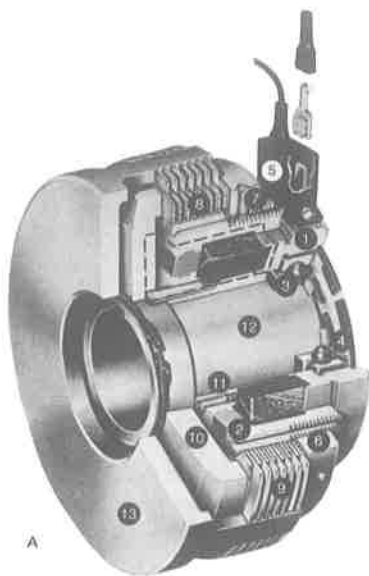


Fig. 7.83 Embrague de accionamiento electromagnético: A, sin colectores de flujo múltiple: 1, inductor fijo; 2, rotor; 3, rodamiento; 4, anillo; 5, caja de bornes; 6, tuerca de ajuste; 7, tornillo de posicionamiento; 8, disco especial, de bronce; 9, disco de acero; 10, armadura móvil; 11, pulsador de despegue; 12, medio de arrastre; 13, tapa de arrastre. B, esquema de un embrague de accionamiento.

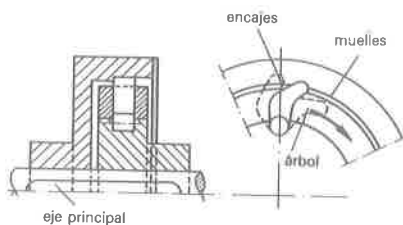


Fig. 7.84 Embrague automático.

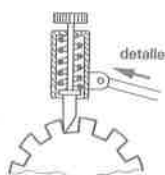


Fig. 7.86 Trinquete de dientes rectos.

El momento torsor que puede transmitir es:

$$M_t = \frac{\mu \cdot F_a \cdot D}{2 \operatorname{sen} \alpha}$$

ó:

$$M_t = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = \frac{\mu \cdot F_a \cdot D}{2 \operatorname{sen} \alpha} = \mu \cdot F_n \cdot \frac{D}{2}$$

[13]

M_t = momento a transmitir en kgf · mm
 F_a = fuerza ejercida axialmente en kgf
 D = diámetro medio en cm
 μ = coeficiente de rozamiento
 N = potencia a transmitir en C. V.
 F_n = fuerza normal en kgf
 n = número de revoluciones por minuto

— *Embragues de fricción de accionamiento hidráulico y neumático* (figura 7.82). Con respecto a los de accionamiento manual su manejo es más cómodo y sencillo y de mayor rendimiento, ya que se evita el rozamiento en la maniobra.

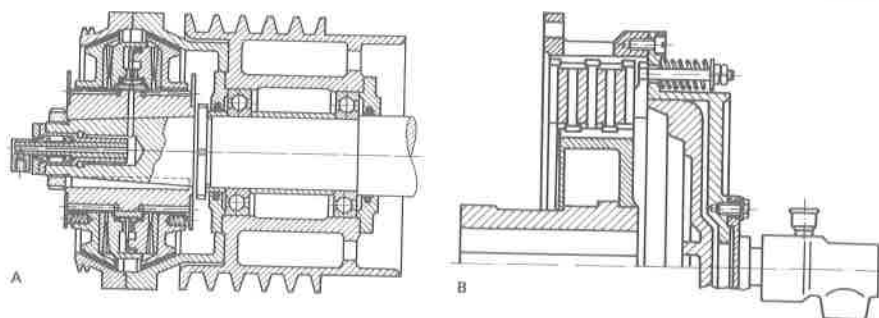


Fig. 7.82 Embragues con accionamiento: A, hidráulico; B, neumático.

— *Embragues de fricción de accionamiento eléctrico magnético* (fig. 7.83). El embragado y desembragado se hace por medio de un electroimán.

7.4.1.4.3 Embragues automáticos (fig. 7.84)

Tienen la particularidad de que embragan sin ninguna fuerza exterior. Actúan automáticamente al llegar a un determinado número de revoluciones por minuto.

7.5 Trinquetes

Los trinquetes son mecanismos destinados a impedir el giro de un árbol en un sentido, permitiéndolo en el otro. El trinquete consta de una rueda dentada exterior (fig. 7.85A) o interior (fig. 7.85B) de dientes oblicuos y de una uñeta, que actúa contra los dientes, por medio de un resorte o su propio peso. La rueda puede ser de dientes rectos (fig. 7.86) y el giro es posible en ambos sentidos.

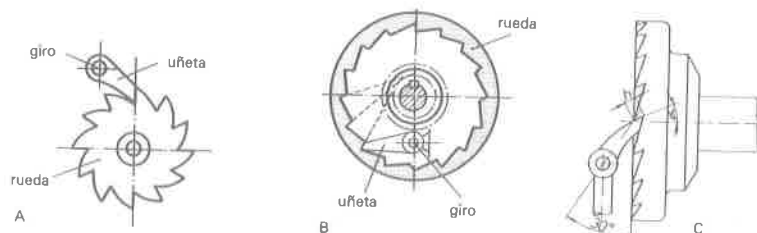


Fig. 7.85 Trinquetes de dientes oblicuos: A, exterior; B, interior; C, lateral.

7.5.1 Aplicaciones de los trinquetes

Los trinquetes se emplean en numerosos mecanismos y con finalidades diversas; en máquinas herramientas se suelen emplear para dar avances automáticos.

- Algunas de las aplicaciones prácticas son las siguientes:
- En el mecanismo del movimiento automático de avance, en la limadora (fig. 7.87A).
 - En el mecanismo de giro manual (en un solo sentido), en las taladradoras de chicharra (fig. 7.87B).
 - En llaves para apretar tornillos o tuercas donde el espacio es reducido (fig. 7.88).
 - En poleas movidas manualmente, el trinquete puede ser un sistema de seguridad (fig. 7.89).
 - En frenos de trinquete (fig. 7.90).

7.6 Transmisiones con correas y poleas

Las correas planas o trapeziales se emplean para transmitir un movimiento de rotación entre dos árboles, ordinariamente paralelos (fig. 7.91), en los cuales no sea necesario mantener una relación de transmisión exacta. En la transmisión por correas siempre hay pérdidas de potencia del 3 al 5 %, debidas al deslizamiento de las mismas. La elección apropiada de la correa plana o trapezoidal es un problema importante a tener en cuenta, al elaborar los proyectos.

7.6.1 Relación de transmisión

La ley de transmisión viene dada por la fórmula general (fig. 7.92):

$$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2 \quad [14a]$$

Se llama relación de transmisión i a la que existe entre la velocidad de rotación del árbol conductor y el árbol conducido.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad [15a]$$

Si se tiene en cuenta el deslizamiento y el grueso de la correa, entonces resulta:

$$i = \frac{d_2 + a}{(d_1 + a) \cdot (1 - \rho)} \quad [16]$$

En correas planas de cuero $\rho \leq 0.02$ (2 %), y en las de tejido y goma $\rho \approx 0.01$ (1 %). La relación i puede ser hasta 5; en correas con tensor puede llegar hasta 10.

En estas fórmulas:

- d_1 y d_2 = diámetro de las poleas conductora y conducida en mm
- n_1 y n_2 = número de r. p. m. de las poleas conductora y conducida
- i = relación de transmisión
- ρ = coeficiente de deslizamiento en tanto por uno
- a = espesor de correa en mm

7.6.2 Material de las correas

Las correas se fabrican de distintos materiales pero los más empleados son:

1.º Cuero al tanino o al cromo, de 4 a 6 mm de espesor. Para espesores mayores se unen en doble o triple capa por medio de adhesivos, teniendo entonces de 6 a 10 mm las de dos capas, o más de 10 mm las de tres.

Según la calidad se dividen en tres clases y sus cargas de trabajo y velocidades recomendadas son:

- Clase I $\sigma_t = 25 \text{ kgf/cm}^2$ utilizables hasta $v = 12 \text{ m/s}$.
- Clase II $\sigma_t = 29 \text{ kgf/cm}^2$ utilizables hasta $v = 24 \text{ m/s}$.
- Clase III $\sigma_t = 33 \text{ kgf/cm}^2$ utilizables hasta $v = 45 \text{ m/s}$.

2.º Tejido de algodón, nailon, pelo de camello, etc. Se hacen de una o varias capas de tejido. Para protegerlas del roce o agentes que puedan dañar el tejido se recubren de caucho o balata. Suelen ser del tipo sin fin, con lo que se logra una transmisión suave y sin golpes. La carga de trabajo puede variar de 125 a 240 kgf/cm².

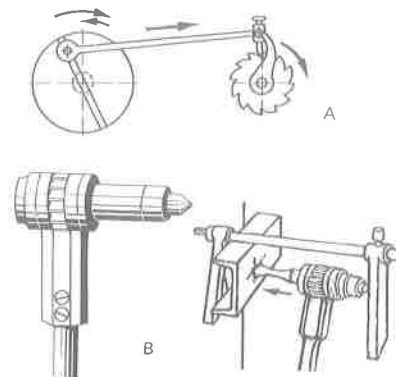


Fig. 7.87 Aplicaciones de los trinquetes. A, aplicado a la limadora; B, chicharra.

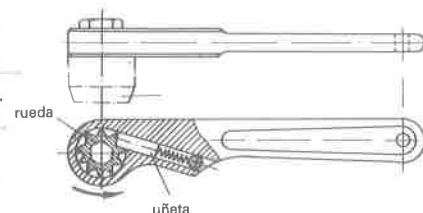


Fig. 7.88 Llave de trinquete.

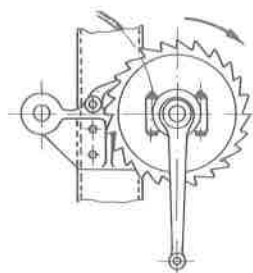


Fig. 7.89 Trinquete de seguridad.

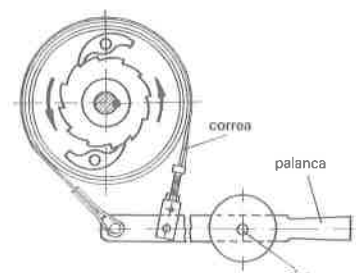


Fig. 7.90 Trinquete acoplado a un freno de cinta.

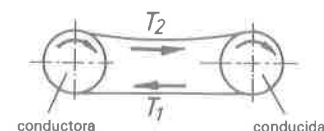


Fig. 7.91 Transmisión por correa.

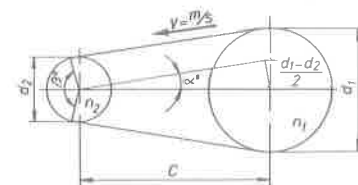


Fig. 7.92 Longitud de las correas abiertas.

De la [25] se tiene:

$$A = \frac{T_1}{\sigma_t} = \frac{123}{25} = 4,92 \text{ cm}^2$$

Si se emplea correa de una capa para $a = 6 \text{ mm} = 0,6 \text{ cm}$, despejando en la fórmula [26] tendremos:

$$b = \frac{A}{a} = \frac{4,94}{0,6} = 8,2 \text{ cm}$$

Se elige un ancho normal superior al valor obtenido; o sea de 85 mm .

7.6.5 Correas trapeciales

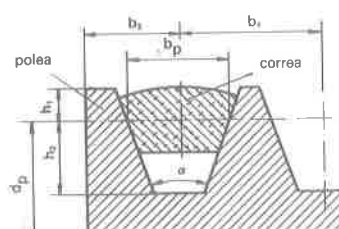
Las correas trapeciales tienen un núcleo resistente de algodón o nailon, que es el que transmite la potencia, y una parte exterior de goma que rodea al núcleo y da la forma característica a la correa. Esta parte exterior de goma tiene por objeto guiar la correa debidamente por las ranuras de la polea.

Las correas trapeciales transmiten la potencia por rozamiento de sus flancos con la ranura de la polea, debiendo ajustar perfectamente durante el funcionamiento. Los flancos de la polea deben estar perfectamente pulidos, para evitar desgastes por abrasión.

7.6.5.1 Relación de transmisión

Como estas correas son muy gruesas y, además, como no deben rozar en el fondo, el diámetro que debe considerarse para la relación de transmisión es el que corresponde a la fibra neutra de la correa; según la figura 7.97, el diámetro primitivo o medio se encuentra a una distancia $2h_1$ del diámetro exterior de la polea, en función del tamaño de la correa (valores en tabla 7.98), de donde:

$$d_{m1} \cdot n_1 = d_{m2} \cdot n_2 \quad [14b]$$



- b_p = ancho primitivo
- h_1 = altura de la garganta sobre la línea primitiva
- h_2 = profundidad de la garganta bajo la línea primitiva
- b_1 = distancia entre los ejes de sección de dos gargantas contiguas
- b_2 = distancia entre el eje de sección de la garganta extrema y la cara externa de la polea
- α = ángulo de garganta
- d_p = diámetro primitivo

Fig. 7.97 Perfil de la correa trapecial.

Tabla 7.98 Gargantas para correas trapeciales según UNE 18 009

Sección de garganta	b_p	h_1 min	h_2 min	b_1	Tolerancia para b_1	b_2	Tolerancia para b_2	
							máx	mín
Y	5,3	1,6	4,7	8	± 0,3	7	+ 1	- 1
Z	8,5	2,5	7,0	12		8		
A	11	3,3	8,7	15		10		
B	14	4,2	10,8	19	± 0,4	12,5	+ 2	
C	19	5,7	14,3	25,5	± 0,5	17	+ 3	
D	27	8,1	19,9	37	± 0,6	24	+ 4	
E	32	9,6	23,4	44,5	± 0,7	29		

Tabla 7.99 Poleas de garganta para correas trapeciales UNE 18 009

Perfil	Diámetro primitivo de la polea menor	
	Normal (mm)	Mínimo (mm)
Z (10 × 6)	71	63
A (13 × 8)	90	80
B (17 × 11)	140	125
C (22 × 14)	224	200
D (32 × 19)	355	315
E (38 × 25)	500	450
F (51 × 30)	750	600

7.6.5.2 Velocidad lineal v

La velocidad lineal de la correa debe ser tan grande como sea posible, procurando que no pasen de 25 m/s .

La velocidad tiene una gran influencia en la potencia a transmitir.

La velocidad puede variarse eligiendo adecuadamente el diámetro de la polea. En la tabla 7.99 se dan los valores mínimos de las poleas menores.

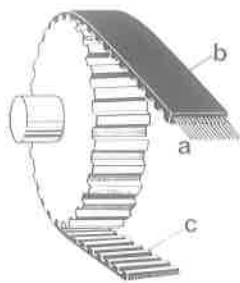


Fig. 7.117 Constitución de una correa dentada.

7.6.6.6 Material de las correas dentadas

Las correas están constituidas, según figura 7.117, por:

— Un elemento resistente de fibra de vidrio (a) que garantiza la inextensibilidad de la correa, resistencia a las flexiones repetidas y elevada carga de rotura.

— Un cuerpo de la correa (b), de neopreno, que ofrece una excepcional resistencia a la fatiga, al envejecimiento, acción de la luz, del calor, de eventuales presencias oleosas, grasas, lubricantes, etc., y una absoluta indeformabilidad.

— Un revestimiento en nailon (c) de los dientes de la correa que garantiza su resistencia a la abrasión, y un bajo coeficiente de adherencia a las poleas, que no precisan ninguna lubricación.

Problema 16.º

Calcular la correa dentada más apropiada para una centrifugadora, de funcionamiento intermitente, con motor de 0,5 CV, trifásico, a jaula de ardilla y arranque directo. El motor gira a 1 450 r. p. m. y la centrifugadora a 4 500. La distancia entre ejes puede ser de 240 a 260 mm.

Solución:

1.º La potencia total corregida vale, según la fórmula:

$$N_c = N (c_2 + c_m + c_t) \quad [32]$$

en la que c_2 se obtiene de las tablas 7.110 y 7.111.

El motor se clasifica (tabla 7.110) en la clase II, y para una máquina centrifugadora se tiene (tabla 7.111):

$$c_2 = 1,9$$

c_m , por ser una relación multiplicadora, ya que:

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{4\,500}{1\,450} = 3,10 > 1$$

por tanto en la tabla 7.112, $c_m = 0,30$ y c_t , por tratarse de un servicio intermitente = $-0,10$, valores que en [32], se tiene:

$$N_c = 0,5 (1,9 + 0,30 - 0,10) = 1,05 \text{ CV}$$

2.º Elección de la correa, según el gráfico de la figura 7.113, para:

$$N_c = 1,05 \text{ CV} \quad \text{y} \quad n_2 = 4\,500 \text{ r. p. m.}$$

se tiene que el tipo más aconsejable es el L.

3.º Las dimensiones de las poleas. Para este tipo de correa y para 4 500 r. p. m. de la polea, el número mínimo de dientes de ella, según la tabla 7.118, es:

$$z_2 > 20$$

Tabla 7.118 Mínimo número de dientes de las poleas en función del número de vueltas

Tipo de correa	r p m	Valores mínimos recomendados		Valores mínimos absolutos		Módulo p/π
		Diámetro primit. mm	z dientes	Diámetro primit. mm	z dientes	
XL	2900	25,88	16	19,40	12	1,6170
	1450	24,30	15	17,80	11	
	970	22,60	14	16,20	10	
L	2900	60,63	20	48,51	16	3,0319
	1450	54,58	18	42,44	14	
	970	48,51	16	36,40	12	
H	2900	97,03	24	80,85	20	4,0425
	1450	88,92	22	72,77	18	
	970	80,85	20	64,67	16	
XH	1450	212,24	30	183,90	26	7,0744
	970	198,10	28	169,80	24	
	725	183,90	26	155,60	22	
XXH	1500	343,62	34	262,76	26	10,1063
	1000	303,19	30	242,55	24	
	750	262,76	26	222,34	22	

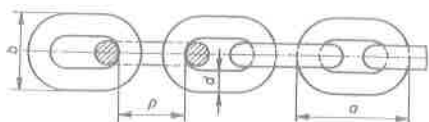


Fig. 7.129 Cadena de eslabones.

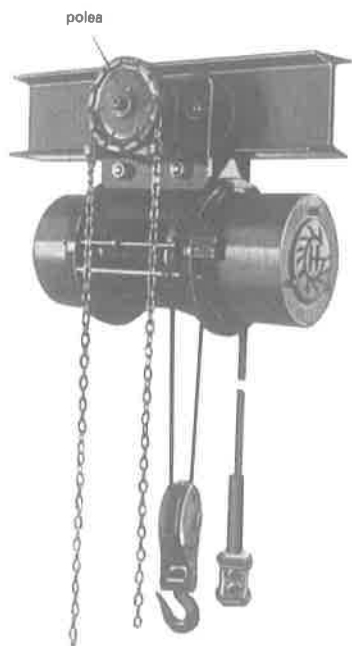


Fig. 7.130 Aplicación de la cadena de eslabones en un polipasto.

7.7.1 Clases de cadenas

Según sus aplicaciones, las cadenas pueden ser de:

- Eslabones.
- Rodillos.
- Bloque.
- Dientes.

7.7.1.1 Cadena de eslabones (UNE 1 821)

Se llama también cadena común (fig. 7.129); este tipo de cadena no se emplea para transmisiones entre árboles; su aplicación principal es en aparatos de elevación y polipastos (fig. 7.130). En los polipastos la cadena de eslabones se acopla a una polea especial, para que, al ejercer una fuerza tangencial con la cadena, la polea gire. En la figura 7.131, se muestran las poleas para cadenas de eslabones y su forma de acoplarse.

7.7.1.2 Cadena de rodillos

Esta cadena se usa casi exclusivamente para transmitir el movimiento entre árboles; según la potencia a transmitir la cadena puede ser de una (fig. 7.132A), dos (fig. 7.132B) o tres hileras de rodillos (fig. 7.132C).

Consta de una serie de placas que hacen de eslabones articulados, unidas entre sí por medio de pasadores o ejes, sobre los cuales gira el rodillo exterior (fig. 7.133).

La distancia entre rodillos es el paso, y éste debe ser igual al paso de la rueda en la cual engrana.

La relación de transmisión máxima que se puede conseguir con cadenas es de 8:1.

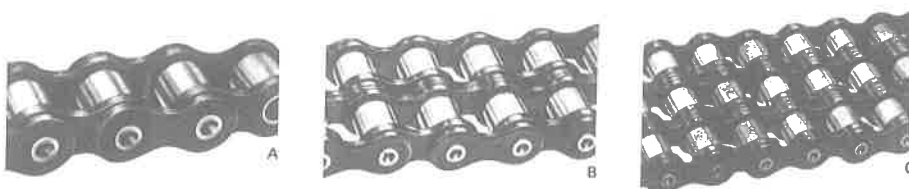


Fig. 7.132 Cadenas de rodillos: A, de una hilera; B, de dos hileras; C, de tres hileras.

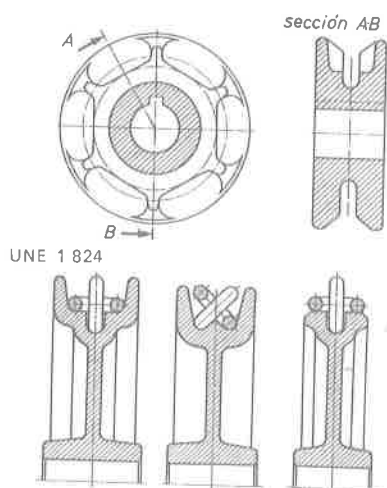


Fig. 7.131 Poleas para cadenas de eslabones.

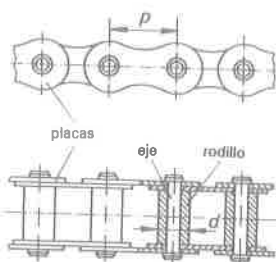


Fig. 7.133 Constitución de una cadena de rodillos.

7.7.1.2.1 Piñones y ruedas para cadena de rodillos (UNE 18 011)

Para que la transmisión por cadena sea correcta, la rueda y el piñón deben tener una forma y dimensiones apropiadas (fig. 7.134). El mínimo número de dientes suele ser de 17, y el máximo de 124.

Fórmulas para el cálculo de ruedas de cadena:

$$\alpha = \frac{180^\circ}{Z} \quad [35]$$

$$d_p = \frac{p}{\sin \alpha} \quad [36]$$

$$d_f = d_p - d \quad [37]$$

$$d_e = p \cdot \left(0,54 + \cot \frac{180^\circ}{Z} \right) \quad [38]$$

$$A_t = \frac{d_e - d_f}{2} \quad [39]$$

Z = número de dientes
p = paso en mm
d = diámetro del rodillo en mm
d_p = diámetro primitivo en mm

d_e = diámetro exterior en mm
d_f = diámetro de fondo en mm
A_t = altura del diente en mm

Las dimensiones del ancho del diente se obtienen en la tabla 7.135.

Tabla 7.135 Dimensiones de las ruedas dentadas para cadenas de rodillos

N.º de la cadena	b ₁		b ₂		b ₃		h ₄	h ₅	r ₄	r ₅
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo				
1	2,69	2,54	8,33	8,18	13,97	13,82	1,27	2,16	0,76	8,00
2	3,58	3,50	—	—	—	—	1,52	2,03	0,76	9,53
3	5,33	5,11	15,57	15,34	25,81	25,58	1,52	2,03	0,76	9,53
4	2,97	2,79	—	—	—	—	2,92	2,16	0,76	12,70
5	4,47	4,27	—	—	—	—	2,92	2,16	0,76	12,70
6	4,80	4,60	—	—	—	—	2,03	2,79	0,76	12,70
7	7,24	6,99	21,16	20,90	35,08	34,82	2,03	2,79	0,76	12,70
8	2,97	2,79	—	—	—	—	3,56	2,16	0,76	12,70
9	4,47	4,27	—	—	—	—	3,56	2,16	0,76	12,70
10	6,02	5,79	—	—	—	—	2,54	3,30	0,76	15,88
11	9,04	8,76	25,63	25,35	42,21	41,95	2,54	3,30	0,76	15,88
12	7,37	7,09	—	—	—	—	3,05	3,81	1,27	19,05
13	11,00	10,67	30,45	30,12	49,91	49,58	3,05	3,81	1,27	19,05
14	11,99	11,63	—	—	—	—	4,06	4,19	1,27	25,40
15	16,13	15,70	48,01	47,57	79,88	79,45	4,06	4,19	1,27	25,40
16	13,46	13,06	—	—	—	—	4,95	4,83	1,27	31,75
17	18,57	18,08	55,02	54,53	91,47	90,98	4,95	4,83	1,27	31,75
18	24,18	23,57	72,54	71,93	120,90	120,29	5,97	5,72	1,27	38,10
19	21,13	20,57	—	—	—	—	6,99	6,10	2,54	44,45
20	29,54	28,83	89,10	88,39	148,67	147,96	6,99	6,10	2,54	44,45
21	21,13	20,57	—	—	—	—	8,00	8,89	2,54	50,80
22	29,54	28,83	88,09	87,38	146,63	145,92	8,00	8,89	2,54	50,80
23	36,37	35,51	108,66	107,80	180,95	180,09	10,03	10,16	2,54	63,50
24	43,69	42,67	134,90	133,88	226,11	225,09	11,94	11,43	2,54	76,20
25	51,00	49,83	157,61	156,44	—	—	13,97	18,80	5,08	88,90
26	58,29	57,02	178,18	176,91	—	—	16,00	21,08	5,08	101,60
27	65,53	64,26	201,80	200,53	—	—	18,03	22,61	5,08	114,30
28	72,77	71,50	223,27	222,00	—	—	20,07	25,15	5,08	127,00
29	87,25	85,98	267,34	266,07	—	—	23,88	28,70	5,08	152,40
30	101,73	100,46	311,28	310,01	—	—	27,94	32,36	5,08	177,80
31	116,21	114,94	356,24	354,97	—	—	31,75	35,56	5,08	203,20

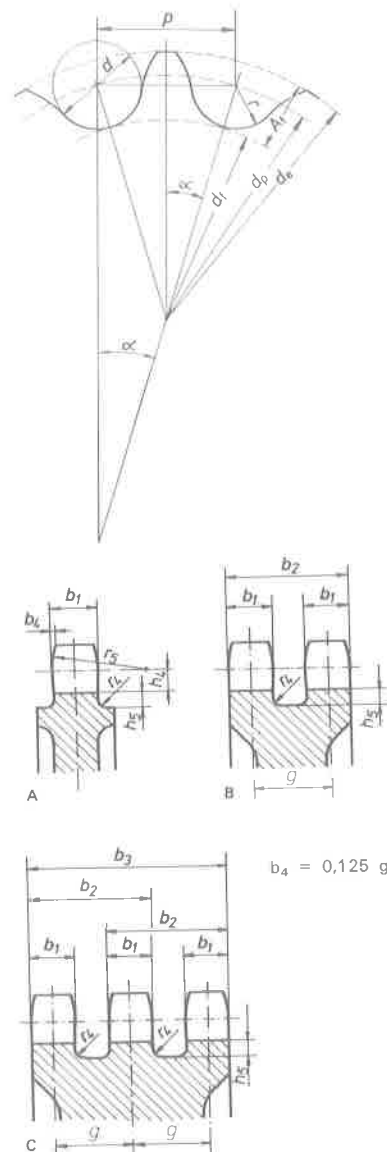


Fig. 7.134 Perfiles de ruedas para cadena de rodillos.

7.7.1.3 Cadena de bloque

Esta cadena tiene el eslabón macizo, unido entre sí por medio de pernos y placas laterales (fig. 7.136); puede transmitir una potencia de hasta 100 CV. En la figura 7.137 se muestra la forma de la rueda para cadenas de bloques. Las fórmulas para el cálculo son las siguientes:

$$\alpha = \frac{180^\circ}{Z}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\frac{B}{A} + \cos \alpha}$$

$$d_p = \frac{A}{\operatorname{sen} \beta}$$

$$d_e = d_p + d$$

$$d_f = d_p - d$$

$$r = A - \frac{d}{2}$$

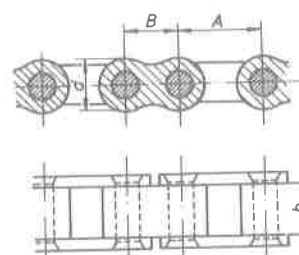


Fig. 7.136 Cadena de bloques.

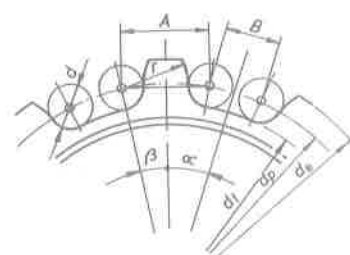


Fig. 7.137 Rueda para cadena de bloques.

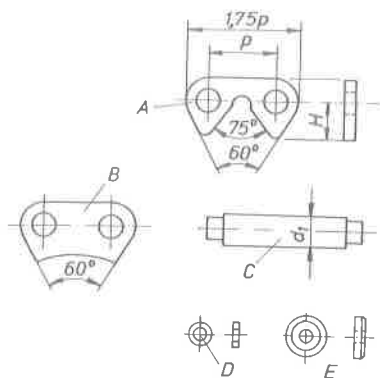


Fig. 7.138 Malla: A, placa dentada; B, placa sin dentar o placas guía; C, perno; D, buje; E, arandela.

7.7.1.4 Cadena silenciosa (UNE 18 003)

Los eslabones de la cadena están formados por los elementos siguientes:

Mallas. Son las placas dentadas (fig. 7.138A), y sin dentar (fig. 7.138B) que engranan o facilitan el engrane en la rueda. Las mallas sin dentar evitan que la cadena salte de las ruedas durante el funcionamiento; se llaman placas guía.

Perno o pasador. Es la pieza que al unir entre sí las mallas permite formar los eslabones (fig. 7.138C).

Buje. Pieza que se introduce en los taladros de la malla y sirve de apoyo al perno para formar la unidad de trabajo (fig. 7.138D).

Arandela. Pieza que colocada a presión en los extremos del perno asegura el cierre de los eslabones (fig. 7.138E).

7.7.1.4.1 Tipos de cadena silenciosa

Las cadenas silenciosas pueden ser de estos cuatro tipos:

1.º *Sencillas con guías laterales* (fig. 7.139A).

2.º *Sencillas con guía central* (fig. 7.139B).

3.º *Dobles con guías laterales* (fig. 7.140). Este tipo se caracteriza porque los eslabones están constituidos por mallas dentadas agrupadas dos a dos, unidas por bujes, llevando al exterior las mallas de guía.

4.º *Dobles, con guía central* (fig. 7.141). Se diferencia de la anterior en que las mallas guía van colocadas en el centro.

Para velocidades grandes trabajan mejor las de guía central.

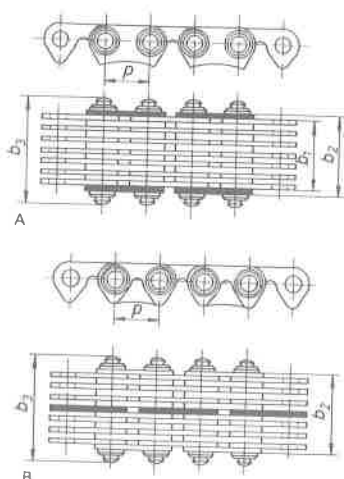


Fig. 7.139 Cadenas sencillas: A, con guías laterales; B, con guía central.

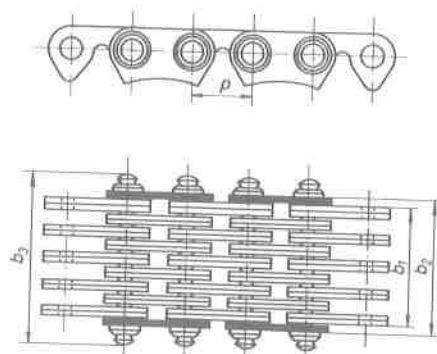


Fig. 7.140 Cadena doble con guías laterales.

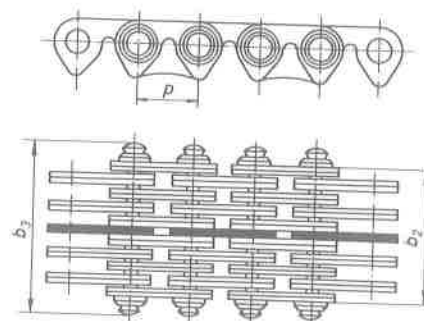


Fig. 7.141 Cadena doble con guía central.

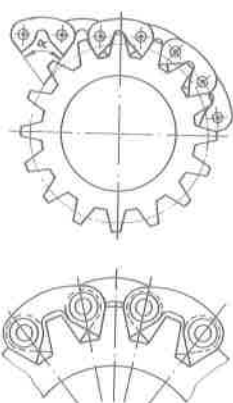


Fig. 7.142 Perfil del diente de las ruedas silenciosas.

7.7.1.4.2 Designación de las cadenas

En la norma UNE 18 003 p4 y p5 se dan las dimensiones fundamentales y la carga de rotura de cada una de ellas.

La designación se hace según la norma UNE 18 003, seguido de las letras S o D, según sea sencilla o doble, y la L o C según sean las guías laterales o centrales; a continuación, el signo x y la longitud total en metros; acompañará siempre el número de la norma UNE 18 003.

Ejemplos:

1.º

Cadena 12 SC × 2, UNE 18 003

2.º

Cadena 29 SL × 2, UNE 18 003

3.º

Cadena 33 DC × 2, UNE 18 003

4.º

Cadena 55 DL × 2, UNE 18 003

que indican: cadena de dos metros de longitud según norma UNE 18 003, con las variantes siguientes:

1.ª Número 12, correspondiente a una cadena sencilla de 10,16 mm de paso, con las mallas combinadas 4 × 5 y guía central, con una carga de rotura de 1 511 kgf.

2.ª Número 29, sencilla, guías laterales, paso 15,87 mm, con mallas 1 × 2 y carga de rotura 1 313 kgf.

3.ª Número 33, cadena doble, guía central, paso 15,87 mm, con juego de mallas dobles 5 × 6 y carga de rotura 3 289 kgf.

4.ª Número 55, cadena doble, con guías laterales, con juegos de mallas dobles 9 × 10, con paso 25,4 mm y carga de rotura 18 217 kgf.

7.7.1.4.3 Designación de las ruedas

Designación de una rueda dentada de 12 dientes, para cadena de rodillos, según la norma UNE 18 002.

Para cadena simple:

Rueda dentada z = 12, UNE 18 011 (1S × 5, UNE 18 002)

Para cadena doble:

Rueda dentada z = 12, UNE 18 011 (8D × 8, UNE 18 002)

Para cadena triple:

Rueda dentada z = 12, UNE 18 011 (4T × 3, UNE 18 002)

7.7.1.4.4 Ruedas para cadenas silenciosas

Como puede apreciarse en la figura 7.142, el perfil del diente es recto, con un ángulo entre flancos alternos apropiado para el perfecto acoplamiento con las mallas.

En la figura 7.143A aparecen las cotas principales para el tallado del mismo, en función del paso, p.

En la figura 7.143B se ve el detalle lateral de las ruedas según sea para cadenas con mallas guía central o con mallas guía lateral.

El número de dientes mínimo de las ruedas depende del paso.

Las fórmulas para determinar las dimensiones principales de las ruedas de cadena son (fig. 7.143A):

$$\varphi = \frac{360^\circ}{z} \quad [45]$$

$$\beta = 60^\circ - \varphi \quad [46]$$

$$d_p = \frac{p}{\sin \frac{\varphi}{2}} \quad [47]$$

$$d_e = d_t + 0,3 p \quad [48]$$

[49]

$$d_t = p \left(\cotg \frac{\varphi}{2} - 0,22 \right)$$

$$d_b = p \sqrt{1,5152 + \left(\cotg \frac{\varphi}{2} - 1,1 \right)^2} \quad [50]$$

$$d_g = 0,75 p \quad [51]$$

$$d_f = d_b - 0,16 p \quad [52]$$

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2 \quad [53]$$

$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad [54]$$

$$F = \frac{75 N}{v} \quad [55]$$

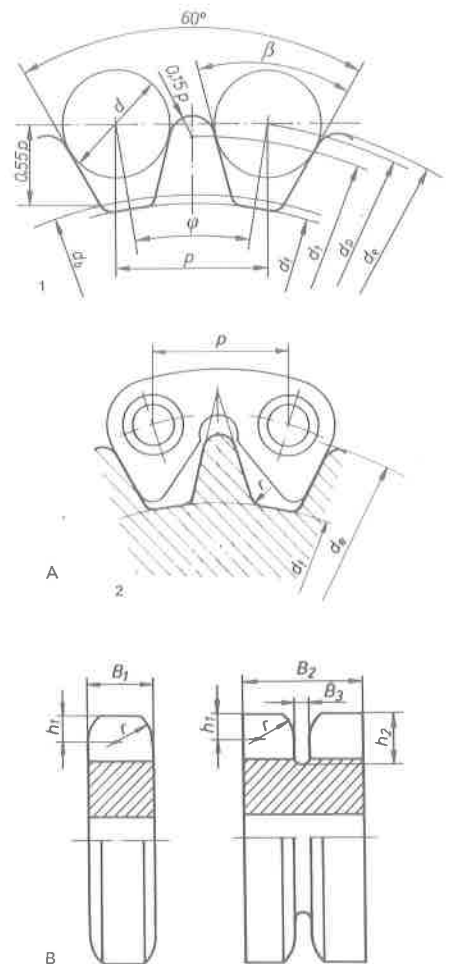


Fig. 7.143 Detalle de las ruedas para cadenas silenciosas: A, perfil del diente; B, corte longitudinal.

- φ = ángulo central
- z = número de dientes
- β = ángulo del hueco entre dientes
- d_p = diámetro primitivo
- p = paso
- d_e = diámetro exterior
- d_t = diámetro del redondeado
- d_b = diámetro de base
- d_f = diámetro de fondo
- d_g = diámetro de garganta
- n_1, n_2 = número de revoluciones por minuto de cada una de las ruedas
- z_1, z_2 = número de dientes de cada rueda
- i = relación de transmisión
- F = fuerza tangencial transmitida en kgf
- N = potencia a transmitir en CV
- v = velocidad tangencial en m/s