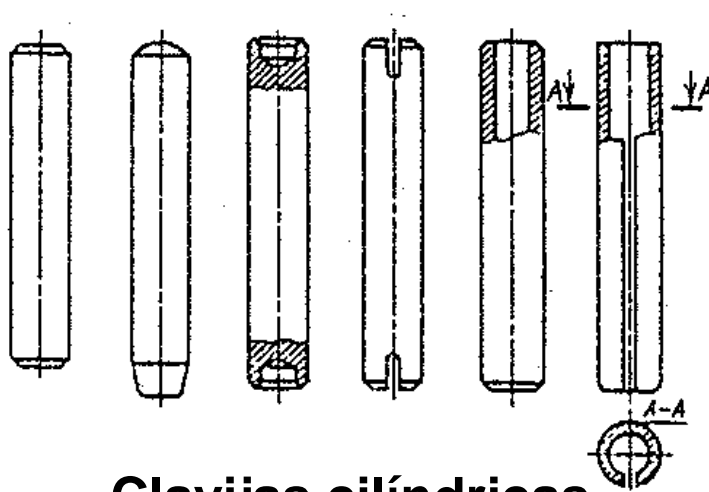
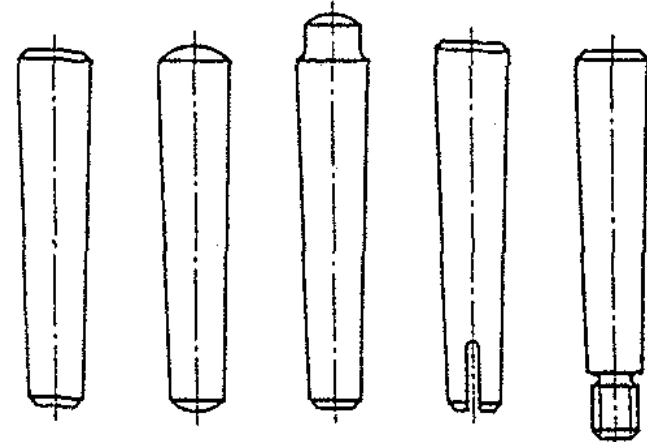


Las clavijas de sujeción se dividen en dos tipos principales: cilíndricas y cónicas.



Clavijas cilíndricas

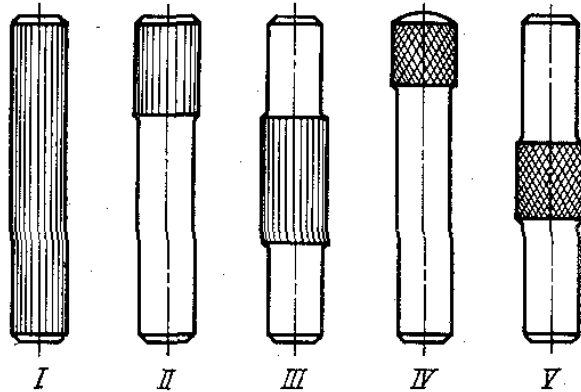


Clavijas cónicas

Las clavijas se fabrican de aceros al carbono con contenido del 0,45 al 0,5% de C y se someten a tratamiento térmico hasta la dureza HRC 40 . . . 45.

Las clavijas cilíndricas se colocan en los agujeros con huelgo negativo (ajuste adherente, apretado o a presión).

- Se utilizan en uniones que no transmiten momentos de torsión importantes, o simplemente para fijación, retención o seguro.
- Requieren el taladrado conjunto de las piezas a unir.
- Debilitan el eje o árbol por el orificio y no tienen mucha resistencia al corte.
- La unión es de arrastre por forma y no por rozamiento entre las piezas.
- Tienen más dureza que las piezas a vincular, para permitir el armado, desarme y su posible re-utilización.

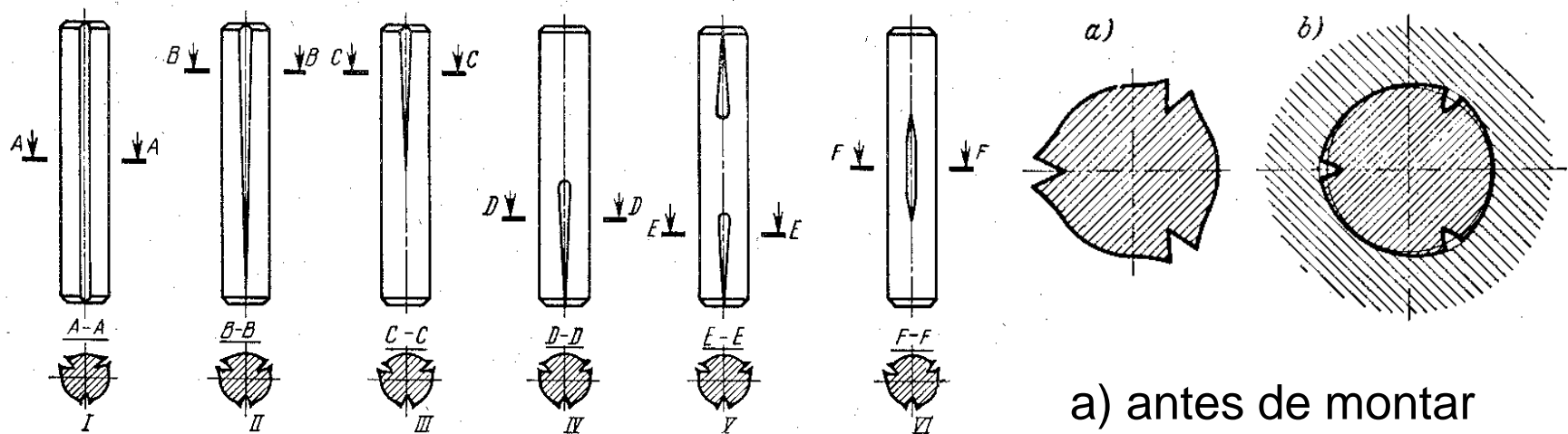


Clavijas con moleteado

Algunas puede que tengan un moleteado o ranurado para mejorar la fijación.

Estos elementos están normalizados (por ejemplo según las Normas D.I.N.).

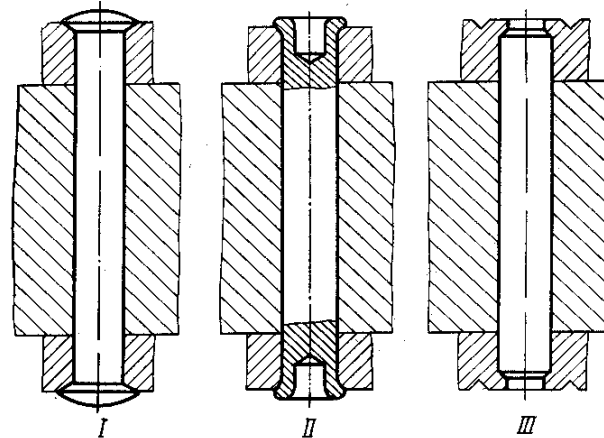
Las clavijas ranuradas sólo pueden colocarse en las piezas fabricadas de materiales plásticos; para los materiales frágiles son inadmisibles.



Clavijas ranuradas

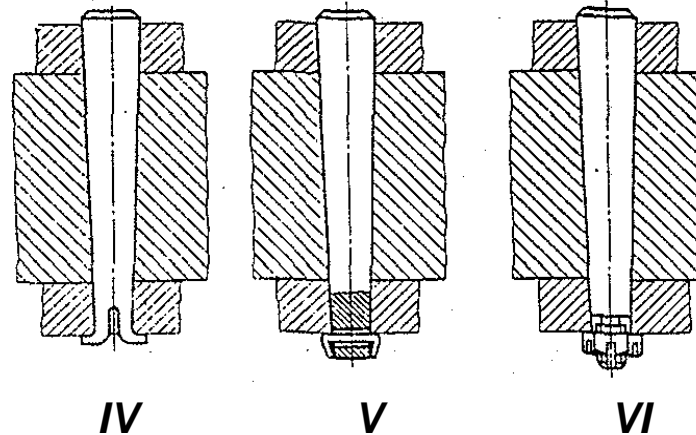
a) antes de montar

b) después de montar



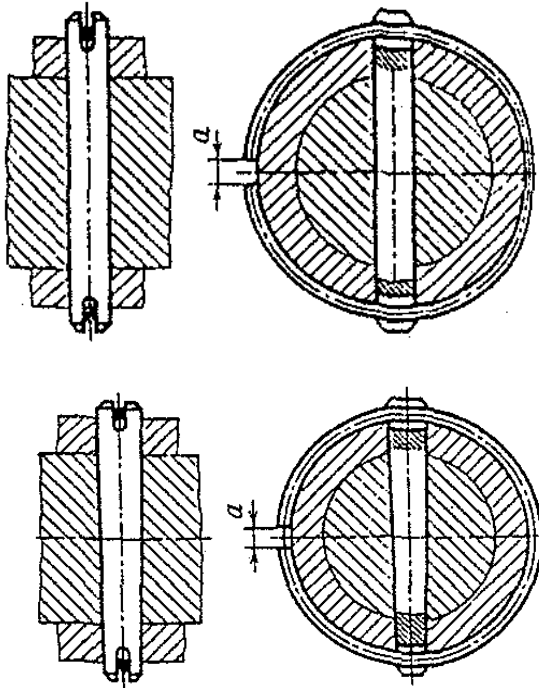
Las clavijas cilíndricas no templadas se roblonan (unión no desarmable - fig. I y II)

Las clavijas cilíndricas templadas (que se usan en uniones de mayor responsabilidad) se fijan mediante el graneteado o el rebordeado del material de la pieza cerca de los extremos de la clavija (fig. III).



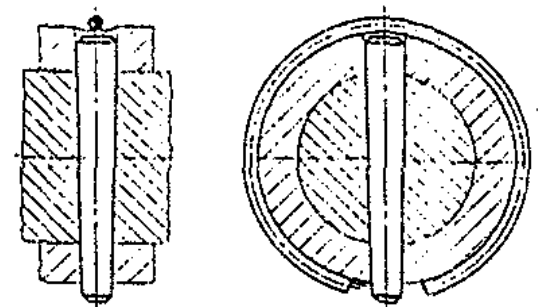
Las clavijas cónicas de acero blando se fijan roblonando o separando el extremo seccionado como se muestra en la fig. IV (unión no desarmable).

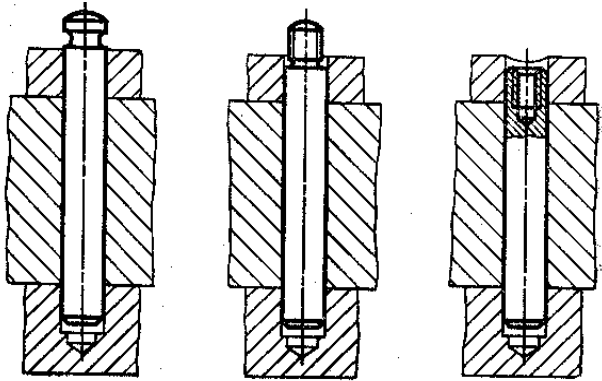
Se usa también la retención mediante un pasador (fig. V) o con una tuerca que luego se bloquea con un pasador (fig. VI).



Método de retención de una unión desarmable mediante anillos seccionados de resorte. (bajas frecuencias de rotación del eje o árbol). El huelgo a debe ser menor que el diámetro más pequeño de la clavija.

Otra opción se indica en la figura, donde el anillo no puede salirse por rotación

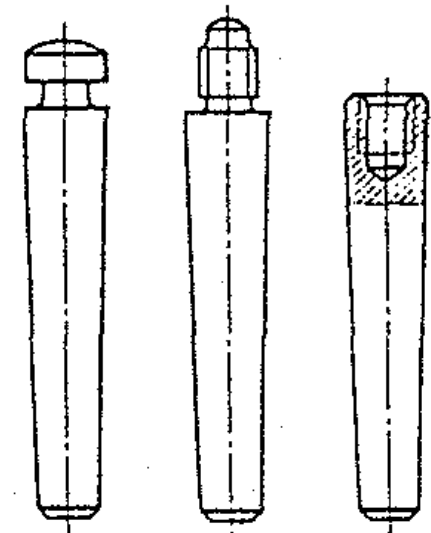


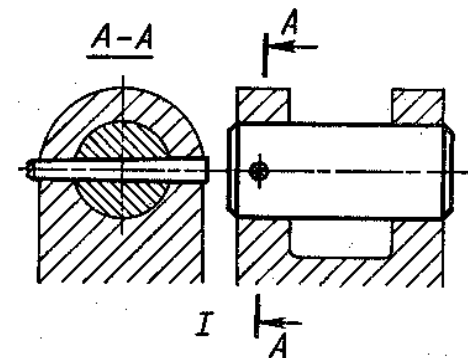
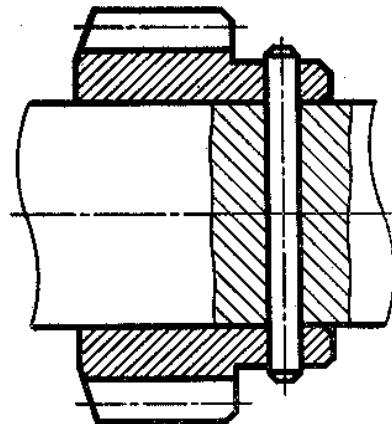
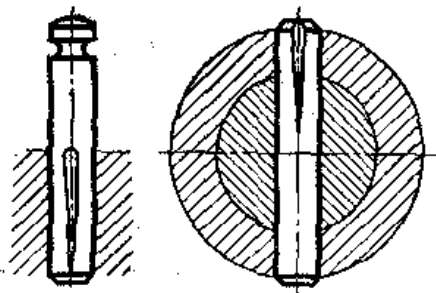
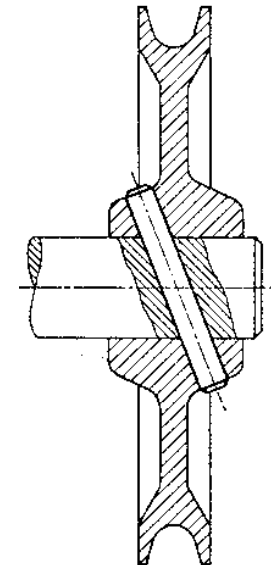
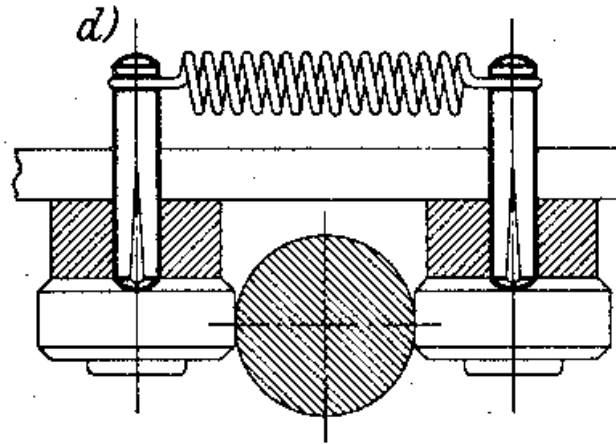
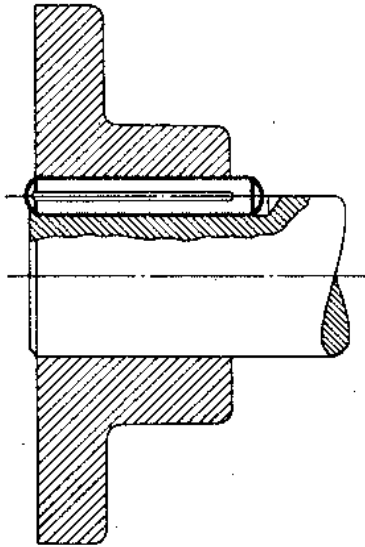


Los agujeros para las clavijas tienen que ser preferiblemente pasantes, ya que en caso contrario se dificulta sacarlas durante el desarme.

Los orificios ciegos son admisibles sólo para las uniones que no han de desmontarse.

Con agujeros no pasantes deben preverse clavijas con elementos de forma que permitan su extracción.



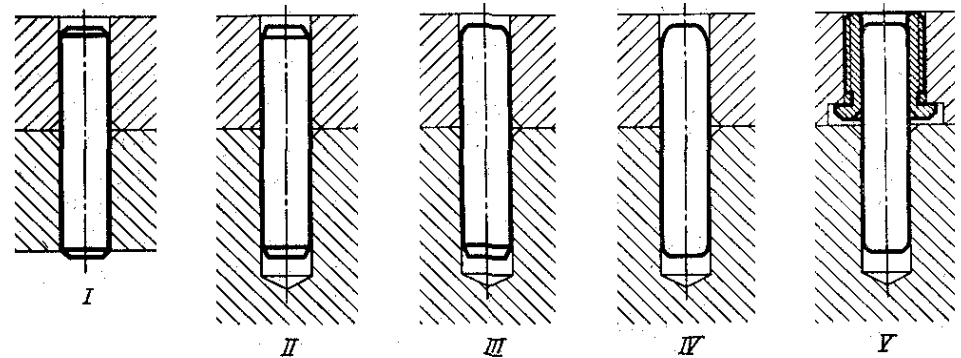


Las clavijas posicionadoras o de control se usan cuando es necesario fijar con precisión la posición de una pieza respecto a la otra (por ejemplo, la posición de tapa de reductor de caja partida respecto a su cuerpo, o para mantener el centrado entre dos piezas)

Se utilizan dos tipos de clavijas posicionadoras:

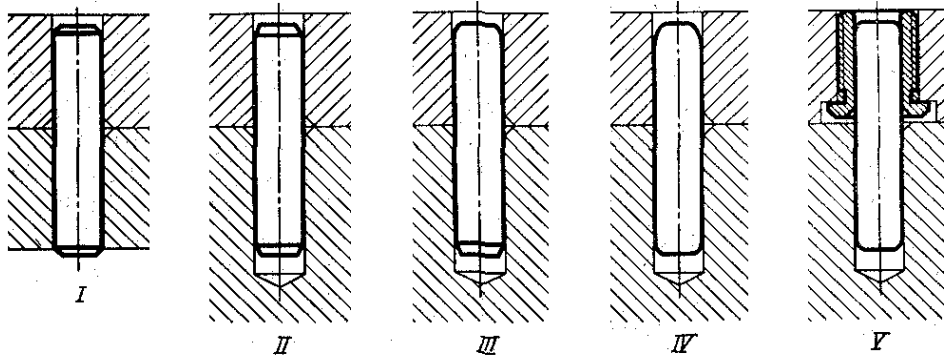
cilíndricas y cónicas en estructuras desmontables.

La forma tiene gran importancia para el funcionamiento correcto y la longevidad de la unión.



Clavijas de posicionamiento cilíndricas

Las cilíndricas se montan con interferencia en una de las piezas a unir; el extremo sobresaliente de la clavija entra en el taladro practicado en la otra pieza con ajuste deslizante.

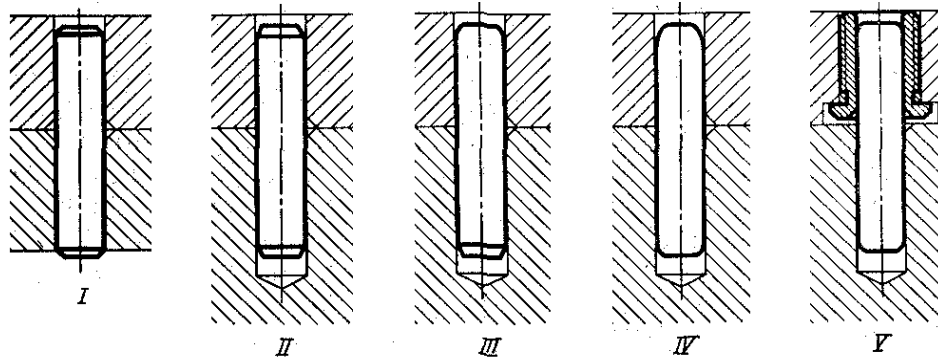


Clavijas de posicionamiento cilíndricas

La forma más simple es cilíndrica con chaflanes bajo ángulo de 45° (fig. I)

Mejora con chaflanes bajo ángulo de 10° a 20° (fig. II)

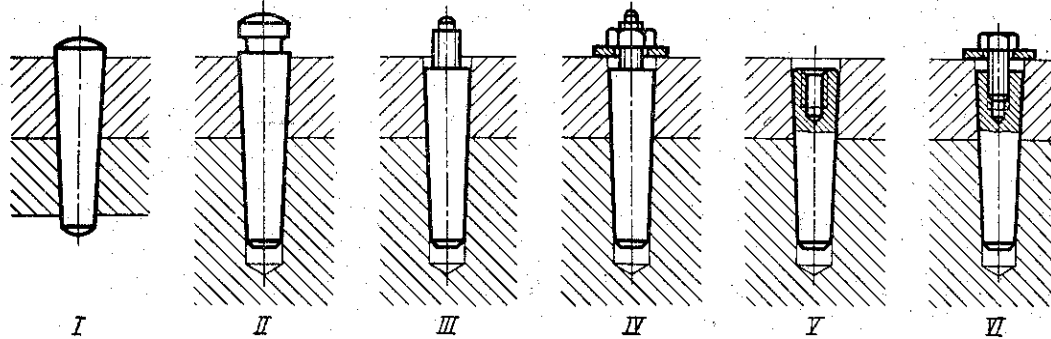
Mejor aún cuando los extremos de las clavijas (al menos el que entra en la pieza a unir) tienen redondeos (fig. III).



Clavijas de posicionamiento cilíndricas

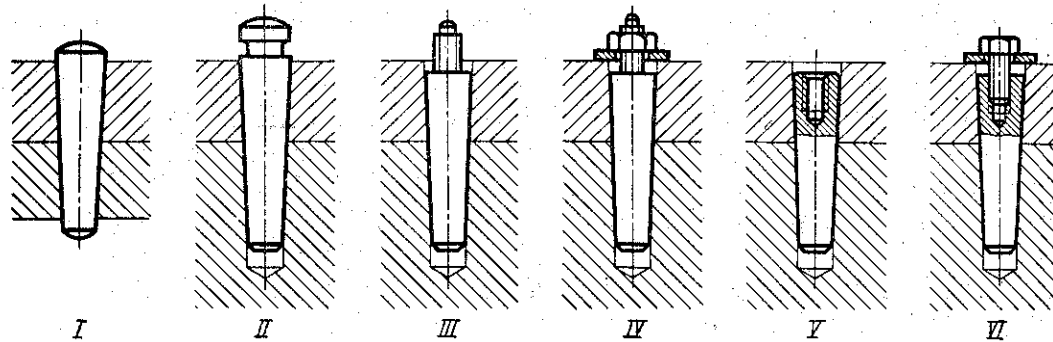
La más satisfactoria según fig. IV. El extremo de entrada de la clavija tiene una curva de acuerdo de radio variable que se transforma suavemente en la superficie cilíndrica de la clavija.

En materiales blandos se utiliza un casquillo de reducción (fig. V).



Clavijas de posicionamiento cónicas

Las cónicas aseguran una fijación más precisa, precisión que casi no se pierde en el curso del tiempo, a consecuencia del desgaste y de los desmontajes y montajes, ya que la exactitud de ajuste se restablece cada vez como resultado de calar a una profundidad mayor la clavija en el alojamiento.



Clavijas de posicionamiento cónicas

Ventaja: Extracción relativamente fácil.

Desventaja: La fabricación de estas uniones es más complicada que las cilíndricas ya que es obligatorio taladrar, avellanar y escariar los orificios en conjunto en las piezas a fijar y que no admiten la aplicación de casquillos.

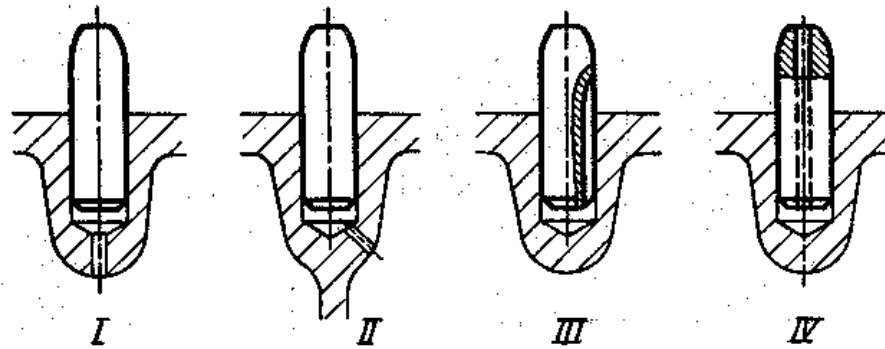
En los orificios de las piezas a unir, los chaflanes son necesarios para facilitar el montaje.

En el alojamiento de encaje los chaflanes se necesitan para facilitar el embutido de la clavija; en los metales plásticos los chaflanes, además, previenen el reborde del material cerca de los bordes del alojamiento.

En un orificio ciego la clavija cilíndrica, normalmente se coloca con ajuste a presión.

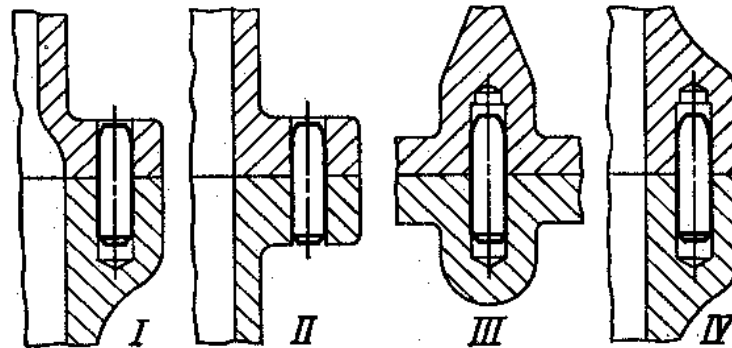
Cuanto menor es el diámetro de la clavija y cuanto más blando es el material del artículo, tanto más fuerte debe ser la interferencia en la unión.

En aleaciones ligeras se usan ajustes con huelgo negativo (incluso hasta ajuste en caliente) o un casquillo.

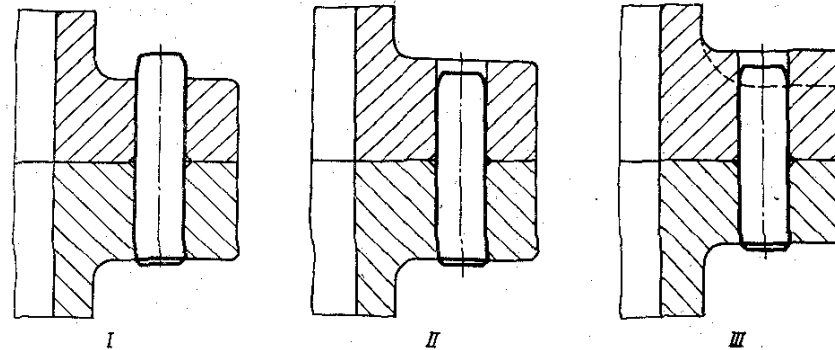


En alojamientos ciegos es necesario asegurar la salida del aire del alojamiento para evitar la rotura posible de las paredes del alojamiento.

En las paredes del alojamiento se practican orificios (fig. I y II); en las clavijas grandes, muescas (fig. III) o agujeros (fig. IV).



De ser posible se hace un orificio o ambos pasantes, taladrados y escariados simultáneamente en ambas piezas (fig. I y II), aunque pueden ser ciegos (fig. III y IV). Los pasantes siempre son preferibles puesto que aseguran un maquinado más preciso.

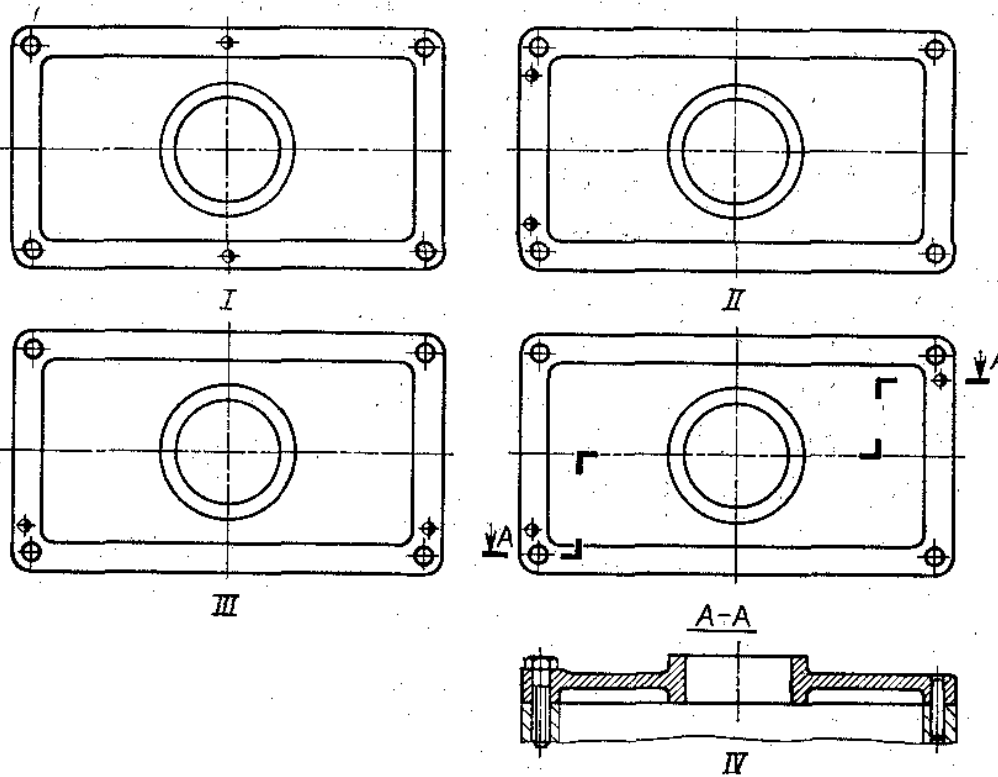


Deben observarse determinadas reglas prácticas:

- La clavija (fig. I) no debe sobresalir de la pieza
- La clavija tiene que estar profundizada en el orificio de la pieza desarmable (fig. II). Prever un tetón de ser necesario (fig. III).
- Situar siempre las clavijas en la proximidad inmediata de los elementos de fijación: tornillos, espárragos, etc.

Para su mejor fijación las clavijas tienen que situarse lo más lejos posible unas de otras y del eje geométrico de la pieza.

En la figura siguiente se presentan ejemplos de ubicaciones correcta e incorrecta de las clavijas en una pieza tipo de tapa (los orificios para las clavijas se muestran por medio de los círculos cuya mitad está ennegrecida).



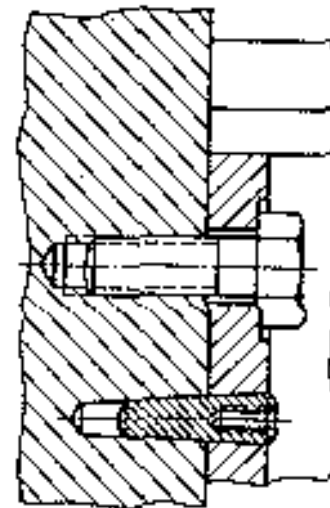
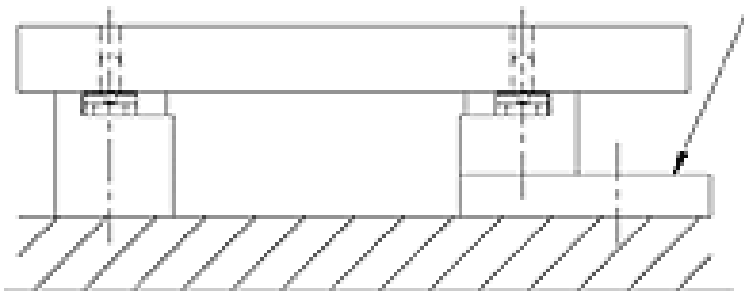
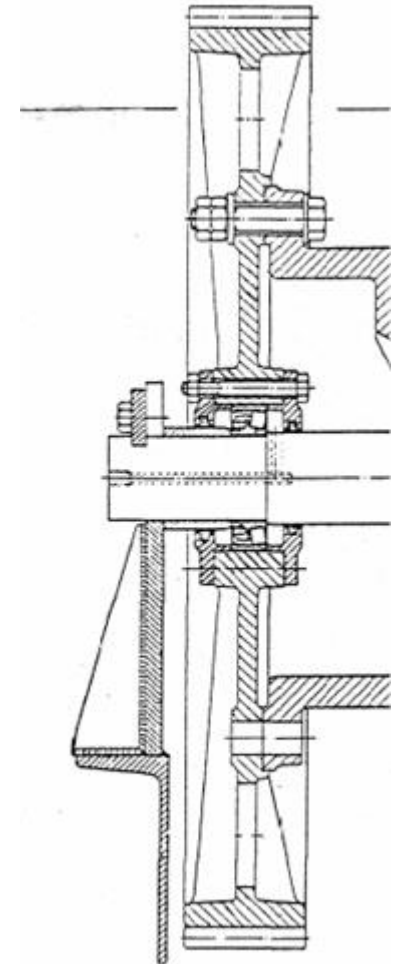
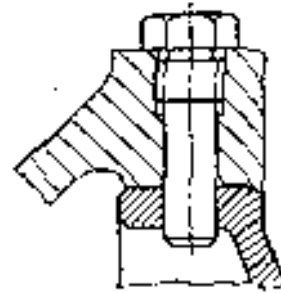
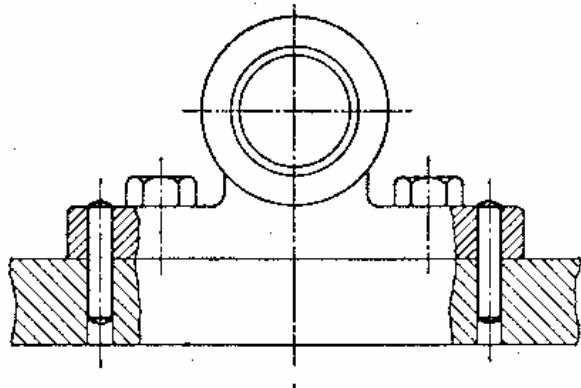
Disposición de las clavijas de ajuste en una pieza

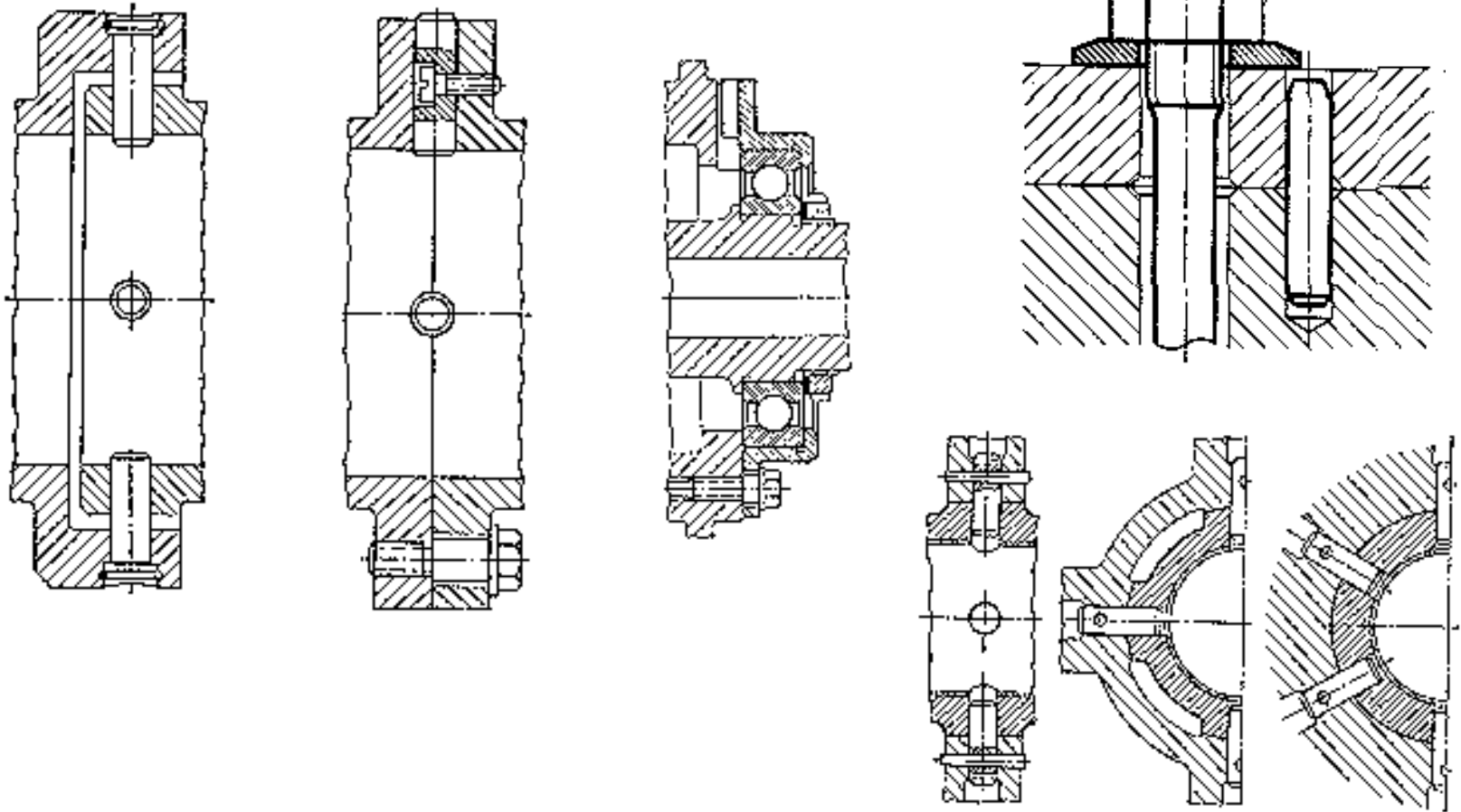
I : el error es que las clavijas se encuentran muy alejadas de los tornillos de sujeción

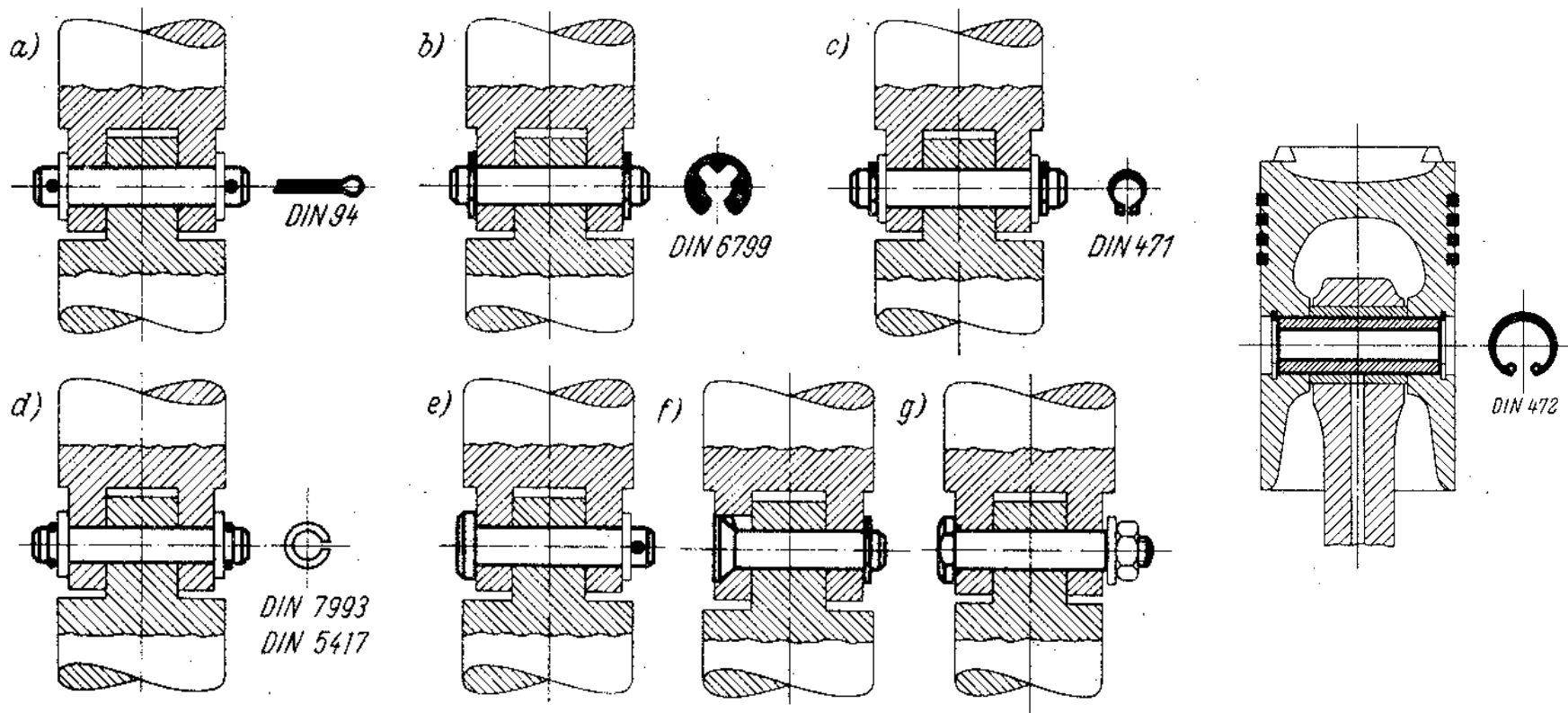
II : aquí el error consiste en la pequeña distancia entre las clavijas

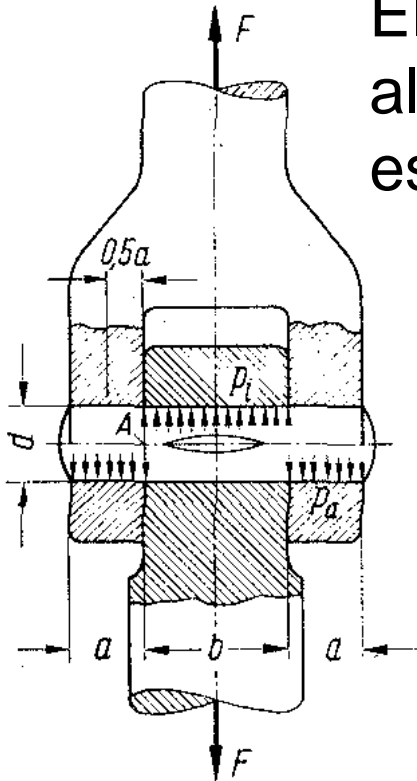
III : los errores están corregidos por medio del alejamiento de las clavijas.

IV: es la mejor disposición.









El material de la pieza y la espina deben resistir al aplastamiento y la espina debe resistir el esfuerzo de flexión y corte

Presión superficial:

$$P_a = \frac{F}{2 * a * d} \leq P_{ADM}$$

$$P_i = \frac{F}{b * d} \leq P_{ADM}$$

Tensión de flexión:
$$\sigma_{FL} = \frac{0,5 * F * 0,5 * a}{0,1 * d^3} \leq \sigma_{FL.ADM}$$

Tensión de corte:
$$\tau_a = \frac{F}{2 * A} \leq \tau_{ADM}$$

El ajuste es holgado sin tensiones por interferencia

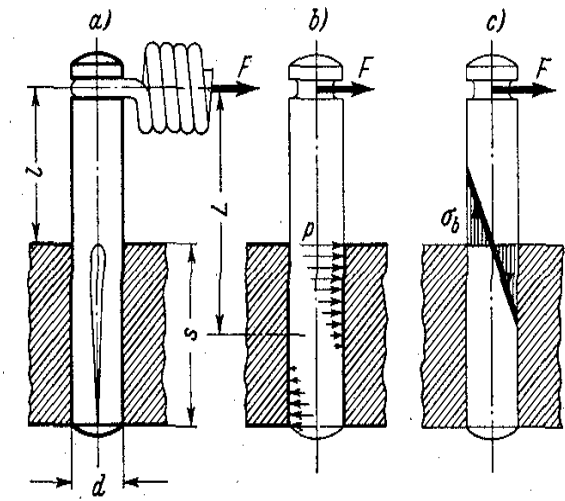
La presión superficial es compuesta.

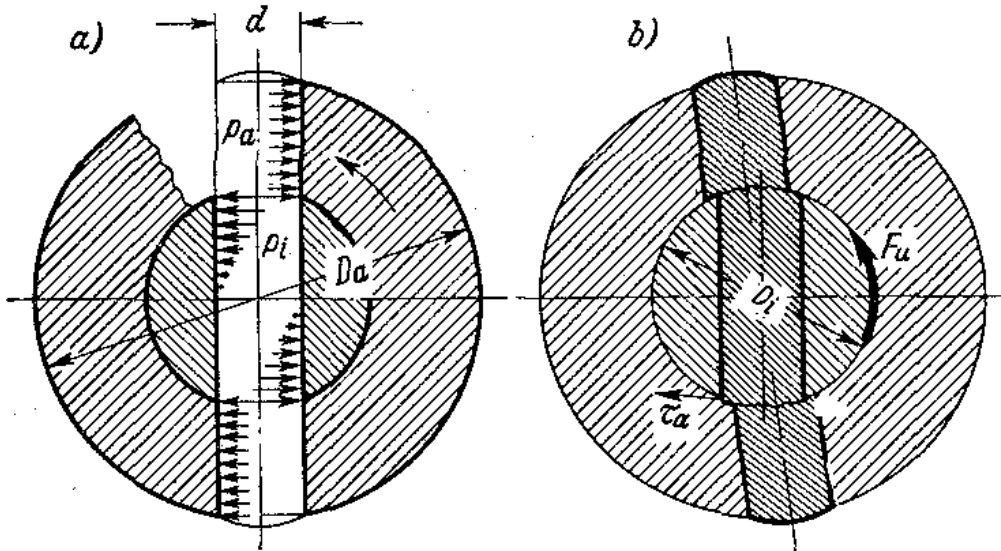
$$p = \frac{F}{d * s} \left(1 + 6 * \frac{L}{s} \right) \leq p_{ADM}$$

La tensión de flexión es predominante

$$\sigma_{FL} = \frac{F * l}{0,1 * d^3} \leq \sigma_{FL.ADM}$$

La tensión de corte: $\tau = \frac{F * 4}{\pi * d^2} \leq \tau_{ADM}$





F_U : fuerza tangencial

p : presión en la espina y en la pieza

D_a : diámetro exterior

D_i : diámetro interior = diámetro eje

d : diámetro de la espina

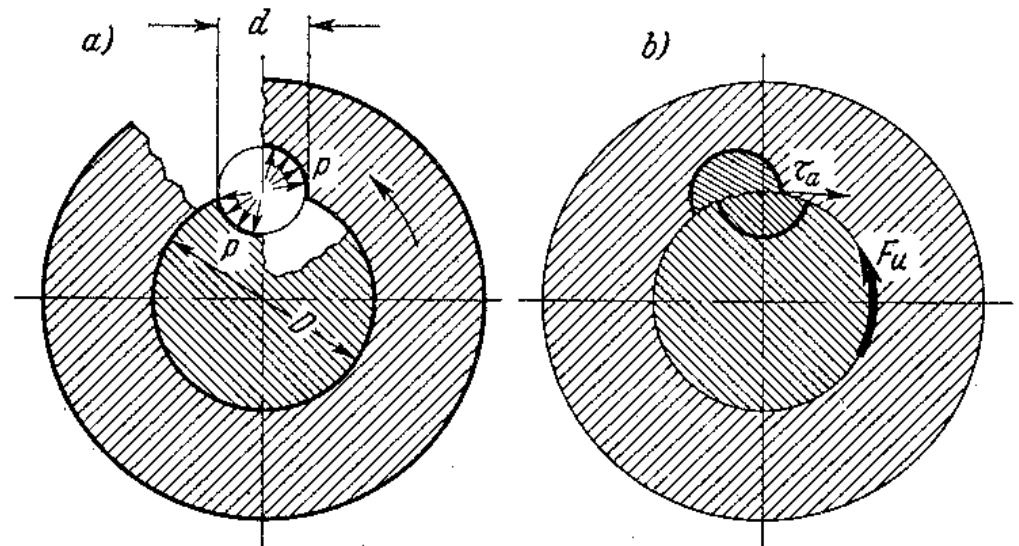
$$p_i = \frac{3 * F_U}{D_i * d} \leq p_{ADM}$$

$$p_a = \frac{F_U}{(D_a - D_i) * d} \leq p_{ADM}$$

$$\tau = \frac{F_U}{2 * A} \leq \tau_{ADM}$$

$$p \cong \frac{F_U}{0,5 * d * l} \leq p_{ADM}$$

$$\tau = \frac{F_U}{d * l} \leq \tau_{ADM}$$

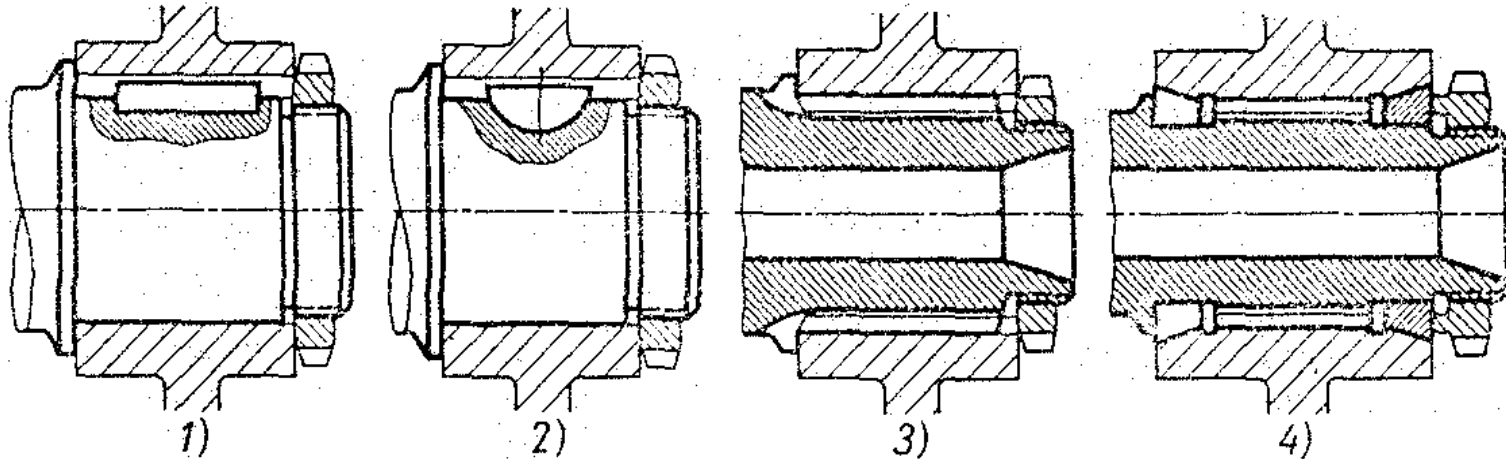


El árbol y el cubo bajo momento torsor, están sometidos al aplastamiento mientras que la espina axial está sometida al corte

El momento torsor se transmite:

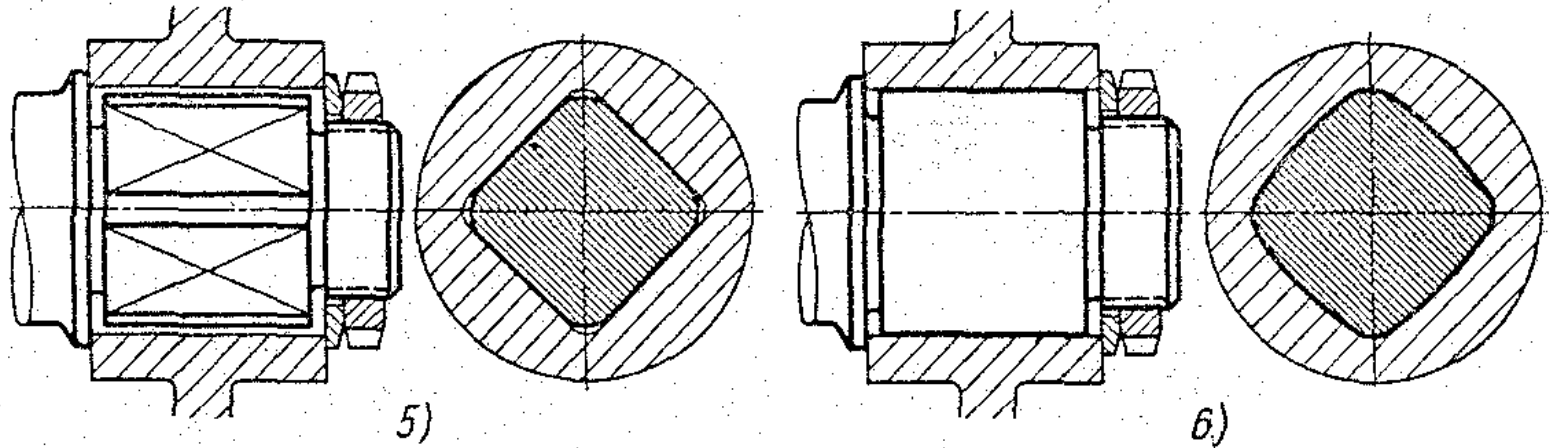
- A) Por elementos rígidos que trabajan al corte, flexión o aplastamiento por arrastre de forma.

- B) Por las fuerzas de fricción que se provocan entre las superficies vinculadas.



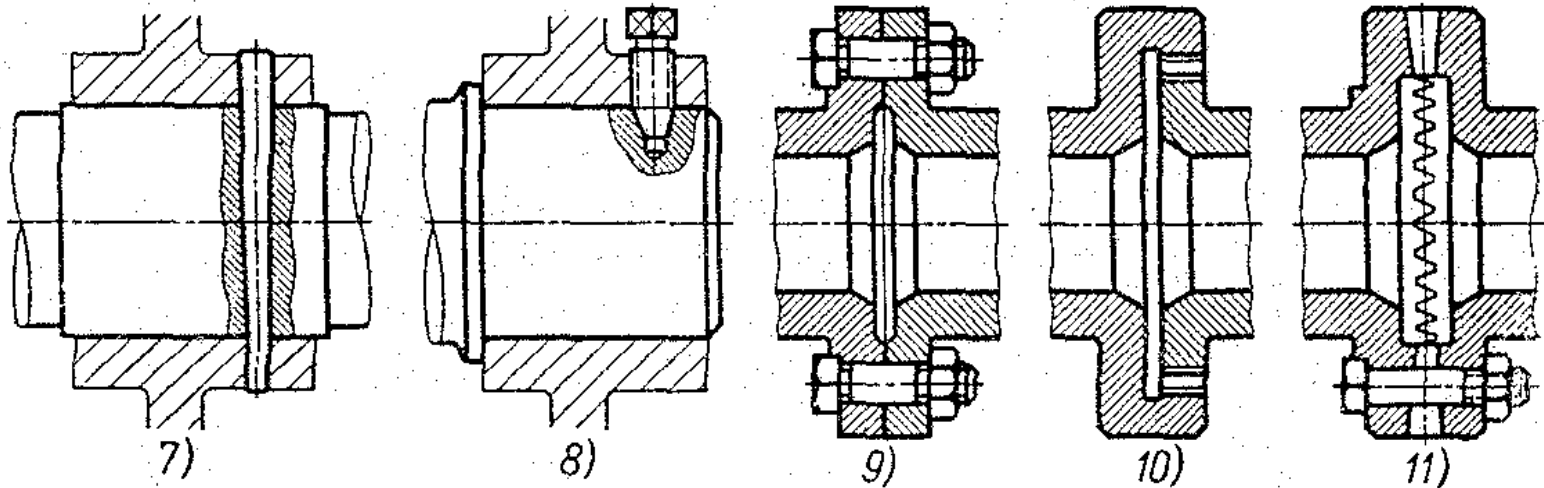
Dentro del tipo A:

- 1) Mediante chaveta de ajuste paralela
- 2) Mediante chaveta lenticular tipo Woodruff
- 3) Mediante estrías en el árbol y el cubo (más eficiente)
- 4) Mediante estrías en el árbol y el cubo (con rozamiento adicional por discos cónicos para mayores esfuerzos).



5) Por árbol poligonal (sección romboidal con aristas redondeadas u otros).

6) Por árbol poligonal de construcción más compleja.
(de mayor eficiencia)



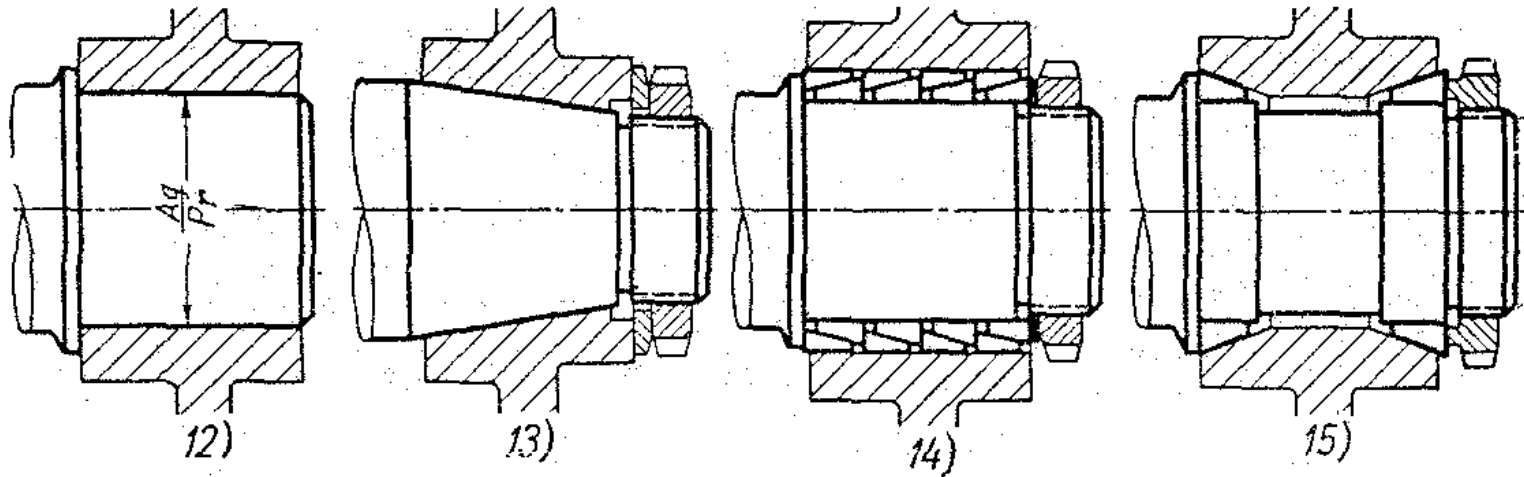
7) Con pasador.

8) Mediante impronta producida por un bulón de ajuste.

9) Por bridas de arrastre.

10) Por junta dentada periférica.

11) Por dentado frontal (acoplamiento Hirth)



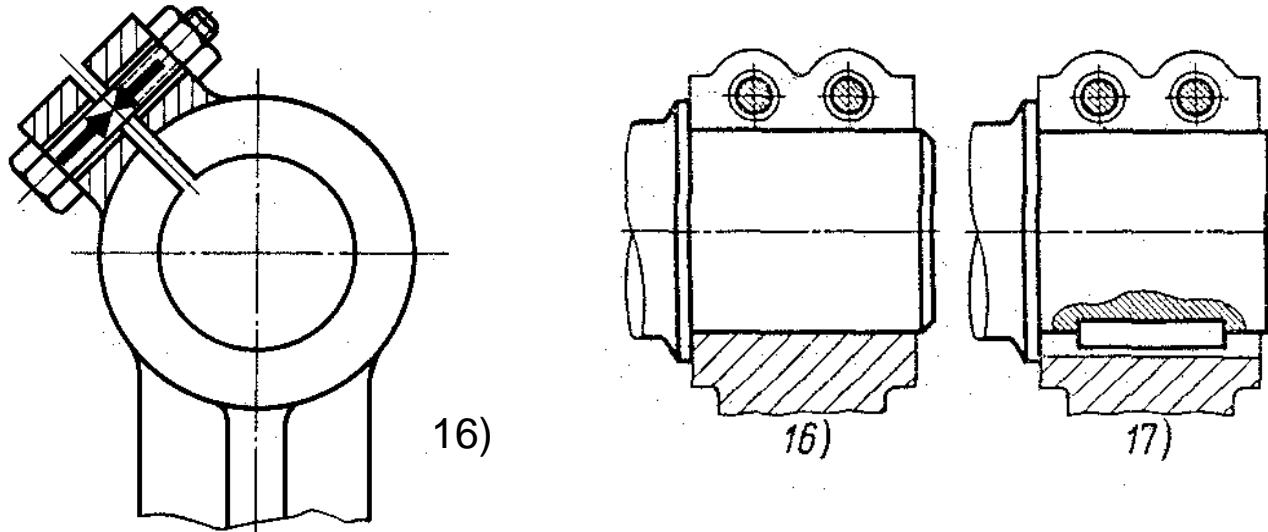
Dentro del tipo B:

12) Por ajuste forzado (p.e. montaje en caliente).

13) Por ajuste cónico.

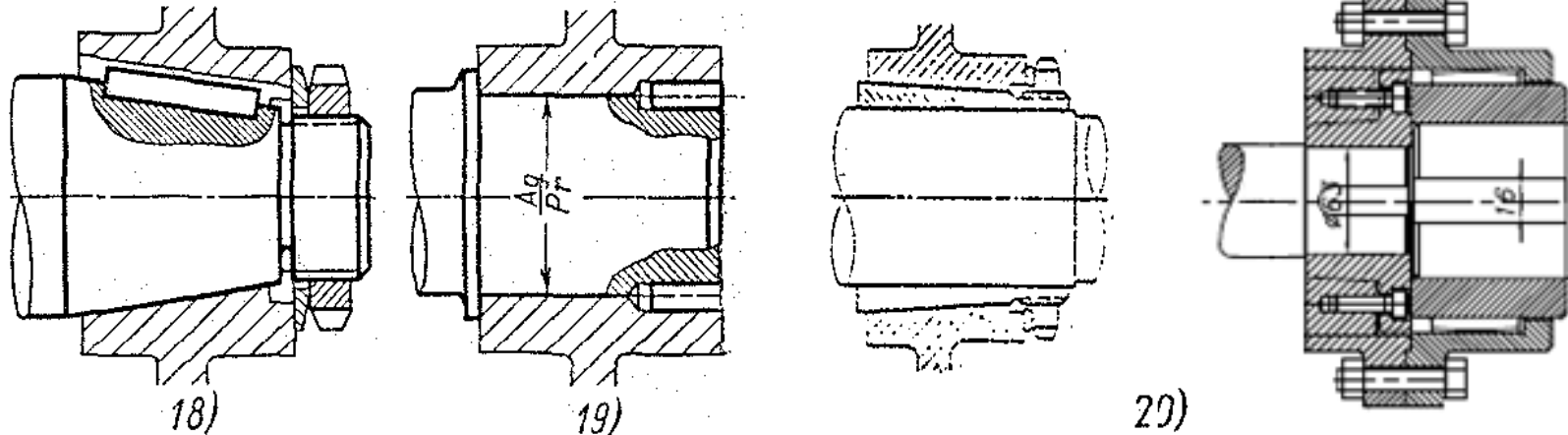
14) Por discos anulares de presión.

15) Por discos anulares de ajuste cónico.



16) De manguito partido.

17) De manguito partido con claveta
(fija angularmente e impide el giro).



18) De ajuste cónico con chaveta (fija angularmente e impide el giro).

19) De ajuste forzado a presión con pasadores axiales (fija angularmente e impide el giro).

20) Con manguito de fijación o manguito cónico.



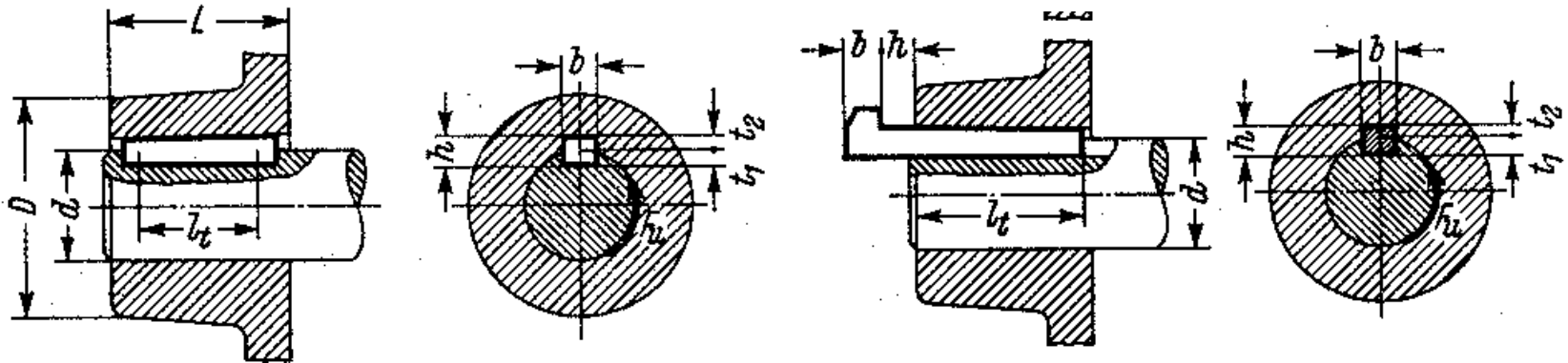
Las chavetas se utilizan en las uniones relativamente poco cargadas.

Se diferencian en chavetas ***tensadas*** (de cuña y tangenciales) y ***no tensadas*** (prismáticas y de media luna).

En las uniones con grandes momentos torsores y que trabajan bajo carga cíclica, las uniones por chaveta han sido suplantadas por las uniones estriadas, más convenientes.

Las desventajas de las uniones por chavetas son:

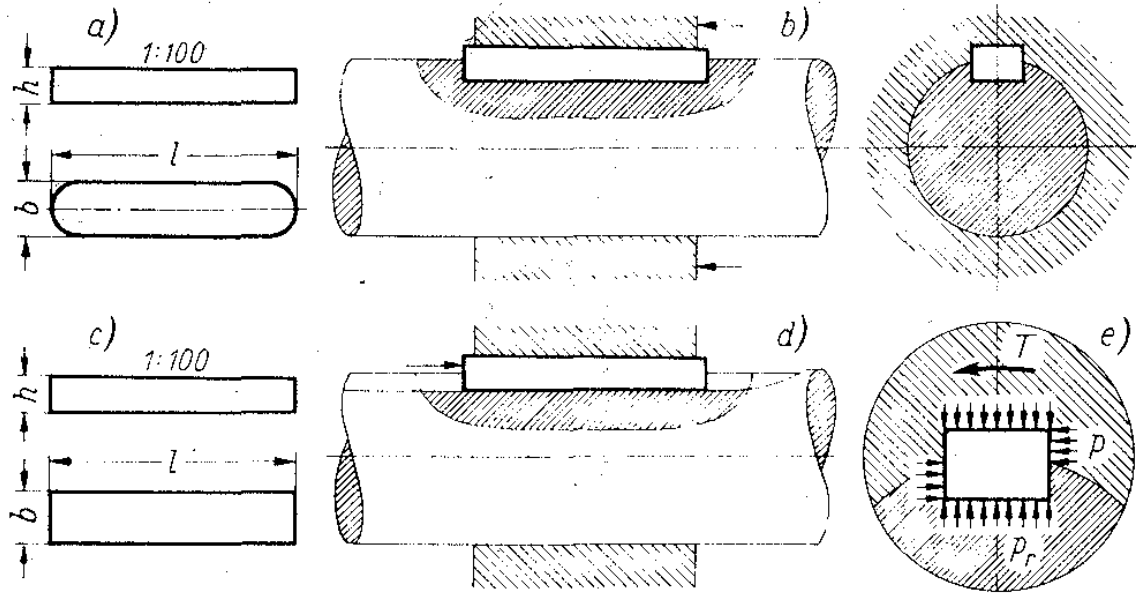
- a) Limitadas en su capacidad portante
- b) Debilitamiento del árbol por los chaveteros.
- c) Importante concentración de tensiones debido al corte de fibras de borde de los chaveteros.
- d) En árboles huecos, con relación $d/D > 0,6$; el empleo de chavetas de fuerza prácticamente se excluye.



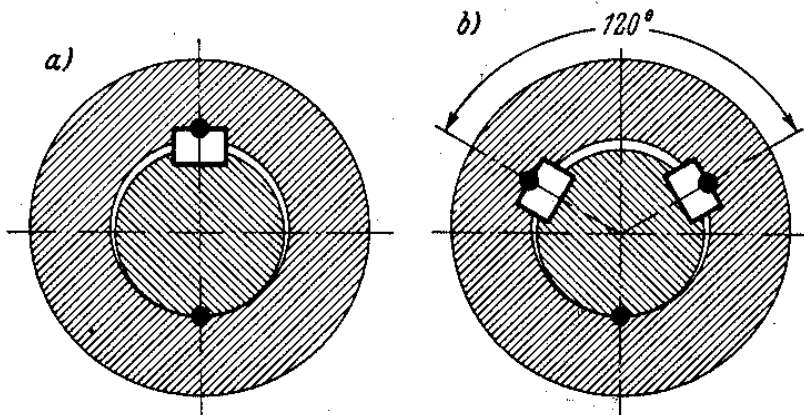
Se montan, bajo tensión previa, en los chaveteros hechos en el árbol y en el cubo, y establecen una unión de fuerza y por arrastre de forma.

Las normalizadas tienen una conicidad de 1:100.

Al calar el cubo, o bien, introducir la chaveta, la base de ésta presiona contra el fondo de la ranura del eje y el dorso lo hace contra el fondo de la ranura del cubo



- a) Chaveta para embutir; b) aplicada en una unión;
- c) chaveta cuña; d) aplicada en una unión;
- e) presión en las paredes



Instalación a dos puntos (fig. a).

Instalación a tres puntos (fig. b). Dos chavetas situadas a 120° , resulta más favorable para soportar esfuerzos alternativos o de choque

Al montar las chavetas o calar el cubo, éste se expande, mientras que el árbol se comprime. Como consecuencia, ambos elementos ya no quedan concéntricos

Se usan con bajas o medias r.p.m. por la excentricidad que producen.

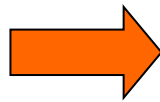
En altas r.p.m. producirían desequilibrio y perturbación en la transmisión del esfuerzo.

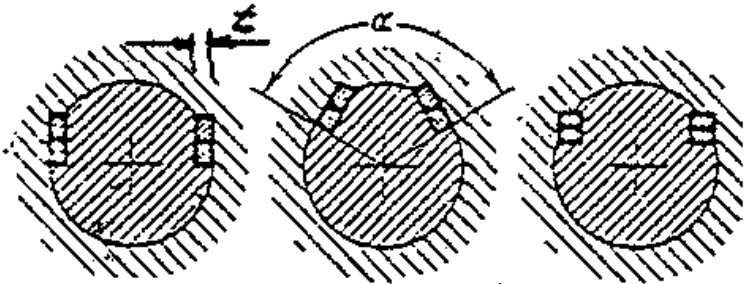
Se utilizan para el calado de poleas de correas, ruedas dentadas, volantes de inercia, cigüeñales, palancas, cubos de acoplamiento y similares que se encuadren en esta situación y en maquinaria agrícola.

Debido al ajuste, los valores de cálculo reales son indeterminados.

Se calculan valorando la presión superficial de servicio en los flancos despreciando la tensión previa y comparando el resultado obtenido con presiones admisibles fijadas experimentalmente.

Cálculo chavetas
embutidas o acuñaadas


$$p \cong \frac{F_U}{0,5 * h * l_t * i} \leq P_{ADM}$$



$$p \cong \frac{F_U}{t * l_t} \leq p_{ADM}$$

Con altos M_t se usan 2 chavetas en la misma sección ($\alpha = 120^\circ$ a 150° - preferente 135°).

Con inversión de giro se usan dos chavetas tangenciales.

Sino usar chaveta tg en el sentido de giro.



Chaveta tangencial (e)



Chaveta tangencial doble (f)

Valores empíricos de las presiones, en N/mm^2 , permisibles para las uniones con chavetas de cuña y lengüetas ajustadas

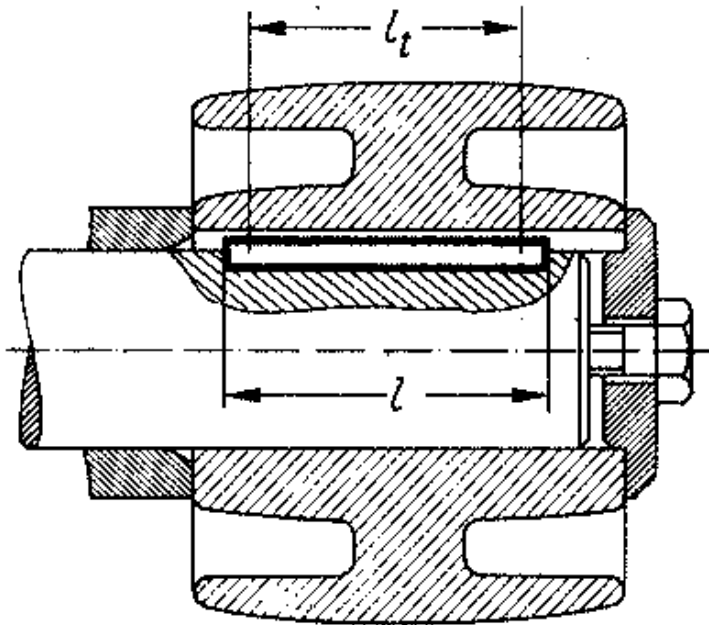
Elementos de la unión	Para choques ligeros				Para choques fuertes			
	en un lado		en ambos lados		en un lado		en ambos lados	
	Cubo de				Cubo de			
	St	GG	St	GG	St	GG	St	GG
Chavetas y lengüetas ajustadas	100	60	70	45	80	40	35	20
Chavetas tangenciales	—	—	140	80	—	—	90	60
Chavetas con base cilíndrica	65	40	33	20	50	25	33	20
Chavetas planas	85	50	43	25	70	35	43	25

Fuente: Elementos de Máquinas de Karl Decker

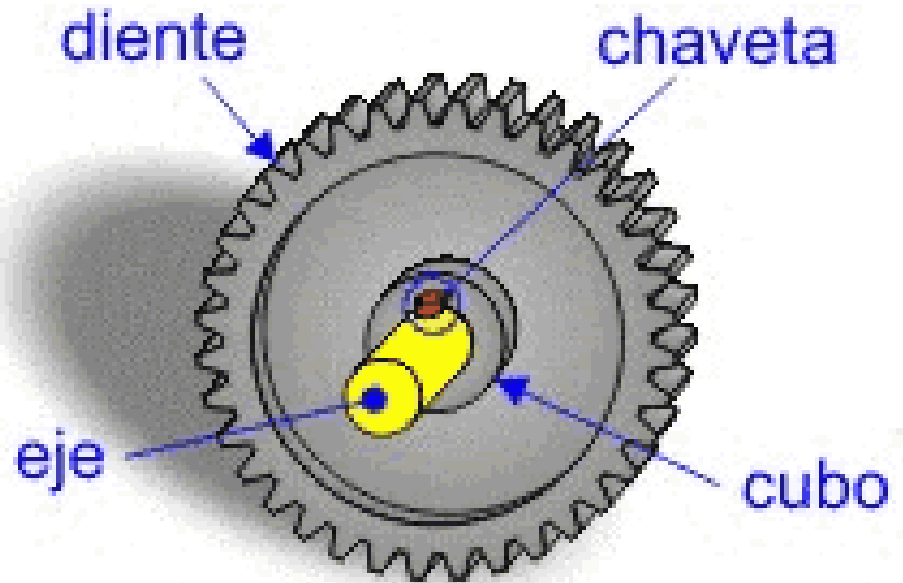
En poleas o en engranes de ruedas dentadas que no admiten excentricidad, se utilizan las ***chavetas paralelas o prismáticas ajustadas***, sin inclinación, que transmiten el momento torsor por arrastre de forma.

Sus flancos se fijan fuertemente dentro de las ranuras para evitar que éstas se deformen.

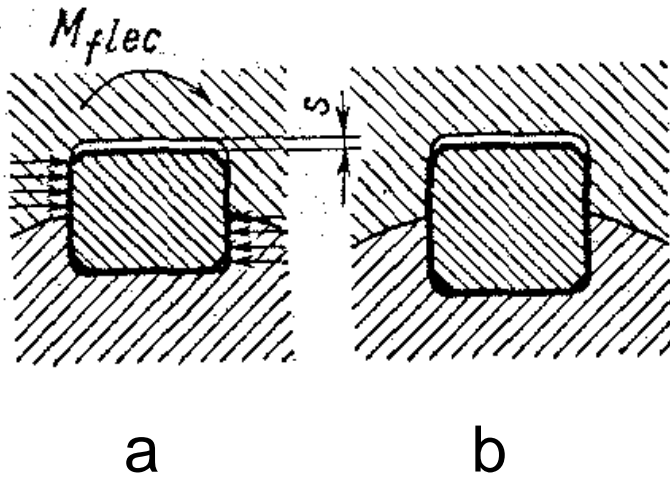
Entre la chaveta y la ranura del cubo se deja un determinado juego para garantizar que no produzcan excentricidad.



Polea con
chaveta paralela

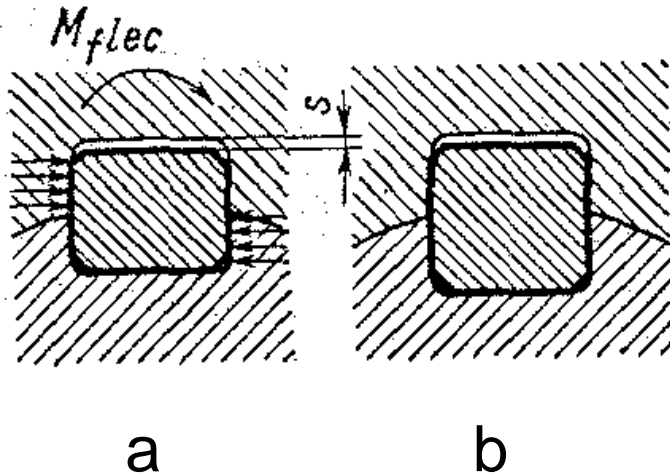


Engrane con
chaveta paralela



Entre la faceta superior de la chaveta y el fondo de la ranura se deja una holgura “s” (fig. a).

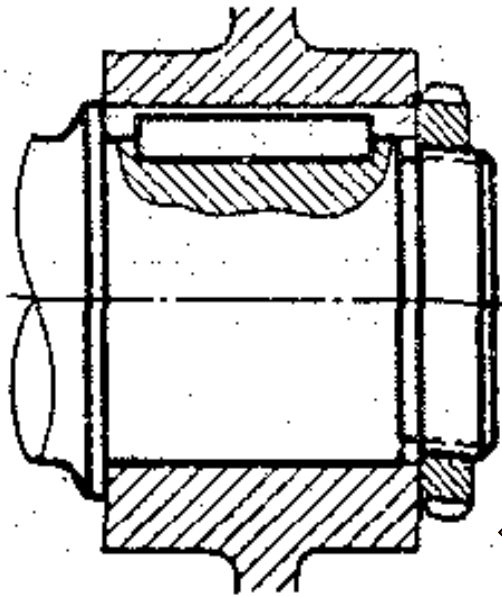
Aumenta la resistencia mecánica del encastre aplicar ajustes adherentes en el árbol y aumentar la profundidad de colocación de la chaveta en el árbol. (fig. b)



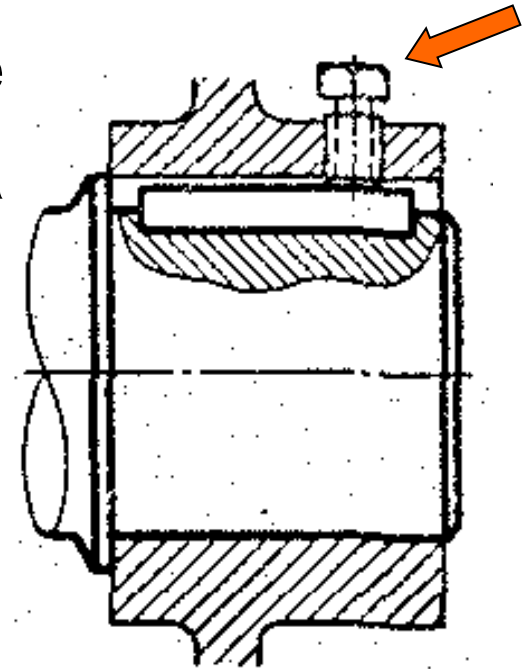
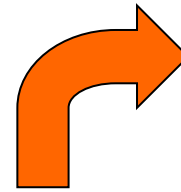
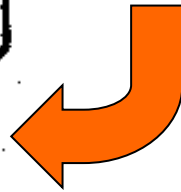
El momento torsor que actúa en la unión produce esfuerzo de corte en el cuerpo de la chaveta, y tensiones de aplas-

tamiento en las superficies de contacto.

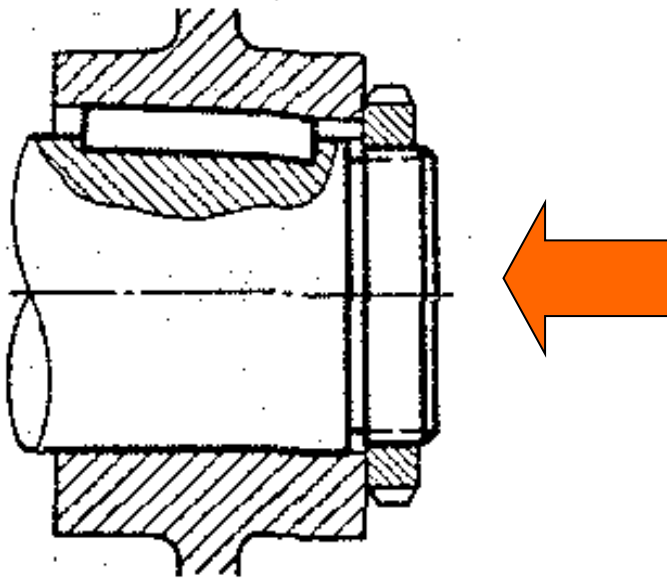
Es de importancia para la resistencia mecánica y estabilidad de la unión el momento flector $M_{Flector}$ que tiende a desencajar la chaveta del chavetero.



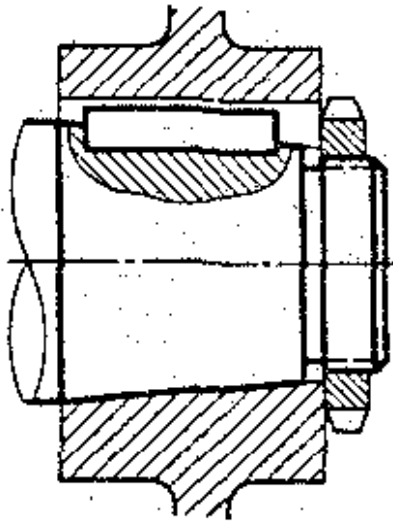
a) El apriete de fuerza se asegura con tuercas anulares



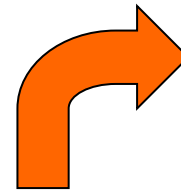
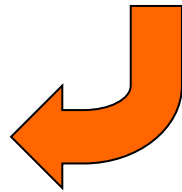
b) El apriete de la chaveta con tornillo de apriete suele ser insuficiente y puede producir excentricidad si está demasiado ajustado.



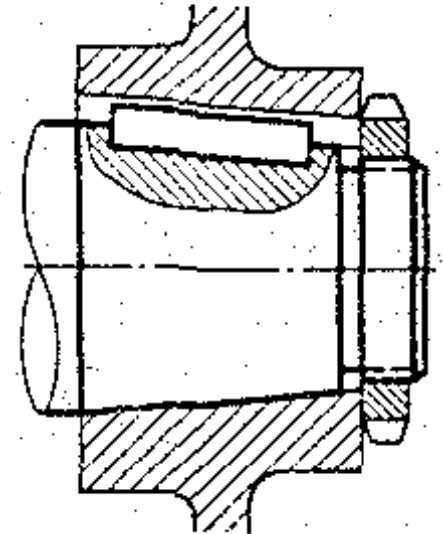
c) El apriete de la chaveta colocada con inclinación en el árbol, provoca el descentrado de la unión y el aumento de las tensiones de rotura en el cubo (trabaja como chaveta acuñada).

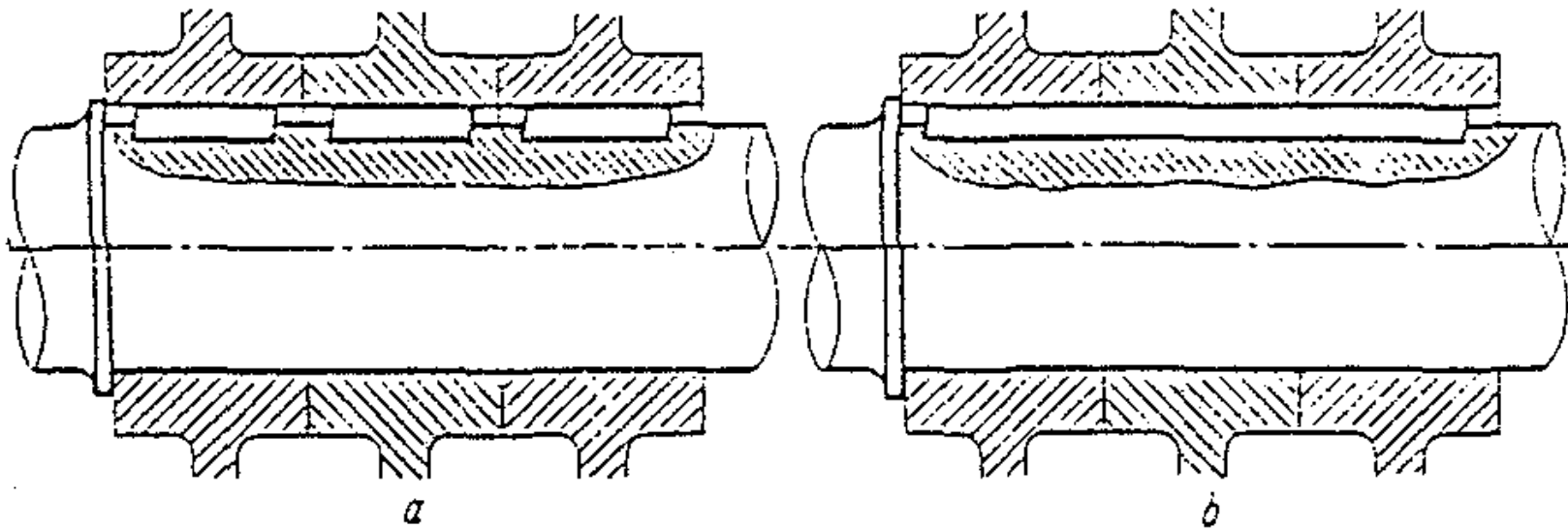


d) En árboles cónicos la chaveta puede colocarse paralelamente al eje del árbol.

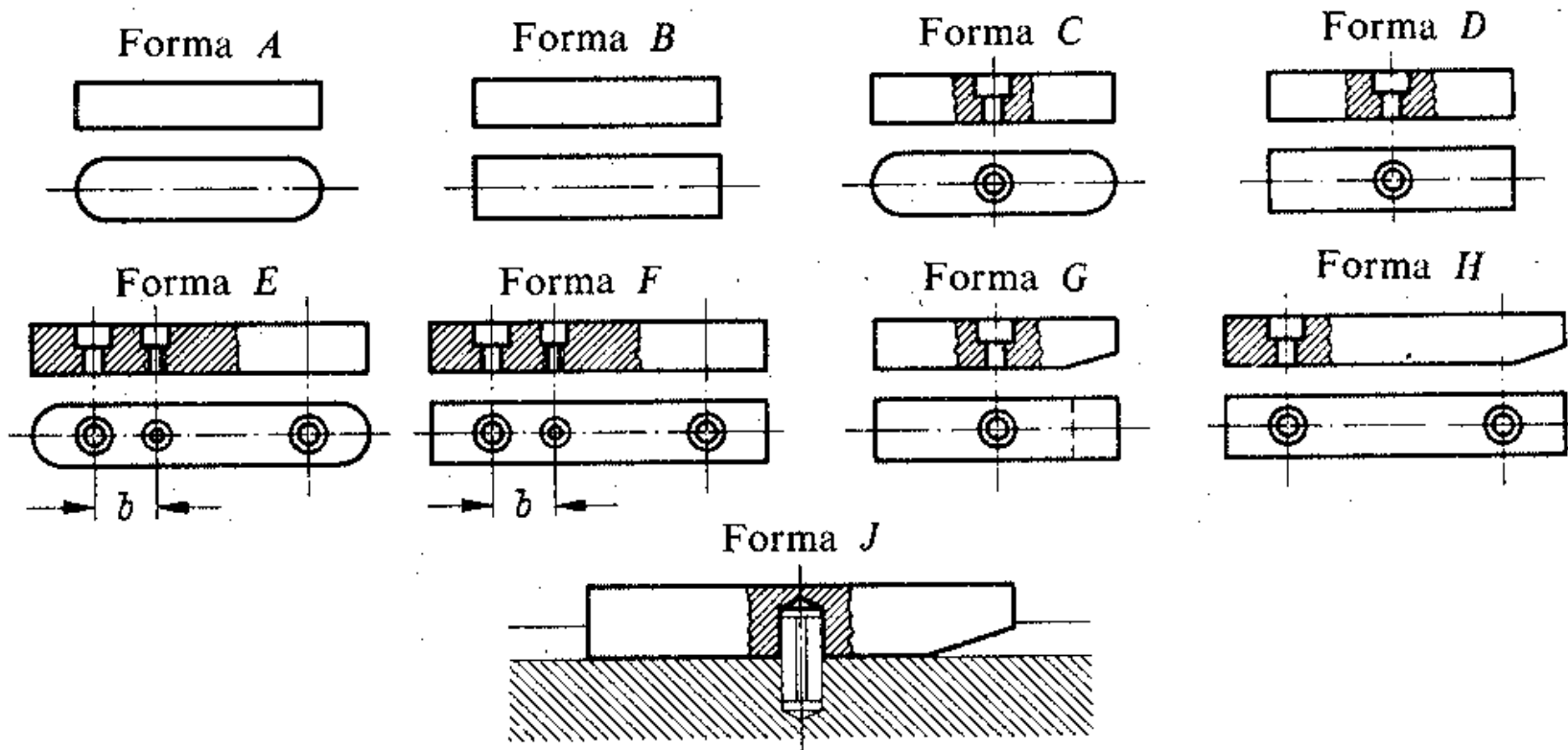


e) Paralelamente a la generatriz del cono (complica el mecanizado de las ranuras inclinadas en el cubo y en el árbol).

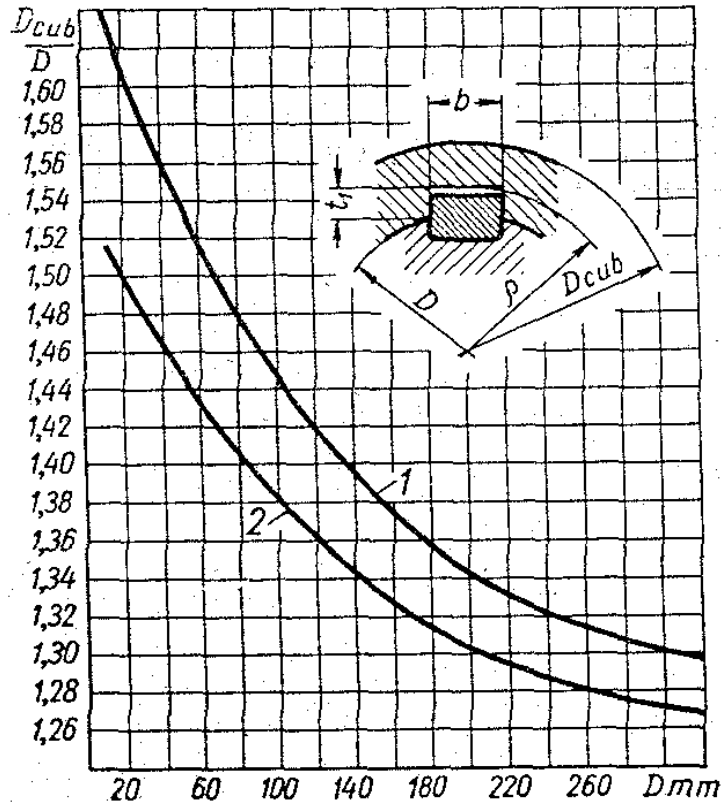




En el caso de ser necesario montar varios cubos adyacentes sobre un mismo árbol la solución más conveniente es la indicada en la figura b .



DISTINTAS FORMAS DE CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS



Valores mínimos de D_{cub}/D para los cubos de fundición (1) y de acero (2)

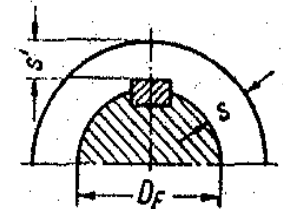
Fuente: extractado de Orlov

Relaciones mínimas D_{cub}/D para el cubo / árbol, para garantizar la resistencia mecánica del cubo en el sector del chavetero.

La experiencia indica que estos valores deben aumentarse si el sistema estará sometido a Momentos Torsores cíclicos o cargas de impacto.

Tabla 18/2 Valores orientativos para la longitud del cubo L_F (mm) y espesor del mismo s (mm) para un árbol de acero (St 42) en función del momento de giro M_t (Nmm). Para los árboles acanalados, L_F es la longitud efectiva de ranuras para M_t en un sentido. Para M_t alternativo y fuerzas de vuelco laterales, tómese L_F mayor.

$$L_F \approx x \cdot \sqrt[3]{M_t/100} \text{ aproxim.: } s \approx y \cdot \sqrt{M_t/100} \text{ más exacto: } s' \approx y' \cdot \sqrt[3]{M_t/100}$$



Unión	Cubo de fundición gris			Cubo de acero o de acero colado		
	x	y	y'	x	y	y'
Encaje térmico, a prensa, cónico	4,2...5,3	2,1...3,0	2,1...3,0	2,1...3,5	1,8 ...2,6	1,8...2,7
Cuña, chaveta, unión de abrazamiento	5,3...7,0	1,8...2,1	1,5...1,8	3,5...4,6	1,4 ...1,8	1,1...1,5
Árbol acanalado según DIN 5462	3,4...4,2	1,4...1,8	1,3...1,6	2,1...3,0	1,25...1,6	1,1...1,5
Árbol acanalado según DIN 5463	2,1...3,0	1,4...1,8	1,2...1,5	1,3...2,1	1,25...1,6	1,0...1,4
Árbol acanalado según DIN 5464	1,4...2,1	1,4...1,8	1,1...1,4	0,8...1,3	1,25...1,6	0,9...1,3

Para el valor usual $\tau_t = 15 \text{ N/mm}^2$ en el árbol es $L_F/D_F \approx 0,3 \cdot x$ y $s/D_F \approx 0,3 \cdot y$.

Extractado de Niemann

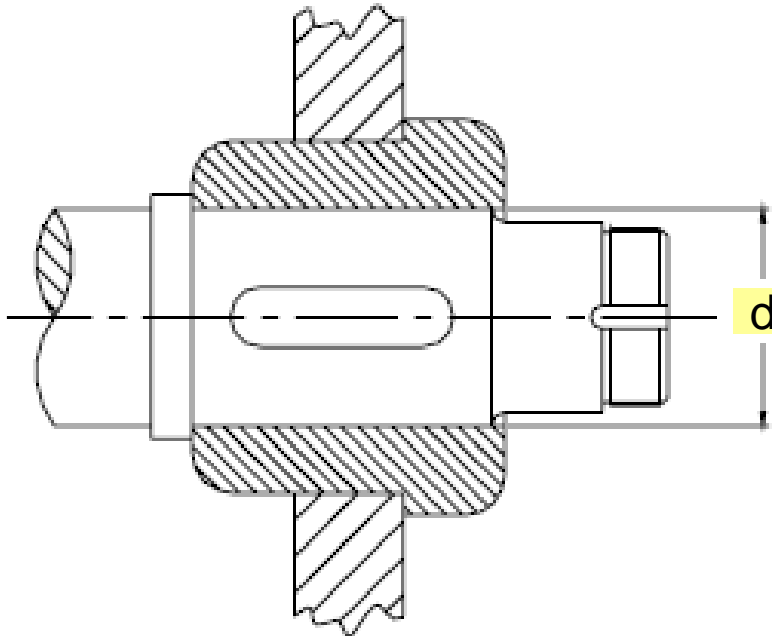
Según Niemann las relaciones deben respetar la tabla 18/2.

Un criterio práctico es:

Con cubo de acero mantener la relación $d/D \leq 1,5$ á $1,6$

Con cubo de Hierro Fundido $d/D \leq 1,8$ á 2

Dependiendo del servicio; si hay inversión de marcha es conveniente utilizar el valor mayor.

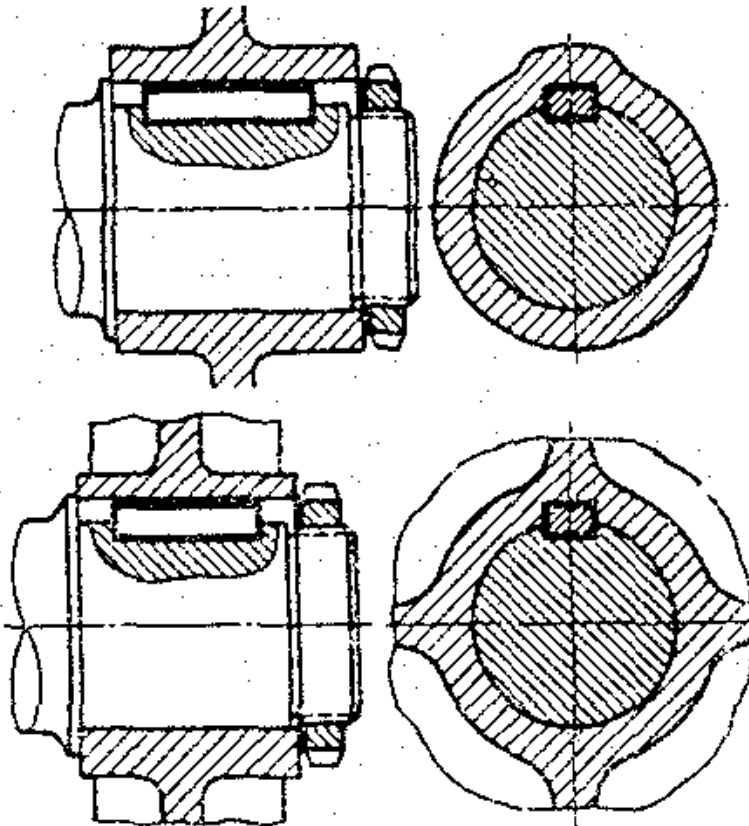


La longitud del cubo requerida se recomienda tomar entre $1,2$ á $2 d$ (para “d” el diámetro del árbol). La relación mínima es al menos una vez “d”.

Esto alivia la superficie del eje o árbol a presiones de contacto y minimiza la posibilidad de giro sobre el mismo de la pieza por montaje erróneo con holgura.

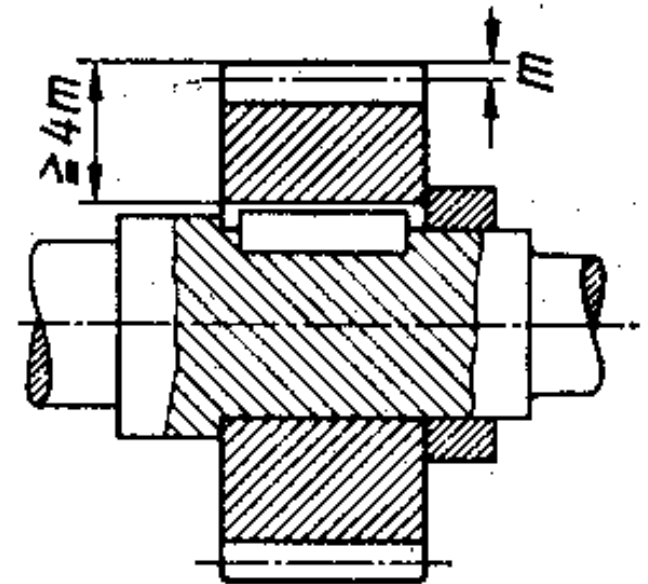
Otro detalle a considerar, es que la chaveta debe quedar comprendida dentro del cubo o netamente fuera del mismo de ambos o de un solo lado, dado que el cubo, montado con alguna interferencia, es también concentrador en sus bordes, por lo que debe evitarse sumar efectos nocivos.

Una mejora pasa por chaflanar los cubos en los bordes.



El diámetro de los cubos de fundición puede disminuirse reforzando sólo los sectores de disposición de los chaveteros con engrosamientos locales o con nervios.

En el caso particular de piñones enchavetados, la distancia entre la base del chavetero y el círculo de cabeza debe tener un valor mínimo de $4m$, siendo m el módulo en milímetros.



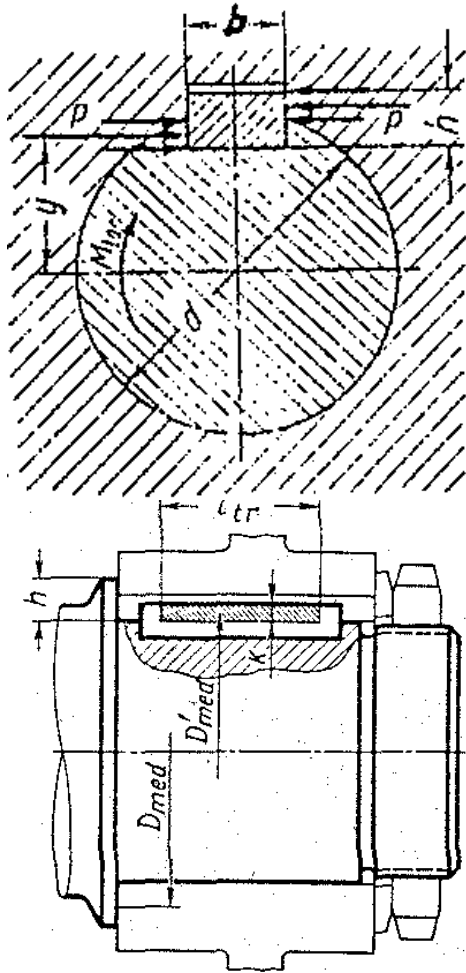
Las chavetas trabajan al corte y al aplastamiento.

Generalmente las chavetas comerciales son de acero SAE 1020 o SAE 1045.

Se recomienda que la chaveta sea más blanda que el árbol para que en caso de falla, se dañe sólo la chaveta y no el árbol.

Cuando es posible y si hay inversión del sentido de giro, conviene que el chavetero en el árbol sea cementado.

Conviene en consecuencia hacer una comprobación de la chaveta para que cumpla esta otra función.



Esquema para cálculo

Las fórmulas a aplicar son:

Al corte:
$$\tau = \frac{Fu}{\Omega} = \frac{Fu}{b * L_{\text{útil}}} \leq \tau_{ADM}$$

$$(\tau_{ADM} \cong 0,5. \acute{o}. 0,577 \sigma_{ADM})$$

Al aplastamiento:
$$\sigma = \frac{Fu}{\Omega'} = \frac{Fu}{k * L_{\text{útil}}} \leq \sigma_{ADM.APLAST}$$

$$(\sigma_{ADM.APLAST} = 0,5. \acute{a}. 0,67 \sigma_{FLUENCIA})$$

Debe tomarse $\sigma_{FLUENCIA}$ del material más débil del árbol, chaveta o cubo.

$$k = 0,5 h \Rightarrow \sigma = \frac{2 * Fu}{h * L_{\text{útil}}} \leq \sigma_{ADM}$$

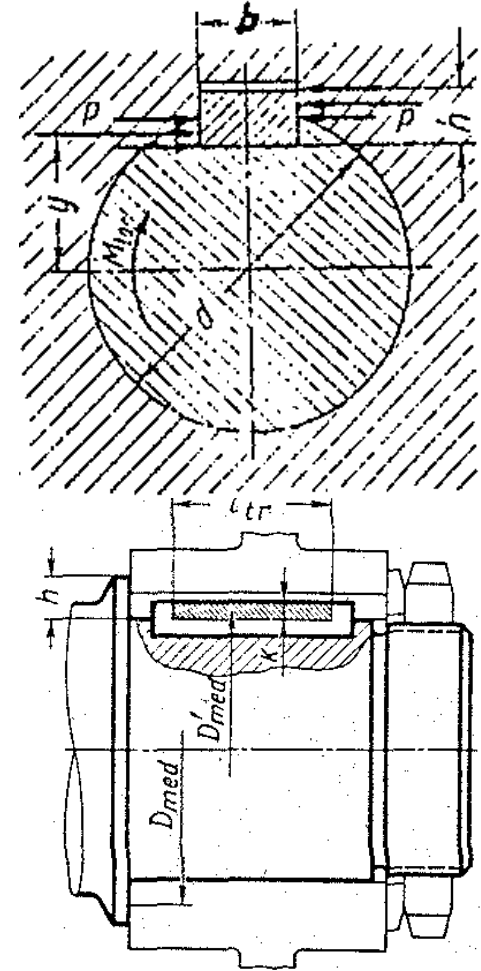
Si deseamos igual resistencia al corte y al aplastamiento

$$Fu = \frac{\sigma}{2} * h * L_{\text{útil}} = b * L_{\text{útil}} * \tau$$

y si tomamos

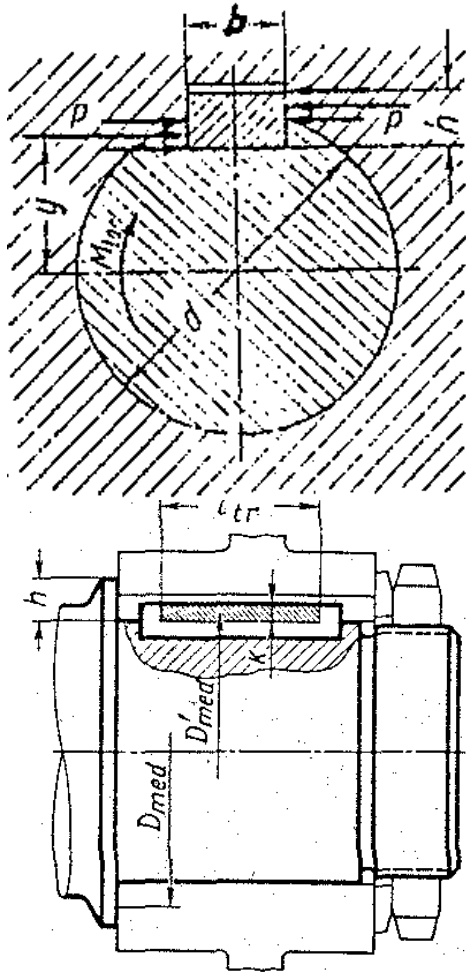
$$\tau = 0,5 * \sigma \quad (\text{Hipótesis de Guest})$$

Resulta $h = b$



Esquema para cálculo

Las chavetas cuadradas son las que cumplen esta relación, no obstante en nuestro país la tendencia es aplicar las rectangulares (según DIN 6885 – hoja 1 – chavetas de ajuste paralelas), debido a que debilitan menos el árbol.



En rigor de cálculo, si el cubo está apretado axialmente contra un tope del árbol, las fuerzas de fricción generan un momento de arrastre, (ver figura)

$$M_{T.Arrastre} = \frac{P_{Apriete} * f * D_{medio}}{2}$$

Y la fuerza de apriete:

$$P_{Apriete} = \sigma_{Aplast} * \pi * D_{medio} * h$$

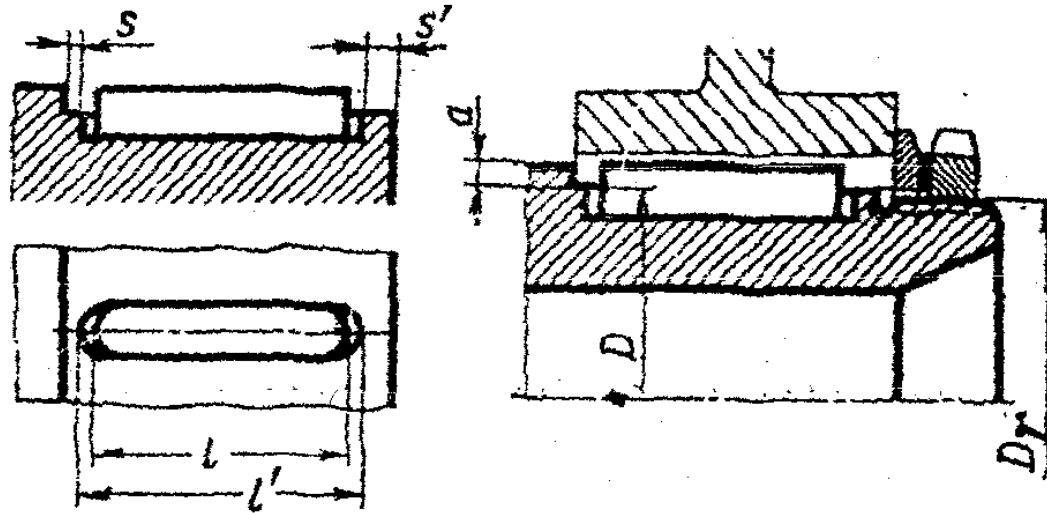
Esquema para cálculo

y reemplazando

$$M_{T.Arrastre} = \frac{\sigma_{Aplast} * \pi * D_{medio}^2 * f * h}{2}$$

Dependiendo de los materiales, este valor puede ser de hasta 4 (cuatro) veces el momento admisible que puede transmitir la chaveta. La transmisión ocurre entonces mayormente por fricción que de forma.

En los ajustes cónicos, la chaveta está aún más descargada por el rozamiento entre árbol y cubo.

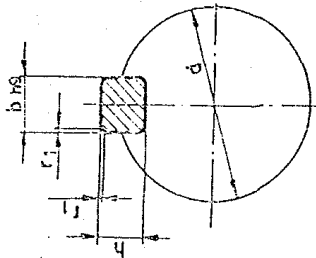
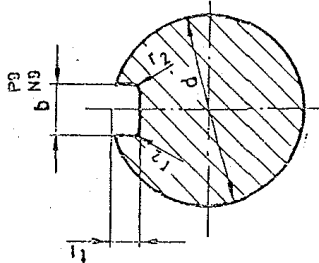
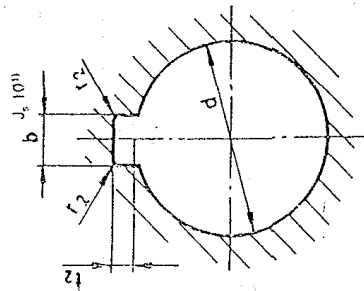


$s = 2 \text{ á } 3 \text{ mm}$ para $d \leq 30 \text{ mm}$

$s = 4 \text{ á } 5 \text{ mm}$ para $d > 30 \text{ mm}$

Por experiencia: $s \geq 0,10 * d$

Para evitar acumulación de concentradores de tensión



DIAMETRO ARBOL	CHAVETAS DE AJUSTE PARALELAS					LENGUETAS O CHAVETAS PLANAS									
	DIN 6885 - HOJA 1										DIN 6885 - HOJA 3				
	d	b * h	t ₁	t ₂	r ₁	r ₂	b * h	t ₁	t ₂	r ₁	r ₂				
6 - 8	2 * 2	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	0,2	0,2										
8 - 10	3 * 3	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	0,2	0,2										
10 - 12	4 * 4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	0,2	0,2										
12 - 17	5 * 5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	0,3	0,2										
17 - 22	6 * 6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	0,3	0,2										
22 - 30	8 * 7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2	5 * 3	1,9 + 0,1	1,2 + 0,1	0,2	0,2					
30 - 38	10 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,2	6 * 4	2,5 + 0,1	1,6 + 0,1	0,4	0,4					
38 - 44	12 * 8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	0,5	0,3	8 * 5	3,1 + 0,2	2,0 + 0,1	0,4	0,4					
44 - 50	14 * 9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	0,5	0,3	10 * 6	3,7 + 0,2	2,4 + 0,1	0,4	0,4					
50 - 58	16 * 10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	0,5	0,3	12 * 6	3,9 + 0,2	2,2 + 0,1	0,5	0,5					
58 - 65	18 * 11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	0,5	0,3	14 * 6	4,0 + 0,2	2,1 + 0,1	0,5	0,5					
65 - 75	20 * 12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	0,7	0,3	16 * 7	4,7 + 0,2	2,4 + 0,1	0,5	0,5					
75 - 85	22 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5	18 * 7	4,8 + 0,2	2,3 + 0,1	0,5	0,5					
85 - 95	25 * 14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	0,7	0,5	20 * 8	5,4 + 0,2	2,7 + 0,1	0,6	0,6					
95 - 110	28 * 16	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2	0,7	0,5	22 * 9	6,0 + 0,2	3,1 + 0,2	0,6	0,6					
110 - 130	32 * 18	11,0 + 0,3	7,4 + 0,2	0,7	0,5	25 * 9	6,2 + 0,2	2,9 + 0,2	0,6	0,6					
130 - 150	36 * 20	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3	1,1	0,8	28 * 10	6,9 + 0,2	3,2 + 0,2	0,7	0,7					
150 - 170	40 * 22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3	1,1	0,8	32 * 11	7,6 + 0,2	3,5 + 0,2	0,7	0,7					
170 - 200	45 * 25	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3	1,1	0,8	36 * 12	8,3 + 0,2	3,8 + 0,3	1,0	1,0					
200 - 230	50 * 28	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3	1,1	0,8										
230 - 260	56 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4										
260 - 290	63 * 32	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3	1,8	1,4										

STANDARD KEY AND SETSCREW SIZES

KEYSEATS AND KEYS Drawings and formulas at right illustrate how the depth and width of standard keyseats in shafts and hubs are determined. Refer below to explanation of symbols.

SYMBOLS:

C = Allowance or clearance for key (normally .005" for parallel keys).

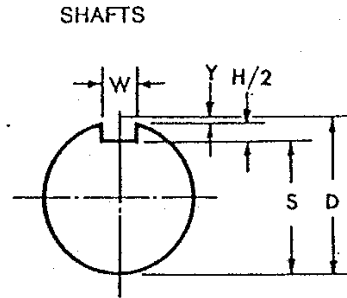
D = Nominal shaft or bore diameter, inches

H = Nominal key height, inches

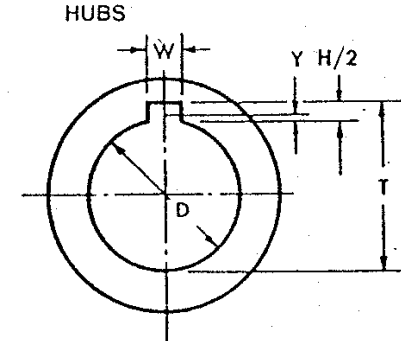
W = Nominal key width, inches

Y = Chordal height, inches

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$



$$S = D - Y - \frac{H}{2}$$

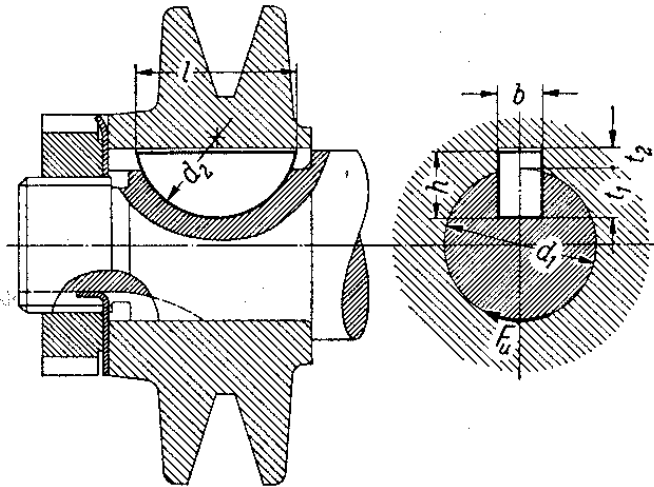


$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C$$

STANDARD KEY AND SETSCREW SIZES

Shaft Diameters		Key W x H	Set Screw	Shaft Diameters		Key W x H	Set Screw	Shaft Diameters		Key W x H	Set Screw	Shaft Diameters		Key W x H
Over	Thru			Over	Thru			Over	Thru			Over	Thru	
7/16	9/16	1/8 x 1/8	#10	1 3/4	2 1/4	1/2 x 1/2	1/2	4 1/2	5 1/2	1 1/4 x 1 1/4	7/8	11	13	3 x 2
9/16	7/8	3/16 x 3/16	1/4	2 1/4	2 3/4	5/8 x 5/8	1/2	5 1/2	6 1/2	1 1/2 x 1 1/2	1	13	15	3 1/2 x 2 1/2
7/8	1 1/4	1/4 x 1/4	5/16	2 3/4	3 1/4	3/4 x 3/4	5/8	6 1/2	7 1/2	1 3/4 x 1 1/2	—	15	18	4 x 3
1 1/4	1 3/8	5/16 x 5/16	3/8	3 1/4	3 3/4	7/8 x 7/8	3/4	7 1/2	9	2 x 1 1/2	—	18	22	5 x 3 1/2
1 3/8	1 3/4	3/8 x 3/8	3/8	3 3/4	4 1/2	1 x 1	3/4	9	11	2 1/2 x 1 3/4	—	22	26	6 x 4
												26	30	7 x 5

La chaveta cuadrada se utiliza en E.E.U.U. y la encontramos en Argentina en equipamientos que tienen ese origen en la provisión



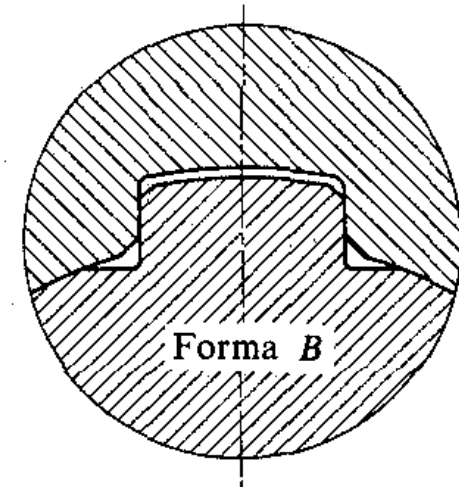
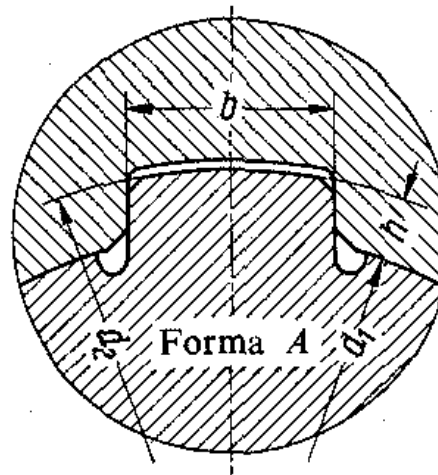
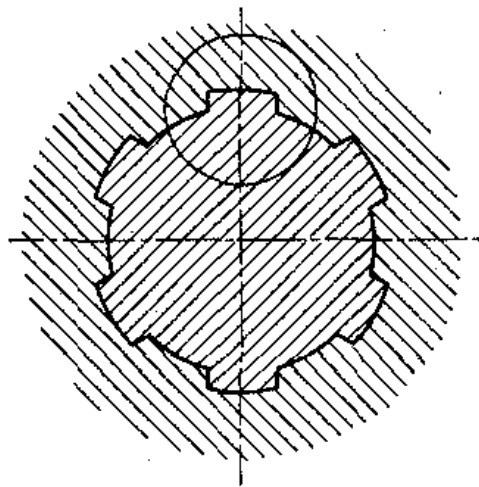
Las chavetas semicirculares (de media luna) son fáciles de montar y desmontar.

La desventaja es que debilitan considerablemente a los árboles.

Los chaveteros en los árboles se mecanizan con fresas de disco con mayor productividad y precisión.

Se aplican en la industria de máquinas herramientas y en la de automóviles ya que son económicas.

Los árboles nervados cuentan en su periferia con un cierto número de “nervios” que pueden considerarse como chavetas múltiples paralelas.



Se calculan mediante

la expresión siguiente:

$$p \cong k * \frac{F_U}{h * l_t * i} \leq P_{ADM}$$

Donde:

k : Factor de soporte \Rightarrow k = 1,35 centrado interior

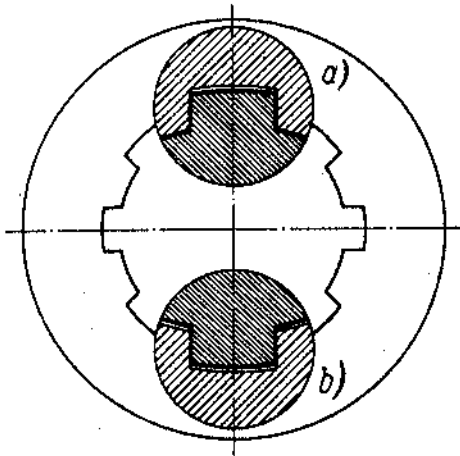
k = 1,15 centrado de flancos

h : altura de trabajo de los nervios

l_t : longitud útil

Nota: por inevitables tolerancias de fabricación, trabajan del 75% al 90% de los “nervios”. Se recomienda tomar una l_t mayor, más cuando el momento es alternativo.

i : número de nervios

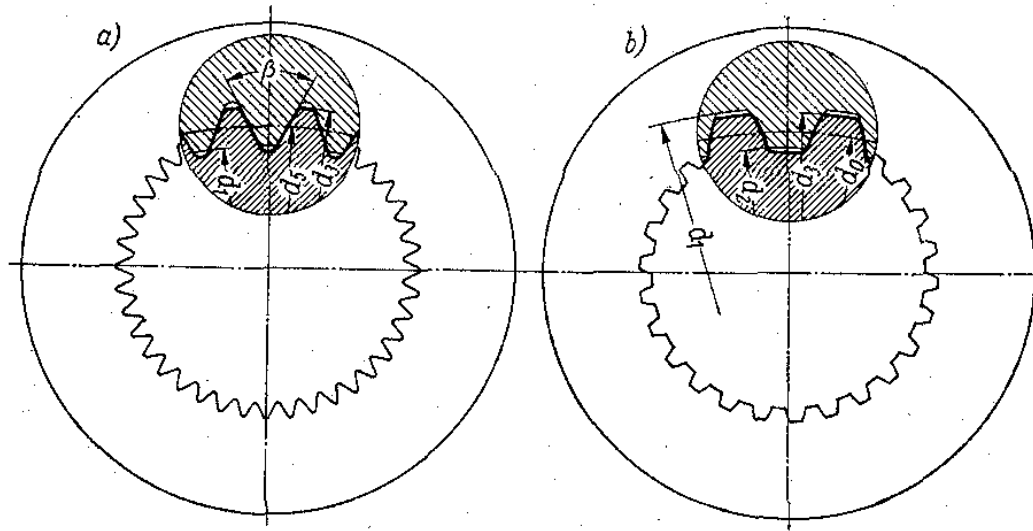


1. *Centrado interior* (fig. a), que es el de mayor precisión.

Se utiliza exclusivamente para máquinas herramientas.

2. *Centrado de flancos* (fig. b), con juego entre el diámetro del agujero y el del eje. Es más difícil de obtener que el centrado interior. La precisión del contacto entre los flancos lo hace especialmente apropiado para cargas de choque y alternativas.

1. *Centrado interior* (fig. a), que es el de mayor precisión. Se utiliza exclusivamente para máquinas herramientas.
2. *Centrado de flancos* (fig. b), con juego entre el diámetro del agujero y el del eje. Es más difícil de obtener que el centrado interior. La precisión del contacto entre los flancos lo hace especialmente apropiado para cargas de choque y alternativas.

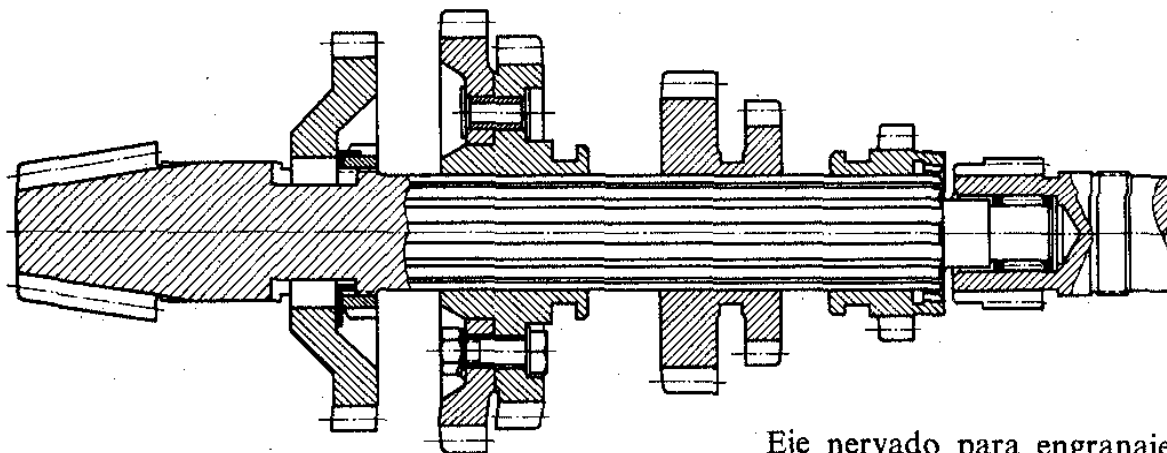


Las uniones por árboles dentados pueden considerarse una variante de los árboles nervados.

Los numerosos dientes pueden transmitir esfuerzos muy grandes e intermitentes.

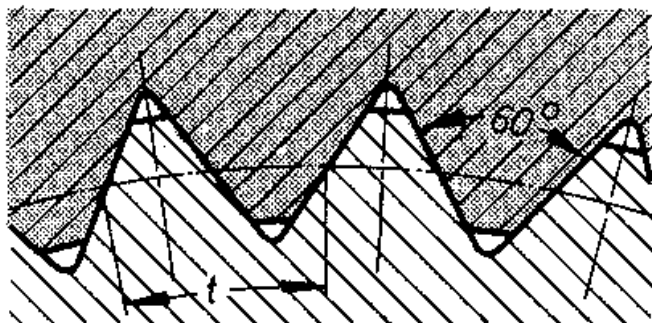
Presentan también la ventaja de que puede variarse la posición del cubo diente a diente, por ejemplo, para efectuar regulaciones de palancas.

Generalmente se realiza el *centrado de flancos*; pero, en el caso de los perfiles de evolvente, es posible efectuar también el centrado interior y exterior.



Eje nervado para engranaje.

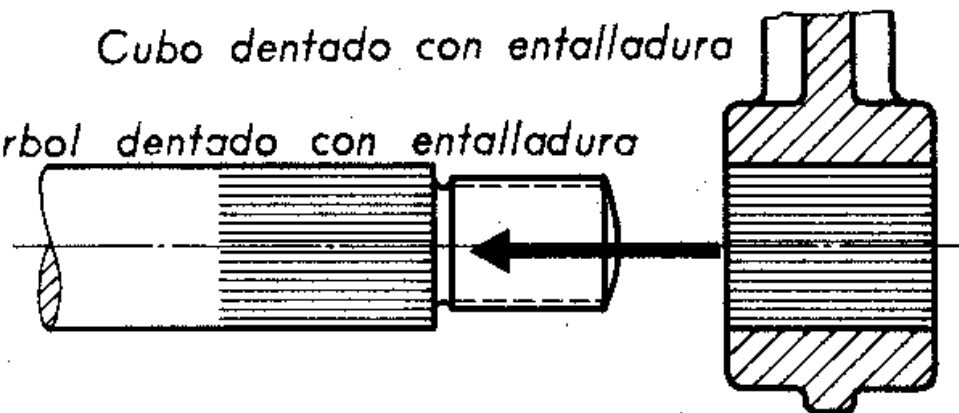
Perfil del cubo dentado

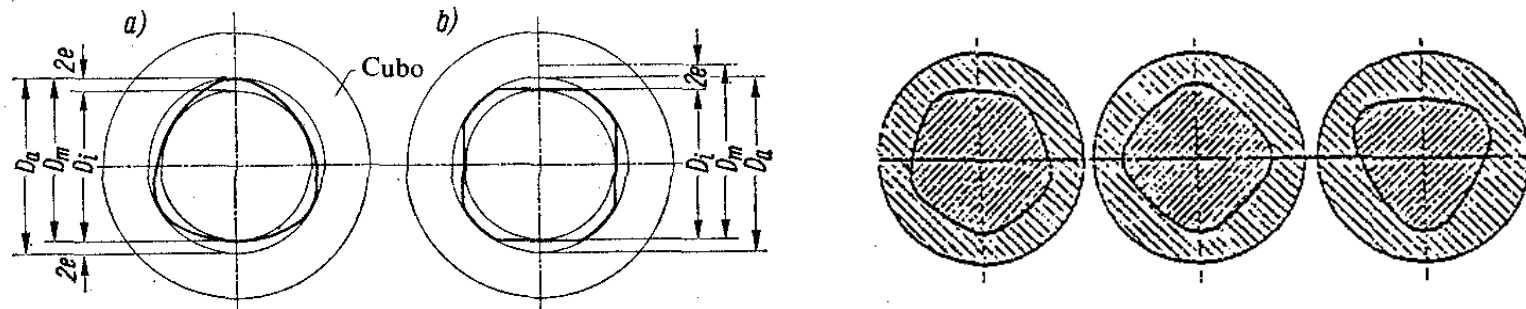


Perfil del árbol dentado

Cubo dentado con entalladura

Árbol dentado con entalladura





Mientras que en las uniones por árboles nervados y dentados, el arrastre se realiza a través de resaltes que equivalen a chavetas múltiples (nervios, dientes), en las uniones por perfiles poligonales la transmisión del momento torsor se consigue de manera continua mediante árboles de sección poligonal, simétricos, con la ventaja que no se presentan efectos de entalladura.

Al actuar el momento de giro, presionan entre sí el eje y el orificio del cubo.

$$\text{presión superficial máxima } p \approx \frac{F_u}{(k \cdot e \cdot \pi + 0,1 D_m) l_t}$$

- p en N/mm^2 : presión superficial máxima;
 F_u en N: fuerza tangencial en el eje $= T/r_m$, siendo T el momento de giro a transmitir y $r_m = D_m/2$, el radio del eje;
 k coeficiente del perfil = 1,5 para el perfil P3 y 2 para el perfil PC 4;
 e en mm: excentricidad del perfil, según tabla 45;
 D_m en mm: diámetro medio del perfil, según tabla 45;
 l_t en mm: longitud portante del perfil.

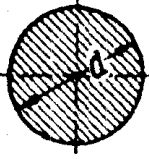
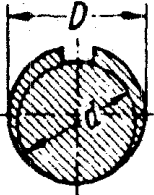
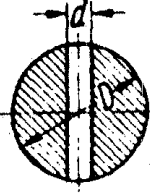
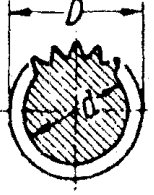
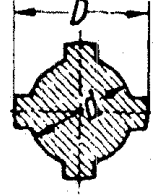
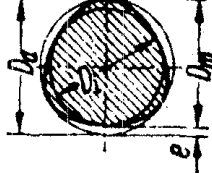
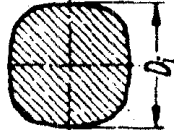
Como valor aproximado para la *presión superficial admisible*, puede tomarse $p_{\text{adm}} \approx 0,8 \sigma_s$ cuando los cubos son de acero y $\approx 0,8 \sigma_B$ cuando son de fundición gris. Para el cálculo de la sección transversal del eje a pandeo y torsión, véase 4.3.2 y 4.3.3.

Fuente: Extractado del libro Elementos de Máquinas de Karl Decker

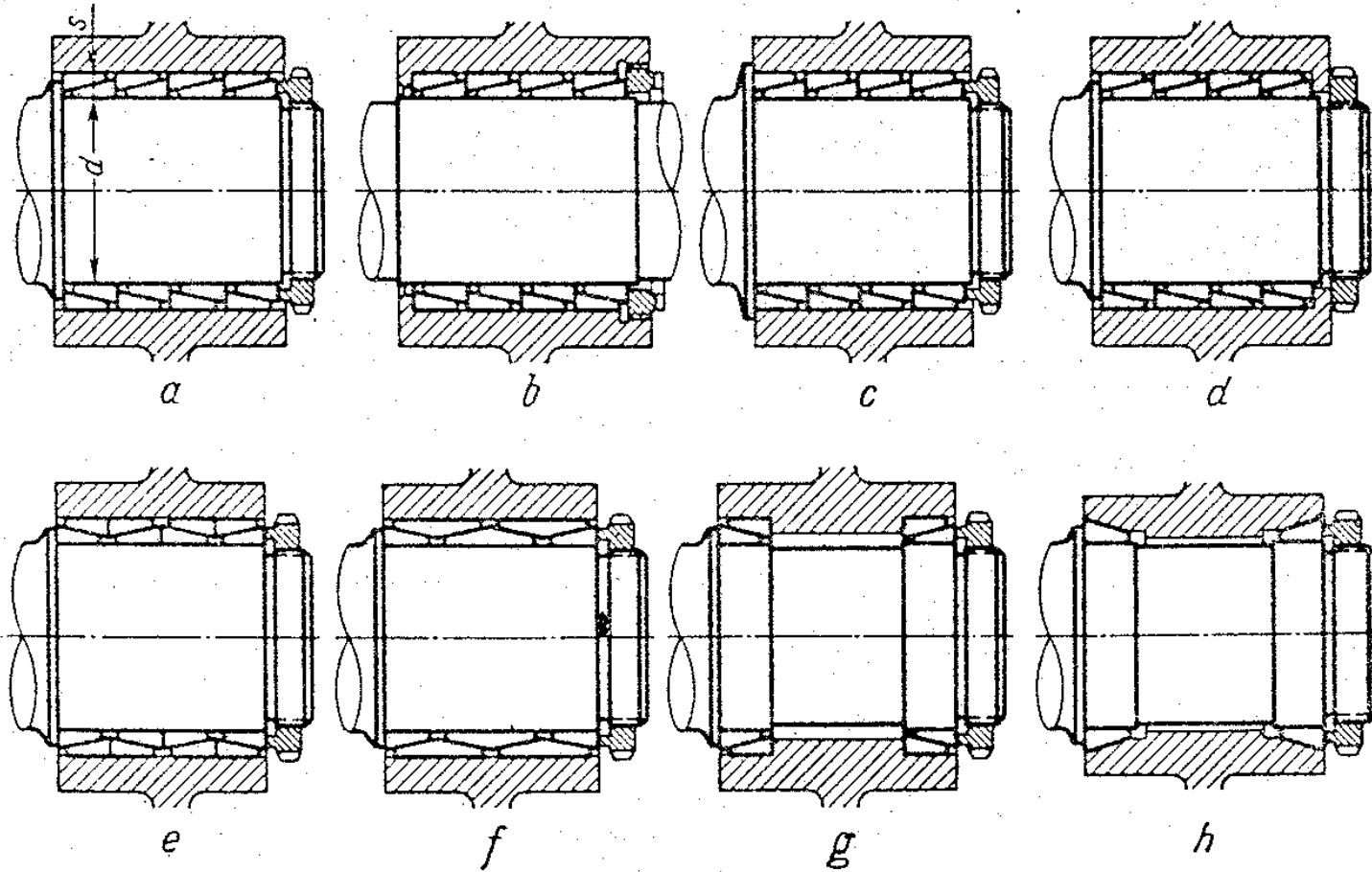
Las uniones prismáticas de forma son difíciles de fabricar (tanto para el mecanizado del árbol, como para el mecanizado del agujero que se realiza por mortajadora o por brochado cuando la cantidad lo justifica), y de asegurar el contacto pleno de árbol y agujero.

Por otro lado centran el cubo respecto del árbol (aplicación: poleas variadoras)

Momentos de resistencia W_b y W_t contra flexión y torsión, así como momentos de inercia I_b y I_t en distintas secciones de ejes

							
	Ejes lisos	Eje ranurado	Eje con orificio transversal	Eje dentado	Eje nervado	Eje poligonal P3	Eje poligonal PC4
W_t	$\approx 0,1d^3$	$\approx 0,1D^3$	$\approx \frac{D^3}{10} - \frac{dD^3}{6}$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,1 \frac{D_m^4}{D_i}$	$\approx 0,15 D_i^3$
W_b	$\approx 0,2d^3$	$\approx 0,2d^3$	$\approx 2W_b$	$\approx 0,2 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,2 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,2 D_i^3$	$\approx 0,2 D_i^3$
I_b	$\approx 0,05d^4$	$\approx 0,05D^4$	$\approx \frac{D^4}{20} - \frac{dD^4}{12}$	$\approx 0,05 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,05 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,05 D_m^4 - 1,2 D_m^2 e^2$	$\approx 0,075 D_i^4$
I_t	$\approx 0,1d^4$	$\approx 0,1d^4$	$\approx 2I_b$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,1 D_m^4 - 2,4 D_m^2 e^2$	$\approx 0,14 D_i^4$

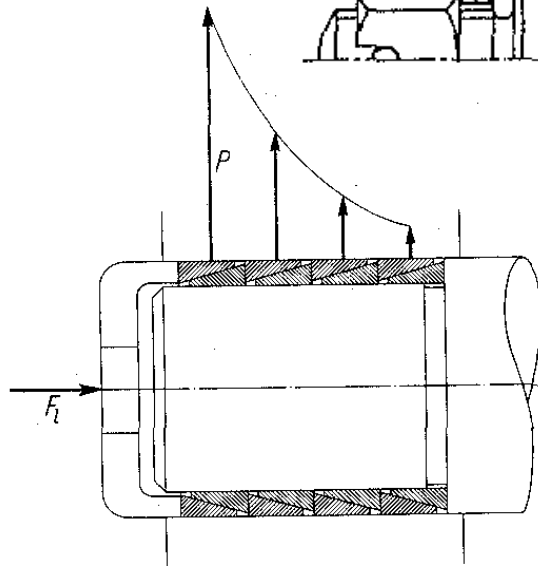
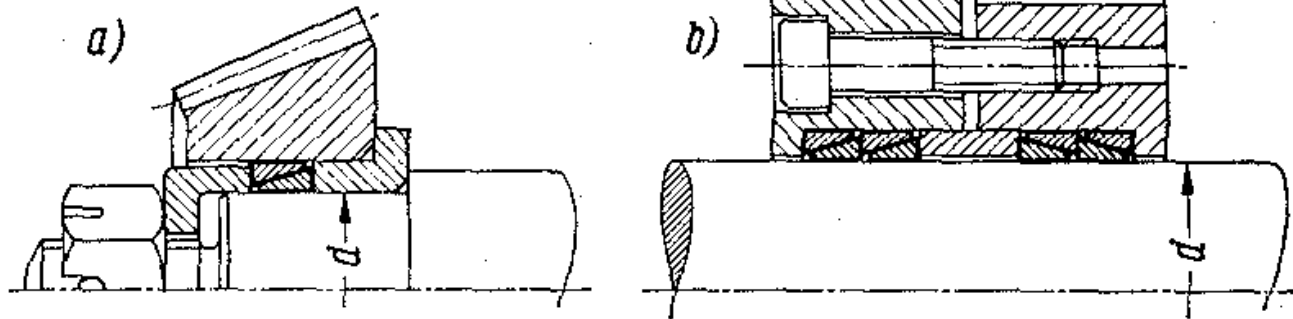
Extractado de: Elementos de Máquinas de Karl Decker



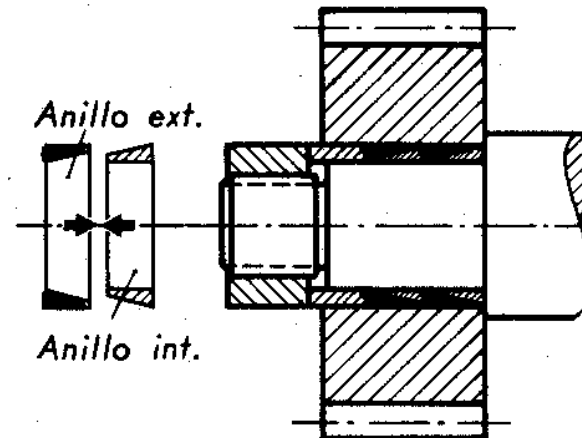
Transmiten el momento torsor por rozamiento.

Los discos al ser apretados y tener superficies cónicas encontradas, se deforman elásticamente, los exteriores se expanden y los interiores se contraen, generando interferencia por apriete.

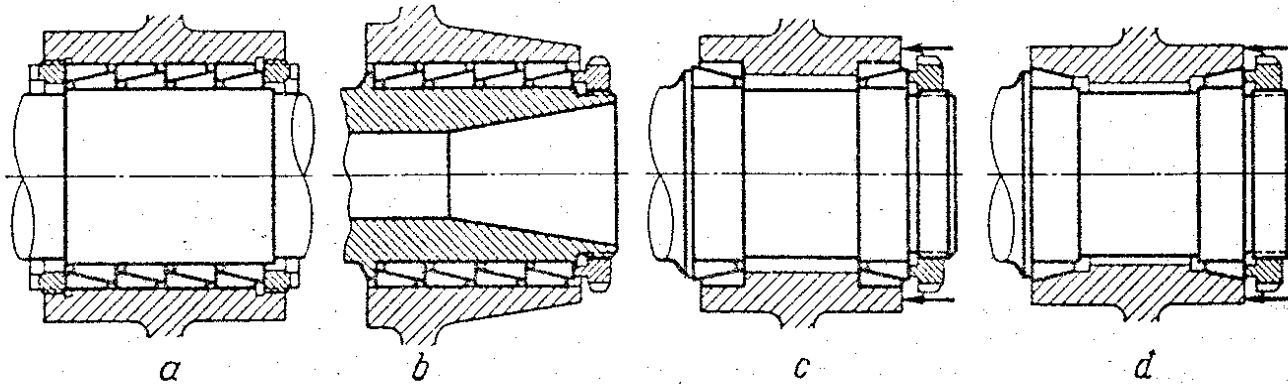
Uniones por elementos tensores:



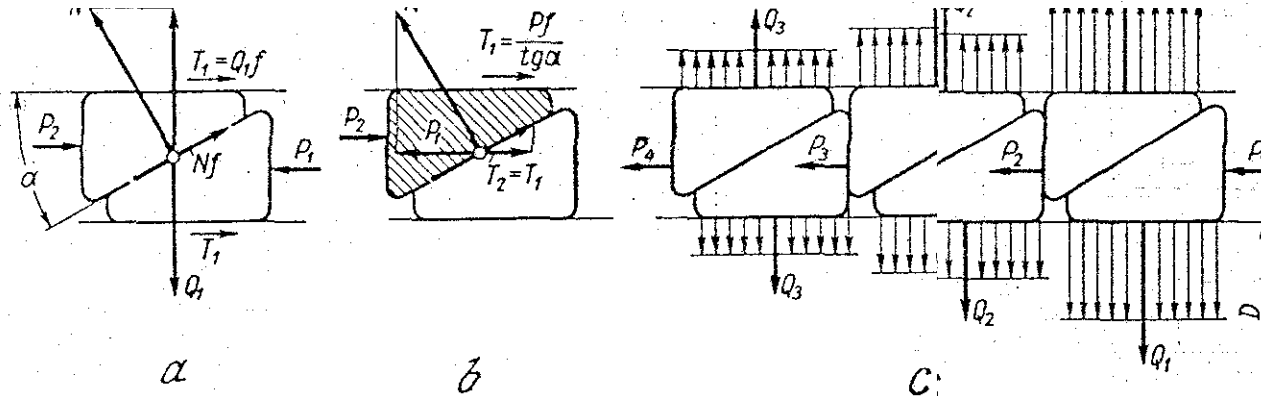
Distribución de presiones sobre elementos situados en serie.



Unión de tensión con elementos anulares de sujeción

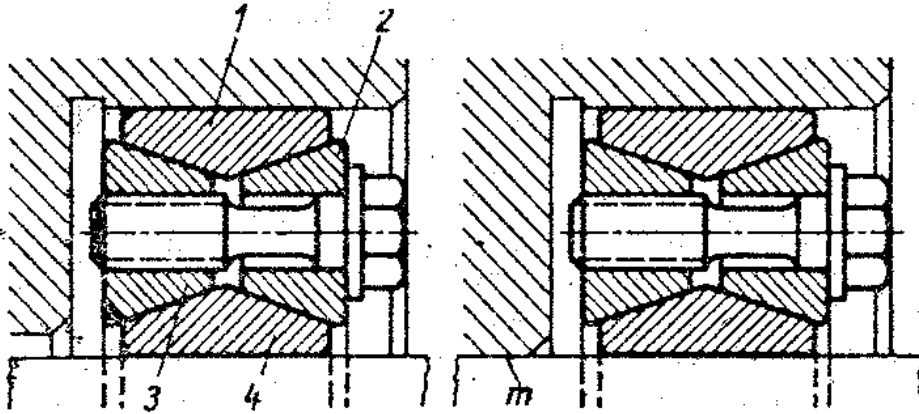


. Aumento de la uniformidad del reparto de la carga por los anillos



Reparto de las fuerzas entre los anillos

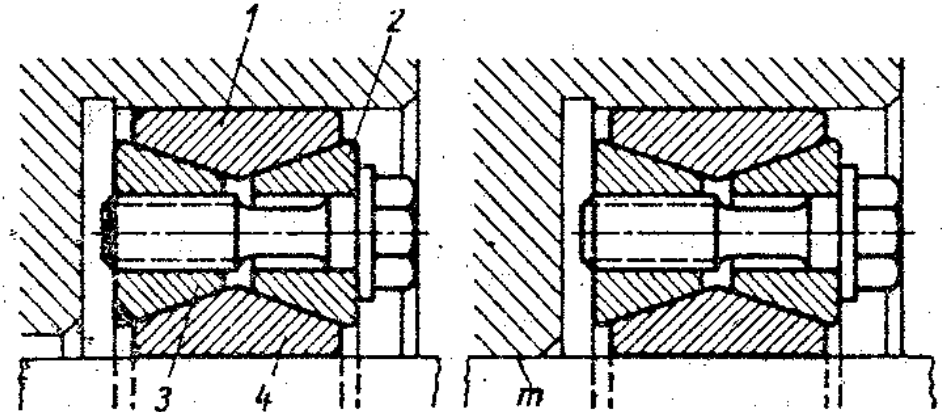
Para profundizar el tema ver: Ingeniería de Diseño - Orlov - Tomo II - Pag 369



Discos de contracción
bicónicos

En los conjuntos de grandes dimensiones, de los lados del cubo se colocan anillos bicónicos exteriores (1) e interiores (3). Al apretar los tornillos, los discos intermedios (2) y (4) (ver figura) provocan la expansión del disco externo que se ajusta al cubo y la contracción del disco interno que se ajusta al árbol.

Mediante esta
vinculación es posible
transmitir por
rozamiento importantes
momentos torsores.



El defecto de esta unión reside en la cantidad de superficies a centrar.

Marcas comerciales: Ringfeder - Ringspang – Tekmatic -
Bloquear

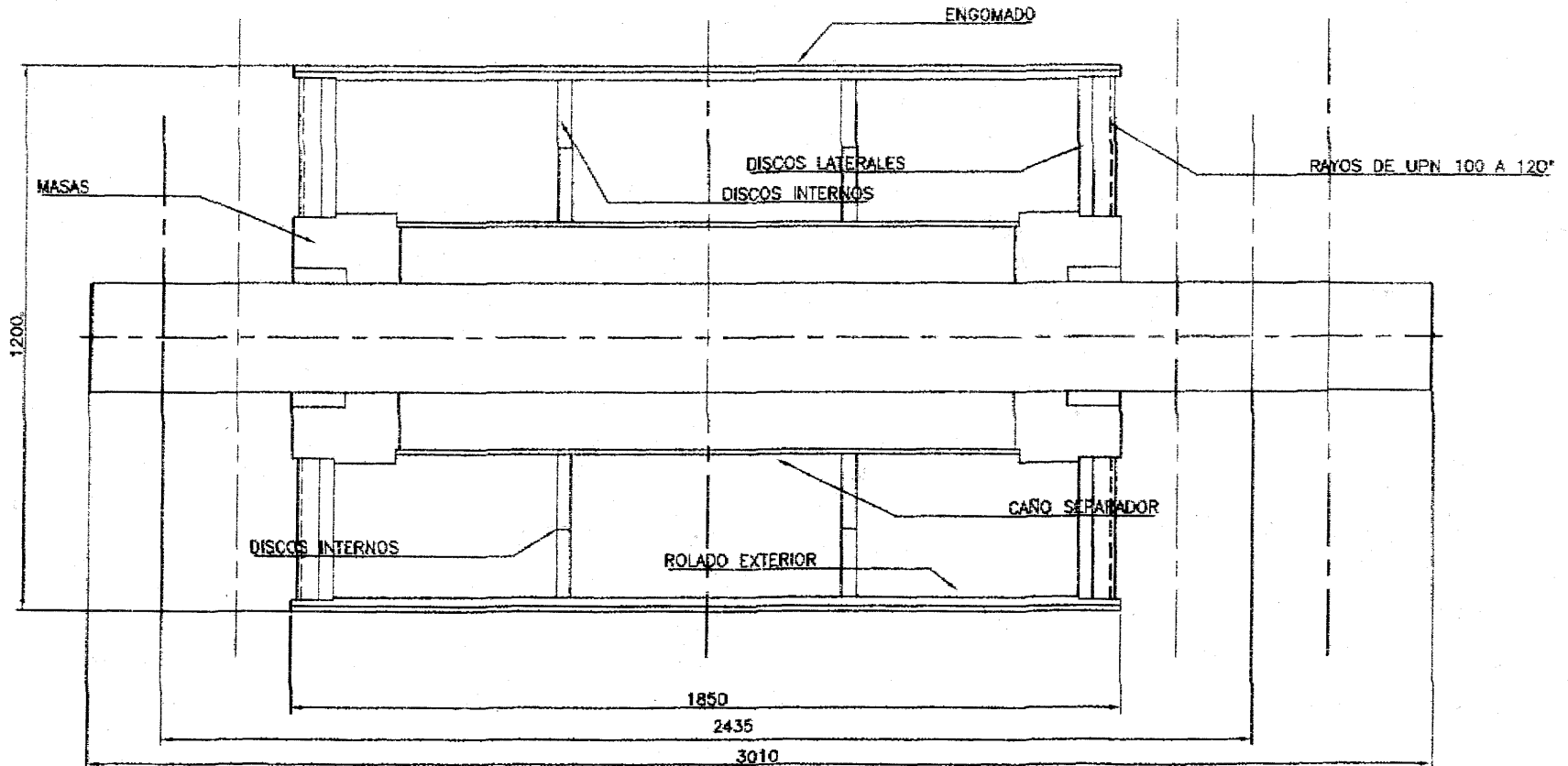
Las superficies de trabajo de los anillos se rectifican, observado una concentricidad rigurosa de las superficies exterior e interior (no coaxialidad $< 0,01\text{--}0,02$ mm) que es una de las condiciones principales del trabajo correcto de la unión.

La dureza de las superficies de trabajo de los árboles y de los cubos no es inferior a HRC 35-40 (temple con el subsiguiente revenido alta temperatura).

La finura de acabado de las superficies de trabajo de los árboles y la de los cubos debe ser muy buena (rectificado).

Es recomendado someter los árboles a bonificado (temple con revenido a máxima temperatura: 650/700°C) con posterior temple superficial con calentamiento por inducción (HRC 50-55).

La unión debe revisarse y ajustarse semestralmente.



Tambor de elevador de cangilones con motor aplicado de 400 HP