

15

UNIONES ATORNILLADAS

1. INTRODUCCIÓN

Los tornillos son, de lejos, los elementos mecánicos más comunes. Se seleccionan en base a su resistencia mecánica, resistencia a corrosión, respuesta ante vibraciones, facilidad de montaje, etcétera.

Los tornillos tienen dos aplicaciones principales. Por un lado, unir de forma no permanente dos o varios elementos, en lo que se denomina unión atornillada (Figura 1a). Por otro lado, transformar el movimiento de giro en movimiento lineal; en este caso se trata de un tornillo de transmisión de potencia (Figura 1b). En este Tema se tratan de las uniones atornilladas.



a)



b)

Figura 1. Aplicaciones de tornillos: a) unión atornillada b) tornillo de transmisión de potencia.

Los tornillos están normalizados. En la Figura 2 se muestra el perfil básico de rosca M de la norma ISO. En cuanto a la terminología, el paso es la distancia axial que avanza la hélice de la rosca al dar una vuelta completa alrededor del tornillo. El diámetro mayor y menor son, respectivamente, el diámetro más grande y más pequeño de la rosca del tornillo. Las roscas métricas (norma ISO) se especifican mediante el diámetro y el paso (en mm), por ejemplo M12x1.75. La norma define distintos tipos de paso: la serie de paso grueso es la más común, se usa en aplicaciones ordinarias; la serie de paso fino se usan en aplicaciones bajo vibraciones (automóviles, aviones) porque se aflojan menos; por último, existe una serie de paso extra-fino que se usa en aplicaciones bajo fuertes vibraciones e impactos, o para instrumentación. La Tabla 1 indica el valor del área resistente A_t para cada métrica y cada tipo de paso; esta área se calcula a partir de un diámetro “medio” de la parte roscada del tornillo.

Las uniones atornilladas son muy empleadas en estructuras, donde existen normas específicas para su cálculo. Lo que se presenta en este Tema es un método de cálculo generalista para uniones en elementos de máquinas.

Para empezar, se va a explicar el concepto y la razón de ser de la precarga en estas uniones, tras lo cual se va a estudiar su comportamiento ante cargas axiales y cortantes. Finalmente, se describe cómo se introduce la precarga en los tornillos de una unión.

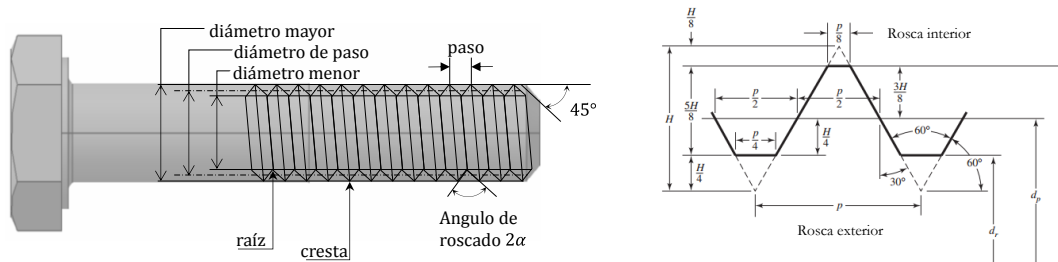


Figura 2. Normalización de los tornillos.

DIAM. NOMINAL (d, en mm)	SERIES DE PASO GRUESO		SERIES DE PASO FINO	
	Paso (p, en mm)	área resistente (A_t , en mm ²)	Paso (p, en mm)	área resistente (A_t , en mm ²)
1.6	0.35	1.27		
2	0.40	2.07		
2.5	0.45	3.39		
3	0.5	5.03		
3.5	0.6	6.78		
4	0.7	8.78		
5	0.8	14.2		
6	1	20.1		
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
14	2	115	1.5	125
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	2	915
42	4.5	1120	2	1260
48	5	1470	2	1670
56	5.5	2030	2	2300
64	6	2680	2	3030
72	6	3460	2	3860
80	6	4340	1.5	4850
90	6	5590	2	6100
100	6	6990	2	7560
110			2	9180

Tabla 1. Valores de áreas resistentes A_t para tornillos de rosca métrica (diámetros y pasos en mm, áreas en mm²).

2. LA PRECARGA EN UNIONES ATORNILLADAS

Al girar la tuerca respecto al tornillo (o viceversa) durante el proceso de apriete, el tornillo se tracciona y los elementos se unen por compresión. En este estado, se dice que la unión está precargada. Para analizar el proceso de precarga, supóngase que ni el tornillo ni la tuerca tienen rosca. A partir de la situación inicial (Figura 3a), se “desliza” la tuerca a través del vástago del tornillo comprimiendo así los elementos unidos (Figura 3b); en este instante se une la tuerca al tornillo (como si se aplicara una soldadura), y el sistema se deja libre hasta que llega a la situación de equilibrio de la Figura 3c. En este estado de equilibrio, el tornillo presenta una deformación de tracción δ_t con respecto a su posición de reposo inicial $0t$ (Figura 3b) y los elementos tienen una deformación de compresión δ_e con respecto a su posición de reposo inicial $0e$ (Figura 3a). Como consecuencia, el tornillo y los elementos desarrollan la misma carga $F_t = F_e = F_p$, siendo F_p la denominada precarga, de manera que la tuerca está en equilibrio estático (el tornillo la empuja hacia abajo y los elementos la empujan hacia arriba):

$$F_p = F_e = F_t = K_e \cdot \delta_e = K_t \cdot \delta_t \quad (1)$$

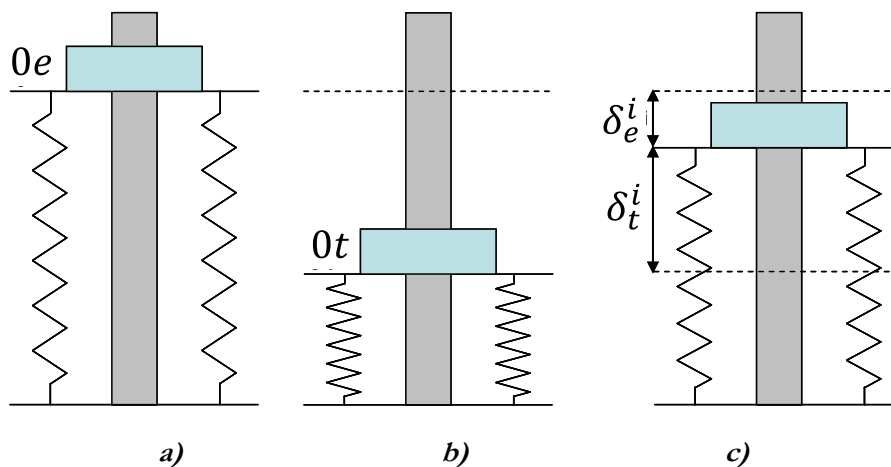


Figura 3. Análisis del proceso de precarga de un tornillo.

Donde K_t y K_e son respectivamente la rigidez del tornillo y los elementos. Este proceso de precarga se suele representar en el denominado “diagrama de la unión” de la Figura 4, con el eje vertical indicando la fuerza y el horizontal la deformación. En este diagrama se puede representar mediante rectas las rigideces K_t y K_e , de manera que se ilustra gráficamente la ecuación de equilibrio de la precarga.

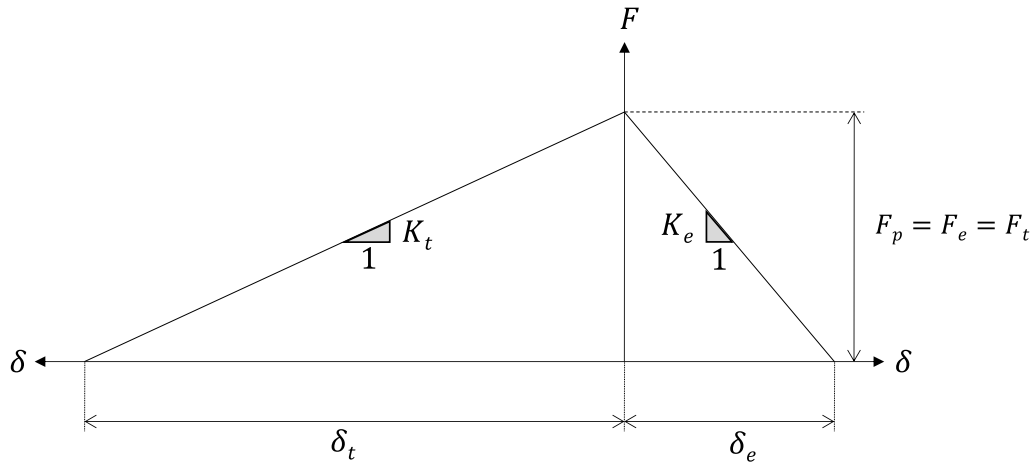


Figura 4. Diagrama de la unión de la unión precargada.

3. RESPUESTA DE LA UNIÓN ANTE CARGAS EXTERNAS

3.1 CARGA AXIAL

A la unión precargada de la Figura 3 se le aplica una carga axial externa P (Figura 5a), dando lugar a una deformación $\Delta\delta$ (Figura 5b). Las nuevas cargas en el tornillo y los elementos pasan a ser:

$$F_e = F_p - K_e \cdot \Delta\delta \tag{2a}$$

$$F_t = F_p + K_t \cdot \Delta\delta \tag{2b}$$

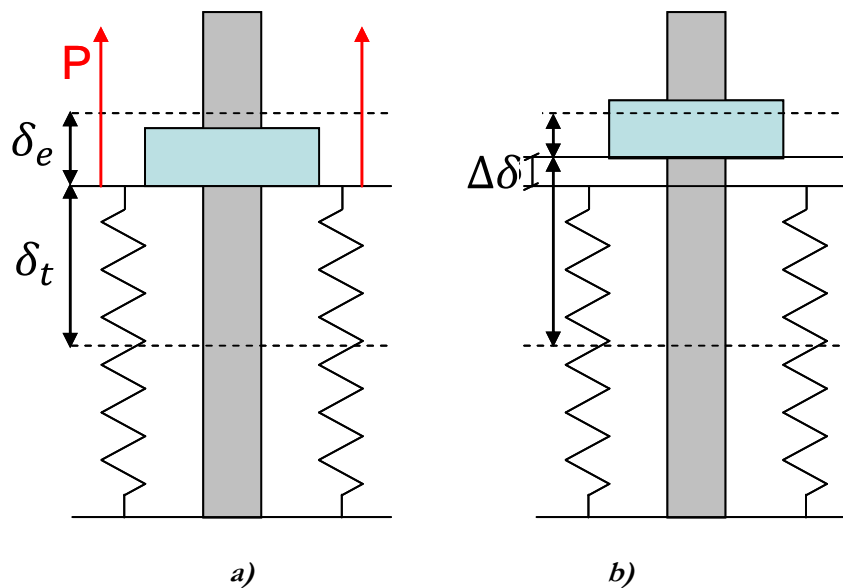


Figura 5. Análisis de la introducción de una carga axial externa en el tornillo precargado.

Es decir, la carga de tracción del tornillo aumenta en $K_t \cdot \Delta\delta$ y la carga de compresión de los

elementos unidos disminuye en $K_e \cdot \Delta\delta$. Se cumple además que la carga externa es igual a la suma de las variaciones de carga en tornillo y elementos unidos:

$$P = (K_e + K_t) \cdot \Delta\delta \quad (3)$$

En este punto se define la “constante de rigidez de la unión” C:

$$C = \frac{K_t}{K_e + K_t} \quad (4)$$

Sustituyendo la ecuación (4) en las expresiones (2):

$$F_e = F_p - (1 - C) \cdot P \quad (5a)$$

$$F_t = F_p + C \cdot P \quad (5b)$$

De estas expresiones se deduce que el tornillo sólo se lleva un “porcentaje C” de la carga axial externa P aplicada, mientras los elementos absorben el porcentaje restante “1-C”. En el diagrama de la unión de la Figura 6 se observa gráficamente este fenómeno.

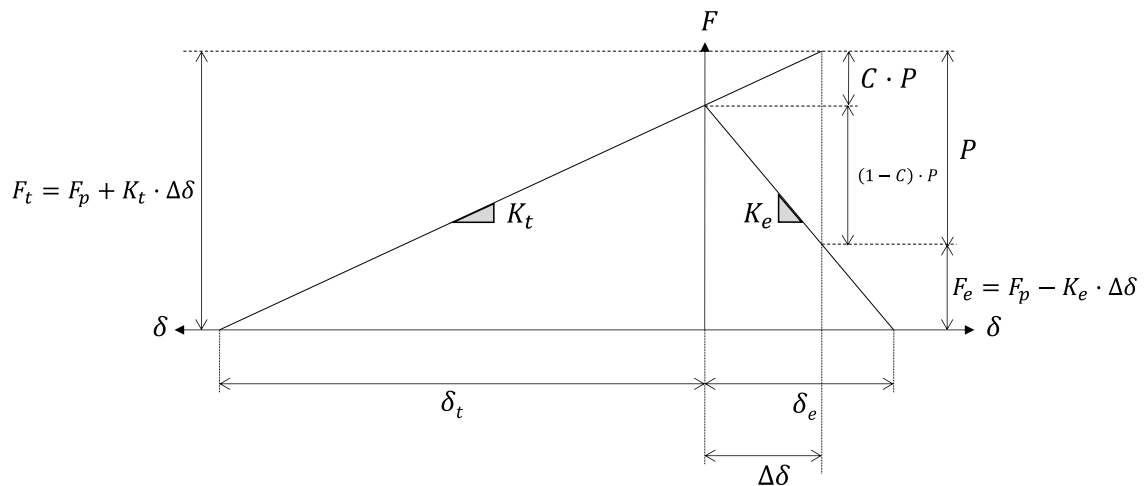


Figura 6. Diagrama de la unión de la unión precargada sometida a una carga axial externa P.

Evidentemente, las expresiones sólo son válidas mientras los elementos a unir no se separen, es decir mientras $F_e > 0$. Esto sucederá siempre y cuando se cumpla (ver Figura 7):

$$F_e = F_p - (1 - C) \cdot P > 0 \rightarrow P < \frac{F_p}{(1-C)} \quad (6)$$

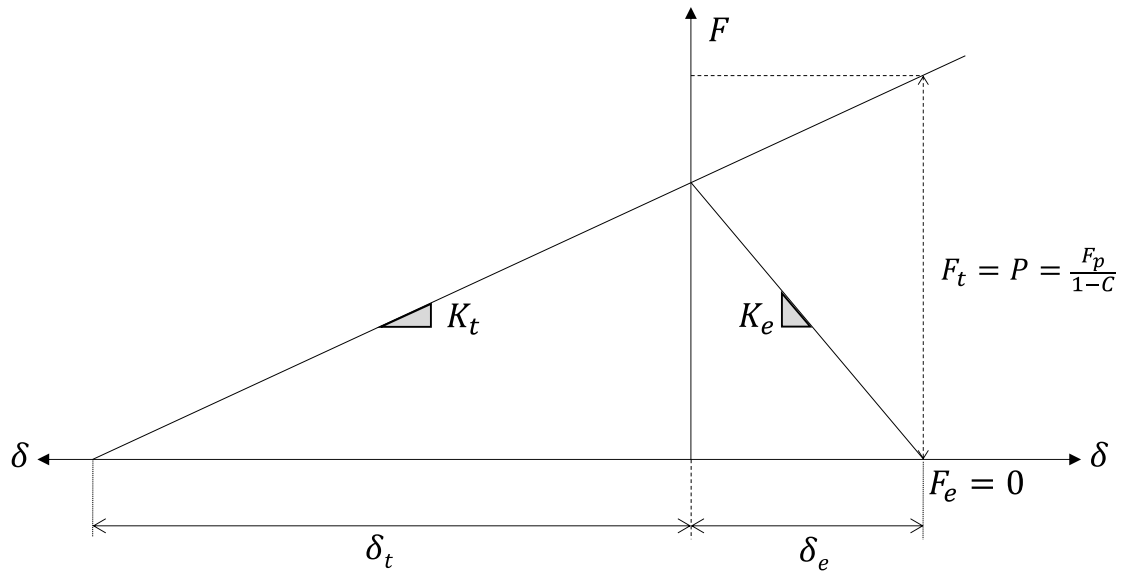


Figura 7. Diagrama de la unión de la unión precargada sometida a una carga axial externa
P: punto en el que los elementos se descargan ($F_e=0$).

A partir de ese punto, los elementos estarán totalmente descargados y el tornillo absorberá toda la carga axial externa, es decir $F_e=0$ y $F_t=P$.

En cualquier caso, se considera que el tornillo falla bajo carga estática cuando su tensión normal F_t/A_t alcanza un valor denominado “tensión de prueba”, indicado en la Tabla 2 en función del grado del tornillo. Esta tensión, algo inferior a la tensión de fluencia, corresponde al valor a partir del cual el tornillo entra en régimen plástico (se recuerda que la tensión de fluencia el tornillo corresponde a una deformación permanente del 0,2%). En el tornillo existen zonas de concentración de tensiones en la unión cabeza-vástago y en las roscas (ver Figura 8), pero no se tienen en cuenta aquí al tratarse del cálculo a fallo estático de un material dúctil.

CLASE	RANGO DE DIÁMETROS	TENSIÓN DE PRUEBA (MPa)	TENSIÓN DE FLUENCIA (MPa)	TENSIÓN DE ROTURA (MPa)
4.6	M5-M36	225	240	400
4.8	M1.6-M16	310	340	420
5.8	M5-M24	380	420	520
8.8	M3-M36	600	660	830
9.8	M1.6-M16	650	720	900
10.9	M5-M36	830	940	1040
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220

Tabla 2. Clases y resistencia de tornillos métricos.

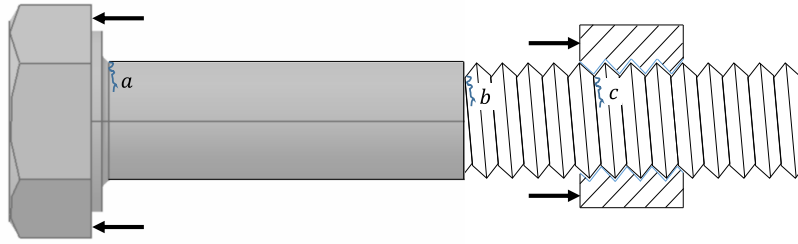


Figura 8. Zonas de concentración de tensiones en la unión cabeza-vástago y en las roscas.

Si la carga axial externa P es variable en el tiempo en lugar de constante, el análisis debe ser a fatiga. En este caso, el tornillo presentará una tensión con componente media y alterna: la precarga F_p crea una tensión media; la carga $C \cdot P$ que soporta el tornillo debido a la carga axial externa P crea una tensión media y/o alterna, dependiendo de la naturaleza de P . Por tanto la carga media y alterna en el tornillo, F_{tm} y F_{tr} , son:

$$F_{tm} = F_p + C \cdot P_m \quad (7a)$$

$$F_{tr} = C \cdot P_r \quad (7b)$$

Donde P_m y P_r son la componente media y alterna de la carga axial externa P . Como consecuencia, se consigue que el tornillo precargado tenga una mejor respuesta a fatiga en comparación a un tornillo no precargado. La Figura 9 ilustra, a modo de ejemplo, cómo un tornillo tiene una duración finita ($<10^6$ ciclos), mientras que el mismo tornillo precargado tiene vida infinita. El cálculo a fatiga se realiza con el método clásico explicado en Temas anteriores, tratándose en este caso de un estado tensional uniaxial. En cuanto a la concentración de tensiones, en este caso sí que afectan por medio del coeficiente K_f . La Tabla 3 proporciona valores orientativos para las zonas de unión cabeza-vástago (fillet) y las roscas (threads); se observa que las roscas laminadas (rolled threads) tienen mejor comportamiento a fatiga que las mecanizadas (cut threads).

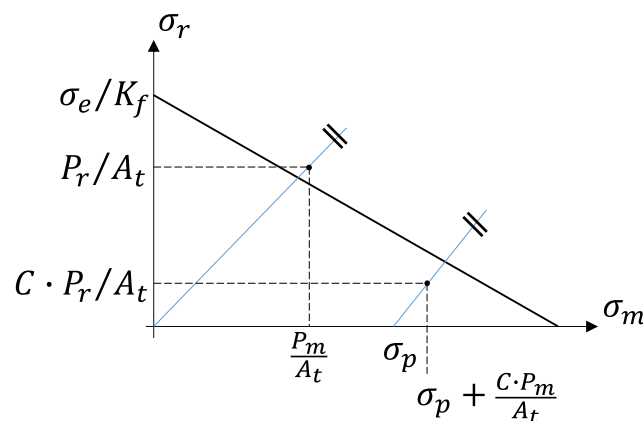


Figura 9. Recta de Soderberg con el estado tensional del tornillo sin precargar (vida finita) y precargado (vida infinita).

CLASE DEL TORNILLO	ROSCAS LAMINADAS	ROSCAS MECANIZADAS	RADIO DE ACUERDO
De 3.6 a 5.8	2,2	2,8	2,1
De 6.6 a 10.9	3,0	3,8	2,3

Tabla 3. Valores orientativos de K_f para las zonas de concentración de tensiones en el tornillo.

Pese a que las fórmulas presentadas en este apartado son relativamente sencillas, no debe olvidarse de que se trata de un cálculo simplificado.

- En primer lugar, es difícil calcular C porque no es fácil estimar el valor de K_c : pese a que se utilizan aproximaciones como la de asemejar los elementos comprimidos a conos o barriletes (ver Figura 10a), un valor fiable de K_c debe obtenerse por métodos más precisos como por ejemplo Elementos Finitos. Incluso la rigidez del tornillo K_t debe ser calculada con cuidado, teniendo en cuenta la longitud traccionada del tornillo y el área resistente efectiva.
- En segundo lugar, se ha supuesto que la carga axial externa está ejercida en la superficie de los elementos (ver Figura 5a), cuando en realidad no tiene por qué ser así, tal y como se indica en la Figura 10b.
- Por último, en función de la geometría de la unión (rigidez de los elementos y tornillo) se puede dar un efecto palanca no considerado en los cálculos descritos, incluso cuando la carga es concéntrica (ver Figura 10c); como consecuencia, el tornillo no sólo se lleva la carga axial, sino una carga adicional por este efecto palanca cuyo valor es muy difícil de obtener porque es muy difícil saber el punto respecto al cual pivota la unión (el comportamiento de la unión es no lineal).

Si la unión está sometida a un momento flector M como el de la Figura 11, éste se traduce en una fuerza axial para los tornillos. Siempre y cuando los elementos unidos sean lo suficientemente flexibles como para que la unión no se abra en ningún punto del contacto entre los elementos unidos, se acepta lo siguiente:

$$\frac{F_i}{d_i} = cte \quad (8a)$$

$$M = \sum (F_i \cdot d_i) \quad (8b)$$

Siendo d_i la distancia del tornillo i a la fibra neutra del momento flector, y F_i la fuerza axial que llega a cada tornillo. De acuerdo a lo explicado anteriormente, de esta fuerza F_i el tornillo i sólo absorberá una parte $C \cdot F_i$.

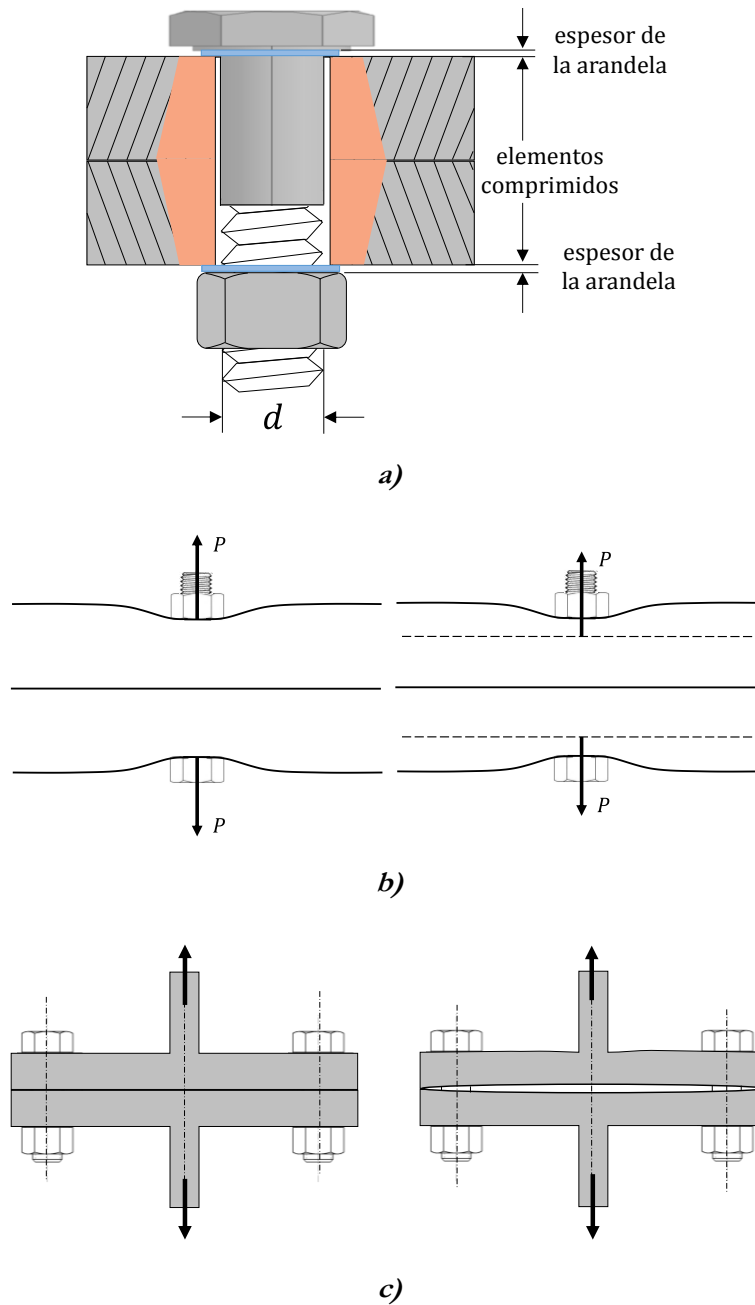


Figura 10. Principales simplificaciones en el procedimiento de cálculo descrito.

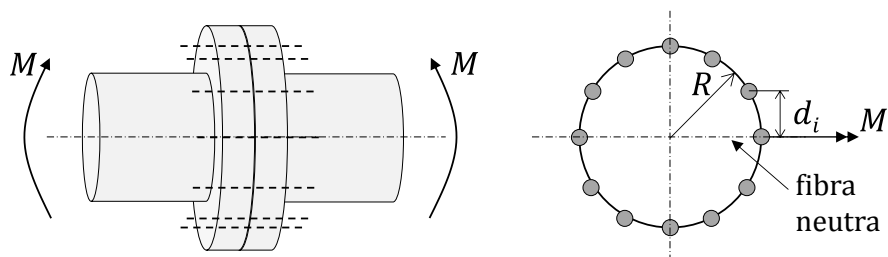


Figura 11. Unión atornillada sometida a momento flector M .

3.2 CARGA CORTANTE

Cuando una unión atornillada está sometida a carga externa cortante como la de la Figura 12, en función de su respuesta la unión se puede clasificar en dos tipos (aunque normalmente la respuesta sea una combinación): “friction type” y “bearing type”.

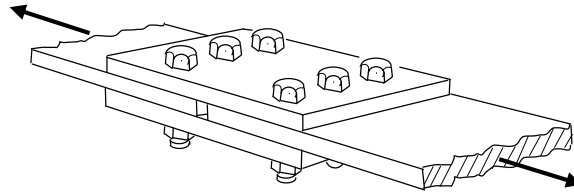


Figura 12. Unión atornillada sometida a carga cortante.

En las uniones friction type, la fuerza cortante aplicada P no supera la fuerza de fricción $\mu \cdot F_p$ entre los elementos generada por la precarga F_p , es decir:

$$P < \mu \cdot F_p \cdot N \cdot m \quad (9)$$

En la expresión, N es el número de tornillos que trabajan en la unión, y m es el número de caras de rozamiento; por ejemplo en la unión de la Figura 12, $N=3$ y $m=2$. En este tipo de uniones, la fuerza de rozamiento impide que los elementos unidos deslicen entre sí (ver Figura 13); así se consigue que los tornillos no se vean afectados por la carga cortante externa P y la unión trabaje como un único bloque sólido a través del cual se transmiten las fuerzas, tal y como se ilustra en la Figura 14.

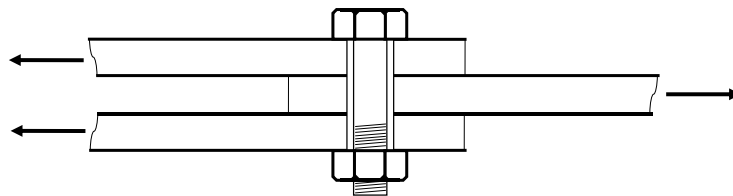


Figura 13. Respuesta de una unión friction type.

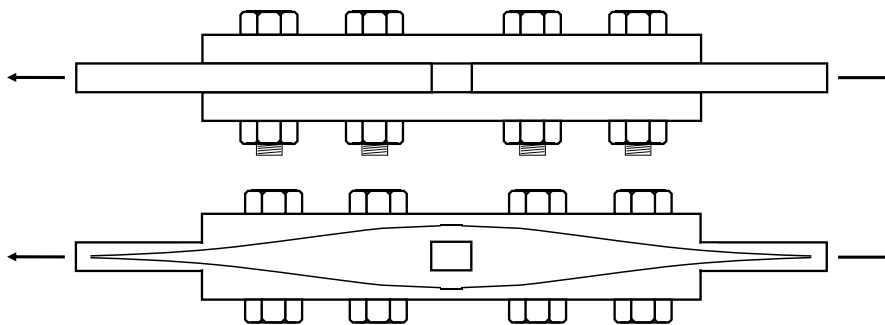


Figura 14. Líneas de transmisión de esfuerzos en una unión friction type.

En las uniones bearing type, la fuerza cortante aplicada P supera la fricción entre los

elementos generada por la precarga $\mu \cdot F_p$, es decir:

$$P > \mu \cdot F_p \cdot N \cdot m \quad (10)$$

En este tipo de uniones, la fuerza de rozamiento no impide que los elementos unidos deslicen entre sí (ver Figura 15); así los tornillos se ven cizallados por la carga cortante externa P , trabajando a cortante de forma que las fuerzas se transmiten a través de ellos, tal y como se ilustra en la Figura 16.

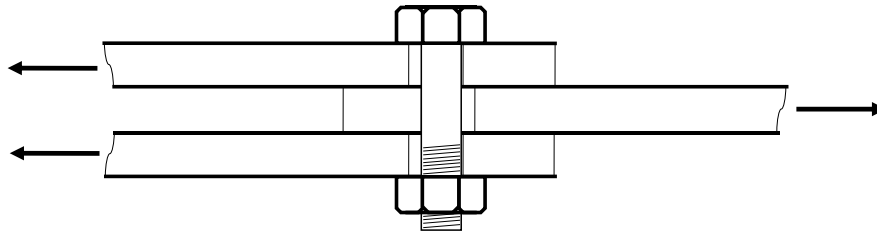


Figura 15. Respuesta de una unión bearing type.

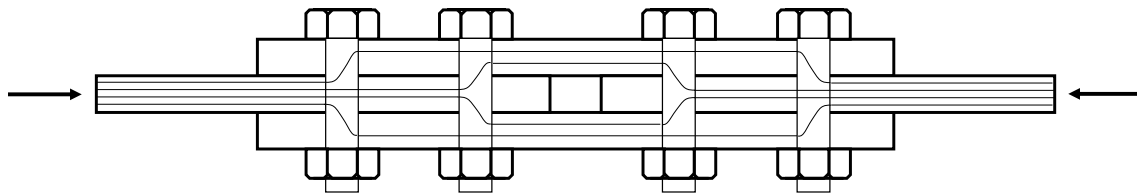


Figura 16. Líneas de transmisión de esfuerzos en una unión bearing type.

En cuanto a los posibles fallos de cada tipo de unión, las uniones friction type fallan por rotura de la sección bruta; esta sección se ilustra en la Figura 17. Las uniones bearing type pueden fallar de más formas (algunos de estos fallos están ilustrados en la Figura 18):

- Por aplastamiento y cortante del tornillo (el cálculo es similar al utilizado para las chavetas).
- Por aplastamiento de la chapa.
- Por rotura de la sección neta (ver Figura 17).
- Por arrancamiento del borde de la chapa.

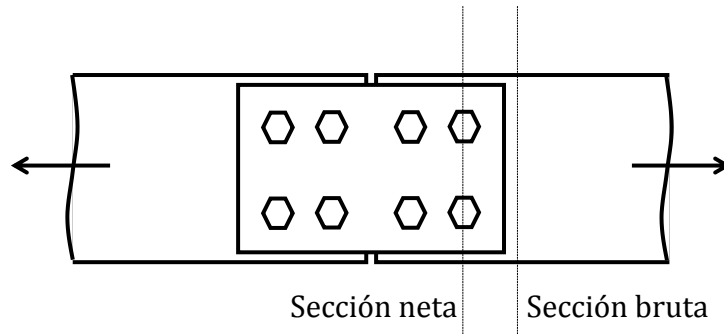
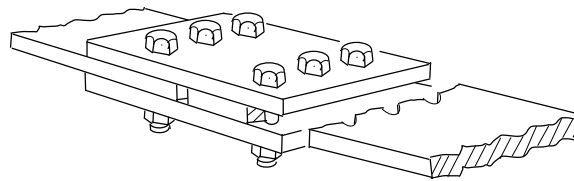
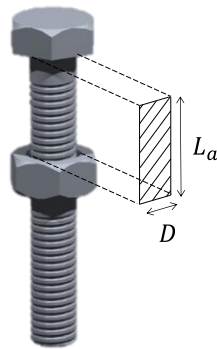


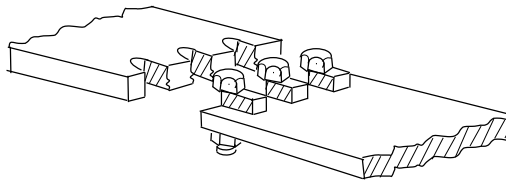
Figura 17. Sección neta y bruta de una unión a cortante.



a)



b)



c)

Figura 18. Algunos de los posibles fallos de una unión bearing type: a) rotura de la sección neta b) aplastamiento c) arrancamiento del borde.

Cuando la carga cortante P es de “torsión” como en la Figura 19, la carga que llega a cada tornillo es diferente.

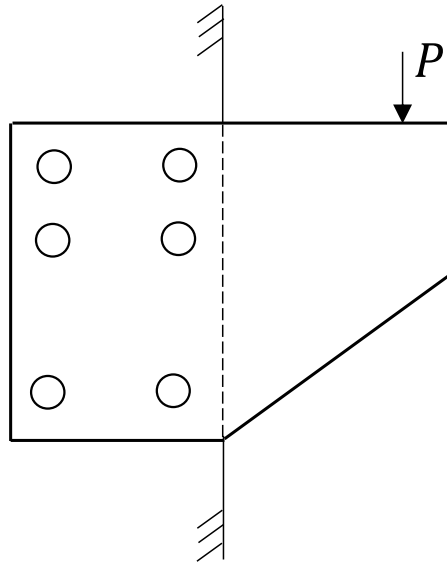


Figura 19. Unión atornillada con carga cortante externa “de torsión”.

En primer lugar se debe hallar el centro de gravedad del conjunto de los tornillos. A continuación se lleva la carga cortante a ese centro de gravedad, de manera que además de la carga (carga directa), se tiene un momento “torsor” (carga indirecta). La carga directa se reparte uniformemente entre los n tornillos de la unión, de manera que a cada tornillo i le llega la misma carga directa F_{dir} con la misma dirección que P :

$$F_{dir,i} = \frac{P}{n} \quad (11)$$

La carga indirecta se reparte según la distancia a la que esté cada tornillo del centro de gravedad. La carga F_{indir} que se lleva un tornillo cualquiera i es perpendicular a la línea que une el tornillo i con el centro de gravedad del conjunto de tornillos, y se calcula con:

$$\frac{F_{indir,i}}{d_i} = cte \quad (12a)$$

$$T = P \cdot d = \sum (F_{indir,i} \cdot d_i) \quad (12b)$$

La Figura 20 muestra la carga directa y la indirecta en cada tornillo. Así, la carga total F_i que llega a un tornillo i es la suma vectorial de ambas cargas:

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{dir,i} + \vec{F}_{indir,i} \quad (13)$$

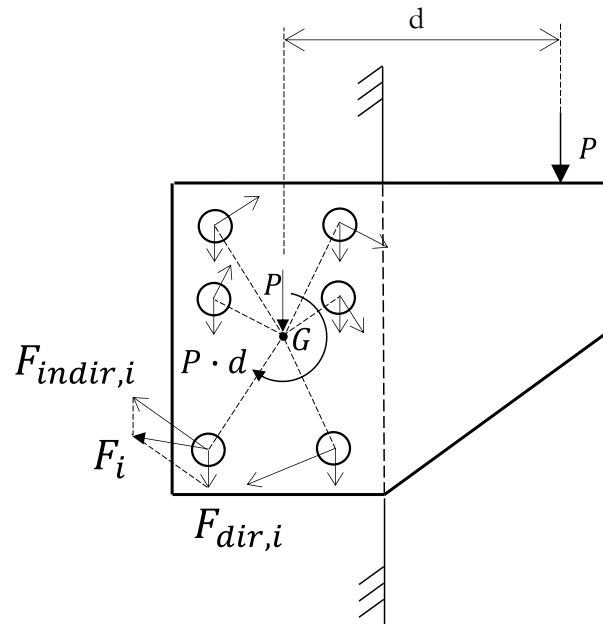


Figura 20. Reparto de cargas en la unión de la Figura 19.

En el caso del ejemplo, el tornillo más cargado es el de la derecha de la fila inferior, ya que la suma vectorial de las fuerzas es máxima. Si su carga total no supera a la fuerza de fricción $\mu \cdot F_p$, el comportamiento de la unión será friction type; de lo contrario, será bearing type. El procedimiento descrito es válido si todos los tornillos de la unión tienen la misma métrica, cosa que por otra parte es lo habitual.

4. INTRODUCCIÓN DE LA PRECARGA EN EL TORNILLO

Como se ha demostrado, la precarga mejora el comportamiento de la unión ante cargas externas. Habitualmente los tornillos se precargan apretándolos con una llave de torsión como la de la Figura 21.

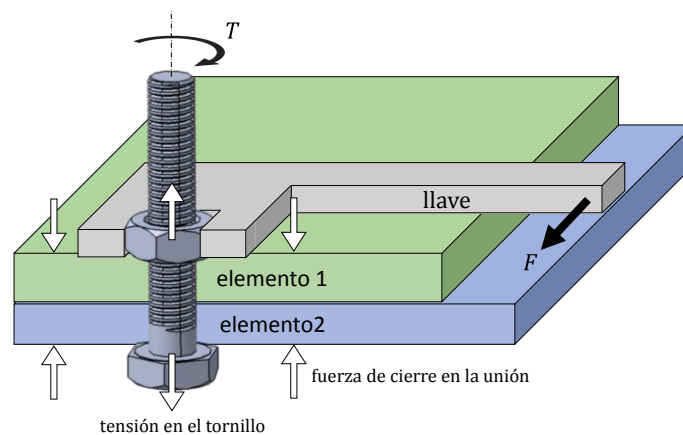


Figura 21. Llave de torsión.

El apriete consiste en aplicar un par torsor en la tuerca, que hace que se enrosque en el tornillo; a medida que la tuerca se enrosca, el tornillo se tracciona. El par de apriete se destina a vencer tres resistencias:

- En primer lugar, tracciona el tornillo.
- En segundo lugar, vence la fricción en el contacto entre las roscas del tornillo y la tuerca.
- Por último, vence la fricción en el contacto entre la cabeza de la tuerca y el elemento.

Se demuestra que la relación entre el par aplicado T y la precarga obtenida en el tornillo F_p es:

$$T = F_p \cdot tg\lambda \cdot \frac{d}{2} + F_p \cdot \frac{\mu}{\cos\alpha} \cdot \frac{d}{2} + \mu' \cdot F_p \cdot \frac{d_t}{2} \quad (14)$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre roscas, μ' es el coeficiente de fricción tuerca-elemento, λ es el ángulo de hélice de la rosca, α es el ángulo de inclinación del perfil de la rosca, d es la métrica del tornillo y d_t es el diámetro de la tuerca. El primer sumando es la resistencia por la tracción del tornillo; el segundo, la resistencia debida a la fricción entre roscas; el tercero, la resistencia por la fricción tuerca-elemento. Esta expresión se puede reescribir como:

$$T = K \cdot F_p \cdot d \quad (15)$$

Donde K es el denominado “factor de tuerca”, de valor:

$$K = 0.5 \cdot \frac{\mu + tg\lambda \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha - \mu \cdot tg\lambda} + 0.625 \cdot \mu' \quad (16)$$

Generalmente el valor del factor de tuerca K se obtiene experimentalmente. El valor típico de K que se puede encontrar en la literatura es de alrededor de 0,2, pero presenta una elevada dispersión debido a la dispersión propia del fenómeno de fricción, en el que influyen factores como el material, el acabado superficial, la lubricación, la velocidad de apriete de la tuerca, la tolerancia entre roscas, la presencia o no de arandelas, etcétera. También son causantes de la dispersión de K otros fenómenos como las imperfecciones geométricas en los elementos de la unión (no perpendicularidades, tolerancias en las roscas), las desalineaciones entre el tornillo y el agujero, la habilidad del operario... Se trata de factores cuya influencia es virtualmente imposible de prever, lo que se traduce en que K puede tomar valores muy diferentes, de manera que para un mismo par torsor T aplicado se

produce una elevada dispersión (típicamente $\pm 30\%$) en la precarga F_p resultante del tornillo.

Para reducir esta incertidumbre, existen otros métodos más precisos pero más complejos para precargar y/o conocer la precarga del tornillo. Por ejemplo, el valor de la precarga del tornillo (apretado con una llave de torsión), se puede medir con galgas extensométricas, medidores de ultrasonidos u otros sistemas similares. También existen dispositivos denominados tensionadores (

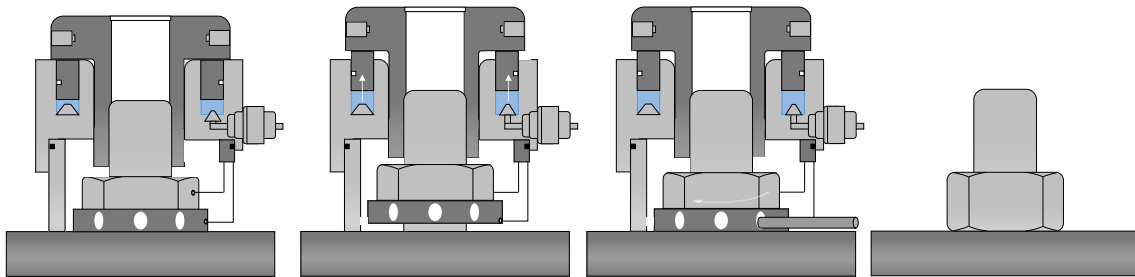


Figura 22) que, en lugar de introducir la precarga a través de un par torsor, directamente “agarran” el tornillo y lo traccionan, posibilitando así controlar directamente la precarga introducida. En la figura 22 se muestran los 4 pasos del tensionado del tornillo. De esta forma se elimina la incertidumbre debida a la fricción.

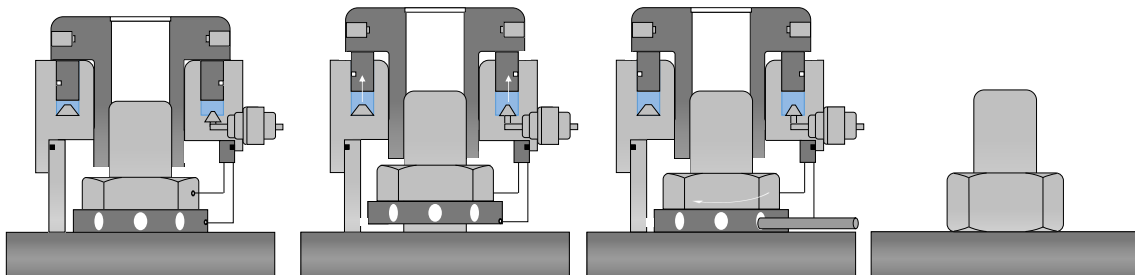


Figura 22. Dispositivos para precargar el tornillo.