

# Capítulo 3

## Presentación de las juntas T-bolt

Dado que la unión objeto de estudio en la presente tesis es relativamente desconocida, en comparación con otro tipo de uniones mecánicas utilizadas en el campo de los materiales compuestos, se dedica, a continuación, un capítulo a la descripción de las juntas T-bolt y de su principal aplicación: la unión pala-buje.

### 3.1 La unión pala-buje

Como ya se ha comentado en el capítulo de introducción, la aplicación principal de las juntas T-bolt es la unión entre la pala y el buje de aerogeneradores, por lo que, antes de empezar con la descripción de la junta propiamente dicha, se realiza, a continuación, un breve repaso de las características de esta unión.

#### 3.1.1 Condiciones de diseño

El rotor de un aerogenerador moderno consta típicamente de tres palas o álabes de perfil aerodinámico, fabricadas en material compuesto, normalmente vidrio-epoxy o vidrio-poliéster, unidas rígidamente a un buje de acero o fundición, que se encarga de transmitir el movimiento y el par al eje del generador. Para dar una idea del tipo de máquinas a la que nos referiremos, los aerogeneradores de mayor potencia que se comercializan actualmente son del orden de 2.5 MW, con diámetros de rotor de unos 80 m, una velocidad de rotación en torno a las 15 rpm y una masa que puede alcanzar los 9000 kg para cada pala.

Dentro de este esquema, resulta de vital importancia que la unión entre la pala y el buje se realice de forma satisfactoria, ya que de ello depende el correcto funcionamiento de la máquina y la propia integridad de los álabes.

El requisito fundamental que deberá cumplir toda junta es el de soportar las cargas que actúan sobre la pala y transmitir las de forma eficiente al buje, no obstante, el diseño de la unión pala-buje se ve igualmente influido por una larga lista de factores, entre los que cabe destacar:

**Ensamblaje:** Por razones obvias de transporte, el ensamblaje entre el buje y la pala debe realizarse *insitu*, lo que supone una importante limitación a la hora de elegir el método de unión, ya que supone un grave problema para todos aquellos métodos que requieran unas condiciones ambientales fuertemente controladas.

**Desmontaje:** Debe ser posible separar cada una de las palas, tanto para la reparación de las mismas como para su posible sustitución.

**Fiabilidad:** Dada la importancia del correcto funcionamiento de la unión, debe ser posible asegurar que cada uno de los elementos de la misma cumpla con las especificaciones de diseño dentro de un margen muy estrecho.

**Inspeccionabilidad:** Este punto está muy relacionado con el anterior, ya que el proceso de control de la calidad del producto se ve muy simplificado si éste es de fácil inspección.

**Seguridad:** Cuando hablamos de seguridad, nos referimos a la capacidad de una junta para cumplir los requisitos para los que ha sido diseñada con un mínimo mantenimiento. En el caso de la unión entre la pala y el buje esto es de vital importancia, ya que al ser un elemento en movimiento, tanto su inspección como su manipulación resultan muy dificultosas y obligan a parar la turbina.

**Durabilidad:** Los diseños actuales de turbina se homologan para vidas en servicio de 20 años, lo que supone del orden de  $10^9$  ciclos de carga.

**Economía:** Como en todo producto destinado a la explotación comercial, el coste resulta un factor determinante a la hora de valorar la idoneidad de un determinado diseño.

### 3.1.2 Condiciones de carga

Desde un punto de vista estructural, cada una de las palas puede considerarse como un viga en voladizo, donde la unión pala–bujes representa el empotramiento de la misma. Como en todo empotramiento, las distintas fuerzas que actúan sobre la viga se reducen a un momento flexor, un momento torsor, una fuerza cortante y una fuerza normal, si bien, como es habitual en el caso de elementos de gran esbeltez, la importancia de los esfuerzos producidos por los momentos flexores es mucho mayor que la del resto de sollicitaciones sumadas.

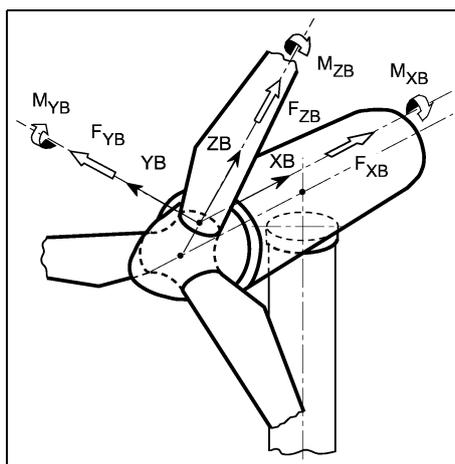


Figura 3.1: Sistemas de coordenadas

En la figura 3.1 se pueden apreciar las distintas fuerzas y momentos en las que se descomponen habitualmente las sollicitaciones que actúan sobre la raíz de la pala. Las dos componentes más importantes son: el momento  $M_{YB}$  correspondiente al momento flexor, provocado por las fuerzas

que actúan en la dirección del eje de la máquina (*flapwise*) y  $M_{XB}$  correspondiente al momento flexor, producido por las fuerzas que actúan en la dirección del movimiento de la pala (*edgewise*). El resto de momentos y fuerzas, aunque tienen menos importancia, son:  $M_{ZB}$  momento torsor,  $F_{XB}$  cortante en dirección *flapwise*,  $F_{YB}$  cortante en dirección *edgewise* y  $F_{ZB}$  fuerza normal.

Las fuerzas que originan estas resultantes, tienen orígenes diversos que pueden agruparse en los siguientes grupos:

**Fuerzas aerodinámicas:** Son fuerzas distribuidas a lo largo de la pala, debidas a la acción del viento. Aunque son las responsables del par motor, actúan predominantemente en la dirección del eje del rotor. Tienen una importante variación a lo largo del tiempo, no sólo debido a los cambios en velocidad y dirección del viento, sino también debido a la rotación de la pala, que produce cambios cíclicos en las cargas, de frecuencia igual a la velocidad de rotación de la máquina. Son las causantes de los momentos flexores extremos y de buena parte de la fatiga.

**Fuerzas másicas:** Asociadas a la masa del álabe, van cobrando mayor importancia a medida que aumenta el tamaño de las turbinas. A su vez pueden agruparse en:

**Fuerzas de inercia:** Aparecen cuando se producen cambios en la velocidad de rotación de la turbina, especialmente en paros de emergencia, o bien cuando aparecen fenómenos de resonancia. Actúan predominantemente en la dirección de la cuerda (*edgewise*). Son responsables de los momentos extremos en esta dirección. Los fenómenos de resonancia se producen cuando la frecuencia natural de la pala coincide con alguna de las excitaciones (velocidad de rotación del rotor, velocidad de paso de una pala, velocidad del generador...) y normalmente conducen a la destrucción de la pala, por lo que la estrategia seguida habitualmente consiste en evitar que se produzca la resonancia, más que en dimensionar la pala para resistir dichas sollicitaciones.

**Peso:** El peso de las palas, aunque no produce cargas extremas, es responsable de buena parte de la fatiga de la pala, tiene una variación sinusoidal de frecuencia igual a la velocidad de rotación del rotor y actúa en el plano del rotor (dirección *edgewise*).

Como se puede apreciar, cada uno de los tipos de fuerzas descritos varía con el tiempo, con el agravante de que el tipo de variación es distinto para cada categoría. Incluso dentro de un mismo tipo de fuerzas tenemos variabilidades superpuestas. El ejemplo más claro de este hecho lo tenemos en las fuerzas aerodinámicas, las cuales tienen una componente constante asociada a la velocidad media del viento<sup>1</sup>, una variación periódica debida a los gradientes de velocidad del viento a lo largo del área de barrido de la pala, una variación aleatoria de baja frecuencia<sup>2</sup> debida a las ráfagas y cambios de dirección del viento, y una variación también aleatoria, pero de frecuencia mayor, debida a las turbulencias que se generan entorno al aerogenerador.

Como resulta imposible, en la práctica, predecir las cargas a las que se verá sometida una determinada pala, se recurre a la utilización de modelos empíricos, estadísticos, simplificados de la turbulencia atmosférica. Para tener en cuenta las distintas condiciones de trabajo en las que puede trabajar una determinada máquina, la norma IEC 64100-1 de la *International Electrotechnical Commission* (IEC, 1999) define una serie de categorías asociadas a una velocidad de viento media y una determinada intensidad de turbulencia (tabla 3.1).

<sup>1</sup>Evidentemente la velocidad media del viento también está sujeta a variaciones de tipo aleatorio, si bien su baja frecuencia hace que esta pueda considerarse prácticamente constante.

<sup>2</sup>En este caso se utiliza el término frecuencia en un sentido estadístico ya que se trata de una señal aleatoria.

WTGS Class		I	II	III	IV	S
$V_{ref}$	(m/s)	50	42.5	37.5	30	Values to be specified by the designer
$V_{ave}$	(m/s)	10	8.5	7.5	6	
A	$I_{15}$ (-)	0.18	0.18	0.18	0.18	
	$a$ (-)	2	2	2	2	
B	$I_{15}$ (-)	0.16	0.16	0.16	0.16	
	$a$ (-)	3	3	3	3	

Tabla 3.1: Categorías de turbina eólica según la IEC

$V_{ref}$  : Velocidad máxima a la altura del buje

$V_{ave}$  : Velocidad media a la altura del buje

$I_{15}$ : Parámetro de intensidad de turbulencia a 15 m

$a$ : Parámetro de variación de turbulencia

Finalmente, hay que tener en cuenta que la variabilidad de las cargas no depende solamente de la variación de las condiciones externas (cambios en la velocidad del viento, acumulación de hielo, etc), sino que tienen también su origen en las variaciones en las condiciones de operación de la máquina (arranque, parada, producción...), por lo que el dimensionado se realizará a partir de los resultados obtenidos a partir de unos casos de carga estándar, definidos como la combinación de unas determinadas condiciones externas con unas determinadas condiciones de operación. Estos estados de carga pueden venir especificados por la propia IEC o por un organismo homologador. Por ejemplo, el organismo homologador *Germanischer Lloyd* (GL) exige que, como mínimo, se utilicen los casos de carga etiquetados como Nx.x en la tabla 3.2 para los cálculos de fatiga, y los etiquetados como Ex.x, Sx.x y Mx.x, en la misma tabla, para las cargas extremas (*Germanischer Lloyd*, 1999). Para las primeras se asume una probabilidad de ocurrencia de al menos una vez al año, mientras que para las segundas se asume una probabilidad de al menos 1 vez cada 50 años. Dados estos casos de carga, las cargas efectivas que actúan sobre cada elemento (en nuestro caso la unión pala-buje) se calculan mediante la utilización de software específico que incluye modelos de la turbulencia del aire, de la aerodinámica de la máquina y de su dinámica y controles.

### 3.1.3 Soluciones adoptadas

A medida que la industria de las turbinas eólicas se ha ido desarrollando, se han ido ensayando distintas soluciones para la unión pala-buje. Dado el elevado nivel de prestaciones necesario, sólo algunas de las soluciones han ofrecido resultados satisfactorios. Paralelamente, el nivel de exigencia ha ido en aumento, por lo que algunos diseños, que inicialmente se dieron por buenos, con el tiempo han ido quedando obsoletos. Para ofrecer una idea de la situación de las juntas T-bolt en este contexto, se exponen de forma breve algunas soluciones típicas. Este repaso no pretende ser una revisión exhaustiva, sino solamente ofrecer algunos ejemplos representativos con los que poder comparar la solución objeto de estudio.

**Brida de material compuesto:** En su versión más sencilla (figura 3.2a) consiste simplemente en terminar la raíz de la pala en forma de brida y realizar la unión mediante una serie de tornillos de alta resistencia. Fue muy utilizada en los primeros diseños de pala en material compuesto, aunque su uso se ha visto restringido a generadores de pequeño tamaño. Es una solución prácticamente en desuso debido a la complicación que supone la fabricación de componentes con radios de curvatura tan reducidos en material compuesto, especialmente cuando estos componentes tienen que ser capaces de soportar grandes esfuerzos.

**External conditions according to Section 2**

Normal external conditions up to $v_O$	B	N2.0	N1.0 E1.0	N3.0						
Normal external conditions up to $v_A$	B		S1.0		S1.1	S1.3	S1.4	S1.2		
Normal operating gust	B.6	N2.1	N1.1	N3.1						M1.1 (M2)
Oblique inflow	B.7.1	N4.2	N1.2							
Grid failure / loss of load	D	E2.1	N1.3							
Effects due to temperature changes	B.10	N4.3	N1.4							
Extreme operating gust	B.6		E1.1							
Extreme change in wind direction	B.7.2	E2.1 E2.2	E1.1							
Extreme wind gradient	B.9		E1.2							
Extreme consumer influence	D		E1.3							
Annual wind	B.3	N4.0 N4.2 N4.3							S2.0	(M1.0)
Annual gust	B.3	N4.1							S2.1	(M1.1)
50-year wind	B.1	E2.0 E2.2								
50-year gust	B.2	E2.1								
Ice loads	B.13	E2.2	E1.4							
Earthquake	E		S1.5							

	B.1	B.2	B.3	B.4	C.1	C.2	C.3	C.4	D	E
<b>Operation conditions according to Section 3</b>	Stand-by	Start-up	Power production	Shut-down	Emergency shut-down	Fault in the control system	Fault in the safety system / braking system	Fault in the power system	State after a fault	Transport, erection, maintenance

Tabla 3.2: Casos de carga según el GL

**Brida metálica con unión adhesiva:** Este diseño consiste en una brida situada en el extremo de un tubo metálico que se introduce en el interior de la raíz de la pala y se fija a la misma mediante un adhesivo (figura 3.2b). Este tipo de unión, aunque se ha utilizado en algunos diseños, tiene como inconvenientes: un elevado coste, una difícil inspección y, a largo plazo, puede presentar problemas de corrosión del tubo metálico que provoquen la destrucción de la unión adhesiva.

**Brida metálica con unión mecánica:** Un posible diseño para este tipo de juntas se presenta en la figura 3.2c, si bien existen numerosas variantes de la misma. La idea general es idéntica a la anterior con la excepción de que la unión entre la brida y la raíz de la pala se realiza mediante una serie de tornillos dispuestos perpendicularmente a la dirección del laminado.

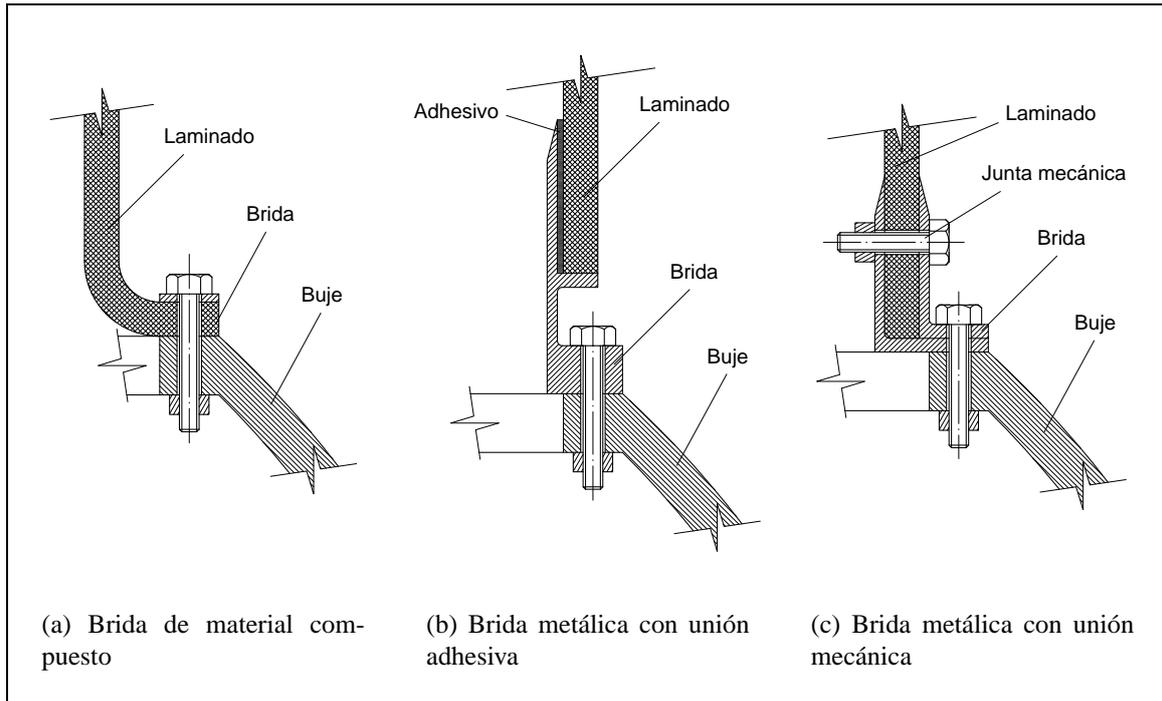


Figura 3.2: Bridas

Este tipo de junta presenta una elevada eficiencia<sup>3</sup>. No obstante, para su utilización en grandes turbinas, presenta el inconveniente del elevado coste que representa la fabricación de bridas de diámetros de más de 2 m.

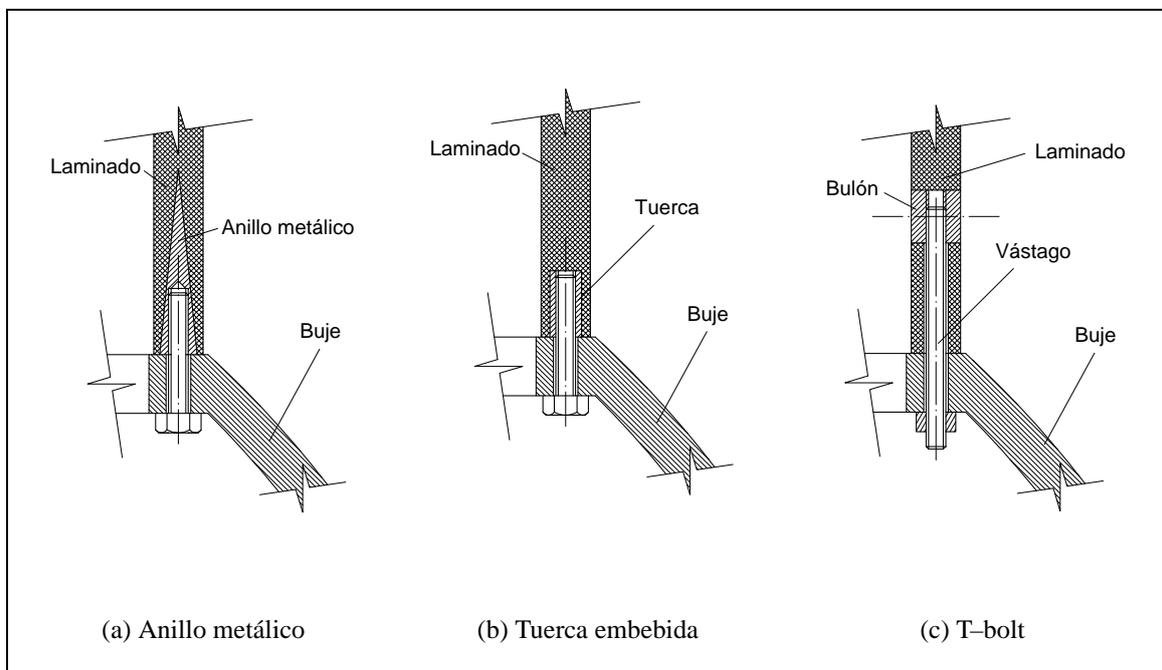


Figura 3.3: Soluciones sin brida

<sup>3</sup>La eficiencia se define como la relación entre la carga que podría soportar el laminado y la que soporta la junta.

**Anillo metálico:** Esta solución, similar a la brida metálica pegada, consiste en la colocación, en la raíz de la pala, de un anillo metálico al que se han realizado una serie de agujeros roscados (figura 3.3a). Este anillo se incluye durante el proceso de laminación por lo que la propia resina actúa como adhesivo. Normalmente la sección transversal del anillo tiene forma de cuña para obtener una mejor distribución del cortante.

**Tuerca embebida:** Este caso es similar al anterior excepto en que, en vez de un anillo continuo, se inserta una tuerca individual para cada uno de los puntos de anclaje (figura 3.3b). Dependiendo del material que forma el laminado y de la geometría de la tuerca, ésta se puede fijar como en el caso anterior, en el momento de la fabricación del laminado, o bien una vez curada y mecanizada la raíz de la pala. Este último método se usa especialmente en palas de madera.

**T-bolt:** Esta junta, que es el objeto de la presente tesis consiste en la colocación de una serie de cilindros metálicos o bulones en dirección perpendicular al laminado cerca del borde de la raíz. Estos cilindros, a los que se ha practicado un agujero roscado perpendicular a su eje, actúan como tuercas para unos vástagos roscados que se introducirán en el laminado en dirección paralela al eje de la pala (figura 3.3c). Estos vástagos, sometidos a una elevada pretensión, son los encargados de transmitir las cargas hasta el buje. Ambos agujeros (para el bulón y el vástago) se realizan una vez curada y mecanizada la raíz de la pala. Hoy en día es probablemente el tipo de unión utilizado por un mayor número de fabricantes.

### 3.1.4 Comparación de las distintas opciones

De las opciones contempladas en el apartado anterior, dos de ellas, brida de material compuesto y brida metálica con unión adhesiva, han caído en desuso, ya que ni su coste ni su comportamiento mecánico resultan satisfactorios.

De las cuatro restantes, la opción de la brida metálica con unión mecánica es probablemente la que presenta una mayor eficiencia, aunque no por ello resulta ser la solución más atractiva, ya que, como ya se ha comentado, presenta el inconveniente del elevado coste del mecanizado de bridas de diámetros de más de 1.5 m.

Los diseños que hemos llamado “anillo metálico” y “tuerca embebida” comparten el inconveniente común de depender de una unión adhesiva entre un material compuesto y un acero, la cual, inevitablemente, padece problemas de corrosión a largo plazo. Otro inconveniente asociado a este tipo de unión es la dificultad que presenta su inspección y control de calidad, ya que no es posible comprobar visualmente la ausencia de burbujas de aire u otras inclusiones que puedan afectar a la buena adhesión de las distintas partes.

Finalmente la T-bolt presenta, como inconveniente más importante, una eficiencia más bien reducida: entorno al 10%, comparado con el 35% que se puede obtener con una brida metálica con unión mecánica. Esta eficiencia reducida, que supone un sobrecoste importante debido al exceso de material compuesto en la zona de raíz, se ve sobradamente compensada por el bajo coste del resto de elementos de la unión, así como por la simplicidad de fabricación comparado con los otros diseños. Esta junta presenta además las ventajas de ser fácilmente inspeccionables y de no presentar problemas de corrosión.

## 3.2 La junta T-bolt

En el apartado anterior se ha realizado una breve introducción a la tipología y funcionamiento de las juntas T-bolt. A continuación, se intentará profundizar algo más en la descripción de cada uno de los elementos que componen la junta, así como en la relación que existe entre los distintos elementos. Es importante destacar que, en éste capítulo, nuestro interés se centra en exponer la unión T-bolt tal como está siendo utilizada en la actualidad, sin entrar a valorar la idoneidad de las soluciones adoptadas.

Los parámetros geométricos que definen la junta y a los que se hará referencia en lo sucesivo, están especificados en la figura 3.4 y corresponden a los siguientes conceptos:

$D$ : diámetro del bulón

$d$ : diámetro del vástago

$t$ : espesor del laminado

$e$ : distancia desde el borde del laminado hasta el centro del bulón

$w$ : distancia entre los centros de dos bulones contiguos (en el caso de probetas de una sola T-bolt se referirá a la anchura de la misma)

$th$ : espesor de la brida del buje

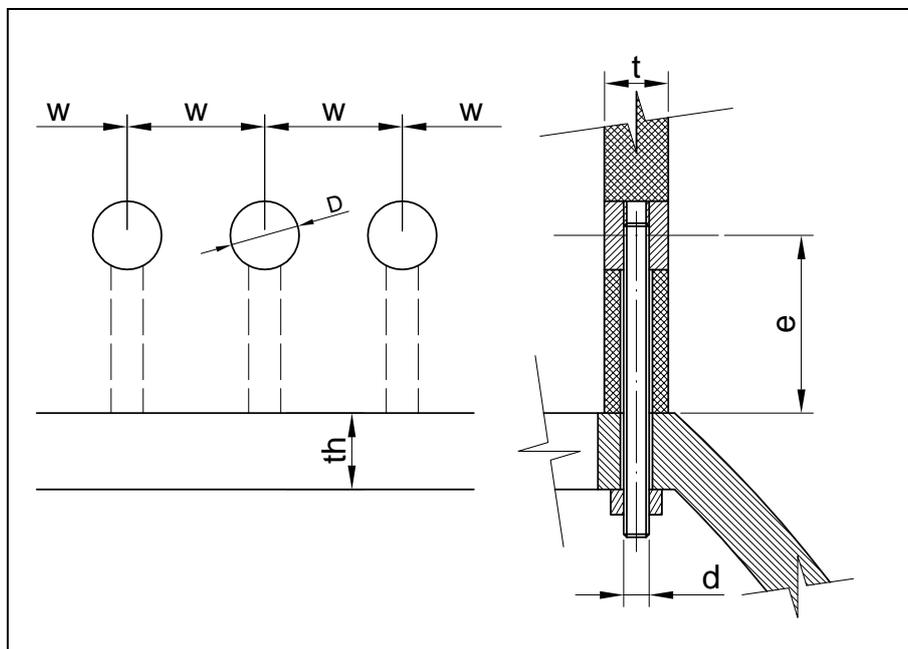


Figura 3.4: Parámetros geométricos

### 3.2.1 Distribución de la carga

Antes de entrar en la descripción de cada uno de los elementos que componen la unión pala-buje, describiremos brevemente el modo en que la carga exterior, como ya se ha comentado, está formada principalmente por momentos flexores, se transfiere a cada una de las juntas T-bolt que componen la unión.

Si asumimos un comportamiento lineal de la estructura, la distribución de esfuerzos a lo largo de la circunferencia de la raíz de la pala será también lineal, según la figura 3.5. Si tenemos en cuenta que el número de T-bolts que componen la unión será del orden de 40, y teniendo en cuenta la relación entre el espesor del laminado y el radio ( $\approx 10$ ), resulta razonable asumir, al menos en una primera aproximación, que cada una de las T-bolt individuales se encuentra sometida solamente a esfuerzos de tracción-compresión. En lo que queda de estudio se trabajará sobre esta hipótesis, excepto en los casos en que se indique explícitamente lo contrario.

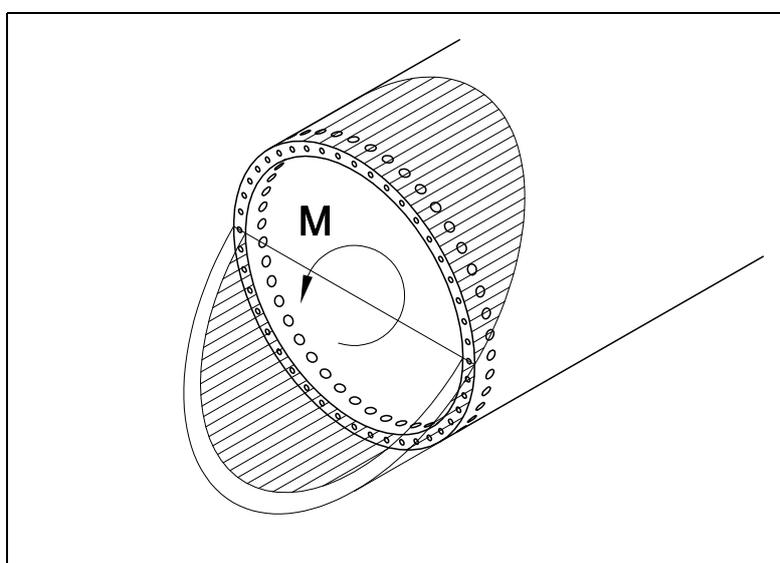


Figura 3.5: Distribución de esfuerzos en la raíz

### 3.2.2 Laminado de la raíz de la pala

En la zona de la unión con el buje, la pala se transforma en un cilindro cuyas paredes están formadas por un laminado, que en la mayoría de los diseños actuales se construye a base de fibra de vidrio, ya sea en matriz epoxídica o de poliéster. Los espesores de material en esta zona suelen ser muy elevados (60 - 100 mm), lo que da relaciones radio de curvatura - espesor del orden de 10 o incluso ligeramente inferiores.

Para la realización de la unión mediante juntas T-bolt, una vez curado el laminado, deben realizarse dos operaciones de mecanizado: por una parte se practicará un refrentado de la raíz para asegurar un correcto asentamiento de la pala sobre el buje y a continuación se practicarán los agujeros necesarios para la introducción del bulón y el vástago (figura 3.6). En una unión típica se pueden disponer del orden de 40 T-bolts.

Dado que el bulón es el encargado de realizar la transmisión de la carga entre el laminado y el resto de la junta, el ajuste entre ambos no puede presentar holgura, por lo que el agujero correspondiente

tiene el mismo diámetro que el bulón. En cambio, el agujero correspondiente al vástago siempre se realiza con al menos 1 mm de holgura para facilitar el montaje de la junta.

Para la definición geométrica de estos mecanizados se precisa determinar 4 relaciones:  $d/D$ ,  $w/D$ ,  $e/D$  y  $t/D$ . La relación  $d/D$  está determinada principalmente por las resistencias del bulón y del vástago, por lo que se trata en el apartado 3.2.3. La relación  $w/D$  viene definida por las resistencias relativas en tensión neta y compresión local del laminado, y por la resistencia del vástago. Un valor típico de la misma estaría entorno a 2. La relación  $e/D$  viene definida por la resistencia a cortante del laminado en las proximidades de la zona de compresión neta, y como valor típico podríamos tomar 2.5. Finalmente, la relación  $t/D$  está relacionada principalmente con la resistencia a compresión local del laminado relativa a la del vástago, que típicamente toma valores alrededor de 1.5.

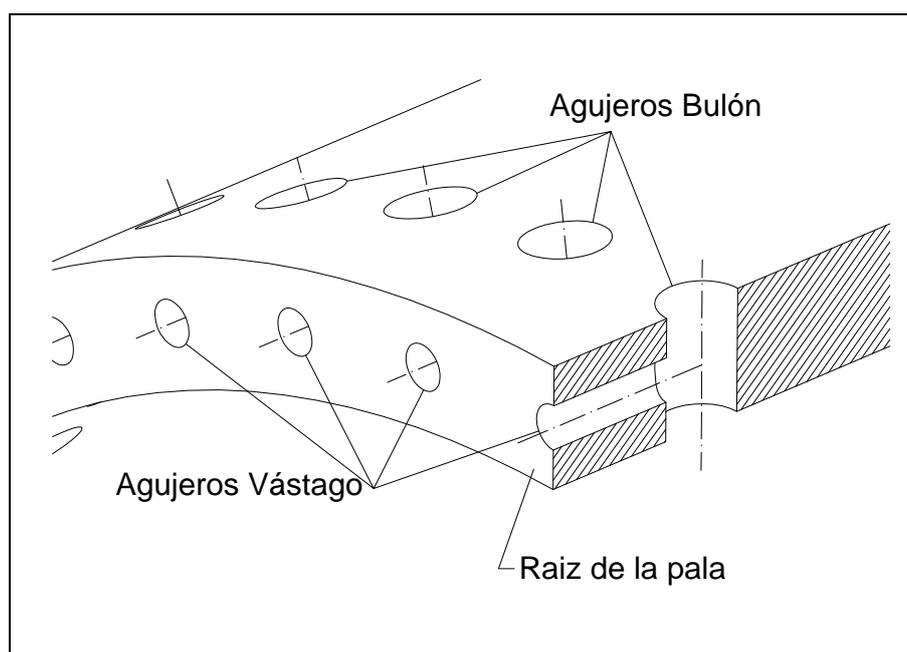


Figura 3.6: Mecanizado del laminado de la raíz

En cuanto a la secuencia de apilado, debido a la presencia de concentraciones de tensiones, resulta obligatorio la utilización de materiales casi-isótropos, con fibras a  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $\pm 45^\circ$ , correspondiendo la capa de  $0^\circ$  con la dirección del eje de la pala. Los porcentajes del espesor en cada una de las direcciones varían según el diseño, aunque se suele dar preponderancia a la dirección  $0^\circ$  con porcentajes entre el 40 y el 50 %, mientras que la capa de  $90^\circ$  raramente alcanza el 20% del espesor.

Las propiedades elásticas de los laminados descritos oscilan dentro de unos márgenes que van entre 18 y 25 GPa para la dirección principal ( $E_x$ ), alineada con las capas a  $0^\circ$ , y entre 10 y 20 GPa para la dirección perpendicular ( $E_y$ ). La carga última en la dirección  $x$  puede oscilar entre 300 y 600 MPa.

Un factor a tener en cuenta a la hora de diseñar y analizar las uniones, es que debido al elevado espesor de material necesario, en muchos casos resulta necesario realizar el laminado en varias fases e incluso con distintos métodos de producción, lo que conlleva que pueda existir una variación importante en las propiedades del material a través del espesor. De hecho, incluso en el caso de que el laminado se realice en una sola fase y con un único método de fabricación, el gradiente de temperaturas que existirá en las distintas zonas durante el tiempo de curado puede dar lugar a variaciones importantes de las propiedades del material (aunque en general menores que en el caso anterior).

### 3.2.3 Bulón

Como ya se ha comentado, lo que llamamos bulón consiste en un cilindro de acero al que se ha practicado un orificio roscado perpendicular a su eje (figura 3.7). Su función es, por una parte, servir de tuerca para el vástago (de ahí su denominación habitual en inglés: *nut*) y, por otra, transmitir las cargas entre este elemento y el laminado.

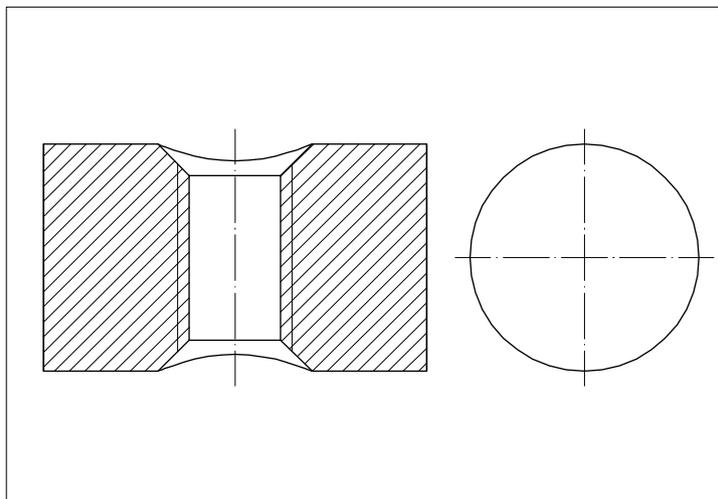


Figura 3.7: Bulón

El parámetro crítico en el diseño de este elemento es la relación entre el diámetro del bulón ( $D$ ) y el del vástago ( $d$ ). Esto se debe a que, si bien el criterio básico debería ser el de asegurar que la rotura se produce antes en el vástago que en el bulón, una relación ( $d/D$ ) demasiado reducida conllevaría una reducción muy importante de la eficiencia de la junta, ya que la rotura del vástago se produciría para valores de carga muy inferiores a los que podrían soportar tanto el bulón como el laminado. Un valor típico de este parámetro es de  $1/2$ , aunque, como se demostrará a lo largo de este trabajo, relaciones de hasta  $2/3$  son perfectamente admisibles, siempre que el bulón y el vástago estén formados por materiales de calidades similares.

Otro parámetro a tener en cuenta en el diseño del bulón es la relación entre el diámetro ( $D$ ) y el espesor del laminado ( $t$ ). Como ya se ha comentado en el apartado 3.2.2 este parámetro dependerá principalmente de la resistencia a *bearing* del material que forma el laminado, aunque en diseños con una relación  $t/D$  muy elevada podrían presentarse problemas derivados de la excesiva deformación del bulón (figura 3.8). Con los valores típicos de diseño ( $t/D \approx 1.5$ ), dada la elevada rigidez del acero comparado con los laminados típicos de fibra de vidrio (del orden de 10 veces mayor), se puede asimilar el bulón a un elemento completamente rígido, dentro del rango habitual de cargas de trabajo. Es posible realizar un dimensionado conservativo de este elemento asumiendo que se trata de un elemento a flexión con una carga uniformemente repartida en su parte inferior y una carga puntual actuando sobre el vástago (tal como se presenta en la figura 3.8).

### 3.2.4 Vástago roscado

Este elemento, en primer lugar, tiene la misión de transmitir la carga entre el bulón y la brida del buje y, en segundo lugar, mediante la fuerte pretensión que se le aplica, es el responsable de asegurar que

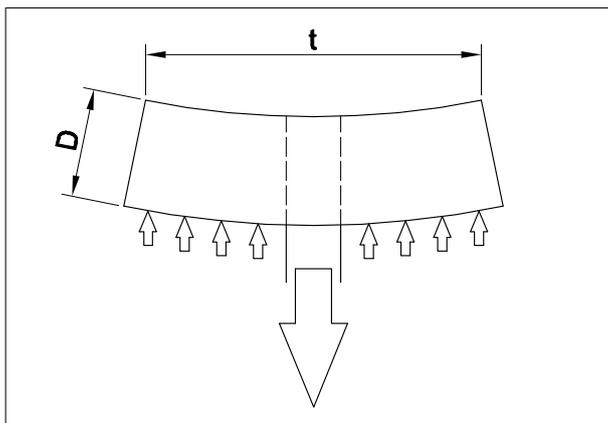


Figura 3.8: Flexión del bulón

no se pierda el contacto entre estos dos elementos. Básicamente consiste en una barra roscada de acero de alta resistencia. En la mayoría de los casos el diámetro del vástago se mantiene constante a lo largo de toda su longitud, aunque en algunos casos se opta por un realizar un estrechamiento del mismo en la parte central, con ello se consigue una reducción de la rigidez del elemento, mientras que, al eliminar la rosca en la parte estrecha, no se produce una reducción significativa de la resistencia del elemento (figura 3.9). El interés por la reducción de la rigidez del vástago tiene que ver

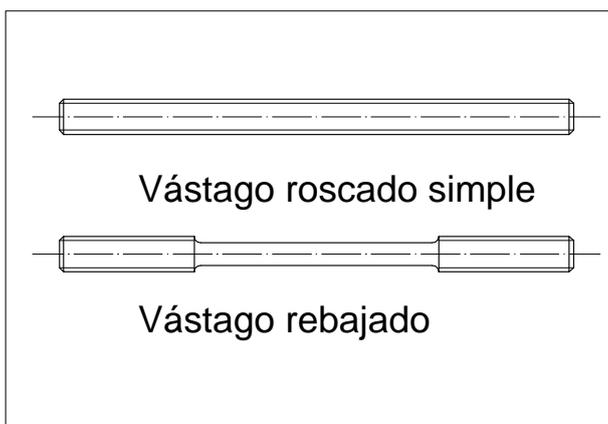


Figura 3.9: Vástago

con una característica muy importante de este elemento que es el de ser un elemento pretensado, es decir, que incluso en ausencia de cargas exteriores, está sometido a una fuerte tensión. En este punto no se analizarán con detalle las implicaciones de esta pretensión, ya que este análisis se lleva a cabo en el apartado 3.2.6. De todas formas, a modo de adelanto, podemos decir que, a consecuencia de ésta, sólo un pequeño porcentaje (15%-25%) de la carga exterior aplicada repercute en un incremento de carga en el vástago, lo que implica que, a pesar de incrementar de forma importante la carga media que soporta el elemento, se reducen de forma significativa las cargas fluctuantes, que son las que determinan el dimensionado del vástago. Por otra parte, la presencia de una pretensión elevada resulta muy conveniente para reducir al mínimo el mantenimiento provocado por la pérdida de la misma (afloje de la junta).

Aunque habitualmente se tiende a considerar al vástago como un elemento sometido solamente a sollicitaciones de tracción, debe tenerse en cuenta que debido a las deformaciones de los distintos

elementos (principalmente de la brida del buje), pueden aparecer flexiones en el mismo, con lo que la tensión máxima que soporta el elemento se ve incrementada notablemente. Este fenómeno es especialmente preocupante por lo que se refiere a los esfuerzos de fatiga, los cuales se pueden ver incrementados en un porcentaje significativo. El valor de la sobretensión introducida debido a los momentos flexores es difícil de estimar y depende del buje al que va a unirse la pala. Normalmente un mismo diseño de pala se utiliza para varias turbinas, por lo que en general estos momentos no se tienen en cuenta en la fase de diseño, incluyéndose sus efectos dentro del margen de seguridad del diseño. Hasta la fecha no se han detectado incidencias debidas a esta práctica, si bien es objeto de atención y seguimiento por parte de fabricantes y organismos homologadores.

Aparte del problema en la estimación de los momentos flexores introducidos en el vástago, existen gran cantidad de normas y estudios relacionados con el dimensionado de este tipo de elementos por lo que es posible dimensionarlos con un nivel de fiabilidad bastante elevado. Como ya se ha dicho, la carga crítica para el dimensionado será la de fatiga. La elevada fiabilidad que se tiene en el dimensionado, unido al hecho de que se trata de un elemento relativamente fácil de reemplazar, hace que en la mayoría de los diseños este elemento actúe como “fusible” de la junta, ya que el resto de elementos se dimensionan siempre con coeficientes de seguridad mucho mayores.

### 3.2.5 Brida del buje

Aunque de forma genérica denominemos a este elemento la “brida del buje”, en realidad nos referimos a un conjunto de posibles elementos que tienen en común la característica de servir de puente entre la raíz de la pala y el buje de aerogenerador. En general, puede haber tres tipos de elemento que cumplan esta función:

- La propia brida del buje.
- Un alargador metálico.
- El anillo interior de un rodamiento (normalmente combinado con un anillo rigidizador).

El principal requisito que debe cumplir cualquiera de estos elementos, a parte de resistir las distintas sollicitaciones de la máquina, es el de ofrecer una rigidez suficiente para evitar la introducción de momentos en el vástago, así como, en el caso de que se trate de un rodamiento, evitar su deterioro por una excesiva deformación de la pista de rodadura.

El caso más sencillo de los tres es el primero, que se utiliza en turbinas de paso fijo en las que la palas se fijan directamente al buje. En un buje correctamente dimensionado, en función de los esfuerzos máximos y de fatiga, el espesor de la brida ( $th$ ) suele ser suficiente para asegurar un buen funcionamiento de la junta.

En el segundo caso, suele tratarse de máquinas de paso fijo en las que, para obtener un incremento en el área de barrido, se acoplan unos alargadores, normalmente de acero, que se insertan entre la pala y el buje. Como en el primer caso, no suelen presentar problemas, al tratarse de elementos de una gran rigidez.

El caso más complicado es el tercero, que se presenta en máquinas de paso variable, las cuales precisan de un mecanismo de orientación de la pala, para adaptar el ángulo de ataque según la velocidad del viento. En este tipo de máquinas, entre la pala y el buje, se inserta un rodamiento de bolas de 4 puntos de contacto. En principio, la pala se tendría que conectar al anillo interior del rodamiento, el

cual normalmente no tiene una rigidez suficiente para asegurar el buen funcionamiento de la junta. Por otra parte, estos rodamientos pueden presentar problemas de desgaste prematuro, e incluso de fallo estático, si la rigidez de los elementos a los que se une no es suficiente. Por estos motivos, teniendo en cuenta que la rigidez en la dirección radial de la raíz de la pala es bastante reducida, suele ser necesario la inclusión de anillos metálicos rigidizadores entre la raíz de la pala y el anillo del rodamiento.

### 3.2.6 Pretensión

Como ya se ha comentado, una de las principales características de las juntas tipo T-bolt es que se trata de una junta pretensada. Esto implica que incluso en ausencia de cargas exteriores existe una fuerte compresión en la zona comprendida entre la brida del buje y el bulón. Si representamos el diagrama de sólido libre del laminado (figura 3.10), para esta situación inicial (figura 3.10a) tenemos que la fuerza que ejerce el vástago sobre el laminado ( $F_b$ ) se ve equilibrada únicamente con la fuerza de contacto ( $F_m$ ) entre el laminado y la brida del buje, con lo que tenemos:

$$F_b = F_m = F_0 \tag{3.1}$$

donde  $F_0$  será la pretensión aplicada al vástago. Si a continuación se aplica una carga exterior ( $P$ ) (figura 3.10b) la ecuación resultante será:

$$F_b = F_m + P \tag{3.2}$$

Esta ecuación deberá cumplirse para cualquier carga exterior, tanto de tracción como de compresión. Ahora bien, al no cumplirse la expresión 3.1, será necesario recalcular  $F_b$  y  $F_m$ . En caso de que la

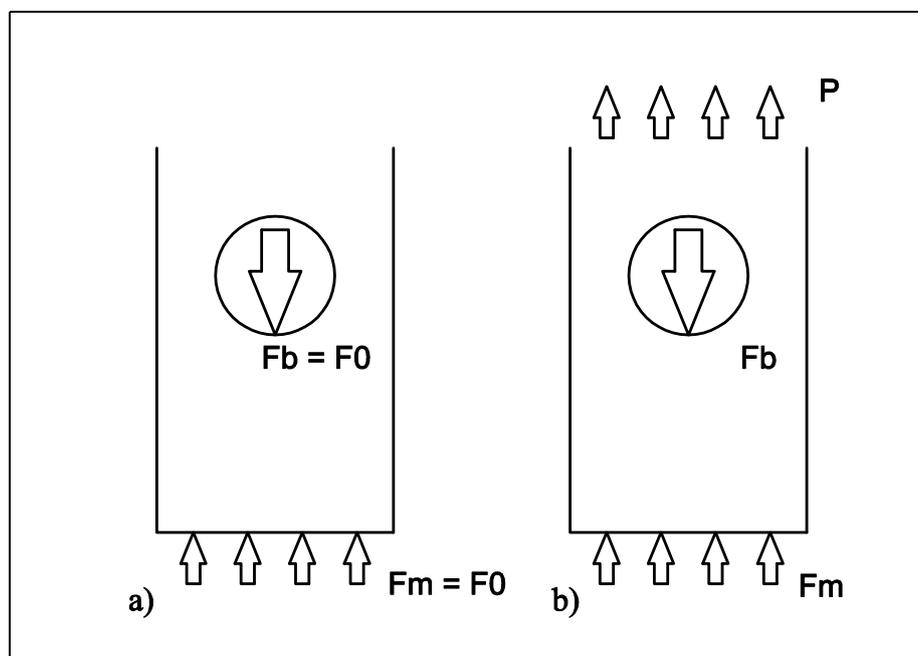


Figura 3.10: Diagramas de sólido libre del laminado

fuerza  $P$  sea de tracción tendremos:  $F_b > F_0$  y  $F_m < F_0$ ; y en caso que  $P$  sea de compresión:  $F_b < F_0$  y  $F_m > F_0$ . Para determinar los nuevos valores de  $F_b$  y  $F_m$  se puede hacer la siguiente

aproximación: En el estado inicial, tenemos al vástago sometido a un alargamiento inicial  $L_b$  mientras que, simultáneamente, el laminado que se encuentra bajo el bulón y el material de la brida del buje, se encuentran comprimidos, con un acortamiento inicial  $L_m$ ; al aplicar la carga exterior  $P$ , se produce un alargamiento tanto del vástago como de la junta, de manera que:

$$\left. \begin{aligned} F_b &= F_0 + \Delta F_b \\ F_m &= F_0 + \Delta F_m \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

$$\Delta L_b = \Delta L_m = \Delta L = \frac{\Delta F_b}{K_b} = -\frac{\Delta F_m}{K_m} \quad (3.4)$$

donde  $K_b$  es la rigidez del vástago y  $K_m$  la del material de la junta (brida + laminado)<sup>4</sup>. Esta ecuación, evidentemente supone un comportamiento lineal de la junta y será válida solamente mientras no se produzca la apertura<sup>5</sup> de la misma. Si ahora sustituimos 3.3 en 3.2, y el resultado lo sustituimos en 3.4 obtenemos:

$$\Delta F_m = -P \frac{K_m}{K_m + K_b} \quad (3.5)$$

y

$$\Delta F_b = P \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (3.6)$$

Para simplificar se define el factor:

$$\Phi = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (3.7)$$

que representa la fracción de la carga exterior  $P$  que repercute en un incremento de carga sobre el vástago. Por otra parte resulta práctico realizar la sustitución  $P_b = \Delta F_b$  y  $P_m = -\Delta F_m$ , con lo que las expresiones anteriores se convierten en:

$$P_b = \Phi P \quad (3.8)$$

y

$$P_m = (1 - \Phi)P \quad (3.9)$$

donde  $P_b$  y  $P_m$  representan, respectivamente, la parte de la carga exterior aplicada que repercute en un incremento de la tensión del tornillo, y la que repercute en una disminución de la fuerza de contacto entre el laminado y el buje.

La figura 3.11 representa cada una de las magnitudes anteriores de forma gráfica. Para la construcción de esta gráfica, se representan las rectas fuerza-alargamiento del vástago y la junta, pero invirtiendo la gráfica de la junta (fuerza de compresión positiva) y desplazando su origen, de manera que las dos rectas se intersecten en el punto  $F_b = F_m = F_0$ .

Analizando las expresiones anteriores, se observa que, hasta la apertura de la junta ( $F_m = 0$ ), sólo una fracción  $\Phi$  de la carga exterior repercute sobre el vástago. Esto representa una ventaja muy importante ya que con ello se reduce de forma muy importante la carga de fatiga del mismo. La carga de apertura vendrá dada por:

$$P_m = F_0 \quad (3.10)$$

Otro punto a señalar, es que el factor  $\Phi$  sólo depende de las rigideces relativas del vástago y la junta (expresión 3.7), de manera que si se quiere reducir las cargas de fatiga del vástago, o bien se

<sup>4</sup>El signo negativo proviene de que hemos considerado positiva una fuerza de compresión.

<sup>5</sup>La apertura se refiere a la separación de la brida y el laminado.

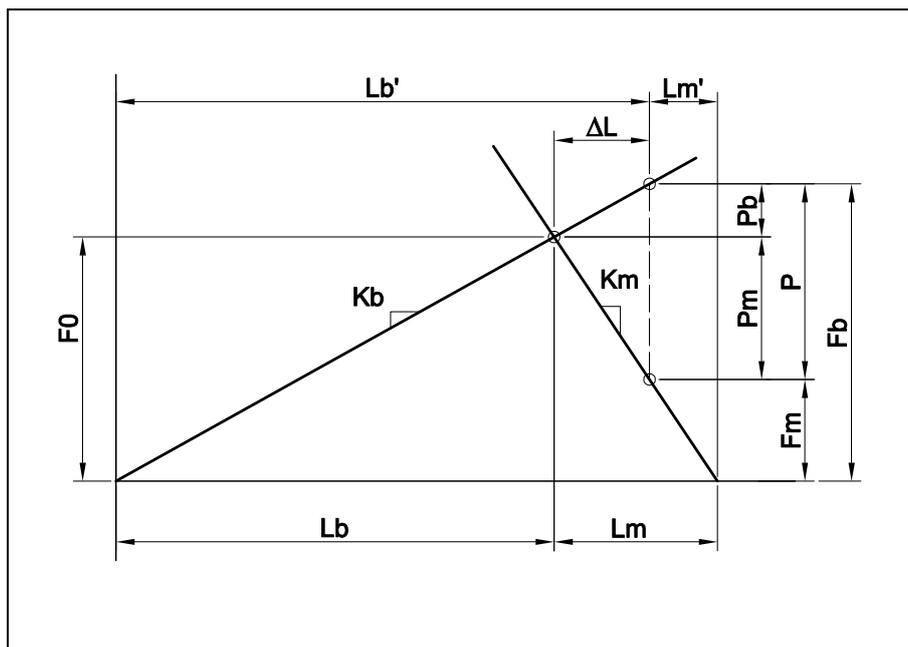


Figura 3.11: Rigging diagram

tiene que reducir la rigidez del mismo, o bien aumentar la rigidez del laminado, lo cual justifica la utilización de vástagos rebajados (figura 3.9). El único inconveniente que presenta esta solución es que al reducir  $P_b$  se incrementa  $P_m$ , y como  $F_m = F_0 - P_b$ , la apertura de la junta se producirá para cargas más bajas, con lo que será necesario incrementar la pretensión del vástago.

Normalmente, la pretensión del vástago se fija en un valor tal que únicamente permita la pérdida de contacto entre el laminado y la brida del buje ( $F_m = 0$ ) para la carga extrema máxima <sup>6</sup>.

### 3.3 Estudio paramétrico

A continuación se realiza un pequeño análisis de la influencia de los distintos parámetros de diseño sobre la eficiencia de este de las juntas T-bolt. Con ello se pretende, además de completar la descripción del elemento, señalar los puntos en los que sería necesario profundizar en su estudio para poder establecer los parámetros óptimos de diseño.

Los parámetros de entrada que se tomarán en consideración son, los 6 parámetros geométricos:  $D$ ,  $d$ ,  $w$ ,  $t$ ,  $e$ ,  $th$  y la pretensión del vástago:  $F_0$ . Los parámetros geométricos  $d$ ,  $w$ ,  $t$ , y  $e$  se analizan en relación al diámetro del bulón  $D$ , el espesor de la brida ( $th$ ), en relación a  $e$ , y la pretensión en relación a la cargas máximas aplicadas, tanto de fatiga como extremas.

Como parámetro de salida deberíamos tomar la eficiencia de la junta, definida como la relación entre la carga máxima que es capaz de soportar la junta y la carga máxima que sería capaz de soportar un laminado de iguales características y dimensiones que el que se utiliza en la junta, pero en el que no se hubieran practicado los agujeros correspondientes. El problema que se presenta consiste en que, para el caso de las uniones T-bolt, la carga última puede venir definida por el fallo de distintos elementos, algunos de ellos con varios modos de fallo. Como el modo particular de fallo que presente

<sup>6</sup>En algunos casos se admite que se produzca esta apertura para todas las cargas consideradas extremas, para las cuales se asume una probabilidad de 1 ocurrencia cada 50 años.

un determinado diseño dependerá de su configuración particular, no queda más remedio que analizar la dependencia de cada uno de los distintos modos de fallo respecto a los distintos parámetros de entrada.

Los parámetros de salida considerados serán:

$C_b$	Capacidad de carga del vástago.
$C_{bs}$	Capacidad de carga estática del vástago <sup>7</sup> .
$C_{bf}$	Resistencia a la fatiga del vástago.
$C_n$	Resistencia estática del bulón.
$P_a$	Carga de apertura de la junta.
$C_{lb}$	Carga última en compresión local.
$C_{ln}$	Carga última en tensión neta.

Siempre que no se indique lo contrario, se trabajará con los valores adimensionalizados de las variables anteriores. Estos se obtienen dividiendo el parámetro en cuestión por la carga máxima de rotura del laminado en bruto. La ventaja de tomar los valores adimensionalizados consiste en que estos serán directamente proporcionales a la eficiencia de la junta.

Tal como ya advertíamos al principio de la sección 3.2, los cálculos y gráficas que se van a presentar en este apartado, solo pretenden mostrar las tendencias de variación de los distintos parámetros de salida, a partir de unos análisis muy simplificados. A partir de ellos, pese a las evidentes limitaciones que presentan, se podrán establecer las bases para un análisis más detallado de los distintos elementos.

### 3.3.1 $d/D$

Esta relación afecta de forma directa a los siguientes aspectos:

- Capacidad de carga del vástago:  $\uparrow d \Rightarrow \uparrow C_b$
- Capacidad de carga del bulón:  $\uparrow d \Rightarrow \downarrow C_n$
- Capacidad de carga en compresión local del laminado:  $\uparrow d \Rightarrow \downarrow C_{lb}$

En el caso de  $C_b$  la relación resulta evidente, ya que su valor es igual al producto de la sección del vástago por el límite elástico del material:

$$C_b = \frac{\pi d^2}{4} S_y \quad (3.11)$$

---

<sup>7</sup> $C_{bs}$  y  $C_{bf}$  solo se considerarán cuando un determinado parámetro influya sobre ellos de forma distinta. En caso contrario, simplemente se hará referencia a  $C_b$ .

Al aumentar el diámetro del vástago su sección resistente se incrementa de forma cuadrática. La única corrección que es necesario aplicar corresponde a la estimación del área resistente de la zona roscada que siempre será algo menor al diámetro nominal de la rosca.

En el caso de la capacidad de carga del bulón  $C_n$  se produce el efecto inverso, ya que a medida que crece el diámetro  $d$  en relación a  $D$  disminuye la sección resistente a la flexión del bulón. La variación de la capacidad de carga del vástago será, pues proporcional a la variación de inercia de dicha sección que viene definida por la expresión:

$$I = \frac{D^4}{64} (2\theta - \sin 2\theta) - \frac{d(D \sin \theta)^3}{48} \tag{3.12}$$

donde  $\theta = \arccos \frac{d}{D}$ .

El momento que debe soportar dicha sección, puede estimarse, en primera aproximación, suponiendo que la carga se reparte como una presión uniforme sobre la superficie proyectada del bulón y que se transmite al vástago en forma de un esfuerzo cortante uniforme en la rosca. Con lo que se obtiene:

$$M = \frac{P}{2} \left( \frac{d}{\pi} - \frac{Dt^2 - \frac{2}{3}d^3}{4Dt - \pi d^2} \right) \tag{3.13}$$

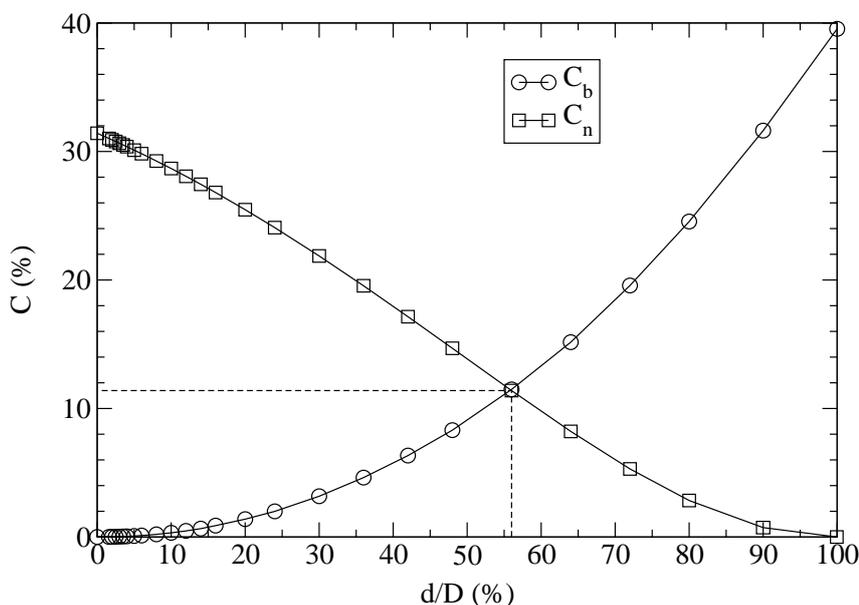


Figura 3.12:  $C_b$  y  $C_n$  versus  $d/D$

En la figura 3.12 se muestra la evolución de  $C_b$  y  $C_n$  en función de  $d/D$ . Para realizar los cálculos, se han asumido los siguientes valores:  $w = 2D$ ,  $t = 1.4D$  y que los materiales del vástago y el bulón tienen la misma resistencia. Para el cálculo de la resistencia del bulón, el momento se ha calculado según la expresión 3.13. Esta expresión se basa en una hipótesis conservadora, ya que, en la práctica, debido a la deformación del bulón, la carga tenderá a concentrarse en las proximidades del vástago, con lo que disminuirá el momento flexor.

Observando la gráfica de la figura 3.12 se puede apreciar como, en las condiciones expuestas en el párrafo anterior, el punto de máxima resistencia se encuentra en  $d \approx 56\% D$ , lo cual justifica la práctica descrita en el apartado 3.2.3 de utilizar una relación  $d/D = 1/2$ .

En cuanto a la resistencia en compresión local del laminado  $C_{lb} = f(A_{lb})$ , resulta evidente que esta será función de la superficie inferior del bulón proyectada sobre un plano perpendicular al vástago. Esta superficie viene dada por la expresión:

$$A_{lb} = D t - \pi \frac{(d + 1)^2}{4} \tag{3.14}$$

La utilización de  $d + 1$  responde a la necesidad de respetar una cierta tolerancia entre el vástago y su correspondiente agujero. El valor particular de dicha tolerancia debería depender del diámetro del vástago, si bien se toma 1 para simplificar los cálculos, teniendo en cuenta que es un valor razonable para los diámetros utilizados normalmente en la industria eólica. En la figura 3.13 se ha representado gráficamente esta expresión dividida por el área resistente del laminado en bruto ( $w \cdot t$ ). Como en el caso anterior se ha tomado:  $w = 2D, t = 1.4D$ .

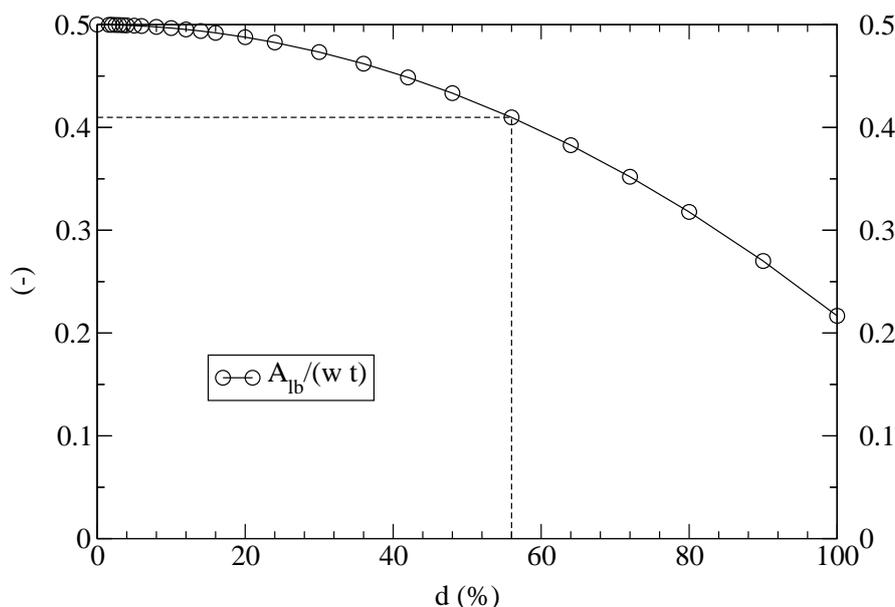


Figura 3.13: Área resistente en compresión local

Como se puede apreciar, para  $d/D = 56\%$  (punto de máxima eficiencia según la gráfica anterior) tenemos una reducción del área resistente de algo menos del 20%, comparado con la que se tendría si se eliminase el agujero del vástago (valor de la curva para  $d/D = 0$ ).

En cuanto a la capacidad de carga en compresión local, en principio podría suponerse que ésta sufrirá una reducción respecto a la que tendríamos en el caso de no existir el agujero del vástago, directamente proporcional a la reducción de área resistente. De cumplirse esta hipótesis, la resistencia a la compresión local del laminado podría estimarse a partir de la información y metodologías disponibles para juntas a solape. Sin embargo, aparte de las dificultades propias de la aplicación de dichos métodos a laminados con las características y espesores utilizados en las juntas T-bolt, existen, al menos dos problemas adicionales que deben tenerse en cuenta:

1. Las tensiones máximas se incrementarán en un porcentaje mayor, ya que, paralelamente a la reducción del área resistente, se produce un incremento en la variación de tensiones a lo largo del espesor del laminado. Esta mayor variación de tensiones se debe sobre todo, a las concentraciones de tensiones inducidas por la presencia del agujero del vástago.
2. La presencia de estas importantes variaciones de tensiones a lo largo del espesor del laminado puede modificar de forma significativa la resistencia a compresión local del laminado.

En los trabajos de Winkelmann (1992) y Kensche y Schultes (1996), puede encontrarse alguna información referente al punto 1, aunque sólo para una geometría y un material particular, lo cual no permite realizar generalizaciones.

Respecto al segundo punto, la situación es todavía más precaria, ya que, aunque existen algunos estudios dedicados al análisis de la influencia de las variaciones de tensiones en la resistencia a compresión local (Lessard y Chang, 1991), se trata de estudios a nivel muy teórico, los cuales no permiten establecer criterios de diseño.

### 3.3.2 $w/D$

Como ya se ha comentado en el capítulo anterior, de acuerdo con Hart-Smith (1978, 1986), la influencia del parámetro  $w/D$  sobre la resistencia en compresión local  $C_{lb}$  y tensión neta  $C_{ln}$ , para materiales compuestos fibrosos, viene dada por la gráfica de la figura 3.14a. En ella se puede apreciar como los materiales compuestos fibrosos (fibrous composite) presentan un comportamiento intermedio entre el de un material de comportamiento completamente frágil y un material idealmente dúctil. De acuerdo con esta teoría, las variaciones de  $C_{lb}$  y  $C_{ln}$  siguen comportamientos muy distintos: mientras  $C_{lb}$  sigue una evolución lineal respecto a  $D/w$ ,  $C_{ln}$  tiene una evolución en forma de campana invertida con un máximo en  $w/D \approx 3$ . La pendiente de  $C_{lb}$  y el máximo de  $C_{ln}$  dependen de las propiedades mecánicas de cada laminado en particular. De esta manera, la máxima eficiencia se hallará, o bien en el punto de intersección entre las dos curvas, o bien en la posición del máximo de  $C_{ln}$ .

Aunque la gráfica de la figura 3.14a corresponde a una junta a solape, ésta se puede utilizar igualmente para describir de forma cualitativa el efecto de la relación  $w/D$  sobre el comportamiento de las juntas T-bolt. Únicamente deberá tenerse en cuenta que, debido a la presencia del agujero del vástago, para una determinada  $w$  la eficiencia en compresión local de la junta T-bolt será menor, por lo que la pendiente de la recta que la define deberá ser inferior.

En el caso de la T-bolt hay que tener en cuenta que la variación de  $w$  no sólo afecta a las capacidades de carga del laminado, sino que también afecta a las del vástago y el bulón. De todas formas, es posible establecer que su comportamiento va a ser el mismo que tenemos para  $C_{lb}$ . Esto es así debido a que, en realidad, las capacidades de carga absoluta tanto del vástago como del bulón no se verán afectadas por la variación de  $w$ . En cambio, la variación de  $C_n$  y  $C_b$  se debe a que, al adimensionalizar las variables, dividimos por la resistencia del laminado en bruto, la cual es proporcional al producto  $w \cdot t$ . Resulta por tanto evidente que  $C_b = a(D/w)$  y  $C_n = b(D/w)$  (donde  $a$  y  $b$  son simples coeficientes de proporcionalidad), al igual que sucedía en el caso de  $C_{lb}$ . De hecho la misma explicación sirve para justificar el comportamiento lineal de este último.

En la figura 3.14b se ha representado la evolución de las 4 variables afectadas. El punto de máxima eficiencia se encontrará en el punto de intersección de la curva  $C_{ln}$  con la recta de menor pendiente. La pendiente de cada una de las rectas dependerá de la configuración de la junta, así como de las

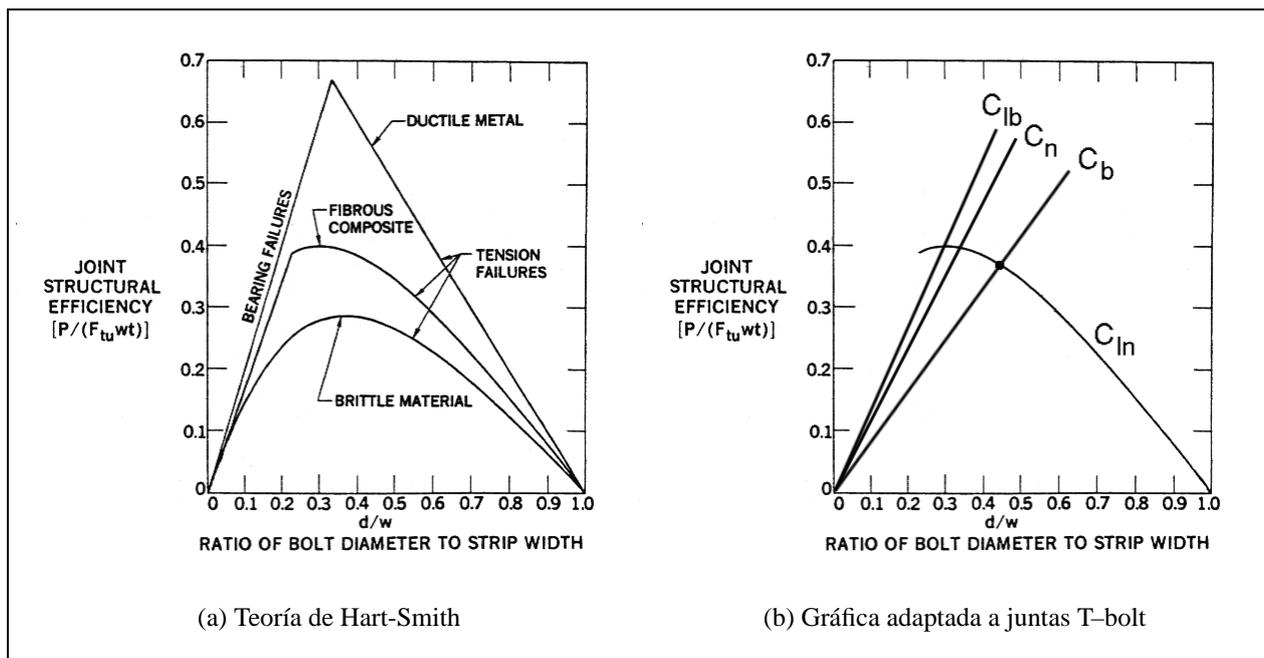


Figura 3.14: Curvas eficiencia –  $D/w$

características del material. Sin embargo, es interesante recordar que si el diseño de la junta se ha realizado de forma correcta, la pendiente menor debería corresponder a la capacidad de carga del vástago ya que, en caso de producirse un fallo en la junta, se prefiere que este se produzca en el vástago antes que en otro elemento. De esta manera, el valor de eficiencia máxima se obtendría en la intersección entre la curva  $C_{ln}$  y la recta  $C_b$ .

En cuanto a la cuantificación de estas curvas, como en el apartado anterior,  $C_b$  no presenta problemas, al tratarse de un elemento metálico estándar. En cambio, respecto a  $C_{ln}$  nos encontramos las mismas dificultades que encontrábamos en el apartado anterior para  $C_{lb}$ , porque aunque existen numerosos estudios dedicados a la determinación de la capacidad de carga en tensión neta en juntas a solape, no se ha verificado en ningún caso que los resultados de dichos estudios sean aplicables a la geometría de la T-bolt.

### 3.3.3 $t/D$

El parámetro  $t/D$  no afecta a la eficiencia en tensión neta  $C_{ln}$ , ya que la variación en la capacidad de carga en tensión neta es proporcional a la que se produce en el laminado en bruto. En cambio sí afecta a los valores de  $C_b$ ,  $C_n$ ,  $C_{lb}$ , de manera que:

- Eficiencia del vástago:  $\uparrow t \Rightarrow \downarrow C_b$
- Eficiencia del bulón:  $\uparrow t \Rightarrow \downarrow C_n$
- Eficiencia en compresión local del laminado:  $\uparrow t \Rightarrow \uparrow C_{lb}$

La eficiencia del vástago ( $C_b$ ) será inversamente proporcional a  $t$  por la misma razón que exponíamos para el parámetro de entrada  $w/D$ . La eficiencia del bulón ( $C_n$ ) se verá mermada al incrementar  $t$ , en primer lugar por el incremento en la resistencia del laminado en bruto, y en segundo lugar debido

a que, al aumentar el espesor, si suponemos una distribución uniforme de presiones a lo largo del espesor del laminado, se incrementará el momento que debe soportar este elemento. Finalmente el incremento en  $C_{lb}$  (resistencia del laminado en compresión local) se verá afectado positivamente por un incremento de  $t$ , ya que, al aumentar  $t$ , la fracción del área resistente ocupada por el agujero del vástago disminuye.

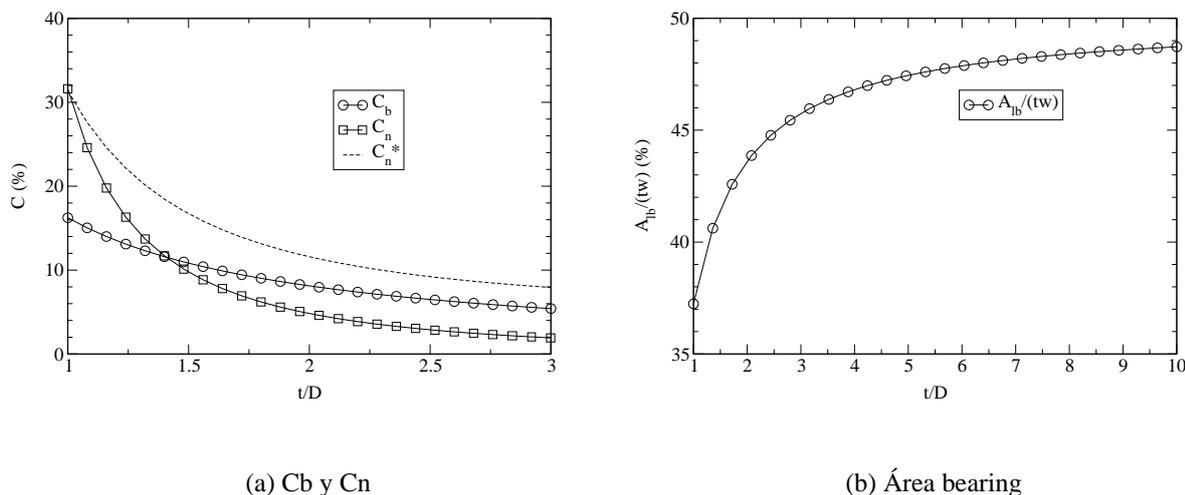


Figura 3.15: Influencia de  $t$

En la figura 3.15a se puede apreciar la evolución de  $C_b$ ,  $C_n$  de acuerdo con lo expuesto anteriormente en las curvas continuas. Para el trazado de la curva  $C_n$  se ha supuesto que la distribución de presiones a lo largo del espesor del laminado es uniforme. En la realidad, sabemos que ésta no es uniforme, sino que es mayor en la proximidad del vástago. Además, sabemos que si se incrementa indefinidamente la longitud del bulón ( $L_{bulon} = t$ ) su capacidad de carga no disminuye indefinidamente, sino que se llega a una asíntota. Estos efectos se representan de forma cualitativa en la curva punteada de la figura 3.15a. El establecimiento de la evolución de esta curva de forma cuantitativa no se puede realizar por métodos analíticos simples, sino que implica la construcción de un modelo de la junta que contemple los esfuerzos de contacto entre el laminado y el bulón, así como la rigidez de ambos elementos.

La figura 3.15b representa la evolución de la fracción  $A_{lb}/(tw)$  en relación a  $t$ . Como ya hemos comentado en anteriores apartados resulta imposible, de momento, relacionar el área  $A_{lb}$  con  $C_{lb}$  de forma fiable.

### 3.3.4 $e/D$

La relación  $e/D$  afecta principalmente a la resistencia al desgarre de la junta. Si suponemos una distribución uniforme del cortante la carga de rotura para este modo de fallo, debería ser inversamente proporcional a la relación  $e/D$ . De todas formas en el capítulo anterior se comentaba como, para juntas a solape, la aparición de roturas por desgarre dependía en una mayor medida del tipo de laminado (éste debía ser casi isotrópico) que de la separación del agujero al borde de la junta ( $e$ ). Tanto es así que, aunque es evidente que la rotura por desgarre aparecerá con mayor facilidad para relaciones  $e/D$  pequeñas, resulta difícil establecer una relación precisa entre la separación  $e$  y la

aparición de este modo de fallo. En el caso de las juntas T-bolt, no parece que haya motivos para suponer que la situación vaya a ser distinta, si bien no se han desarrollado estudios al respecto.

Otro efecto de la variación de  $e/D$  es que, para valores excesivamente pequeños, se puede producir una distorsión considerable del laminado que produzca un incremento en las concentraciones de tensiones.

Aunque existe un importante desconocimiento del efecto de este parámetro, cabe destacar que, al contrario de lo que sucedía con las relaciones anteriores, no existen efectos adversos en el incremento de la relación  $e/D$ . Por lo que, en caso de duda siempre es posible aplicar un cierto margen de seguridad sin que esto vaya en detrimento de la eficiencia de la junta.

### 3.3.5 $th/e$

El parámetro  $th$  normalmente viene impuesto por el diseño del buje, y su influencia sobre el comportamiento de la junta no es muy elevado. Sin embargo existe un punto sobre el que sí tiene influencia: la relación de rigideces entre el vástago y el material de la junta ( $K_m/K_b$ ), la cual, como ya se ha comentado, define la fracción de carga que soportará el vástago y tiene un papel importante en la carga de apertura de la junta.

Esta influencia se deriva del hecho que el material de la brida del buje ( $K_m^{buj e}$ ) habitualmente es mucho más rígido que el laminado de la raíz de la pala ( $K_m^{lam}$ ) y que se trata de dos elementos en serie, es decir:

$$K_m = \frac{K_m^{lam} K_m^{buj e}}{K_m^{lam} + K_m^{buj e}} \quad (3.15)$$

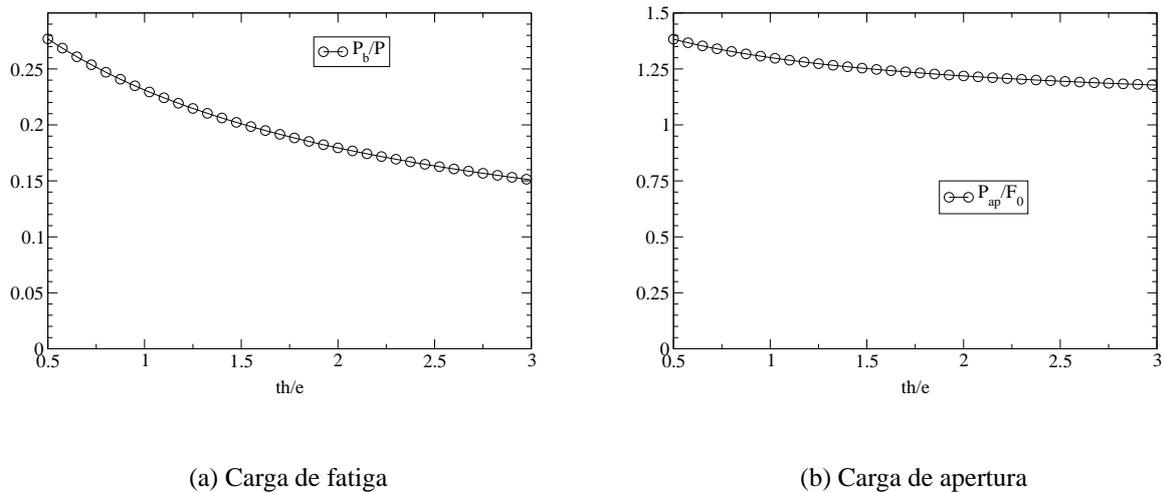
Por otra parte, en primera aproximación, la rigidez de un elemento será inversamente proporcional a su longitud, por lo que, para un  $e$  fijo tendremos:

$$\left. \begin{aligned} K_b &= \frac{K_{b0}}{L_{b0} + \Delta th} L_{b0} \\ K_m^{buj e} &= \frac{K_{b0}}{th_0 + \Delta th} th_0 \\ K_m^{lam} &= \frac{K_{m0}^{lam}}{L_{m0}} L_{m0} \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

La carga de fatiga aplicada sobre el vástago ( $P_b$ ) se obtendrá a partir de la carga exterior de fatiga ( $P$ ) y de la expresión 3.6. Si ahora sustituimos 3.15 y 3.16 en ésta, obtenemos la variación de la carga de fatiga sobre el vástago en función de  $t/e$  (figura 3.16a). Se aprecia que cuanto mayor sea  $th$  en relación a  $e$  menor será la carga de fatiga del vástago. Por contra, para una pretensión dada, la carga de apertura de la junta viene dada por la fórmula 3.10 que vemos representada, en función de  $t/e$ , en la figura 3.16b. Se aprecia en este caso que, para una pretensión dada, a mayor espesor  $th$  menor será la carga de apertura, lo cual resulta contraproducente. De todas formas observando las dos gráficas se puede observar que es mayor la influencia sobre la carga de fatiga que sobre la carga de apertura de la junta; si a ello añadimos que normalmente el vástago se dimensionará a fatiga, se puede afirmar que la influencia de un incremento del espesor de la brida del buje sobre el comportamiento de la junta sería claramente positiva.

### 3.3.6 $F_0/P$

La pretensión de la junta tiene una gran importancia en dos aspectos fundamentales del comportamiento de la misma: La seguridad de la junta y su vida a fatiga. La gran mayoría de las cargas


 Figura 3.16: Variaciones de la carga de fatiga y de apertura respecto a  $th/e$ 

aplicadas sobre cada una de las T-bolts de la raíz de una pala de aerogenerador tienen un carácter cíclico de media  $\approx 0$ . Esto se cumple también para la mayor parte de cargas extremas. Por este motivo, para ver cual es la influencia del valor de la pretensión sobre los parámetros comentados anteriormente, supondremos una carga exterior sinusoidal de amplitud constante  $2P$  y representaremos cual será la gráfica de la variación de carga sobre el vástago para distintos valores de pretensión  $F_0$ . Para ello es necesario recordar que el vástago sólo puede estar sometido a fuerzas de tracción ( $F_0 \geq 0$ ) y que, mientras no se produzca la apertura de la junta, sólo una fracción  $\phi$  de la carga exterior aplicada se traduce en una variación de la carga del vástago. En la figura 3.17 se representan 4 gráficas en las que se representa la variación de la carga del vástago para distintos valores de  $F_0$ . En la primera de estas gráficas se aprecia como, en ausencia de pretensión ( $F_0 = 0$ ), la carga que recibe el vástago ( $F_b$ ) es idéntica a  $P$  cuando ésta es positiva, mientras que para  $P$  negativas la fuerza que actúa sobre el mismo es simplemente 0. Esta situación es totalmente inadmisibles ya que, en ausencia de una cierta tensión, el afloje de la junta está totalmente asegurado. En cuanto a las componentes de fatiga, vemos como tanto la carga media que actúa sobre el vástago como la componente alterna tendrán un valor de:

$$F_{bm} = F_{ba} = P/2 \quad (3.17)$$

La segunda gráfica representa un caso con una ligerísima pretensión  $0 < F_0 \leq \phi P$ . Como se puede apreciar, la única diferencia con el caso anterior consiste en que la fuerza que actúa sobre el vástago sólo alcanza el valor 0 en una fracción del semiciclo negativo de  $P$ . Este hecho no cambia de forma significativa la situación, ya que son totalmente inadmisibles todas las situaciones con  $F_b = 0$ . Además, las componentes de fatiga se mantienen exactamente iguales que en la situación anterior.

En la tercera gráfica, con  $\phi P < F_0 \leq (1 - \phi)P$ , se observa un primer cambio significativo. En este caso  $F_b$  no alcanza en ningún momento el valor 0. Por otra parte tenemos que el valor de la carga máxima se mantiene constante e igual a  $P$  debido a la apertura de la junta, mientras que la carga mínima se incrementa proporcionalmente a  $F_0$  a razón de:  $F_{bmin} = F_0 - \phi P$ . De esta manera tenemos las siguientes componentes medias y alternas:

$$F_{bm} = \frac{(1 - \phi)P + F_0}{2} \quad (3.18)$$

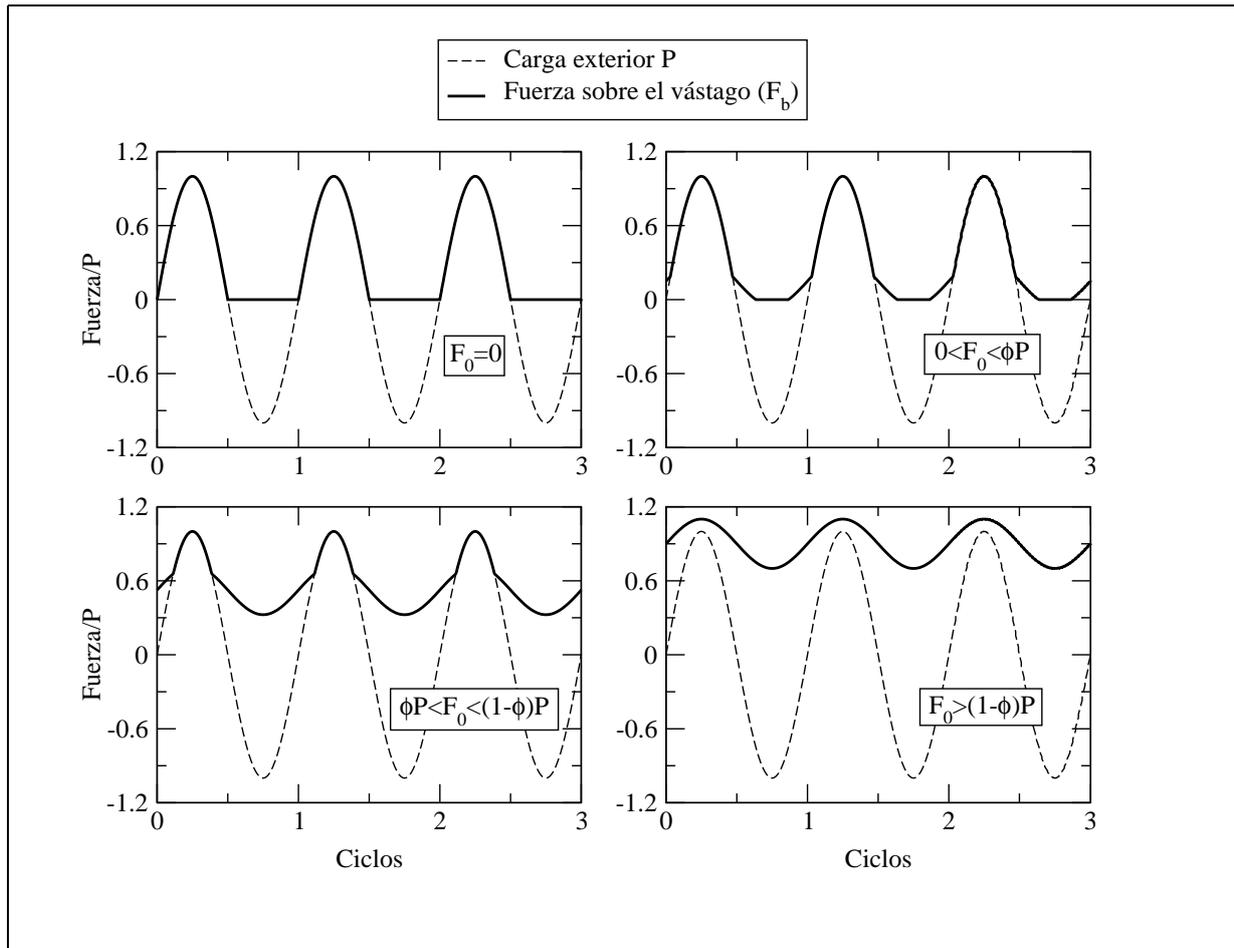


Figura 3.17: Efecto de la pretensión sobre la carga del vástago

$$F_{ba} = \frac{(1 + \phi)P - F_0}{2} \tag{3.19}$$

Finalmente, en la última gráfica ( $F_0 > (1 - \phi)P$ ) se observa una nueva situación en la que ya no se produce apertura de la junta, para la cual los valores de la componente media y alterna valdrán:

$$F_{bm} = F_0 \tag{3.20}$$

$$F_{ba} = \phi P \tag{3.21}$$

En la primera gráfica de la figura 3.18 se pueden apreciar la evolución de  $F_{bm}$  y  $F_{ba}$  para  $0 \leq F_0 \leq (1 + \phi)P$ . En ella se pueden apreciar las tres zonas claramente diferenciadas para  $F_0 \leq \phi P$ ,  $\phi P < F_0 \leq (1 - \phi)P$  y  $F_0 > (1 - \phi)P$ .

Resulta interesante notar como en la zona central se produce una disminución en la componente alterna ( $F_{ba}$ ) y un incremento del mismo valor en la componente media ( $F_{bm}$ ). Esto resulta muy favorable para el comportamiento a fatiga ya que, de acuerdo con la teoría de Goodman (Shigley y Mitchell, 1989; Frese y Dalhoff, 2000) el límite de resistencia a fatiga, cuando existen componentes alterna y media, viene dada por la recta:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \tag{3.22}$$

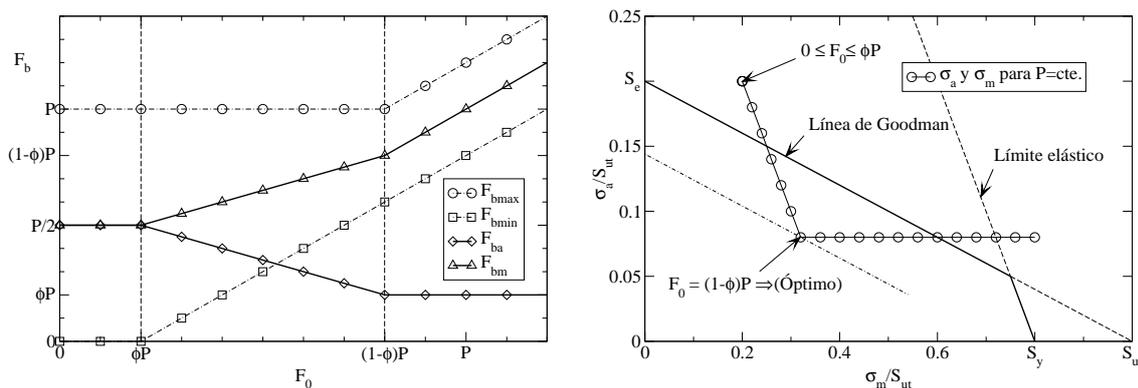


Figura 3.18: Efecto de la pretensión sobre la resistencia a fatiga del vástago

donde  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  son las componentes alterna y media de la tensión,  $S_e$  representa resistencia a la fatiga para  $\sigma_m = 0$  y  $S_{ut}$  la resistencia última del material del vástago; esta expresión, que se puede observar en la gráfica de la izquierda de la figura 3.18, nos indica como el peso de la componente alterna es mucho más elevado, al encontrarse dividido por  $S_e$  que siempre será mucho menor que  $S_{ut}$ .

En la zona de la derecha, para  $F_0 > (1 - \phi)P$ . se observa que la disminución en la componente alterna se detiene, mientras que la componente media se sigue incrementado con una pendiente superior a la que teníamos en la zona central.

Si se representa la variación de las componentes media y alterna de tensión, en función de la pretensión  $F_0$  y para una  $P$  fija, sobre un diagrama de Goodman, se obtiene la curva marcada con circunferencias en la figura 3.18(izqda.), en la cual resulta fácil observar como, para una carga de fatiga  $P$ , el punto óptimo de diseño se obtiene en el límite entre la zona central y la de la derecha, es decir para:

$$F_0 = (1 - \phi)P \tag{3.23}$$

Como resumen, podemos decir que, con el fin de evitar el afloje de la junta, la pretensión  $F_0$  deberá determinarse de modo que **para cualquier carga**  $P$ , ya sea esta de servicio o extrema, se cumpla:

$$\phi P \lll F_0 \tag{3.24}$$

En relación al diseño a fatiga se ha encontrado que el valor óptimo para una  $P$  determinada viene dado por la expresión 3.23, el problema, en este caso, consiste en estimar el valor de  $P$  que se va a utilizar en la expresión, ya que la vida a fatiga del vástago habitualmente se obtiene a partir de la adición de los efectos de diversas series de ciclos de carga, con distinto número de ciclos y distintas amplitudes, con métodos como el de Palmgren-Miner (Sutherland, 1999; Frese y Dalhoff, 2000). Una posible solución a este problema, la cual no es única y depende del criterio del diseñador, consiste en tomar como valor de  $P$  el valor de la carga exterior máxima obtenida para los casos de carga “normales” (ver la tabla 3.2 del apartado 3.1.2) aumentada con un cierto factor de seguridad. Dado que los casos de carga “normales” son los que se utilizan en los cálculos a fatiga, utilizando este valor de  $P$  nos aseguramos que para ninguna carga de fatiga se produzca una apertura de la junta, con lo que conseguimos mantener la componente alterna del esfuerzo en su valor mínimo:  $\phi P$ . Aunque como ya se ha dicho la solución anterior no es la única posible, es interesante observar que siempre y cuando se cumpla con la expresión 3.24 (para la carga extrema máxima), el aplicar

una pretensión mayor, como la que sería necesaria para evitar la apertura de la junta bajo cargas extremas, resulta contraproducente, ya que se está amplificando innecesariamente tanto la tensión media, como los valores de pico de la carga, como puede observarse en la última gráfica (abajo derecha) de la figura 3.17. Esto, que en el caso de las cargas de fatiga se podía admitir a cambio de mantener en valores bajos la componente alterna, no tiene ningún interés de cara a mejorar la resistencia estática del vástago.

Para cerrar este apartado, cabe comentar que, si bien por simplicidad sólo se ha hecho referencia a la resistencia del vástago, hay que recordar que la fuerza que actúa sobre el mismo coincidirá en todo momento con la fuerza que actúa en compresión local entre la parte inferior del bulón y el laminado, por lo que la mayor parte de lo expuesto en este apartado se puede extrapolar, tanto a la resistencia del bulón, como a la del laminado, con la única diferencia de la mayor incertidumbre que se tiene sobre el comportamiento tanto estático como de fatiga del laminado en comparación con el acero.

### 3.4 Especificación de objetivos

En el capítulo de introducción, definíamos como objetivo general de la presente tesis *la caracterización del comportamiento mecánico de las juntas T-bolt, en materiales compuestos gruesos, de matriz polimérica*. A continuación se han analizado, tanto las publicaciones disponibles sobre la materia como la problemática de diseño que presentan las juntas tipo T-bolt. A partir de esta información resulta posible establecer una serie de objetivos más concretos que se intentará presentar a continuación.

Hasta ahora se ha visto como los principales problemas que nos encontramos a la hora de establecer criterios de diseño fiables para las juntas tipo T-bolt provienen del desconocimiento del comportamiento del laminado en la zona de la junta. Ello se debe tanto a los problemas propios de la modelización de juntas mecánicas en materiales compuestos, como, sobre todo, a la ausencia casi total de estudios referidos a este tipo particular de juntas, lo cual contrasta con el gran número de estudios realizados sobre uniones a solape. Por este motivo se establecen los siguientes puntos a desarrollar en la presente tesis:

1. Realización de un análisis numérico de la junta que permita establecer los estados de esfuerzos y deformaciones de los distintos elementos.
2. Realización de un estudio experimental que permita establecer los principales modos de fallo del laminado
3. La combinación de los resultados obtenidos en los dos apartados anteriores, con el fin de poder establecer métodos de estimación de las cargas de fallo, a partir de modelos numéricos y ensayos simplificados.

#### 3.4.1 Análisis Numérico

El análisis numérico representa un primer paso para poder abordar una optimización de la geometría de la junta que tenga en cuenta la resistencia del laminado. Si bien, como ya se ha comentado anteriormente, no es posible estimar de forma fiable la resistencia de un elemento fabricado en materiales compuestos, con importantes concentraciones de tensiones, a partir solamente de un análisis

de tensiones, no debe despreciarse la información que es posible extraer del mismo, sobre todo si se tiene en cuenta que, en nuestro caso existe la posibilidad de completar la información obtenida del modelo numérico con los numerosos resultados (tanto numéricos como experimentales) disponibles para juntas a solape mediante la realización de un análisis comparativo entre los dos tipos de junta.

### **3.4.2 Estudio experimental de rotura**

En esta segunda fase se realizará una serie de ensayos a fin de determinar las cargas de rotura del laminado para los principales modos de rotura. En particular se intentarán forzar los modos de rotura en tensión neta y en compresión local.

El objetivo de esta serie de ensayos no es el de caracterizar completamente los distintos modos de rotura de las juntas tipo T-bolt (hay que tener en cuenta que, más de 30 años después de los primeros ensayos, la cuestión sigue sin estar cerrada para las juntas a solape) sino el análisis de algunos resultados significativos que permitan tanto el deducir algunos criterios simplificados de diseño como su utilización para la validación de distintos modelos de fractura.

### **3.4.3 Obtención de criterios de fallo**

Finalmente, mediante la combinación de los métodos numéricos con los resultados experimentales obtenidos, se intentará establecer procedimientos mediante los cuales sea posible obtener la carga de fallo de una junta, con una aproximación razonable, utilizando como punto de partida valores experimentales fácilmente obtenibles.