

# **Trabajo Fin de Grado**

## **Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales**

**Procedimiento para la determinación de la vida  
residual de tornillos en aerogeneradores**

Autor: Álvaro Romero Macías

Tutor: Jaime Domínguez Abascal

**Dep. Ingeniería Mecánica  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Grado  
Grado Ingeniería en Tecnologías Industriales

# Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores

Autor:

Álvaro Romero Macías

Tutor:

Jaime Domínguez Abascal

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Mecánica

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado: Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores

Autor: Álvaro Romero Macías

Tutor: Jaime Domínguez Abascal

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal





# Agradecimientos

---

A D. Jaime Domínguez Abascal por permitirme participar en este proyecto, así como formarme con sus explicaciones y consejos.

A Mercedes Fernández por su ayuda y disposición en cualquier asunto con respecto al proyecto.

A Marta Martínez-Darve y José Guareño por su acogida en el laboratorio, al igual que por la ayuda prestada a la hora de los ensayos.

A D. Carlos Navarro por su ayuda prestada para elaborar la adquisición de datos.

A toda mi familia y en especial a mi madre, por darme la oportunidad de estudiar esta carrera y apoyarme fervientemente en todos los proyectos en los que me he sumergido.

*Álvaro Romero Macías  
Sevilla, 2017*

# Resumen

---

En este proyecto, se pretende abordar el problema económico que surge al sustituir todos los tornillos de las palas de un aerogenerador debido a la rotura de alguno de ellos. Para esto, se estudiará la vida residual de todos los tornillos en función de la posición que ocupen en el aerogenerador. Los resultados obtenidos, permitirán conocer el estado aproximado en que se encuentran los tornillos en cada momento, y así tener la posibilidad de no sustituir aquellos tornillos que estén en condiciones de seguir trabajando.

Para llevar a cabo este estudio, será necesario el ensayo a fatiga de un número determinado de tornillos. Por tanto, además de detallar el cálculo de la vida residual de los tornillos, se explicará el procedimiento y equipo necesario para realizar dichos ensayos.

# Abstract

---

The aim of this project is to address the economic problem that arises when some bolts failed in a wind turbine and it is necessary to replace it. Therefore, it will be studied the residual maturity of all the bolts. It will do considering the position of the bolt into de wind turbine. The results obtained will allow it to know about the approximate condition of the bolts in each moment.

To carry out this survey it will be necessary a fatigue tests of some specifics bolts. For that, apart from detail of the calculations it will be explained the procedure and the gear necessary to complete this project.



# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>x</b>
<b>Abstract</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xiv</b>
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvi
1. Introducción y Objetivos	1
1.1. Introducción al fenómeno de <i>fatiga</i>	2
1.2. Necesidad de la determinación de la vida residual y proceso para su determinación	4
2. Utillaje de ensayo	6
2.1. Elementos de montaje	7
2.2. Anillo instrumentado	7
2.3. Arandelas calibradas	9
2.4. Utillaje apriete	10
3. Cálculos y calibraciones previas	12
3.1. Calibración del anillo instrumentado	12
3.2. Determinación de la relación de rigidez tornillo-anillo	14
3.3. Ensayo de apriete	17
3.3.1. Cálculo teóricos	20
3.3.2. Sin lubricación	22
3.3.3. Con lubricación	23
4. Procedimiento de ensayo	24
4.1. Determinación del filete crítico	25
4.2. Elección, limpieza y marcado de los tornillos a ensayar	26
4.3. Apriete del conjunto	28

4.4. Determinación de los parámetros de ensayo	30
5. Adquisición y procesado de datos	32
5.1. Procesado de datos	33
5.2. Cálculo de la vida residual	35
6. Conclusiones	41
<b>Bibliografía</b>	<b>44</b>
<b>Planos</b>	<b>45</b>

# Índice de Tablas

---

Tabla 1. Propiedades de los tornillos	5
Tabla 2. Valores medidos en la calibración	13
Tabla 3. Factores de conversión calibración	14
Tabla 4. Valores ensayo rigideces	16
Tabla 5. Coeficientes de rozamiento	19
Tabla 6. Pares de apriete según características tornillo y coeficiente de rozamiento	19
Tabla 7. Fuerza y tensión axial ensayo de apriete sin lubricación	23
Tabla 8. Características aceite MEROPA 320	23
Tabla 9. Fuerza y tensión axial ensayo de apriete lubricado con MEROPA 320	24
Tabla 10. Elección de los tornillos a ensayar	27
Tabla 11. Parámetros ensayo por tornillo	36
Tabla 12. Vida residual de cada tornillo	40

# Índice de figuras

---

Figura 1. Fallo por fatiga del McDonnell Douglas MD-88	2
Figura 2. Esquema de superficie con rotura por fatiga	3
Figura 3. Ejemplo Curva S-N	4
Figura 4. Vista del conjunto explosionado	6
Figura 5. Elementos de montaje	7
Figura 6. Anillo instrumentado	8
Figura 7. Disposición del puente de Wheatstone	8
Figura 8. Arandelas calibradas	9
Figura 9. Elemento sujeción conjunto	10
Figura 10. Hendidura hexagonal	10
Figura 11. Conjunto montado y vista del corte	11
Figura 12. Llave dinamométrica	11
Figura 13. Disposición del anillo en la calibración	12
Figura 14. Curva de calibración	14
Figura 15. Unión atornillada antes y después de la aplicación de una fuerza	15
Figura 16. Gráfica ensayo rigideces	17
Figura 17. Sistema de cargas en un filete desarrollado	20
Figura 18. Esquema tornillo-tuerca	20
Figura 19. Zona afectada por la tuerca	25
Figura 20. Zona sin dañar por la tuerca	25
Figura 21. Altura filete crítico	26
Figura 22. Esquema de la distribución de tornillos en la pala	27
Figura 23. Tornillos limpios y marcados	28

Figura 24. Conjunto listo para el apriete	29
Figura 25. Esquema de cargas aplicadas en el apriete	29
Figura 26. Diagrama de Goodman	30
Figura 27. Conjunto montado en Instron 8833	32
Figura 28. Ratón	33
Figura 29. Acondicionador de señal	33
Figura 30. Tarjeta de adquisición National Instruments	33
Figura 31. Esquema de las conexiones	34
Figura 32. Pantalla principal del programa de Labview	34
Figura 33. Ejemplo de archivo .txt para cada tornillo	35
Figura 34. Vida a fatiga de los tornillos ensayados	37
Figura 35. Tensión equivalente frente al N° de ciclos de cada tornillo	38
Figura 36. Aproximación curva S-N para cada grupo de tornillos	39
Figura 37. Tensión equivalente frente al número de ciclos	39
Figura 38. Unión Vástago-Sujeción rota por fatiga	42
Figura 39. Célula de carga rota por fatiga	42
Figura 40. Célula de carga rota por fatiga 2	43

# 1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

---

El mundo de las energías renovables se encuentra hoy en día en pleno auge. Aun así, se enfrentan a grandes problemas económicos debido a la gran inversión que se requiere para poder ejecutar cualquier proyecto de mediano tamaño de esta índole. Con esto, la optimización y el estudio detallado de todos los componentes de estos proyectos se convierte en una parte esencial para la reducción de costes del mismo, convirtiéndose así en un problema de Ingeniería.

Este proyecto surge de la necesidad de caracterizar el comportamiento de los tornillos que residen en las uniones de las palas de un aerogenerador. Debido a los esfuerzos que sufren estos durante el funcionamiento del aerogenerador, hay tornillos que son encontrados rotos en el suelo. Este suceso puede desembocar en catástrofe, ya que al dejar de trabajar cada tornillo que se cae, se produce otro reparto de cargas haciendo sufrir más a cada tornillo. Por tanto, si esto no se detecta a tiempo, se podría dar la caída de la pala pudiendo ocasionar, aparte de una pérdida económica, daños físicos de algún trabajador de la planta.

Hoy en día y cada vez más, se va tomando conciencia de la importancia de la seguridad en cualquier actividad industrial. Ciertamente es que el factor económico siempre juega un importante papel, pero es claro que si se descuida la seguridad y ocurre algún accidente grave, el proyecto puede verse en una situación complicada. Para ello, con este proyecto se intentará aportar una solución o mejora a un problema que afecta a estos aspectos: economía y seguridad.

Para dar solución a un problema, lo primero es conocerlo. En este caso, estos tornillos están sometidos a un fenómeno conocido como *fatiga* que será explicado en el siguiente apartado. A modo de resumen, este fenómeno se da en cualquier objeto que es sometido a una carga cíclica, como es en los tornillos de un aerogenerador. Por tanto, estos romperán en un tiempo a priori desconocido y debido a este fenómeno.

## 1.1. Introducción al fenómeno de *fatiga*

El fenómeno de *fatiga* se encuentra muy presente en el campo de la Ingeniería. Es objeto de constantes estudios y siempre ha de tenerse en cuenta a la hora de elaborar cualquier proyecto de esta índole. De esta manera, la teoría que abarca este fenómeno es de grandes dimensiones, por lo que, al no estar centrado en este fenómeno en concreto este proyecto, se dará únicamente una introducción sobre el mismo.

Una pieza compuesta por un material cualquiera, que a la vista parece estar en perfectas condiciones, a nivel microestructural presenta discontinuidades. Cuando dicha pieza se somete a cargas cíclicas o alternantes, esto es, esfuerzos que no son constantes y que varían con el tiempo, se produce un proceso de iniciación de microcraquelas y el posterior crecimiento de dichas microcraquelas. Éstas se vuelven cada vez mayores hasta alcanzar el punto en el que la pieza falla a pesar de que los esfuerzos sean muy inferiores a los que en teoría es capaz de resistir. Un ejemplo se puede ver en la siguiente fotografía, del fallo ocurrido en Pensacola (Florida) en 1996<sup>1</sup>, en el que durante el despegue se produjo el fallo por fatiga del disco, debido a un taladro incorrectamente realizado con daño metalúrgico.

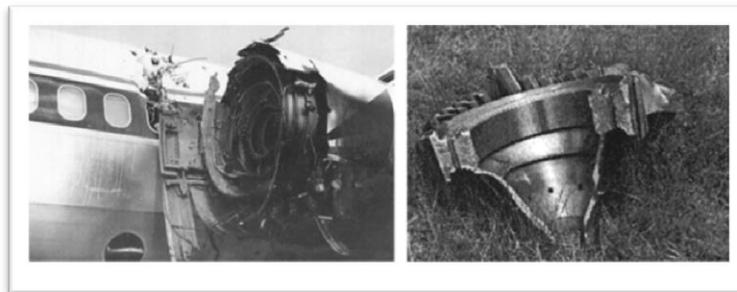


Figura 1. Fallo por fatiga del McDonnell Douglas MD-88

La presencia de este fenómeno, se ve favorecida por distintos factores como puede ser la temperatura, acabado superficial de la pieza, defectos de fabricación en general, vibraciones o concentradores de tensiones. Todo aquel factor que favorezca el crecimiento o aparición de una grieta influye negativamente en este fenómeno, ya que la carga cíclica se encargará de que esta se propague a lo largo del tiempo.

La característica más típica del fallo por fatiga en los materiales son las conocidas como “Marcas de playa”, como se muestra en la figura 2. Estas marcas indican la posición del frente de grieta durante la etapa de fatiga y suelen ser por paradas en el proceso o modificaciones en el régimen de carga.

---

<sup>1</sup> <http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/138576-Integridad-de-pieza-Concierno-a-un-mecanizador.html>

Cuando la grieta ha progresado lo suficiente, la porción restante de material falla por rotura catastrófica (fractura frágil o dúctil). Estas marcas son las señas de identidad más claras de la fractura por fatiga. Durante la etapa de propagación, el borde de la grieta es un gran concentrador de tensiones. Cada vez que la grieta se abre por un esfuerzo de tensión de magnitud suficiente, el borde de la grieta se deforma plásticamente, enromando ligeramente el borde de la grieta y produciéndose pequeñas microfracturas en dicho frente. Esto causa que la fractura avance, creando una nueva estriación.

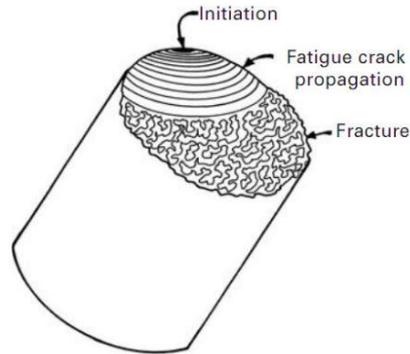


Figura 2. Esquema de superficie con rotura por fatiga

Para caracterizar la fatiga en un material, se hace uso de lo mencionado anteriormente como Curva S-N (Stress-Number of cycles). El nº de ciclos requeridos para que el fallo por fatiga ocurra en un punto, depende del material y de la fluctuación de las tensiones. Esta información, para ciertos materiales férricos, nos la proporciona la dicha curva.

Estas curvas se obtienen a través de una serie de ensayos donde una probeta del material se somete a tensiones cíclicas con una amplitud máxima relativamente grande (aproximadamente  $2/3$  de la resistencia estática a tracción) contándose los ciclos hasta rotura. Este procedimiento se repite en otras probetas a amplitudes máximas decrecientes.

La curva S-N de un material define valores de tensiones alternas vs. el número de ciclos requeridos hasta que se produzca el fallo, un ejemplo se muestra en la Figura 3. El eje-Y representa la tensión alterna y el eje-X representa el nº de ciclos. Para cada material se pueden definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media. Para casi todos los aceros, se puede determinar gráficamente el diagrama S-N con bastante buena aproximación, dado que para estos materiales ocurre que:

- Para  $N=10^3$  ciclos, la rotura a fatiga ocurre aproximadamente cuando la tensión aplicada alcanza el valor de  $S = 0,9 \cdot S_u$  siendo  $S_u$  el límite de rotura del acero para esfuerzos estáticos.

- Para  $N=10^6$  ciclos (vida infinita), el límite de fatiga del acero vale aproximadamente  $S_n = 0,5 \cdot S_u$

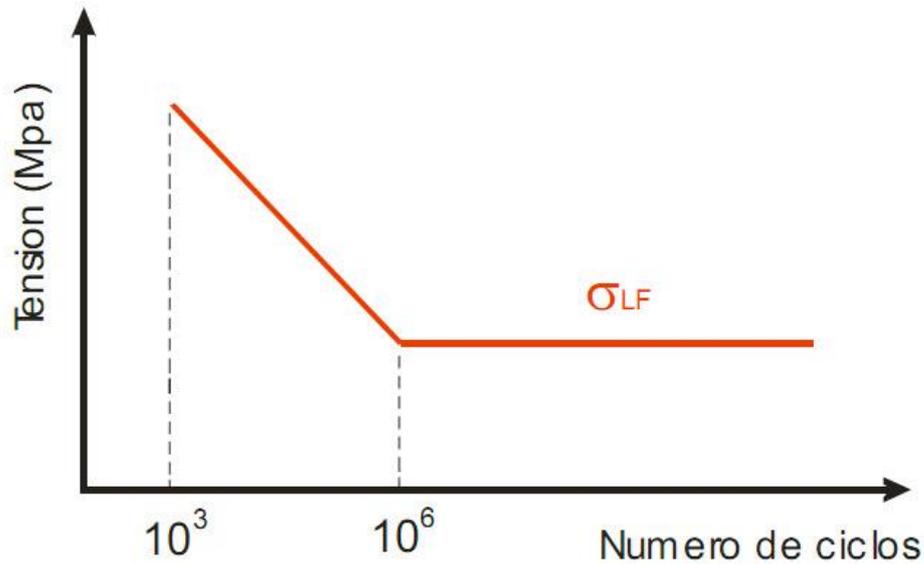


Figura 3. Ejemplo Curva S-N

La curva S-N se basa en la vida a fatiga media o en una probabilidad de fallo dada. Para la elaboración de esta curva es necesario que se realicen numerosos ensayos para contabilizar el número de ciclos. En este proyecto, se realizarán estos ensayos con el fin de obtener las curvas S-N y la vida residual de cada uno de los tornillos.

$$SN^\alpha = k \quad (1)$$

## 1.2. Necesidad de la determinación de la vida residual y proceso para su determinación

Con este proyecto se pretende determinar la vida residual que existe en los tornillos, para así caracterizar su comportamiento, conocer el daño aproximado que tienen en cada momento y poder llevar un mantenimiento predictivo adecuado. Esto repercutirá en la seguridad, de manera que no se produzcan accidentes por caídas de palas. Además, al encontrar tornillos rotos en el suelo, se hace necesario el cambio de todos los tornillos de la pala para prevenir la caída de la misma, ya que se desconoce el estado de los tornillos restantes. Para ello, este estudio supondría también un importante ahorro económico.

Para llevar a cabo esto, se estudiarán el comportamiento a fatiga de tornillos ya usados pertenecientes a distintas posiciones de la pala y de tornillos nuevos. Con los resultados obtenidos, se podrá hacer una comparativa entre ambos, determinando la vida residual de los tornillos de campo. Además, se obtendrán las curvas S-N explicadas en el apartado anterior. En la Tabla 1, se recogen todas las características de los tornillos a ensayar

Propiedad	M20x130 10.9
Diámetro resistente, $d_a$ [mm]	19.16
Paso [mm]	1.5
Diámetro sobre flancos, $d_2$ [mm]	20.84
Área efectiva, $A_e$ [mm <sup>2</sup> ]	244.45
Límite elástico convencional, $R_{p0.2}$ [MPa]	900
Resistencia nominal a la tracción, $R_{m,nom}$ [MPa]	1000
Resistencia mínima a la tracción, $R_{m,min}$ [MPa]	1040

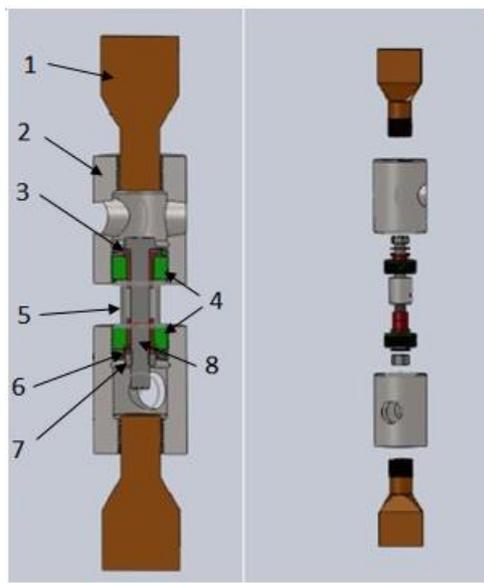
Tabla 1. Propiedades de los tornillos

Por otro lado, el procedimiento seguido para la determinación de la vida residual, de forma resumida será el siguiente:

1. Dado que hay tornillos con diferentes condiciones de carga debido a su posición la pala, se selecciona cuatro grupos de tornillos de cuatro zonas diferentes de la pala.
2. Además, se elige un grupo de tornillos nuevos que servirán como referencia.
3. Definición de las cargas a aplicar. Serán parecidas a las de funcionamiento pero superiores para conseguir el fallo entre 100000 y 300000 ciclos.
4. Ensayo de los 4 grupos de tornillos a las mismas cargas.
5. Obtención de la vida residual de cada grupo.
6. % de vida restante de cada grupo.

## 2 UTILLAJE DE ENSAYO

Para llevar a cabo estos ensayos es necesaria la fabricación de un utillaje específico. Este utillaje debe adaptarse a las dimensiones de los tornillos a ensayar, al igual que debe soportar los ciclos de carga a los que serán sometidos los tornillos. Además este utillaje ha sido diseñado siguiendo recomendaciones de la Norma ISO 3800:1993. A continuación se detallan las partes del conjunto montado:



Nº	Descripción
1	Vástago
2	Unión Vástago-Sujeción
3	Arandela Cabeza
4	Sujeción del Tornillo
5	Anillo con galgas
6	Arandelas de ajuste
7	Tuerca
8	Tornillo

Figura 4. Vista del conjunto explosionado

Todas estas piezas son fabricadas mediante mecanizado con acero F1270. Se trata de un acero aleado y templado de gran resistencia, con aplicaciones de elevada responsabilidad y con una buena tenacidad. Las características de este acero, en concreto del que ha sido utilizado para fabricar el utillaje, viene dado por el fabricante y son las siguientes:

- Temple entre 830-850 °C
- Enfriado en aceite
- Resistencia ( $\sigma_u$ ) : 86 ÷ 110 kg / mm<sup>2</sup>

## 2.1. Elementos de montaje

Este apartado se refiere a aquellas piezas que sirven de unión entre la máquina y el tornillo. Su función principal es hacer que la carga aplicada en la máquina se transmita al tornillo. Su diseño y fabricación es de extrema importancia ya que deberán cumplir requisitos como que el conjunto esté perfectamente alineado, que tengan una resistencia suficiente para soportar la carga y que esta sea transmitida correctamente al tornillo.



Figura 5. Elementos de montaje

## 2.2. Anillo instrumentado

Para conocer las tensiones que sufre el tornillo, lo más inmediato sería instrumentar mediante galgas extensométricas este mismo de manera que obteniendo las microdeformaciones se puedan obtener las tensiones directas. Sin embargo, este método implica unas modificaciones complejas en el utillaje para poder sacar el cableado de las galgas además de que habría que instrumentar cada tornillo (4 galgas por tornillo) lo que supondría un elevado coste.

Por ello, se decide fabricar un anillo de acero el cual encaje en las sujeciones mencionadas en el apartado anterior. Este anillo ya permitirá colocar las galgas y cableado de manera que no interfieran con ningún otro elemento. Además será diseñado para soportar unas fuerzas mayores de las que se estiman para los ensayos, quedando así del lado de la seguridad. Observando las dimensiones en el plano del casquillo y teniendo en cuenta que el material con el que se ha fabricado, se observa que el casquillo diseñado cumple con los requisitos:

Fuerza máxima sufrida por el anillo durante los ensayos = 200 kN

Área anillo =  $123 \pi \text{ mm}^2$

Tensión en el anillo:  $\sigma = \frac{200000 \text{ N}}{123 \pi \text{ mm}^2} = 517 \text{ MPa}$



Figura 6. Anillo instrumentado

Este anillo constará de dos puentes completos de Wheatstone. Un puente de Wheatstone es un circuito eléctrico que se utiliza para medir resistencias desconocidas mediante el equilibrio de los brazos del puente. Estos están constituidos por cuatro resistencias que forman un circuito cerrado, midiendo todas ellas. Cada puente, al ser completo, elimina los efectos de flexión. Estos son colocados a  $90^\circ$  para hacer la media y corregir la distribución irregular de las tensiones.

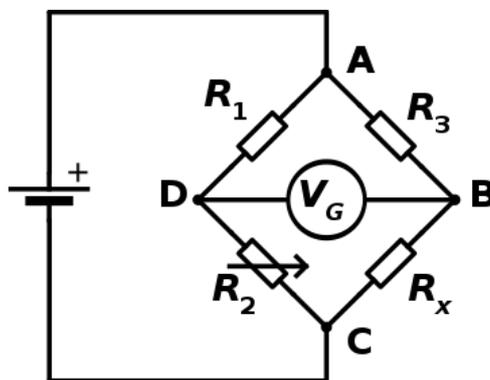


Figura 7. Disposición del puente de Wheatstone

Según la disposición del conjunto, este anillo será sometido a cargas de compresión. La fuerza que reciba el anillo será la misma pero de signo contrario que la que reciba el tornillo. De esta manera y como se explicará más adelante, el anillo debe ser calibrado para relacionar la fuerza aplicada en la máquina y el voltaje medido.

### 2.3. Arandelas calibradas

Como se ha mencionado anteriormente, el objetivo de este proyecto es calcular la vida residual de tornillos que ya han estado trabajando en palas de aerogeneradores. Para llevar a cabo un estudio válido, es imprescindible reproducir las condiciones de trabajo a las que han estado sometidos los tornillos.

Debido al efecto de la fatiga en los tornillos, es posible que haya grietas en fase de iniciación o crecimiento. Por ello, la zona de inicio de la rosca donde se producen las tensiones máximas deberá de coincidir en ambos casos. Para esto se hará un estudio de varias muestras para determinar la posición de la tuerca en campo y así imitarla en los ensayos. Si la posición de la tuerca fuera errónea, se iniciarían nuevas grietas aportando datos erróneos.

Una vez conocida la posición exacta de la tuerca (procedimiento explicado más adelante) se ajustará el conjunto mediante arandelas calibradas de distintos espesores. Estas arandelas han sido fabricadas exclusivamente para estos ensayos, teniendo un diámetro interior de 20 mm y distintos espesores para tener juego a la hora de colocarlas. En función de la altura a la que se encuentre la tuerca, se colocarán unas arandelas u otras de manera que la tuerca quede perfectamente ajustada. Los espesores de las arandelas oscilan entre 0,5 y 3 mm.



Figura 8. Arandelas calibradas

## 2.4. Utilaje de apriete

Los tornillos antes de ser ensayados deberán de ser sometidos a un par de apriete que, según datos que se poseen, el par aplicado antes de su funcionamiento fue de unos 500 Nm. Debido a la magnitud del par que se le va a aplicar, será necesario una bancada atornillada al suelo para la correcta aplicación de este.

En primer lugar, se dispone de una pieza de acero para mantener el conjunto fijo durante el apriete. Esta pieza va atornilla a un bloque de hormigón que a su vez se encuentra atornillado al suelo. Además, como se observa en la Figura 9, dispone de un cilindro en el cual se introduce el conjunto. El conjunto será colocado introduciendo en primer lugar la parte en la que se encuentra la cabeza del tornillo e introduciendo el cableado por la ranura que se observa.

El cilindro mencionado anteriormente, como se puede observar en la figura 10, posee una hendidura con la forma hexagonal de la cabeza del tornillo. De esta manera, la cabeza del tornillo quedará encajada en la hendidura permitiendo así que el conjunto quede inmovilizado para realizar el apriete. El conjunto entero montado, quedará como muestra la Figura 11.



Figura 9. Elemento sujeción conjunto



Figura 10. Hendidura hexagonal

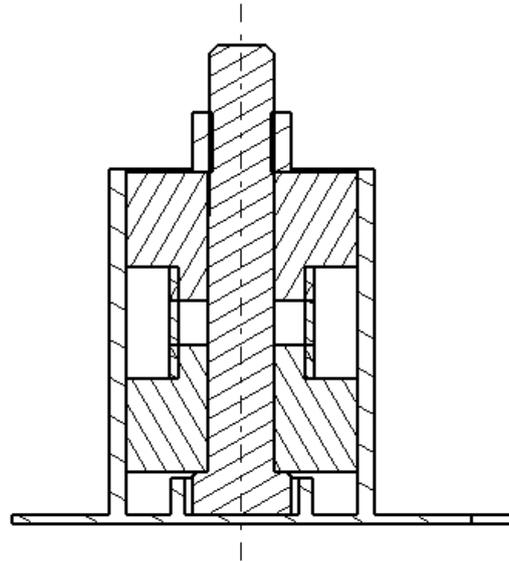


Figura 11. Conjunto montado y vista del corte

Por otro lado, para la aplicación de un par de tales dimensiones, será necesaria una llave dinamométrica calibrada. Para esto, se utilizará una llave que permite la aplicación de un par de hasta 1300 Nm. Además esta herramienta posee la función de aviso cuando se llegue al par que se le indica, de manera que garantiza una medida bastante exacta. Por último será necesario un vaso largo de cabeza hexagonal para que esta pueda llegar a la tuerca debido a la longitud de los tornillos.



Figura 12. Llave dinamométrica

## 3 CÁLCULOS Y CALIBRACIONES PREVIAS

---

Para asegurar unos datos fiables y evitar errores acumulados en la medida, es imprescindible realizar varios cálculos y calibraciones. En primer lugar se hará la calibración del anillo instrumentado para asegurar su correcta medida, y por otro lado se determinará la relación de rigideces tornillo-anillo para ser capaces de calcular la fuerza a la que estará sometido el tornillo.

### 3.1. Calibración del anillo instrumentado

Como se dijo anteriormente, para la medida de la fuerza que recibe el tornillo se ha instrumentado un anillo mediante un puente de Wheatstone que será sometido a fuerzas de compresión. De este puente saldrá un cableado que irá directamente a un equipo de medida de voltaje. La calibración de este anillo es con el fin de ver cuánto voltaje corresponde a cada fuerza que se aplica al casquillo y así establecer un factor de conversión kN/V.

Para llevar a cabo esta calibración, se aplicará la carga de compresión con una superficie plana estando el anillo colocado sobre una rótula para que se produzca una distribución uniforme de la carga. Se le dará una rampa de carga al anillo, llegando a la fuerza máxima que este soportará durante los ensayos.



Figura 13. Disposición del anillo en la calibración

Para conseguir una calibración lo más exacta posible, la rampa de carga se aplicará 3 veces, girando cada vez 90° el anillo. De esta forma se obtendrán 3 rectas de calibración por cada puente, y realizándole la media se obtendrán las rectas finales de calibración. Cabe decir que el equipo de medida debe ser ajustado para que se ajuste al rango de voltaje que se quiere medir. Es decir, se establece una relación de 250  $\mu\epsilon$  corresponden a 0.2 V. Esto permite que para el rango de fuerzas en el que se van a mover los ensayos, el rango de voltaje esté entre 0 y 5 V.

La Tabla 2 recoge, para cada ensayo, la fuerza proporcionada por la máquina (F), el voltaje medido por el puente 1 (V1) y el voltaje medido por el puente 2 (V2). Además, recoge la media mencionada anteriormente.

ENSAYO 1			ENSAYO 2			ENSAYO 3			MEDIA			
F (kN)	V1	V2	F (kN)	V1	V2	F (kN)	V1	V2	F (kN)	V1	V2	Media V
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19,8	0,25	0,7	21	0,39	0,61	20,9	0,41	0,61	20,567	0,350	0,640	0,50
40	0,78	1,26	41,2	0,85	1,11	41,2	0,89	1,13	40,800	0,840	1,167	1,00
60	1,29	1,79	61	1,4	1,65	60,2	1,4	1,64	60,400	1,363	1,693	1,53
79,8	1,8	2,29	80,8	1,93	2,2	80,2	1,93	2,19	80,267	1,887	2,227	2,06
99,9	2,28	2,8	101,7	2,44	2,77	99,9	2,44	2,71	100,500	2,387	2,760	2,57
119,5	2,79	3,3	120,3	2,93	3,25	119,4	2,94	3,26	119,733	2,887	3,270	3,08
139,4	3,27	3,82	141,2	3,47	3,83	139,7	3,47	3,8	140,100	3,403	3,817	3,61
158	3,72	4,34	159,3	3,94	4,32	159,3	3,98	4,31	158,867	3,880	4,323	4,10
179,4	4,25	4,9	179,4	4,46	4,86	180,6	4,53	4,88	179,800	4,413	4,880	4,65

Tabla 2. Valores medidos en la calibración

Haciendo uso de los valores de la Tabla 2, se elabora una gráfica (Figura 14), donde el eje X corresponde a la fuerza de compresión sufrida en el anillo y el eje Y los voltajes medidos en los diferentes ensayos así como los valores de la media de todos ellos. Tras obtener las curvas, al sacar las pendientes de ellas se obtiene el factor de conversión kN/V del que se hablaba anteriormente. Al tener dos curvas, una para cada puente, se obtendrán dos factores. Para esto, se seguirá el criterio de hacer la media de ambos factores y tomar ese valor como referencia.

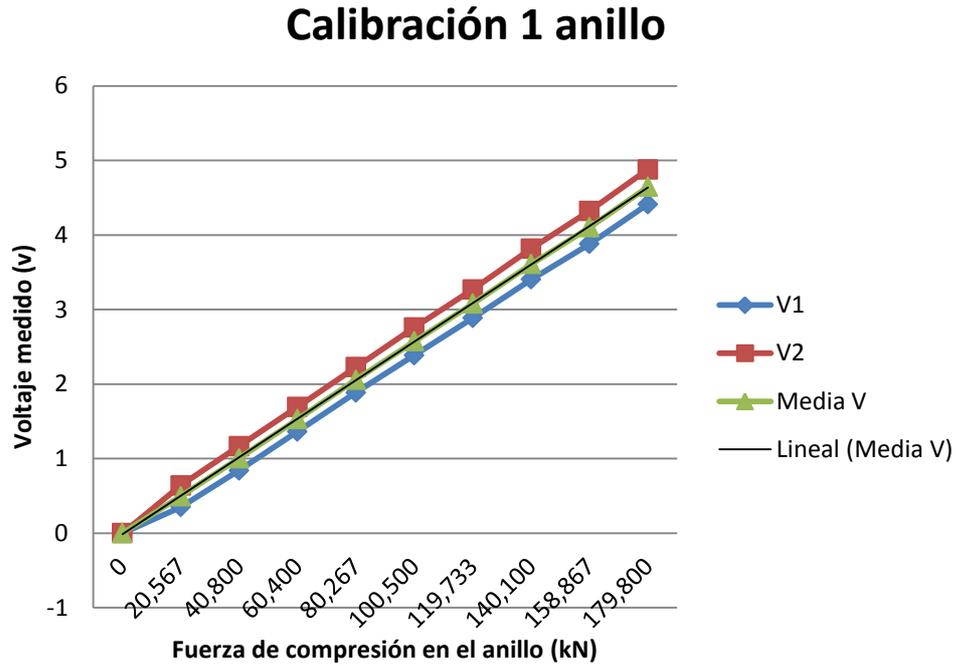


Figura 14. Curva de calibración

	PENDIENTE	kN/V
<b>Canal 1</b>	0.02559	39.076
<b>Canal 2</b>	0.02666	37.516
<b>MEDIA</b>	0.0261	38.304

Tabla 3. Factores de conversión calibración

### 3.2. Determinación de la relación de rigidez tornillo-anillo.

En los ensayos en cuestión se tiene una unión atornillada, lo que implica la unión de elementos con diferentes rigideces. Algunos de estos elementos estarán sometidos a tracción, como lo puede ser el tornillo y los vástagos, mientras que los elementos que se encuentran entre la cabeza del tornillo y la tuerca estarán sometidos a compresión.

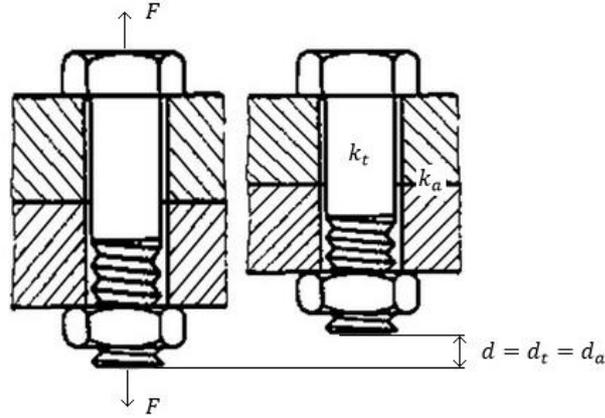


Figura 15. Unión atornillada antes y después de la aplicación de una fuerza

En un primer momento se tiene una fuerza de apriete inicial  $F_0$  que se traduce en una fuerza de tracción en el tornillo y en una de compresión en el anillo instrumentado. La fuerza aplicada en la máquina no se traduce directamente en la que sufre el tornillo, debido a la diferencia de rigideces entre los elementos. Para obtener la fuerza que sufre el tornillo en función de la aplicada en la máquina, será necesario hacer este cálculo de rigideces.

La fuerza aplicada en la unión atornillada en cuestión se reparte entre el tornillo y el anillo. Es por esto que el incremento de fuerza en la máquina será:

$$\Delta F = \Delta F_a + \Delta F_t \quad (2)$$

-Incremento de fuerza en el anillo:  $\Delta F_a = k_a d_a$

-Incremento de fuerza en el tornillo:  $\Delta F_t = k_t d_t$

Siendo  $k_a$  y  $k_t$  la rigidez del anillo y el tornillo y  $d_a$  y  $d_t$  el desplazamiento del anillo y el tornillo respectivamente.

Teniendo en cuenta que el desplazamiento que sufre el anillo y el tornillo es el mismo ( $d_a = d_t$ ):

$$\Delta F = k_a d_a + k_t d_t = k_a d + k_t d \quad (3)$$

$$\frac{\Delta F_a}{k_a} = \frac{\Delta F_t}{k_t} \quad \Delta F = \frac{k_a}{k_t} \Delta F_t + \Delta F_t = \left(1 + \frac{k_a}{k_t}\right) \Delta F_t \quad (4)$$

Por tanto,

$$\Delta F = \frac{k_t + k_a}{k_t} \Delta F_t, \text{ teniendo así la fuerza que sufre el tornillo en función de la fuerza aplicada en la máquina}$$

La relación de rigideces anterior se puede obtener aplicando una fuerza en la máquina al conjunto y observando la fuerza que sufre el tornillo para varios puntos. Obteniendo así una relación entre las rigideces.

El valor que podemos medir es el que da el anillo. Sin embargo, al ser la fuerza de la máquina la suma de la que se lleva el tornillo más la que se lleva el anillo, restándole a la de la máquina la medida por el anillo, obtendremos la fuerza sufrida por el tornillo tal y como muestra la expresión (5).

$$\Delta F - \Delta F_a = \Delta F_t \quad (5)$$

La Tabla 4 recoge los valores tomados y calculados para el ensayo de rigidez. Para cada fuerza aplicada en la máquina, se anota el valor que marca cada puente (Voltaje 1, Voltaje2). Estos valores de voltaje, multiplicados por el factor de conversión kN/V calculado a través de la calibración del anillo, se traducen en una fuerza en cada puente (Fuerza 1, Fuerza 2). Haciendo la media de la fuerza de cada puente, se obtiene la fuerza total en el anillo. Conocida la fuerza de la máquina y la del anillo, mediante la ecuación (5) es posible determinar la fuerza sufrida por el tornillo y por ende, la tensión que este alcanza (Sigma Torn).

F. maq (kN)	Voltaje 1 (V)	Voltaje 2 (V)	Fuerza 1 (kN)	Fuerza 2 (kN)	Fza. Anillo (kN)	Fza Tornillo(kN)	Sigma Torn (MPa)
0	3,45	3,69	134,8	138,4	136,6	136,6	558,9
13	3,25	3,475	127,0	130,4	128,7	141,7	579,6
20,4	3,135	3,33	122,5	124,9	123,7	144,1	589,6
40	2,755	2,925	107,7	109,7	108,7	148,7	608,3
60,7	2,33	2,53	91,0	94,9	93,0	153,7	628,7
80,7	1,975	2,11	77,2	79,2	78,2	158,9	649,9
100,35	1,59	1,715	62,1	64,3	63,2	163,6	669,2
119,5	1,215	1,33	47,5	49,9	48,7	168,2	688,0
140,4	0,79	0,885	30,9	33,2	32,0	172,4	705,4
159,8	0,42	0,49	16,4	18,4	17,4	177,2	724,9
177,75	0,07	0,105	2,7	3,9	3,3	181,1	740,8

Tabla 4. Valores ensayo rigideces

Tras obtener los datos del ensayo, se elabora una gráfica que enfrente la fuerza de la máquina con la fuerza del anillo para obtener la pendiente. De esta manera, se podrá establecer la fuerza de la máquina necesaria para obtener las tensiones requeridas en el tornillo mediante las ecuaciones (4) Y (5):

$$\Delta F = -\Delta F_a \left( \frac{k_t + k_a}{k_a} \right) \quad (6)$$

Denominando K como factor de rigidez:

$$K = \left( \frac{k_t + k_a}{k_a} \right) \quad (7)$$

La Figura 16 muestra para cada valor de fuerza aplicada en la máquina, la fuerza sufrida por el anillo así como su aproximación lineal. De esta manera, una vez obtenida la pendiente de la recta de tendencia, se obtendrá el factor de rigidez especificado en la expresión (7).

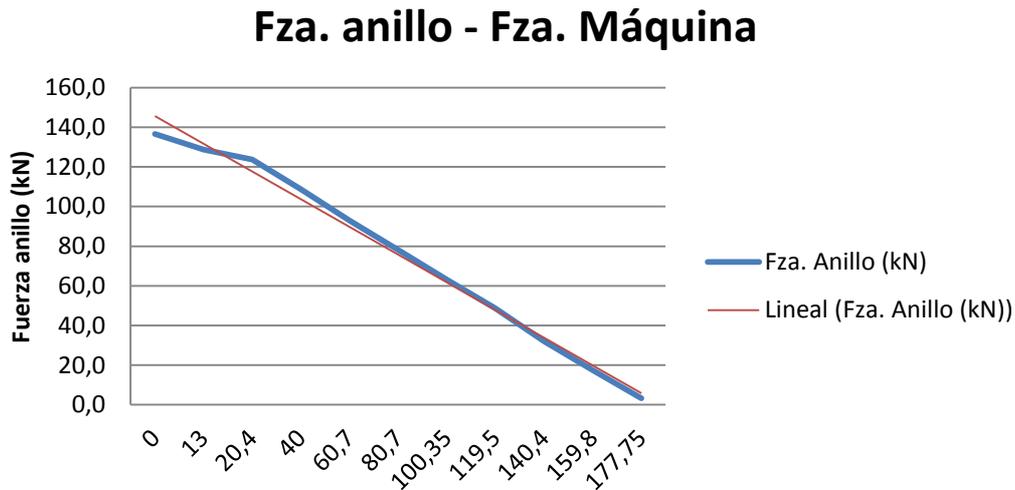


Figura 16. Gráfica ensayo rigideces

Como se trata de una relación entre las dos rigideces no es necesario hallarlas, sino que dándole valor a una se puede obtener la otra.

Pendiente recta de tendencia lineal en valor absoluto =  $1.322 = \frac{k_t + k_a}{k_a}$ , por lo que:

$$k_a = 1$$

$$k_t = 0.322$$

De esta manera, siguiendo la relación entra la fuerza aplicada en la máquina y la fuerza del tornillo se obtiene:

$$\Delta F = \frac{k_t + k_a}{k_t} \Delta F_t = 4.106 \Delta F_t = 4.106 \Delta \sigma_t A_t \rightarrow \Delta \sigma_t = \frac{\Delta F}{4.106 \cdot A_t} \quad (8)$$

### 3.3. Ensayo de apriete

Para observar el comportamiento del tornillo durante el apriete y determinar el par necesario, se han llevado a cabo unos ensayos previos. Estos ensayos consistirán en proporcionar distintos pares de apriete y observar que tensiones se alcanzan en el tornillo, para así ver qué par sería necesario para que el tornillo alcanzase la precarga deseada.

El criterio que se ha seguido para determinar la precarga del tornillo y todos sus factores, se han cogido de la norma CETA 00520-11.69 (Centro de Estudios Técnicos de Automoción), la cual dice:

- Aproximadamente el 90% del par de apriete se utiliza en vencer los rozamientos.
- El factor de rozamiento es muy variable, y a igualdad de par puede haber grandes variaciones en los esfuerzos desarrollados.
- Los valores de los momentos de apriete, que figuran en las tablas, se han calculado adoptando como carga de tracción el 80% del límite elástico mínimo exigible de la calidad aplicable

En este caso, para estar del lado de la seguridad se ha establecido que la carga de tracción será el 70% del límite elástico. Con todo esto se puede establecer la pretracción del tornillo y con ello el voltaje que debe medir el equipo.

Área efectiva tornillos =  $244,45 \text{ mm}^2$  ; Límite elástico tornillos = 900 MPa

Tensión inicial =  $0.7 * 900 = 630 \text{ MPa}$  ; Pretracción =  $630 * 244.45 = 154 \text{ kN}$

Esta pretracción según la calibración del anillo corresponde a unos **3,95 V** en el puente 1 y a unos **4,05** en el puente 2.

Una vez establecidos los parámetros que hay que controlar, se harán los ensayos con y sin lubricación. Para tener una idea de los pares que deben aparecer, se hace uso de la norma CETA 00520-11.69, recordando que las dimensiones de los tornillos en cuestión son M20x1.5 10.9 y que llevan un recubrimiento de acero con zincado.

La Tabla 5 recoge los coeficientes de rozamiento según el recubrimiento y el engrase del tornillo mientras que la Tabla 6 detalla los pares de apriete según dimensiones del tornillo y coeficiente de rozamiento. Con esto, una vez determinado el coeficiente de rozamiento en la Tabla 5, se es capaz de conocer mediante la Tabla 6 el par de apriete necesario.

Recubrimientos	Coeficiente de rozamiento	
	Engrase residual	Engrase con aceite <sup>1</sup>
Acero con cadmiado	0,07	0,07
Cadmiado con zincado	0,10	0,08
Cadmiado con cadmiado	0,10	0,07
Acero con acero	0,11	0,10
Acero con fosfatado <sup>2</sup>	0,11	0,10
Fosfatado con cadmiado	0,11	0,08
Fosfatado con zincado <sup>2</sup>	0,11	0,10
Fosfatado con fosfatado <sup>3</sup>	0,11	0,11
Acero con zincado	0,12	0,10
Zincado con zincado <sup>4</sup>	0,14	0,07

1. Para mejor dispersión se aconseja emplear aceite S<sub>2</sub>Mo.  
 2. Se recomienda ser engrasados.  
 3. Con engrase normal después del fosfatado.  
 4. No recomendables.

Tabla 5. Coeficientes de rozamiento<sup>2</sup>

Para tornillos de acero clase de resistencia 10.9 y límite elástico = 90 kgf/mm<sup>2</sup>

Rosca tornillo Ø x Paso	Momentos de apriete M (m/kgf) según coeficiente de rozamiento					
	0,07	0,08	0,1	0,11	0,12	0,14
M6 x 1,00	0,82	0,9	1	1,05	1,1	1,2
M6 x 0,75	0,87	0,98	1,1	1,2	1,3	1,4
M8 x 1,25	2	2,2	2,6	2,7	2,8	3
M8 x 1,00	2,1	2,3	2,7	2,9	3	3,5
M10 x 1,50	4,1	4,3	5	5,3	5,6	6
M10 x 1,00	4,4	4,7	5,5	6	6,5	7
M12 x 1,75	6,8	7,5	8,5	9	9,5	10,5
M12 x 1,50	7,3	8	9	9,5	10	11
M14 x 2,00	10	12	14	14,5	15	17
M14 x 1,50	11	12,5	14,5	15,5	16,5	18,5
M16 x 2,00	16	18	21	23	24	26
M16 x 1,50	17	19	22	24	25	28
M18 x 2,50	22	25	29	31	33	36
M18 x 1,50	26	28	34	36	38	42
M20 x 2,50	32	36	42	45	48	54
M20 x 1,50	35	38	45	48	51	57
M22 x 2,50	42	47	55	59	63	70

Tabla 6. Pares de apriete según características tornillo y coeficiente de rozamiento<sup>3</sup>

Como se ha mencionado en el párrafo anterior, estas tablas son meramente orientativas. Con esto se pretende conocer el par de apriete aproximado que se le debe dar al conjunto para posteriormente compararlo con el par de apriete final. Así pues, el par de apriete que marca la tabla con las condiciones anteriormente expuestas es de 450 Nm.

<sup>2</sup> [http://www.tornillera.com/archivos/info\\_tecnica/esp/pares\\_apriete.pdf](http://www.tornillera.com/archivos/info_tecnica/esp/pares_apriete.pdf)

<sup>3</sup> [http://www.tornillera.com/archivos/info\\_tecnica/esp/pares\\_apriete.pdf](http://www.tornillera.com/archivos/info_tecnica/esp/pares_apriete.pdf)

### 3.3.1. Cálculo teórico

En primer lugar se ha de conocer el sistema de fuerzas que se produce en una unión atornillada. En la Figura 17 se esquematizan las fuerzas en un filete. En primer lugar se tiene la fuerza  $F$  que es la fuerza que la pieza hace sobre el filete cuando esta intenta ir hacia arriba. Esta fuerza genera dos reacciones, la fuerza normal  $N$  y la fuerza de fricción de valor  $\mu N$  que se opone al movimiento. Por último, se encuentra la fuerza  $P$  que es debida al par de torsión que produce el par de apriete. Si se dispone de una tuerca enroscada en el tornillo, al hacer girar el tornillo  $360^\circ$ , la tuerca recorre sobre el plano inclinado una longitud de circunferencia igual a  $\pi \cdot d_m$  siendo  $d_m$  el diámetro medio de la rosca, y se traslada una distancia  $p$  según la dirección axial o longitudinal del tornillo.

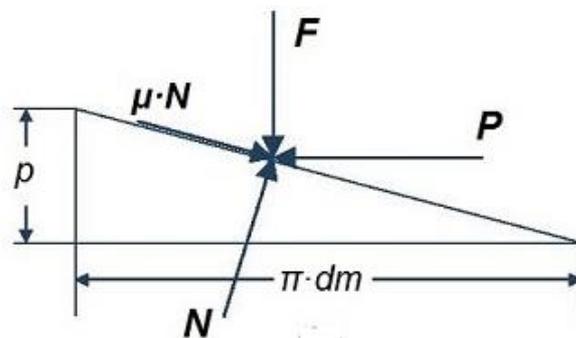


Figura 17. Sistema de cargas en un filete desarrollado

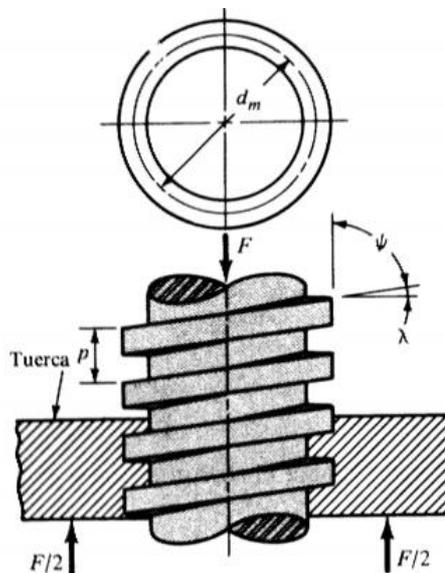


Figura 18. Esquema tornillo-tuerca

Haciendo equilibrio de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_H = P - N \cdot \operatorname{sen} \alpha - \mu \cdot N \cos \alpha = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_V = F + N \cdot \operatorname{sen} \alpha - \mu \cdot N \cos \alpha = 0 \quad (10)$$

Eliminando N, despejando P y sabiendo que  $\mu = \tan(\varphi)$ , siendo  $\varphi$  el ángulo de rozamiento, se obtiene:

$$P = F \cdot \frac{\tan \alpha + \tan \varphi}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \varphi} = F \cdot \tan(\alpha + \varphi) \quad (11)$$

Dado que la fuerza P se aplica sobre el diámetro medio de la rosca, el par será:

$$T = P \cdot \frac{d_m}{2} = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi) \quad (12)$$

Para el cálculo del par total necesario para producir un movimiento o fuerza en uno u otro sentido, habrá que sumarle el par producido por el apoyo axial del tornillo:

$$T_t = F \mu_c \cdot r_c \quad (13)$$

De manera que el par total de apriete necesario para una unión, en función de la fuerza de tracción viene dada por la siguiente expresión:

$$T_t = F \left( \mu_c \cdot r_c + \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi' + \alpha) \right) \quad (14)$$

Donde:

- $T_t$ : par total aplicado
- F: fuerza de tracción en el tornillo. Se estima un 70% del límite elástico siendo 154 kN aproximadamente.
- $\mu_c$ : coeficiente de rozamiento en la cabeza del tornillo.
- $r_c$ : radio de cabeza del tornillo.  $r_c = \frac{30+29.67}{4} = 14.92 \text{ mm}$
- $d_2$ : diámetro medio.  $d_2 = 18.376 \text{ mm}$ , según UNE\_17704\_2002

- $\varphi' = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}$ , siendo  $\beta$  el ángulo de la rosca métrica y  $\mu$  el coeficiente de rozamiento
- $\alpha$ : ángulo de hélice

Además, se tienen las siguientes simplificaciones:

$$\mu_c = \mu$$

$$\tan(\varphi' + \alpha) \sim \varphi' + \alpha = \frac{\mu}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} + \alpha$$

Quedando la expresión del par como:

$$T = F\left(\mu \cdot r_c + \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{\mu}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} + \alpha\right)\right) \quad (15)$$

Donde:

$$\alpha = \frac{\text{Paso}}{2\pi \cdot r_m} = \frac{1.5}{2\pi \cdot \frac{18.376}{2}} = 0.026, \text{ siendo } r_m \text{ el radio medio.}$$

$$\beta = 60^\circ, \text{ según UNE}_{17701}_{2002}$$

Sustituyendo todos los parámetros en la expresión del par se obtiene:

- **T = 454 Nm**, para tornillos lubricados ( $\mu = 0.1$ )
- **T = 793 Nm**, para tornillos sin lubricación ( $\mu = 0.2$ )

Se observa como los resultados obtenidos, son muy parecidos a los que marcan las tablas 5 y 6.

### 3.3.2. Sin lubricación

En un primer lugar se procede a hacer los ensayos limpiando los tornillos de la grasa inicial que poseen y sin aportarle ningún tipo de lubricación. Este estado del tornillo no se contempla en la tablas anteriores, pero es conocido que el coeficiente de rozamiento será altísimo (alrededor de 0.2) y por tanto habrá que aplicar un par de apriete muy alto para llegar a alcanzar las tensiones deseadas.

A continuación, se recogen en la Tabla 7 los valores fuerza sufrida por el tornillo para cada par de apriete. Se tiene una fuerza por cada puente y conocida el área resistente del tornillo, se obtienen directamente las tensiones alcanzadas en el tornillo con la media de ambos puentes.

Par Apriete [Nm]	Fza 1 [kN]	$\sigma$ 1 [MPa]	Fza 2 [kN]	$\sigma$ 2 [MPa]	$\sigma$ media [MPa]
100	20,68	84,62	15,70	64,24	74.43
200	42,13	172,36	35,62	145,73	159.05
300	58,99	241,31	50,94	208,40	224.86
400	72,78	297,72	63,97	261,68	279.70
500	91,93	376,07	75,84	310,26	343.17
600	99,59	407,41	94,61	387,04	397.23
700	113,00	462,25	102,27	418,37	440.31
800	137,89	564,10	127,17	520,23	542.17
900	139,43	570,37	130,62	534,33	552.35
1000	150,15	614,24	140,58	575,07	594.66

Tabla 7. Fuerza y tensión axial ensayo de apriete sin lubricación

Como se puede observar en los resultados, aun dándole un par de 1000 Nm, no se consiguen alcanzar las tensiones deseadas en el tornillo. Esto es, como se ha explicado antes, debido a que la mayoría del par que se le da al apriete se centra en vencer el rozamiento.

### 3.3.3. Con lubricación

A continuación se probará a hacer el mismo ensayo lubricando los tornillos. La lubricación se hará con aceite MEROPA 320, cuyas características se muestran en la Tabla 8.

Características Típicas		
Test	Método	Resultado
Grado SAE		320
Viscosidad Cinemática a 40°C, mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	320
Viscosidad Cinemática a 100°C, mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	24.4
Índice de viscosidad	ISO 2909	97
Punto de Inflamación, °C	ISO 2592	250
Punto de congelación, °C	ISO 3016	-18
Densidad a 15 °C, Kg/l	ASTM D1298	0.895
Corrosión de Cobre 3 hrs a 100°C	ASTM D0130	1A
Ensayo FZG, A/16.6/90	DIN 51354	>12
Carga Timken, lbs	ASTM D2782	80

Tabla 8. Características aceite MEROPA 320

El procedimiento será igual que en el caso anterior, solo que una vez limpiado exhaustivamente el tornillo, se procederá a lubricarlo con el aceite ya mencionado. Se procurará que toda la rosca esté igualmente lubricada para evitar variaciones de rozamiento a lo largo de ella. La Tabla 9 recoge exactamente lo mismo que la Tabla 7, elaborada para el ensayo sin lubricación.

<b>Par Apriete [Nm]</b>	<b>Fza 1 [kN]</b>	<b><math>\sigma</math> 1 [MPa]</b>	<b>Fza 2 [kN]</b>	<b><math>\sigma</math> 2 [MPa]</b>	<b><math>\sigma</math> media [MPa]</b>
<b>100</b>	42,13	<b>172,36</b>	32,56	<b>133,19</b>	<b>305.55</b>
<b>200</b>	68,95	<b>282,05</b>	47,11	<b>192,73</b>	<b>237.39</b>
<b>300</b>	107,25	<b>438,74</b>	102,27	<b>418,37</b>	<b>428.56</b>
<b>400</b>	130,23	<b>532,76</b>	118,74	<b>485,75</b>	<b>509.26</b>
<b>500</b>	157,05	<b>642,45</b>	147,47	<b>603,27</b>	<b>622.86</b>
<b>600</b>	165,47	<b>676,92</b>	153,98	<b>629,91</b>	<b>653.42</b>
<b>700</b>	176,96	<b>723,93</b>	173,90	<b>711,39</b>	<b>717.66</b>
<b>800</b>	183,48	<b>750,57</b>	179,26	<b>733,33</b>	<b>741.95</b>

Tabla 9. Fuerza y tensión axial ensayo de apriete lubricado con MEROPA 320

Observando los resultados del ensayo se puede apreciar cómo alrededor de los 500 Nm se alcanzan las tensiones deseadas, resultado muy aproximado al que marca la Tabla 6. Además, se comprueba cómo al disminuir el coeficiente de rozamiento se alcanzan unas tensiones de tracción más elevadas. Por otro lado, una vez aflojada la tuerca, se comprueba el perfecto estado de la rosca del tornillo. Con toda esta información se decide hacer los ensayos definitivos utilizando esta lubricación.

## **4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO**

---

En este apartado se explicarán los distintos pasos para poder llevar a cabo un ensayo completo. Para esto habrá que tener en cuenta desde la preparación de los tornillos hasta la determinación de los parámetros de ensayo. Cada paso que se dé es de extrema importancia, ya que las condiciones a las que se tienen que someter los tornillos en los ensayos deben de ser las mismas para todos. De esta manera se garantiza que los resultados serán fiables y que no habrá dispersión por condiciones de ensayo desiguales.

## 4.1. Determinación del filete crítico

Este paso es referenciado en el apartado 2.3 donde se habla de las arandelas calibradas. Como ya se ha explicado anteriormente, los tornillos han ensayado ya han estado previamente trabajando durante un determinado periodo de tiempo. Esto significa que cada tornillo posee un daño acumulado, que en la mayoría de las ocasiones se traducirá en una grieta en fase de iniciación o propagación. Dicha grieta se inicia normalmente en el primer filete en contacto con la tuerca.

Por ello, es de extrema importancia examinar y determinar en que posición ha estado colocada la tuerca durante la vida del tornillo. Observando la rosca de este, hay que determinar cuál es el primer filete (contando desde la cabeza del tornillo) que ha estado en contacto con la tuerca. De esta manera, en el ensayo se podrá colocar la tuerca en la misma posición continuando el proceso de daño por fatiga en la misma zona.

Para esto no se irá tornillo por tornillo, ya que los tornillos que trabajan en una misma zona de la pala poseen la misma disposición de la tuerca. Así pues, se cogerá una muestra de unos 5 tornillos de cada zona de la pala y se observará la posición del filete crítico.

Procediendo con lo anteriormente dicho, se cogen 20 tornillos (5 de cada zona de la pala) y se observan bajo el microscopio una vez limpiados. Observando detenidamente donde se encuentran las primeras marcas de la rosca de la tuerca, se determina que el filete crítico se encuentra en todos los tornillos entre el filete 13 y el  $13 + \frac{3}{4}$ . Por esto se decide tomar el filete 13 como filete crítico para todos los tornillos de la pala.

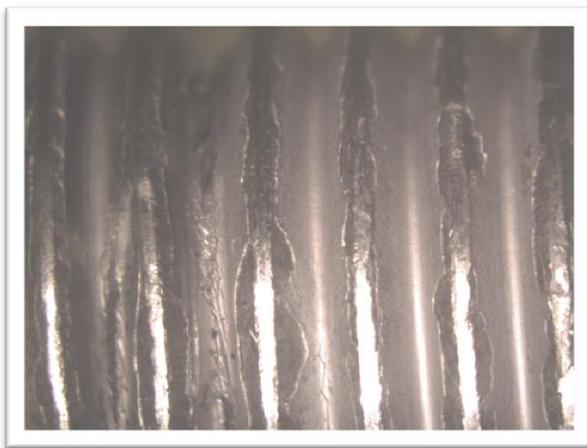


Figura 19. Zona afectada por la tuerca

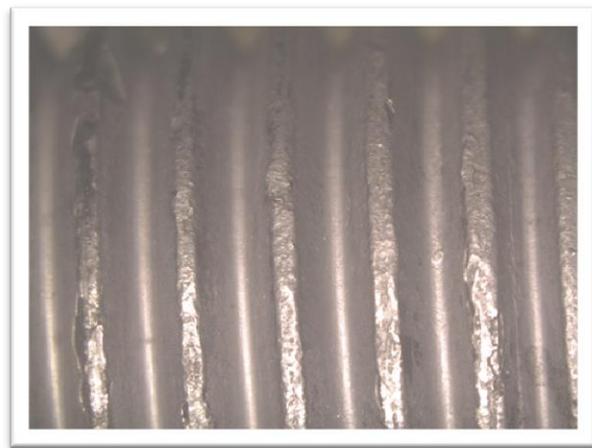


Figura 20. Zona sin dañar por la tuerca

Una vez conocido el filete crítico, hay que asegurarse de que la tuerca siempre empiece en ese filete una vez apretado el conjunto. Para esto, se hará uso del conjunto de arandelas variando sus espesores hasta conseguir la distancia adecuada. Se procede de la siguiente manera:

- Se coloca el conjunto en el banco de apriete y se aprieta la tuerca manualmente todo lo posible.
- Se marca la posición en la que se encuentra la tuerca respecto al tornillo.
- Se aprieta la tuerca hasta el par que se le aplicará a la hora de los ensayos y se observa cuanto ha avanzado la tuerca respecto a la posición anterior.
- Tras esto, se conoce cuánto avanzará la tuerca en el filete cada vez que se apriete, por lo que habrá que dejar apretada la tuerca manualmente las vueltas necesarias para que la tuerca quede en el filete 13, menos lo que avance la tuerca tras el apriete.
- Esto se irá ajustando como se ha dicho anteriormente, variando la combinación de arandelas calibradas.



Figura 21. Altura filete crítico

## 4.2. Elección, limpieza y marcado de los tornillos a ensayar

Para los ensayos se pretende escoger una muestra representativa de tornillos, obtenidos de todas las partes de la pala. Por eso, de las 4 partes que se diferencian (succión, presión, y dos zonas medias), se escogerán 5 tornillos de cada una ensayando así un total de 20 tornillos.

Estos tornillos serán de la parte media de cada zona para asegurar que las condiciones de trabajo son puramente las de su zona. Cabe decir que la parte de presión es aquella donde incide el viento y la de succión la contraria. En la figura 22 se muestra un esquema del rotor de una pala, y las distintas posiciones de los tornillos.

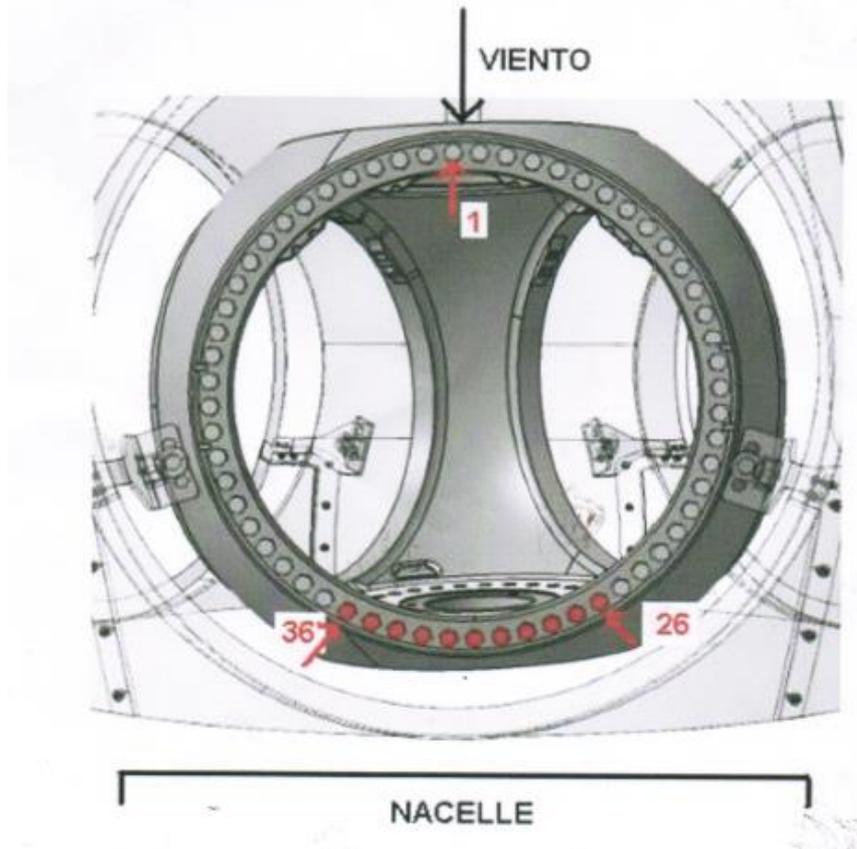


Figura 22. Esquema de la distribución de tornillos en la pala

Así pues, de acuerdo a la Figura 22, los tornillos que se ensayarán son los siguientes:

Zona	Presión					Media 1					Succión					Media 2				
Número	54	55	56	57	58	9	10	11	12	13	24	25	26	27	28	39	40	41	42	43

Tabla 10. Elección de los tornillos a ensayar

Una vez clasificados los tornillos a ensayar hay que identificarlos. Para esto, con un lápiz marcador, se le escribe la numeración correspondiente en la cabeza del tornillo o cualquier otra zona que no perjudique al tornillo a la hora de ensayar. De esta manera, al ser limpiados los tornillos seguirán estando identificados. La Figura 23 muestra una selección de tornillos ya limpiados, y marcados en la cabeza con la numeración correspondiente.



Figura 23. Tornillos limpios y marcados

Tras esto, habrá que limpiarlos para eliminar toda la suciedad y grasa que poseen. Esto es importante para que el lubricante impregne bien y la tuerca deslice correctamente a través del tornillo. Para limpiarlos se utilizará una máquina de ultrasonidos en la cual se introducirán los tornillos sumergidos en acetona. Con todo esto ya se tendrían los tornillos, a falta de su lubricación, listos para ser ensayados.

### 4.3. Apriete del conjunto

Una vez los tornillos estén listos, se procederá al montaje y apriete del conjunto. Esta parte es vital en el ensayo, ya que si no se hace correctamente, la tensión que adquirirá el tornillo en la precarga no será la adecuada. En el caso de que la tensión sea menor que la deseada, el ensayo se prolongará más de lo debido incluso llegando a no romper. De lo contrario, si las tensiones que se alcanzan son demasiado altas, el tornillo puede sufrir plastificaciones o incluso llegar a la rotura.

Una vez montado el conjunto con sus correspondientes arandelas y apretada la tuerca manualmente lo máximo posible, se introduce el conjunto en el banco de apriete y se procede al apriete mediante la llave dinamométrica. Lo que determinará el par exacto al que se debe parar son las tensiones que marcará el acondicionador de señal. Por tanto, se empezará a apretar hasta que el voltaje medido se corresponda con las tensiones deseadas en el tornillo. En la Figura 24 se muestra el conjunto montado y preparado para realizar el apriete.



Figura 24. Conjunto listo para el apriete

Es importante destacar que tanto durante el apriete como en los primeros ciclos de carga se produce un asentamiento de todos los elementos del conjunto (sujeciones, arandelas, roscas, etc.). En primer lugar se le da al tornillo un apriete inicial con la precarga deseada tres veces seguidas sin llegar a aflojar el conjunto del todo. Tras esto, se lleva el conjunto a la máquina y se le aplica una tracción inicial igual a la máxima que sufrirá el tornillo durante el ensayo. Aquí como ya se ha dicho, aparecerá un asentamiento del conjunto y con el una disminución de la tensión. Con esto se procede a apretar por segunda vez para posteriormente aplicarle el ciclo de carga. Todo este proceso descrito, se esquematiza en la Figura 25.

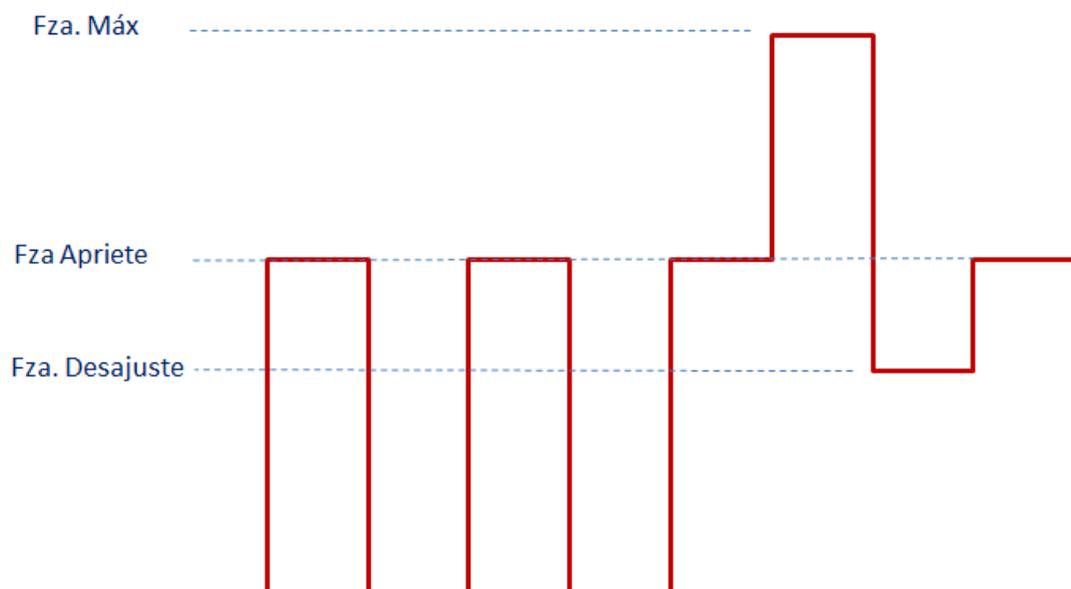


Figura 25. Esquema de cargas aplicadas en el apriete

## 4.4. Determinación de los parámetros de ensayo

Una vez conocida la precarga que tiene en tornillo, es posible determinar los parámetros necesarios para que el tornillo alcance las condiciones tensionales deseadas. Estos parámetros variarán para cada tornillo, ya que el apriete variará siendo imposible controlar todos los factores. Para esto, y tomando base en ensayos anteriores, se establece una tensión equivalente de  $S_n = 230 \text{ MPa}$ . Esta tensión se define como aquella que con carga cíclica y carga media nula  $\sigma_m = 0$ , produciría una vida a fatiga igual a la producida con las cargas aplicadas en el ensayo. De esta manera se pretende que el tornillo rompa entre aproximadamente unos 100000 y 300000 ciclos como ya se ha dicho anteriormente.

Para llegar a la tensión equivalente indicada, los parámetros que se pueden controlar son el apriete y las fuerzas máximas y mínimas en la máquina. En función de la precarga que se haya conseguido en el apriete, hará falta más o menos fuerza en la máquina para llegar a dicha tensión equivalente.

Para el análisis a fatiga de los tornillos, se elegirá el criterio de Goodman como criterio de fallo. En este diagrama, que se muestra en la Figura 26, en función de la tensión media, se representan las tensiones máxima y mínima que provocan la rotura del material en un número determinado de ciclos. Con este criterio es posible determinar la tensión equivalente para cada ensayo mediante la expresión (16).

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \rightarrow S_n = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (16)$$

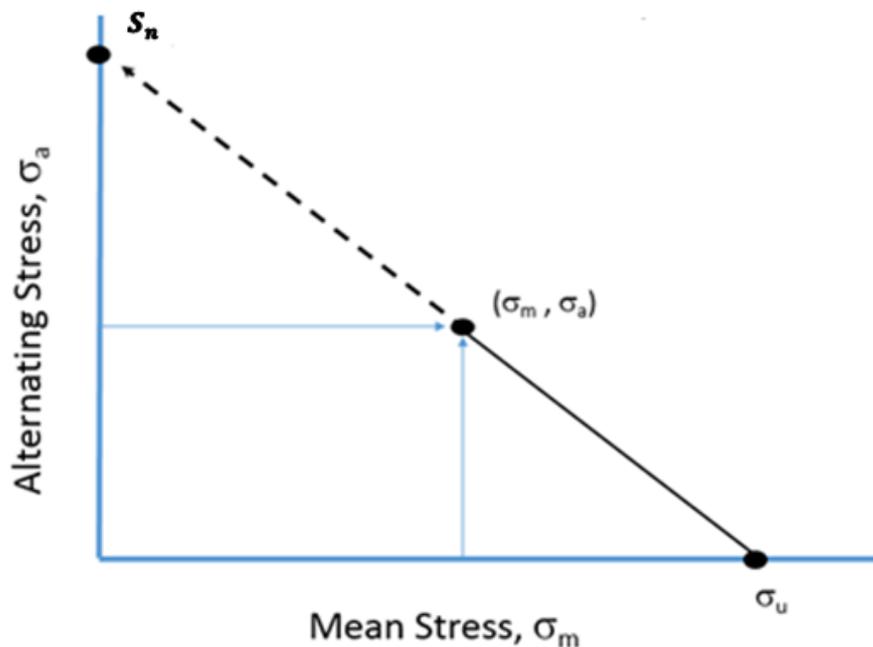


Figura 26. Diagrama de Goodman

Para esto, se ha elaborado un documento Excel en el que introduciendo los valores del voltaje medido a la hora del apriete, se puede variar la fuerza de la máquina hasta llegar a la tensión deseada. Los pasos son los siguientes:

1. Medir voltaje en el apriete y mediante el factor de conversión kN/V establecer la precarga que tiene el tornillo.

$$(\text{Voltaje 1} * \text{Factor 1} + \text{Voltaje 2} * \text{Factor 2}) / 2 = \text{Fuerza apriete}$$

2. Tras esto se establece la fuerza máxima y mínima de la máquina. Con ellas y mediante el ensayo de rigidez realizado anteriormente, es posible determinar las fuerzas máximas y mínimas que sufrirá el tornillo durante el ensayo. Cabe decir que la fuerza mínima de la máquina se establecerá siempre en 10 kN para asegurar que el conjunto no entra en compresión.

Recordando del ensayo de rigideces que  $\Delta F = 4.106 \Delta F_t$

- Fuerza de apriete: F0
  - Fuerza máxima en la máquina: Fmax
  - Fuerza mínima en la máquina: Fmin
  - Fuerza máxima en el tornillo:  $F_{\text{max\_tor}} = F0 + (F_{\text{max}} / 4.106)$
  - Fuerza mínima en el tornillo:  $F_{\text{min\_tor}} = F0 + (F_{\text{min}} / 4.106)$
3. Conociendo todas las fuerzas y el área resistente del tornillo, es posible determinar las tensiones máximas y mínimas en el tornillo. Con esto, se obtendrán las tensiones alternas y medias para posteriormente obtener, mediante Goodman, la tensión equivalente.

Sabiendo que  $S_u$  es el límite de rotura del material, siendo 1000 MPa en este caso.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} ; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \rightarrow S_n = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (17)$$

De esta manera para cada tornillo, únicamente introduciendo el valor del apriete y ajustando los valores de la máquina, se podrá obtener la tensión equivalente deseada. Normalmente los valores de fuerza máxima oscilarán entre los 175 y 190 kN. Por otro lado la máquina, una Instron 8833 con 250 kN de fuerza en dinámico y 500 kN en estático, trabajará a 4 Hz debido a las limitaciones físicas que posee. Esto supondrá, teniendo en cuenta el número aproximado de ciclos que se van a realizar, una duración de los ensayos de 20 h aproximadamente.



Figura 27. Conjunto montado en Instron 8833

## 5 ADQUISICIÓN Y PROCESADO DE DATOS

---

Por último hay que recopilar los datos de todos los tornillos ensayados. Las condiciones de carga y tensionales a las que se ha sometido a los tornillos se han determinado antes de los ensayos, como se ha visto. Sin embargo, una vez acabado el ensayo deben conocerse cuántos ciclos ha tardado el tornillo en fallar, para así poder elaborar la curva S-N.

Para todo esto es necesario un conjunto de equipos que serán explicados en los siguientes apartados. Una vez obtenidos los datos necesarios, se procederá a calcular la vida residual de cada tornillo ensayado. A continuación, se describe el proceso de adquisición y los equipos empleados para ello.

## 5.1. Procesado de datos

Para la adquisición y procesado de los datos se utilizarán distintos equipos. En un primer lugar, el anillo se encuentra conectado a un “ratón”, mostrado en la Figura 28, cuya misión es configurar el puente y hacer las conexiones. Por otro lado, se tiene el acondicionador de señal con equipo de medida acoplado que se muestra en la Figura 29, que conectado al “ratón” se encargará de la medida de los valores.

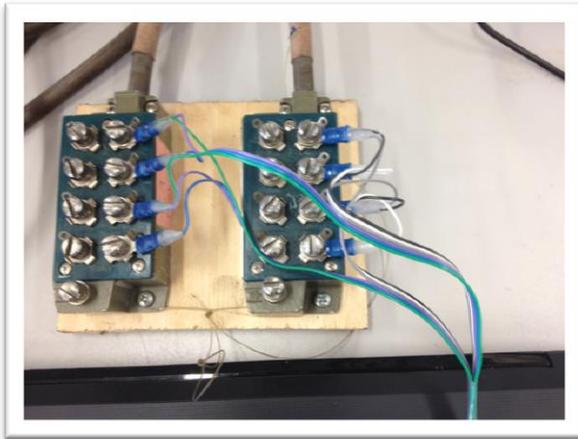


Figura 28. Ratón



Figura 29. Acondicionador de señal

A su vez, a este equipo de medida se le conecta una tarjeta de adquisición de National Instruments. Esta tarjeta digitaliza los datos del acondicionador de señal, que pasan al ordenador en tiempo real para poder procesarlos.



Figura 30. Tarjeta de adquisición National Instruments



Figura 31. Esquema de las conexiones

El sistema de adquisición está controlado mediante un programa realizado especialmente para estos ensayos por el profesor Carlos Navarro con el software Labview. El programa en cuestión, controla la adquisición y convierte la señal de tensión de los dos puentes en fuerza mediante los factores de conversión kN/V de cada puente. Con esto, ya se tienen los valores de fuerza en cada instante de tiempo. Además, todos estos valores se van guardando en un archivo .txt en el propio ordenador.

Al mismo tiempo, en la pantalla del ordenador se van mostrando en tiempo real los valores de fuerzas que se están midiendo, así como una gráfica con la onda senoidal correspondiente al ciclo de carga. Gracias a esta gráfica y esos indicadores, se puede ir observando si el ensayo transcurre con normalidad, si hay algún fallo o si el tornillo está plastificando en el caso de que se empiece a observar una disminución de la carga.

Como se aprecia en la Figura 32, los cuadros que aparecen con “Max” y “Min” son la fuerza máxima y mínima en cada puente y el cuadro que se encuentra justo encima corresponde al factor de conversión. Por otro lado, en la esquina superior izquierda se encuentra el botón de apagado y dos cuadros que indican los puntos de muestreo que deseamos. Por último, a la derecha se tiene la gráfica y un cuadro en su parte superior en el que se especifica la ruta donde se desea guardar el archivo generado.

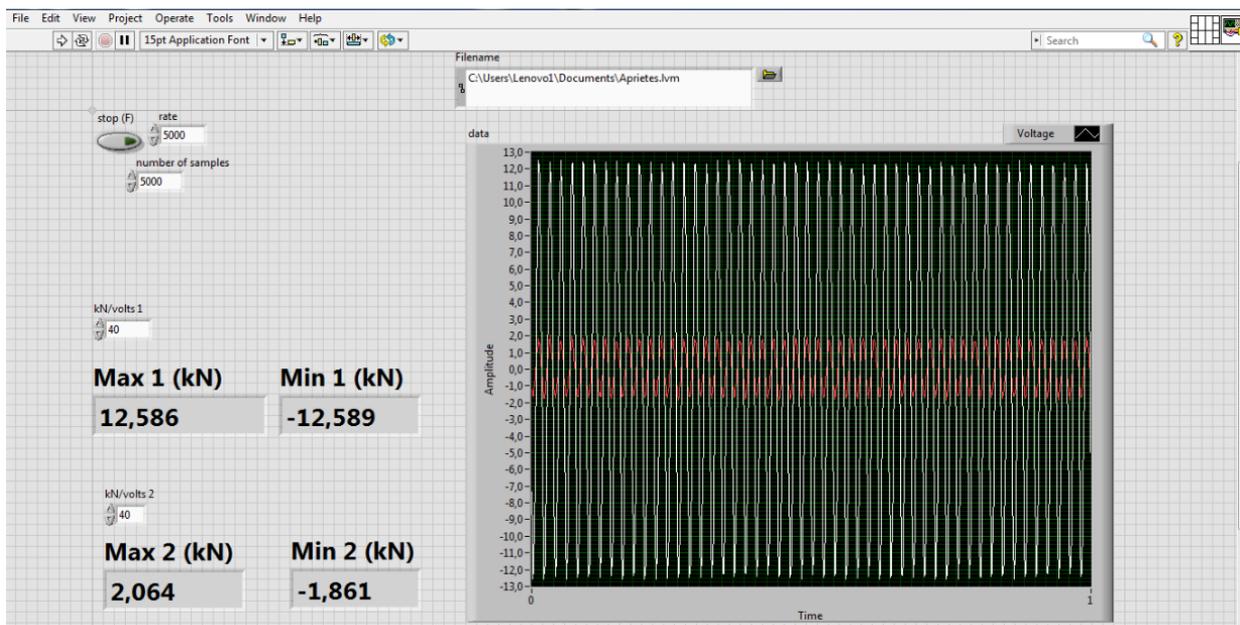


Figura 32. Pantalla principal del programa de Labview

Al finalizar el ensayo, se obtendrán dos archivos. El primero se guarda en el ordenador conectado a la consola de la Instron. Este archivo guarda las cargas máximas y mínimas que mide la célula de carga, así como los desplazamientos máximos y mínimos del pistón. Este archivo únicamente servirá para comprobar que las cargas aplicadas durante todo el ensayo son las deseadas, observar cualquier fallo en caso de que el ensayo se pare o como archivo de seguridad en caso de pérdida de datos.

Por otro lado, el archivo guardado gracias al programa de Labview en el ordenador portátil será el que registre los datos de fuerzas en el anillo, que servirán para determinar las fuerzas y tensiones soportadas por el tornillo, mediante las ecuaciones (6) y (8). En este archivo se guardará, para cada ciclo, la fuerza máxima y mínima sufrida en el casquillo para cada puente. En la Figura 33 se muestran algunos registros del archivo generado tras un ensayo.

Nº de ciclos	Fza. Max 1	Fza. Min 1	Fza. Max 2	Fza. Min 2
62104,000000	149,637039	18,074512	151,099832	20,148306
62105,000000	149,545390	18,074512	151,149492	20,148306
62106,000000	149,591215	18,074512	151,099832	20,148306
62107,000000	149,637039	18,120337	151,099832	20,247624
62108,000000	149,637039	18,120337	151,149492	20,197965
62109,000000	149,591215	18,120337	151,199151	20,197965
62110,000000	149,545390	18,120337	151,149492	20,247624
62111,000000	149,591215	18,166161	151,199151	20,197965
62112,000000	149,591215	18,166161	151,248810	20,197965
62113,000000	149,591215	18,166161	151,199151	20,148306
62114,000000	149,637039	18,166161	151,199151	20,197965
62115,000000	149,682864	18,166161	151,199151	20,148306
62116,000000	149,591215	18,074512	151,149492	20,197965
62117,000000	149,591215	18,120337	151,099832	20,148306
62118,000000	149,545390	18,028687	151,149492	20,247624
62119,000000	149,637039	18,074512	151,199151	20,148306
62120,000000	149,499566	18,028687	151,248810	20,197965
62121,000000	149,591215	18,028687	151,248810	20,148306
62122,000000	149,591215	18,074512	151,248810	20,148306
62123,000000	149,591215	18,166161	151,099832	20,197965
62124,000000	149,591215	18,120337	151,099832	20,297284
62125,000000	149,637039	18,120337	151,248810	20,197965
62126,000000	149,591215	18,257811	151,199151	20,197965
62127,000000	149,591215	18,166161	151,248810	20,197965
62128,000000	149,637039	18,120337	151,248810	20,247624
62129,000000	149,591215	18,211986	151,199151	20,197965

Figura 33. Ejemplo de archivo .txt para cada tornillo

## 5.2. Cálculo de la vida residual

Una vez ensayados todos los tornillos se obtienen las tensiones aplicadas y, de ahí las tensiones equivalentes mediante la ecuación (17), así como los ciclos a los que han fallado.

Por otro lado, con los resultados de los tornillos nuevos se calculará la vida residual de todos los tornillos usados que se han ensayado mediante el procedimiento que se describe a continuación. En la siguiente tabla, se han agrupado los tornillos por zona de trabajo e indicado todos los parámetros de su ensayo. En ella se representa, en la primera columna la zona a la que corresponde cada tornillo; en la segunda la identificación de cada tornillo; en la tercera el número de ciclos hasta el fallo; y en la siguientes por orden, tensión equivalente, carga máxima, carga mínima, tensión máxima, tensión mínima, tensión equivalente y tensión alterna de cada ensayo.

Zona	Tornillo	Nº Ciclos	Sn (MPa)	Qmax (kN)	Qmin (kN)	Smax (MPa)	Smin (MPa)	Sm (MPa)	Sa (MPa)
<b>Presión</b>	54	286216	226	199,3	173	815,5	707,7	761,6	53,9
	55	211008	242,2	204,6	179,1	836,8	732,5	784,7	52,2
	56	313484	237,7	202,8	176,8	829,6	723,3	776,5	53,1
	57	234828	228,5	200,6	174,6	820,7	714,4	767,5	53,1
	58	291540	217,9	196,3	169,5	803,1	693,4	748,3	54,9
<b>Media 1</b>	9	328932	230,9	201,2	175,3	823,2	717,1	770,1	53,1
	10	216184	226,6	201,3	176	823,5	720,1	771,8	51,7
	11	313476	226,6	200,7	175,1	821	716,2	768,6	52,4
	12	290084	215,8	198,3	172,9	811,2	707,2	759,2	52
	13	294212	245,2	203,8	177,5	833,9	725,9	779,9	54
<b>Succión</b>	24	378480	219,6	197,4	170,9	807,5	699,1	753,3	54,2
	25	257748	200,3	192,7	166,7	788,1	682	735	53,1
	26	237448	216,6	197,1	170,9	806,2	699,1	752,7	53,6
	27	228564	214,8	197,4	171,7	807,6	702,3	754,9	52,6
	28	260452	210,5	194,2	167,4	794,5	684,9	739,7	54,8
<b>Media 2</b>	39	262944	229,4	200	173,5	818	709,7	763,8	54,2
	40	263008	241,2	204,2	178,6	835,2	730,5	782,9	52,4
	41	203600	231,2	202,7	177,5	829,1	726,3	777,7	51,4
	42	234128	224,8	199,9	174	817,7	711,9	764,8	52,9
	43	292144	235,3	203,3	177,9	831,5	727,9	779,7	51,8
<b>Nuevo</b>	70	498790	225,5	197,3	169,8	807	694,6	750,8	56,2

Tabla 11. Parámetros ensayo por tornillo

➤ Proceso para la determinación de la vida residual:

Una vez obtenido los datos de cada ensayo, es posible determinar la vida residual de todos los tornillos. A continuación, en la Figura 34 se muestra una comparación de la vida a fatiga de todos y cada uno de los tornillos. Se han agrupado por la zona que ocupan en la pala para facilitar su visualización.

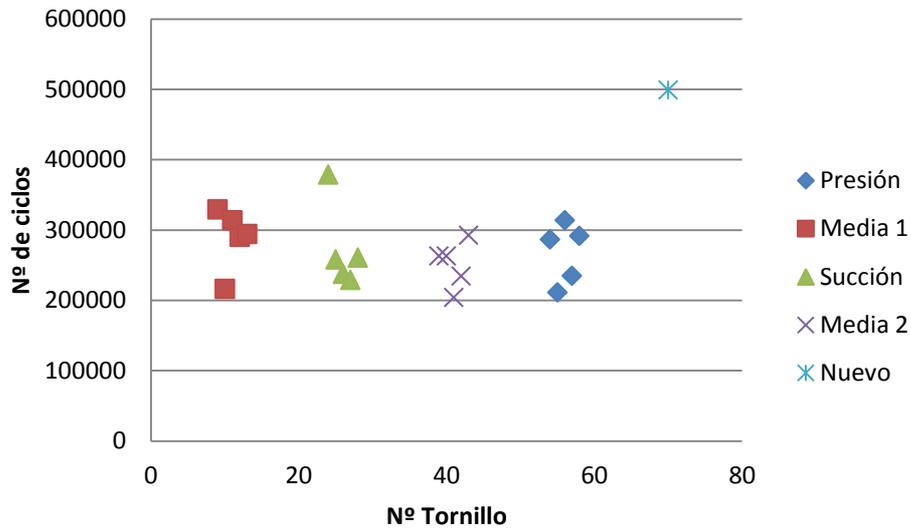


Figura 34. Vida a fatiga de los tornillos ensayados

Como se puede observar, la vida a fatiga de los tornillos usados es notablemente menor que la del tornillo nuevo, como era de esperar. Sin embargo, esta gráfica no llega a ser representativa del conjunto a la hora de comparar los distintos grupos de tornillos. Esto ocurre, debido a desajustes a la hora del apriete, ya que no en todos los tornillos se consiguen las mismas tensiones de tracción en el apriete.

Por eso se elaborará una gráfica que represente la tensión equivalente para cada tornillo frente al número de ciclos, como la mostrada en la Figura 35. En ella, la tensión equivalente,  $S_n$ , se ha obtenido mediante la ecuación (17).

En esta gráfica se puede observar que los tornillos que se encuentran más abajo y a la izquierda son aquellos que tienen mayor daño acumulado teniendo por tanto una vida menor. Así mismo, se aprecia que el tornillo nuevo se encuentra en la parte derecha de la gráfica, alejado del resto de tornillos.

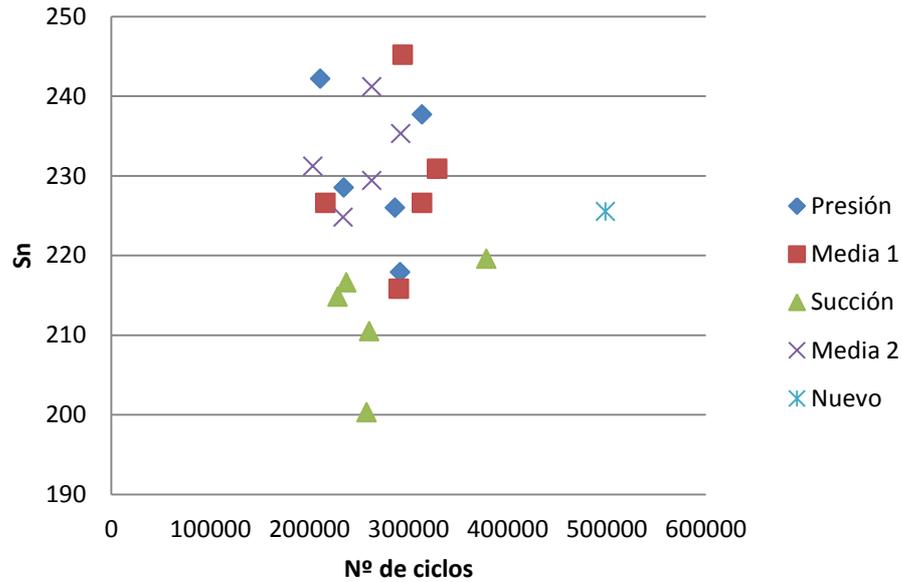


Figura 35. Tensión equivalente frente al Nº de ciclos de cada tornillo

Tomando el tornillo nuevo para trazar una curva S-N de referencia, se traza un punto en la gráfica anterior correspondiente a  $N = 1000$  ciclos y  $S_n = 0.9 \cdot \sigma_u$  (900MPa). A partir de este nuevo punto y el que representa la vida de cada tornillo nuevo<sup>4</sup> ensayado, se traza una línea que pase por el primer punto y el punto del tornillo nuevo, esta será la curva S-N de referencia.

Dicha curva ha sido obtenida de la relación teórica entre S y N que depende de dos constantes ( $\alpha$  y  $k$ ) que son la pendiente y la ordenada en el origen en escala logarítmica. La Figura 36 representa las curvas S-N para cada grupo de tornillos incluyendo los nuevos haciendo uso de la ecuación (1).

<sup>4</sup> Sólo hay un tornillo nuevo por la dificultad para conseguir un mayor nº de ellos iguales a los usados y del mismo suministrador, varios años después de los usados.

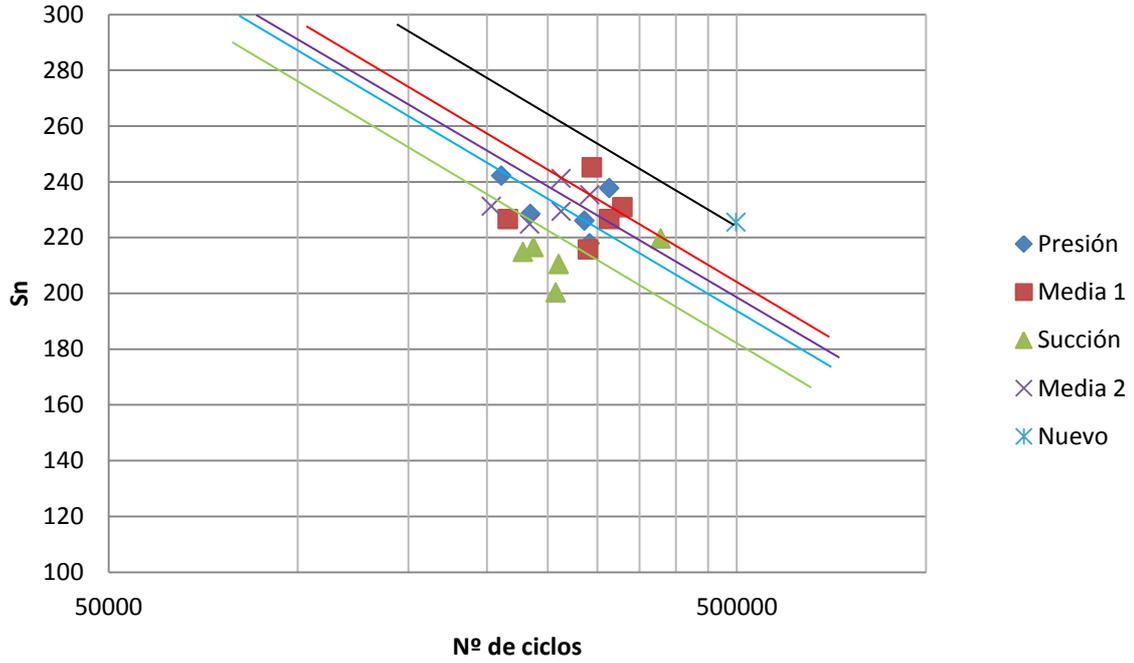


Figura 36. Aproximación curva S-N para cada grupo de tornillos

A continuación, para poder comparar todos los tornillos, es necesario representar la curva S-N de todos ellos para una misma tensión equivalente ( $S_n = 230 \text{ MPa}$ ). Esto dará el número de ciclos que soporta cada tornillo para una misma tensión equivalente, pudiendo calcular así la vida residual de todos ellos. En la Figura 36 se representan las curvas S-N de todos los tornillos para una misma tensión equivalente.

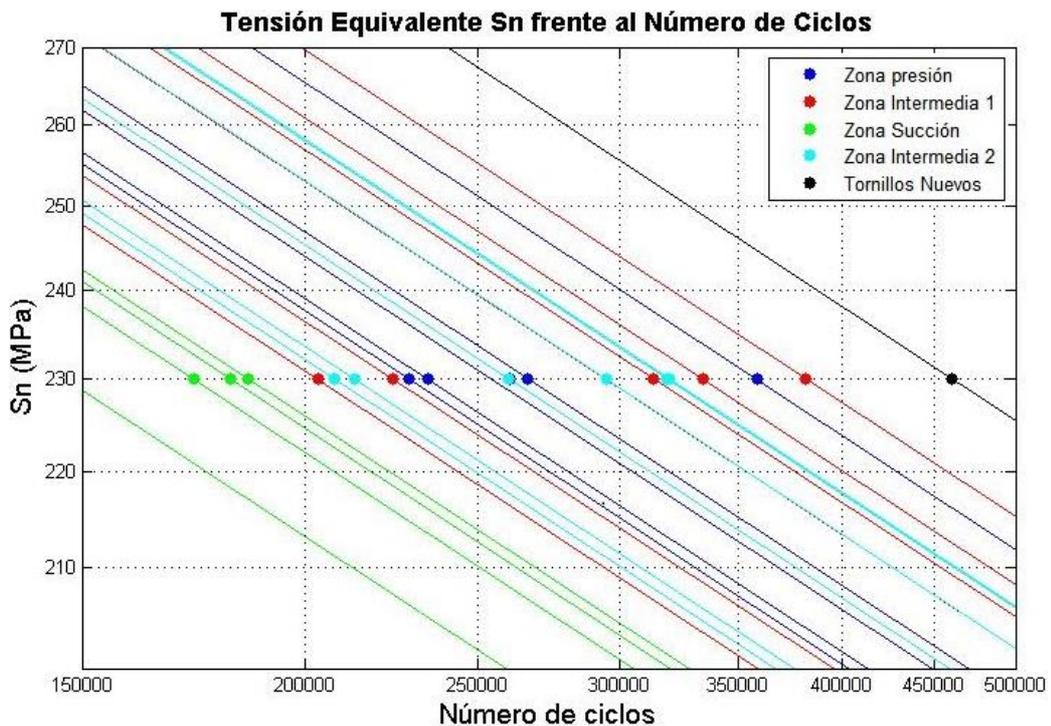


Figura 37. Tensión equivalente frente al número de ciclos

Tras esta gráfica es posible determinar la vida residual de todos los tornillos. Para esto se hará uso de la siguiente ecuación:

$$Vida\ residual\ (\%) = \left(\frac{N_i}{N_n}\right) \cdot 100 \quad (18)$$

Donde  $N_n$  es el número de ciclos hasta la rotura de un tornillo nuevo y  $N_i$  igual pero para el tornillo del ensayo i. De esta manera, y con los datos obtenidos en los ensayos se establece la Tabla 12, que refleja la vida residual para cada grupo de tornillos. Para este cálculo se ha tenido en cuenta que durante el apriete se partieron algunos tornillos. A estos, se le ha asignado una vida residual nula, haciendo el cálculo con y sin ellos, saliendo una vida residual del 37% sin tener en cuenta los rotos en el apriete y un 25% teniéndolos en cuenta.

Zona	Tornillo	Ciclos Ensayo Sn = 230 MPa	Vida Residual (%)	Media Por Zonas
<b>Presión</b>	11	266638	57,9	57 %
	12	260426	56,5	
	14	358055	77,7	
	15	228627	49,6	
	16	234194	50,8	
<b>Media 1</b>	30	333936	72,5	60 %
	31	203346	44,1	
	32	294820	64,0	
	33	224018	48,6	
	34	381535	82,8	
	35	313614	68,1	
<b>Succión</b>	39	147041	31,9	37 % // 25 %
	40	0	0	
	43	185991	40,4	
	44	0	0	
	47	173294	37,6	
	48	181656	39,4	
<b>Media 2</b>	52	260245	56,5	57 %
	53	318900	69,2	
	54	207781	45,1	
	55	213220	46,3	
	56	320209	69,5	
	58	295003	64,0	
<b>Nuevo</b>	70	460690	100,0	100 %

Tabla 12. Vida residual de cada tornillo

## 6 CONCLUSIONES

---

Tras estos ensayos, se observa claramente como los tornillos de la zona de succión (zona contraria a la incidencia del viento) es la que más sufre de todas. Las zonas medias y de presión por otro lado, presentan unos resultados de vida residual muy similares.

Este daño no es el mismo para cada tornillo ya que depende fundamentalmente de dos factores. En primer lugar, los tornillos de un mismo grupo no sufren las mismas cargas individuales. Además, en el momento en el que se produce la iniciación y propagación de una grieta, aumenta la flexibilidad de estos. Esto repercute en una nueva distribución de carga dando origen a un aumento de la carga en los tornillos contiguos. Por otro lado, existe una aleatoriedad en la distribución de las propiedades locales a nivel microestructural en cada tornillo. Debido a la propia fabricación pueden darse pequeñas variaciones en la microestructura modificando así el comportamiento del tornillo.

Además se observa la importancia de controlar el par de apriete de todos los tornillos. Si este par fuese distinto para cada tornillo, las tensiones iniciales con las que comenzaría a trabajar el tornillo serían distintas y por tanto habría una variación importante en el comportamiento de estos. Por otro lado, si el par de apriete es excesivo, pueden producirse iniciaciones de grieta, plastificaciones o incluso llegar a la rotura del tornillo.

Unido a esto se encuentra la relevancia de usar lubricante a la hora del apriete. Este lubricante disminuirá el coeficiente de rozamiento aumentando consigo las fuerzas de tracción y por tanto la tensión obtenida en el tornillo.

En cuanto a los ensayos en sí, durante el transcurso de estos se han tenido roturas de diferentes elementos debido a fatiga. Al inicio de estos, se dieron roturas por fatiga de algunos elementos del utillaje los cuales habían trabajado ya en otros ensayos de similares características, por lo que poseían ya un daño acumulado. Como se puede observar en la Figura 38, las marcas de playa son visibles en la zona de rotura.

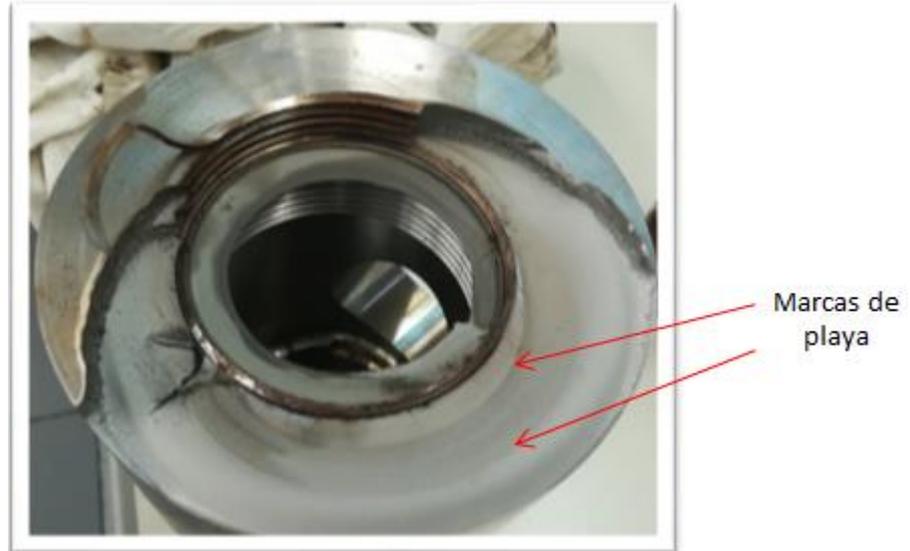


Figura 38. Unión Vástago-Sujeción rota por fatiga

Más tarde, después de aproximadamente un mes de ensayos, se produjo otro fallo por fatiga en la máquina de tracción. En este caso, la célula de carga rompió separándose en dos mitades. Esta máquina lleva trabajando 30 años, por lo que una pequeña grieta situada en la célula de carga, habrá ido propagándose durante los años hasta llegar a la rotura. En las figuras 39 y 40 se muestra las dos mitades de la célula de carga rotas por fatiga. Además, se pueden observar las marcas de playa situadas principalmente en los taladros al igual que las distintas grietas, siendo la de mayor dimensión la del taladro situado en la parte central.

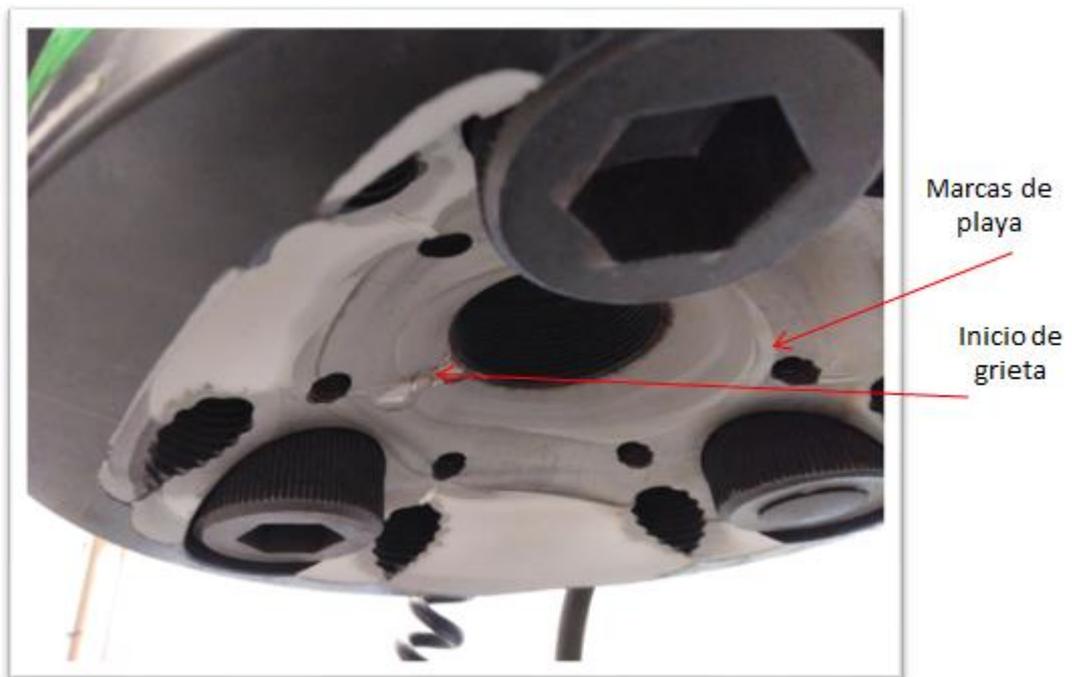


Figura 39. Célula de carga rota por fatiga



Figura 40. Célula de carga rota por fatiga 2

Con estas imágenes se demuestra la magnitud de los ensayos. Dadas las dimensiones de los tornillos y sus propiedades mecánicas, los ensayos requieren de un alto esfuerzo mecánico de la máquina y el utillaje. Por tanto, es de extrema importancia hacer un diseño del utillaje acorde a las exigencias de carga a las que va a ser sometido y así prevenir que ocurra esto.

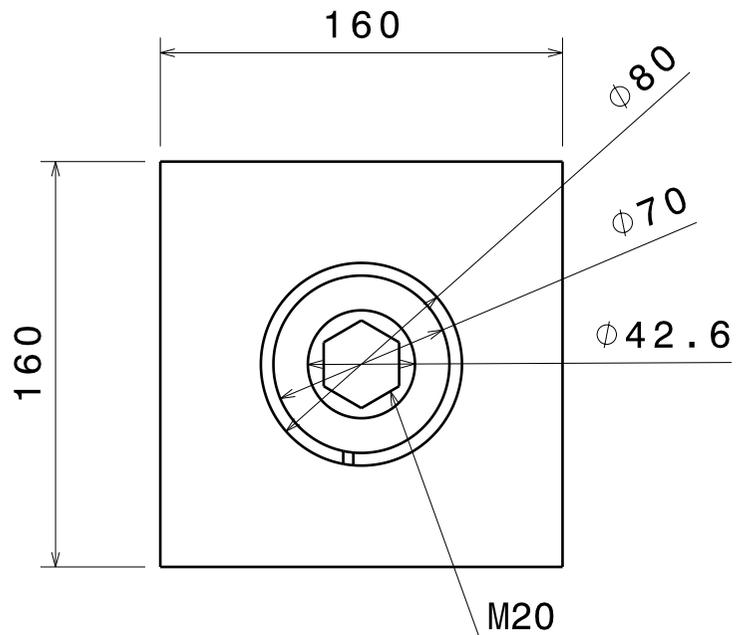
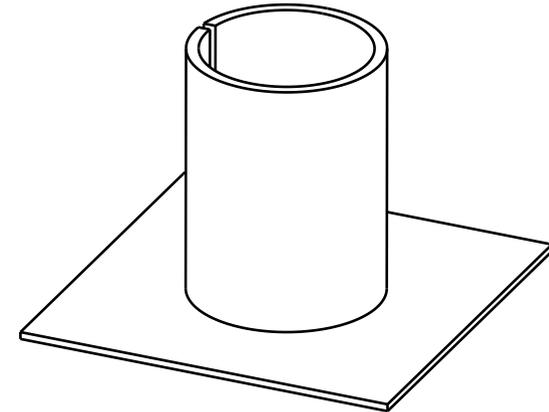
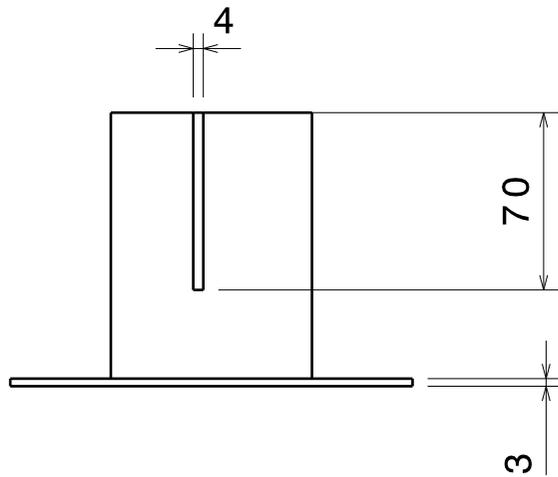
Para futuros ensayos, observando que la sujeción ha roto varias veces, se ha hecho un nuevo diseño adjuntado en uno de los planos. Este diseño cuenta con un aumento de área resistente sin afectar al resto de utillaje que lo complementa y aumentando así la carga que será capaz de soportar. Al igual que se ha hecho en este, será necesario hacerlo en todo aquel elemento que presente fallos frecuentes, de manera que se minimicen los costes en la fabricación del utillaje.

## BIBLIOGRAFÍA

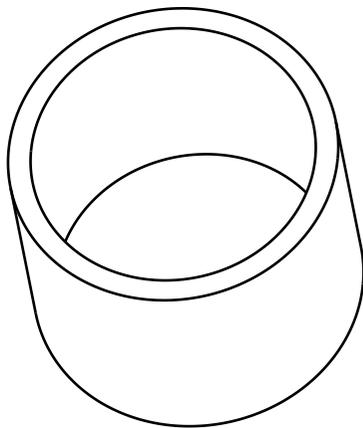
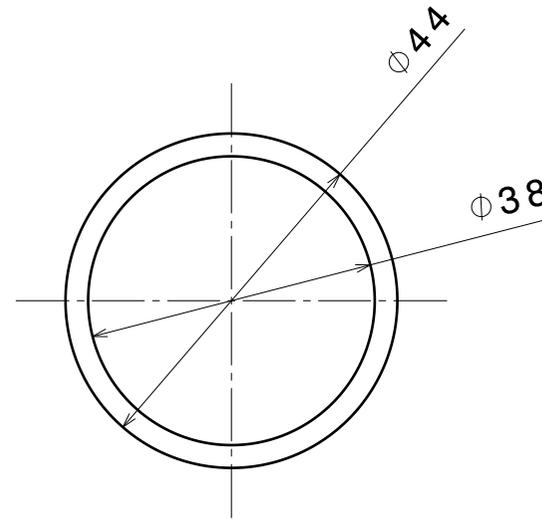
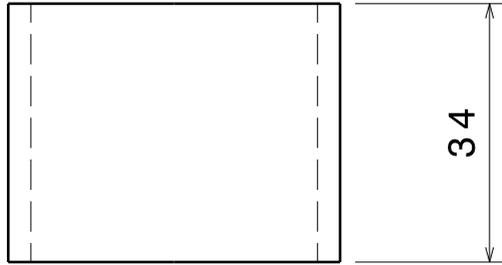
---

- <http://nosoloingenieria.com/el-fenomeno-de-la-fatiga-la-pesadilla-de-los-ingenieros/>
- <https://materialsbreakthroughs.wordpress.com/2014/11/16/comportamiento-a-fatiga-de-los-materiales/>
- [https://es.wikipedia.org/wiki/Puente\\_de\\_Wheatstone](https://es.wikipedia.org/wiki/Puente_de_Wheatstone)
- [https://www.cepsa.com/stfls/CepsaCom/Lubricantes/PRODUCTOS/TEXACO/Ficheros/Mero pa%20WM%20320%20V-4%20ES%20250210.pdf](https://www.cepsa.com/stfls/CepsaCom/Lubricantes/PRODUCTOS/TEXACO/Ficheros/Mero%20pa%20WM%20320%20V-4%20ES%20250210.pdf)
- <http://www.valvias.com/miscellanea-metric-thread-din-13.php?m=17>
- Norma UNE\_17704\_2002
- Norma ISO 3800:1993. Threaded fasteners. Axial load fatigue testing. Test methods and evaluation of results
- [www.iberisa.com](http://www.iberisa.com)
- [https://es.wikipedia.org/wiki/Fatiga\\_de\\_materiales](https://es.wikipedia.org/wiki/Fatiga_de_materiales)
- <http://www1.ceit.es/asignaturas/elemaqui/cap8.pdf>
- <https://caeai.com/blog/mean-stress-corrections-fatigue>
- <http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/138576-Integridad-de-pieza-Concierne-a-un-mecanizador.html>
- [http://www.tornillera.com/archivos/info\\_tecnica/esp/pares\\_apriete.pdf](http://www.tornillera.com/archivos/info_tecnica/esp/pares_apriete.pdf)

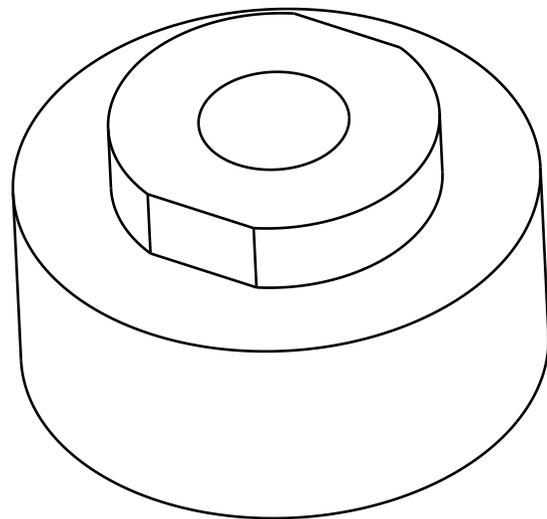
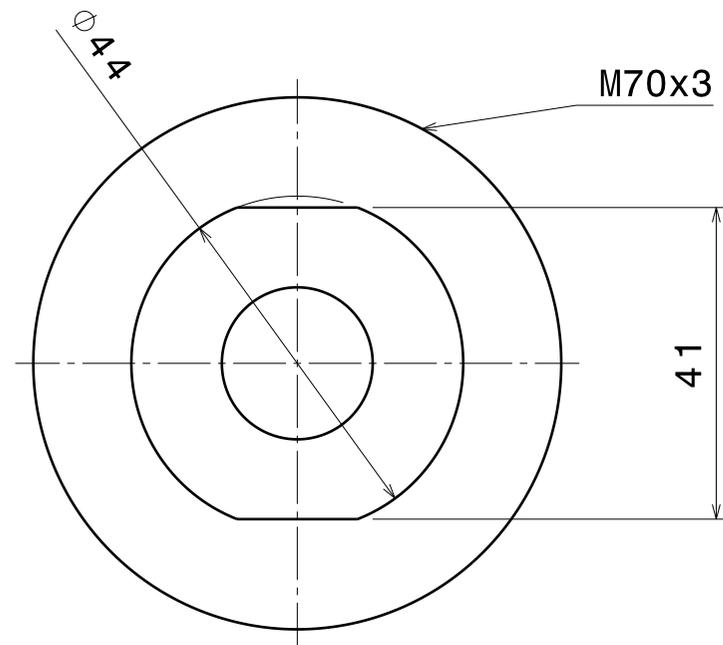
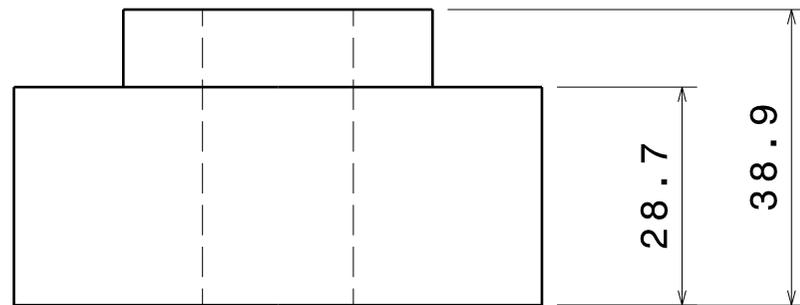




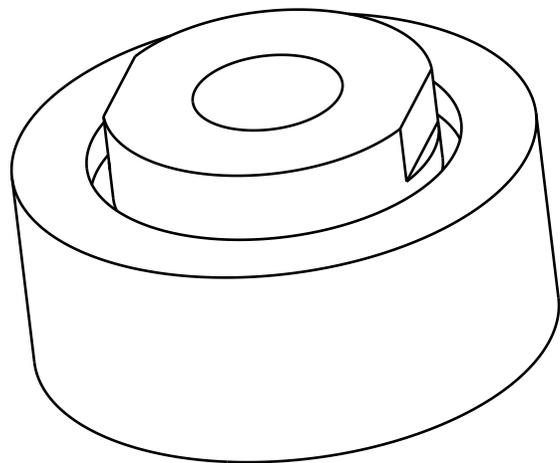
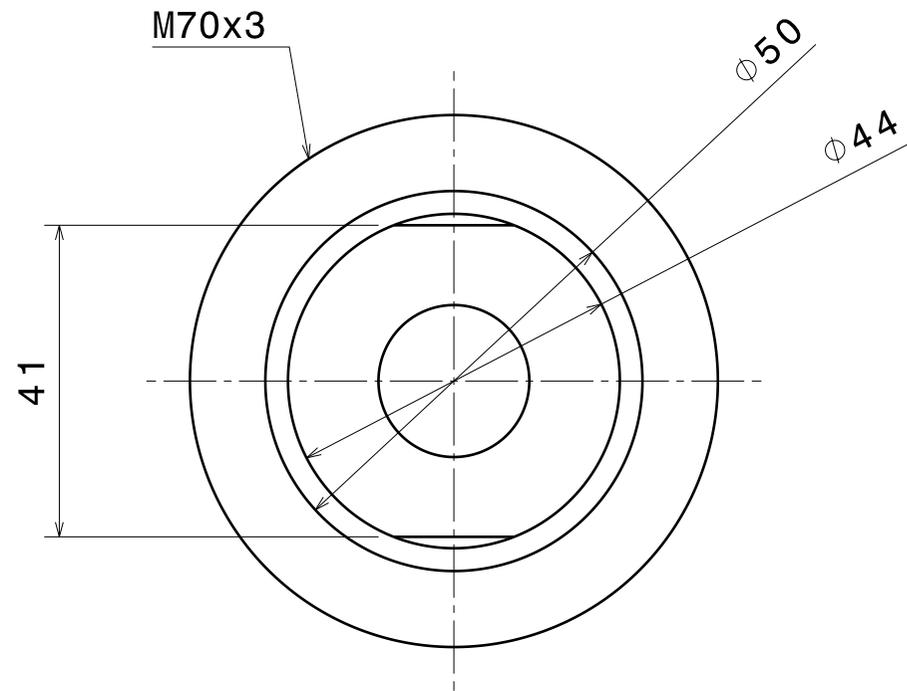
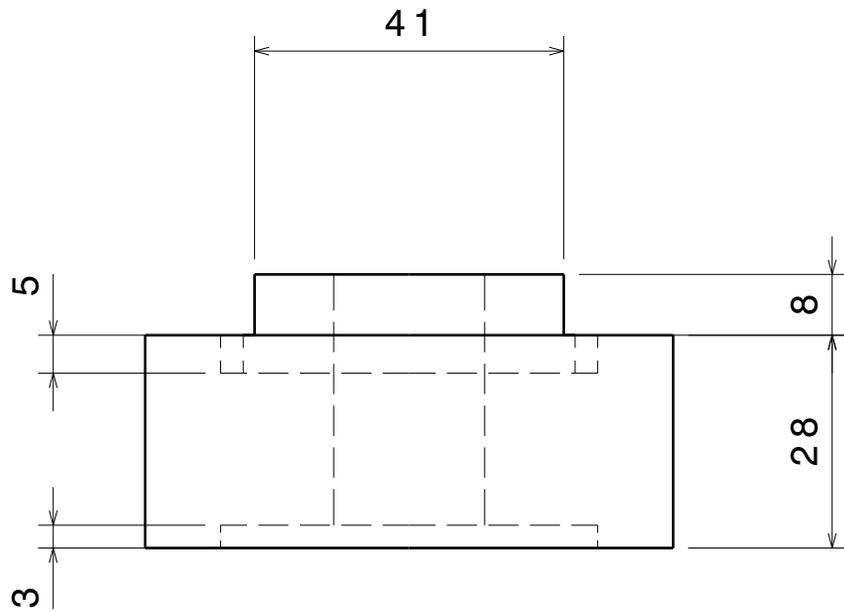
<b>Nombre de la pieza</b> Banco de apriete			Todas las medidas en mm
<b>Escala</b> 1:3	<b>Material</b> Acero	<b>Tamaño</b> A4	<b>Autor</b> Álvaro Romero Macías
Trabajo Fin de Grado ETSI SEVILLA			



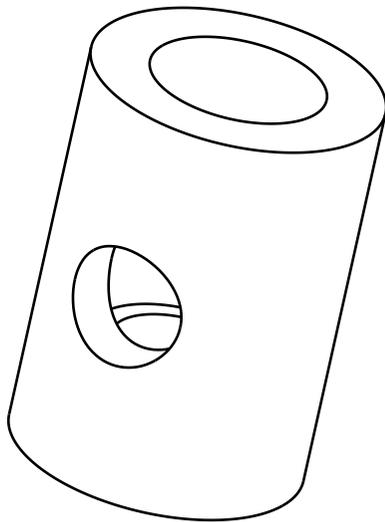
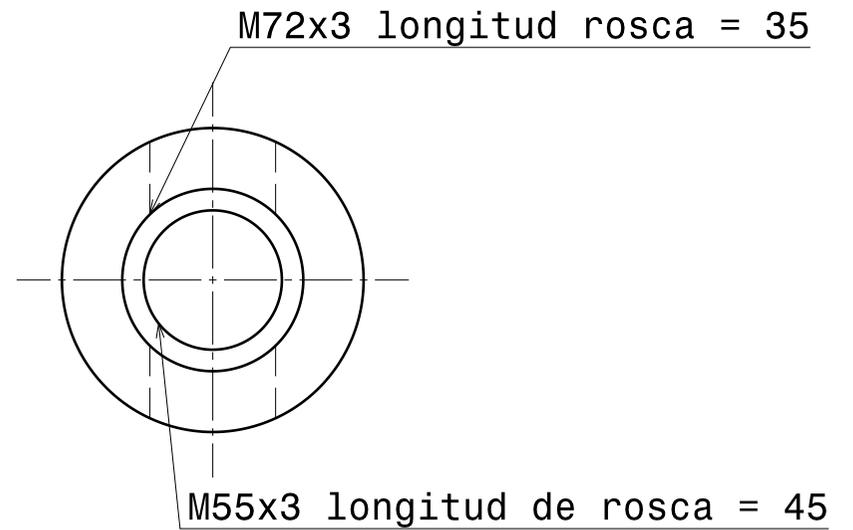
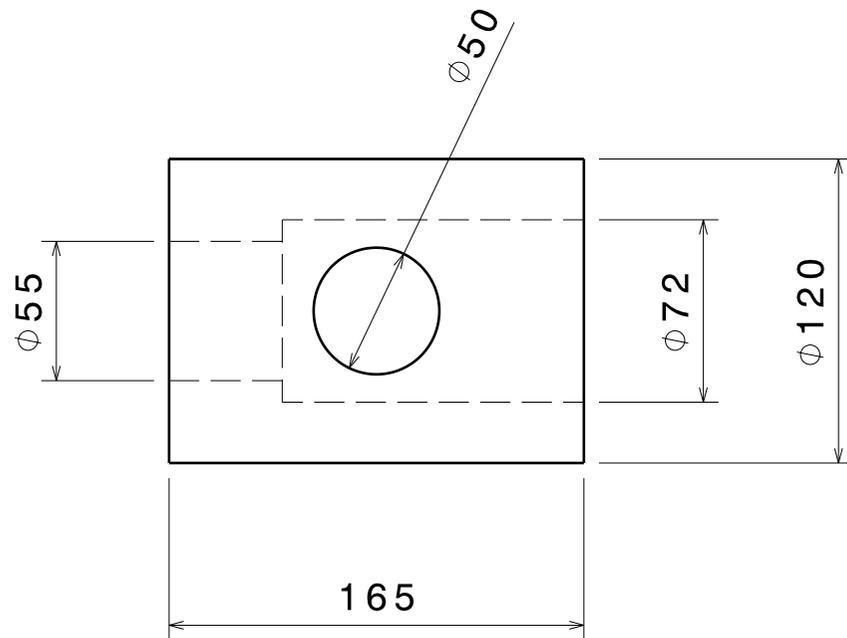
<b>Nombre de la pieza</b> Anillo			Todas las medidas en mm
<b>Escala</b> 1:1	<b>Material</b> Acero	<b>Tamaño</b> A4	<b>Autor</b> Álvaro Romero Macías
Trabajo Fin de Grado ETSI SEVILLA			



<b>Nombre de la pieza</b>			Todas las medidas en mm
Sujeción			
<b>Escala</b>	<b>Material</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Autor</b>
1:1	Acero	A4	Álvaro Romero Macías
Trabajo Fin de Grado ETSI SEVILLA			



<b>Nombre de la pieza</b> Sujeción nueva			Todas las medidas en mm
<b>Escala</b> 1:1	<b>Material</b> Acero	<b>Tamaño</b> A4	<b>Autor</b> Álvaro Romero Macías
Trabajo Fin de Grado ETSI SEVILLA			



<b>Nombre de la pieza</b> Vástago			Todas las medidas en mm
<b>Escala</b> 1:3	<b>Material</b> Acero	<b>Tamaño</b> A4	<b>Autor</b> Álvaro Romero Macías
Trabajo Fin de Grado ETSI SEVILLA			