



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Alumno: Rafael Fernández Jiménez

Tutor: Prof. D. José Enrique Mata Bago
Dpto: Ingeniería Mecánica

Junio, 2018



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Informática

Don José Enrique Mata Bago, tutor del Proyecto Fin de Carrera titulado: Estudio teórico experimental de resistencia a la fatiga, que presenta Rafael Fernández Jiménez, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, Junio de 2013

El alumno:

Los tutores:

Rafael Fernández Jiménez

José Enrique Mata Bago

ÍNDICE DEL TRABAJO FIN DE GRADO

Documento 1: Memoria del Trabajo Fin de Grado

1 Información previa	8
1.1 Objeto del Trabajo Fin de Grado	8
1.2 Motivación	8
1.3 Justificación.....	8
1.4 Bibliografía	9
1.5 Situación.....	9
1.6 Puesta a punto de las máquinas utilizadas	10
1.6.1 Máquina para ensayo de tracción	10
1.6.2 Máquina para ensayo de fatiga.....	10
1.6.3 Máquinas de fabricación mecánica.....	11
2 Introducción a la fatiga	11
2.1 Qué es la fatiga	11
2.2 Qué sucede en un fallo por fatiga.....	11
2.3 Agravantes de la fatiga.....	12
2.4 Resultados de la fatiga en componentes mecánicos	12
3 Fatiga en el análisis y diseño mecánico.....	12
3.1 Métodos de prevención de la fatiga.....	12
3.2 Límite de resistencia a la fatiga.....	14
3.3 Estimación de resistencia a la fatiga	14
4 Cálculo de la resistencia a la fatiga	15
4.1 Estimación de la vida de un componente sometido a fatiga.....	15
4.1.1 Factor de superficie K_a	15
4.1.2 Factor de tamaño K_b	16
4.1.3 Factor de tipo de carga K_c	16
4.1.4 Factor de temperatura de operación K_d	16
4.1.5 Factor de modificación estadística K_e	17
4.1.6 Factor de efectos varios K_f	18
4.1.7 Obtención de resistencia a la fatiga S_e	18
4.2 Estimación del diagrama S-N teórico.....	19

5 Estudio teórico de resistencia a la fatiga	21
5.1 Cálculo de resistencia a la fatiga en una probeta normalizada, S_e'	21
5.2 Cálculo de K_a	22
5.3 Cálculo de K_b	22
5.4 Cálculo de K_c	22
5.5 Cálculo de K_d	22
5.6 Cálculo de K_e	23
5.7 Cálculo de K_f	23
5.8 Cálculo de resistencia a la fatiga para la probeta, S_e	23
5.9 Determinación de la ley que rige la vida entre 10^3 y 10^6 ciclos	23
5.10 Diagrama teórico S-N para el acero estudiado.....	24
6 Estudio experimental de resistencia a la fatiga	25
6.1 Los ensayos llevados a cabo	25
6.1.1 Ensayo de tracción	25
6.1.2 Ensayo de flexión rotativa.....	26
6.2 Resultados obtenidos en los ensayos	27
6.2.1 Ensayo de tracción	27
6.2.2 Ensayo de flexión rotativa.....	28
7 Comparación de ambos estudios	29
8 Estudio de vibraciones en flexión rotativa.....	30
8.1 Importancia del estudio de vibraciones	30
8.2 Estudio de vibraciones en la probeta de flexión rotativa	30
8.2.1 Obtención de la constante elástica de la probeta	30
8.2.2 Metodología empleada en el estudio de vibraciones	31
8.2.3 Presentación de resultados obtenidos en el estudio de vibraciones.....	31
8.3 Conclusiones del estudio de vibraciones	32
9 Conclusiones del estudio teórico experimental	33
9.1 Conclusiones obtenidas en el estudio teórico	33
9.2 Conclusiones obtenidas en el estudio experimental.....	33
9.3 Conclusiones conjuntas del estudio teórico experimental	34

Documento 2: Anexo

1 Resultado de los ensayos de tracción.....	37
1.1 Primer ensayo de tracción.....	37
1.2 Segundo ensayo de tracción.....	38
1.3 Tercer ensayo de tracción.....	39
1.4 Cuarto ensayo de tracción.....	40
1.5 Ensayo de tracción extra con probeta entallada.....	41
2 Estimación de la vida en los ensayos de fatiga.....	42
2.1 Ensayo con 591,44 MPa	42
2.2 Ensayo con 480,85 MPa	42
2.3 Ensayo con 436,61 MPa	42
2.4 Ensayo con 392,38 MPa	42
2.5 Ensayo con 370,26 MPa	42
2.6 Ensayo con 326,03 MPa	43
2.7 Ensayo con 297,27 MPa	43
2.8 Ensayo con 290,85 MPa	43
2.9 Ensayo con 279,79 MPa	43
2.10 Ensayo con 259,67 MPa	43
3 Diseño de la probeta de flexión rotativa.....	43
3.1 Justificación del diseño de la probeta.....	43
3.2 Zonas de la probeta	44
3.3 Análisis de esfuerzos en la sección de la probeta.....	45
3.4 Diseño de la zona de rotura de la probeta.....	46
3.5 Comprobación de la probeta de flexión rotativa con <i>Abaqus</i>	48
4 Cálculos del estudio de vibraciones.....	49
4.1 Obtención de la constante elástica de la probeta.....	49
4.2 Validación de la constante elástica mediante <i>Abaqus</i>	50
4.3 Cálculo de la frecuencia natural para distintas cargas	51
5 Sección de fallo en las probetas de flexión rotativa	52
5.1 Ensayo con 591,44 MPa	52

5.2 Ensayo con 480,85 MPa	53
5.3 Ensayo con 436,61 MPa	53
5.4 Ensayo con 392,38 MPa	53
5.5 Ensayo con 370,26 MPa (1)	54
5.6 Ensayo con 370,26 MPa (2)	54
5.7 Ensayo con 326,03 MPa (1)	54
5.8 Ensayo con 326,03 MPa (2)	55
5.9 Ensayo con 297,27 MPa	55
5.10 Ensayo con 290,85 MPa	55
5.11 Conclusión de la rotura de las probetas de flexión rotativa	56
5.12 Análisis de dispersión de tensiones en la sección de rotura	57

Documento 3: Planos

1 Probeta de tracción cilíndrica de 6 mm	60
2 Probeta de flexión rotativa cónica de 7,62 mm	61
3 Casquillo cónico de apriete	62
4 Tuerca de apriete	63

Documento 1:

Memoria del Trabajo Fin de Grado

1. INFORMACIÓN PREVIA

1.1 OBJETO DEL TRABAJO FIN DE GRADO

El objeto del presente Trabajo Fin de Grado consiste en realizar un estudio teórico a fatiga sobre un determinado material y la comprobación experimental mediante ensayos de dicho estudio. Los ensayos se realizarán por medio de una máquina de flexión rotativa y una máquina de esfuerzo axial alterno en las instalaciones de la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

El presente trabajo lleva por título “Estudio teórico experimental de resistencia a la fatiga” y está dirigido por el profesor Don José Enrique Mata Bago.

1.2 MOTIVACIÓN

Este Trabajo Fin de Grado se realiza como colofón del plan de estudios del Grado en Ingeniería Mecánica. Será presentado en la Escuela Politécnica Superior de Jaén y de esta forma permitirá obtener el título de graduado en Ingeniería Mecánica.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Este Trabajo Fin de Grado ha sido elegido debido a que reúne un gran número de las características esenciales que debe tener un proyecto de este tipo, tales como:

- Investigación activa de información.
- Servirá como apoyo para posteriores generaciones de alumnos que opten por llevar a cabo la misma titulación a la que pertenece el documento.
- Podrá ser utilizado como fuente de información para la realización de prácticas de laboratorio en distintas asignaturas del plan de estudios.
- Complementa los contenidos estudiados en el plan de estudios y consigue llevar a la práctica muchos de los conocimientos que han sido adquiridos en las siguientes asignaturas:
 - Diseño de Máquinas
 - Mecánica de Máquinas
 - Tecnología de Materiales
 - Dibujo Industrial
 - Elasticidad y Resistencia de Materiales I
 - Elasticidad y Resistencia de Materiales II
 - Ingeniería del Mecanizado
 - Cinemática y dinámica de máquinas

1.4 BIBLIOGRAFÍA

Las bibliografías utilizadas en el presente Trabajo Fin de Grado siguen la estructura presentada a continuación:

Título del documento

Autor/es del documento

Editorial del documento o página web

Edición, año

Ahora serán presentadas todas las fuentes de información que han sido utilizadas para la confección de este estudio teórico práctico:

Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett

McGraw Hill

Octava edición, 2008

Norma ASTM E8

Organización de estándares ASTM

<https://www.astm.org>

2013

Aceros

José Antonio Pero-Sanz Elorz

Cie Inversiones Editoriales Dossat 2000

Primera edición, 2004

1.5 SITUACIÓN

Los ensayos serán llevados a cabo en las instalaciones de la Escuela Politécnica de Jaén, la cual se encuentra en el edificio A3 de la Universidad de Jaén. Una de las máquinas, la de flexión rotativa, está situada en el aula 082 de dicho edificio. La otra máquina, la de esfuerzo axil, se encuentra en el aula 903 del mismo edificio.

1.6 PUESTA A PUNTO DE LAS MÁQUINAS UTILIZADAS

Dado que las máquinas de ensayo utilizadas en el presente Trabajo Fin de Grado llevaban paradas cierto tiempo en algunos casos, ha sido necesaria una pequeña puesta a punto antes de su utilización.

1.6.1 Máquina para ensayo de tracción

No ha sido necesaria ninguna puesta a punto dado que ha recibido un buen mantenimiento y se mantiene en constante funcionamiento.

1.6.2 Máquina para ensayo de fatiga

Ha sido necesario realizarle tanto una pequeña puesta a punto como la sustitución de dos de sus componentes: una tuerca de sujeción de las probetas y un casquillo cónico de apriete para la inserción de las probetas.

A continuación podemos ver el resultado final de la máquina de ensayo para fatiga y los dos componentes que han sido fabricados:



Imagen 1.1- Máquina de flexión rotativa



Imagen 1.2 - Tuerca de apriete



Imagen 1.3 – Casquillo cónico

1.6.3 Máquinas de fabricación mecánica

No ha sido necesaria ninguna puesta a punto en las máquinas de fabricación mecánicas utilizadas, ya que se mantienen en constante funcionamiento y permanecen con un correcto mantenimiento.

2. INTRODUCCIÓN A LA FATIGA

En el presente documento están recogidos los resultados de un estudio teórico-experimental realizado sobre fatiga en los materiales. Dicho estudio estará enfocado a cómo se ven afectados los metales, más en concreto el acero al carbono F-1140, equivalente al acero AISI 1045, el cual ha sido objeto de estudio en esta ocasión.

2.1 QUÉ ES LA FATIGA

El término fatiga se corresponde en este ámbito con un fenómeno que provoca un deterioro repentino del material por debajo de los límites de cálculo tradicionales. Normalmente, al determinar las propiedades de un material, se determinan en relación al diagrama tensión-deformación. Esto se debe a que se consideran unas condiciones estáticas; es decir, que las cargas son aplicadas de forma gradual, de modo que la deformación tome lugar de forma completa.

Sin embargo, existen ocasiones en las que esfuerzos que varían, que fluctúan entre ciertos valores o que incluso se invierten en su sentido de aplicación. Este tipo de cargas son los responsables de fallos en componentes mecánicos que han estado expuestos a esfuerzos por debajo de su resistencia última e incluso en determinados casos por debajo de la resistencia a fluencia; por lo que en esta situación nos encontramos ante un fallo por fatiga.

El fallo por fatiga se estudia en función al nivel de exigencia al que está sometido el material. Es decir, cuanto más alto sea el esfuerzo aplicado, menor deberá ser el número de ciclos por los que pase el componente en su vida antes de que se produzca la rotura debida a fatiga del mismo.

2.2 QUÉ SUCEDE EN UN FALLO POR FATIGA

A raíz de las continuas deformaciones debidas a las variaciones en los esfuerzos aplicados, el material sufre micro grietas; las cuales a su vez generan una

concentración de tensiones en su periferia, lo que propicia la propagación de la grieta hasta que, llegado a cierto punto, la sección colapsa y se produce la rotura repentina.

2.3 AGRAVANTES DE LA FATIGA

El número de ciclos necesarios para que la vida de un material llegue a su fin debido a la rotura por fatiga depende a su vez de otros parámetros a la hora de las aplicaciones de los esfuerzos. Dichos parámetros son:

- Acabado superficial del componente
- Tamaño
- Tipo de esfuerzo aplicado
- Temperatura a la que son aplicadas las cargas
- Efectos varios tales como concentración de tensiones, esfuerzos residuales o corrosión

2.4 RESULTADO DE LA FATIGA EN COMPONENTES MECÁNICOS

El principal resultado de la fatiga es el fallo por debajo del límite de rotura del material e incluso por debajo del límite elástico en algunos casos. Por tanto, es crucial el cálculo a fatiga de componentes que vayan a estar expuestos a cargas cíclicas o alternas para evitar su rotura prematura.

3. FATIGA EN EL ANÁLISIS Y DISEÑO MECÁNICO

3.1 MÉTODOS DE PREVENCIÓN DE LA FATIGA

La prevención del fallo debido a fatiga se centra en el estudio de distintos criterios tales como: esfuerzo-vida, deformación-vida o el de la fractura lineal elástica entre otros. A continuación, veremos los dos métodos más utilizados:

- Criterio de esfuerzo-vida: Para determinar este tipo de criterio se recurre a ensayos de tipo destructivo en los que se somete la muestra a una serie de esfuerzos cíclicos, alternos o incluso con inversión hasta la destrucción de la probeta con distintos niveles de carga en cada ocasión. A su vez, son contados el número de ciclos, de forma que se caracteriza la resistencia del material en

función de la carga, obteniéndose una curva tal como la que podemos ver a continuación:

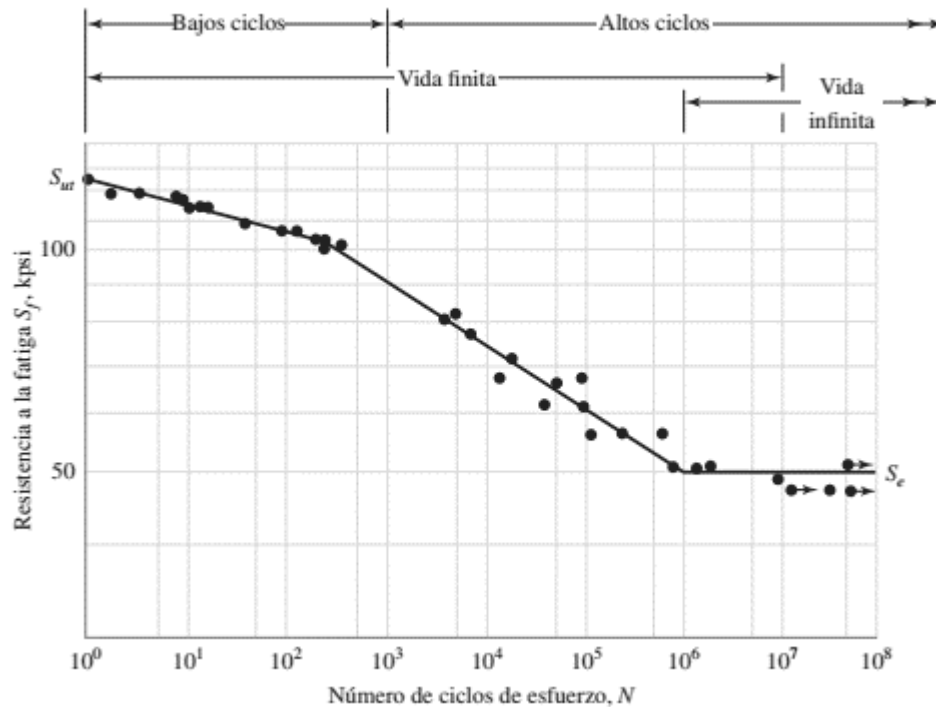


Imagen 1.4 - Diagrama S-N del acero UNS G41300

Cabe destacar que cuando el componente analizado supera cierto número de ciclos, se considera que presenta vida infinita para ese nivel de carga, por lo que no rompería nunca si se mantiene el mismo esfuerzo durante los próximos ciclos. En el caso del acero, ese número de ciclos suele estar en torno al millón.

- Criterio de deformación-vida: A día de hoy, se trata del enfoque más avanzado para explicar el fallo por fatiga, aunque precisa de ciertas simplificaciones por lo que al llevarlo a la práctica siempre existirá cierta incertidumbre en los resultados que puede hacer que no sea un método apropiado para ciertas aplicaciones.

Este método se centra en el estudio de las deformaciones plásticas cíclicas que darán lugar a la discontinuidad que iniciará la progresión de la grieta.

3.2 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Se trata de un procedimiento bastante simple aunque ocupa una gran dedicación de tiempo por la cantidad de ensayos que requiere cada material para su caracterización. En general, se suele preferir el criterio de esfuerzo-vida debido a su mayor simpleza frente al criterio de deformación-vida.

3.3 ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

La resistencia a la fatiga de un material se calcula a partir de una serie de parámetros que modifican el límite de resistencia a la fatiga ideal, S_e' , obtenido en una probeta normalizada ensayada en una máquina de flexión rotativa. Dichos parámetros, los cuales reciben el nombre de *factores de Marín*, están detallados a continuación junto a la expresión de la resistencia al fallo por fatiga:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad \text{Ecuación 1}$$

En la cual, cada término es:

- S_e : Resistencia a la fatiga del componente
- S_e' : Resistencia a la fatiga de la probeta normalizada
- K_a : Factor de modificación según el acabado superficial
- K_b : Factor de modificación según el tamaño
- K_c : Factor de modificación según el tipo de carga aplicada
- K_d : Factor de modificación según la temperatura de funcionamiento
- K_e : Factor de modificación estadístico
- K_f : Factor de modificación según efectos varios no descritos anteriormente

A su vez, podemos estimar la resistencia a la fatiga de la probeta normalizada mediante una relación con la resistencia a la rotura, tal y como declaró Charles R. Mischke. Para los aceros, la relación que obtuvo fue la siguiente:

$$\begin{array}{ll} S_e' = 0,504 S_{ut} & \text{Cuando } S_{ut} \leq 1.400 \text{ MPa} \\ S_e' = 700 \text{ MPa} & \text{Cuando } S_{ut} > 1.400 \text{ MPa} \end{array} \quad \text{Ecuación 2}$$

4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

4.1 ESTIMACIÓN DE LA VIDA DE UN COMPONENTE SOMETIDO A FATIGA

Para la estimación de la vida de un componente en base a un estado de carga concreto, debemos valernos de los factores de Marín, los cuales modificarán la resistencia a fatiga del material estudiado en función de varios parámetros. A continuación encontramos S_e , la resistencia a la fatiga del componente en cuestión, acompañada de los distintos parámetros que modifican a S_e' , la resistencia a fatiga de una probeta normalizada en ensayo normalizado:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

4.1.1 Factor de superficie K_a

Hace referencia al acabado superficial del componente estudiado. Se rige por la expresión que podemos ver a continuación:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 3}$$

Los parámetros a y b se pueden obtener en función del proceso de fabricación del componente en la siguiente tabla:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Imagen 1.5 - Valores de las constantes para el cálculo de K_a

4.1.2 Factor de tamaño K_b

Hace referencia al tamaño de la sección que está soportando el esfuerzo. Cuando se trata de una carga axil, encontramos un factor $K_b = 1$. En caso de que sea un esfuerzo de flexión o torsión, se puede calcular el factor a partir de la siguiente expresión, en la cual d será el diámetro del componente:

$$\begin{array}{ll} d \leq 51 \text{ mm}: & K_b = (d / 7,62)^{-0,107} \\ 51 \text{ mm} < d \leq 254 \text{ mm}: & K_b = 1,51d^{-0,157} \end{array} \quad \text{Ecuación 4}$$

En secciones no circulares, se debe calcular un diámetro equivalente correspondiente al área de la sección sometida a un esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo con la misma área en la muestra de viga rotativa. Una vez hallado dicho diámetro equivalente, se procede al cálculo de K_b utilizando la ecuación número 4 y el diámetro equivalente.

4.1.3 Factor de tipo de carga K_c

Hace referencia al tipo de carga que actúa sobre el componente. Depende únicamente de, como se ha comentado anteriormente, el tipo de carga:

$$\begin{array}{ll} \text{Flexión:} & K_c = 1 \\ \text{Axil:} & K_c = 0,85 \\ \text{Torsión:} & K_c = 0,59 \end{array} \quad \text{Ecuación 5}$$

4.1.4 Factor de temperatura de operación K_d

Hace referencia a la temperatura de operación del componente. Se debe tener en cuenta que la resistencia a la fluencia decrece a medida que la temperatura aumenta, por lo que se debe considerar este factor. Podemos obtener su valor a partir de la siguiente tabla, donde $K_d = S_T/S_{RT}$:

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Imagen 1.6 - Valores de K_d en función de la temperatura

4.1.5 Factor de modificación estadística K_e

Hace referencia a la dispersión estadística existente en los resultados obtenidos en distintos ensayos de fatiga. En función del nivel de confiabilidad deseado, el valor de K_e dependerá según la siguiente tabla:

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Imagen 1.7 - Valores de K_e en función de la confiabilidad

También es posible obtenerlo analíticamente a partir de la expresión que se encuentra bajo este párrafo, donde el valor de la variación de transformación z_a se obtendría de la anterior tabla.

$$K_e = 1 - 0,08 z_a$$

Ecuación 6

4.1.6 Factor de efectos varios K_f

Hace referencia a todos los efectos que no han sido tratados anteriormente, incluyendo: esfuerzos residuales, corrosión, recubrimientos electrolíticos o metalizado por aspersión entre otros. Cada uno de estos efectos varios debe ser estudiado individualmente para obtener el factor que los cuantifica.

Cabe destacar el caso de la concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca. En este caso, podemos definir K_f como la relación entre el esfuerzo máximo que soporta el componente ensayado con muesca y el esfuerzo máximo que soporta el componente ensayado sin muesca. De forma que:

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo que soporta la probeta con muesca}}{\text{Esfuerzo máximo que soporta la probeta sin muesca}} \quad \text{Ecuación 7}$$

4.1.7 Obtención de la resistencia a la fatiga S_e

Una vez definidos todos los factores de Marín, obtendremos la resistencia a la fatiga para una probeta normalizada en un ensayo normalizado, es decir: S_e' . Dicha resistencia a la fatiga de una probeta normalizada, S_e' , será obtenida a partir de la siguiente gráfica, en la que depende del tipo de acero y su resistencia, S_{ut} :

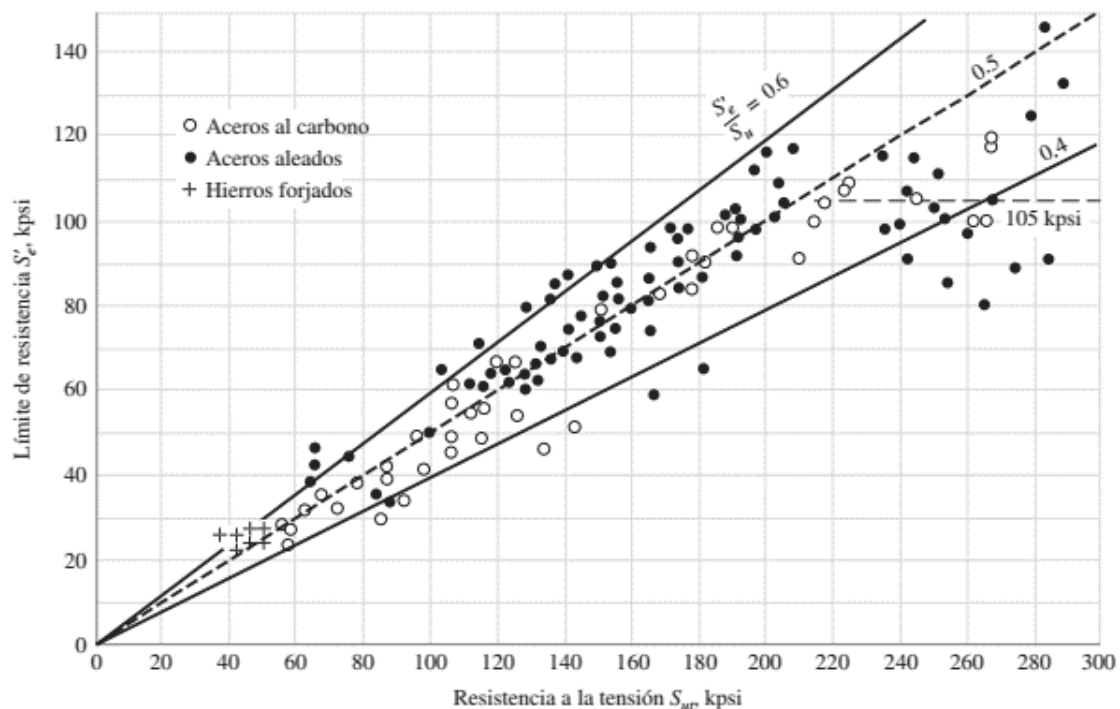


Imagen 1.8 - Resistencia a vida infinita de probeta normalizada frente a resistencia a la tensión

También es posible estimar la resistencia a la fatiga para vida infinita de una probeta normalizada analíticamente a partir de la expresión que aparece a continuación:

$$\begin{aligned} S_e' &= 0,504 S_{ut} && \text{Cuando } S_{ut} \leq 1.400 \text{ MPa} \\ S_e' &= 700 \text{ MPa} && \text{Cuando } S_{ut} > 1.400 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Una vez obtenida la resistencia a fatiga para una probeta normalizada, modificaremos su valor valiéndonos de los factores de Marín de la siguiente forma, donde S_e será la resistencia a fatiga de la probeta deseada:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

4.2 ESTIMACIÓN DEL DIAGRAMA S-N TEÓRICO

Una vez definidos los coeficientes de Marín, es posible determinar teóricamente el diagrama S-N para el acero. Cuenta con tres zonas fácilmente diferenciables, las cuales podemos ver en la imagen que es presentada a continuación:

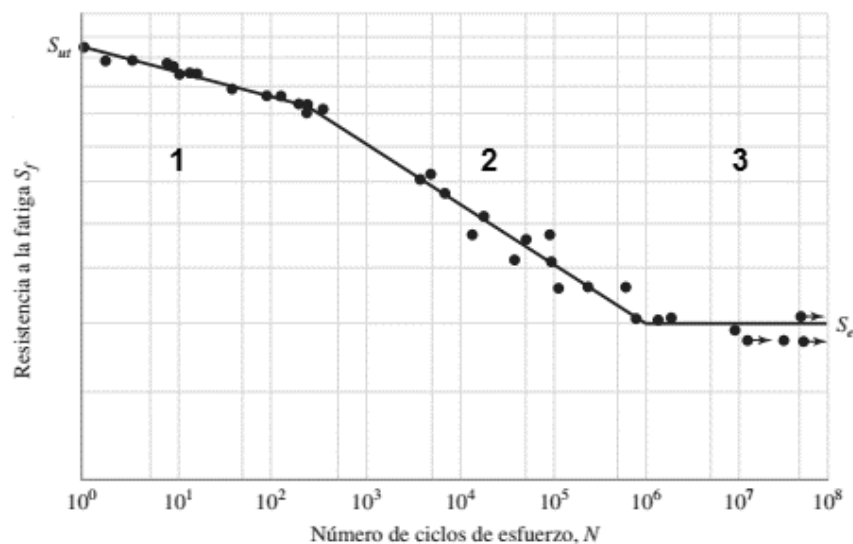


Imagen 1.9 - Diagrama S-N genérico para los aceros

Zona 1: Se trata de la región de bajos ciclos. No tiene gran interés en cuanto al estudio de la fatiga, ya que esta región finaliza con tan solo mil ciclos, por lo que se tienden a utilizar más bien los criterios de carga estática en esta zona.

Podemos estimar la tensión límite de esta región; es decir, la tensión correspondiente a mil ciclos como: $\sigma_{10^3} = f \cdot S_{ut}$ (Ecuación 8). El valor de f se puede obtener a partir de la siguiente curva en función de S_{ut} :

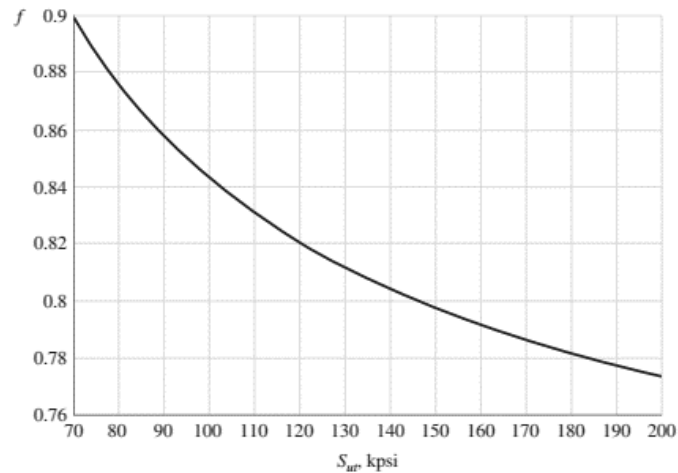


Imagen 1.10 - Valor de f en función de la resistencia a tracción

Zona 2: Se trata de la región de altos ciclos. Esta región se rige mediante la expresión que podemos ver a continuación:

$$S_f = a N^b \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde S_f es la tensión que hará que el componente rompa tras N ciclos. Las constantes a y b están definidas a partir de las siguientes expresiones:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad b = - \frac{\text{Log}_{10}(f S_{ut} / S_e)}{3} \quad \text{Ecuaciones 10 y 11}$$

Zona 3: Se trata de la región de vida infinita. Para el acero, una vez alcanzado el millón de ciclos, estaría asegurada la integridad del componente siempre que no se altere el nivel de carga. Dicho nivel de carga máximo será S_e , el cual ha sido definido en anteriores capítulos.

Cabe destacar que esto ocurre en metales como el acero, pero metales como el aluminio o el cobre no tienen límite de fatiga ni región de vida infinita, por lo que con el paso del tiempo terminaría por ocurrir la progresión de grieta.

Una vez definidas las tres zonas claramente diferenciadas, la generación teórica del diagrama $S-N$ es bastante simple. Sólo basta con marcar cada una de las resistencias correspondientes al fallo estático, 10^3 ciclos y 10^6 ciclos; para posteriormente unirlos con una línea recta. A partir de 10^6 ciclos, se debe trazar una línea horizontal situada al nivel de carga para el cual el componente no debe fallar nunca debido a la fatiga (S_e) para simbolizar el concepto de vida infinita.

5. ESTUDIO TEÓRICO DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para comenzar con el estudio teórico, partiremos de los resultados obtenidos en los ensayos de resistencia a tracción. Como veremos en el apartado 6.2.1 del documento, obtuvimos una resistencia a la tracción de 734,81 MPa.

En primer lugar, pasaremos a definir la resistencia a la fatiga para 10^3 ciclos. Debemos recordar que su valor depende únicamente de la resistencia a la rotura, ya que únicamente está compuesto por la resistencia última del material multiplicada por la variable f (como es posible ver en la ecuación número 8) que depende a su vez de la resistencia última nuevamente:

$$\sigma_{10^3} = f \cdot S_{ut} \rightarrow \sigma_{10^3} = 0,825 \cdot 734,81 = 606,22 \text{ MPa}$$

Una vez definida la tensión a la fatiga para 10^3 ciclos, pasaremos a la obtención de la resistencia a la fatiga para vida infinita del material en cuestión, que para el acero se trata de la resistencia de rotura para 10^6 ciclos. Para ello, nos valdremos de los coeficientes de Marín, tal y como fue explicado en el apartado 3:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

5.1 CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA PARA VIDA INFINITA EN UNA PROBETA NORMALIZADA, S_e'

Dado que en el acero estudiado $S_{ut} < 1.400$ MPa, utilizando la ecuación 2:

$$S_e' = 0,504 \cdot 734,81 = 370,34 \text{ MPa}$$

5.2 CÁLCULO DE K_a

De la tabla situada en la imagen 1.5, obtendremos que los valores a y b son, respectivamente, 4,51 y -0,265 debido a que se trata de una probeta mecanizada en frío. Por tanto, utilizando la ecuación número 3:

$$K_a = 4,51 \cdot 734,81^{-0,265} = 0,785$$

5.3 CÁLCULO DE K_b

En esta ocasión debemos apuntar que el estudio teórico está realizado para el punto de tensión máxima en la probeta, el cual se corresponde con un diámetro de 7,62 mm. La probeta está diseñada de esta forma con el objetivo de eliminar este factor de Marín al utilizar la ecuación 4, tal y como podemos ver a continuación:

$$K_b = (d / 7,62)^{-0,107} = (7,62 / 7,62)^{-0,107} = 1$$

5.4 CÁLCULO DE K_c

Nos encontramos frente a un estudio teórico para un ensayo de flexión rotativa, por lo que este factor se ve eliminado al tomar el valor unitario que le corresponde al tratarse de una carga de flexión. Por tanto, utilizando la ecuación número 5:

$$K_c = 1$$

5.5 CÁLCULO DE K_d

La temperatura de realización de los ensayos en el laboratorio de Ingeniería Mecánica será de 20 °C; por lo que, a partir de los datos de la tabla recogida en la imagen 1.6, podemos evaluar el factor de temperatura como:

$$K_d = 1$$

5.6 CÁLCULO DE K_e

El objeto de los ensayos de resistencia a la fatiga será el de obtener el diagrama S-N del material escogido. Por tanto, no buscamos un nivel de confiabilidad óptimo para el diseño, tal y como se haría en el caso de que se buscara la supervivencia del componente mecánico en cuestión. Debido a que se debe producir la rotura en cada uno de los ensayos, omitiremos este factor de Marín.

5.7 CÁLCULO DE K_f

De igual forma que en el anterior coeficiente, también omitiremos el coeficiente de Marín de efectos varios. Esto se debe a que en las probetas ensayadas no existen zonas con corrosión, no tienen tensiones residuales ni ninguno de los efectos alternativos que engloba el presente coeficiente.

5.8 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA PARA LA PROBETA, S_e

Una vez identificados todos los coeficientes de Marín correspondientes al ensayo que se realizará de forma práctica, podemos calcular la resistencia a la fatiga para vida infinita tal y como ha sido apuntado en la ecuación 1:

$$S_e = 0,785 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 370,34 = 290,72 \text{ MPa}$$

5.9 DETERMINACIÓN DE LA LEY QUE RIGE LA VIDA ENTRE 10^3 y 10^6 CICLOS

Tras determinar los extremos de la región comprendida entre 10^3 y 10^6 ciclos, podremos obtener la vida de la probeta en función de la resistencia y viceversa. Dicha relación se rige por la ley que podemos ver a continuación, tal y como fue explicado en el apartado 3 del presente documento:

$$S_f = a N^b$$

Utilizando las ecuaciones 10 y 11, determinaremos el valor de ambos coeficientes para poder definir la ley que dicta el comportamiento de la probeta entre 10^3 y 10^6 ciclos:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0,825 \cdot 734,81)^2}{290,72} = 1264,1 \text{ MPa}$$

$$b = - \frac{\text{Log}_{10}(f \cdot S_{ut} / S_e)}{3} = - \frac{\text{Log}_{10}(0,825 \cdot 734,81 / 290,72)}{3} = - 0,1064$$

Por tanto, la ley que dicta el comportamiento del componente estudiado será la siguiente:

$$S_f = 1264,1 \cdot N^{-0,1064}$$

5.10 DIAGRAMA TEÓRICO S-N PARA EL ACERO ESTUDIADO

Tras definir los puntos extremos y la ley que rige el comportamiento entre dichos puntos, podemos obtener el resultado final representando el diagrama S-N para el acero F-1140:

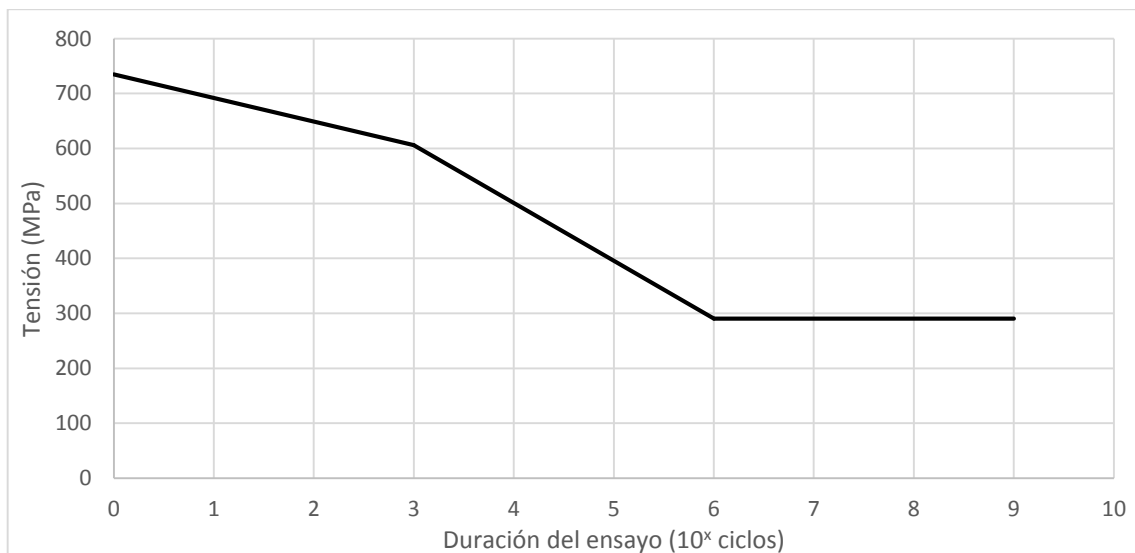


Imagen 1.11 - Diagrama S-N teórico del acero al carbono F-1140

6. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA

6.1 LOS ENSAYOS LLEVADOS A CABO

Para el estudio práctico de resistencia a la fatiga, se han llevado a la práctica los conceptos teóricos que han sido descritos en el anterior apartado.

En primer lugar, es preciso obtener la tensión de rotura del material estudiado. Para ello, se llevará a cabo el ensayo de tracción en el laboratorio 903 de edificio A3. Una vez caracterizado el comportamiento elastoplástico del material, estaremos en condiciones de comparar los valores obtenidos en el ensayo con los teóricos según la bibliografía. Tras determinar dichas propiedades del acero al carbono F-1140, sería el momento de realizar el ensayo de fatiga con distintas cargas y analizar los resultados, generando el diagrama $S-N$ del material estudiado. Una vez finalizados los dos ensayos, será posible comparar el caso teórico y el caso práctico con el objetivo de analizar los parecidos y las diferencias en caso de que hubiese alguna.

6.1.1 Ensayo de tracción

Para la realización de los ensayos de tracción, se ha utilizado la prensa hidráulica MTS 810 Material Test System con una carga máxima de 100 kN situada en la dependencia 903 del edificio A3. Podemos ver dicha máquina en la imagen que aparece a continuación:



Imagen 1.12 - Máquina utilizada para los ensayos de tracción

Para la correcta realización del ensayo, se han diseñado las probetas de tracción según la norma *ASTM E8*. Para la obtención del valor de tensión última del acero objeto de estudio, ha sido utilizada una probeta cilíndrica de 6 mm de diámetro. A continuación podemos ver la probeta utilizada:



Imagen 1.13 - Probeta de tracción normalizada de 6 mm de diámetro

6.1.2 Ensayo de flexión rotativa

Para la realización de los ensayos de flexión rotativa, se ha utilizado la máquina de flexión rotativa situada en la dependencia 082 del edificio A3. Dicha máquina fue construida por la Escuela Politécnica Superior. A continuación podemos ver una imagen general de la máquina utilizada:



Imagen 1.14 - Máquina utilizada para los ensayos de fatiga

En esta ocasión, las probetas han sido diseñadas bajo el criterio personal del autor del presente documento llevando a la práctica algunos de los conocimientos adquiridos en el grado en Ingeniería Mecánica. Se trata de una probeta con sujeción por cono de apriete y zona de rotura cónica, con un diámetro de rotura de diseño de 7,62 mm. A continuación podemos ver la probeta utilizada:



Imagen 1.15 - Probeta cónica para flexión rotativa con un diámetro de rotura de 7,62 mm

6.2 RESULTADOS OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS

Tras la realización de sendos ensayos tal y como ha sido explicado en el anterior apartado, los resultados serán presentados a continuación.

6.2.1 Ensayo de tracción

Se ha realizado el mismo ensayo en distintas ocasiones con el objetivo de eliminar la componente estocástica del mismo. Realizando una media de los resultados obtenidos, ha sido posible caracterizar el acero al carbono F-1140. Los resultados obtenidos han sido:

	Valor medio	Desv. Típica	Unidad
Límite elástico convencional	598,19	34,88	MPa
Tensión última	734,81	11,41	MPa
Tensión de rotura	604,62	24,93	MPa
Alargamiento unitario a la rotura	0,12	0,02	/
Módulo de elasticidad	205,15	4,83	GPa

Imagen 1.16 - Resultados de los ensayos de tracción

Representando los datos medios obtenidos en los ensayos, podremos obtener el diagrama tensión/deformación del material ensayado. En esta ocasión, el diagrama obtenido es el siguiente:

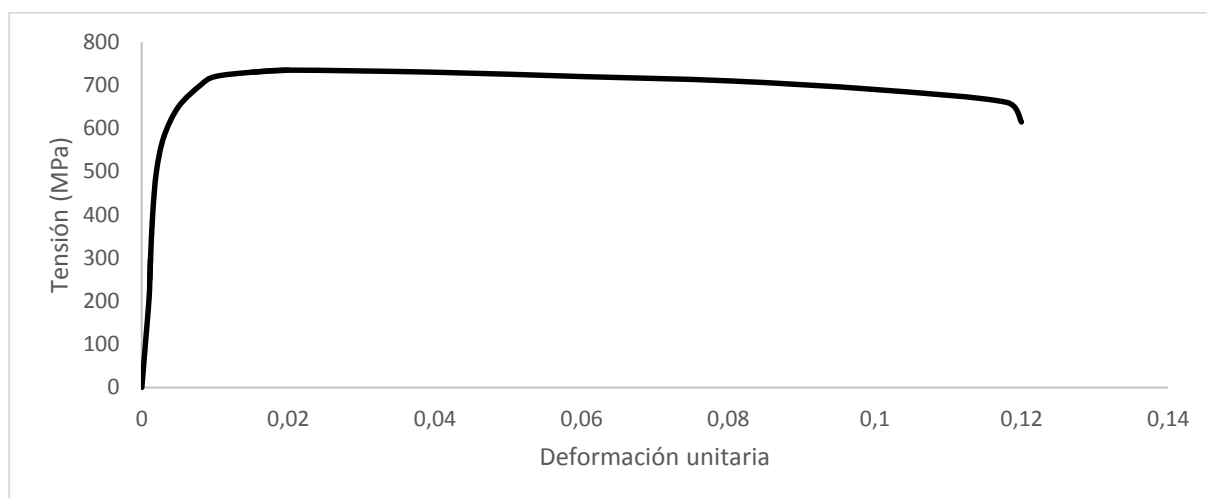


Imagen 1.17 - Diagrama de tensión frente a deformación del acero F-1140 obtenido a partir de los ensayos de tracción

6.2.2 Ensayo de flexión rotativa

En el caso de los ensayos de fatiga en flexión rotativa, se han ensayado distintas cargas para conocer cómo varía la vida del material con la variación de las mismas. A continuación, serán presentados los datos obtenidos gracias a las pruebas realizadas al acero al carbono F-1140:

Tensión (MPa)	Vida experimental (ciclos)	Vida esperada (ciclos)
734,81	0	0
591,44	3.643	1.259
480,85	14.247	8.811
436,61	15.715	21.824
392,38	100.890	59.550
370,26	147.105	102.734
370,26	148.122	102.734
326,03	400.873	339.584
326,03	256.601	339.584
297,27	410.388	808.850
290,85	386.332	993.070
279,79	3.548.681 (sin rotura)	Vida infinita
259,67	1.617.948 (sin rotura)	Vida infinita

Imagen 1.18 - Resultados obtenidos en los ensayos de fatiga del acero al carbono F-1140

A partir de los datos presentados en la imagen 1.18, es posible representar el diagrama *S-N* del material ensayado. En este caso, el resultado obtenido ha sido el siguiente:

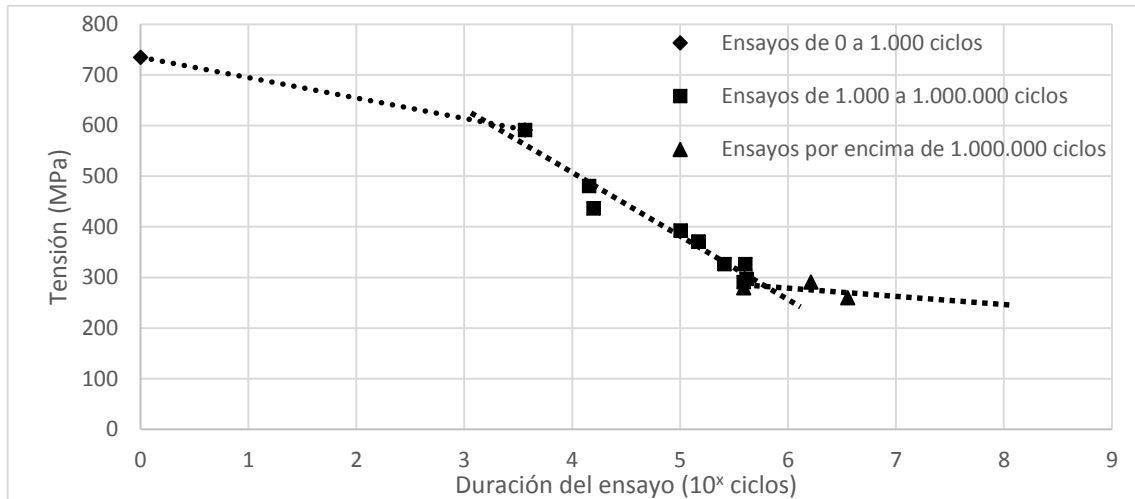


Imagen 1.19 - Diagrama *S-N* experimental del acero al carbono F-1140

7. COMPARACIÓN DE AMBOS ESTUDIOS

Una vez realizados tanto el estudio teórico como el práctico, es momento de unir ambos resultados para ver las similitudes y, en caso de existir, las diferencias presentes entre ambos estudios. Para realizar la comparación, serán presentados ambos diagramas *S-N* sobre el mismo gráfico, de forma que sea posible ver de un solo golpe de vista ambos resultados:

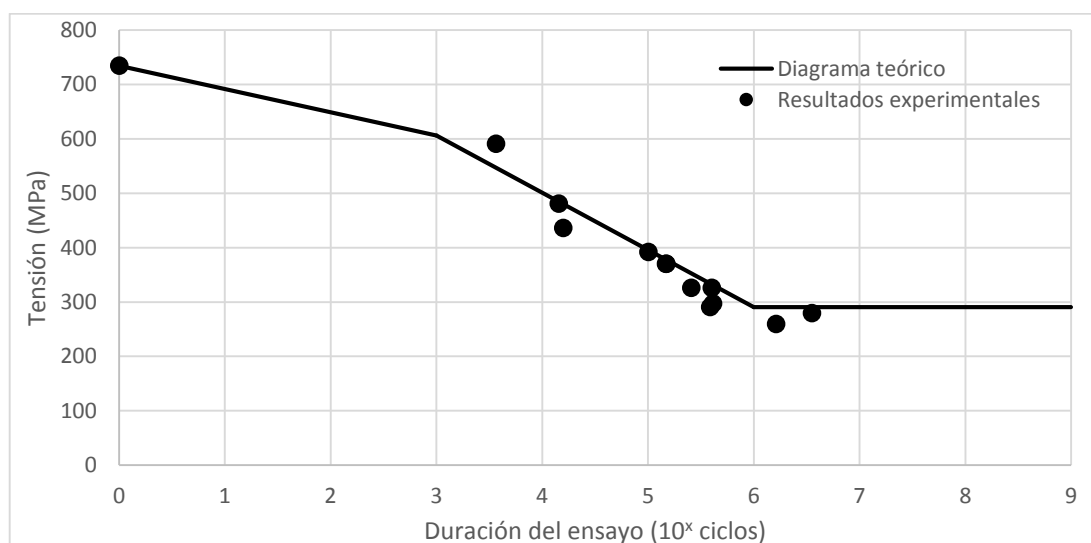


Imagen 1.20 - Diagrama *S-N* teórico con resultados experimentales del acero al carbono F-1140

Como podemos ver, los resultados experimentales tienen la misma tendencia regida por el diagrama teórico. Además, es apreciable que el valor numérico es muy próximo al esperado según la teoría, lo cual podíamos ver en la imagen 1.18. Por tanto, podemos concluir que los resultados obtenidos empíricamente se ajustan al estudio teórico realizado previamente.

8. ESTUDIO DE VIBRACIONES EN FLEXIÓN ROTATIVA

Los ensayos de fatiga con flexión rotativa han llevado a realizar un breve estudio de vibraciones. Esto se debe a que en la realización de los mismos, las probetas estudiadas resultaban afectadas por las vibraciones, llegando incluso a pasar por un estado de resonancia al momento de comenzar y finalizar el ensayo de flexión rotativa.

8.1 IMPORTANCIA DEL ESTUDIO DE VIBRACIONES

La principal importancia reside en conocer la frecuencia natural de la probeta para cada una de las cargas estudiadas, de forma que sea posible evitar el estado de resonancia; ya que, de alcanzarse dicho estado, dejaría de ser fiable el resultado obtenido en el ensayo e incluso peligraría la integridad estructural de la máquina de ensayos.

8.2 ESTUDIO DE VIBRACIONES EN LA PROBETA DE FLEXIÓN ROTATIVA

A continuación se llevará a cabo un estudio basado en conocer la frecuencia natural de cada una de las cargas ensayadas para la obtención del diagrama S-N experimental. Para ello, en primer lugar debe conocerse la constante elástica de las probetas de flexión rotativa. Tras conocer dicho parámetro, se podrá realizar el estudio para cada una de las cargas.

8.2.1 Obtención de la constante elástica de la probeta

Se ha realizado de una forma práctica. Para ello, se ha instalado un dispositivo de medición basado en un reloj comparador con el objetivo de medir la flecha generada en la probeta de flexión rotativa al someterla a distintas cargas sin sobrepasar el límite elástico.

El resultado obtenido ha sido una constante elástica para la probeta de flexión rotativa de acero F-1140 con un valor de:

$$K_{elast} = 167.300 \frac{N}{m}$$

8.2.2 Metodología empleada en el estudio de vibraciones

El estudio de vibraciones estará basado en la obtención de la frecuencia natural de la probeta de flexión rotativa para cada uno de los estados de carga que han sido estudiados.

Conociendo dicha información, será posible realizar el diseño de los ensayos de flexión rotativa de modo que la velocidad de trabajo no coincida con la frecuencia natural para ninguna de las cargas. Realizando este estudio, será posible evitar los riesgos propios de las vibraciones para los ensayos, como por ejemplo la entrada en estado de resonancia.

8.2.3 Presentación de resultados obtenidos en el estudio de vibraciones

A continuación serán presentados los datos obtenidos en el estudio de vibraciones. Dicha información será presentada en una tabla que relacione cada una de las cargas con su frecuencia natural:

Tensión (MPa)	Frecuencia natural (Hz)	Velocidad de giro (rpm)
591,44	8,90	534,06
480,85	9,87	592,30
436,61	10,36	621,58
392,38	10,29	617,52
370,26	11,25	674,98
326,03	11,29	677,51
297,27	12,56	753,30
290,85	12,69	761,56
279,79	12,94	776,47
259,67	13,43	806,00

Imagen 1.21 - Resultados obtenidos en el estudio de vibraciones

A partir de los datos recogidos en la imagen 1.21, es posible generar un diagrama en el que se asocie la tensión aplicada con la frecuencia natural de la probeta de flexión rotativa. De esta forma, se puede comprobar de una forma muy sencilla si la probeta funcionará en una zona de riesgo por vibraciones:

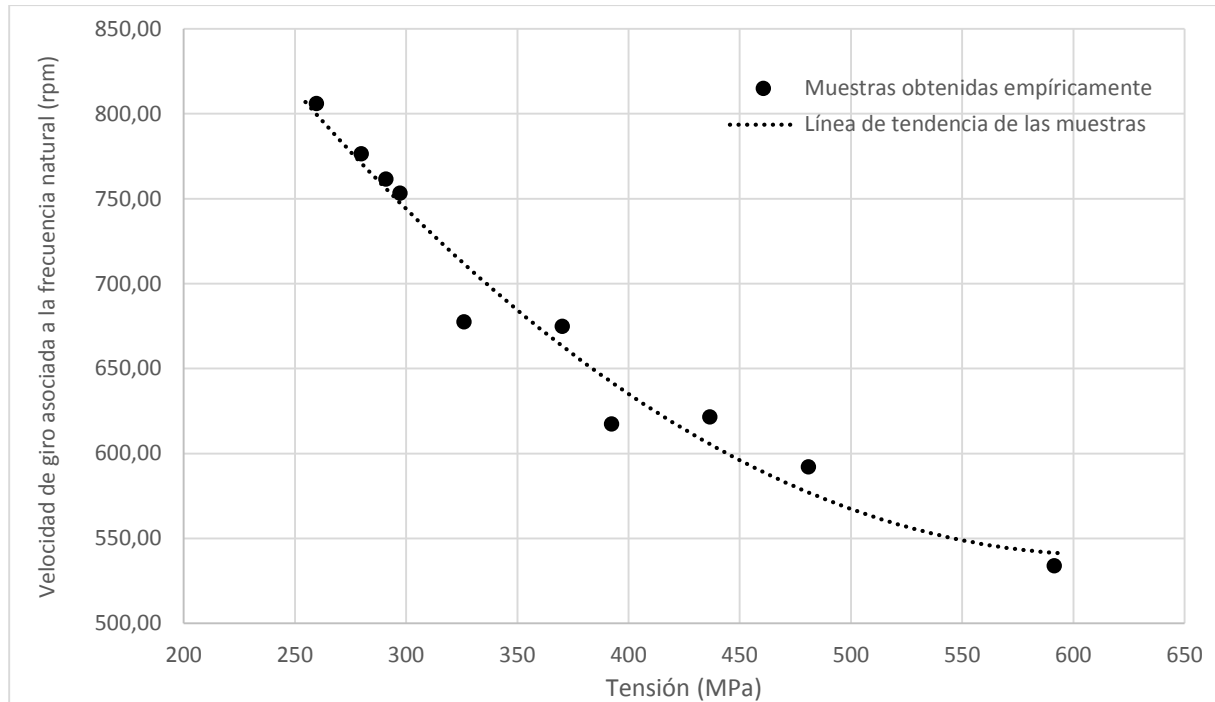


Imagen 1.22 - Diagrama de tensión frente a frecuencia natural

8.3 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO DE VIBRACIONES

Como hemos podido comprobar, se trata de un análisis bastante simple de realizar, pero no por ello carece de importancia. Para el correcto desarrollo de los ensayos, es de vital importancia encontrarse a una velocidad alejada de la asociada con la frecuencia de resonancia.

Como podemos comprobar en los cálculos realizados, no existe riesgo por vibraciones ya que el sistema se mantendrá estable con la velocidad de giro utilizada en los ensayos, es decir: 2000 rpm.

Cabe destacar que este estudio ha sido fruto de las vibraciones existentes tanto en el comienzo de los ensayos como en la finalización de los mismos. Su objetivo era el de dar una explicación técnica a la brusquedad presente en sendas ocasiones, por lo que ha sido cumplido con creces gracias a este estudio.

Una vez conocida cierta información, sería interesante implementarla en el diseño de las probetas simulando las mismas mediante algún software de elementos finitos como *Abaqus* para obtener su constante elástica y comprobar en primera instancia si existiría riesgo por vibraciones.

Como conclusión final, pienso que este es el motivo por el que usualmente se utilicen máquinas de ensayo de cuatro puntos. En este tipo de maquinaria, la flecha generada en la probeta es prácticamente nula, lo cual elimina todos los posibles problemas ocasionados por vibraciones.

9. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL

9.1 CONCLUSIONES OBTENIDAS EN EL ESTUDIO TEÓRICO

Tal y como hemos podido observar, realizar un estudio teórico es un procedimiento bastante simple. Sólo basta con conocer las características técnicas del material estudiado y el método de fabricación que ha sido utilizado para la obtención del componente en cuestión.

Además, debemos tener en cuenta que para construir el diagrama *S-N* de un acero, sólo necesitamos obtener tres puntos. Dichos valores se corresponden con la tensión de rotura del material y la resistencia para vida finita para mil ciclos y un millón de ciclos.

También cabe destacar que gracias a los factores de Marín, el estudio teórico puede ser prácticamente igual a los resultados obtenidos en ensayos prácticos. Esto se debe a que los factores de Marín cubren todo el abanico de factores que pueden modificar los resultados de las pruebas.

9.2 CONCLUSIONES OBTENIDAS EN EL ESTUDIO EXPERIMENTAL

Se trata de un proceso bastante extenso en tiempo que comienza con el diseño de las probetas en función de la maquinaria disponible para la realización de los ensayos. Una vez diseñadas las probetas a utilizar, es lugar de planificar los ensayos

utilizando una amplia variedad de cargas que permitan cubrir todo el abanico disponible en el diagrama S-N que va a ser obtenido. Tras la componente de diseño, resta realizar los ensayos, lo cual es una parte que demanda gran cantidad de tiempo debido al elevado número de ciclos que hay que cumplir para obtener una buena fiabilidad en el diagrama S-N.

Tras realizar los ensayos, hemos comprobado que la obtención de los resultados resulta de buena calidad siempre que se lleve a cabo de una forma acertada la etapa previa de diseño.

9.3 CONCLUSIONES CONJUNTAS DEL ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL

El resultado obtenido entre ambos estudios ha sido prácticamente idéntico, lo cual se debe a la correcta realización de ambos casos. A continuación, se presentará una tabla resumen con la información más relevante de ambos estudios para comprender la complicitad existente entre ambos:

Ensayo	Log ₁₀ vida experimental	Log ₁₀ vida esperada	Desviación (%)
0	1	1	0
1	3,56	3,10	14,84
2	4,15	3,95	5,06
3	4,19	4,34	3,46
4	5,01	4,77	5,03
5	5,16	5,01	2,99
6	5,17	5,01	3,19
7	5,60	5,53	1,27
8	5,41	5,53	2,17
9	5,61	5,91	5,08
10	5,59	5,99	6,68
11	6,55 (sin rotura)	Vida infinita	0
12	6,21 (sin rotura)	Vida infinita	0

Imagen 1.23 - Resumen del estudio teórico-práctico de resistencia a la fatiga

Como podemos observar, la dispersión es menor al 5% en la gran mayoría de los casos, teniendo una dispersión media del 3,83%.

En bajos ciclos encontramos una dispersión mayor, superando en varios casos el 5%; esto se debe a que la tensión en esos casos es bastante mayor, lo cual propicia unas mayores deformaciones que a su vez generan un aumento de temperatura en la probeta que reduce su vida efectiva. Esta dispersión podría reducirse encontrando algún medio para medir la temperatura de la probeta durante el ensayo y obtener su influencia mediante el factor de Marín de temperatura K_d . A continuación podemos contemplar el efecto de la temperatura en una de las probetas ensayadas con una carga alta; como podemos apreciar, presenta un color tostado propio en el acero a causa de una elevada temperatura de operación durante el ensayo:



Imagen 1.24 - Probeta afectada por la temperatura debido a altas cargas

Documento 2:

Anexo

1. RESULTADO DE LOS ENSAYOS DE TRACCIÓN

1.1 Primer ensayo de tracción

A continuación serán presentados tanto el diagrama de tensión frente a deformación como los resultados obtenidos a partir del primer ensayo de tracción realizado en la máquina MTS 810 Material Test System.

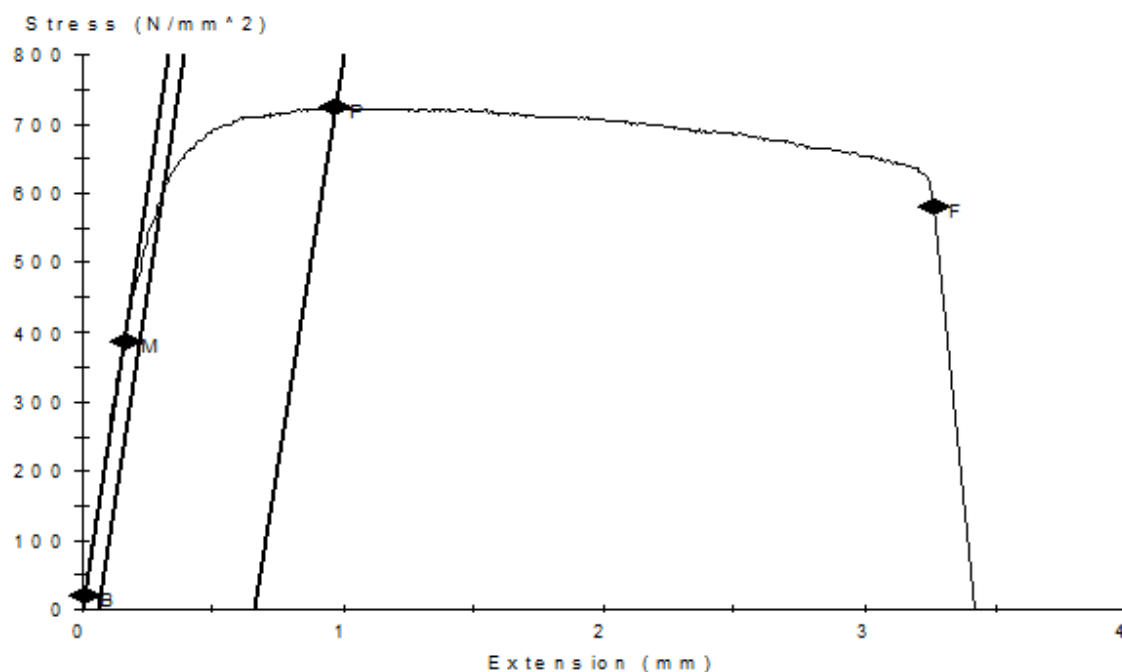


Imagen 2.1 - Diagrama de tensión frente a deformación obtenido con el primer ensayo de tracción

	Valor	Unidad
Diámetro	5,89	mm
Carga última	19.732,72	N
Tensión última	724,21	MPa
Carga de rotura	15.803,89	N
Tensión de rotura	580,02	MPa
Área	27,25	mm ²
Deformación de rotura	0,11	mm/mm
Carga de límite elástico	16.413,95	N
Límite elástico convencional	602,41	MPa
Deformación del límite elástico	0,01	mm/mm
Desplazamiento del límite elástico	0,31	mm

Imagen 2.2 - Resultados obtenidos con el primer ensayo de tracción

1.2 Segundo ensayo de tracción

A continuación serán presentados tanto el diagrama de tensión frente a deformación como los resultados obtenidos a partir del segundo ensayo de tracción realizado en la máquina MTS 810 Material Test System.

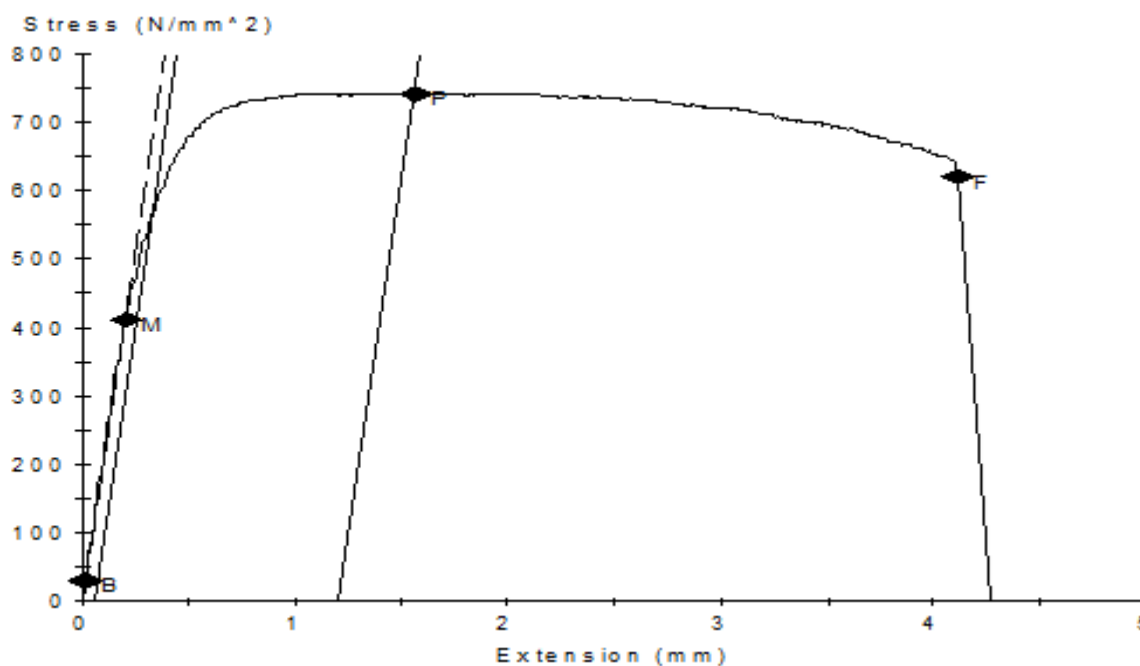


Imagen 2.3 – Diagrama de tensión frente a deformación obtenido con el segundo ensayo de tracción

	Valor	Unidad
Diámetro	5,90	mm
Carga última	20.326,73	N
Tensión última	743,49	MPa
Carga de rotura	16.966,41	N
Tensión de rotura	620,58	MPa
Área	27,34	mm ²
Deformación de rotura	0,14	mm/mm
Carga de límite elástico	15.650,77	N
Límite elástico convencional	572,46	MPa
Deformación del límite elástico	0,01	mm/mm
Desplazamiento del límite elástico	0,34	mm

Imagen 2.4 - Resultados obtenidos con el segundo ensayo de tracción

1.3 Tercer ensayo de tracción

A continuación serán presentados tanto el diagrama de tensión frente a deformación como los resultados obtenidos a partir del tercer ensayo de tracción realizado en la máquina MTS 810 Material Test System.

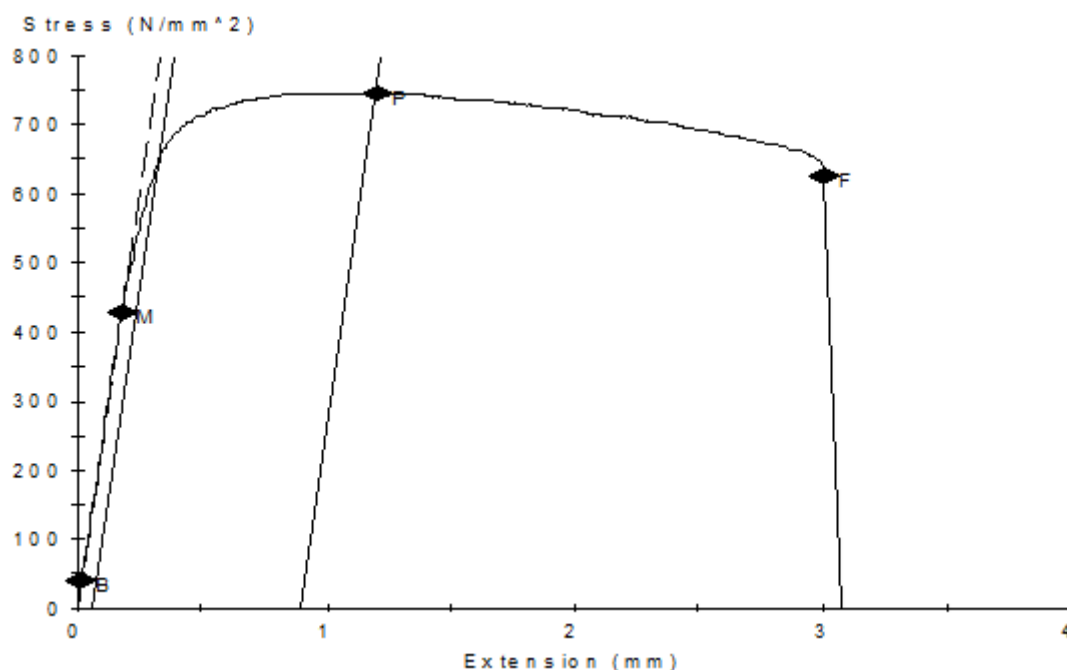


Imagen 2.5 – Diagrama de tensión frente a deformación obtenido con el tercer ensayo de tracción

	Valor	Unidad
Diámetro	5,95	mm
Carga última	20.736,49	N
Tensión última	745,78	MPa
Carga de rotura	17.407,37	N
Tensión de rotura	626,05	MPa
Área	27,81	mm²
Deformación de rotura	0,10	mm/mm
Carga de límite elástico	17.960,60	N
Límite elástico convencional	645,95	MPa
Deformación del límite elástico	0,01	mm/mm
Desplazamiento del límite elástico	0,33	mm

Imagen 2.6 - Resultados obtenidos con el tercer ensayo de tracción

1.4 Cuarto ensayo de tracción

A continuación serán presentados tanto el diagrama de tensión frente a deformación como los resultados obtenidos a partir del cuarto ensayo de tracción realizado en la máquina MTS 810 Material Test System.

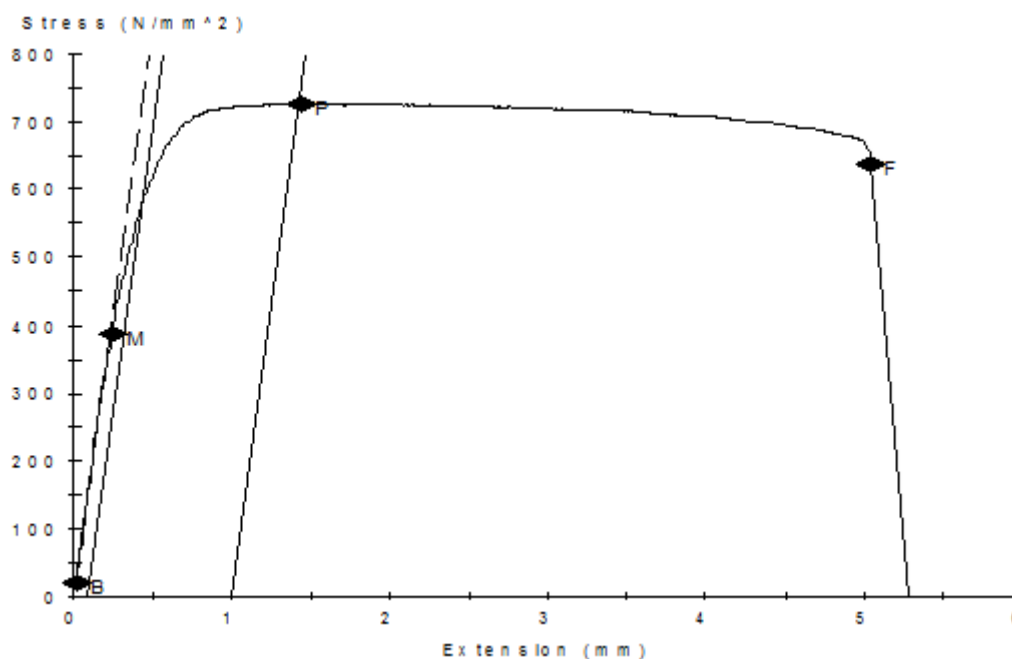


Imagen 2.7 – Diagrama de tensión frente a deformación obtenido con el cuarto ensayo de tracción

	Valor	Unidad
Diámetro	7,95	mm
Carga última	36.025,61	N
Tensión última	725,75	MPa
Carga de rotura	31.628,05	N
Tensión de rotura	637,16	MPa
Área	49,64	mm ²
Deformación de rotura	0,13	mm/mm
Carga de límite elástico	28.390,75	N
Límite elástico convencional	571,94	MPa
Deformación del límite elástico	0,01	mm/mm
Desplazamiento del límite elástico	0,42	mm

Imagen 2.8 - Resultados obtenidos con el cuarto ensayo de tracción

1.5 Ensayo de tracción extra con probeta entallada

A continuación serán presentados los datos obtenidos del ensayo de tracción realizado a una probeta cilíndrica con un diámetro de 8 mm a la cual se le ha realizado una entalla aguda que reduce su diámetro hasta 6 mm en el vértice de dicha entalla.

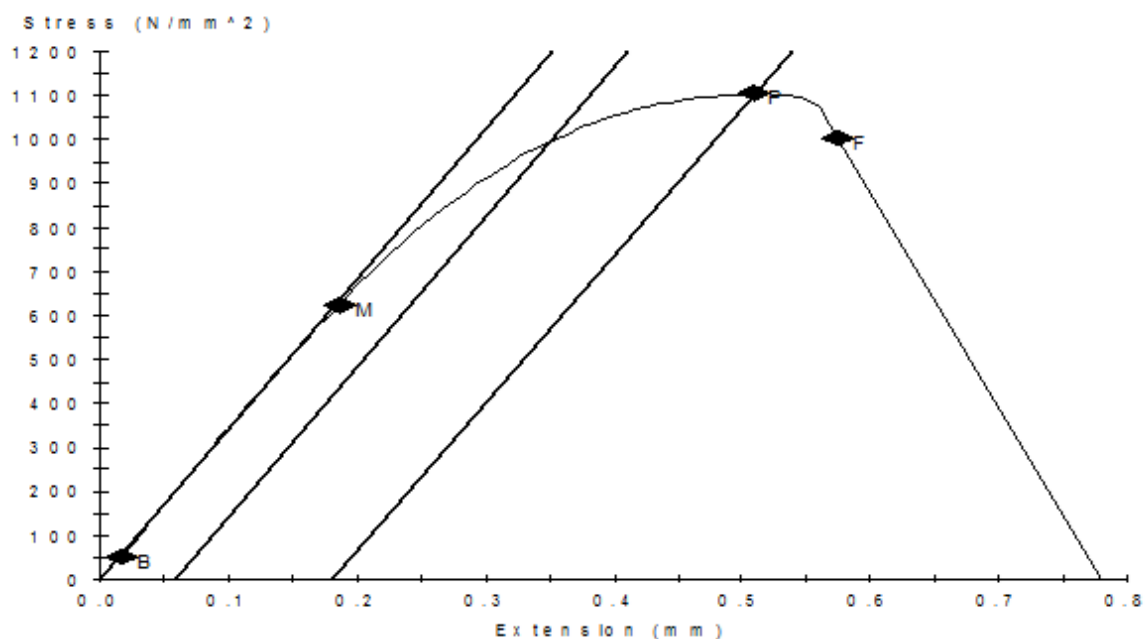


Imagen 2.9 - Diagrama de tensión frente a deformación obtenido con el ensayo de tracción de la probeta entallada

	Valor	Unidad
Diámetro	5.71	mm
Carga última	28275.77	N
Tensión última	1104.21	MPa
Carga de rotura	25690.79	N
Tensión de rotura	1003.26	MPa
Área	25.61	mm ²
Deformación de rotura	0.02	mm/mm
Carga de límite elástico	25490.64	N
Límite elástico convencional	995.45	MPa
Deformación del límite elástico	0.01	mm/mm
Desplazamiento del límite elástico	0.35	mm

Imagen 2.10 - Resultados obtenidos con el ensayo de tracción de la probeta entallada

Dado la peculiaridad de la probeta utilizada, este ensayo no se considerará en el estudio de fatiga llevado a cabo. Podemos observar que la entalla hace que el acero se comporte como un material frágil en lugar de un material dúctil.

2. ESTIMACIÓN DE LA VIDA EN LOS ENSAYOS DE FATIGA

A continuación será realizado el cálculo de la vida esperada con las cargas seleccionadas para los ensayos de flexión rotativa. Para dicho cálculo, se utilizará la ley obtenida gracias a ecuación 9, ya configurada en el apartado 5.9 de la memoria. Despejando la vida esperada de la ecuación 9, obtendremos:

$$N = (1264,1 / Sf)^{9,398} \quad \text{Ecuación 12}$$

Una vez calculada la vida de la probeta, estimaremos la duración del ensayo dividiendo dicha vida entre la velocidad de giro utilizada:

$$T = N / \omega \quad \text{Ecuación 13}$$

2.1 ENSAYO CON 591,44 MPa

$$N_{591,44} = (1264,1 / 591,44)^{9,398} = 1.259 \text{ ciclos}$$

$$T_{591,44} = 1.259 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 0,63 \text{ min}$$

2.2 ENSAYO CON 480,85 MPa

$$N_{480,85} = (1264,1 / 480,85)^{9,398} = 8.811 \text{ ciclos}$$

$$T_{480,85} = 8.811 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 4,41 \text{ min}$$

2.3 ENSAYO CON 436,61 MPa

$$N_{436,61} = (1264,1 / 436,61)^{9,398} = 21.824 \text{ ciclos}$$

$$T_{436,61} = 21.824 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 10,91 \text{ min}$$

2.4 ENSAYO CON 392,38 MPa

$$N_{392,38} = (1264,1 / 392,38)^{9,398} = 59.550 \text{ ciclos}$$

$$T_{392,38} = 59.550 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 29,78 \text{ min}$$

2.5 ENSAYO CON 370,26 MPa

$$N_{370,26} = (1264,1 / 370,26)^{9,398} = 102.734 \text{ ciclos}$$

$$T_{370,26} = 102.734 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 53,67 \text{ min}$$

2.6 ENSAYO CON 326,03 MPa

$$N_{326,03} = (1264,1 / 326,03)^{9,398} = 339.584 \text{ ciclos}$$

$$T_{326,03} = 339.584 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 169,79 \text{ min}$$

2.7 ENSAYO CON 297,27 MPa

$$N_{297,27} = (1264,1 / 297,27)^{9,398} = 808.850 \text{ ciclos}$$

$$T_{297,27} = 808.850 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 404,43 \text{ min}$$

2.8 ENSAYO CON 290,85 MPa

$$N_{290,85} = (1264,1 / 290,85)^{9,398} = 993.070 \text{ ciclos}$$

$$T_{290,85} = 993,070 \text{ ciclos} / 2000 \text{ (ciclos/min)} = 496,54 \text{ min}$$

2.9 ENSAYO CON 279,79 MPa

En este caso, nos encontramos con un nivel tensional inferior a la resistencia a fatiga para vida infinita, por tanto no debería producirse el fallo con este nivel de carga.

2.10 ENSAYO CON 259,85 MPa

En este caso, nos encontramos con un nivel tensional bastante inferior a la resistencia a fatiga para vida infinita, por tanto no debería producirse el fallo con este nivel de carga.

3. DISEÑO DE LA PROBETA DE FLEXIÓN ROTATIVA

3.1 JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO DE LA PROBETA

La probeta diseñada será de tipo cónico. El principal motivo será conseguir un diagrama de tensión con un máximo localizado en un punto escogido de forma que se adapte a las necesidades geométricas de la máquina de ensayo; por tanto, se ha escogido este tipo de probeta con el fin de que a la vez que aumente el momento flector soportado por la sección, aumente también su momento resistente.

3.2 ZONAS DE LA PROBETA

La probeta constará de tres zonas claramente diferenciadas: la zona de anclaje a la parte giratoria de la máquina de ensayos, la zona de rotura y la zona en la que actuarán las cargas externas. Las zonas tanto de anclaje como de carga estarán condicionadas por la propia geometría del banco de ensayos, por lo que el diseño estará centrado básicamente en la zona de rotura.

A continuación, será presentado un esquema sobre el que será realizado el diseño de los parámetros de la zona cónica.

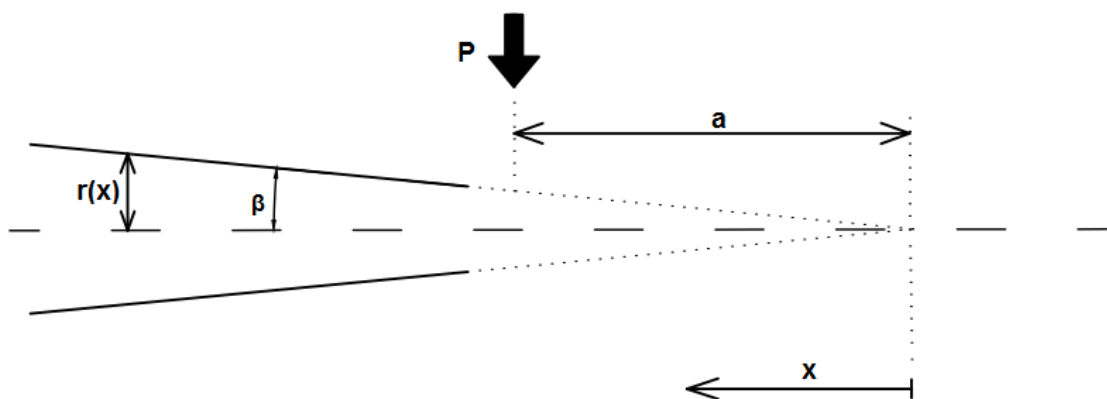


Imagen 2.11 - Esquema de diseño de la zona cónica de la probeta de flexión rotativa

En el cual, cada parámetro es:

- P : Carga puntual aplicada en el estudio.
- a : Distancia desde el vértice del cono hasta el punto de aplicación de P .
- $r(x)$: Radio del cono.
- x : Sentido de crecimiento del radio.
- β : Ángulo de la generatriz del cono.

Dado que, como ha sido comentado anteriormente, la zona de rotura será cónica; tenemos que el radio de dicha zona crecerá a medida que se aumente la distancia al vértice del cono. Ese crecimiento será regido bajo la siguiente ley:

$$r(x) = x \cdot \tan(\beta)$$

Ecuación 13

3.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA SECCIÓN DE LA PROBETA

Una vez presentado el esquema sobre el que será realizado el diseño de la zona de rotura, pasaremos a definir los esfuerzos soportados en el mismo. Encontramos que la probeta se encuentra empotrada por el extremo opuesto al vértice del cono. Dado la que la carga será baja, despreciaremos el efecto del cortante, por lo que podemos calcular la tensión soportada por la zona cónica dividiendo el momento flector entre el módulo resistente de la sección, tal y como podemos ver a continuación:

Momento flector $M_{fl}(x) = P \cdot (x - a)$ *Ecuación 14*

Módulo resistente $Z_{fl}(x) = \frac{I_z}{r} = \frac{\pi \cdot R^4 / 4}{r} = \frac{\pi \cdot r^3}{4} = \frac{\pi \cdot (x \cdot \text{Tg}(\beta))^3}{4}$ *Ecuación 15*

Tensión $\sigma(x) = M_{fl} / Z_{fl} = P \cdot (x - a) / \frac{\pi \cdot (x \cdot \text{Tg}(\beta))^3}{4} = \frac{4 P}{\pi \cdot \text{Tg}(\beta)^3} \cdot \frac{x - a}{x^3}$ *Ecuación 16*

Una vez definida la tensión a lo largo de la zona cónica, podemos pasar a representarla para generar el diagrama de tensiones que soporta la sección de estudio de la probeta:

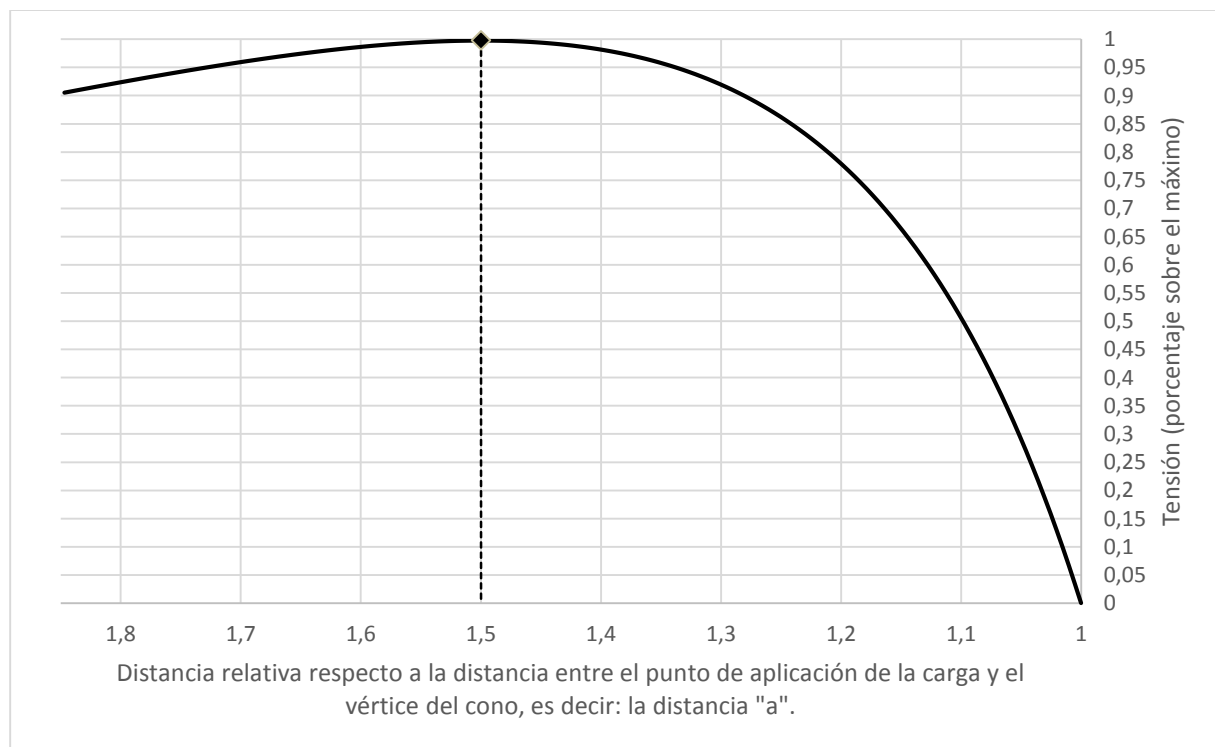


Imagen 2.12 - Diagrama de tensión en la región cónica de la probeta de flexión rotativa

Como podemos ver en la imagen 2.12, gozamos de una amplia zona en la que la tensión es muy parecida a la máxima tensión. No obstante, es apreciable que existe un máximo que se identifica con la tensión máxima que soporta la probeta en ese modo de carga; es decir: la zona por la que se producirá la progresión de la grieta. Para determinar dicho punto, utilizaremos la expresión de la tensión que hemos determinado anteriormente, a la cual le aplicaremos la derivada respecto de x e igualaremos a cero para obtener analíticamente el punto del máximo:

$$\frac{d\sigma}{dx} = \frac{4P}{\pi \cdot \text{Tg}(\theta)^3} \cdot (-2x^{-3} + 3ax^{-4}) = 0 \rightarrow x_{\sigma_{max}} = \frac{3}{2} \cdot a \quad \text{Ecuación 17}$$

El resultado analítico nos describe que el punto de máxima tensión dependerá de la distancia a la que carguemos la probeta respecto del inicio teórico del cono. Como podemos ver, dicha distancia de tensión máxima estará a 1,5 veces la distancia medida desde el vértice del cono hasta el punto de aplicación de la carga. Como podemos apreciar, ya se anticipó este resultado en la imagen 2.12.

3.4 DISEÑO DE LA ZONA DE ROTURA DE LA PROBETA

Una vez obtenido dicho resultado, procederé a tomar distancias de referencia en la máquina de ensayos para continuar con el diseño. De esta forma, he obtenido que la distancia disponible en la probeta de ensayos es de 84 mm; el objetivo será que el punto de máxima tensión se encuentre en el centro de la zona disponible. Por tanto, debemos considerar que desde el punto de aplicación de la carga hasta el punto de máxima tensión debe haber 49 mm: 42 mm referentes a la mitad de la distancia disponible y 7 mm correspondientes a la distancia existente entre el soporte de la probeta y el punto de aplicación de la carga.

$$\text{Por tanto, } 49 = \frac{3}{2} \cdot a - a = \frac{a}{2} \rightarrow a = 98 \text{ mm; } x_{\sigma_{max}} = \frac{3}{2} \cdot a = 147 \text{ mm}$$

Para terminar de diseñar la zona de rotura, es preciso definir el diámetro en el punto de máxima tensión. En este caso será utilizado un diámetro de 7,62 milímetros para así anular el factor de Marín asociado al tamaño de rotura. Una vez conocido este parámetro, podemos definir la conicidad del cono en la zona de rotura:

$$C = \frac{D_2 - D_1}{L_2 - L_1} = \frac{7,62 - 0}{147 - 0} = 0,0518 = 5,18 \% \quad \text{Ecuación 18}$$

Por tanto, ya que ha sido finalizado el diseño de la zona de rotura de la probeta y conocemos la geometría tanto de la zona de agarre como de la zona de aplicación de la carga, podemos finalizar el diseño de la probeta cónica de 7,62 mm para ensayo de flexión rotativa; obteniendo la siguiente geometría:

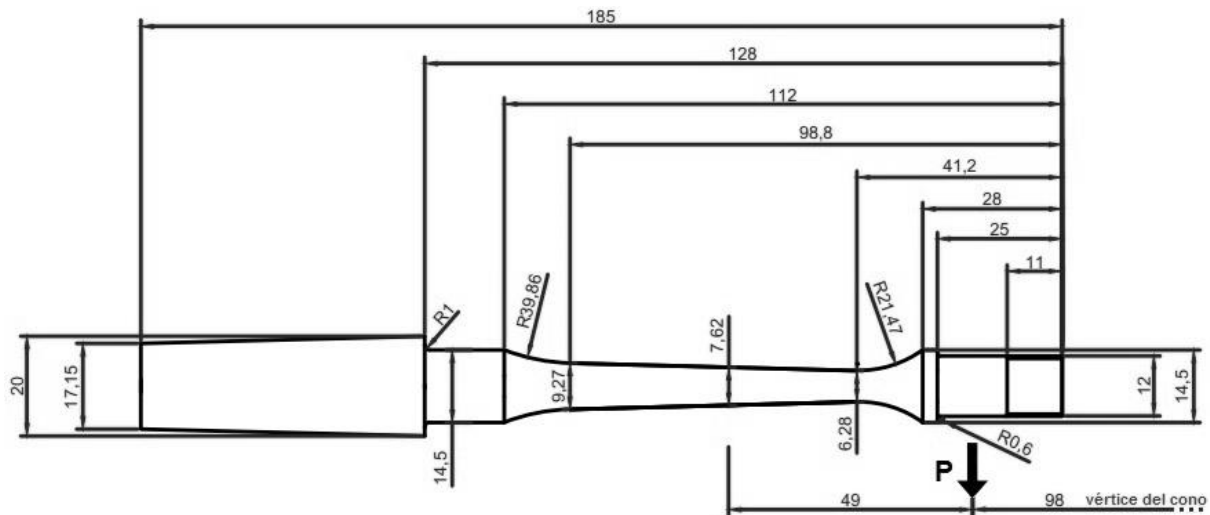


Imagen 2.13 – Probeta cónica de flexión rotativa con diámetro de rotura de 7,62 mm

Además, a continuación será visible la distribución de tensiones a lo largo de la zona cónica. En la imagen 2.14 será visible dicho diagrama representado respecto del punto de aplicación de la carga:

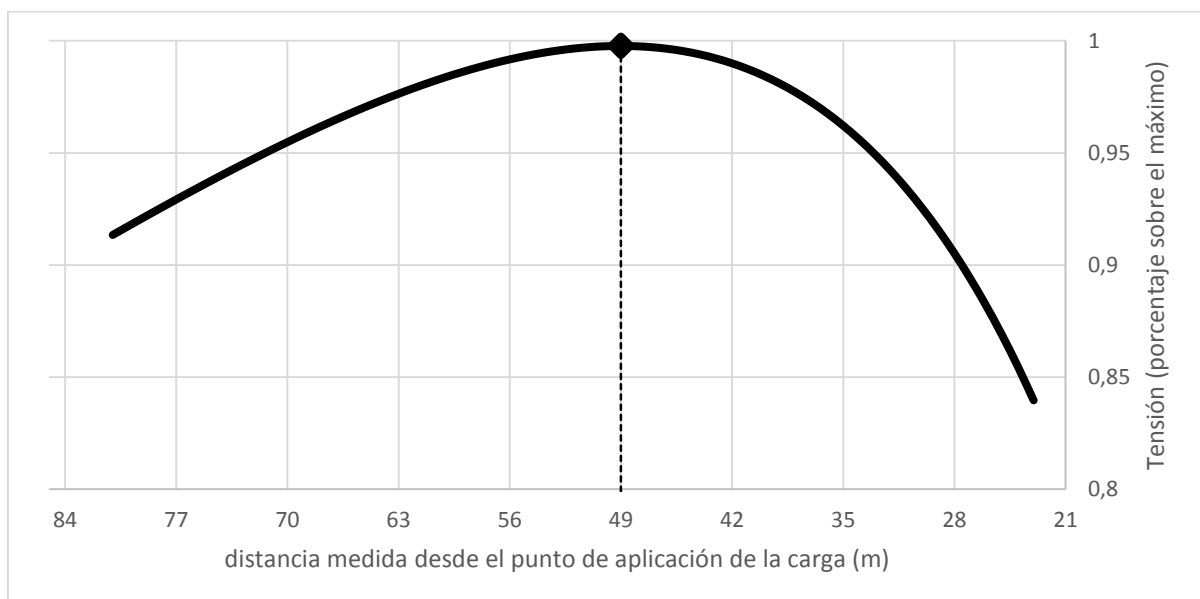


Imagen 2.14 – Diagrama de tensiones en la zona cónica respecto del punto de aplicación de la carga

3.5 COMPROBACIÓN DE LA PROBETA DE FLEXIÓN ROTATIVA CON ABAQUS

Tras realizar el diseño completo de la probeta, será realizada una simulación para comprobar que se ha detallado satisfactoriamente la geometría que debe tener la probeta para que cumpla el propósito buscado. A continuación, será visible el resultado:

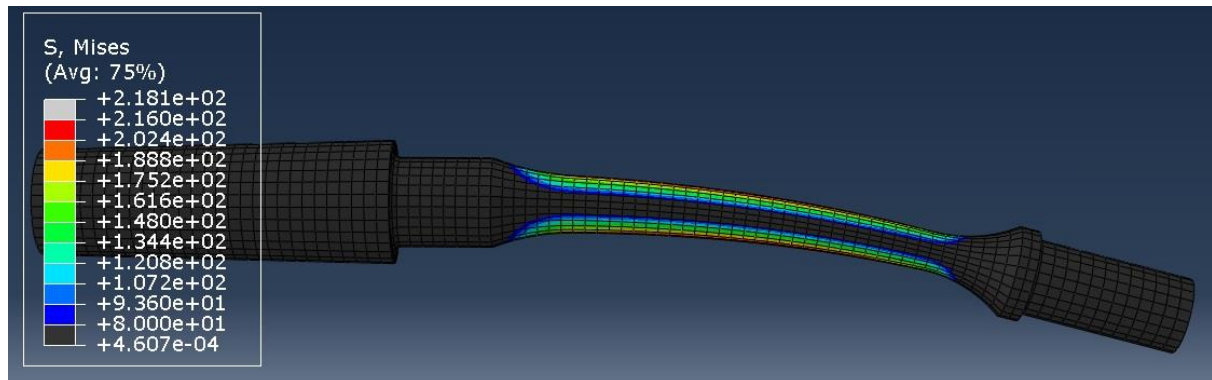


Imagen 2.15 – Tensión generada por una carga de 200 N en la probeta de flexión rotativa (vista de perfil longitudinal)

En la imagen 2.15 es visible la distribución de tensiones a lo largo de la sección. En la parte superior, la máxima tensión de tracción; en la parte inferior, la máxima tensión de compresión; ambas zonas separadas por la fibra neutra, la cual carece de tensión.

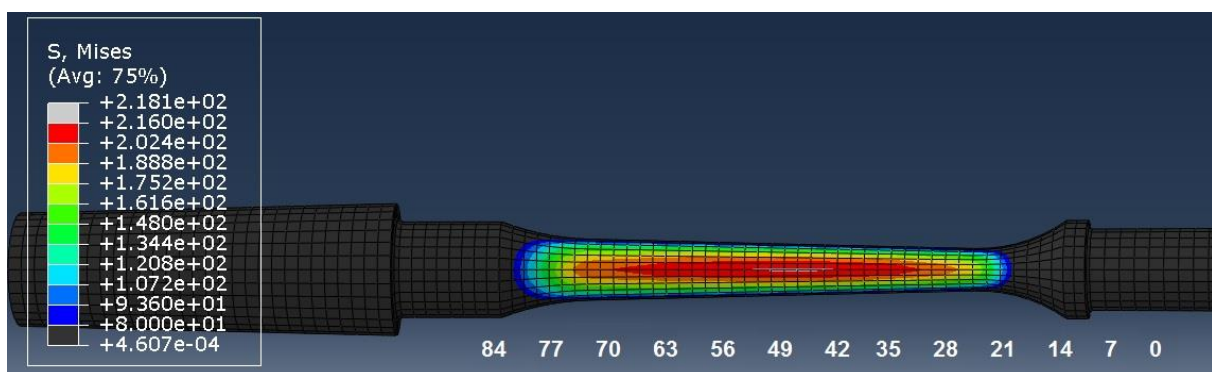


Imagen 2.16 – Tensión generada por una carga de 200 N en la probeta de flexión rotativa (vista de planta longitudinal)

En la imagen 2.16 encontramos la vista en planta de la probeta de flexión rotativa, la cual nos permite ver la distribución de tensiones en la fibra superior, es decir: las máximas tensiones a lo largo del eje longitudinal de la probeta. Además, encontramos la distancia en milímetros medida desde el punto de aplicación de la carga.

Tal y como podemos apreciar, se cumple la distribución obtenida en la imagen 2.12, es decir: en torno a la mitad del cono está sometido a una tensión muy próxima a la tensión máxima. Además, la tensión máxima es muy próxima a la teórica: 225,5 MPa. Por tanto, en base al resultado obtenido de la simulación con *Abaqus* podemos validar el diseño de la probeta de flexión rotativa.

4. CÁLCULOS DEL ESTUDIO DE VIBRACIONES

A continuación serán presentados los cálculos detallados que han llevado a los resultados presentados en la memoria referentes al estudio de vibraciones para la probeta de flexión rotativa diseñada.

4.1 OBTENCIÓN DE LA CONSTANTE ELÁSTICA DE LA PROBETA

La obtención de la constante elástica de la probeta ha sido llevada a cabo de forma experimental. Para ello, se ha sometido la probeta a una serie de cargas y se ha medido la deflexión generada por las mismas gracias a la instalación de un reloj comparador, tal y como podemos ver en la imagen:



Imagen 2.17 - Dispositivo de medición de vibraciones

Los resultados obtenidos en dichas mediciones serán presentados en un diagrama que muestre la carga aplicada y el desplazamiento generado por dicha carga en la probeta:

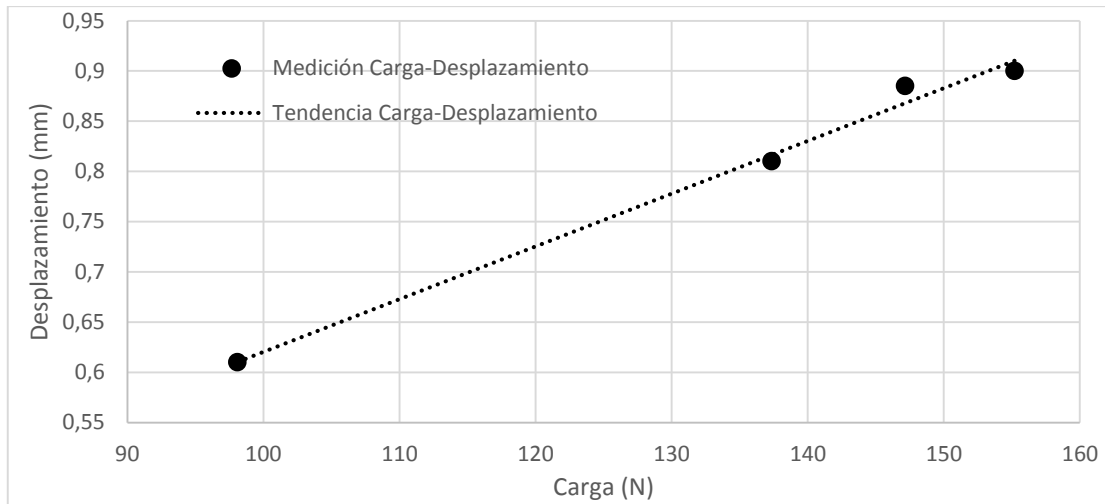


Imagen 2.18 - Diagrama Carga-Desplazamiento de la probeta de flexión rotativa

Para obtener la constante elástica de la probeta en base a los resultados de la imagen 2.18, bastará con obtener la constante elástica para cada una de las medidas y posteriormente realizar la media aritmética entre ellas:

$$K_e = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{98,1}{0,61 \cdot 10^{-3}} + \frac{137,34}{0,81 \cdot 10^{-3}} + \frac{147,15}{0,885 \cdot 10^{-3}} + \frac{155,2}{0,9 \cdot 10^{-3}} \right) = 167.300 \frac{N}{m}$$

Ecuación 19

4.2 VALIDACIÓN DE LA CONSTANTE ELÁSTICA MEDIANTE ABAQUS

Tras la obtención de la constante elástica de la probeta de flexión rotativa experimentalmente, será realizada una simulación con el objetivo de contrastar el resultado obtenido. Para ello será simulada la probeta con una carga de 200 N situada en el mismo lugar de aplicación utilizado en los ensayos de flexión rotativa. A continuación es posible ver los desplazamientos obtenidos en la simulación:

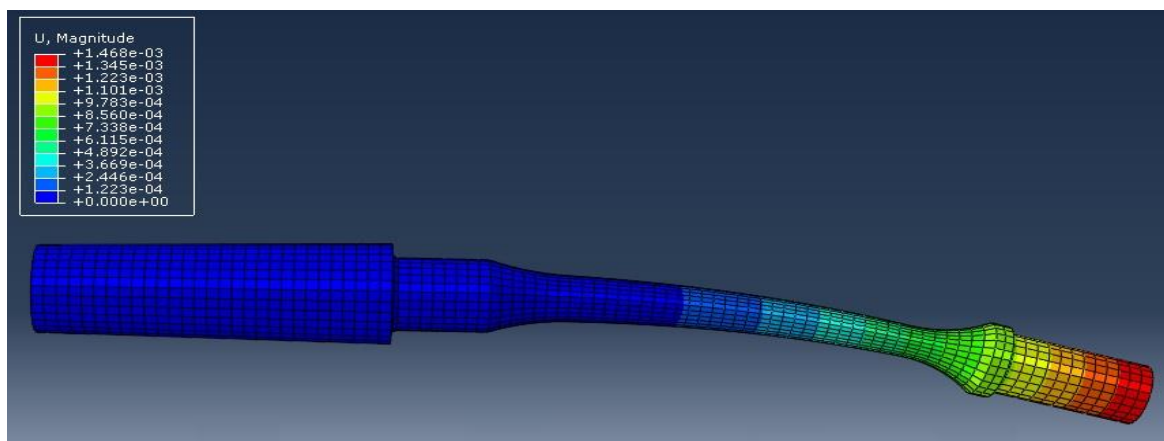


Imagen 2.19 – Desplazamientos generados por una carga de 200 N en la probeta de flexión rotativa

Para obtener la constante elástica generada por la simulación, basta con dividir la fuerza aplicada entre el desplazamiento obtenido en el punto de aplicación de la carga. Dado que el punto de aplicación se encuentra entre la zona de desplazamiento igual a 1,101 mm y la zona de 0,9783 mm, podemos calcular fácilmente la constante elástica utilizando un desplazamiento igual a la media de ambos valores:

$$K_{\text{elast Abaqus}} = \frac{200 \text{ N}}{\frac{1,101 + 0,9783}{2} \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 192.400 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tal y como podemos apreciar, hay poca diferencia entre la constante elástica obtenida experimentalmente con el sistema de medida instalado en la máquina de flexión rotativa y la constante elástica obtenida a partir de la simulación mediante *Abaqus*, siendo de un 13% la diferencia. Por tanto, en el estudio de vibraciones será utilizada la constante elástica obtenida experimentalmente tal y como ha sido explicado en el apartado 4.1 del presente documento. Además, debemos tener en cuenta que en la medida experimental interviene la rigidez del eje donde va acoplada la probeta, por lo que era de esperar una rigidez mayor al estudiar la probeta de flexión rotativa de forma aislada.

4.3 CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL PARA DISTINTAS CARGAS

Para el cálculo de la frecuencia natural nos valdremos de la siguiente expresión:

$$\omega_n = \sqrt{K_e/m} \quad \text{Ecuación 20}$$

La realización de los cálculos será presentada en formato resumen en la imagen 2.20, la cual podemos ver a continuación. En dicha tabla, será presentada cada una de las masas utilizadas en el ensayo de flexión rotativa acompañadas de su frecuencia natural asociada en tres formatos distintos: rad/s, Hz y rpm.

m (kg)	K_e (N/m)	ω_n (rad/s)	f_r (Hz)	N (rpm)
53,48	167.300	55,9263961	8,90	534,06
43,48	167.300	62,0251418	9,87	592,30
39,48	167.300	65,0914523	10,36	621,58
40	167.300	64,6669738	10,29	617,52
33,48	167.300	70,6837869	11,25	674,98
33,23	167.300	70,9491771	11,29	677,51
26,88	167.300	78,8856306	12,56	753,30
26,3	167.300	79,7507286	12,69	761,56
25,3	167.300	81,3115562	12,94	776,47
23,48	167.300	84,4040891	13,43	806,00

Imagen 2.20 - Cálculos del estudio de vibraciones

Como podemos apreciar, en todas las cargas estudiadas la velocidad de giro asociada a la frecuencia natural se encuentra bastante alejada de la velocidad operativa de los ensayos, los cuales se han llevado a cabo a una velocidad de giro de 2000 revoluciones por minuto.

5 SECCIÓN DE FALLO EN LAS PROBETAS DE FLEXIÓN ROTATIVA

A continuación serán presentadas cada una de las probetas que fueron utilizadas en los ensayos y llegaron a la rotura. Cabe destacar que el diámetro de rotura de diseño era de 7,62 mm, de manera que además será posible realizar un breve análisis de dispersión respecto al diámetro de la sección de rotura experimental que encontraremos en cada una de las probetas.

5.1 ENSAYO CON 591,44 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 9,17 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 20,3 %



Imagen 2.21 - Probeta tras el ensayo con 591,44 MPa

5.2 ENSAYO CON 480,85 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,04 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 7,6 %



Imagen 2.22 - Probeta tras el ensayo con 480,85 MPa

5.3 ENSAYO CON 436,31 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,79 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 2,2 %



Imagen 2.23 - Probeta tras el ensayo con 436,31 MPa

5.4 ENSAYO CON 392,38 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,79 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 2,2 %



Imagen 2.24 - Probeta tras el ensayo con 392,38 MPa

5.5 ENSAYO CON 370,26 MPa (1)

Diámetro de la sección de rotura experimental: 8,12 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 6,5 %



Imagen 2.25 - Probeta tras el ensayo con 370,26 MPa

5.6 ENSAYO CON 370,26 MPa (2)

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,28 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 4,4 %



Imagen 2.26 - Probeta tras el ensayo con 370,26 MPa

5.7 ENSAYO CON 326,03 MPa (1)

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,38 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 3,1 %



Imagen 2.27 - Probeta tras el ensayo con 326,03 MPa

5.8 ENSAYO CON 326,03 MPa (2)

Diámetro de la sección de rotura experimental: 7,87 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 3,3 %



Imagen 2.28 - Probeta tras el ensayo con 326,03 MPa

5.9 ENSAYO CON 297,27 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 8,32 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 9,2 %



Imagen 2.29 - Probeta tras el ensayo con 297,27 MPa

5.10 ENSAYO CON 290,85 MPa

Diámetro de la sección de rotura experimental: 6,52 mm

Variación encontrada con respecto a la sección teórica de rotura en diámetro: 14,4 %



Imagen 2.30 - Probeta tras el ensayo con 290,85 MPa

5.11 CONCLUSIÓN DE LA ROTURA DE LAS PROBETAS DE FLEXIÓN ROTATIVA

Tras comprobar la rotura de cada una de las probetas, es posible concluir que la mayoría han roto muy cerca de la sección de rotura diseñada. Como podemos ver, la variación en diámetro es menor del 5% en más de la mitad de los ensayos.

Es apreciable que en las imágenes 2.21 y 2.30 la dispersión respecto al diseño ha sido bastante mayor que en los demás especímenes. En el primer caso, la imagen 2.21, achaco esa gran dispersión a la alta carga que genera grandes deformaciones plásticas, las cuales generan una temperatura de operación demasiado alta, que no ha sido contemplada a priori en los cálculos por la falta de datos. En el segundo caso, la imagen 2.30, se debe a defectos de fabricación, ya que al examinar la probeta se comprobó que la probeta estaba dañada inicialmente.

A continuación será presentado un diagrama de dispersión en el que será posible ver el diámetro de rotura de diseño, el diámetro de rotura de cada una de las probetas, el diámetro medio de rotura de los ensayos y los valores extremos de dispersión que representan una variación máxima del 10% respecto del diámetro de rotura de diseño. Es visible que el diámetro medio de rotura de los ensayos es muy próximo al diámetro de rotura de diseño, de hecho sólo hay un 1,42% de variación entre ambos valores.

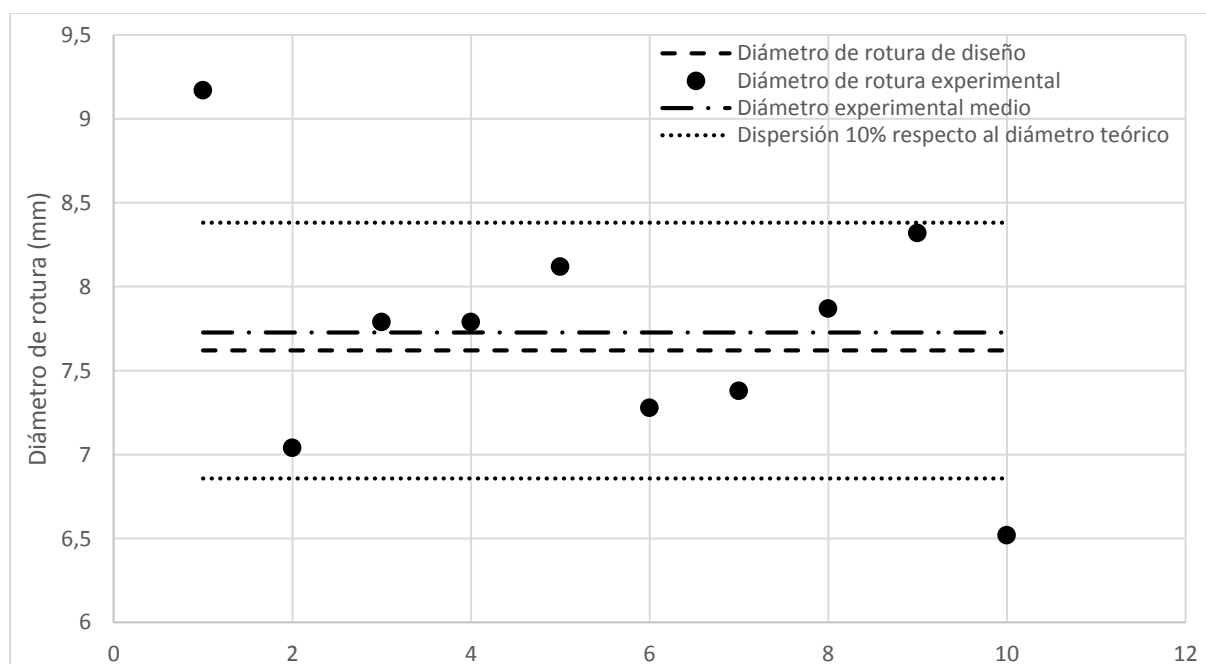


Imagen 2.31 – Diagrama de dispersión del diámetro de la sección de rotura de las probetas de flexión rotativa

Hemos podido apreciar que existe cierta dispersión en el diámetro de la sección de rotura: es decir, la rotura no se ha llevado a cabo exactamente por el punto de diseño, sino que se ha visto desplazado unos milímetros. Esto se debe a que el diagrama de tensión presenta una zona prácticamente plana bastante amplia, lo cual podemos recordar en la imagen 2.12; como podemos ver, la zona cónica presenta un 45% de su extensión que está sometida a una tensión igual o mayor al 95% de la tensión máxima. Este fenómeno da explicación a la pequeña dispersión existente en la zona de rotura, ya que cualquier pequeño defecto como el desgaste de la herramienta de mecanizado o las propias vibraciones del torno donde se han fabricado las probetas son susceptibles de generar dichas variaciones.

5.12 ANÁLISIS DE DISPERSIÓN DE TENSIONES EN LA SECCIÓN DE ROTURA

Tras comprobar la existencia de cierta dispersión en la zona de rotura diseñada en las probetas, será realizado un análisis de tensiones en cada una de las secciones de rotura halladas para comprobar la dispersión presente en los ensayos.

Para comenzar, será calculada la distancia de rotura respecto del vértice teórico del cono en base al diámetro de rotura; para ello será utilizada la conicidad calculada en el apartado 3.4 del documento 2: Anexo. Tras calcular el punto de rotura, será calculado el factor de Marín asociado al tamaño, K_b , ya que en este caso no valdrá la unidad al ser distinto de 7,62 mm; para ello será utilizada la ecuación 4. Una vez hallado el factor K_b , pasaremos a calcular la resistencia a la fatiga para vida infinita utilizando la ecuación 1.

D (mm)	L (mm)	Vida experimental (ciclos)	K_b	Se (MPa)
9,17	177,03	3.643	0,980	285,02
7,04	135,91	14.247	1,009	293,19
7,79	150,39	15.715	0,998	290,03
7,79	150,39	100.890	0,998	290,03
8,12	156,76	147.105	0,993	288,75
7,28	140,55	148.122	1,005	292,14
7,38	142,48	400.873	1,003	291,72
7,87	151,93	256.601	0,997	289,72
8,32	160,62	410.388	0,991	288,00
6,52	125,87	386.332	1,017	295,61

Imagen 2.32 - Zona de rotura, K_b , Se y número de ciclos para la sección de rotura de cada ensayo

Tras calcular los parámetros de la imagen 2.32, serán calculadas tanto la tensión experimental de rotura como la teórica para la vida experimental hallada; todo ello referido a cada una de las secciones de rotura encontradas en los ensayos. Para calcular la tensión experimental de rotura, será utilizada la ecuación 16. Para calcular la tensión teórica de rotura será utilizada la ecuación 9, previo cálculo de los parámetros a y b utilizando las ecuaciones 10 y 11 respectivamente. Una vez calculadas ambas secciones, será presentada la variación existente entre el planteamiento teórico y el resultado experimental obtenido.

D (mm)	Tensión exp rotura (Mpa)	a	b	Tensión teo rotura (MPa)	Desviación (%)
9,17	546,16	1289,40	-0,1093	526,37	3,76
7,04	470,73	1253,44	-0,1052	458,46	2,67
7,79	435,96	1267,09	-0,1067	451,80	3,51
7,79	391,79	1267,09	-0,1067	370,48	5,75
8,12	366,13	1272,73	-0,1074	354,73	3,22
7,28	367,84	1257,94	-0,1057	357,47	2,90
7,38	325,02	1259,78	-0,1059	321,37	1,14
7,87	325,01	1268,48	-0,1069	335,06	3,00
8,32	291,22	1276,05	-0,1077	317,01	8,14
6,52	263,32	1243,19	-0,1040	326,33	19,31

Imagen 2.33 – Tensiones experimental y teórica de rotura en cada sección junto a la desviación existente

Como podemos apreciar, la desviación es similar a la obtenida en el análisis de dispersión obtenido con el diámetro de la sección de rotura. En este caso, la desviación media entre todos los ensayos está en torno al 5%. A continuación será presentado un diagrama en el que será visible la variación media y cada una de las variaciones encontradas en los ensayos para cada uno de los diámetros de rotura:

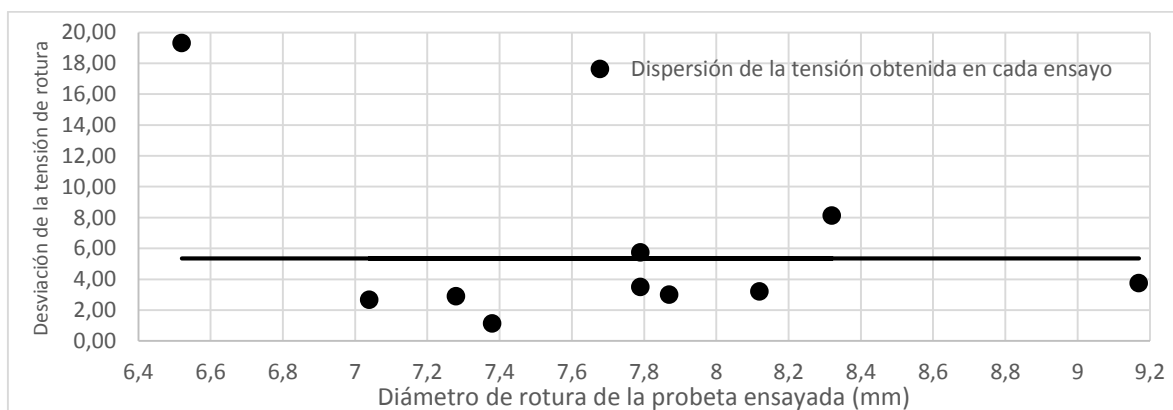
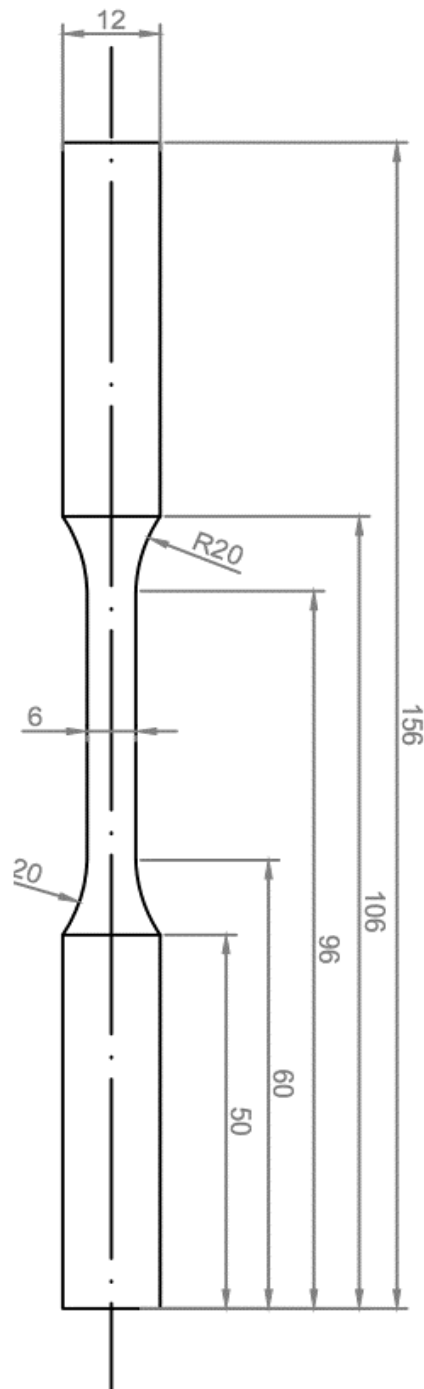


Imagen 2.34 – Desviación en cada uno de los ensayos referida a la tensión de rotura de la sección

Documento 3:

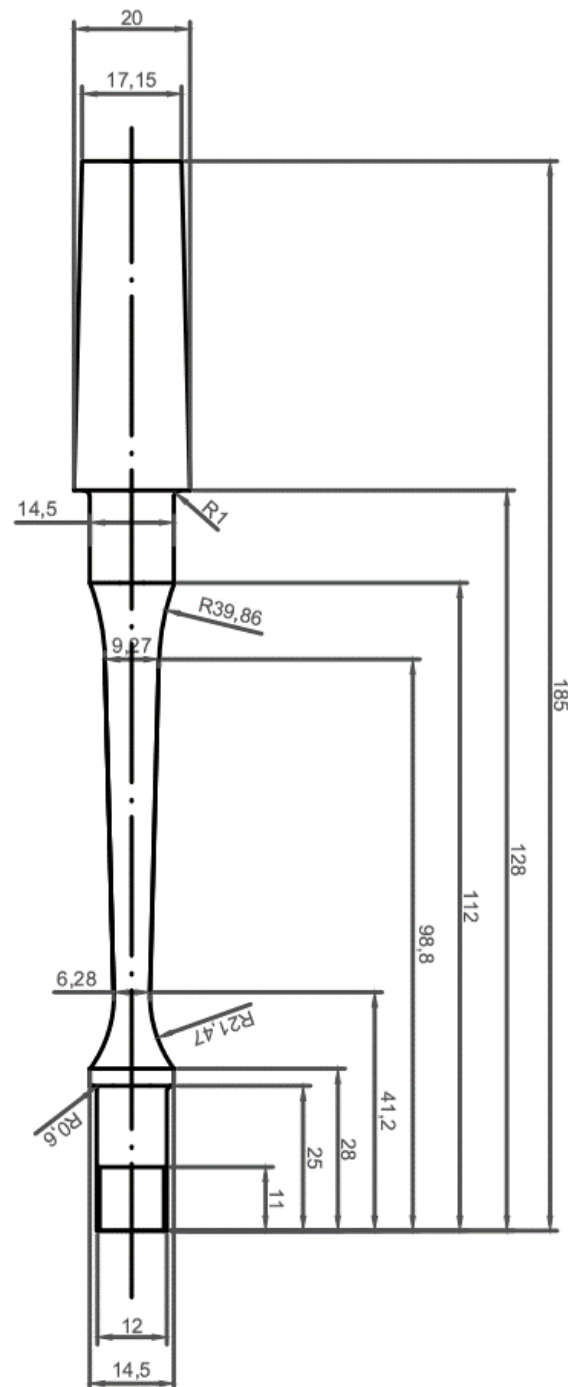
Planos

1 PROBETA DE TRACCIÓN CILÍNDRICA DE 6 mm



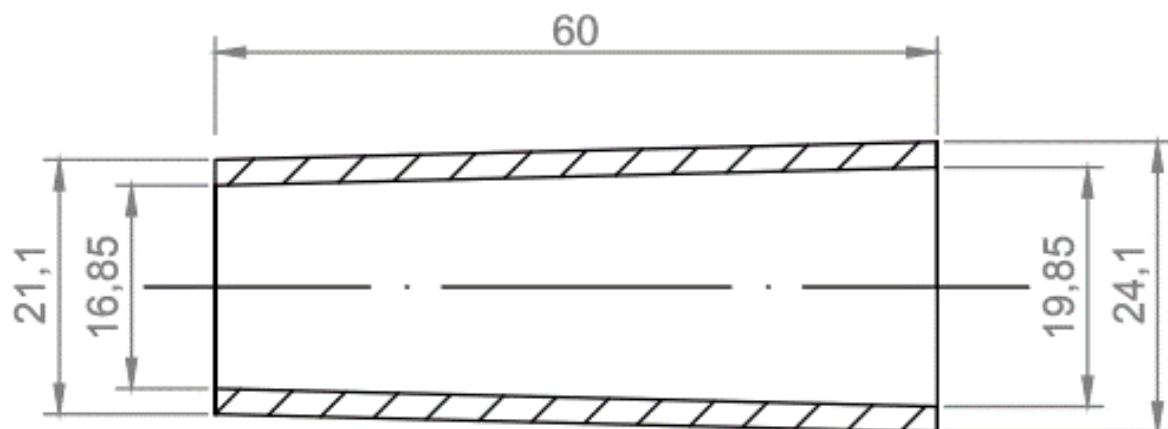
PROYECTO: ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA			
DEPARTAMENTO DE Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	REALIZADO: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Junio 2018	Firma:
	REVISADO:	Fecha: Junio 2018	Firma:
TÍTULO/SUBTÍTULO: Probeta de tracción 6 mm		Tipo de documento: Plano	Escala:
			Nº identif: P 001

2 PROBETA DE FLEXIÓN ROTATIVA CÓNICA DE 7,62 mm



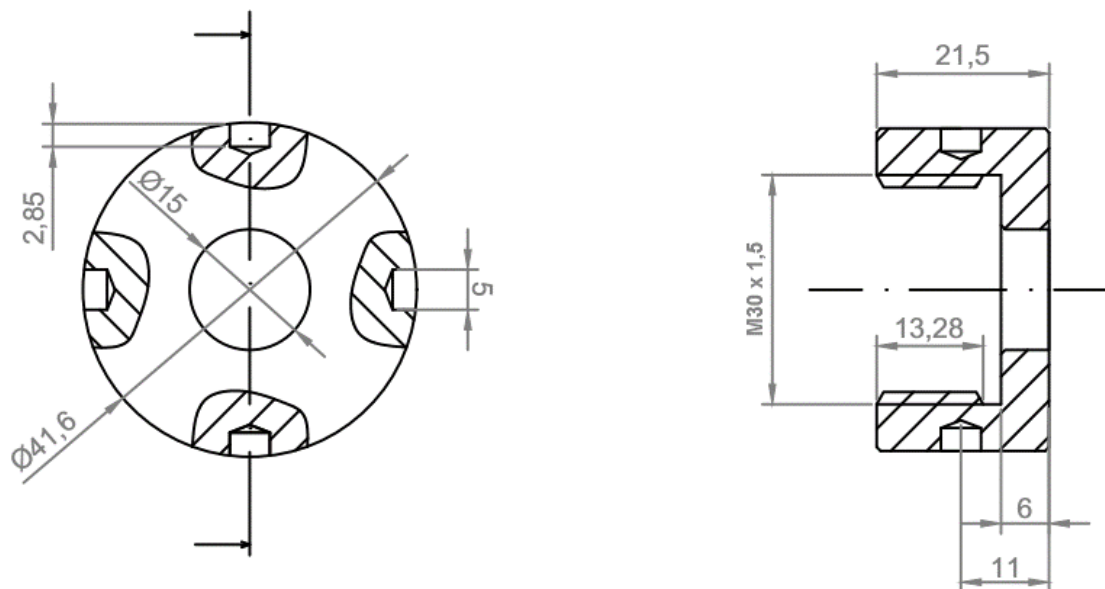
PROYECTO: ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA			
DEPARTAMENTO DE Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	REALIZADO: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Junio 2018	Firma:
	REVISADO:	Fecha: Junio 2018	Firma:
TÍTULO/SUBTÍTULO: Probeta de flexión rotativa 7,62 mm		Tipo de documento: Plano	Escala:
			Nº identif: P 002

3 CASQUILLO CÓNICO DE APRIETE



PROYECTO: ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA				
DEPARTAMENTO DE Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	REALIZADO: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Junio 2018	Firma:	
	REVISADO:	Fecha: Junio 2018	Firma:	
TÍTULO/SUBTÍTULO: Casquillo cónico de apriete		Tipo de documento: Plano	Escala:	Nº identif: P 003

4 TUERCA DE APRIETE



PROYECTO: ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESISTENCIA A LA FATIGA			
DEPARTAMENTO DE Ingeniería Mecánica y Minera Universidad de Jaén	REALIZADO: Rafael Fernández Jiménez	Fecha: Junio 2018	Firma:
	REVISADO:	Fecha: Junio 2018	Firma:
TÍTULO/SUBTÍTULO: Tuerca de apriete		Tipo de documento: Plano	Escala: Nº identif: P 004