



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ACTUALIZACIÓN DE MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA EN VIGA ROTATORIA

Alumno: Francisco José Aguilera Infantes

Tutor: Prof. D. Luis A. Felipe Sesé
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Septiembre, 2019

ÍNDICE

1. Resumen	6
2. Introducción	8
3. Objetivos	11
4. Fundamentos teóricos.....	12
4.1 Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos teóricos	12
4.1.1 Introducción a la fatiga de materiales	12
4.1.2 Métodos de cálculo de fatiga.....	14
4.1.2.1 Método de esfuerzo-vida.....	14
4.1.2.1 Método de deformación vida	16
4.1.2 Método mecánico de la fractura lineal-elástica.....	16
4.1.2.1 Crecimiento de la grieta	17
4.1.3 Límite de resistencia a la fatiga.....	19
4.1.4 Resistencia a la fatiga.....	20
4.1.5 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	21
4.1.5.1 Factor de superficie k_a	22
4.1.5.2 Factor de tamaño k_b	23
4.1.5.3 Factor de carga k_c	25
4.1.5.4 Factor de temperatura k_d	25
4.1.5.5 Factor de confiabilidad k_e	26
4.1.5.6 Factor de efectos varios k_f	26
4.1.6 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca	27
4.1.7 Caracterización de esfuerzos fluctuantes	29
4.1.8 Criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables.....	31
4.2 Principio del ensayo de fatiga	38
4.3 Normativa ensayo fatiga	39
4.4 Correlación digital de imágenes.....	41

4.5	Conceptos sobre monitorización de ensayo	44
4.5.1	¿Qué es Arduino?	44
4.5.2	Historia del Arduino.....	45
4.5.3	Especificaciones y características de Arduino Uno	46
5.	Actualización de máquina de fatiga	48
5.1	Estado original	48
5.1.2	Listado de problemas en la configuración original	50
5.2	Solución a problemas planteados	51
5.2.1	Transmisión del giro del motor a la probeta	51
5.2.2	Sujeción del rodamiento en el que apoya el brazo soporte para pesas.....	56
5.2.3	Modificación programa Arduino para resetear contador	58
5.2.4	Modificación programa Arduino para correlación digital imágenes	59
5.2.5	Creación de caja de mando	60
6.	Materiales utilizados	64
6.1	Probetas	64
6.2	Banco de ensayo definitivo	65
6.3	Elementos aprovechados de la configuración original.....	67
6.3.1	Pesas	68
6.3.2	Soporte para pesas	68
6.3.3	Contador de revoluciones.....	69
6.3.4	Soporte para el contador de revoluciones	70
6.3.5	Interruptor final de carrera	71
6.3.6	Soporte para el final de carrera	74
6.4	Cámaras.....	75
6.5	Soporte para las cámaras	76
7.	Metodología	78
7.1	Cálculos teóricos	78

7.1.1 Variación del momento flector, momento de inercia y tensión	84
7.1.2 Criterios de falla por fatiga.....	89
7.1.2.1 Criterio de Goodman.....	89
7.1.2.2 Criterio de Gerber	93
7.1.2.3 Criterio de ASME-elíptica	93
7.1.3 Fallo por deformación plástica.....	94
7.1.4 Carga mínima para no llegar a vida infinita.....	96
7.1.5 Carga máxima para no superar los 1000 ciclos.....	97
7.2 Plan de ensayos	99
7.3 Metodología para la realización de DIC	102
8. Resultados y discusión	107
8.1 Resultados experimentales	107
8.1.2 Probeta de planos paralelos	108
8.1.3 Probeta de reloj de arena	111
8.1.4 Probeta de planos paralelos con entalla	114
8.2 Resultados obtenidos de la correlación digital de imágenes.....	116
8.2.1 Probeta de reloj de arena	116
8.2.2 Probeta de planos paralelos	118
8.2.3 Probeta de planos paralelos con entalla	119
9. Conclusiones	121
10. Referencias bibliográficas	122
11. Anexos	125
11.1 Código fuente para programa Arduino	125
11.2 Distribución de cableado	129
12. Planos	130
12.1 Distribución en planta	130
12.2 Probeta planos paralelos.....	130

12.3 Probeta reloj de arena.....	130
12.4 Probeta planos paralelos con entalla	130
12.5 Soporte con rodamientos.....	130
12.6 Tapa rodamiento.....	130
12.7 Soporte Cámara.....	130
12.8 Tope	130

Nomenclatura

- S_f : resistencia a la fatiga
- S_e : Límite de resistencia o límite de fatiga
- K_{IC} : factor de intensidad de esfuerzo crítico
- S_{ut} : resistencia a la tensión última
- S'_e : Límite de resistencia
- f : fracción de resistencia a la fatiga
- σ_a : Tensión alternante
- k_a = factor de modificación de la condición superficial
- k_b = factor de modificación del tamaño
- k_c = factor de modificación de la carga
- k_d = factor de modificación de la temperatura
- k_e = factor de confiabilidad
- k_f = factor de modificación de efectos varios
- K_t : Factor de concentrador de esfuerzos
- $\sigma_{máx}$: Tensión máxima
- σ_o : Tensión nominal
- F_m : Fuerza media
- F_a : Fuerza alternante
- $\sigma_{máx}$: Tensión máxima
- S_y : Tensión de fluencia
- S_m : Resistencia media
- n : factor de seguridad

1. RESUMEN

La fatiga es el proceso de cambio estructural que ocurre en un material cuando es sometido a esfuerzos fluctuantes de tracción y compresión a lo largo del tiempo produciendo la fractura parcial o completa de la pieza. Conocer porqué ocurren estas fallas e intentar evitarlas de manera óptima es de vital importancia ya que el 90% de piezas que rompen en servicio fallan debido a la fatiga.

La finalidad de este Trabajo de Fin de Grado es la actualización de la máquina de fatiga fabricada años atrás para su uso en el laboratorio en la asignatura de Diseño de Máquinas. El funcionamiento básico de la máquina de fatiga consiste en someter una probeta rotatoria a una carga en un extremo mientras que en el otro se hace girar por medio de un motor eléctrico.

Se realizará una evaluación para encontrar los puntos problemáticos que hacen que la máquina no funcione correctamente planteándose distintas soluciones para mejorar su comportamiento.

Una vez subsanado estos problemas, se realizará una batería de ensayos con tres tipos de probetas con el objetivo de conseguir la repetitividad de los resultados y así corroborar el buen funcionamiento de la máquina. También se comparan estos resultados con los calculados de manera teórica mediante diferentes métodos analíticos.

Abstract

Fatigue is the process of structural change that occurs in a material when it is subjected to fluctuating stresses of traction and compression over time producing partial or complete fracture of the piece. Knowing why these failures occur and trying to avoid them optimally is of vital importance since 90% of the pieces that break in service fail due to fatigue.

The purpose of this End of Degree Work is to update the fatigue machine manufactured years ago for use in the laboratory in the Engine Design course. The basic operation of the fatigue machine consists of subjecting a rotary cylinder to a charge at one end while at the other it is rotated by means of an electric motor.

An evaluation will be carried out to find the problematic points that make the machine do not work correctly by considering different solutions to improve its behavior.

Once these problems have been solved, a battery of tests with three types of test pieces will be carried out in order to achieve the repeatability of the results and thus corroborate the good functioning of the machine. These results are also compared with those calculated theoretically by different analytical methods.

2. INTRODUCCIÓN

La fatiga es un proceso de cambio estructural, progresivo, permanente y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones variables en el tiempo producidos por unos ciclos de carga y descarga continuos durante un gran periodo de tiempo. Muchas de las máquinas que rompen se dicen que han fallado por la acción de esfuerzos repetitivos o fluctuantes, pero al analizarlo, se ve que los esfuerzos obtenidos durante su uso han sido menores que el esfuerzo último que soporta el material e incluso menores que la resistencia a fluencia, sin embargo, han sido sometidos a un proceso de esfuerzos repetidos en el tiempo, por lo que realmente la máquina ha roto por fatiga [1][2].

El fenómeno de fatiga es más habitual de lo que se cree, por ejemplo en acciones cotidianas de la vida como abrir la puerta del coche o el del frigorífico, sometemos a las piezas a fenómenos de carga y descarga, apareciendo en el material unas pequeñas fisuras (Figura 1), generadas en zonas donde seguramente exista un defecto del material o imperfección en la fabricación, que van creciendo con cada ciclo de carga que se aplica a la pieza provocando la reducción de la sección resistente y produciéndose la rotura de golpe, lo que llamamos falla por fatiga. [3]

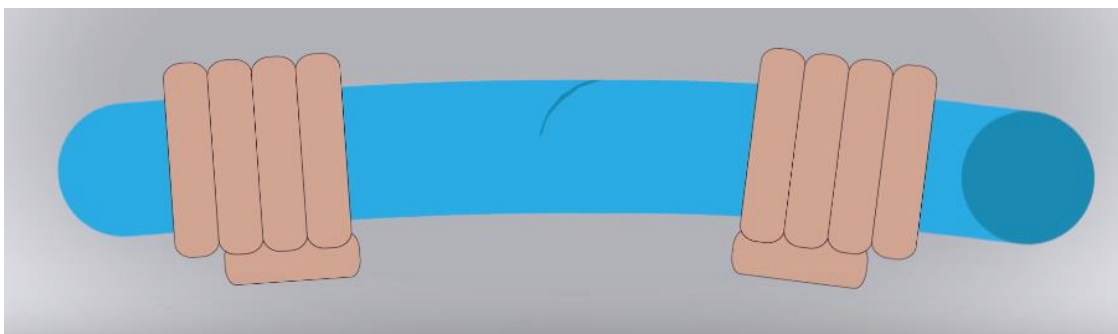


Figura 1: Aparición de grieta por fenómeno de fatiga [3]

La característica más importante de este tipo de rotura es que se producen con pequeñas deformaciones del sistema estructural, así, la rotura por fatiga apenas muestra indicios de su rotura a menos que se detecte la presencia de la grieta mediante una inspección. Aun así, las grietas por fatiga son generalmente de difícil detección pues suelen ser finas incluso cuando la rotura de la pieza es inminente.[4]

Aunque lo normal en este tipo de falla sea que las piezas rompan para muchos miles de ciclos de tensión, es posible que algunas piezas rompan para decenas cientos de ciclos. Por ello es de vital importancia controlar el proceso de mecanizado de la pieza, para evitar

posibles irregularidades o discontinuidades internas. Hay que evitar ciertos tipos de geometría que podrían favorecer la presencia de concentradores de esfuerzos y aumentar la velocidad de propagación de la grieta, así como, mejorar el acabado superficial para evitar las imperfecciones que aparecen en la superficie de la pieza.

El concepto que tenemos de tratar las cosas con cuidado para que nos duren más está muy relacionado con el fenómeno de fatiga. Si aumentamos la carga aplicada soportada por la pieza, menor será el número de ciclos soportador por la pieza y, por el contrario, si la disminuimos conseguiremos aumentar la vida a fatiga. [3]

Una de las herramientas más utilizadas en fatiga es lo que se denomina la curva en fatiga (figura 2). Esta gráfica representa, en el eje vertical la carga aplicada y en el eje horizontal el número de ciclos resistido por la pieza. Si se observa, bajo una situación de carga, la pieza puede aguantar 1000 ciclos y si se reduce la carga a la mitad, aguantará un millón de ciclos, es decir, mil veces más. Lo cual quiere decir que la relación entre la carga aplicada y el número de ciclos no es lineal sino exponencial. Esto supone que disminuir un poquito la carga que está actuando sobre la pieza supone incrementar muchísimo la vida en fatiga. [3]

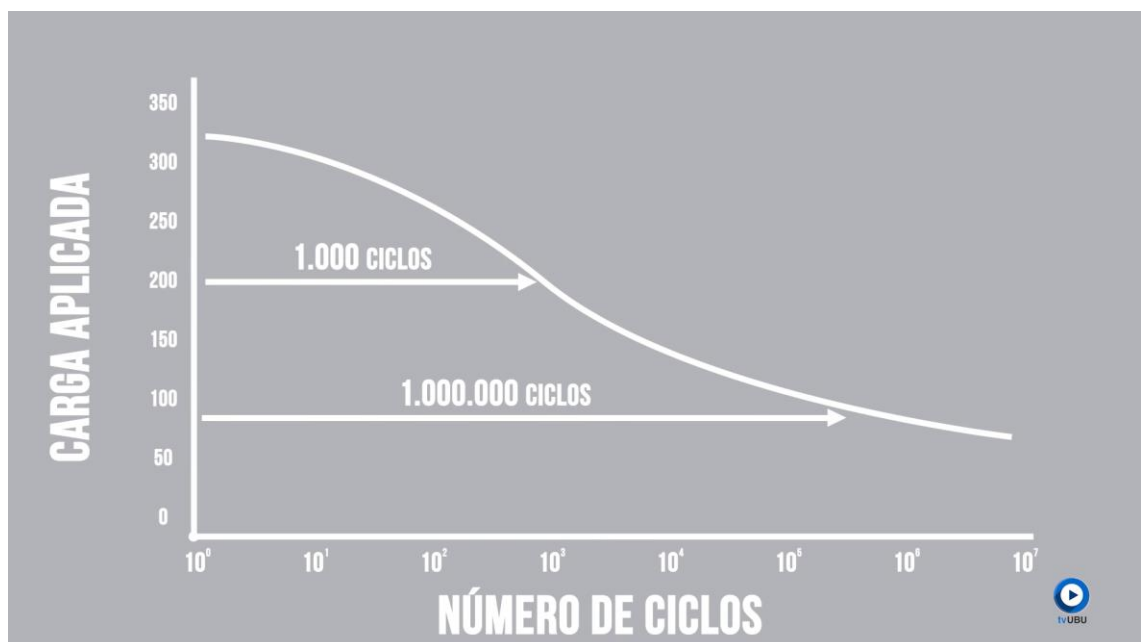


Figura 2: Curva de fatiga. [3]

Es de vital importancia estudiar este tipo de rotura, pues es la principal causa de rotura en piezas metálicas. Aunque la preocupación por este tipo de falla no es reciente, la historia está llena de casos de falla por fatiga, que se ha ido incrementado conforme mayores

solicitaciones se le ha exigido a la pieza. Se empezó a dar importancia al fallo por fatiga durante la segunda mitad del siglo XIX con la aparición del ferrocarril, donde los ejes y ruedas de los trenes eran sometidos a cargas variables y a un número considerable de ciclos. Un caso conocido de rotura por fatiga fue en la Segunda Guerra Mundial, donde casi la mitad de los 3000 barcos de la serie Liberty tuvieron fallos por fatiga durante el transcurso de la guerra, llegando a la rotura en dos en doscientos de ellos. [5]

La máquina de fatiga en viga rotatoria en la que se ha realizado los ensayos durante este trabajo, se fabricó para un Trabajo de Fin de Grado anterior, donde se aprovechó piezas de otras máquinas junto con el diseño de otras nuevas para crear la máquina de fatiga. El problema que tenía esta máquina era que los resultados obtenidos en los ensayos no eran satisfactorios, debido entre otros factores, a los rozamientos y vibraciones producidos por la desalineación de los ejes del motor y la probeta debido al tipo de agarre utilizado pudiendo afectar al resultado final del ensayo. También la máquina tenía demasiadas vibraciones y no era del todo segura para realizar los ensayos.

Debido a esto, se propuso hacer una mejora de la máquina con el fin de que los resultados mejoraran, dentro de la inherente variabilidad propia de los ensayos de fatiga.

Otro aspecto a tener en cuenta en la actualización de la máquina de fatiga era la posibilidad de poder hacer un estudio mediante imágenes del proceso de rotura. En concreto podría aplicarse una técnica de medida de deformaciones denominada correlación digital de imágenes para poder observar cómo se forma la grieta en el proceso de fractura de la probeta.

Con todo esto, se planteó la realización de este Trabajo de Fin de Grado para conseguir una mejora de la máquina de fatiga subsanando los posibles fallos que tuviera para mejorar los resultados, así como intentar el estudio por correlación de imágenes.

3. OBJETIVOS

Dada la importancia del conocimiento de este fenómeno para los estudiantes del Grado en Ingeniería Mecánica, se ha estimado oportuno dotar al laboratorio de Mecánica, con un modelo mejorado de la máquina de fatiga para que los estudiantes puedan realizar las prácticas de la asignatura de Diseño de máquinas. Por ello los objetivos principales y secundarios llevados a cabo en este trabajo serán los siguientes:

El objetivo principal será:

- Modificar la máquina actualmente presente en el laboratorio para conseguir una mayor aproximación de los resultados teóricos y repetitividad de los mismos comprobando como puede variar o no el resultado de la vida de la probeta a igualdad de carga y condiciones de ensayo.

Para ello se perseguirán los siguientes objetivos secundarios:

- Valorar el estado actual de la máquina con el objeto de identificar los posibles problemas que tenga para poder realizar las mejoras correspondientes con el fin de optimizar el funcionamiento y representatividad de los resultados obtenidos.
- Realización de una batería de ensayos para evaluar las mejoras y comprobar la representatividad de los resultados.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En este apartado se desarrollarán los fundamentos teóricos necesarios para poder realizar los cálculos teóricos, el ensayo en el laboratorio, así como la correlación de imágenes.

4.1 Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos teóricos

4.1.1 Introducción a la fatiga de materiales

Como ya se ha comentado, la fatiga es un proceso de degradación que experimenta el material al estar sometido a esfuerzos fluctuantes durante un largo periodo de tiempo. Este fenómeno es de suma importancia para maquinaria y piezas que están sometidos a este tipo de cargas (máquinas rotatorias, bielas, ejes...etc.) [6][7]

La fractura de una pieza por fatiga comienza con la aparición de una pequeña grieta, que irá creciendo si se dan las condiciones adecuadas hasta producir la rotura de la pieza a unos determinados números de ciclos. Este número de ciclos que podrá aguantar la pieza dependerá de factores como la presencia de imperfecciones, carga aplicada, presencia de entallas, todos ellos servirían como concentradores de tensiones. [6]

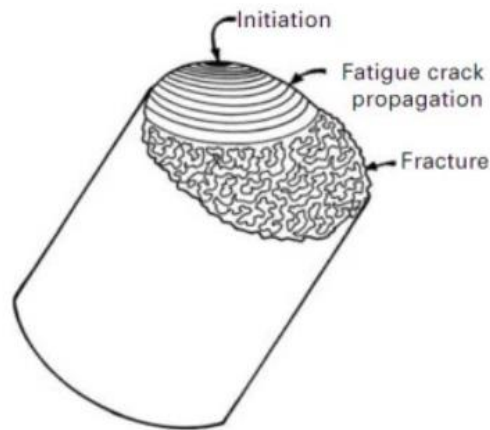


Figura 3: Representación esquemática de una sección de material que ha sufrido fallo a fatiga [8]

En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales que se relacionan con el diagrama tensión-deformación, la carga se aplica en forma gradual, para proporcionar suficiente tiempo a fin de que la deformación se desarrolle en su totalidad. Además, la muestra se ensaya hasta su destrucción, por lo cual los esfuerzos sólo se aplican una vez. Por ello, los ensayos de esta clase se aplican bajo lo que se conoce como condiciones

estáticas, que se aproximan en gran medida a las condiciones reales a las que se someterán muchos elementos estructurales y de máquinas. [1]

Con frecuencia puede existir una condición donde los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles. Por ejemplo, cuando tenemos un eje rotatorio que se somete a la acción de cargas flexionantes, una fibra en particular en la superficie del eje, experimentará tensión y compresión por cada revolución del eje. Este tipo de cargas que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes [1]

Las máquinas que fallan estáticamente, por lo general experimentan una tensión muy grande, ya que la pieza ha sobrepasado el límite elástico y se puede remplazar la pieza antes de que suceda la rotura. Sin embargo, una falla por fatiga no proporciona ninguna señal de rotura previa, por lo que es repentina y peligrosa. [1]

Las características de la fractura por falla por fatiga surgen a partir de tres etapas de desarrollo:

- Etapa I es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguido de su propagación cristalográfica que se va extendiendo a lo largo del origen. [1]
- Etapa II las microgrietas se convierten en macrogrietas que dejan una serie de marcas que se denominan playas de fatiga pues simulan las marcas que dejan el agua en la arena de la playa y este es un indicativo de hasta donde ha crecido la grieta en un material. [1]
- Etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final, cuando la sección resistente ha disminuido considerablemente debido a la magnitud de la grieta y el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta una fractura súbita y rápida. [1]

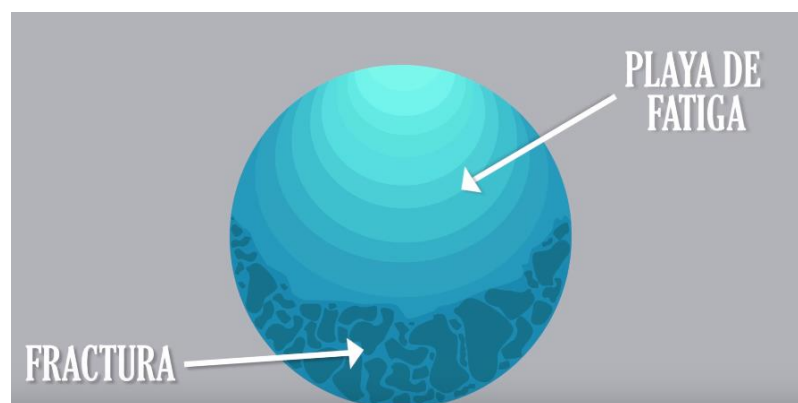


Figura 4: Representación de la playa de fatiga en la etapa II [3]

La falla por fatiga se debe a la formación y propagación de grietas que, por lo general, se inician en una discontinuidad del material donde el esfuerzo cíclico es máximo. Estas discontinuidades pueden deberse a cambios repentinos en la sección (concentradores de esfuerzos), composición del material, existencia de rebabas y raspaduras...etc. [1]

Cabe destacar, que en el caso de flexión rotatoria (tipo de esfuerzo por el que romperán las probetas en este trabajo) incluso la dirección de la rotación influye en el patrón de falla, como se puede ver en la Figura 5.

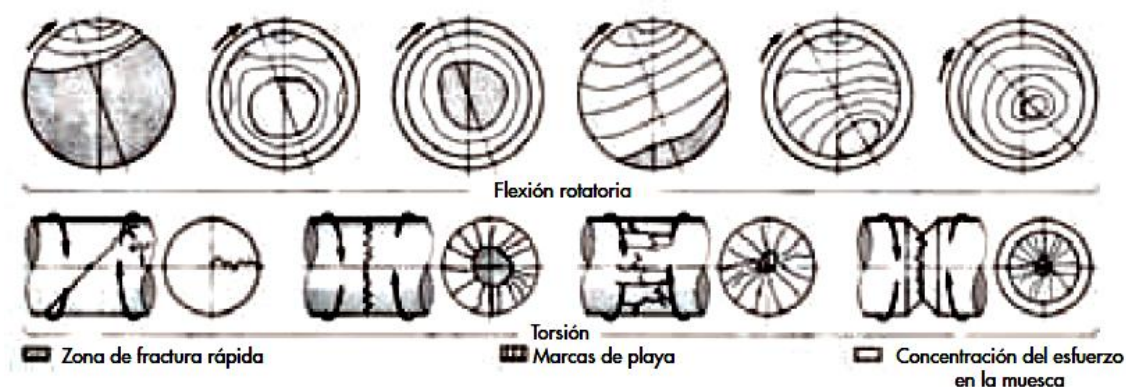


Figura 5: Esquema de superficies de fractura por fatiga [1]

4.1.2 Métodos de cálculo de fatiga

Los métodos de cálculo a fatiga que se va a explicar son los más conocidos para averiguar de una forma teórica la vida a fatiga para un nivel específico de carga. Se considerará la vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que tiene $N > 10^3$ ciclos. [1]

4.1.2.1 Método de esfuerzo-vida

El método de esfuerzo vida, es el menos exacto, sobre todo para aplicaciones de bajo ciclaje ya que solo se basa en niveles de esfuerzos. Representa de una manera adecuada los ensayos para aplicaciones de alto ciclaje y tiene una amplia variedad de datos de soporte que permiten comparar los resultados obtenidos. [1]

Para determinar la resistencia de una viga rotatoria bajo la aplicación de cargas de fatiga, las muestras se someten a esfuerzos fluctuantes y se cuentan el número de ciclos hasta su rotura. Sin embargo, debido a la naturaleza estadística de la fatiga, se necesita un número muy alto de ensayos para poder hacer un promedio, el cual tendrá cierta incertidumbre. Se realizarán ensayos con diferentes niveles de carga. De hecho, se deberán hacer ensayos

donde el elemento esté sometido a una carga que genera una tensión cercana a la resistencia última del material. Seguidamente se realizarán ensayos sometiéndolos a esfuerzos menores que el primero, más alejados de la rotura. Así sucesivamente hasta niveles de tensión despreciables. Este proceso se continúa y los resultados se grafican con un diagrama de tensión (Stress) frente al número de ciclos (N), comúnmente llamado diagrama S-N (Figura 6). [1]

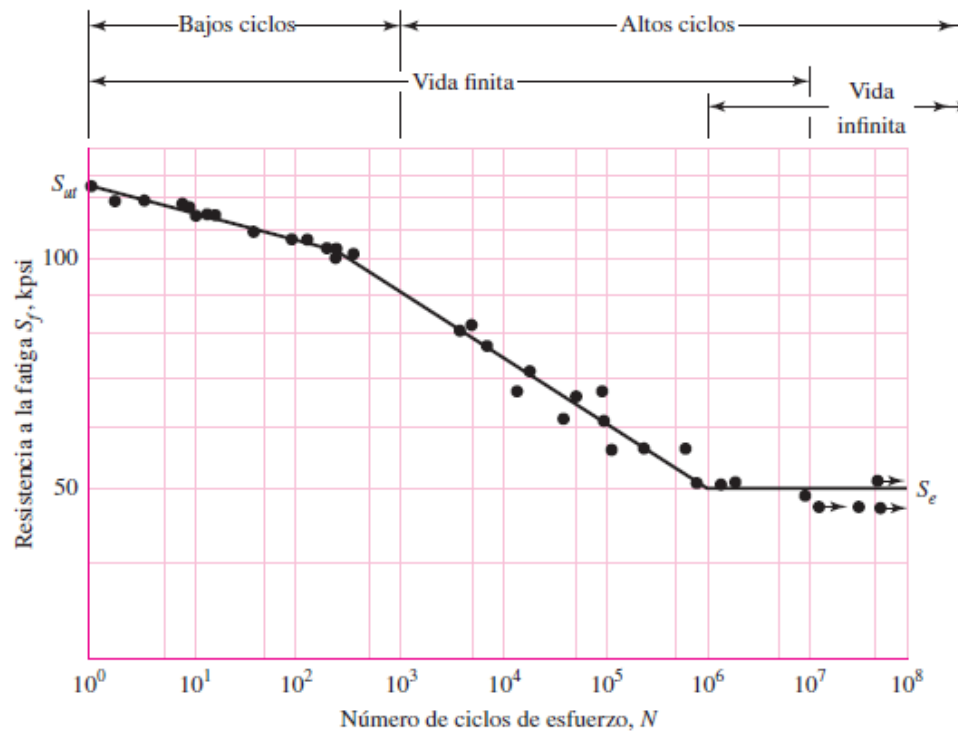


Figura 6: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos [1]

Los valores mostrados en el eje de ordenadas del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga S_f que suele acompañarse con un subíndice indicando el número de ciclos correspondientes N que se estima que aguante. [1]

En el caso de los aceros se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, en su zona más baja, donde se observa que hay una tensión S_f (denominada S_e) por debajo de la cual no ocurrirá la rotura de la pieza, sin importar que tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio en la gráfica se llama límite de resistencia S_e o límite de fatiga. [1]

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N = 1$ hasta $N = 1\,000$ ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos, como se indica en la

Figura 6. En consecuencia, la fatiga de altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^3 ciclos. [1]

En la Figura 6 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros, como se ilustra en la Figura 6.

Este método será el empleado para realizar los ensayos en el desarrollo este Trabajo de Fin de Grado.

4.1.2.1 Método de deformación vida

El método de deformación-vida implica un análisis más detallado de la deformación plástica en regiones localizadas donde se considera a los esfuerzos y deformaciones para la estimación de la vida. Este método es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajo ciclaje. Al aplicar este método, deben realizarse algunas idealizaciones y existirán algunas incertidumbres en los resultados. Por esta razón, se estudiará solo debido al valor que tiene al ayudar a comprender la naturaleza de la fatiga. [1]

Una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, ocurre la deformación plástica [30]. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas, por lo que se requiere investigar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica. [1]

El método de deformación vida es actualmente poco usado para el diseñador pues es muy difícil determinar la deformación total en el fondo de una muesca o discontinuidad por no existir tablas o gráficas de concentradores de deformación [30].

Como propuesta de trabajo futuro sería interesante que algún alumno estudiara este método de deformación-vida para comprobar si los resultados obtenidos en el laboratorio se parecen más a los calculados de manera teórica.

4.1.2 Método mecánico de la fractura lineal-elástica

La etapa I del crecimiento de la grieta por fatiga la denominamos como la primera fase del agrietamiento. Se supone que el desplazamiento de cristal que se extiende a través de varios granos contiguos, inclusiones e imperfecciones superficiales desempeña un papel.

Como la mayor parte de este fenómeno es invisible para el observador, sólo se dice que la etapa I involucra a varios granos. [1]

La etapa II es donde se produce la extensión de la grieta. El avance de la grieta (es decir, la creación de una nueva área de grieta) solo es posible observarla en una micrografía de un microscopio electrónico. El crecimiento de la grieta en esta fase es ordenado.

La etapa III donde ocurre la fractura final, aunque no hay fatiga involucrada. Cuando la grieta es suficientemente grande, de forma que el factor de intensidad de esfuerzo en modo I (Figura 7) es igual al factor de intensidad de esfuerzo crítico ($K_I = K_{Ic}$) para la amplitud del esfuerzo involucrado, entonces K_{Ic} es la intensidad del esfuerzo crítico del metal sin daño, y existe una falla catastrófica, súbita de la sección transversal restante en sobrecarga a tensión. La etapa III de la fatiga se asocia con una rápida aceleración del crecimiento de la grieta y después de la fractura. [1]

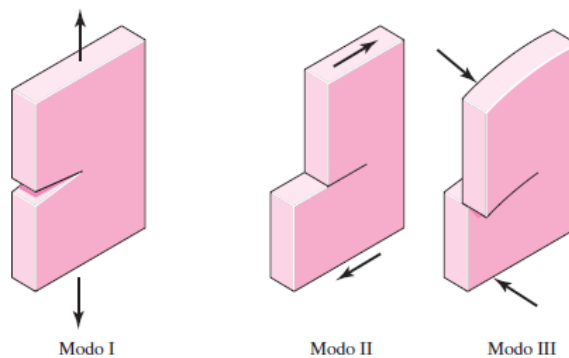


Figura 7: Modos de propagación de la grieta [1]

4.1.2.1 Crecimiento de la grieta

En 1967, Laird quiso estudiar como crecía la grieta en la Etapa II por lo que propuso un modelo basado en el enromamiento del frente de la grieta, asemejándose al tamaño CTOD (*Crack Tip Opening Displacement*) alcanzado en cargas crecientes. La propagación de la grieta en cada ciclo se produce si el campo de esfuerzos en el frente de la grieta está a compresión y la cierra parcialmente. [9]

El modelo de Laird se representa en la Figura 8.

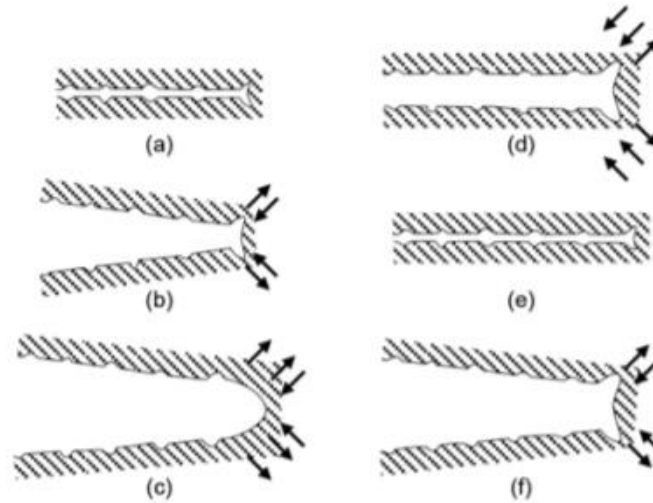


Figura 8: Esquema del proceso de plastificación y enromamiento del frente de grieta en la fase II. [9]

Este modelo se resume así: [9][10]

- a) Mínima carga: (Figura 8.a)
- b) Carga de tracción creciente: (Figura 8.b)
- c) Carga de tracción máxima: (Figura 8.c)
- d) Inicio del descenso de la carga: (Figura 8.d)
- e) Carga Mínima del nuevo ciclo: (Figura 8.e)
- f) Carga de tracción creciente en el nuevo ciclo (Figura 8.f)

En 1961, el ingeniero Paul C. Paris estudio la relación que existía entre el factor de intensidad de esfuerzos ΔK y la velocidad de crecimiento de la grieta $\frac{da}{dN}$ encontrando buenos resultados para grietas superiores a 1 mm, las cuales se consideraban grietas grandes y medianas, pero no ofreciendo aproximaciones reales a problemas con grietas pequeñas [9]. Suponiendo que se descubre una grieta al inicio de la Etapa II, el crecimiento de la grieta en esta región (Figura 9) puede aproximarse con la ecuación de Paris, la cual tiene la siguiente forma:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m$$

Donde C y m son constantes empíricas del material

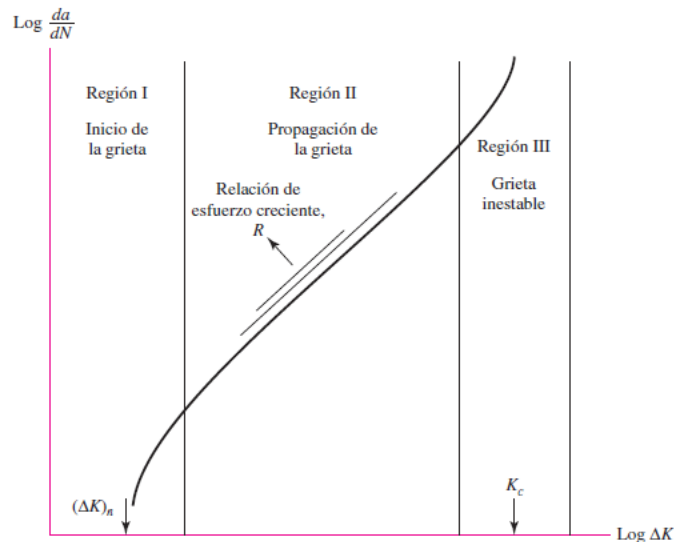


Figura 9: Gráfica que relaciona el factor de intensidad de esfuerzo ΔK con la velocidad de crecimiento de la grieta $\frac{da}{dN}$ en las diferentes etapas de desarrollo de la grieta. [1]

4.1.3 Límite de resistencia a la fatiga

A modo teórico, se quiso relacionar la resistencia a la tensión S_{ut} y el límite de resistencia S'_e ya que son necesarios para el diseño preliminar y de prototipos. En la Figura 9 se han graficado los resultados provenientes de diferentes fuentes. La gráfica parece sugerir que el límite de resistencia varía desde aproximadamente 40% hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta alrededor de 210 kpsi (1450 MPa). Comenzando en alrededor de $S_{ut} = 210$ kpsi (1450 MPa), la dispersión parece incrementarse, pero aparentemente la tendencia se nivela, como lo sugiere la línea horizontal discontinua en $S_e = 105$ kpsi. [1]

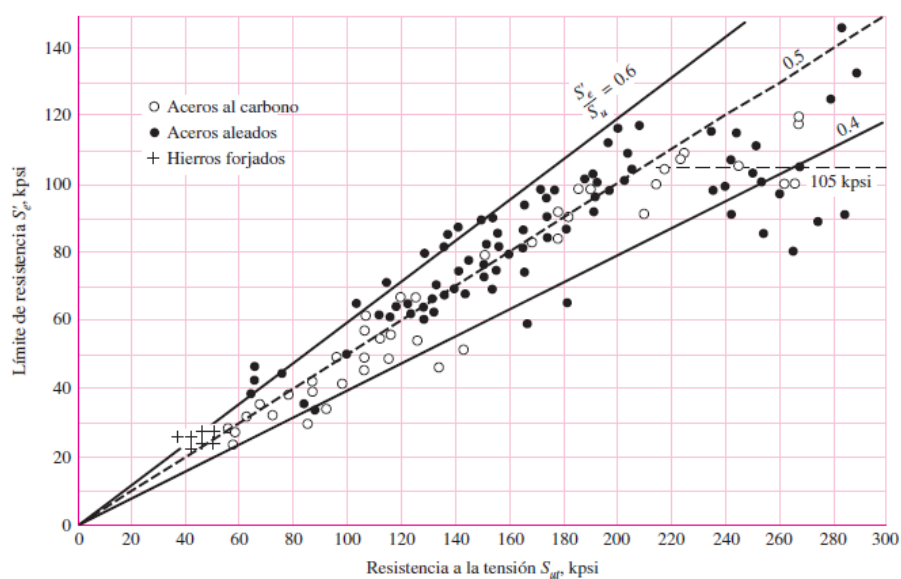


Figura 10: Grafica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión de resultados de ensayos reales de un gran número de hierros forjados y aceros aleados. [1]

Hay que tener en cuenta que esta gráfica se realizó para cantidades de datos que probablemente tendrán una amplia dispersión y podrían variar de los resultados de ensayos de laboratorio con probetas con propiedades mecánicas específicas para el ensayo. Por lo que, para el caso de aceros, se simplificará la observación de la Figura 10 y se estimará el límite de resistencia como: [1]

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (1)$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa. Se reservará el símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga. [1]

4.1.4 Resistencia a la fatiga

Como ya se mencionó en el apartado 4.1.2.1 el dominio de fatiga de bajos ciclos se extiende desde $N=1$ hasta casi los 10^3 ciclos y el de altos ciclos desde 10^3 ciclos hasta 10^6 o 10^7 ciclos. En la región de bajos ciclos, la resistencia a la fatiga S_f solo es un poco menor que la resistencia a la tensión S_{ut} . El propósito de este apartado, es mostrar métodos analíticos de aproximación de diagrama S-N (Figura 6) en la región de altos ciclos. La experiencia ha mostrado que los datos de fatiga de altos ciclos se rectifican por medio de una transformación logarítmica del esfuerzo y los ciclos a la falla. [1]

En la figura 11 se presenta una gráfica de f para $70 \leq S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$ ($482,63 \leq S_{ut} \leq 1378,95 \text{ MPa}$). Con el propósito de realizar un análisis conservador, para $S_{ut} < 70 \text{ kpsi}$, sea $f = 0.9$. [1]

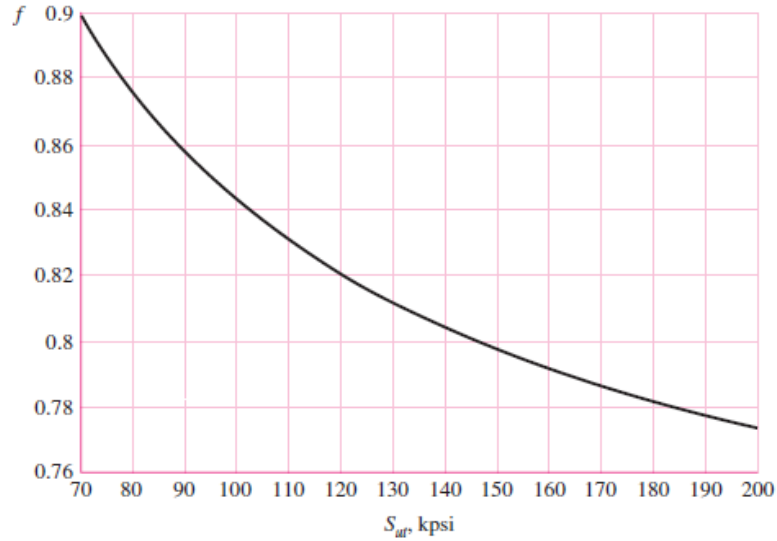


Figura 11: Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ut} a los 10^3 ciclos para $S_e = S_e = 0.5S_{ut}$ [1].

La ecuación que nos ayudará a calcular el límite de resistencia a la fatiga S_f se puede escribir de la siguiente forma: [1]

$$S_f = aN^b \quad (2)$$

Donde N son los ciclos hasta la falla y las constantes a y b están definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ y 10^6 , S_e con $(S_f)_{10^3} = f \cdot S_{ut}$ (Véase Diagrama S-N Figura 6). Al sustituir estos dos puntos en la ecuación (2) se obtiene: [1]

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (3)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (4)$$

Si se produce un esfuerzo completamente invertido σ_a , haciendo $S_f = \sigma_a$ en la ecuación (2), el número de ciclos a la falla se expresa como: [1]

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (5)$$

4.1.5 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los límites de resistencia a la fatiga para el ensayo máquina rotativa obtenidos en el laboratorio se han ensayado bajo condiciones muy controladas y con mucho cuidado. No podemos esperar que este límite de resistencia a la fatiga para un elemento mecánico o

estructural sea igual que el obtenido en el laboratorio, debido a una serie de diferencias como el material, entorno, diseño, manufactura...etc. [1]

Marin identificó factores que valoran los efectos del tamaño, temperatura, carga, condición superficial y otros varios mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340. La ecuación de Marin se escribe de la siguiente forma: [1]

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad (6)$$

Donde:

k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

S_e' = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

4.1.5.1 Factor de superficie k_a

Normalmente las muestras típicas que se emplean para la determinación de la resistencia a la fatiga tienen una superficie muy pulida, además se le dan un pulido final en dirección axial con el fin de eliminar cualquier defecto superficial. El factor de superficie, depende del acabado superficial (esmerilado, maquinado, estirado en frío, laminado en caliente y forjado) y de la resistencia a la tensión. Lipson y Nool recopilaban una serie de datos en una gráfica de la resistencia a la fatiga frente a la resistencia última y obtuvieron la siguiente expresión: [1]

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (7)$$

Donde los valores de b y a (en función de S_{ut}) se pueden obtener en la Tabla 1:

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{utr}</i> kpsi	<i>S_{utr}</i> 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

Tabla 1: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [1]

Es importante aclarar que está es una aproximación debido a que normalmente los datos están muy dispersos.

4.1.5.2 Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño lo evaluó Charles R. Mischke en su trabajo “Prediction of Stochastic Endurance Strength” empleando 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados obtenidos para flexión y torsión se recogen la siguiente expresión:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d < 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d < 224 \text{ mm} \end{cases} \quad (8)$$

Hay que tener en cuenta que para cagar axial no hay efecto de tamaño por lo que:

$$k_b = 1$$

Para determinar el factor de tamaño para una viga no rotativa o de sección no circular el método que se utiliza emplea una dimensión efectiva d_e que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del esfuerzo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. Cuando dos volúmenes se igualan, solo se tendrá en cuenta las áreas pues las longitudes se cancelan. En el caso de una sección redonda rotativa el área del 95% es la del anillo con un diámetro exterior d y un diámetro interior de $0.95d$. Por tanto, designando el área del 95% como $A_{0.95\sigma}$: [1]

$$A_{0.95\sigma} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] = 0.0766d^2 \quad (9)$$

Esta ecuación es válida también para una sección redonda hueca rotatoria. En el caso de secciones redondas sólidas o huecas no rotatorias, el área de 95% de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciado de $0.95d$, donde d es el diámetro. A través de un cálculo exacto obtenemos la siguiente expresión: [1]

$$A_{0.95\sigma} = 0.0104d^2 \quad (10)$$

Si introducimos d_e en la ecuación (9) e igualando la ecuación (9) y (10) podemos despejar el diámetro efectivo:

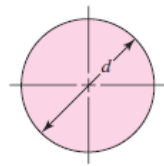
$$d_e = 0.370d \quad (11)$$

Esta expresión sirve para una sección redonda sólida o hueca no rotativa.

Una sección rectangular con dimensiones $h \times b$ tiene $A_{0.95\sigma} = 0.05hb$. Utilizando el mismo método podemos obtener el diámetro efectivo para este tipo de sección:

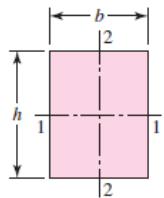
$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

En la tabla 2 se proporciona las áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales comunes bajo flexión no rotatoria.



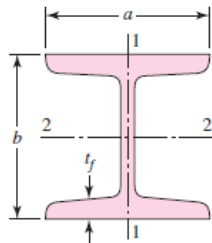
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$

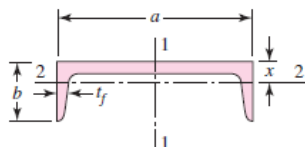


$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \text{ eje 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

Tabla 2: Áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos [1]

4.1.5.3 Factor de carga k_c

Cuando los ensayos de fatiga se realizan con carga de flexión rotativa, axial o torsión, la resistencia a la fatiga difiere de S_{ut} . A continuación, se especifican valores medios del factor de carga k_c : [1]

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (13)$$

4.1.5.4 Factor de temperatura k_d

Hay que tener en cuenta la temperatura de operación en el ensayo pues, cuando esta es inferior a la del ambiente, hay una gran posibilidad de fractura frágil por lo que hay que investigarlo primero. Sin embargo, si la temperatura de operación es superior a la del ambiente, hay que valorar la fluencia porque la resistencia a esta disminuye con rapidez con la temperatura. Todo esto queda mejor representado en la Figura 12. [1]

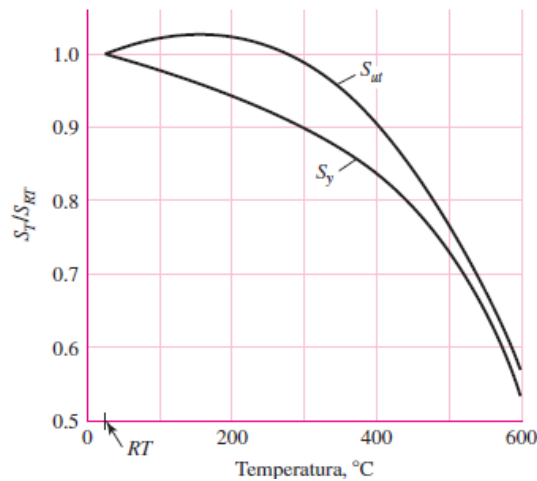


Figura 12: Gráfica que muestra el efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fluencia S_y y la resistencia última S_{ut} [1]

En la anterior figura, la ordenada es la relación entre resistencia a la temperatura de operación y la resistencia a la temperatura ambiente (S_t/S_{RT})

Los datos que existen indican que el límite de la resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa con la temperatura y empieza a disminuir para intervalos comprendidos entre 400 y 700°F (204 y 371°C) que no es diferente del comportamiento que se muestra en la Figura 12. Por esta razón, el límite de resistencia a la fatiga para temperatura elevadas se relaciona con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente. [1]

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga para temperatura ambiente, entonces se emplea la siguiente expresión:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (14)$$

Donde los datos de S_T/S_{RT} se obtienen de la Tabla (3)

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		

Tabla 3: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero [1]

Si por el contrario no se conoce el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, se calcula empleando la ecuación (14) y la resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor de la Tabla (3). Entonces se usa $k_d=1$. [1]

4.1.5.5 Factor de confiabilidad k_e

En la Tabla 4 se pueden obtener los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar específicas.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	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

Tabla 4: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [1]

4.1.5.6 Factor de efectos varios k_f

Este factor tiene el propósito de mostrar la influencia en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros factores.

Los esfuerzos residuales pueden afectar positiva y negativamente al límite de resistencia a la fatiga. Por ejemplo, en operaciones como el martillado, laminado en frío o granallado, donde el esfuerzo residual es de compresión, el límite de resistencia a la fatiga mejorará. El fallo por fatiga suele estar provocado por un esfuerzo de tensión, por lo cual cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión reducirá la posibilidad de falla por fatiga. [1]

También influye las características direccionales de la operación. Por ejemplo, las partes de las piezas laminadas o estiradas en frío tienen un límite de resistencia a la fatiga un 10-20% menor en dirección transversal que el ofrecido de manera longitudinal. [1]

4.1.6 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

En la fabricación de las probetas hay que tener en cuenta que la existencia de irregularidades o discontinuidades, como ranuras, muescas u orificios incrementan los esfuerzos de tensión en las zonas inmediatamente próximas a este tipo de irregularidades. El factor de concentración de esfuerzo K_t (o K_{ts}), se emplea como un intensificador de tensión nominal para obtener la tensión máxima debido a la presencia de este defecto o irregularidad. La sensibilidad a la presencia de un concentrador varía de unos materiales a otros. Para tener en cuenta este aspecto, se suele usar un valor del concentrador de tensión reducido o minorado. Así, la tensión máxima en la zona del concentrador se obtendría empleando la ecuación 15 [1]

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \cdot \sigma_o \text{ o bien } \tau_{m\acute{a}x} = K_{fs} \cdot \tau_o \quad (15)$$

Donde K_f es un valor reducido de K_t y σ_o es la tensión nominal. El subíndice f se refiere al esfuerzo de fatiga por lo que comúnmente se le llama factor de concentrador de esfuerzos a la fatiga K_f . Es conveniente pensar K_f como un factor de concentrador esfuerzos reducido de K_t debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca. El factor resultante se define mediante la ecuación (16). [1]

$$k_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad (16)$$

La sensibilidad a la muesca, normalmente comprendida entre cero y la unidad, viene definido por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (17)$$

La ecuación (17) muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Por el contrario, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad máxima a la muesca. Para el análisis o diseño, primero se tiene que encontrar a partir de la geometría de la pieza, K_t . Después se especifica el material y se encuentre la sensibilidad a la muesca q , calculando así K_f de la siguiente ecuación: [1]

$$k_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (18)$$

Para el caso de aceros y aleaciones de aluminio 2024, se suele emplear la Figura (13) para encontrar la sensibilidad de la muesca para carga de flexión inversa de cargas axiales inversas. Para cargas sometidas a torsión inversa se usa la Figura (14). [1]

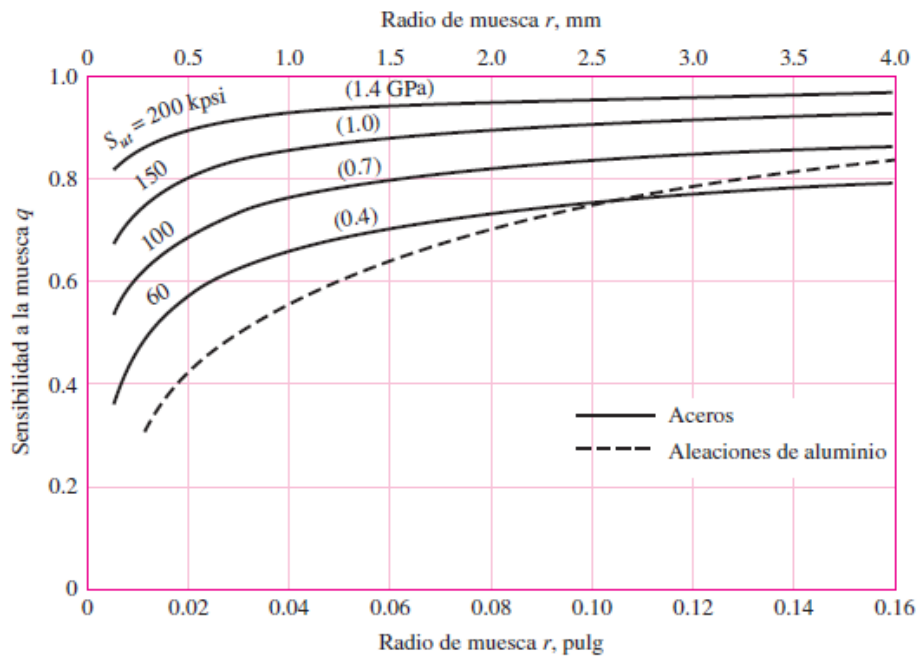


Figura 13: Sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjados sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [1]

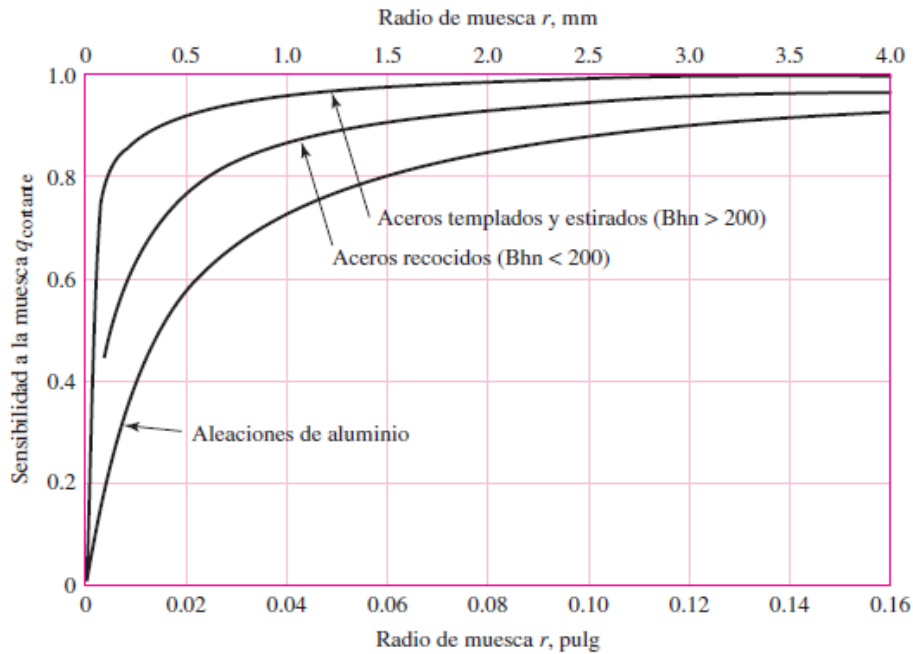


Figura 14: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. [1]

Para el empleo de estas gráficas hay que tener en cuenta que en los ensayos reales los cuales se obtuvieron estas curvas presentan una gran dispersión. Debido a esto, cuando no se conoce con seguridad el valor verdadero de la sensibilidad a la muesca, es siempre más seguro utilizar $K_f = K_t$. [1]

4.1.7 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

En ocasiones, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza rotatoria de algunas máquinas. Se ha determinado que los esfuerzos periódicos repetitivos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de fuerza, la forma de la onda no es importante, pero los picos de máximo y mínimo si resultan fundamentales. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para que el patrón de fuerza quede definido. [1]

Se define las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) de la siguiente forma:

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} \right| \quad (19)$$

Donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza.

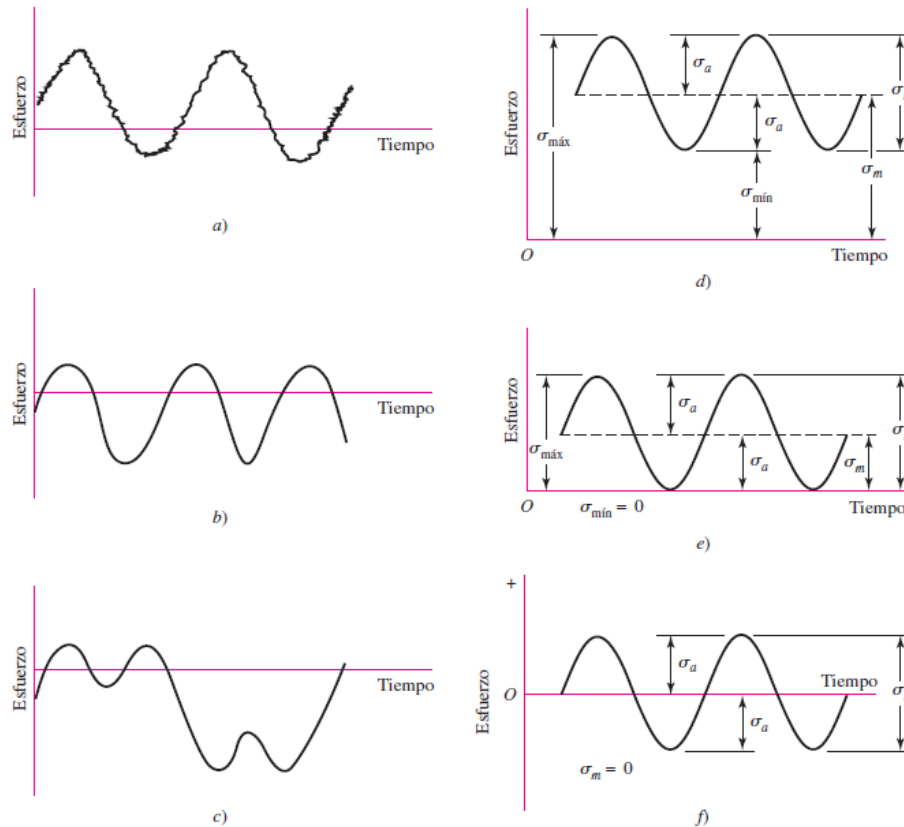


Figura 15: Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido. [1]

En la Figura (15) se muestran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurre. Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la figura 15d son:

$\sigma_{\min}$ = Tensión mínima

σ_m = componente de tensión medio

$\sigma_{\max}$ = Tensión máxima

σ_r = intervalo de tensión

σ_a = componente de la amplitud

σ_s = Tensión estática o constante

El esfuerzo constante, o estático, no es lo mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre $\sigma_{\min}$ y $\sigma_{\max}$. El estado constante existe debido a una carga fija o a una precarga aplicada a la parte, y por lo general es independiente de la parte variante de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre está cargado en un espacio más corto que la longitud libre del resorte. El esfuerzo creado por esta compresión

inicial se llama componente constante o estática del esfuerzo. No es la misma que el esfuerzo medio. [1]

La tensión media (σ_m) y la alternante (σ_a) se puede obtener analizando la Figura 15:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (20)$$

En la ecuación (20) se emplea los símbolos σ_a y σ_m como las componentes del esfuerzo en la ubicación bajo estudio. Lo anterior significa que, en ausencia de una muesca, σ_a y σ_m son iguales a los esfuerzos nominales σ_{ao} y σ_{mo} inducidos por las cargas F_a y F_m , respectivamente; en presencia de una muesca son $K_f \cdot \sigma_{ao}$ y $K_f \cdot \sigma_{mo}$, respectivamente, siempre y cuando el material permanezca sin deformación plástica. En otras palabras, el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f se aplica en ambas componentes. [1]

El diseñador tiene un problema cuando la componente del esfuerzo constante es suficientemente alta para inducir fluencia localizada en la muesca. La fluencia local de primer ciclo produce deformación plástica y endurecimiento por deformación, lo cual sucede en la ubicación cuando la nucleación de la grieta y el crecimiento por fatiga son más probables. Las propiedades del material (S_y y S_{ut}) son nuevas y difíciles de cuantificar. El ingeniero prudente controla el concepto, el material y la condición de uso, así como la geometría de manera que no ocurra deformación plástica. Existen varios análisis respecto de las formas posibles de cuantificar lo que ocurre ante la fluencia localizada y general en presencia de una muesca, a los cuales se le conoce como método del esfuerzo nominal medio, método del esfuerzo residual, etc. El método del esfuerzo nominal medio (se establece $\sigma_a = K_f \cdot \sigma_{ao}$ y $\sigma_m = \sigma_{mo}$) proporciona resultados casi comparables a los del método del esfuerzo residual, pero ambos son aproximaciones. [1]

Para materiales dúctiles en fatiga, se evita la deformación plástica en una muesca haciendo $\sigma_a = K_f \cdot \sigma_{ao}$ y $\sigma_m = K_f \cdot \sigma_{mo}$. Cuando no se pueda evitar la deformación plástica se usa, de una manera más conservadora, $\sigma_a = K_f \cdot \sigma_{ao}$ y use $K_{fm} = 1$, esto es $\sigma_m = \sigma_{mo}$. [1]

4.1.8 Criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Los criterios de falla son utilizados para predecir la vida a fatiga de un material que este sujeto a un estado de esfuerzo multi-axial. Cuando se aplica una carga de tracción,

Una vez definido las diversas componentes del esfuerzo asociadas con una parte sometida a esfuerzo fluctuante, se desea variar el esfuerzo medio y su amplitud, o componente alternante, para aprender algo acerca de la resistencia a la fatiga de partes sometidas a esos esfuerzos. [1]

32

En la Figura 17 se ilustra otra forma de representar los resultados de los ensayos. Aquí la abscisa representa la relación de la resistencia media S_m a la resistencia última, con la tensión graficada a la derecha y la compresión a la izquierda. La ordenada es la relación entre la resistencia alternante y el límite de resistencia a la fatiga. Entonces, la recta BC representa el criterio de Goodman modificado de falla. Observe que la existencia de esfuerzo medio en la región de compresión tiene poco efecto en el límite de resistencia a la fatiga. [1]

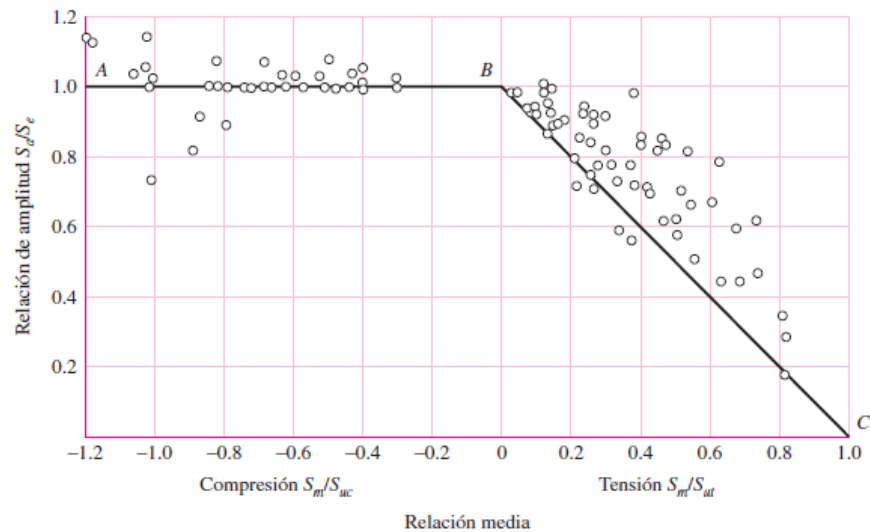


Figura 17: Grafica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión. [1]

El diagrama de la Figura 18 representa cuatro de las componentes del esfuerzo, así como las dos relaciones del esfuerzo. Una curva que representa el límite de resistencia a la fatiga para valores de R , que se inicia en $R = -1$ y termina con $R = 1$, comienza en S_e en el eje σ_a , y termina en S_{ut} en el eje σ_m . También se han trazado curvas de vida constante para $N = 10^5$ y $N = 10^4$ ciclos. Cualquier estado de esfuerzo, como el que se indica en A, puede describirse mediante las componentes mínima y máxima, o por medio de las componentes media y alternante. Y la seguridad se indica cuando el punto descrito por las componentes de esfuerzo se encuentre debajo de la línea de vida constante. [1]

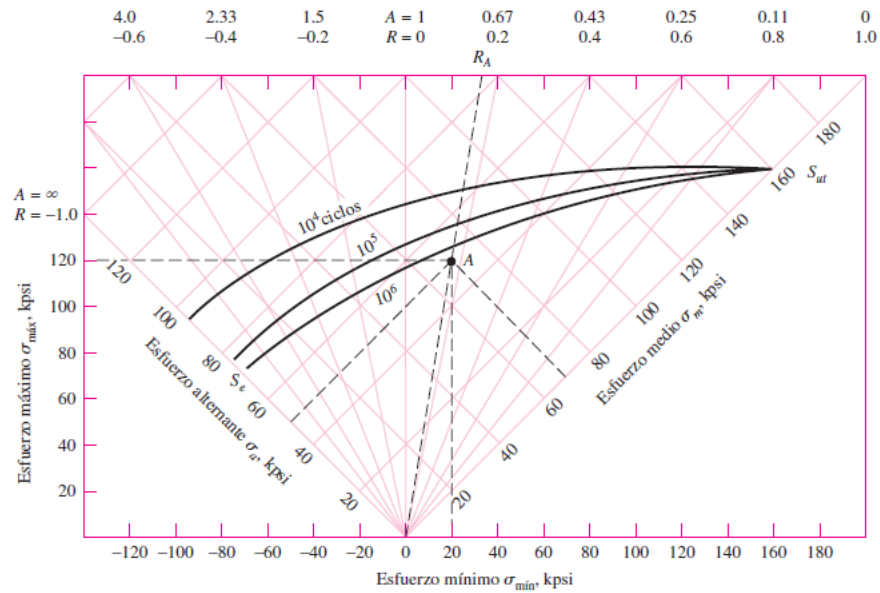


Figura 18: Diagrama de fatiga maestro creado para acero AISI 4340 con $S_{ut} = 158$ y $S_y = 147$ kpsi. Las componentes del esfuerzo en A son $\sigma_{min} = 20$, $\sigma_{max} = 120$, $\sigma_m = 70$, y $\sigma_a = 50$, todos en kpsi. [1]

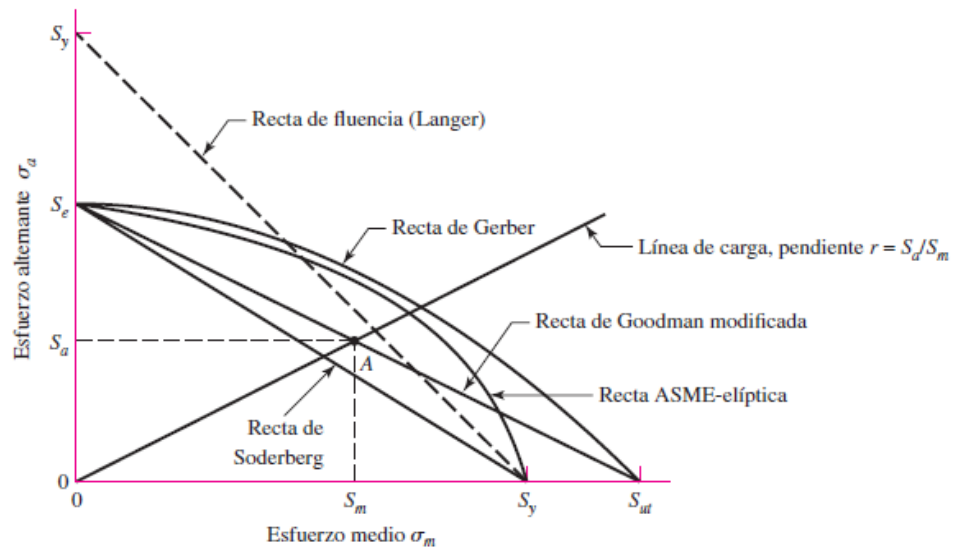


Figura 19: Diagrama de fatiga donde se muestran varios criterios de falla. [1]

En la figura 19, el lado en tensión de la Figura 17 se ha trazado nuevamente por medio de resistencias, en lugar de utilizar relaciones de resistencias, con el mismo criterio de Goodman modificado junto con cuatro criterios adicionales de falla (Soderberg, Gerber, ASME-elíptica y fluencia). [1]

En este diagrama, los puntos sobre o encima de la recta respectiva indican la falla por ese criterio. Por ejemplo, para el punto A en la recta de Goodman modificado proporciona

la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a . [1]

En la ordenada de la Figura 19 se ha graficado el límite de resistencia a la fatiga S_e . Este valor deberá de corregirse mediante los factores de Marin de la ecuación (5). Observe que la fluencia S_y también se ha graficado en la ordenada, para recordar que la fluencia al primer ciclo en vez de la fatiga podría ser el criterio de falla. [1]

En el diagrama se prueba que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo. Considerando el criterio de Goodman modificado, el punto A representa un límite con una resistencia alternante S_a y una resistencia media S_m . La pendiente de la línea de carga que se muestra se define como $r = S_a/S_m$. [1]

La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (21)$$

De manera similar se encuentra la relación de Goodman modificada:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (22)$$

El criterio de falla de Gerber se escribe como:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (23)$$

Y la ASME-elíptica se expresa como:

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (24)$$

El criterio geométrico de fluencia al primer ciclo de Langer se emplea en conexión con el lugar geométrico de fatiga:

$$S_a + S_m = S_y \quad (25)$$

Los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n es el factor de diseño o de seguridad. Entonces, la ecuación (21), la recta de Soderberg, se transforma en

$$\textbf{Soderberg} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (26)$$

La ecuación (22), la recta de Goodman modificada, se transforma en

$$\textbf{Goodman modificada} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (27)$$

La ecuación (23), la recta de Gerber, se convierte en

$$\textbf{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (28)$$

La ecuación (24), la recta ASME-elíptica, se transforma en:

$$\textbf{ASME – elíptica} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (29)$$

Se trabajará principalmente con Gerber y ASME-elíptica para criterios de falla y Langer para fluencia al primer ciclo. Sin embargo, los diseñadores conservadores comúnmente usan el criterio de Goodman modificado, por lo que se continuará incluyéndolo en el estudio. La ecuación de diseño de la fluencia de primer ciclo de Langer es: [1]

$$\textbf{Fluencia estática de Langer} \quad \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (30)$$

Los criterios de falla se utilizan en conjunto con una línea de carga, $r = S_a/S_m = \sigma_a/\sigma_m$. En la tabla 5 a tabla 7 se dan intersecciones principales. En la parte inferior de las tablas 5 a tabla 7 se proporcionan las expresiones formales del factor de seguridad de fatiga. El primer renglón de cada tabla corresponde al criterio de fatiga, el segundo es el criterio estático de Langer y el tercero corresponde a la intersección de los criterios estático y de fatiga. La primera columna proporciona las ecuaciones que se intersecan y la segunda da las coordenadas de la intersección [1]

Hay dos formas de proceder para un análisis típico de fatiga. Un método consiste en suponer que lo primero que ocurre es el fallo por fatiga y usar las ecuaciones (26) a (29) para n . La fatiga es el modo de falla más común. Después se sigue con una verificación estática. Si la falla principal es estática entonces el análisis se repite usando la ecuación (30).

En forma alternativa, podrían usarse las tablas. Determine la línea de carga y establezca cuál criterio interseca primero a la línea de carga y utilice las ecuaciones correspondientes de las tablas.

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_e S_{ut}}{r S_{ut} + S_e}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e) S_{ut}}{S_{ut} - S_e}$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$	

Tabla 5: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer. [1]

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2 S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{r S_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a /S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

Tabla 6: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer. [1]

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ Línea de carga $r = S_a/S_m$	$S_a = \sqrt{\frac{r^2 S_e^2 S_y^2}{S_e^2 + r^2 S_y^2}}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = S_a/S_m$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_a = 0, \frac{2 S_y S_e^2}{S_e^2 + S_y^2}$ $S_m = S_y - S_a, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \sqrt{\frac{1}{(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}}$	

Tabla 7: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de ASME-elíptica y de Langer. [1]

4.2 Principio del ensayo de fatiga

El ensayo de fatiga consiste en someter a una pieza a esfuerzos fluctuantes de magnitud repetida o de sentido variable registrando el número de ciclos requeridos para producir su fallo (vida a la fatiga) durante un largo periodo de tiempo simulando las condiciones en las que la pieza va a trabajar. [13] [14]

El ensayo de probeta rotatoria, o ensayo en la máquina de Moore (Figura 20) es uno de los más eficaces y utilizados para materiales metálicos. Utilizan pequeñas probetas de sección circular (Figura 21) que giran arrastradas por un motor eléctrico; estas probetas están sometidas a un momento flector constante (Figura 22), por lo que el giro hace que un punto P de la superficie de la probeta se encuentre sometido a una tensión alterna. [4]

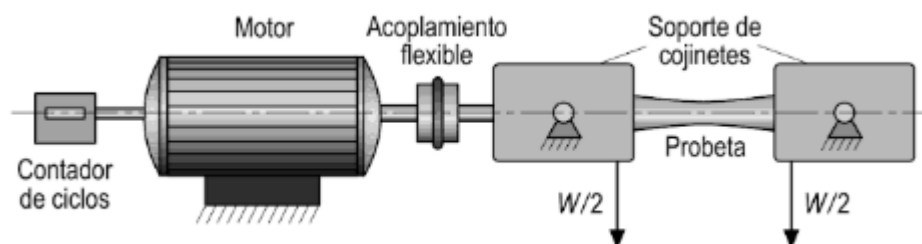


Figura 20: Máquina de probeta rotatoria de Moore [4]



Figura 21: Probeta tipo para ensayo de fatiga [4]

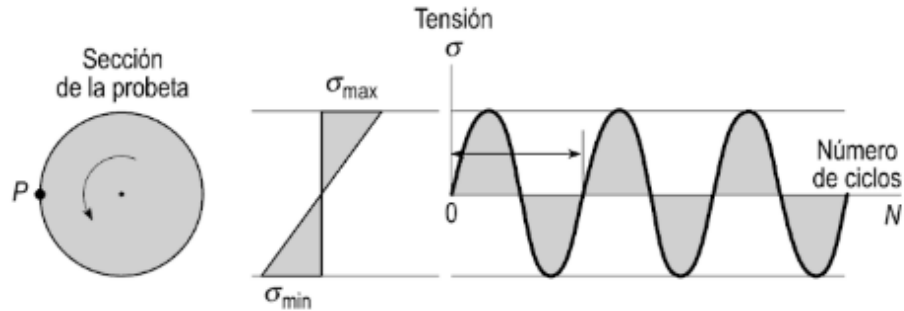


Figura 22: Tensiones variables en un punto P de la probeta [4]

4.3 Normativa ensayo fatiga

Para la realización de los ensayos de fatiga y el dimensionado de las probetas se ha utilizado la normativa ISO 1143 (Metallic materials – Rotating bar Bending fatigue testing).

Se utilizarán probetas nominalmente idénticas, cada una de ellas girando y sometidas a un momento de flexión. Las fuerzas que dan origen al momento de flexión no giran. Las probetas pueden montarse como un voladizo, con una carga de un solo punto o dos puntos, o como una viga, con cargas de cuatro puntos. La prueba continúa hasta que la muestra falle o hasta que se haya alcanzado un número predeterminado de ciclos de estrés [12]

Todas las muestras empleadas en una serie de pruebas para la determinación de la vida útil de la fatiga deberán tener el mismo tamaño, forma y tolerancia de diámetro

Para las probetas cilíndricas de planos paralelos (Figura 23), la sección paralela tendrá que ser paralela con un error máximo de 0,05mm. Para la determinación de las propiedades del material, los filetes de transición en los extremos de la sección de prueba deben de tener un radio no inferior a $3d$. Para la probeta de reloj de arena, la sección formada por un radio continuo deber tener un radio no menor de $5d$. [12]

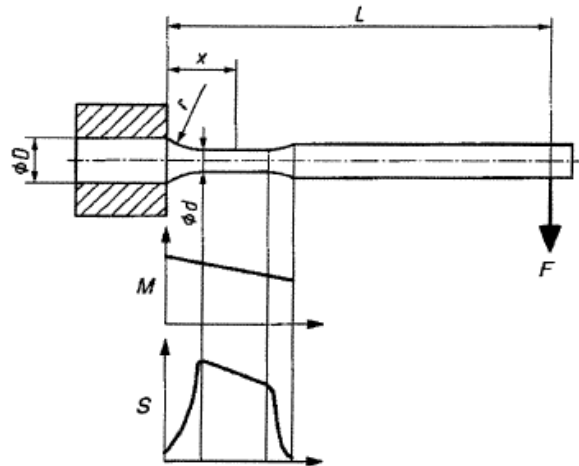


Figura 23: Probeta de planos paralelos [12]

Siendo los parámetros que aparecen en la Figura 23 los siguientes:

- D diámetro del extremo del espécimen agarrado o cargado
- d diámetro del espécimen donde la tensión es máxima
- F fuerza aplicada
- L fuerza de longitud del brazo
- M momento de flexión
- r radio
- S tensión
- x distancia a lo largo del eje de la probeta desde la cara de apoyo fijo hasta el plano de medición de la tensión

La figura (24) muestra la forma y dimensiones de una probeta cilíndrica típica. Los valores recomendados de d son 6 mm, 7,5 mm y 9,5mm. La tolerancia del diámetro debe de ser $\leq 0,005d$. La figura 25 muestra una probeta de reloj de arena típica adecuada a las pruebas de fatiga. [12]

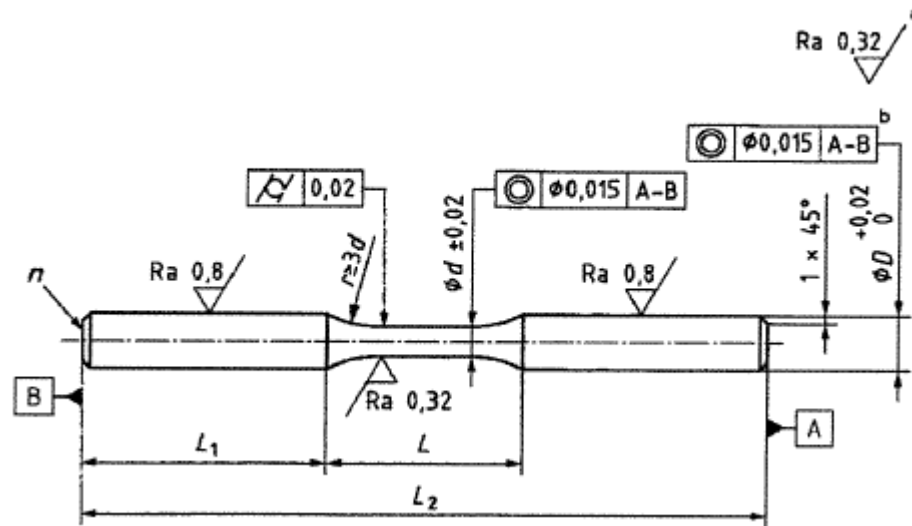


Figura 24: Forma y dimensiones de una probeta cilíndrica típica [12]

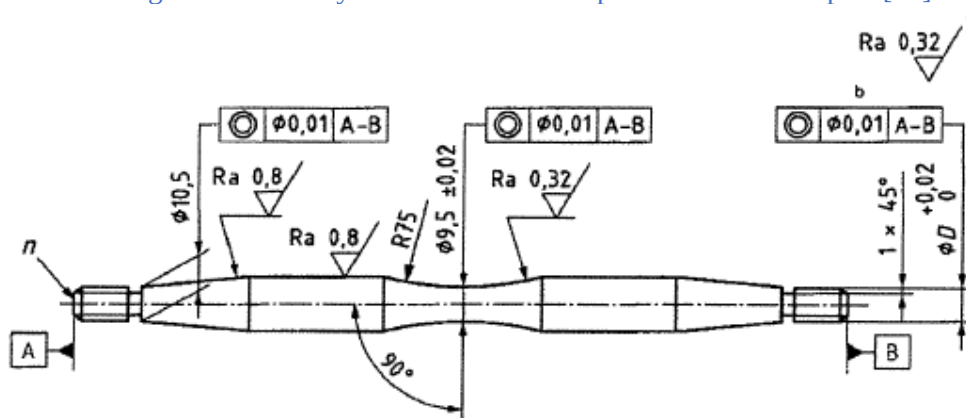


Figura 25: Probeta de reloj de arena típica adecuada a las pruebas de fatiga [12]

4.4 Correlación digital de imágenes

La correlación digital de imágenes (DIC, por sus siglas en inglés) es una técnica óptica de campo completo que se basa en la adquisición de imágenes digitales durante el ensayo de una probeta previamente pintada con un patrón. Las variaciones que experimenta este patrón a lo largo del ensayo permiten calcular los desplazamientos y deformaciones mediante la comparación de la probeta en su estado inicial (considerándolo como el de referencia) hasta su estado final (deformado) [15][16][17].

Para su utilización es necesario tener en cuenta que para un estudio de la deformación o desplazamiento en dos dimensiones tendremos que utilizar una única cámara, sin embargo, si fuera interesante analizar los resultados en tres dimensiones tendríamos que instalar dos cámaras para poder realizar el análisis. [17]

El principio básico de este método consiste en seguir cada uno de los píxeles de las imágenes tomadas en el proceso de deformación de la probeta. Para establecer cuanto se ha desplazado o deformado un punto $P(x_0, y_0)$, es necesario partir de una imagen de referencia (normalmente la del estado inicial) y en ella se establecerá una faceta (ventana cuadrada) cuyas dimensiones son $2M+1$ píxeles, donde M es la distancia desde el punto de referencia hasta el borde de la ventana. Posteriormente se rastrea esta faceta en cada una de las imágenes tomadas para así establecer la deformación que ha experimentado la probeta durante el ensayo con respecto a la imagen de referencia. [28]

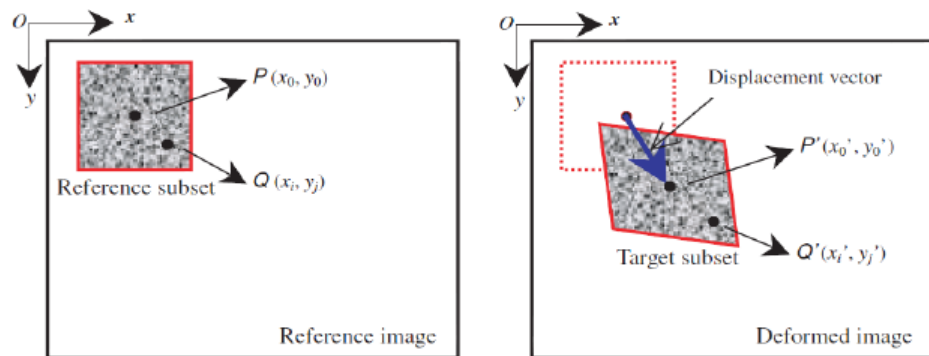


Figura 26: Esquema de procesamiento de análisis en DIC-2D [28]

Previamente a la realización del ensayo, las probetas tienen que ser tratadas para que el programa pueda seguir la faceta durante el análisis. Para ello se aplica una base de pintura blanca sobre la superficie, y posteriormente se genera un moteado aleatorio de color negro (también llamado Speckle) para generar el máximo contraste posible (Figura 27) de forma que el software, empleando los algoritmos necesarios, pueda realizar un seguimiento de los puntos que se encuentran sobre ese recubrimiento y así conseguir crear un mapa del campo completo de las deformaciones que ha sufrido la probeta durante el ensayo [15]



Figura 27: Probeta con base de pintura blanca junto con un posterior moteado aleatorio de color negro

Una vez tratadas las probetas y para poder realizar el método de DIC correctamente, las cámaras han de ser calibradas ya que el programa necesita conocer la situación de cada cámara entre ellas y la probeta. Si las posiciones relativas entre las dos cámaras son conocidas y todos los parámetros de formación de imágenes son los mismos, las coordenadas absolutas en tres dimensiones de cualquier punto de la superficie en el espacio se pueden calcular. Si este cálculo se realiza para cada punto de la superficie del objeto, el contorno de la superficie 3D del objeto puede ser determinado en todas las áreas que se observan por ambas cámaras (Figura 28). Sin embargo, es importante, que la superficie del objeto muestre la estructura suficiente para permitir que los algoritmos puedan correlacionar puntos idénticos de ambas cámaras. [17]

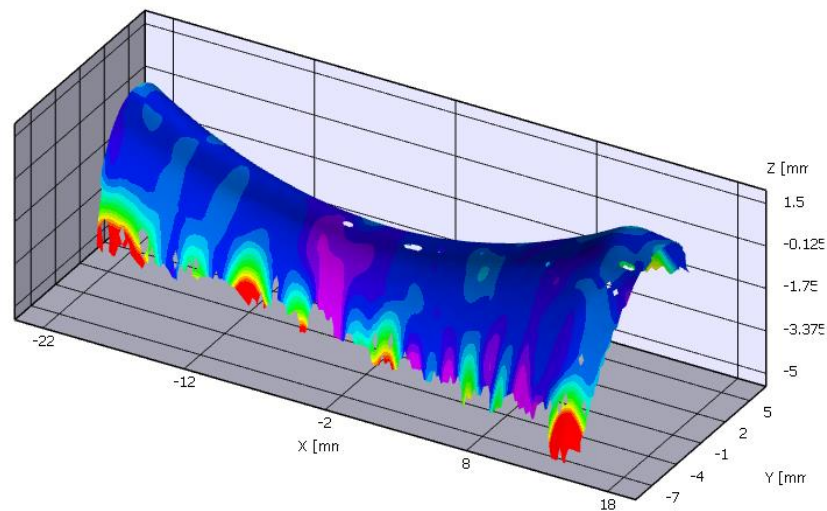


Figura 28: Contorno en 3D para la probeta de reloj de arena con un peso de 40 kg en una de las imágenes tomadas durante el ensayo.

La técnica de correlación digital de imágenes ha sido utilizada en los últimos años para solventar diversos problemas en el campo de la mecánica experimental. Esta técnica presenta diferentes ventajas frente a otros métodos ópticos para la medición de deformaciones y desplazamientos [15]:

- El montaje es sencillo ya que solo hace falta una cámara (DIC-2D) o dos cámaras (DIC-3D) y los elementos mecánicos necesarios para fijarlas. Es necesario la preparación de las probetas para que se les pueda aplicar la técnica, sin embargo, en algunas ocasiones, la propia rugosidad del material permite la aplicación directa de la técnica óptica [15].

- La luz necesaria para poder realizar los ensayos puede ser natural, aunque en algunas ocasiones se utilizan focos externos para mejorar la calidad de las imágenes [15].
- Los algoritmos utilizados en la técnica no precisan de altos requerimientos computacionales lo que permite realizar análisis en tiempo real [15].
- Es una técnica no invasiva y versátil con una precisión que puede llegar 0.01 pixel para la medida de desplazamientos y 0.01% para la medida de deformaciones [15].

Sin embargo, la técnica presenta alguna desventaja como la variación de los resultados finales según la calidad de las imágenes tomadas durante el ensayo y las mediciones de deformaciones en lugares donde se presente la rotura superficial de la pieza pues conlleva pérdida de información. [15]

4.5 Conceptos sobre monitorización de ensayo

Para el desarrollo de este trabajo ha sido vital la utilización de un sistema de monitorización de la evolución del ensayo. En concreto, mediante un sistema Arduino ha sido posible medir la velocidad de giro de la probeta y el número de revoluciones que daba hasta su rotura. Así, también se ha podido emplear esa señal de número de vueltas para comandar la captura de las imágenes por parte de las cámaras.

4.5.1 ¿Qué es Arduino?

Arduino es una tarjeta electrónica digital basada en un hardware libre cuyo componente principal es un microprocesador de la familia AVR. Esta tarjeta es una de las más utilizadas para crear prototipos ya que las instrucciones del lenguaje Arduino son libres y sencillos de aprender y usar, incluso para personas con poco conocimiento de la electrónica. Su objetivo principal es facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinarios [18] [19]

Los componentes principales del hardware del Arduino consisten en una placa con un microprocesador, encargado de procesar la información que le llega de los distintos sensores, así como puertos de comunicación y puertos de entrada/salida donde poder conectar botones, pantallas lcd, teclados...etc. [19]

Como se ha mencionado, Arduino es de hardware libre, por lo que cualquier persona puede descargar su software de manera gratuita. Este software consiste en un entorno de

desarrollo que implementa el lenguaje de programación de Arduino, así como las herramientas necesarias para transferir el programa creado al microprocesador. [19]

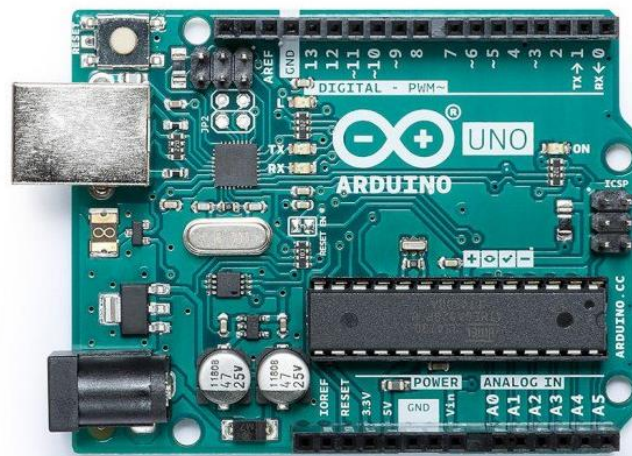


Figura 29: Arduino UNO R3[20]

4.5.2 Historia del Arduino

Arduino fue inventado en 2005 por un estudiante del instituto IVRAE llamado Massimo Banzi. En principio fue creado por una necesidad de aprendizaje para los estudiantes de electrónica de ese instituto, ya que, en ese entonces, adquirir una placa de micro controladores era bastante caro; no obstante, este estudiante nunca pensó la gran repercusión que supondría la creación de Arduino convirtiéndose años más tarde en el líder mundial de tecnología DIY (Do it Yourself). [21]

El primer prototipo de Arduino (Figura 30) se basaba en una simple placa de circuitos eléctricos, donde estaba conectado el microprocesador junto con unas resistencias de voltaje, además de que únicamente se podían conectar sensores simples como leds o resistencias.[21]

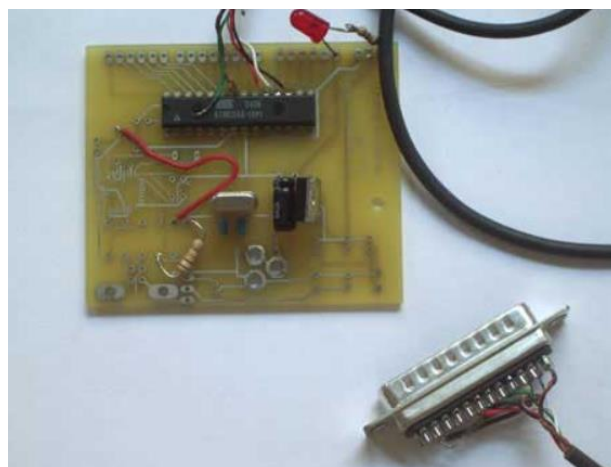


Figura 30: Primer prototipo de Arduino [22]

Con la integración en el equipo de Arduino de Hernando Barragán, estudiante de la Universidad de Colombia el cual se encontraba haciendo su tesis, se pudo desarrollar un entorno de programación para el procesador. David Mellis, otro estudiante del instituto IVRAE ayudo a mejorar la interfaz del software creado. [21]

Más tarde, se incorporó al equipo el estudiante español David Cuartielles, que ayudó a la mejora del hardware agregando micro controladores necesarios para dar soporte y memoria al lenguaje de programación necesario para manipular el software. [21]

La primera distribución de Arduino comenzó de manera gratuita dentro de las facultades de electrónica, computación y diseño del mismo instituto. Una vez que vieron la gran aceptación que tuvo Arduino dentro de la comunidad, comenzó su venta en otros países hasta convertirse en la herramienta número uno de aprendizaje para el desarrollo de sistemas autómatas caracterizada por su bajo coste con respecto a la competencia. [21]

4.5.3 Especificaciones y características de Arduino Uno

Dentro de la familia de Arduino, la placa Arduino Uno es la mejor placa para iniciarse en programación y electrónica ya que es la opción más robusta, usada y con mayor cantidad de documentación de toda la familia Arduino [23], por este motivo, se escogió este tipo de placa para la fabricación de la máquina de fatiga.

Arduino Uno es una placa board con un microprocesador Atmega328. Tiene 14 pines de entrada/Salida, 6 entradas análogas, un resonador cerámico de 16 MHz, un conector USB tipo hembra, un jack para fuente de poder, un conector ICSP y un botón reset. [24]

Tiene todo lo necesario para manejar el controlador, simplemente tendremos que conectarlo al ordenador por medio del puerto USB, cargar el programa creado mediante el software IDE Arduino y ya estaría disponible para utilizarlo. [24]

Las características más destacadas son la siguientes: [24]

- **Microcontrolador:** ATmega328
- **Voltaje Operativo:** 5v
- **Voltaje de Entrada (Recomendado):** 7 – 12 v
- **Pines de Entradas/Salidas Digital:** 14 (De las cuales 6 son salidas PWM)
- **Pines de Entradas Análogas:** 6
- **Memoria Flash:** 32 KB (ATmega328) de los cuales 0,5 KB es usado por Bootloader.

- **SRAM:** 2 KB (ATmega328)
- **EEPROM:** 1 KB (ATmega328)
- **Velocidad del Reloj:** 16 MHZ.

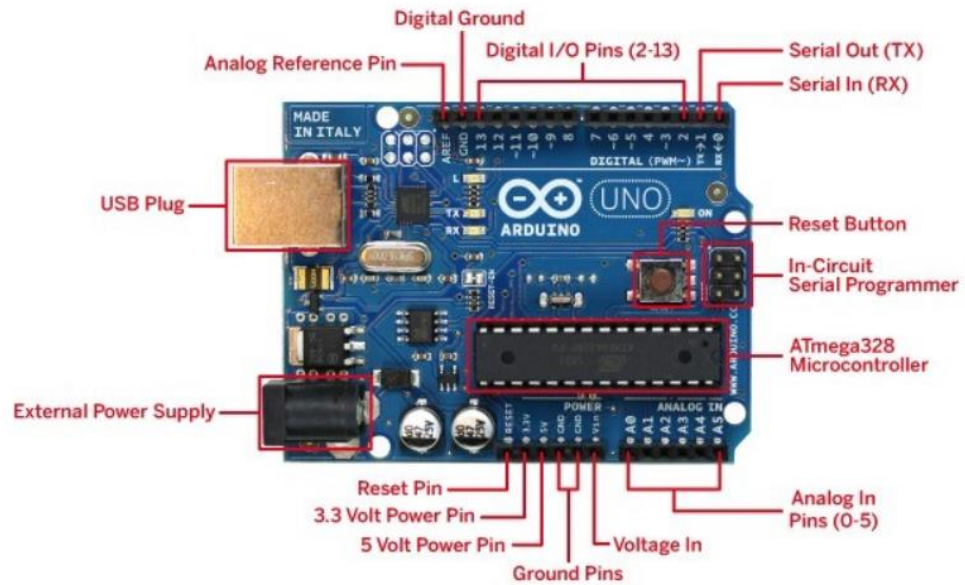


Figura 31: Arduino Uno y sus partes [25]

5. ACTUALIZACIÓN DE MÁQUINA DE FATIGA

Como ya se ha mencionado, la máquina de fatiga que se ha estado utilizando estos años atrás había sido creada para un Trabajo de Fin de Grado anterior. Sin embargo, su funcionamiento no era tan correcto como se esperaba por lo que se propuso realizar una actualización para intentar subsanar los problemas que tuviera para así conseguir un mejor comportamiento.

Con la actualización que se ha realizado a la máquina de fatiga durante este trabajo se pretende disponer de una máquina de fatiga optimizada respecto a la anterior, procurando subsanar los problemas encontrados con respecto a la configuración original. No obstante, como toda máquina prototipo, existe la posibilidad de nuevas propuestas de mejoras futuras o descubrir mejores soluciones de diseño durante los próximos cursos.

5.1 Estado original

El estado original del banco de ensayos, así como sus componentes se muestran en la figura 31.

Como se puede ver en la Figura 32 y Figura 33 la probeta esta puesta en voladizo. Por un extremo se apoya en un soporte el cual tiene un rodamiento por donde se introduce la probeta para conectarla al motor eléctrico mediante un portaprobetas compuesto por una abrazadera atornillada (Figura 34). Por el otro extremo donde se aplica la carga a la probeta tiene colocado otro rodamiento. (Figura 35)

Sobre este último rodamiento, se apoya el brazo del soporte para las pesas el cual está compuesto por una barra en vertical donde se colocará las pesas seleccionadas para el ensayo que caerán justo encima del voladizo. Al romper la probeta, el brazo caerá sobre una bancada donde se colocó el interruptor final de carrera que se activará aprovechando la caída, parando el motor y finalizando así el ensayo.

Para poder contar las revoluciones que daba la probeta hasta su rotura, se programó una placa Arduino que las contara con la ayuda de un sensor infrarrojo.

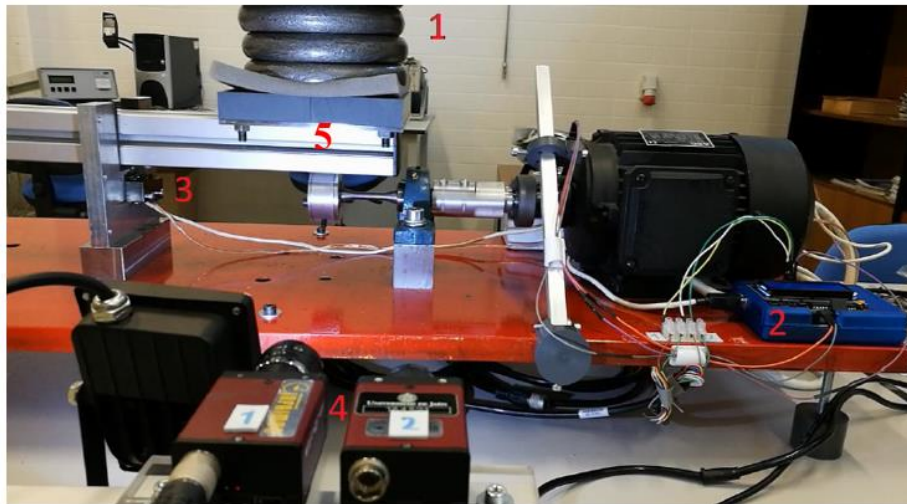


Figura 32: Estado original del banco de ensayos [26]

1. Pesas
2. Contador de revoluciones
3. Interruptor de carrera
4. Cámaras
5. Brazo soporte para las pesas



Figura 33: Probeta colocada en voladizo en la configuración original [26]



Figura 34: Abrazadera atornillada (Marca 1) original que sujetaba el eje del motor y la probeta



Figura 35: Conexión de la probeta con el motor eléctrico.

1. Rodamiento con soporte en un extremo de la probeta
2. Rodamiento donde irá colocado el brazo de soporte para las pesas
3. Portaprobetas (Abrazadera atornillada)

5.1.2 Listado de problemas en la configuración original

1. No existía una adecuada transmisión del movimiento del eje del motor a la probeta, al poder existir una desalineación producto de la diferencia de alturas entre el rodamiento donde se apoyaba el voladizo y el eje del motor. La desalineación, ocasiona unos rozamientos y vibraciones que pueden afectar al número de ciclos que aguanta la probeta.
2. El rodamiento colocado en el extremo de la probeta donde estaba situado el brazo para las pesas tiene una tuerca cuya finalidad es la de mantener el rodamiento a una distancia axial fija. Esta tuerca cuando llevaba la máquina funcionando un tiempo se desenroscaba de manera que el rodamiento tenía libertad para desplazarse pudiendo ocasionar que no siempre cayera el peso en la misma zona de la probeta, afectando por tanto al momento que se ejerce sobre la probeta y ocasionado una posible mala lectura de los ciclos que aguanta la probeta.
3. Una vez finalizado el ensayo, para poder comenzar uno nuevo, se tiene que resetear el contador. Con la configuración original, se tenía que presionar el botón de reset en la placa de Arduino, reseteando éste por completo. Este método, aunque resulta efectivo,

no es del todo adecuado ya que no resulta lógico reiniciar el Arduino cada vez que se quiera poner el contador a cero.

4. Mientras que se estaba realizando el ensayo, si se quería hacer una lectura del contador de vueltas, tenías que acercarte a la pantalla LCD del Arduino la cual se encontraba en una zona próxima a la probeta por lo que existía el riesgo de impacto al darse la posibilidad de que rompiera la probeta en el momento de la lectura.
5. El cableado de conexión del Arduino estaba dispuesto en el banco de ensayo sin ningún tipo de protección de manera que, en cualquier momento debido a un descuido se podían tocar las conexiones con el posible reseteo del contador y la pérdida del estado actual de este.
6. Se intentó realizar una correlación de imágenes a las probetas, sin embargo, no se consiguió que se hicieran las capturas de las imágenes en el mismo lugar de la probeta, impidiendo por tanto realizar la correlación. Esto era debido a que la señal de captura para las cámaras (conocida como trigger) se comandaba mediante el software del Arduino, por lo que existía cierto retardo.

5.2 Solución a problemas planteados

5.2.1 Transmisión del giro del motor a la probeta

Como se ha mencionado la probeta está apoyada en un soporte con un rodamiento y sujeta al motor en un extremo por un portaprobetas con una abrazadera atornillada. El problema que existe con esta configuración es que no se sabía con exactitud como de alineado estaba el eje del motor con la probeta.

Con respecto al plano XY (Figura 36), el eje del motor (línea roja) y el eje de la probeta (línea amarilla) tienen que coincidir, no pudiendo haber ningún ángulo entre ambos ejes. Este era un gran problema ya que resultaba complicado saber la altura exacta a la que estaba el rodamiento y una pequeña desviación de las medidas ocasionaría ya el rozamiento no deseado.

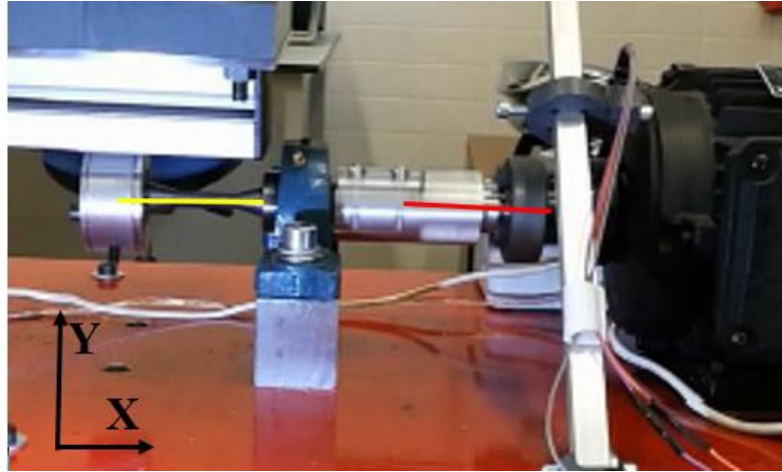


Figura 36: Alineación eje del motor con la probeta con respecto al plano XY

Con respecto al plano XZ aunque es más fácil conseguir esta alineación pues solo se tendría que girar el soporte con el rodamiento hasta que coincida el motor también resultaba complicado que quedara perfectamente alineado. (Figura 37)



Figura 37: Alineación del eje del motor con la probeta con respecto al plano XZ

Para poder subsanar los problemas de alineación expuestos, se pensó la manera de poder transmitir el giro del motor a la probeta sin que se tuviera que tenerse tanto en cuenta la alineación entre ambos ejes. Tras una propuesta de ideas, la solución definitiva fue el uso de dos poleas y una correa. (Figura 38)



Figura 38: Transmisión del eje del motor a la probeta mediante dos poleas y una correa.

Una polea iría conectada al eje del motor (Marca 1 Figura 38) y la otra a un nuevo portaprobeta (Marca 2 Figura 38), el cual es una sola pieza apoyada sobre dos rodamientos. Una correa uniría ambos ejes para así transmitir el giro del motor a la probeta. Con este nuevo método de transmisión no importa que exista una pequeña desalineación entre ambos ejes ya que la correa absorberá estas variaciones.

Para poder acoplar la polea al motor se realizó a mano una chaveta rectangular que encajara en la ranura que tenía el motor. La polea no tenía realizado el chavetero por lo que también se hizo a mano quedando el conjunto como en la Figura 39.



Figura 39: Ranura del eje del motor junto con la chaveta y polea con el chavetero.

El nuevo portaprobetas está formado por una barra maciza donde en uno de sus extremos se encuentra un agarre (Marca 3 Figura 38) que tendrá como función sujetar la probeta durante el ensayo manteniéndola en voladizo. Este agarre tiene un máximo de diámetro permisible por lo que se modificó también las dimensiones de la probeta con el fin de que cumplieran tales requisitos.

En el portaprobetas, como se ha mencionado estará dispuesto la otra polea. En la polea se realizaron 4 agujeros roscados para que con la ayuda de sus tornillos correspondientes fijaran la probeta al portaprobetas. (Figura 40).

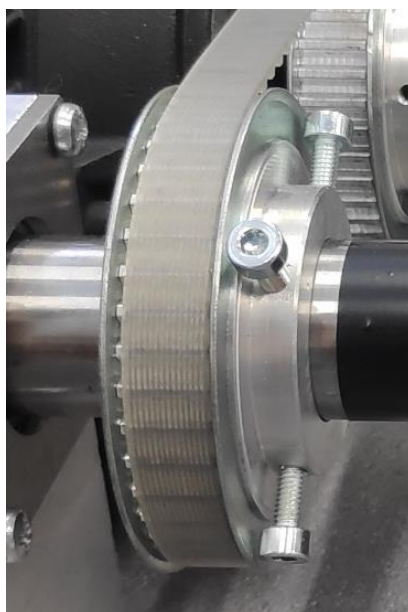


Figura 40: Fijación de la polea al portaprobetas.

Para poder sujetar todo el conjunto (portaprobetas y polea) se diseñó dos soportes los cuales tenía cada uno un rodamiento acoplado por donde se introduce el portaprobetas (Marca 4- Figura 38)

Con la primera puesta en marcha y tras unos minutos de utilización de la máquina, se detectó que el portaprobetas se deslizaba sobre los rodamientos y hacían que el conjunto se desplazara longitudinalmente por lo que se diseñó unos casquillos que hiciera tope para evitar este desplazamiento. Así una vez montado tales topes, los soportes con los rodamientos, las poleas, correa y el portaprobetas el conjunto quedó tal y como se muestra en la Figura 41.

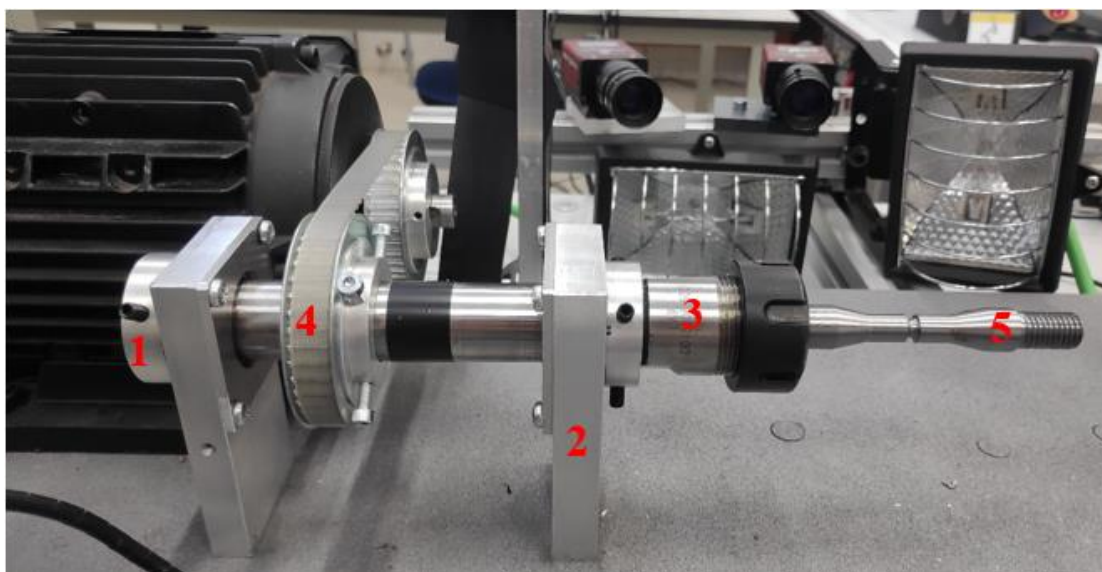


Figura 41: Conjunto formado por topes (Marca 1), soporte con rodamientos (Marca 2), Portaprobetas (Marca 3), Polea (Marca 4) y probeta (Marca 5)

Para poder anclar los soportes con los rodamientos en el que irá introducido el portaprobetas, se tuvo que realizar nuevos agujeros en la plancha de acero. Primero se dibujó la distribución en planta en Inventor (se adjuntará en el anexo) después se desmontó toda la máquina dejando solo la plancha de acero para poder trasladarla al taller de mecánica donde estaba la máquina necesaria para hacer los agujeros (Figura 42). Aprovechando que ya se habían realizado los agujeros, se taparon los que ya no hacían falta (Figura 43) y se pintó la plancha de acero con un color más actual (Figura 44).



Figura 42: Realización de los agujeros en la plancha de acero en el taller de mecánica.



Figura 43: Proceso tapado de agujeros que no son necesarios

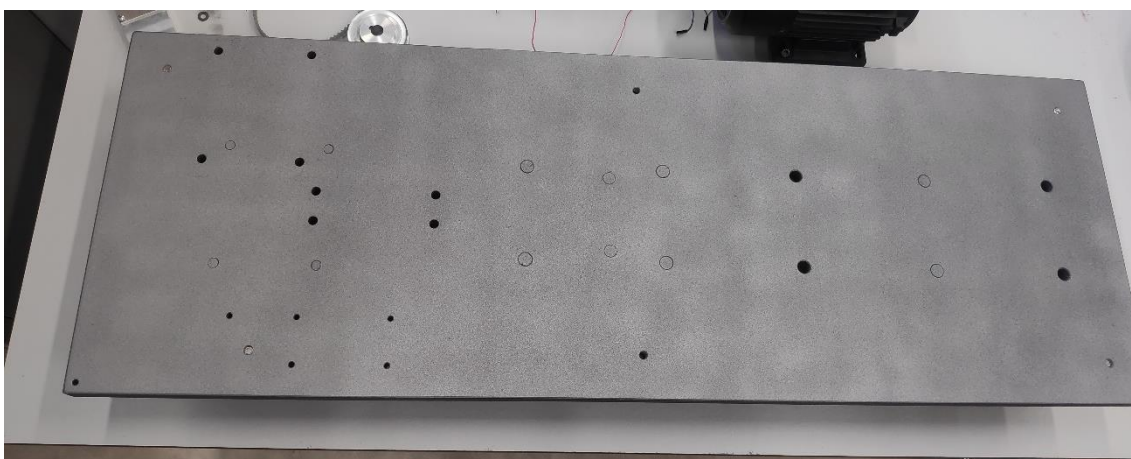


Figura 44: Plancha de acero pintada con un color más actual

Los planos de las nuevas probetas, así como los de los soportes con rodamientos y los topes serán adjuntados en el apartado específico de planos.

5.2.2 Sujeción del rodamiento en el que apoya el brazo soporte para pesas

Uno de los problemas que tenía la máquina, era que el tornillo que sujetaba el rodamiento en el cual se apoyaba el brazo soporte para las pesas se desenroscaba durante el transcurso del ensayo por lo que se podría desplazar, modificando el momento ejercido sobre la probeta y haciendo nulo el ensayo. (Figura 45)



Figura 45: Tornillo (Marca 1) y rodamiento en el que va apoyado el brazo para las pesas (Marca 2)

Como solución a este problema, se modificó la polaridad en el variador (cambiando de posición cable marrón y gris en Figura 46) de modo que cambiara el sentido de giro del motor para así conseguir el efecto contrario. Cada vez que la probeta gira, se aprieta más el tornillo por lo que ya no se tendría que apretar haciendo palanca antes de comenzar el ensayo, pues con un simple apriete de manos, el tornillo no se desenroscaría durante el ensayo.



a)



b)

Figura 46: Cambio de polaridad original (a) a disposición final con el cambio de sentido de giro (b)

5.2.3 Modificación programa Arduino para resetear contador

Como se ha mencionado, con la configuración original, para poner el contador que controla las revoluciones que daba la probeta a cero, se tenía que pulsar el botón reset del Arduino (Figura 47). Con esto se consigue resetear el contador, pero es mucho más lógico y menos dañino para el Arduino crear un pulsador externo cuya función sea la de reiniciar el contador sin tener que resetear el Arduino. En base a esta idea se modificó el programa instalado.

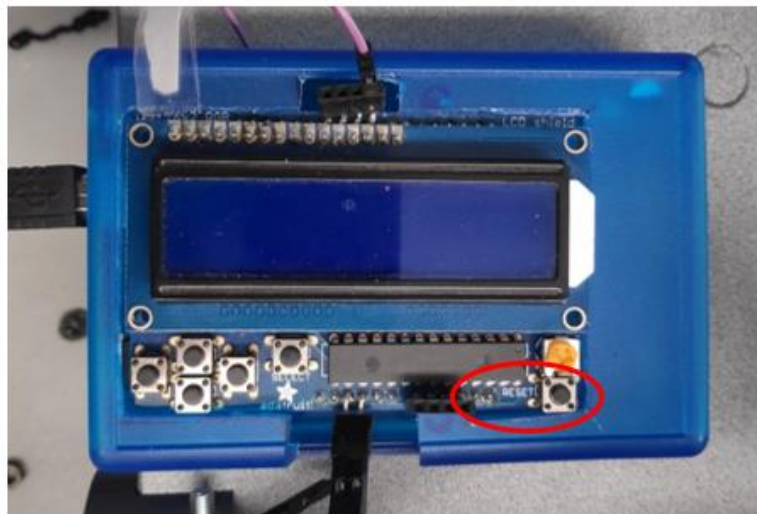


Figura 47: Arduino conectado a pantalla LCD

Primero se cambió el programa base para que, al detectar el estímulo de un pulsador, pusiera el contador a cero, independiente de que si la maquina estuviera o no en funcionamiento. Una vez modificado el programa se diseñó un circuito sencillo (Figura 48) para implementar un botón de reseteo el cual estaba formado por una resistencia de 4.7 k Ω (Se escogió este valor pues era necesario un valor de resistencia alto para impedir que la corriente pasara por esa parte del circuito al accionar el pulsador) y el propio pulsador. Tras modificar el programa y crear el circuito se hicieron las respectivas pruebas y modificaciones pertinentes hasta que el pulsador funcionó correctamente. (Figura 49)

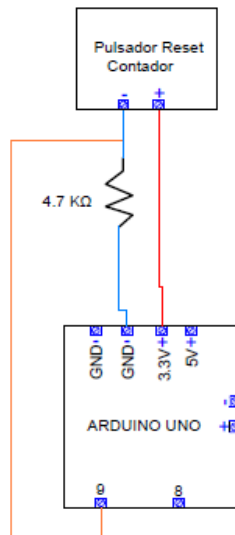


Figura 48: Circuito eléctrico Reset contador

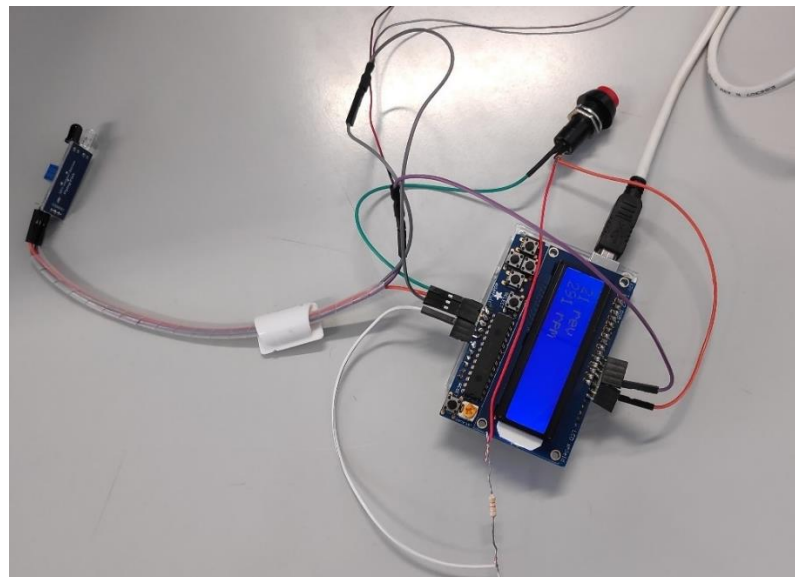


Figura 49: Pruebas realizadas al Arduino para comprobar el correcto funcionamiento del pulsador.

El programa modificado del Arduino será adjuntado en los anexos.

5.2.4 Modificación programa Arduino para correlación digital imágenes

Como parte de la actualización de la máquina de fatiga, se ha intentado realizar una correlación de imágenes a las probetas mientras que eran ensayadas para poder ver la grieta que se forma previa a su rotura. Conforme estaba la máquina originalmente, no se consiguió que las cámaras hicieran las capturas de las imágenes en el mismo lugar de la probeta y tras una serie de pruebas, se demostró que esto era debido a la velocidad de procesamiento del

Arduino, ya que no siempre tardaba lo mismo en comandar la señal para realizar las capturas. Por este motivo se decidió modificar el programa original, eliminando esta parte del código de modo que los estímulos enviados por el sensor infrarrojo pasaran directamente a las cámaras sin la necesidad del procesamiento del Arduino, eliminando esta posible variabilidad en el tiempo de procesamiento consiguiendo así hacer las capturas de las imágenes en la zona deseada de la probeta. En definitiva, la señal de trigger era comandada por hardware y no por software.

5.2.5 Creación de caja de mando

Debido a la posibilidad de rotura de la probeta mientras que se hacía una lectura del contador de revoluciones, así como una mejora en la organización del cableado y un aumento de la seguridad en general a la hora de realizar un ensayo. Se decidió crear una caja de mando que incluyera en un mismo sitio, la puesta en marcha de la máquina, el regulador de velocidad, la activación de la cámara, así como la disposición del pulsador creado para resetear el contador de modo que se tuviera acceso a cada uno de estos elementos de forma remota, alejados de la máquina de fatiga.

Una vez comprobado que la máquina funcionaba correctamente, que el pulsador reseteaba el contador, y que las cámaras realizaban las capturas de las imágenes en el mismo lugar de la probeta, se volvió a desarmar toda la máquina comenzando así el proceso de la fabricación de la caja de mando.

Primero se planteó la distribución de cables que tendría que tener la caja de mando para poder alimentar toda las entradas y salida del Arduino, sensor infrarrojo, interruptor de final de carrera, variador, regulador de velocidad y cámaras (la distribución de cables se adjuntará en el anexo). También se pensó como podía alimentarse todo el conjunto de manera que se pudiera introducir todo el cableado en una misma manguera (Figura 50) por lo que se desarmó un ordenador para poder utilizar su fuente de alimentación. Para poder utilizar tal fuente, se necesitaba realizar un cortocircuito en la fuente para que se pudiera utilizar sin que estuviera conectado el ordenador. Tras una primera prueba se determinó que la fuente utilizada estaba rota, por lo que se volvió a desmontar un nuevo ordenador en el que este ya si funcionaba la fuente de alimentación.



Figura 50: Manguera utilizada para la distribución de cables

Una vez solucionado este problema, lo siguiente que se pensó era como se podía conectar las cámaras a la máquina de fatiga de modo que se pudiera implantar en nuestra caja de mando. En la configuración original, para poder utilizar las cámaras, se usaba un dispositivo que, mediante un transistor BC 547, permitía que una señal de trigger de bajo voltaje, pudiera comandar una señal de trigger de 5V sin caída de tensión, que es lo que suelen precisar las cámaras (Figura 51). Como la idea de este proyecto, era tener todo lo necesario para realizar el ensayo en una misma caja de mando, se replicó cada uno de los componentes de esta caja para así introducirlos en nuestra caja de mando. (Figura 52)

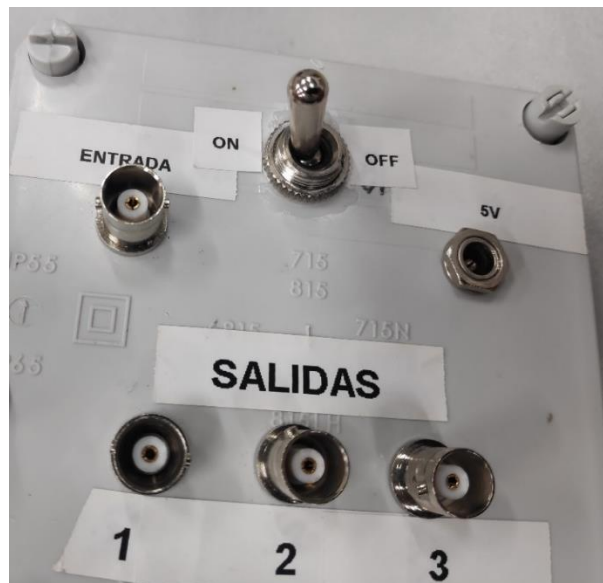


Figura 51: Caja usada en la configuración original para conectar las cámaras.

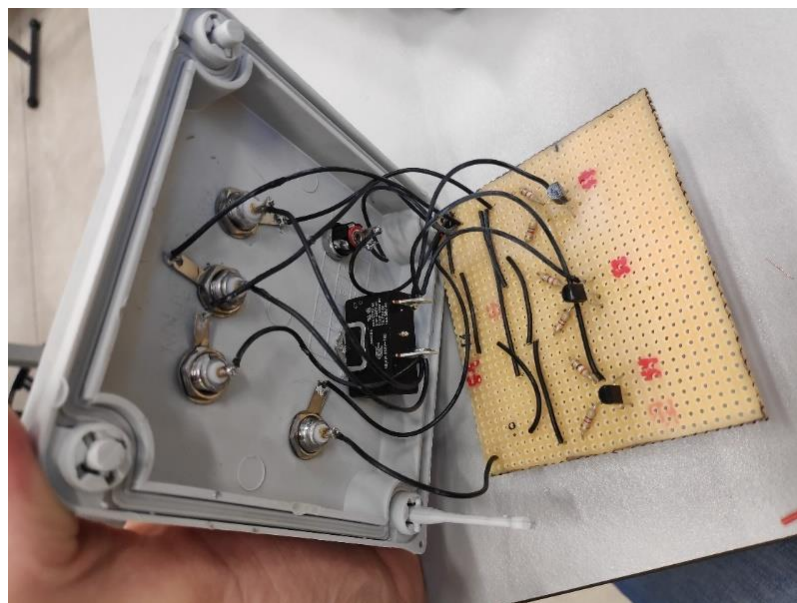


Figura 52: Componentes de la caja de las cámaras que se replicaron en la caja de mando.

Teniendo ya la fuente de alimentación y replicada la caja de las cámaras, el siguiente paso fue ir conectando cada uno de los 12 cables que formaban la manguera. Cada cable se cortaba por separado, se colocaba en sus dos extremos un termoretractil para asegurar su aislamiento y se comprobaba que la conexión estaba realizada correctamente mediante un polímetro.

El resultado final de la caja de mando se aprecia en la Figura 53. Como se puede ver, se ha conseguido lo que se planteó al inicio de este proyecto, la utilización de una caja de mando remota en el que se incluyera en un mismo espacio, la puesta en marcha de la máquina, el variador de velocidad, la activación de las cámaras, el pulsador para resetear el contador de revoluciones y la pantalla LCD acoplada al Arduino pudiendo hacer una lectura de la velocidad de giro de la probeta así como las revoluciones que lleva y todo esto alejado de la máquina (la manguera tiene una longitud de 2 metros) mejorando la seguridad en el ensayo.



Figura 53: Resultado final de caja de mando

Para poder colocar el final de la manguera (Marca 1 Figura 53) en la máquina de fatiga se creó una chapa de policarbonato la cual se anclaba a la máquina mediante dos tornillos (Figura 54). Su uso cumplía dos objetivos, colocar el final de la manguera, así como la entrada de la cámara.

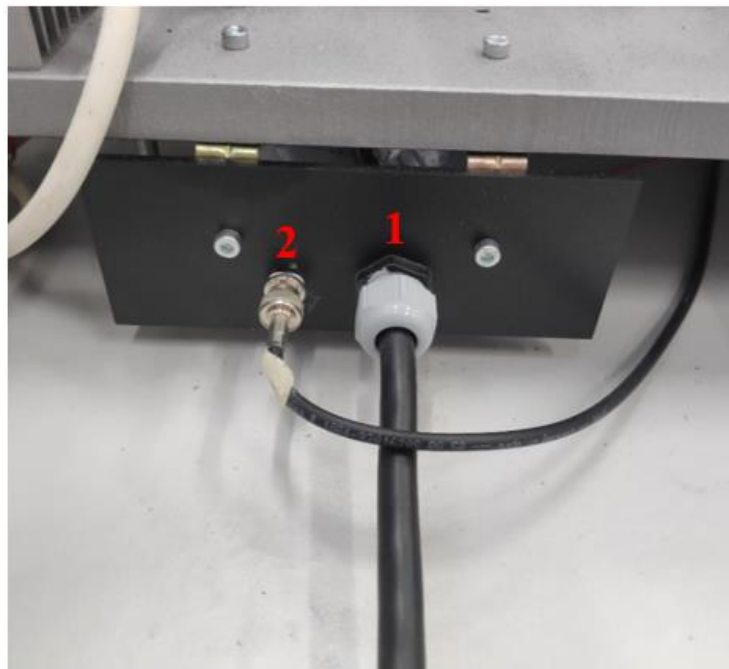


Figura 54: Chapa de policarbonato creada para acoplar el final de la manguera (Marca 1) y la entrada de la cámara (Marca 2)

6. MATERIALES UTILIZADOS

En el apartado 4.3 de este documento se explicó la normativa necesaria para la realización de las probetas utilizadas en el ensayo de fatiga. Una vez conocida la normativa, se procede a mencionar el proceso de elaboración de las probetas, y el material utilizado, así como su composición química.

6.1 Probetas

Para la realización de los ensayos de fatiga, se han utilizado probetas de tres tipos, de reloj de arena, planos paralelos y planos paralelos con entalla, todas ellas normalizadas. Las dimensiones de cada probeta serán adjuntadas en el apartado de planos de este trabajo.

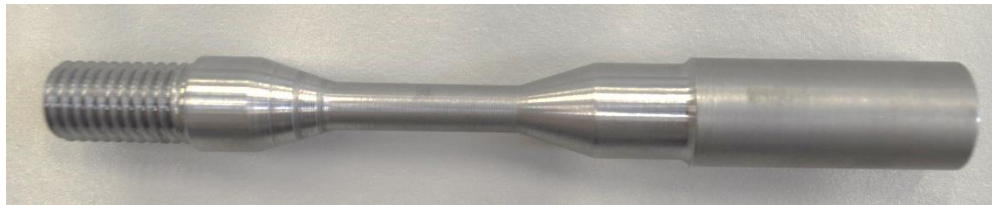


Figura 55: Probeta de planos paralelos



Figura 56: Probeta de reloj de arena



Figura 57: Probeta de planos paralelos con entalla

Estas probetas han sido realizadas por la empresa Mecanizados Linares mediante un proceso de colada utilizando para ello probetas de acero F-114. Se escogió este acero entre otros debido a su relación calidad precio ya que el escoger un acero de mejor calidad hubiera incrementado el presupuesto y para lo que se va a utilizar la máquina, la realización de prácticas en la asignatura de Diseño de Máquina, era suficiente la calidad que ofrecía este

acero. Si para un futuro se utilizara esta máquina para realizar alguna investigación, si se tendría que valorar la opción de coger uno de mejor calidad.

La composición química final obtenida en cada una de las probetas viene dada por el certificado de calidad de la empresa (Tabla 8)

Composición Química %									
Colada	C	MN	SI	P	S	AL	CR	NI	MO
117535	0,450	0,745	0,253	0,013	0,022	0,004	0,117	0,085	0,020
	N	CU							
	0,007	0,182							
	CR MO NI								
	0,222								

Tabla 8: Composición química del acero empleado para fabricar las probetas.

Una vez fabricadas las probetas, se procedió a la realización de diferentes ensayos mecánicos recogiendo los resultados en la Tabla 9.

Ensayos Mecánicos									
	Prueba de tracción EN 10002-1				Dureza	Resiliencia EN 10045-1			
	Rp0,2	Rm	A	Z	Dureza	R1-R2-R3	Media	T	Entalla
	N/mm2	N/mm2	%	%	HB				
	502,000	717,000	33,68	35,50	206,00				

Tabla 9: Resultado de los mecánicos realizados a las probetas.

6.2 Banco de ensayo definitivo

Una vez desarrollado las diferentes soluciones ofrecidas para los problemas planteados en la configuración inicial de la máquina y haber detallado las probetas utilizadas durante los ensayos, queda definir los elementos que consta el banco de ensayos definitivo para este proyecto.

Los elementos del banco de ensayo son los siguientes:

- Motor eléctrico trifásico cuyo objetivo principal es hacer girar la probeta durante el ensayo (Marca 1 Figura 58)
- Variador de frecuencia de la marca Telemecanique Altivar 11, el cual controla la velocidad de giro de la probeta, regulando el voltaje determinado por el controlador de velocidad implantado en la caja de mandos. (Marca 2 Figura 58)
- Placa Arduino Uno la cual controla las revoluciones que da la probeta hasta su rotura y ofrece información de la velocidad de giro de la probeta (Marca 3 Figura 58)

- Soporte para las pesas, compuesto por un brazo articulado apoyado en el extremo de la probeta. (Marca 4 Figura 58)
- Interruptor final de carrera de la marca Omron, el cual está conectado al variador de frecuencia para que al ser accionado pare el funcionamiento del motor. (Marca 5 Figura 58)
- Sensor infrarrojo FC-51 (Marca 6 Figura 59)
- Soporte para el sensor infrarrojo (Marca 7 Figura 60)
- Dos cámaras de la marca Allied las cuales permitirán realizar la correlación digital de imágenes con el fin de observar la grieta formada en la probeta (Marca 8 Figura 60)
- Soporte regulable para las cámaras, con focos de iluminación. (Marca 9 Figura 60)
- Banqueta que sujeta el brazo para las pesas cuando rompe la probeta, al que se le incorpora el interruptor final de carrera. (Marca 10 Figura 58)
- Ordenador que recoge las capturas de las imágenes para poder realizar la correlación digital de imágenes. (Marca 10 Figura 60)
- Caja de mando en el que se incluye la puesta en marcha, regulador de velocidad, activación de cámaras, Arduino UNO y pulsador para resetear el contador (Marca 12 Figura 58)

Cabe destacar que ciertos elementos de la configuración original de la máquina se han aprovechado para este montaje, tal y como explicaré en el siguiente apartado.



Figura 58: Banco de ensayos

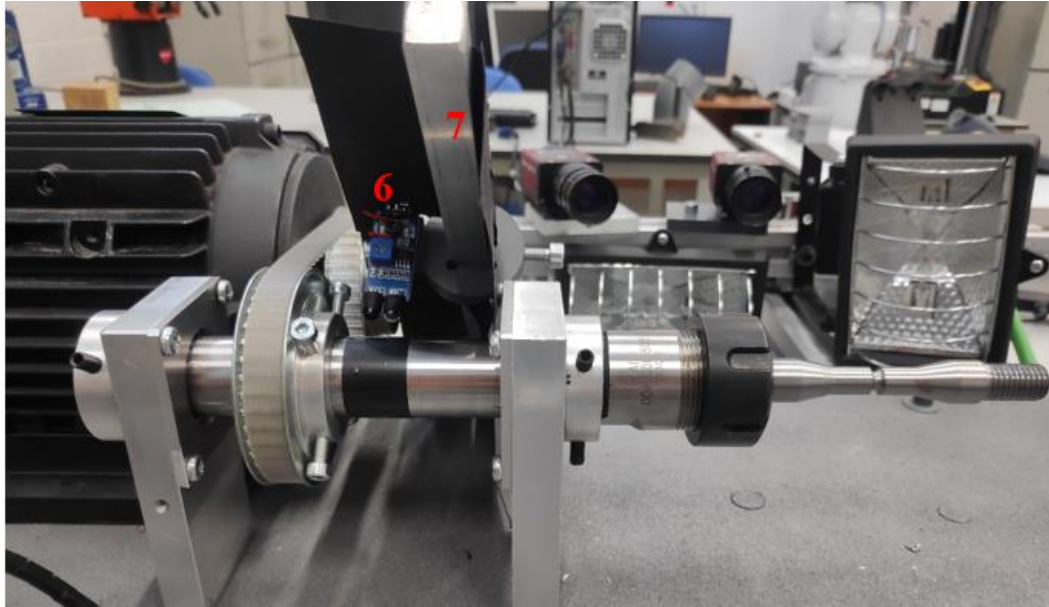


Figura 59: Banco de ensayos

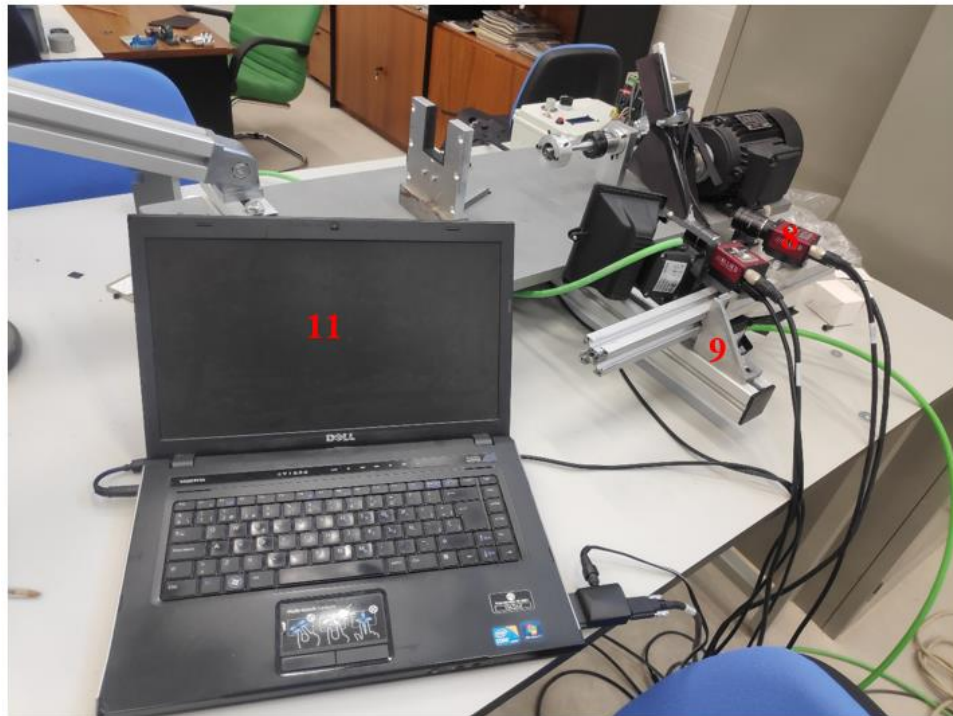


Figura 60: Banco de ensayos

6.3 Elementos aprovechados de la configuración original

Este Trabajo de fin de Grado ha sido una actualización de la máquina de fatiga, donde se ha intentado mejorar y subsanar los problemas originales que impedían el funcionamiento correcto de la máquina. Como se ha podido ver, se han modificado elementos de la configuración original y se han creado otros nuevos, pero, también se han aprovechado otros

cuyo funcionamiento era adecuado. En este apartado del trabajo se hablará de esos elementos reutilizados.

6.3.1 Pesas

Para la realización de los ensayos se disponen de pesas de 10 a 2 kg

6.3.2 Soporte para pesas

El soporte para las pesas, se diseñó en la configuración original. Consiste en un brazo móvil fijado en un extremo del banco de ensayos y apoyado en el voladizo, concretamente en el rodamiento colocado en el extremo de la probeta, de manera que se evite ejercer momento sobre las pesas. (Figura 61)

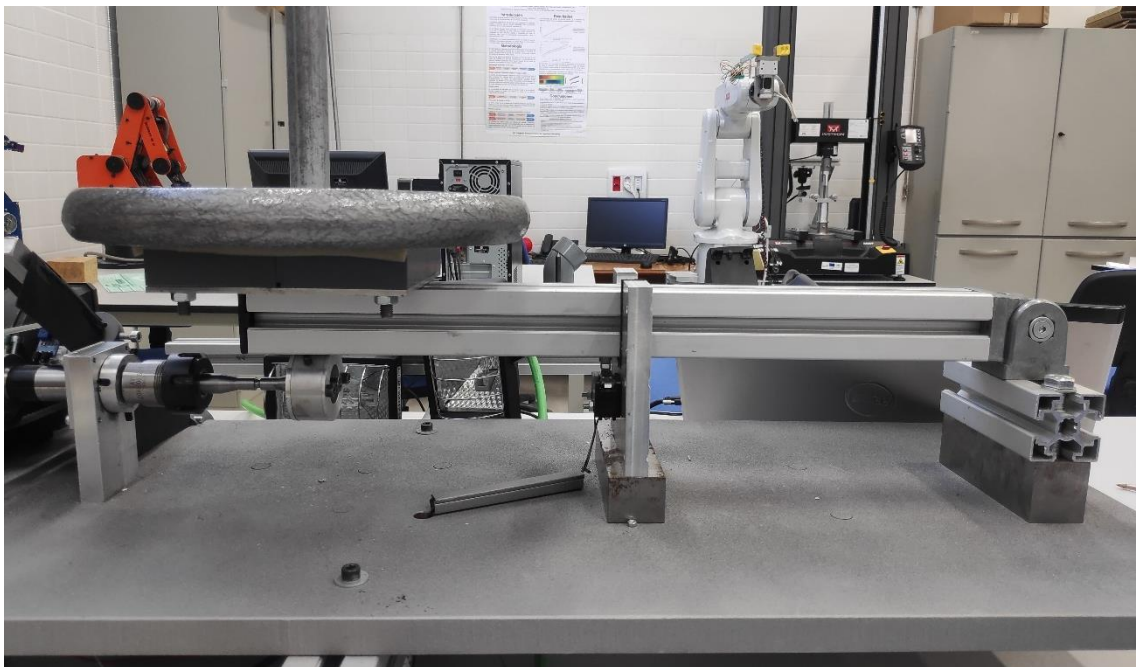


Figura 61: Soporte para pesas

Cuando finaliza el ensayo, la probeta rompe y el brazo móvil que forma el soporte para las pesas cae sobre la bancada. Aprovechando la caída, se colocó el interruptor de final de carrera que parase el motor.

Hay que tener en cuenta que el peso ejercido sobre la probeta no vendrá dado exclusivamente por las pesas, ya que el soporte aplica una carga adicional que ha sido medida en 2 kg.

6.3.3 Contador de revoluciones

Tanto el control de la velocidad a la que gira la probeta como el número de revoluciones que da esta hasta su rotura está controlado por el Arduino UNO. Como ya se explicó en el apartado 5.2.3 de este trabajo, se modificó el programa instalado para que reseteara el contador mediante un pulsador externo, sin embargo, la parte del código que se encarga de calcular la velocidad a la que gira la probeta no se modificó, pues se comprobó con un tacómetro que la velocidad que marcaba el Arduino era correcta, con un pequeño margen de error, por lo que se decidió no modificar este aspecto.

Para poder medir la velocidad y las revoluciones dadas por la probeta se han necesitado los siguientes elementos:

- Placa Arduino Uno
- Sensor infrarrojo FC-51
- Pantalla LCD RGB de la marca Adafruit

La programación del Arduino está basada en la información que recoge el sensor infrarrojo. Se colocó una pegatina reflectante en el portaprobetas de modo que el sensor se excita al reflejarse su propia luz en la pegatina (Figura 62). Cada vez ocurre esto, se suma una vuelta al contador y se calcula el tiempo que tarda en volverse a excitar obteniendo velocidad que gira la probeta (Figura 63)

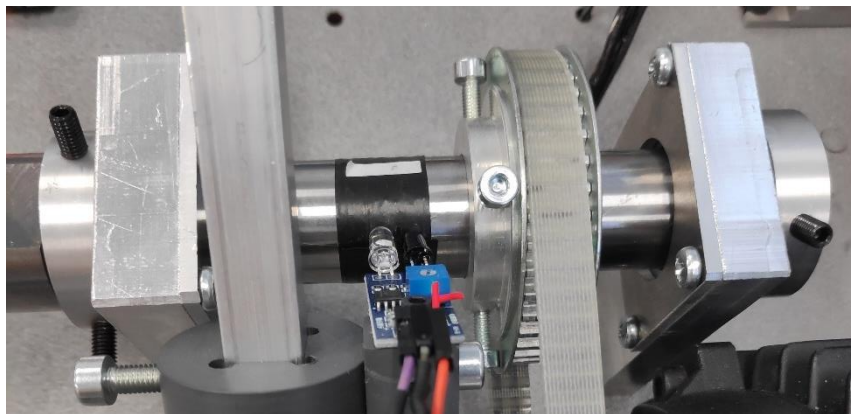


Figura 62: Sensor infrarrojo junto a pegatina reflectando adherida al portaprobetas.



Figura 63: Funcionamiento del contador de revoluciones (dato superior) y medida de la velocidad de la probeta (dato inferior).

6.3.4 Soporte para el contador de revoluciones

Este soporte fue creado para la configuración original de la máquina. Para sujetar el sensor infrarrojo se creó un brazo articulado que a su vez lleva incorporado un soporte articulado y deslizante en su extremo tal y como se muestra en la Figura 64. Este diseño permite ajustar el ángulo de enfoque, altura y cercanía a la pegatina reflectante. [26]

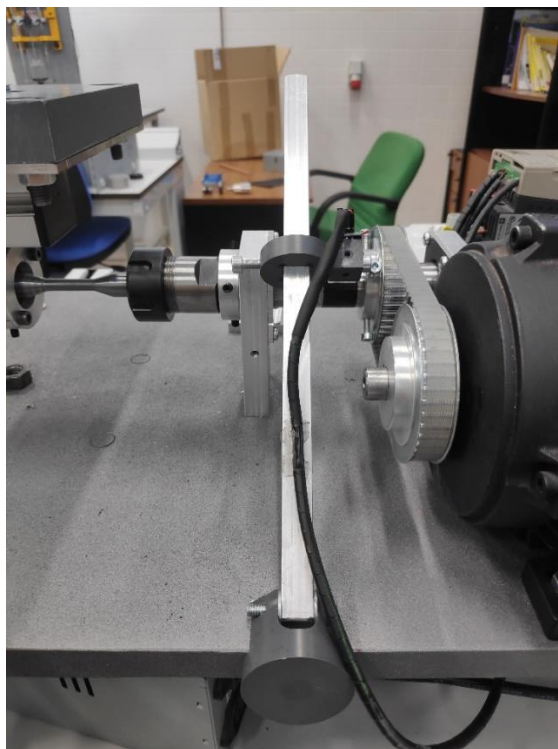


Figura 64: Brazo articulado con soporte que sujeta el sensor infrarrojo.

6.3.5 Interruptor final de carrera

Uno de los elementos de la configuración original que mejor funciona y más práctico resulta utilizar es el interruptor final de carrera. Se colocó justo debajo del brazo soporte para las pesas de modo que cuando la probeta rompiese, el brazo descendía y activaba el interruptor, parando el motor y obteniendo el número de revoluciones que ha dado la probeta hasta su rotura.

Como he mencionado, la colocación en ese lugar del interruptor, así como su conexión con el variador de velocidad ajustable y su programación fue realizado en el Trabajo de fin de Grado anterior. Por lo que me basaré en la explicación de componente con el documento del trabajo anterior.

Para programar el interruptor se siguió la guía de usuario Altivar 11 [27]. Primero se procedió a conocer los terminales de control y las funciones y especificaciones eléctricas:

Terminal	Función	Especificaciones eléctricas
RC RA	Contacto del relé de falla (se abre si hay una falla o si el variador está apagado)	Capacidad de conmutación mínima: 10 mA para 24 V $\overline{\text{cd}}$ (cd) Capacidad de conmutación máxima: • 2 A para 250 V- (ca) y 30 V $\overline{\text{cd}}$ (cd) en la carga inductiva Constante de tiempo = 0,4 – (inductancia / resistencia) = 7 ms • 5 A para 250 V- (ca) y 30 V $\overline{\text{cd}}$ (cd) en la carga resistiva Constante de tiempo = 1– (inductancia / resistencia) = 0
0 V	Común para las entradas/salidas lógicas	0 V
AI1	Entrada analógica de tensión o corriente	Entrada analógica de 0 a 5 V o 0 a 10 V (30 V como máximo): • Impedancia: 40 k Ω • Resolución: 0,4% • Precisión, linealidad: $\pm$ 5% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx. Entrada analógica de 0 a 20 mA o 4 a 20 mA: • Impedancia: 250 Ω (sin resistencia externa) • Resolución: 0,4% • Precisión, linealidad: $\pm$ 5% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.
+5 V	Fuente de alimentación para el potenciómetro de referencia: 2,2 a 10 k Ω	• Precisión: 0–5% • Corriente máxima disponible: 10 mA
DO	Salida (puede configurarse como salida analógica o lógica)	Salida analógica • Salida analógica del colector abierto de PWM en 2 kHz • Tensión: 30 V máx. • Impedancia: 1 k Ω , 10 mA máx. • Linealidad: $\pm$ 1% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx. Colector abierto para la salida lógica • Tensión: 30 V máx. • Impedancia: 100 Ω , 50 mA máx. • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.

Figura 65: Terminales de control del programador del variador de frecuencia [26]

Terminal	Función	Especificaciones eléctricas
LI1 LI2 LI3 LI4	Entradas lógicas programables	• Fuente de alimentación de +15 V (máx. 30 V) • Impedancia de 5 kΩ • Lógica positiva: estado 0 si < 5 V, estado 1 si > 11 V • Lógica negativa: estado 1 si < 5 V, estado 0 si > 11 V o desconectada (gama A solamente) • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.
+15 V	Fuente de alimentación de las entradas lógicas	+15 V, $\pm$ 15% (con protección contra cortocircuitos y sobrecargas) Corriente máxima disponible: 100 mA

Figura 66: Terminales de control del variador de frecuencia (continuación). [26]

Una vez que se conocen los terminales donde se conectará el interruptor, se procede a la programación del variador. Primero se accede al menú FUn de funciones de aplicación (Figura 67) y una vez dentro de este menú al de StP (Figura 68) activando el parámetro FCt de paro rápido. (Figura 69) [26]

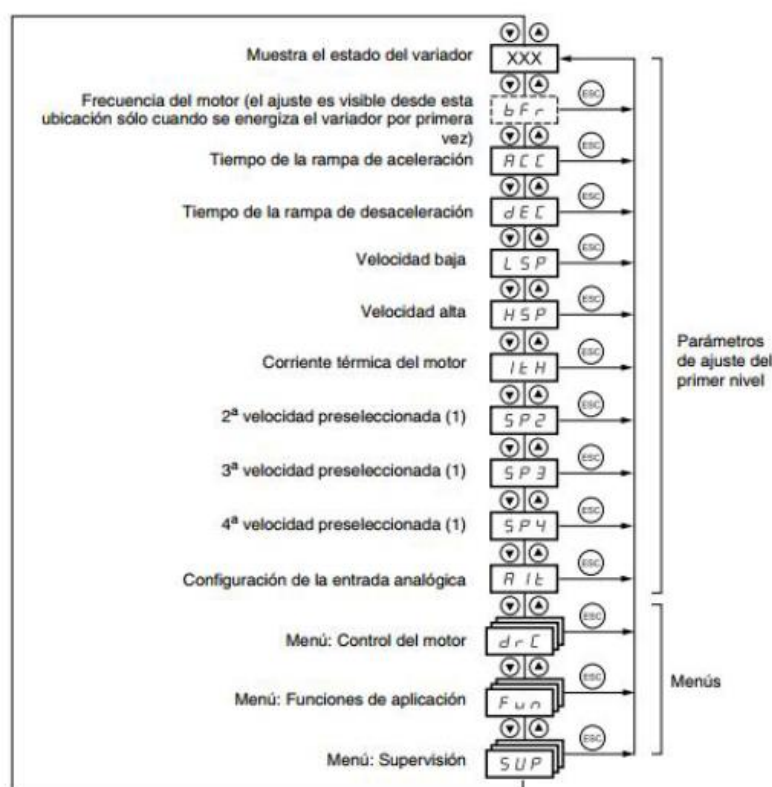


Figura 67: Menú del variador de frecuencia [26]

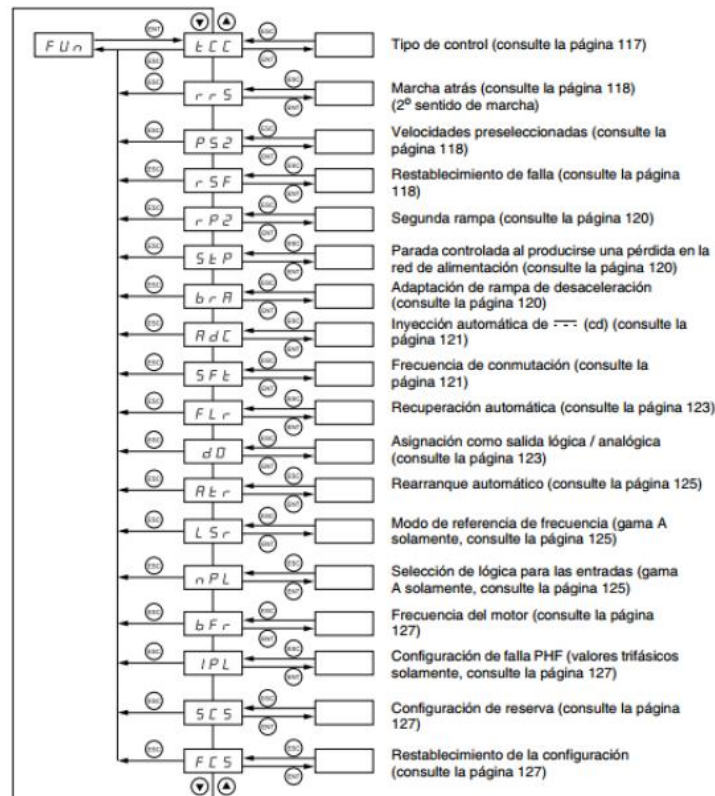


Figura 68: Menu-FUN: Funciones de aplicación del variador de frecuencia.[26]

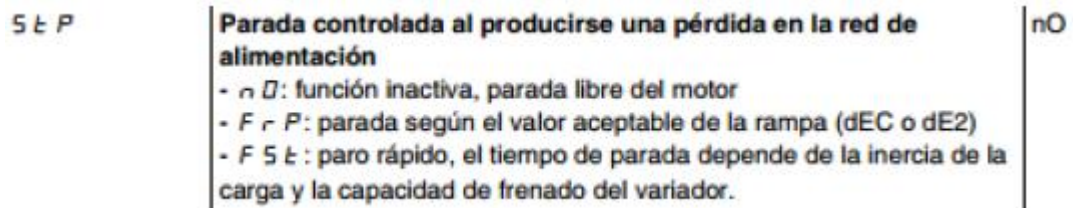


Figura 69: Parámetro del menú StP.[26]

Las conexiones del interruptor de fin de carrera con el variador de frecuencia se pueden ver en la Figura 70 y Figura 71. El cableado conectado al interruptor se hace en NC (normalmente cerrado) pasando el motor de 15 a 0V cuando se activa, parando el motor. [26]



Figura 70: Conexión final de carrera al variador de frecuencia. Marca 1 corresponde a la toma de tierra 0V y la Marca 2 15V [26]

6.3.6 Soporte para el final de carrera

Este será el último componente del banco de ensayos que se ha aprovechado de la configuración original.

Se diseñó una bancada de acero que soportaría el peso del brazo de soporte de las pesas cuando la probeta rompiese (Figura 71). En esta bancada se ha colocado también el interruptor de fin de carrera de modo que se active cuando descienda el brazo articulado. [26] (Figura 72)

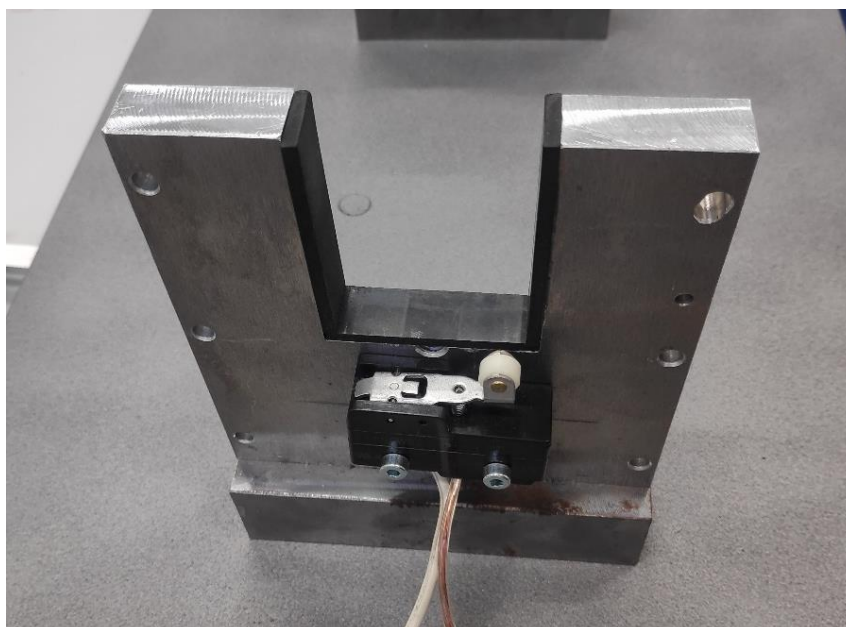


Figura 71: Soporte para el final de carrera

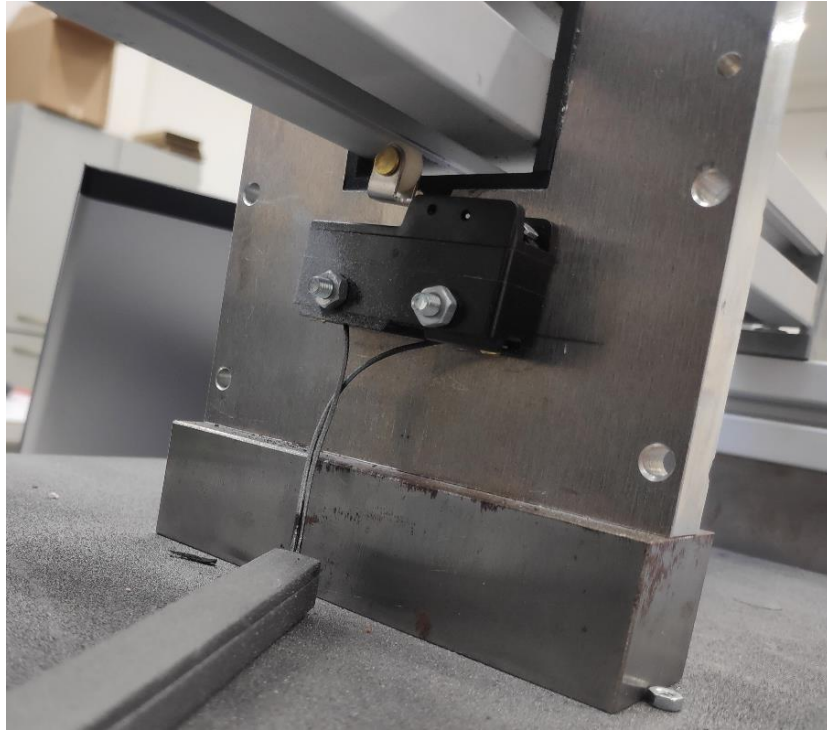


Figura 72: Interruptor final de carrera acoplado a la bancada

6.4 Cámaras

En el apartado de las cámaras, la diferencia con respecto al trabajo original ha sido que se ha podido realizar la Correlación Digital de Imágenes (DIC) ya que la información dada por el sensor infrarrojo no se ha procesado en el Arduino, sino que se conectó la salida del sensor directamente a la entrada de la cámara, eliminando la latencia que se daba en el Arduino al procesar la información.

Se han utilizados dos cámaras de la marca Allied, para poder realizar DIC en tres dimensiones. La configuración de los parámetros de la cámara se ha realizado con el software AVT SmartView donde se ha ajustado el brillo, los modos de disparo y el balance de blancos entre otros parámetros, tomando como referencia una probeta con Speckle. En la figura 73 se puede ver la disposición de las cámaras con los focos de iluminación.

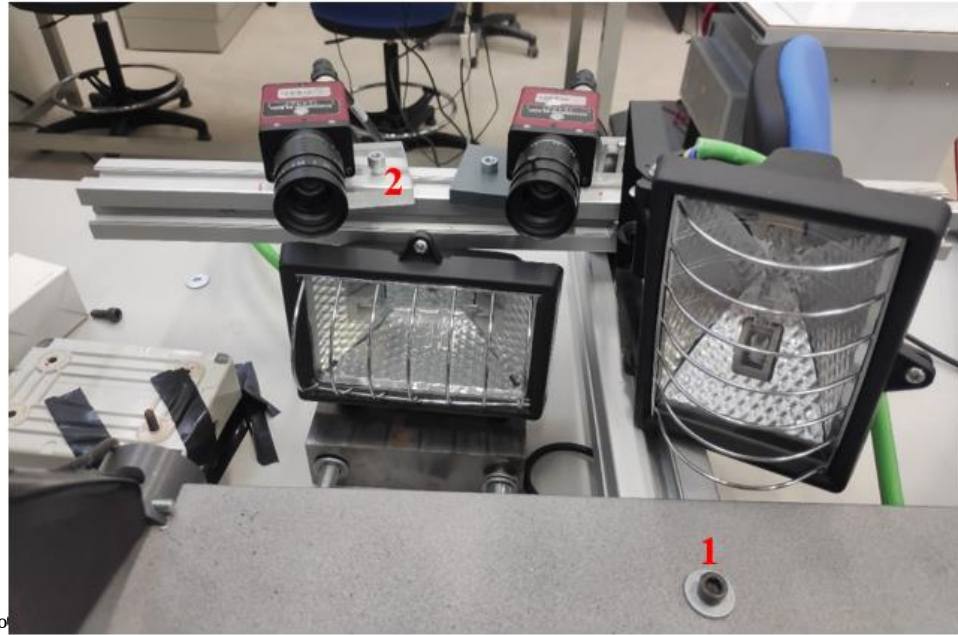


Figura 73: Cámaras de la marca cámaras Allied con los focos de iluminación

6.5 Soporte para las cámaras

Para el soporte de las probetas se ha utilizado parte del diseño en forma de T de la configuración original de la máquina (Figura 74). El soporte esta anclado al banco de ensayos (Marca 1 Figura 73), pudiéndose acercar o alejar las cámaras con respecto a la probeta para mejorar la nitidez y el enfoque. Se ha utilizado dos bases (una de metracrilato y otra de plástico) atornilladas a la base de las probetas permitiendo girar las cámaras sobre si mismas (Marca 2 Figura 73). Con la nueva configuración se ha implemetado un cuña que permite inclinar la base en la que esta dispustas las probetas así como regular su altura. (Figura 75)



Figura 74: Diseño original en forma de T [26]

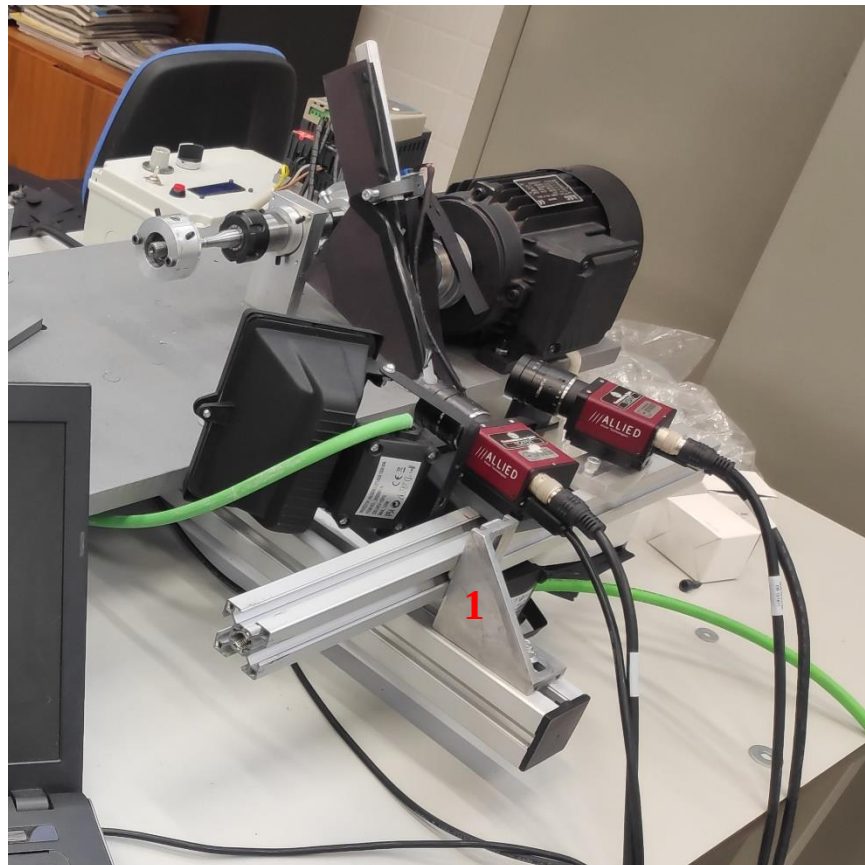


Figura 75: Nueva configuración del soporte para las cámaras con la implementación de una cuña (Marca 1) para regular inclinación y altura.

7. METODOLOGÍA

7.1 Cálculos teóricos

Antes de comenzar con los métodos analíticos que ofrecerán el número de ciclos que aguantará cada probeta durante los ensayos de manera teórica hay que tener en cuenta algunos conceptos.

La tensión que experimenta la probeta a lo largo del ensayo será de flexión (por la presencia de la carga en el extremo de la probeta) y torsión (por el rozamiento que quiere impedir que la probeta siga girando). Sin embargo, la tensión que experimenta la probeta en su extremo es mucho mayor que el rozamiento por lo que la torsión es prácticamente despreciable frente a la flexión que experimenta la probeta.

En los ensayos de fatiga se estudia el número de ciclos que aguanta cada probeta hasta su rotura a fatiga. El rango de carga de cada probeta estará determinado por el diagrama S-N (Figura 6) el cual muestra la tensión en función del número de ciclos.

La ordenada del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga S_f que se debe siempre acompañar por su número de ciclos correspondientes N . [1]

En aceros se produce un cambio brusco en la dirección de la gráfica S-N (vida infinita) donde más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio en la gráfica se llama límite de resistencia S_e y se sitúa en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos. [1]

El límite inferior correspondiente desde $N=1$ hasta $N=1000$ ciclos por lo general se clasifican como fatiga de bajos ciclos. [1]

A continuación, procedo al cálculo del límite superior ($f \cdot S_{ut}$) e inferior (S_e) necesarios para poder graficar el diagrama S-N.

El límite superior del diagrama es la resistencia última S_{ut} multiplicada por la fracción de resistencia a fatiga f cuyo valor viene determinado por la Figura 76.

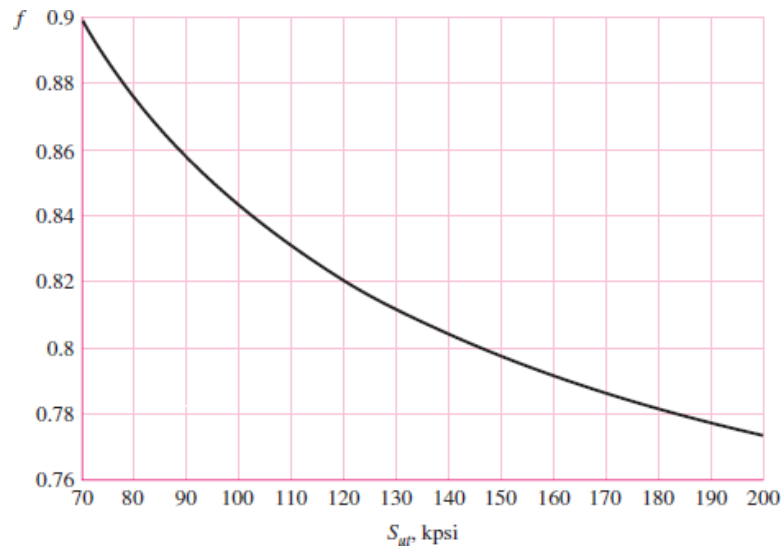


Figura 76: Fracción de resistencia a la fatiga f [1]

El valor de resistencia última del acero empleado en la fabricación de las probetas es de 717 MPa que equivalen a 104 Kpsi. Introduciendo este valor en la Figura 75, obtenemos una fracción de resistencia a la fatiga de 0,84.

Por lo que el límite superior del diagrama S-N será:

$$f \cdot S_{ut} = 0.84 \cdot 717 \text{ MPa} = 602.28 \text{ MPa} \quad (31)$$

El límite inferior corresponde al límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (S_e), obteniendo su valor de la siguiente forma:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e \quad (32)$$

Se procede a calcular los factores de Marin que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Factor de superficie K_a

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (33)$$

Donde S_{ut} es la resistencia última mientras que los valores de a y b se encuentran en la Tabla 10:

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

Tabla 10: Parámetros en el factor de condición superficial de Marin [1]

Considerando el acabado superficial maquinado o laminado en frío el factor a es de 4,51 MPa y el exponente b es -0,265.

Por lo que el factor de superficie queda de la siguiente forma:

$$k_a = 4.51 \cdot 717^{-0.265} = 0.79 \quad (34)$$

Factor de tamaño K_b

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (35)$$

Para las probetas de planos paralelos y de reloj de arena se obtiene el siguiente factor de tamaño:

$$k_b = \left(\frac{7}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.009 \quad (36)$$

Que para el caso de las probetas de planos paralelos con entalla será:

$$k_b = \left(\frac{6}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.026 \quad (37)$$

Factor de carga k_c

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión los límites de resistencia a fatiga difieren con S_{ut} . Se tomará un valor medio de factor de carga:

$$K_c = 1 \quad (38)$$

Factor de temperatura k_d

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (39)$$

Donde el valor de S_T/S_{RT} se obtiene de la Tabla 11:

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		

Tabla 11: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia la tensión del acero.[1]

Como nuestro ensayo se realiza a temperatura ambiente (20°C) el factor de temperatura es:

$$k_d = 1 \quad (40)$$

Factor de confiabilidad k_e

El factor de confiabilidad puede escribirse de la siguiente forma:

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad (41)$$

En la tabla 12 se muestran los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas:

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

Tabla 12: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [1]

Por lo que se obtiene un factor de confiabilidad de:

$$k_e = 1 \quad (42)$$

Una vez calculados los factores de Marin, se tiene que tener en cuenta el factor de concentrador de esfuerzos K_f para la probeta de planos paralelos con entalla

Factor de concentrador de esfuerzos

El valor de K_f se podrá obtener con la siguiente fórmula:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (43)$$

El valor q se obtiene de la Figura 77 sabiendo que la $S_{ut}=0,717$ GPa y que la entalla tiene un radio de 1,5 mm.

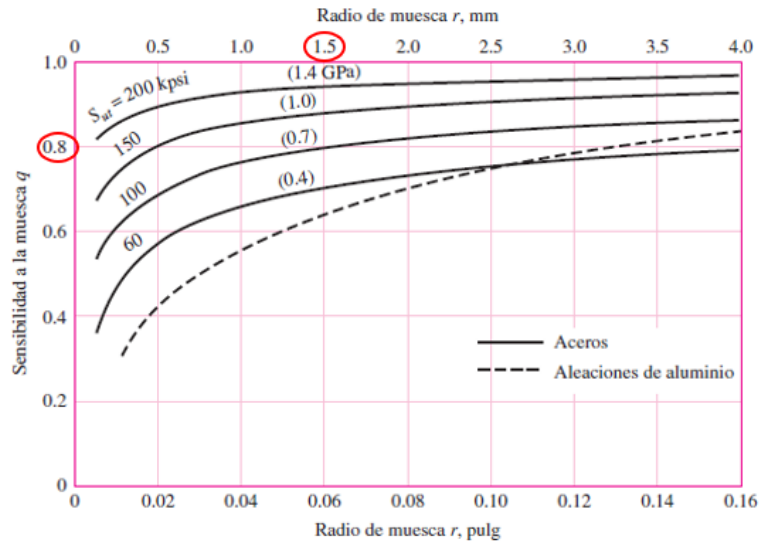


Figura 77: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [1]

Obteniendo así una sensibilidad a la muesca q de 0,8.

El valor de K_t se obtiene de la Figura 78 sabiendo que $\frac{r}{d} = \frac{1,5}{6} = 0,25$ y que $\frac{D}{r} = \frac{9}{6} =$

1,5

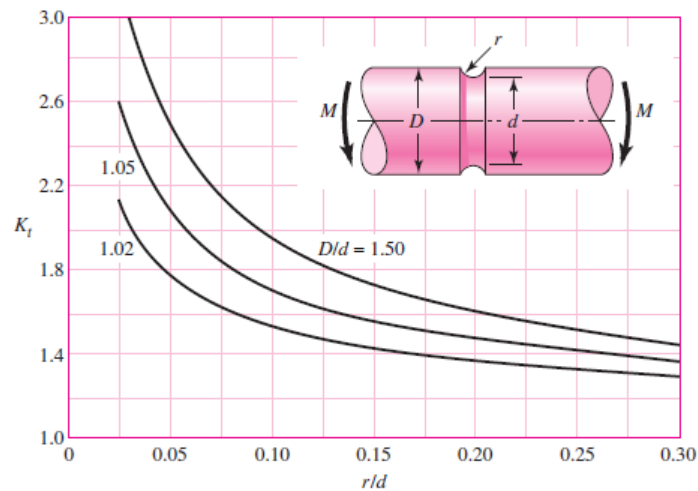


Figura 78: Barra redonda ranurada en flexión. $\sigma_0 = \frac{Mc}{I}$, donde $c = \frac{d}{2}$ y $I = \frac{\pi d^4}{64}$ [1]

Observando en la Figura 78 obtenemos un valor de k_t de 1,55 por lo que ya podemos calcular k_f :

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.8(1.55 - 1) = 1.44 \quad (44)$$

Para las probetas de planos paralelos y de reloj de arena este factor tendrá un valor de 1 debido a que no tiene concentradores de esfuerzos.

Por último, se obtiene el valor del límite de resistencia a fatiga en viga rotatoria S_e' :

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 717 = 358,5 \text{ MPa} \quad (45)$$

Una vez calculados todos los factores de Marin se puede obtener ya el límite de resistencia a la fatiga S_e . Para las probetas de planos paralelos y de reloj de arena valdrá:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \quad (46)$$

$$S_e = 0,79 \cdot 1,009 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 358,5 \text{ MPa} = 285,69 \text{ MPa}$$

En el caso de las probetas de planos paralelos con entalla obtenemos el siguiente valor:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \quad (47)$$

$$S_e = 0,79 \cdot 1,026 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 358,5 \text{ MPa} = 290,44 \text{ MPa}$$

Estos valores corresponden a los límites inferiores del diagrama S-N. La zona de interés para nuestros ensayos corresponde a una franja entre 10^3 y 10^6 ciclos, ya que a partir de 10^6 ciclos se considerará vida infinita.

A menudo, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes. En consecuencia, $F_{m\acute{a}x}$ y $F_{m\acute{i}n}$ en un ciclo de fuerza se emplea para caracterizar el patrón de la fuerza. Si la fuerza mayor es $F_{m\acute{a}x}$ y la fuerza menor es $F_{m\acute{i}n}$ se construye una componente uniforme y una alternante como sigue: [1]

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (48)$$

Donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a la componente de la amplitud de la fuerza.

Los valores de F_m y F_a para una fuerza aplicada serán:

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{(F \cdot 9,81 \text{ N}) + (-F \cdot 9,81 \text{ N})}{2} = 0 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{(F \cdot 9,81 \text{ N}) - (-F \cdot 9,81 \text{ N})}{2} \right| = F \cdot 9,81 \text{ N} \quad (50)$$

7.1.1 Variaci3n del momento flector, momento de inercia y tensi3n

Unos datos interesantes para el ensayo es valorar como varía el momento flector, momento de inercia y tensi3n para cada probeta en funci3n de c3mo nos alejamos del punto de aplicaci3n de la carga.

Antes de comenzar este análisis, se midi3 en el laboratorio la distancia desde el punto de aplicaci3n de la carga hasta el extremo más cercano de la probeta (Figura 79)

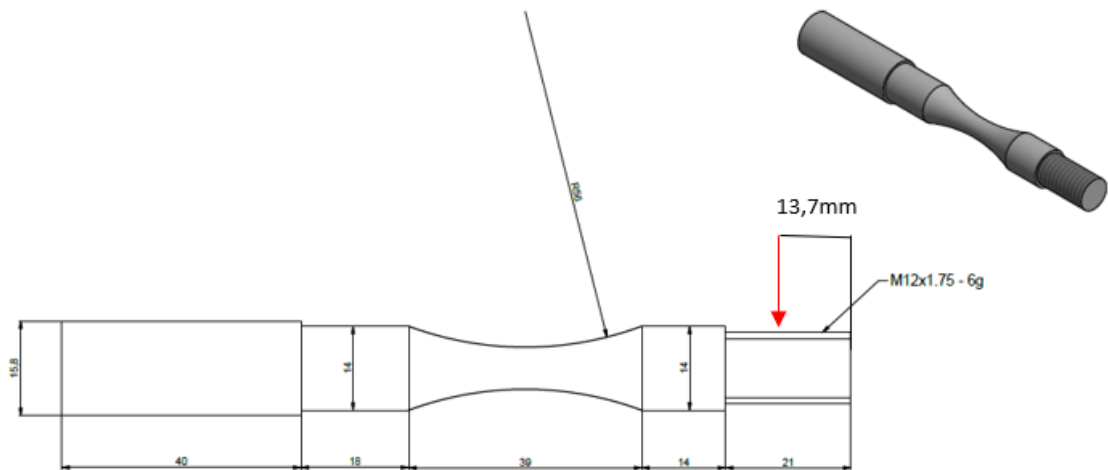


Figura 79: Representaci3n de la distancia de aplicaci3n de la carga medida desde el extremo más cercano de la probeta.

Una vez conocido este dato y tomando como valor de referencia el punto de aplicaci3n de la carga, se seleccionaron unos puntos de inter3s en cada probeta donde se calculará el momento flector, momento de inercia y la tensi3n soporta. El punto de la probeta donde exista mayor momento flector, menor momento de inercia y mayor tensi3n será el lugar donde rompa cada probeta.

- **Planos paralelos**

	Planos paralelos sin entalla				
Carga (kg)	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
30	11,8	14	3472,74	1885,74099	12,8910493
	21,8	10,5	6415,74	596,660235	56,4519521
	27,3	7	8034,39	117,858812	238,593658
	40,8	7	12007,44	117,858812	356,579532
	54,3	7	15980,49	117,858812	474,565407
	59,8	10,5	17599,14	596,660235	154,854437
	65,3	14	19217,79	1885,74099	71,3377557
	71,8	14	21130,74	1885,74099	78,4387574

Tabla 13: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de planos paralelos con una carga de 30 kg

Representado la variación del momento flector, momento de inercia y tensión a lo de la probeta para una carga de 30 kg obtenemos los siguientes resultados:

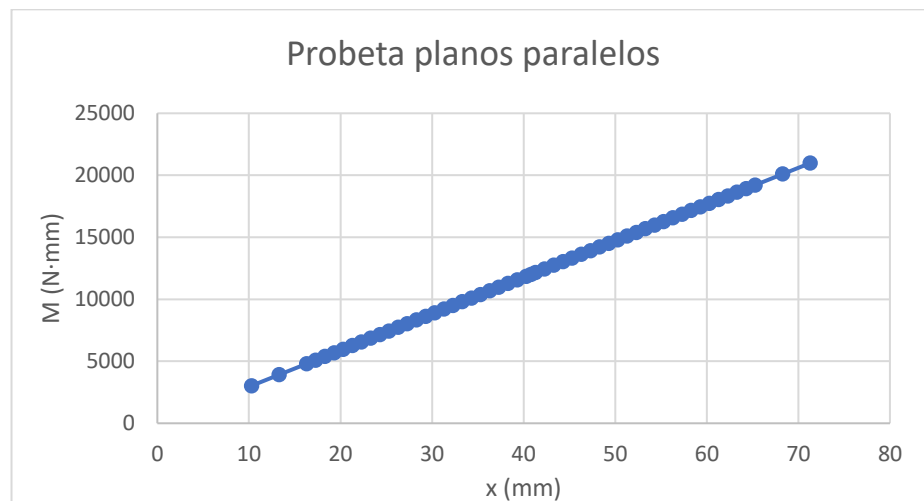


Figura 80: Momento flector frente a distancia en probeta planos paralelos con entalla

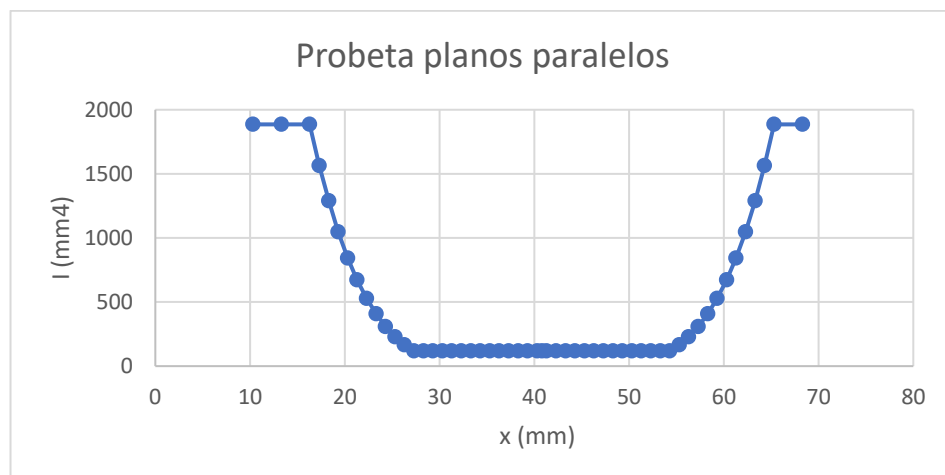


Figura 81: Momento de inercia frente a distancia en probeta planos paralelos con entalla

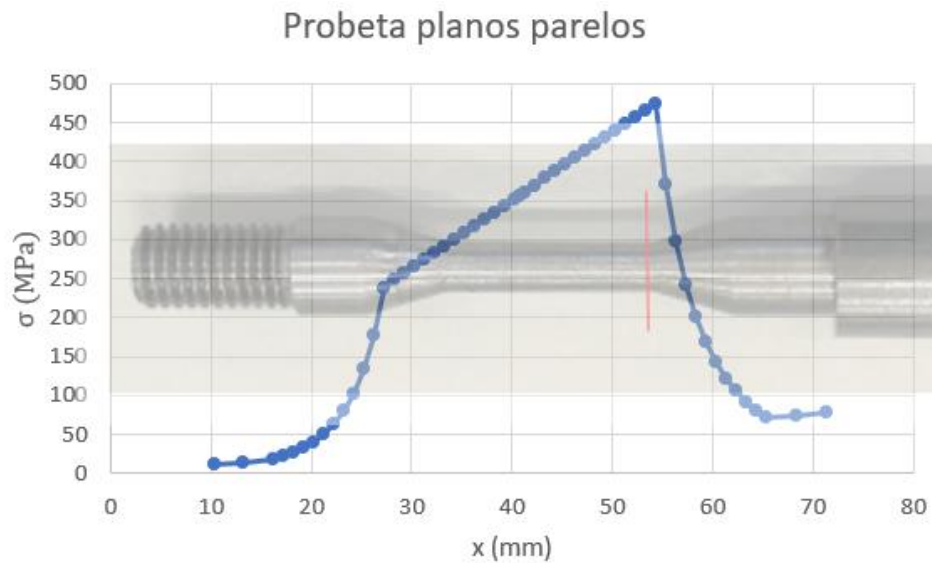


Figura 82: Tensión frente a distancia en probeta planos paralelos con entalla

Observando esta última gráfica vemos que la mayor tensión se da en el cambio de sección, punto donde coincide el mayor momento y la menor inercia. Se determinó que la probeta de planos paralelos sin entalla rompería por tanto a 54,3 mm de distancia desde el punto de aplicación de la carga.

- **Probeta de reloj de arena**

	Reloj de arena				
Carga (kg)	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
30	14,3	14	4208,49	1885,74099	12,8910493
	21,3	14	6268,59	1885,74099	23,2694364
	25,2	11,42	7416,36	834,899718	50,7215594
	29,1	9,46	8564,13	393,128423	103,040972
	33	8,08	9711,9	209,22585	187,529772
	36,9	7,26	10859,67	136,369228	289,072562
	40,8	7	12007,44	117,858812	356,579532
	44,7	7,26	13155,21	136,369228	350,177331
	48,6	8,08	14302,98	209,22585	276,180209
	52,5	9,46	15450,75	393,128423	185,898661
	56,4	11,42	16598,52	834,899718	113,51968
	60,3	14	17746,29	1885,74099	65,8754466
	72,5	14	21336,75	1885,74099	79,2034806

Tabla 14: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de reloj de arena con una carga de 30 kg

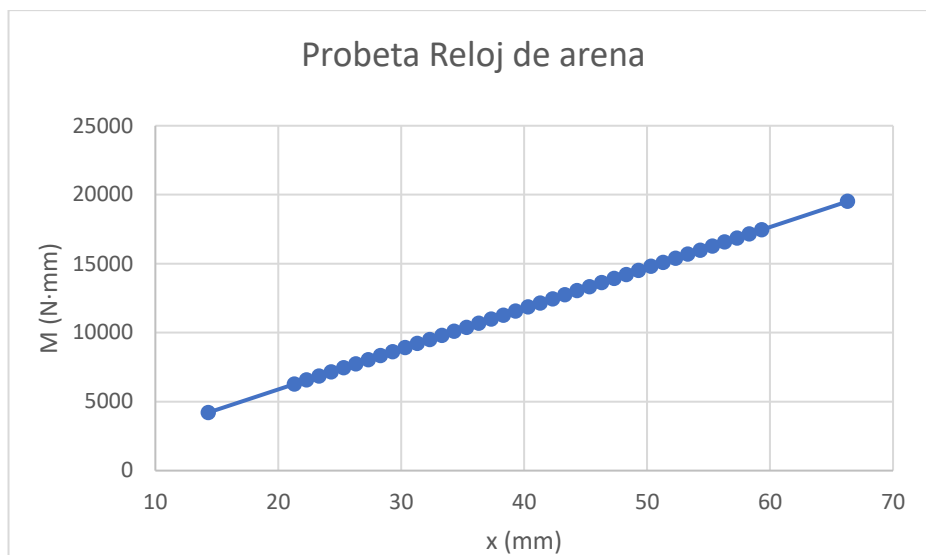


Figura 83: Momento flector frente a distancia en probeta de reloj de arena

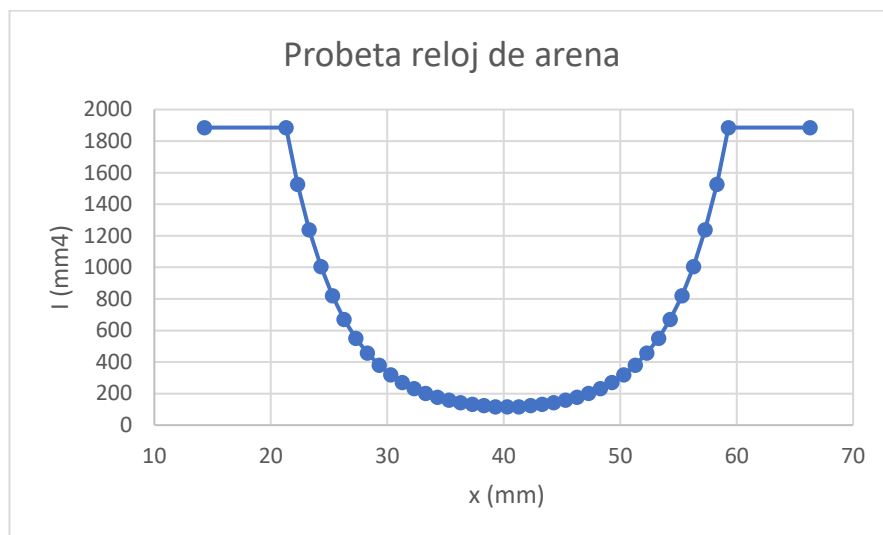


Figura 84: Momento de inercia frente a distancia en probeta de reloj de arena

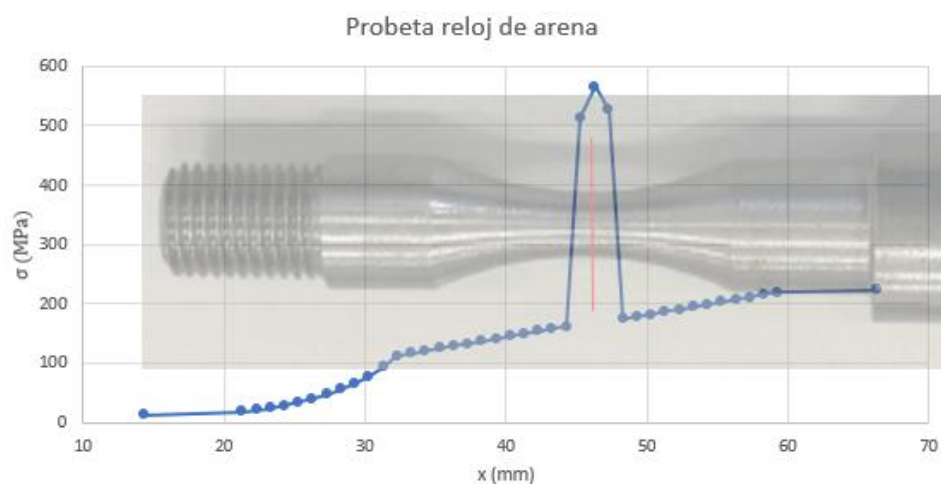


Figura 85: Tensión frente a distancia en probeta de reloj de arena

Valorando esta última gráfica se puede ver que la probeta de reloj de arena romperá en el centro de la probeta, a unos 40,8 mm de la aplicación de la carga.

- **Probeta con entalla**

	Planos paralelos con entalla				
Carga (kg)	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
30	11,8	14	3472,74	1885,74099	12,8910493
	21,8	10,5	6415,74	596,660235	56,4519521
	27,3	9	8034,39	322,062334	112,260116
	40,8	6	12007,44	63,6172512	566,23509
	54,3	9	15980,49	322,062334	223,286604
	59,8	10,5	17599,14	596,660235	154,854437
	65,3	14	19217,79	1885,74099	71,3377557
	71,8	14	21130,74	1885,74099	78,4387574

Tabla 15: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de planos paralelos con una carga de 30 kg

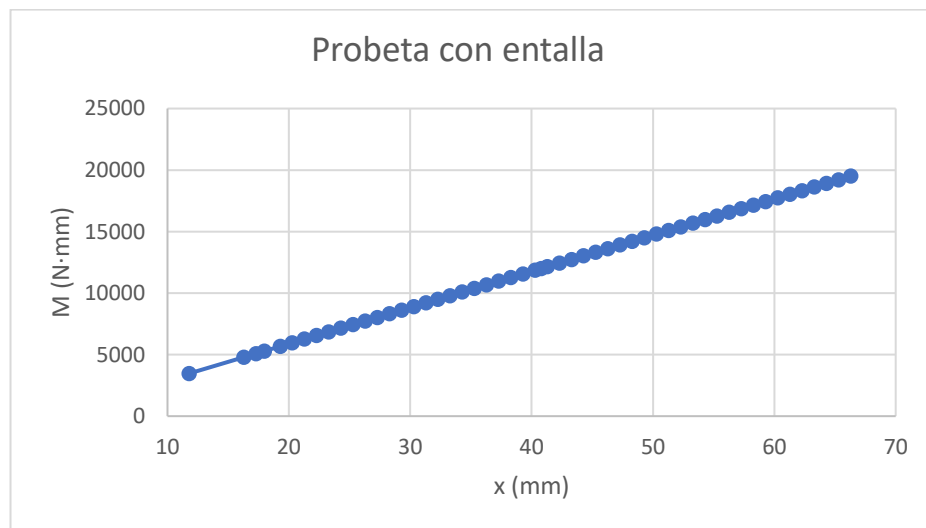


Figura 86: Momento flector frente a distancia en probeta de planos paralelos con entalla

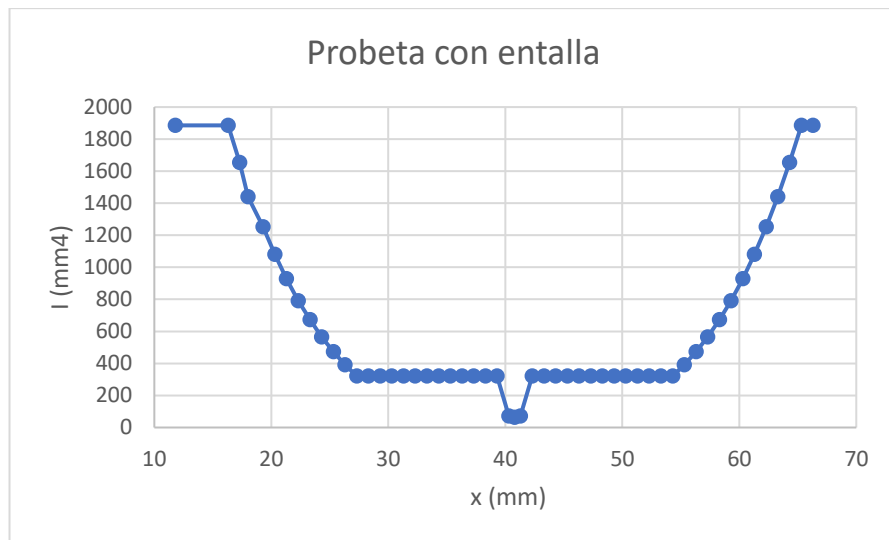


Figura 87: Momento de inercia frente a distancia en probeta de planos paralelos con entalla

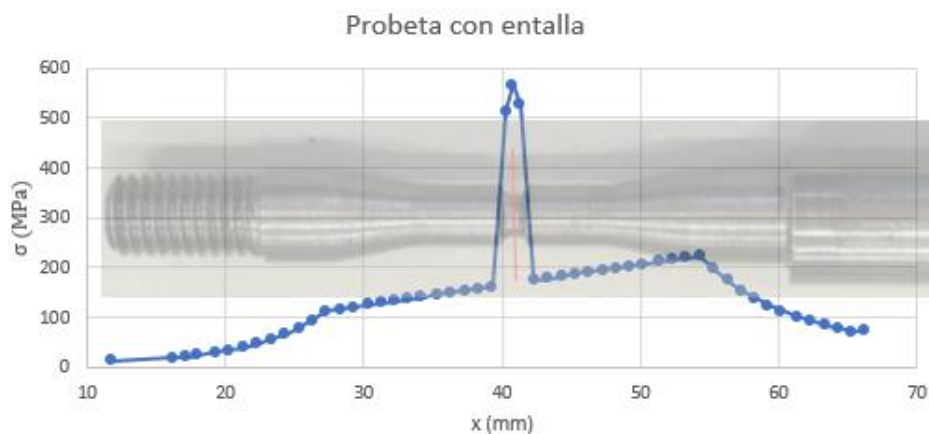


Figura 88: Tensión frente a distancia en probeta de planos paralelos con entalla

Observando esta última gráfica, vemos que la probeta con entalla romperá en el concentrador de esfuerzos situado justo en el centro de la probeta a unos 40,8 mm de distancia desde el punto de aplicación de la carga.

NOTA: Los cálculos para los subsiguientes apartados se dejarán en función de la carga F (kg) que será aplicada para cada probeta a fin de obtener unos cálculos más simplificados y genéricos.

7.1.2 Criterios de falla por fatiga

7.1.2.1 Criterio de Goodman

Primero haremos los cálculos con el criterio de falla por fatiga de Goodman, luego emplearemos Gerber y por último ASME-elíptica

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (51)$$

Siendo S_a la resistencia alternante y S_m la resistencia media y como tiene un esfuerzo medio igual a cero, se obtiene:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} = 1 ; S_f = \sigma_a \quad (52)$$

La resistencia a la fatiga S_f se obtiene de la siguiente expresión:

$$S_f = aN^b \quad (53)$$

Donde a y b se define como:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (54)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(f \cdot S_{ut})}{S_e} \quad (55)$$

Siendo los valores a utilizar:

- Fracción resistente f de 0,84
- Límite de resistencia a la fatiga S_e será de 285,69 MPa para la probeta de planos paralelos y para la de reloj de arena. Para la probeta con entalla, este valor será de 290,44 MPa
- Tensión de rotura S_{ut} de 717 Mpa

Por lo que los valores de a y b para las probetas de planos paralelos y reloj de arena son:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0,84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{285,69 \text{ MPa}} = 1269,70 \quad (56)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(f \cdot S_{ut})}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,84 \cdot 717 \text{ Mpa}}{285,69 \text{ MPa}} \right) = -0,11 \quad (57)$$

Para las probetas de planos paralelos con entalla estos valores serán:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0,84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{290,44 \text{ MPa}} = 1248,93 \quad (58)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(f \cdot S_{ut})}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,84 \cdot 717 \text{ Mpa}}{290,44 \text{ MPa}} \right) = -0,11 \quad (59)$$

Al tener un esfuerzo completamente invertido, el valor de la tensión alternante se obtiene de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot c}{I} = \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} \quad (60)$$

Donde d es el diámetro de la probeta donde se prevé que se produzca la rotura, I la inercia y M_a es el momento alternante para una carga aplicada se calcula de la siguiente forma:

$$M_a = F_a \cdot x \quad (61)$$

En la ecuación 61, x es la distancia desde el punto de aplicación de la carga hasta el punto por el que se prevé que se rompa.

En el caso de planos paralelos, esta distancia x será de 54,3 mm donde se produce el cambio de ángulo. Por lo que el valor de M_a en estas probetas será de:

$$M_a = \left(F(kg) \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) \right) N \cdot 54,3 \text{ mm} = (F(kg) \cdot 532,64) N \cdot mm \quad (62)$$

Para las probetas de reloj de arena, romperá en el centro, a 40,8 mm del punto de aplicación de la carga donde la tensión será mayor debido a que tenemos la zona de menor diámetro. Por lo que M_a en estas probetas será de:

$$M_a = \left(F(kg) \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) \right) N \cdot 40,8 = (F(kg) \cdot 400,25) N \cdot mm \quad (63)$$

En el caso de las probetas de planos paralelos con entalla romperá en el concentrador de esfuerzos, como era de esperar, a unos 40,8 mm del punto de aplicación de la carga. El valor de M_a para estas probetas será el mismo que para las de reloj de arena.

El valor de la inercia para las probetas de planos paralelos y reloj de arena tendrá un valor de:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 7^4}{64} = 117,86 \text{ mm}^4 \quad (64)$$

Y para las probetas con entalla:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 6^4}{64} = 63,62 \text{ mm}^4 \quad (65)$$

Una vez obtenido el momento alternante y la inercia de cada probeta ya se puede calcular la tensión alternante.

En el caso de la probeta de planos paralelos, la tensión alternante será:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{(F(kg) \cdot 532,64) N \cdot mm \cdot \frac{7}{2} mm}{117,86 mm^4} = (F(kg) \cdot 15,82) MPa \quad (66)$$

Para las probetas de reloj de arena, la tensión alternante es:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{(F(kg) \cdot 400,25) N \cdot mm \cdot \frac{7}{2} mm}{117,86 mm^4} = (F(kg) \cdot 11,89) MPa \quad (67)$$

Para el cálculo de la tensión alternante para la probeta de planos paralelos con entalla hay que tener en cuenta el factor de concentrador de esfuerzos k_f

$$\begin{aligned} \sigma_a &= k_f \cdot \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{1,44 \cdot (F(kg) \cdot 400,25) N \cdot mm \cdot \frac{6}{2} mm}{63,62 mm^4} \\ &= (F(kg) \cdot 27,18) MPa \end{aligned} \quad (68)$$

Con todo esto ya podemos calcular el número de ciclos que aguantará cada probeta para una carga aplicada, sabiendo que no llegará a vida infinita con ninguna de las probetas ensayadas. Despejando el número de ciclos N de la siguiente expresión:

$$S_f = aN^b; \quad N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (69)$$

El número de ciclos que aguantará cada probeta para una carga genérica F (kg) será:

- Probeta plano paralelos

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 15,82) MPa}{1269,70}\right)^{\frac{1}{-0,11}} \quad (70)$$

$$N = F(kg)^{\frac{1}{-0,11}} \cdot (4,38 \cdot 10^{17}) \text{ ciclos}$$

- Probetas de reloj de arena

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 11,89) MPa}{1269,70}\right)^{\frac{1}{-0,11}} \quad (71)$$

$$N = F(kg)^{\frac{1}{-0,11}} \cdot (6,16 \cdot 10^{18}) \text{ ciclos}$$

- Probetas de planos paralelos con entalla

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 27,18)MPa}{867,31}\right)^{-\frac{1}{0,05}} \quad (72)$$

$$N = F(kg)^{-\frac{1}{0,05}} \cdot 3,076 \cdot 10^{28} \text{ ciclos}$$

7.1.2.2 Criterio de Gerber

$$\left(\frac{n \cdot \sigma_a}{S_f}\right) + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_y}\right) = 1 \quad (73)$$

Como $F_m = 0$; $\sigma_m = 0$ por lo que ecuación 73 se reduce a:

$$\left(\frac{n \cdot \sigma_a}{S_f}\right) = 1 \quad (74)$$

Utilizando un coeficiente de seguridad de 1:

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_f}\right) = 1 \quad \sigma_a = S_f \quad (75)$$

Si comparamos la ecuación (52) con la que acabamos de obtener vemos que con el criterio de Gerber obtenemos el mismo resultado que con el de Goodman por lo que no resulta interesante realizar los cálculos con este criterio ya que obtendríamos los mismos resultados.

7.1.2.3 Criterio de ASME-elíptica

$$\left(\frac{n \cdot \sigma_a}{S_f}\right)^2 + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (76)$$

Vuelve a pasar que $F_m = 0$; $\sigma_m = 0$ por lo que:

$$\left(\frac{n \cdot \sigma_a}{S_f}\right)^2 = 1 \quad (77)$$

Volvemos a utilizar un coeficiente de seguridad de 1

$$\frac{\sigma_a^2}{S_f^2} = 1 ; \sqrt{\sigma_a^2} = \sqrt{S_f^2} ; \sigma_a = S_f \quad (78)$$

Volvemos a obtener el mismo resultado que con el criterio de Goodman pues la componente de la tensión alternante no varía por lo que resulta lógico no tener diferencias usando este criterio al tener una tensión media igual a cero.

A continuación, se calculará la carga máxima que se le puede aplicar a la probeta para que no supere los 10^3 ciclos y la carga mínima para que llegue a vida infinita (10^6 ciclos). También se tendrá que tener en cuenta que no conviene que la probeta llegue a deformación plástica por lo que se calculará el valor máximo de carga para que esto no ocurra.

7.1.3 Fallo por deformación plástica

- Probeta de reloj de arena

Para poder realizar este cálculo se tiene que tener en cuenta que el límite de fluencia (S_y) del material ofrecido por la empresa que ha elaborado las probetas es de 502 MPa

$$\sigma_{\max} \leq S_y \leq 502 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \quad (80)$$

$$\frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$\frac{F(N) \cdot 40,8 \text{ mm} \cdot \frac{7}{2} \text{ mm}}{117,86 \text{ mm}^4} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,22 \frac{1}{\text{mm}^2} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \leq \frac{502}{1,22} \leq 414,32 \text{ N} \leq 42,23 \text{ kg}$$

- Probeta de planos paralelos con entalla

$$\sigma_{\max} \leq S_y \leq 502 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \quad (82)$$

$$\frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$\frac{F(N) \cdot 40,8 \text{ mm} \cdot \frac{6}{2} \text{ mm}}{63,62 \text{ mm}^4} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,92 \frac{1}{\text{mm}^2} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \leq \frac{502}{1,92} \leq 260,91 \text{ N} \leq 26,60 \text{ kg}$$

- Probeta de planos paralelos sin entalla

$$\sigma_{\text{máx}} \leq S_y \leq 502 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \quad (84)$$

$$\frac{F \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$\frac{F(N) \cdot 54,3 \text{ mm} \cdot \frac{7}{2} \text{ mm}}{117,86 \text{ mm}^4} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,61 \frac{1}{\text{mm}^2} \leq 502 \text{ MPa}$$

$$F \leq \frac{502}{1,61} \leq 311,31 \text{ N} \leq 31,73 \text{ kg}$$

7.1.4 Carga mínima para no llegar a vida infinita

- Probeta reloj de arena

$$\frac{K_f \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (85)$$

Siendo $\sigma_m = 0$ (debido a que $F_m = 0$), $n=1$ ya que se trata de vida infinita y $K_f = 1$ pues no tiene concentrador de esfuerzos.

$$\sigma_a = S_e \quad (86)$$

$$\frac{F(N) \cdot 40,8 \text{ mm} \cdot \frac{7}{2} \text{ mm}}{117,86 \text{ mm}^4} = 285,69 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,21 \frac{1}{\text{mm}^2} = 285,69 \text{ MPa}$$

$$F = 235,79 \text{ N} = 24,04 \text{ kg}$$

- Probeta planos paralelos con entalla

$$\frac{K_f \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (87)$$

Siendo $\sigma_m = 0$ (debido a que $F_m = 0$), $n=1$ ya que se trata de vida infinita y $K_f = 1,44$ pues esta probeta si tiene concentrador de esfuerzos.

$$K_f \cdot \sigma_a = S_e \quad (88)$$

$$\frac{1,44 \cdot F(N) \cdot 40,8 \text{ mm} \cdot \frac{6}{2} \text{ mm}}{63,62 \text{ mm}^4} = 290,44 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 2,77 \frac{1}{\text{mm}^2} = 290,44 \text{ MPa}$$

$$F = 104,83 \text{ N} = 10,69 \text{ kg}$$

- Probeta planos paralelos

$$\frac{K_f \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (89)$$

Siendo $\sigma_m = 0$ (debido a que $F_m = 0$), $n=1$ ya que se trata de vida infinita y $K_f = 1$ pues no tiene concentrador de esfuerzos

$$\sigma_a = S_e \quad (90)$$

$$\frac{F(N) \cdot 54,3 \text{ mm} \cdot \frac{7}{2} \text{ mm}}{117,86 \text{ mm}^4} = 285,69 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,61 \frac{1}{\text{mm}^2} = 285,69 \text{ MPa}$$

$$F = 177,17 \text{ N} = 18,06 \text{ kg}$$

7.1.5 Carga máxima para no superar los 1000 ciclos

- Probeta reloj de arena

$$K_f \cdot \sigma_a \leq S_{f10^3} \quad (91)$$

$$K_f \cdot \sigma_a \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,21 \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \leq 497,09 \text{ N} \leq 50,67 \text{ kg}$$

- Probeta con entalla

$$K_f \cdot \sigma_a \leq S_{f10^3} \quad (92)$$

$$K_f \cdot \sigma_a \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 2,77 \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \leq 217,38 \text{ N} \leq 22,16 \text{ kg}$$

- Probeta sin entalla

$$K_f \cdot \sigma_a \leq S_{f10^3} \quad (93)$$

$$K_f \cdot \sigma_a \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \cdot 1,61 \leq 602,28 \text{ MPa}$$

$$F \leq 373,50 \text{ N} \leq 38,07 \text{ kg}$$

Quedado los resultados en forma de tabla de la siguiente manera:

	Probeta reloj arena	Probeta con entalla	Probeta sin entalla
Deformación plástica	$F \leq 42,23 \text{ kg}$	$F \leq 26,60 \text{ kg}$	$F \leq 31,73 \text{ kg}$
Vida infinita	$F \geq 24,04 \text{ kg}$	$F \geq 10,69 \text{ kg}$	$F \geq 18,06 \text{ kg}$
1000 ciclos	$F \leq 50,67 \text{ kg}$	$F \leq 22,16 \text{ kg}$	$F \leq 38,07 \text{ kg}$

Tabla 16: Resumen carga aplicada para fallo por deformación plástica, vida infinita y para no llegar a 1000 ciclos.

Una vez obtenido los valores de los límites inferiores y superiores además de la tensión alternante y los números de ciclos cada una de las probetas en función de una carga genérica F . Se podrá representar los diagramas S-N:

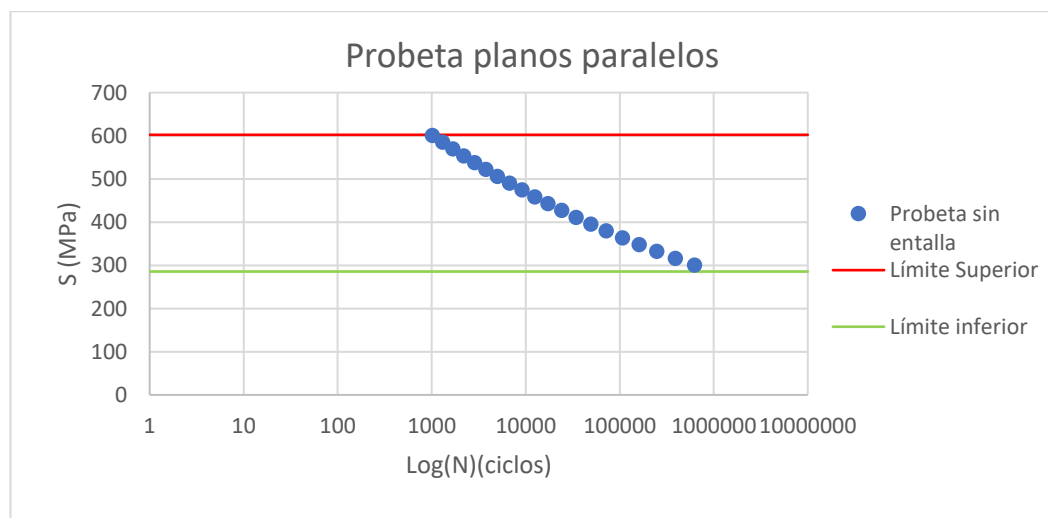


Figura 89: Diagrama S-N para la probeta de planos paralelos

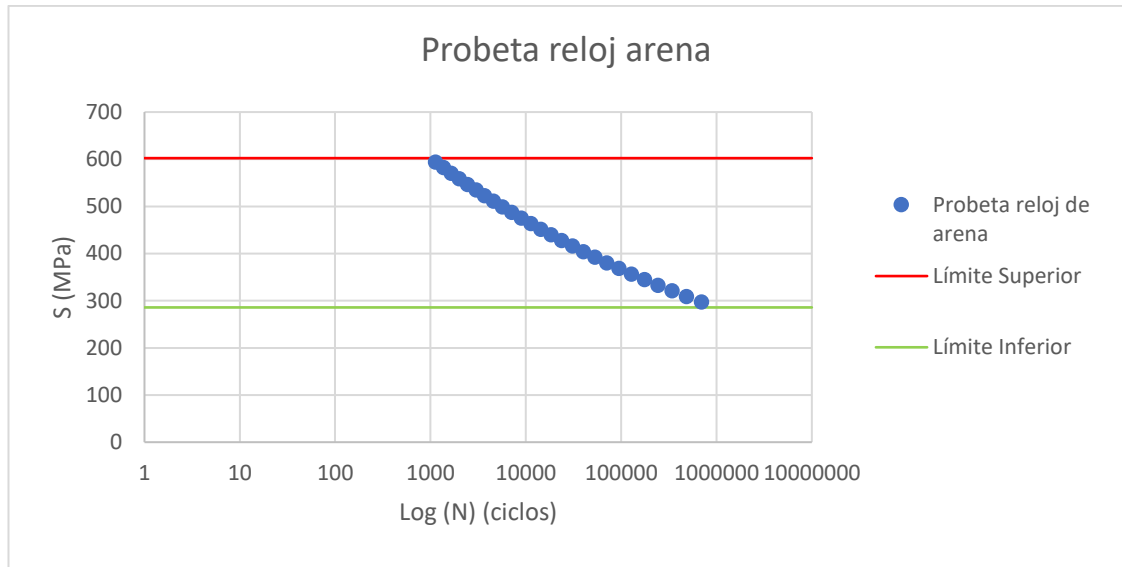


Figura 90: Diagrama S-N para la probeta de reloj de arena

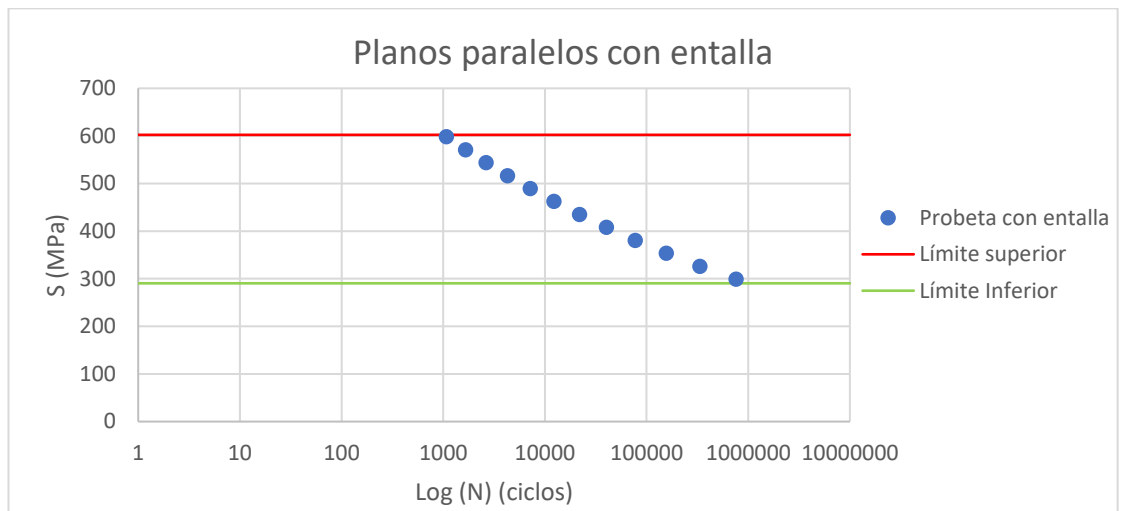


Figura 91: Diagrama S-N para la probeta planos paralelos con entalla

7.2 Plan de ensayos

Una vez obtenido los cálculos teóricos podemos realizar el plan de ensayos necesario para saber que carga debemos usar en los ensayos.

En primer lugar, se realizó una tabla resumen para saber que rango de cargas se puede utilizar en cada probeta sabiendo que no se desea que lleguen a deformación plástica, que no superen la vida infinita y que al aplicar la carga no rompan antes de los 1000 ciclos. (Tabla 17)

	Probeta reloj arena		Probeta sin entalla		Probeta con entalla	
Carga (kg)	σ_a (MPa)	N.º de ciclos	σ_a (MPa)	N.º de ciclos	σ_a (MPa)	N.º de ciclos
2	23,7719688	1,00341E+16	31,6376938	7,10702E+14	54,35856867	7,82191E+12
4	47,5439376	1,63424E+13	63,2753876	1,15751E+12	108,7171373	11017800916
6	71,3159064	3,82249E+11	94,9130813	27074250644	163,075706	236722381,5
8	95,0878752	26616772995	126,550775	1885232575	217,4342747	15519471,98
10	118,859844	3369519178	158,188469	238658808	271,7928434	1874950,337
12	142,631813	622566246,9	189,826163	44095584,73	326,151412	333442,7981
14	166,403782	149320563,4	221,463856	10576187,82	380,5099807	77434,06727
16	190,17575	43350495,06	253,10155	3070461,075	434,8685494	21860,44314
18	213,947719	14561822,8	284,739244	1031395,605	489,227118	7164,167681
20	237,719688	5487905,108	316,376938	388701,4207	543,5856867	2641,020603
22	261,491657	2269993,347	348,014632	160780,7755	597,9442554	1070,826894
24	285,263626	1013967,96	379,652325	71818,07608	652,3028241	469,6814002
26	309,035594	483120,1138	411,290019	34218,7904	706,6613927	220,0658449
28	332,807563	243197,0378	442,927713	17225,3405	761,0199614	109,0722047
30	356,579532	128362,0853	474,565407	9091,725158	815,3785301	56,74350911
32	380,351501	70604,55534	506,2031	5000,831908	869,7370988	30,79221865
34	404,12347	40269,12654	537,840794	2852,211616	924,0956674	17,34064935
36	427,895439	23716,70779	569,478488	1679,824601	978,4542361	10,09131499
38	451,667407	14373,77407	601,116182	1018,07635	1032,812805	6,047078382
40	475,439376	8938,100922	632,753876	633,0744535	1087,171373	3,720093107
42	499,211345	5688,378043	664,391569	402,9006667	1141,529942	2,343465112

Tabla 17: Resumen de rango de cargas disponibles para los ensayos teniendo en cuenta deformación plástica, vida infinita y no superar los 1000 ciclos.

- Descartadas por llegar a vida infinita
- Descartadas pues romperían antes de 1000 ciclos
- Descartadas por llegar a deformación plástica
- Rango de cargas que se pueden utilizar por estar entre 10^3 y 10^6 ciclos y no llegar a deformación plástica.

Una vez se tenga claro el rango de cargas que se puede utilizar, hay que saber el número total de probetas que se dispone para realizar los ensayos.

Debido a las modificaciones en las dimensiones de las probetas con respecto a la configuración original con el fin de adaptarse al nuevo portaprobeta, se fabricaron 16 nuevas probetas. De estas 16 probetas, se reservaron 4 para las prácticas del siguiente curso por lo que a priori, se disponían de 12 probetas para realizar los ensayos. Sin embargo, sobraron 3 probetas de la configuración original (2 probetas de planos paralelos con entalla y otra de reloj de arena) por lo que tras una modificación de las dimensiones en el taller se pudieron

utilizar para la configuración actual por lo que el número total de probetas disponibles para la realización de los ensayos fueron:

- 6 probetas de planos paralelos
- 4 probetas de reloj de arena
- 4 probetas de planos paralelos con entalla.

La idea principal de este trabajo es verificar la vida a fatiga de las probetas mediante ensayos experimentales en el laboratorio, por lo que se puede pensar que realizando un ensayo para cada carga y probeta es suficiente para comparar el resultado con el obtenido de manera teórica, sin embargo, debido al carácter poco exacto del fenómeno de fatiga, se necesitan realizar varios ensayos bajo las mismas condiciones en cada tipo de probeta con el objetivo de realizar una media de los resultados obtenidos y así poder compararlos con los teóricos. Cabe destacar que, aunque se realice el proceso de repetitividad, puede que los resultados no se parezcan a los teóricos, ya que estos se basan en idealizaciones que pueden diferir de la realidad debido a factores como calidad del material utilizado para la fabricación de las probetas, existencia de imperfecciones, proceso de fabricación, así como el buen funcionamiento de la máquina de fatiga.

Teniendo en cuenta, que para este trabajo se necesitaba valorar la repetitividad de los ensayos, se determinó que para cada probeta se realizarían como mínimo 4 ensayos, 2 ensayos con una misma carga en un punto cercano a los 1000 ciclos (Parte superior del diagrama S-N Figura 6) y otros dos ensayos con una misma carga sin llegar a vida infinita (Parte inferior del diagrama S-N Figura 6).

Las cargas seleccionadas para realizar los ensayos teniendo en cuenta la tabla 17 fueron:

- Dos ensayos con una carga de 22 kg y otros dos con una carga de 14 kg para la probeta de planos paralelos con entalla
- Dos ensayos con una carga de 28 kg y otros dos con una carga de 20 kg para la probeta de planos paralelos
- Dos ensayos con una carga de 40 kg y otros dos con una carga de 28 kg para la probeta de reloj de arena.

Las pautas a tener en cuenta para realizar los ensayos es la siguiente:

1. Conectar todos los componentes necesarios para el funcionamiento de la máquina de fatiga (motor eléctrico, caja de mando y cámaras)
2. Escoger la probeta seleccionada para ensayar, introducirla en el portaprobetas y ajustar el agarre para que la probeta no se desplace durante el ensayo.
3. Colocar el rodamiento sobre el extremo de la probeta y ajustar el tornillo de sujeción.
4. Dependiendo de la probeta a ensayar, escoger una de las 2 cargas seleccionadas para cada tipo de probeta.
5. Colocar la carga sobre el brazo portapesas y apoyarlo sobre el rodamiento situado en el extremo de la probeta.
6. Poner en funcionamiento la máquina, con una velocidad de giro de 400 rpm.
7. Una vez finalizado el ensayo, apuntar el número de ciclos obtenido y retirar la probeta ensayada.

7.3 Metodología para la realización de DIC

Una de las novedades de este Trabajo de fin de Grado es que se ha podido realizar un estudio de correlación digital de imágenes a las probetas durante el ensayo.

Antes de comenzar este estudio, es necesario colocar las cámaras que se van a utilizar. El principal interés para realizar la correlación digital de imágenes sería observar cómo evoluciona la grieta característica de la fatiga hasta que llega a la rotura de la probeta. Debido a la forma cilíndrica de la probeta, es preciso recurrir a DIC en tres dimensiones, para lo que fue necesario el uso de dos cámaras.

La primera decisión que se tomó fue la elección del objetivo. Este tenía que ser adecuado para el campo de visión y espacio donde se iba a utilizar las cámaras. Tras una serie de pruebas se escogió un objetivo de 35 mm con una apertura focal de 1.6.

Una vez escogido el objetivo, se colocó la primera cámara en el soporte. Mediante el software específico de la cámara AVT SmartView se visualizó dónde estaba apuntado la cámara regulando la altura de esta mediante la escuadra acoplada al soporte de las cámaras (Figura 92) hasta que la cámara apuntara a la zona media-final de la probeta, lugar donde se prevé que rompan los tres tipos de probetas usadas. (Figura 93)

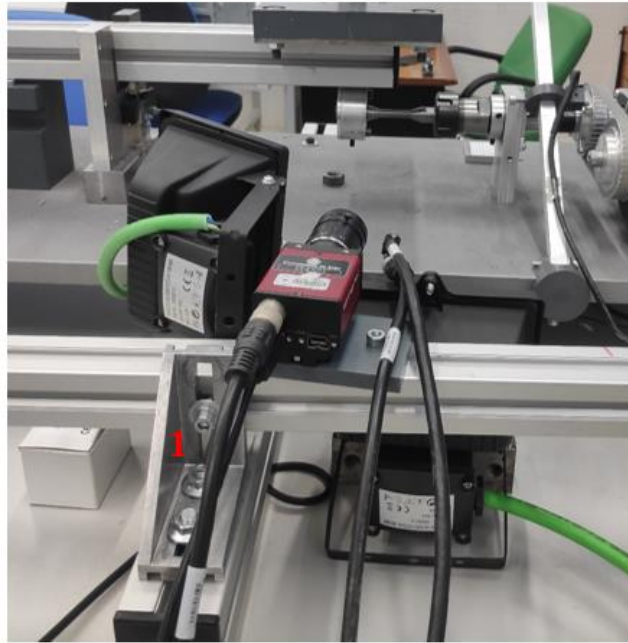


Figura 92: Colocación de la primera cámara. La marca 1 corresponde a la escuadra que permite regular la altura.

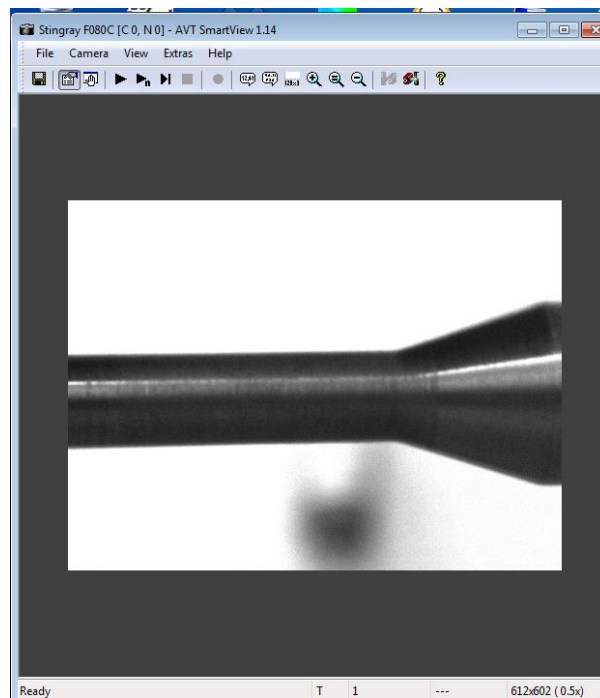


Figura 93: Visualización de la probeta con el software AVT SmartView

Una vez colocada la primera cámara, se procedió a colocar la segunda de la misma manera teniendo en cuenta que el ángulo entre ellas estuviera entre 20 y 30 grados. (Figura 94)



Figura 94: Representación del ángulo entre las dos cámaras

Tras comprobar que ambas cámaras estaban colocadas de manera correcta. El siguiente paso fue la colocación de los focos de iluminación de tal manera que iluminasen la totalidad de la probeta intentando no hacer ningún tipo de sombra. Los primeros focos instalados fueron led, sin embargo, tras una serie de pruebas nos dimos cuenta que fluctuaban las imágenes variando la intensidad de la luz debido a la tasa de refresco que poseían por lo que se decidió cambiarlas a unas halógenas donde no se producía este efecto. (Figura 95)

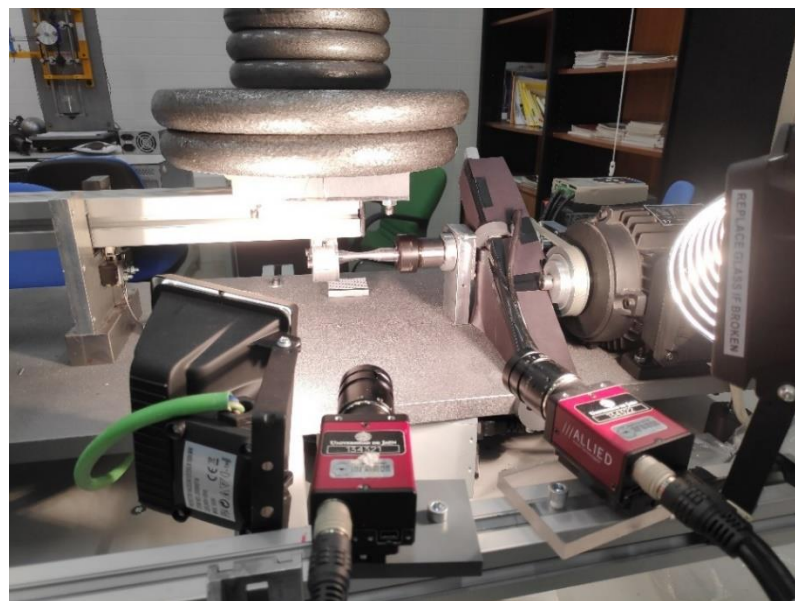


Figura 95: Focos halógenos colocado sobre el soporte para las pesas.

Una vez instalado todos los elementos necesarios para realizar la correlación digital de imágenes era el momento de calibrar las cámaras. La calibración de las cámaras es un paso esencial, pues para poder realizar los cálculos internos del programa que determinan los desplazamientos y la deformación de los puntos estudiados, era necesario que el programa conozca la situación relativa de una cámara con respecto a otra. Para calibrar las cámaras necesitamos una placa de calibración como la que se puede ver en la figura 96.

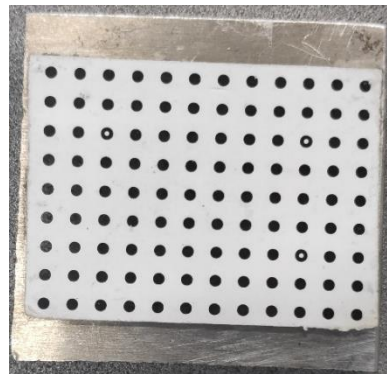


Figura 96: Placa de calibración con una distancia entre centros de 4 mm

El proceso de calibración comienza con el ajuste del software de la cámara de modo que la placa de calibración se vea lo más nítida posible, ajustando el balance de blancos y brillo. Una vez hecho esto, la idea era capturar imágenes de la placa de calibración con pequeñas variaciones de su orientación intentando conseguir capturas con giros en los tres ejes (X, Y, Z). Para ello se encendió la máquina y se puso a funcionar a una baja velocidad (50 rpm), cada vez que el sensor se excitaba (sobrepasaba la marca reflectante) se hacía una captura de la placa de calibración y rápidamente se giraba la posición de esta con respecto a otro eje distinto. Como no se necesitaban grandes cambios en la orientación para poder realizar la calibración con éxito, bastaba con sujetar la placa de calibración y mantenerla a pulso, para conseguir las variaciones de orientación en todos los ejes. (Figura 98)

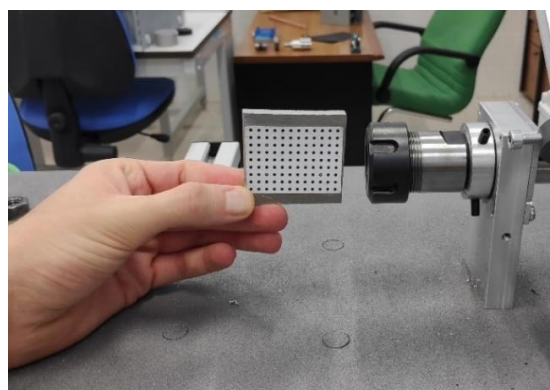


Figura 98: Proceso de calibración

Una vez recogidas unas cuantas capturas cambiando la posición, se procesaban en el programa Vic 3D (Figura 99). Primero se seleccionaba en el icono de calibración (Marca 1 Figura 99) luego se indicaba que la placa de calibración utilizada era de 4 mm y seguidamente se pulsaba en analizar y se esperaba al resultado. Si se obtenía un número por debajo de 0.1 (Marca 2 Figura 99) la calibración era óptima, si no, se recomienda volver a repetir el proceso de calibración hasta obtener un resultado por debajo del valor máximo.

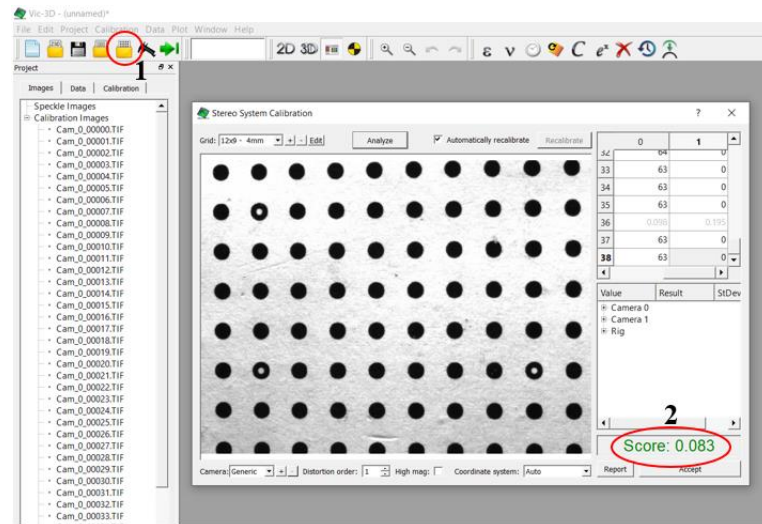


Figura 99: Interfaz del programa Vic-3D para el proceso de calibración

Tras el proceso de calibración ya se podía empezar a realizar los ensayos teniendo en cuenta que la posición de las cámaras no se podría modificar ya que si no habría que calibrar las cámaras de nuevo. Como los ensayos eran de larga duración se estableció en el software de la cámara que guardara una captura cada 200 impulsos del sensor infrarrojo. El proceso que realiza el programa de Vic-3D es el de estudiar la variación de un punto desde la primera captura hasta la última, analizando los cambios en la posición del punto obteniendo el desplazamiento y la deformación que experimenta durante el ensayo.

Cabe destacar que cada 4 o 5 ensayos se calibraron las cámaras de nuevo por modificación de la posición de los focos led para intentar que las cámaras se calentaran lo menos posible realizando un total de 4 calibraciones durante todo el trabajo.

8. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos en el laboratorio, así como los facilitados por el programa Vic-3D y, posteriormente, se discutirán los mismos.

8.1 Resultados experimentales

Antes de comenzar los ensayos en el laboratorio se hicieron pruebas con la máquina donde en todas ellas las velocidades de giro era de 500 rpm, ya que si se aumentaba la velocidad se comenzaba a dar fallos en la lectura del contador de revoluciones al colapsarse el Arduino por recibir y enviar tanta información a la vez. Por este motivo, en un principio se pensó que los ensayos se tendrían que hacer a una velocidad máxima de 500 rpm, para que estos acabaran con la mayor brevedad posible sin afectar al contador de revoluciones, sin embargo, como en este trabajo también se ha realizado una correlación digital de imágenes, se tenía que valorar la capacidad que tenían las cámaras de procesar las imágenes que llegaran. Por esta razón, los primeros ensayos se hicieron a 200 rpm, pero al observar que las cámaras procesaban correctamente la información, se elevó la velocidad a 400 rpm, siendo esta última la velocidad final con la que se realizaron la mayoría de los ensayos.

En el apartado 7.2 de este trabajo, se mostró el plan de ensayos donde se indicó la carga a la que sería ensayada cada tipo de probeta. La carga ensayada es el peso total que tiene que soportar la probeta por lo que a la hora de preparar la carga y seleccionar las pesas, hay que sumarle el peso del soporte para las pesas, que fue medido con una báscula de peso digital obteniendo un valor de 2kg. Por lo que, por ejemplo, si queremos que el ensayo se realice con una carga total de 40 kg, tendremos que poner 38 kg en discos de pesas que junto con los 2kg del soporte para las pesas harían los 40 kg con los que queremos ensayar.

En la tabla 17 18 y 19 se mostrarán los resultados obtenidos en el laboratorio para los tres tipos de probetas, los calculados de manera teórica (Apartado 7.1) así como el error obtenido en tanto por ciento.

El error que existe entre los cálculos teóricos y los experimentales se calculará de la siguiente forma:

$$E(\%) = \frac{N_{analítico}(ciclos) - N_{experimental}(ciclos)}{N_{experimental}(ciclos)} * 100 \quad (94)$$

NOTA: hay que destacar que los resultados teóricos expuestos a continuación son teniendo en cuenta todos los decimales, por lo que si se realiza la operación con los valores que aparecen en la ecuación podrá existir una diferencia en los resultados.

8.1.2 Probeta de planos paralelos

El número de ciclos obtenidos de manera teórica en función de la carga se obtuvo en la ecuación (70):

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 15,82) MPa}{1269,70} \right)^{\frac{1}{-0,11}} \quad (70)$$

La carga con la que se decidió realizar los ensayos para la probeta de planos paralelos según el plan de ensayos del apartado 7.2 fue 20 y 28 kg.

Por lo que el número de ciclos de manera teórica para estas cargas es:

- Carga de 20 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(20 kg \cdot 15,82) MPa}{1269,70} \right)^{\frac{1}{-0,11}} = 388701,42 \text{ ciclos} \quad (70)$$

- Carga de 28 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(28 kg \cdot 15,82) MPa}{1269,70} \right)^{\frac{1}{-0,11}} = 17225,34 \text{ ciclos} \quad (70)$$

A continuación, se recogen la comparación de los resultados obtenidos en la Tabla 17:

Resultados Probeta planos paralelos sin entalla					
Masa (kg)	Probeta	Ciclos experimentales	Media experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Error (%)
20 kg	1	106900	111400	389000	249
	2	115900			
	3	No realizado			
	4	No realizado			
28 kg	1	16690	13300	17200	29,5
	2	5610			
	3	Nulo			
	4	17600			

Tabla 17: Comparación de resultados obtenidos en el laboratorio con los calculados de manera teórica para la probeta de planos paralelos

La idea a la hora de realizar los ensayos era la de hacer dos ensayos para cada carga con el objetivo de comprobar la repetitividad de los resultados y si en alguna carga existía mucha diferencia entre ambos ensayos se repetían, siempre y cuando hubiera existencia de más probetas.

Para la carga de 20 kg se obtuvieron resultados similares en ambos ensayos por lo que no hubo la necesidad de repetirlo ya que se comprobó la repetibilidad de los ensayos. Haber conseguido esta repetibilidad es incluso más importante que el obtener una diferencia baja entre los resultados teóricos y experimentales. El que la repetitividad sea alta quiere decir las condiciones de ensayo (la máquina, posición de probeta, carga, etc.) así como las características de la probeta son constantes, con lo que la máquina de fatiga funciona de manera adecuada y el resultado obtenido no ha sido fruto de la casualidad.

Llama la atención que para la carga de 20 kg exista un error tan notable entre los resultados calculados de manera teórica y los obtenidos de manera experimental. Hay que tener en cuenta que el propósito principal cuando se estudia la fatiga es entender porque ocurren las fallas e intentar evitarlas de manera óptima pues resulta imposible predecir con exactitud cuando romperá la pieza ya que entran en juego diferentes factores (calidad superficial, proceso de fabricación...etc.). También hay que tener en cuenta que los métodos analíticos utilizados para calcular los ciclos que aguantará la probeta de manera teórica (Goodman, Gerber y ASME-Elíptica) son criterios de fallo que puede coincidir más o menos

con la realidad en función de las circunstancias. Por todo esto, es comprensible que exista diferencia entre los resultados obtenidos de manera teórica y los conseguidos de manera experimental en el laboratorio. No obstante, lo ideal será poder hacer más pruebas con diferentes acabados superficiales de probetas por si ese fuera el motivo de la diferencia

Para la carga de 28 kg se obtuvieron resultados diferentes en los dos primeros ensayos por lo que se decidió realizar un tercer ensayo. Una vez finalizado el tercer ensayo se observó que la probeta se había desplazado por lo que se decidió dar por nulo este ensayo ya que la distancia a la que se aplicaba la carga había cambiado aplicándose el momento máximo en una sección diferente. Para los siguientes ensayos, se intentó apretar más el agarre que sujeta la probeta para que no volviera a ocurrir esto.

Siendo nulo el tercer ensayo, y quedando todavía una probeta reutilizada de la configuración anterior, se volvió a repetir el ensayo siendo este el cuarto que se hacía con una carga de 28kg. En este último ensayo si se consiguió una repetitividad con respecto al primer ensayo, pareciéndose la media de los tres ensayos experimentales al calculado de manera teórica.

El frente de grieta obtenido para una carga de 28 kg se muestra en la Figura 100:



Figura 100: Frente de grieta obtenido para la probeta de planos paralelos con una carga de 28 kg

Se ha escogido analizar la fisura para esta carga en concreto pues en ella se puede observar claramente que la probeta ha roto por el centro de esta, con una rotura limpia sin existir rebabas en la superficie exterior. La propagación de la grieta (color gris más claro situado alrededor de la rotura de la probeta) va siguiendo en forma circular.

8.1.3 Probeta de reloj de arena

El número de ciclos obtenidos de manera teórica en función de la carga para esta probeta se obtuvo en la ecuación (71):

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 11,89) MPa}{1269,70}\right)^{-\frac{1}{0,11}} \quad (71)$$

La carga con la que se decidió realizar los ensayos para la probeta de reloj de arena según el plan de ensayos del apartado 7.2 fue 28 y 40 kg.

Por lo que el número de ciclos de manera teórica para estas cargas es:

- Carga de 28 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(28 kg \cdot 11,89) MPa}{1269,70}\right)^{-\frac{1}{0,11}} = 243197,04 \text{ ciclos} \quad (71)$$

- Carga de 40 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(40 kg \cdot 11,89) MPa}{1269,70}\right)^{-\frac{1}{0,11}} = 8938,1 \text{ ciclos} \quad (71)$$

En la tabla 18, se recogen la comparación de los resultados obtenidos:

Resultados Probeta reloj arena					
Masa (kg)	Probeta	Ciclos experimentales	Media experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Error (%)
40 kg	1	17390	23800	8940	-62,5
	2	Nulo			
	3	30200			
28 kg	1	330.000	340.000	243000	-28,5
	2	350.000			
	3	No realizado			

Tabla 18: Comparación de resultados obtenidos en el laboratorio con los calculados de manera teórica para la probeta de reloj de arena

El segundo ensayo para la carga de 40 kg no se tuvo en cuenta pues se volvió a salir la probeta de su agarre. Aunque esto ya pasó para la probeta de planos paralelos y se hizo más hincapié en apretar bien el agarre, al ser la carga de 40 kg la más pesada de todos los ensayos,

se volvió a salir por lo que se decidió para los siguientes ensayos apretar el agarre haciendo palanca con una llave inglesa comprobando que este ha sido apretado correctamente.

Para el tercer ensayo con una carga de 40 kg no se consiguió la repetitividad de los resultados, sin embargo, como se ha explicado para la probeta de planos paralelos, existen diferentes factores que pueden afectar al resultado de los ensayos a fatiga. Es posible, por ejemplo, que la probeta usada para este ensayo tenga algún defecto de porosidad o imperfección interna o que el acabado superficial no haya sido el correcto, afectando a la vida a fatiga de la probeta. Otra posibilidad es que debido a que se han utilizado focos halógenos para la correlación de imágenes haya aumentado la temperatura de la probeta en exceso afectando a las propiedades del acero. Sin embargo, se midieron las temperaturas de una probeta durante un ensayo (Tabla 19) y se comprobó que la temperatura no aumentaba en exceso por lo que este factor no tiene que afectar a la vida en fatiga de las probetas usadas bajo estas condiciones de ensayo.

Número de ciclos	Temperatura en zona media (°C)	Temperatura sobre el rodamiento donde se apoya el soporte para las pesas(°C)
3000	28	29,4
5300	28	29,5
11200	28,3	30
18000	28,7	30,5

Tabla 19: Efecto de la temperatura en probeta de planos paralelos con una carga de 28 kg.

Para la carga de 28 kg, si se consiguió la repetitividad de los resultados en los dos primeros ensayos por lo que se pudo comprobar de nuevo el correcto funcionamiento de la máquina.

Para analizar la grieta formada en este tipo de probeta se ha escogido el ensayo para una carga de 40 kg. El frente de grieta obtenido se puede observar en la figura 101:

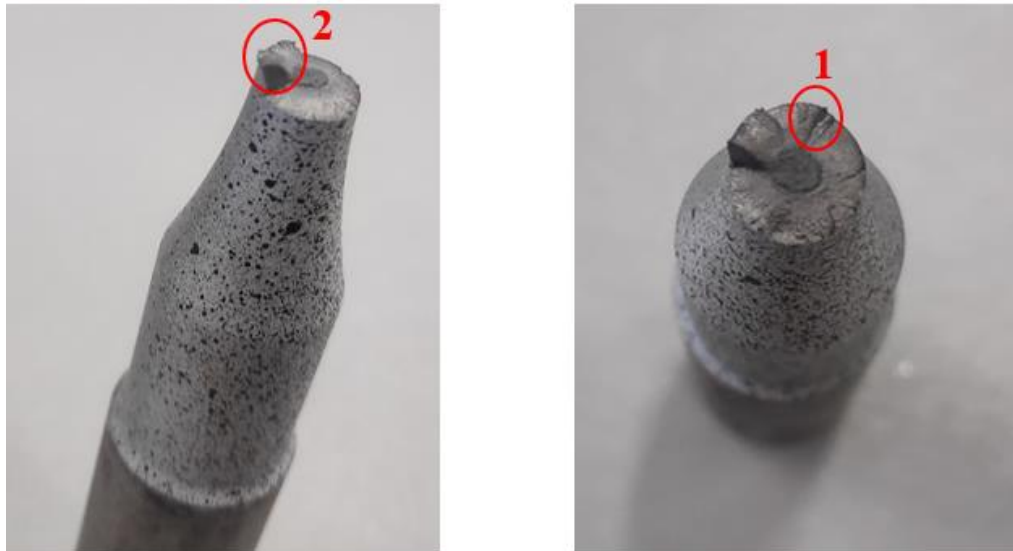


Figura 101: Frente de grieta obtenido para la probeta de reloj de arena con una carga de 40 kg

En la fisura de esta probeta, se puede observar en la zona exterior y más oscura el inicio de la grieta que en este caso se ha producido de una manera más irregular tal y como se puede ver en los relieves exteriores (Marca 1 Figura 101). La rotura de la probeta se da en la zona central produciéndose una rebaba considerable (Marca 2 Figura 101) al separarse en dos mitades la probeta al finalizar la rotura.

Como característico en este tipo de probeta ha sido que con una carga de 28 kg no llegó a romper del todo la probeta al finalizar el ensayo tal y como se muestra en la Figura 102.



Figura 102: Rotura parcial de la probeta de reloj de arena con una carga de 28 kg

8.1.4 Probeta de planos paralelos con entalla

Para la probeta de planos paralelos con entalla el número de ciclos obtenidos de manera teórica en función de la carga se obtuvo de la ecuación (72)

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(F(kg) \cdot 27,18) MPa}{867,31}\right)^{-\frac{1}{0,05}} \quad (72)$$

La carga con la que se decidió realizar los ensayos para la probeta de planos paralelos según el plan de ensayos del apartado 7.2 fue 22 y 14 kg.

Por lo que el número de ciclos obtenidos de manera teórica para estas cargas es:

- Carga de 22 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(22 kg \cdot 27,18) MPa}{867,31}\right)^{-\frac{1}{0,05}} = 1070,83 \text{ ciclos} \quad (72)$$

- Carga de 14 kg

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{(14 kg \cdot 27,18) MPa}{867,31}\right)^{-\frac{1}{0,05}} = 77434,07 \text{ ciclos} \quad (72)$$

En la tabla 20 se recogen la comparación de los resultados obtenidos:

Resultados Probeta planos paralelos con entalla					
Masa (kg)	Probeta	Ciclos experimentales	Media experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Error (%)
22 kg	1	17000	17900	1071	-94
	2	18880			
14 kg	1	263000	353000	77400	-356
	2	443000			

Tabla 20: Comparación de resultados obtenidos en el laboratorio con los calculados de manera teórica para la probeta de planos paralelos con entalla

Para este tipo de probeta solo se disponía de 4 unidades por lo que no existía la posibilidad de repetir ningún ensayo. Lo más característico de esta probeta es que tiene un concentrador de esfuerzos en la zona media de la probeta por lo que a la hora de realizar los cálculos teóricos había que tenerlo en cuenta tal y como se indicó en la ecuación (44).

Si comparamos los resultados del error obtenido para esta probeta con respecto a los otros dos tipos de probetas vemos que para las dos cargas utilizadas en la probeta de planos paralelos con entalla el error cometido es el más abultado (94% y 356%). Esto puede deberse a los mismos factores que se han explicado para los otros dos tipos de probetas (acabado superficial, imperfecciones, porosidad, proceso de fabricación...) sin embargo, al depender esta probeta del concentrador de esfuerzo podemos pensar que este ha sido el factor que más ha influido en la vida a fatiga de la probeta.

En la ecuación (44) se obtuvo un valor fijo para todas las cargas del concentrador de esfuerzos k_f sin embargo es posible pensar que este valor sea variable con la carga aplicada a la probeta y no sea fijo como se ha supuesto. Si suponemos que este valor es variable, para obtener un valor del cálculo teórico que se asemeje más a lo obtenido en el laboratorio para una carga de 22 kg, deberíamos de poner un valor del concentrador de esfuerzos k_f cercano a 1,1 en vez de 1,4 que se tomó en un principio a la hora de realizar los cálculos teóricos. En cambio, para la carga de 14 kg habría que tomar un valor del concentrador de esfuerzos cercano a 1,25. Como se puede comprobar, una pequeña variación del concentrador de esfuerzos origina grandes cambios en los cálculos teóricos. Por otro lado, si la sensibilidad a la muesca q y el factor de esfuerzos reducidos k_t se hubieran cogido de otra bibliografía, el valor del concentrador de esfuerzos k_f habría cambiado por lo que se reafirma que los métodos analíticos usados para los cálculos teóricos no son del todo precisos pues depende incluso de que bibliografía se cojan las gráficas necesarias para realizar los cálculos.

Para la fisura obtenida en este tipo de probeta se ha escogido el ensayo realizado con una carga de 14 kg. El frente de grieta resultado se muestra en la figura 103

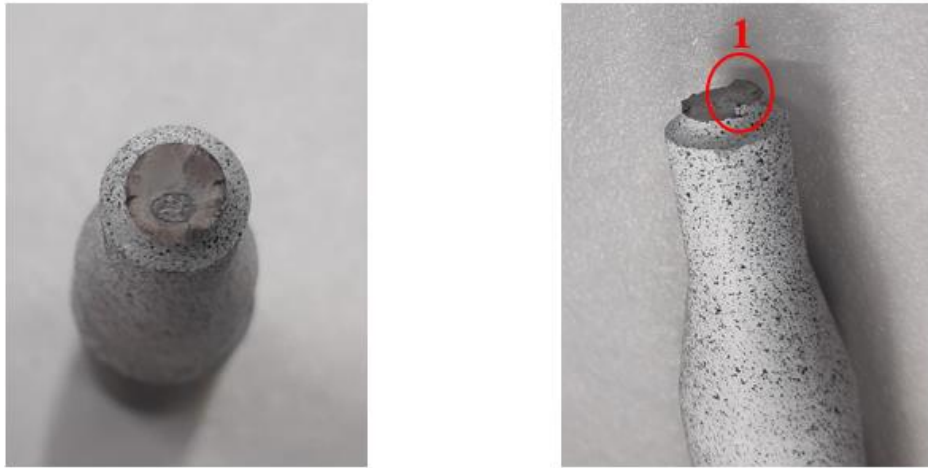


Figura 103: Frente de grieta obtenido para la probeta de planos paralelos con entalla con una carga de 14 kg

Como se puede ver, lo más característico de esta fisura ha sido que la rotura de la probeta no ha sido en el centro de esta, sino que se encuentra algo desplazada. El inicio de la grieta ha sido irregular tal y como muestran los relieves exteriores. En este caso se ha vuelto a producir una rebaba en la rotura de la probeta tal y como se muestra en la Marca 1 de la Figura 103.

8.2 Resultados obtenidos de la correlación digital de imágenes

El objetivo de realizar la correlación digital de imágenes es observar la grieta que se forma en los últimos ciclos de vida a fatiga de la probeta. En la configuración original de la máquina, no se consiguió realizar tal estudio pues no se capturan las imágenes en el mismo lugar de la probeta, sin embargo, con la nueva configuración si se ha conseguido al conectar directamente la señal emitida por el sensor infrarrojo a las cámaras.

La finalidad de este estudio es encontrar un ejemplo de formación de grieta para cada tipo de probeta, no comparar las grietas en cada uno de los ensayos realizados, por lo que para cada tipo de probeta solo se realizó un estudio de correlación digital de imágenes.

8.2.1 Probeta de reloj de arena

Para la probeta de reloj de arena, se realizó el estudio de correlación digital de imágenes con una carga de 40 kg. En el software en la cámara se estableció que se guardaran capturas cada 10 estímulos del sensor infrarrojo.

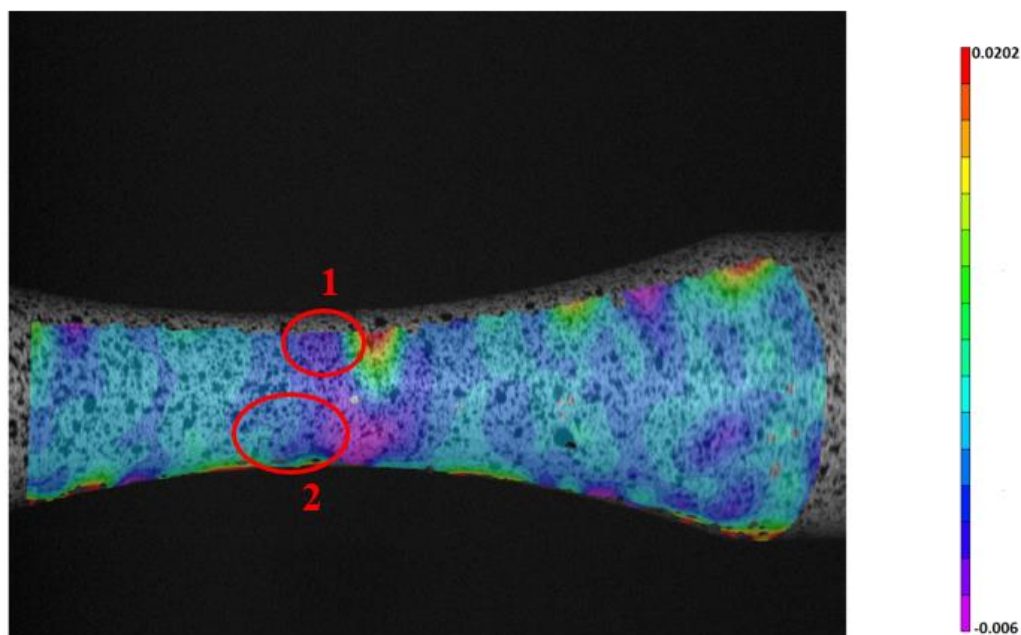


Figura 104: Deformación unitaria a lo largo del eje longitudinal en la probeta de reloj de arena con una carga de 40 kg

El valor que nos interesa a la hora de observar la grieta que se forma es la deformación unitaria a lo largo del eje longitudinal. Esto es debido a que en la zona donde la probeta está a tracción, tenderán a separarse los dos lados de la grieta y aparecerá una deformación positiva. Justo lo contrario ocurrirá en la zona en que la probeta está a compresión. Es por esto por lo que la deformación unitaria es un parámetro muy sensible que destaca la aparición de grietas.

Para la probeta de reloj de arena, se prevé que rompa en la mitad de la probeta, donde se encuentra la sección más reducida. Si observamos la Figura (104), vemos como se está formando la grieta en la probeta. La zona superior de la probeta representada con la marca 1 se está traccionando, obteniéndose un valor de deformación unitaria de 0.0202. Por el contrario, la zona baja se comprime (Marca 2) por lo que resulta lógico que este en color violeta dado un valor negativo de deformación unitaria.

Para realizar la Figura 105, se escogió un punto de la probeta específico donde se esperaba que la probeta rompiera para ver la evolución de la deformación unitaria en el eje longitudinal conforme aumentaba el número de capturas. Como podemos observar, la deformación unitaria permanece prácticamente constante y positiva por estar sometida a tracción durante todo el ensayo hasta que llegado a un punto la tendencia cambia y comienza

a aumentar momento en que el tamaño de la grieta crece hasta que finalmente alcanza un valor máximo, donde la probeta rompe definitivamente.

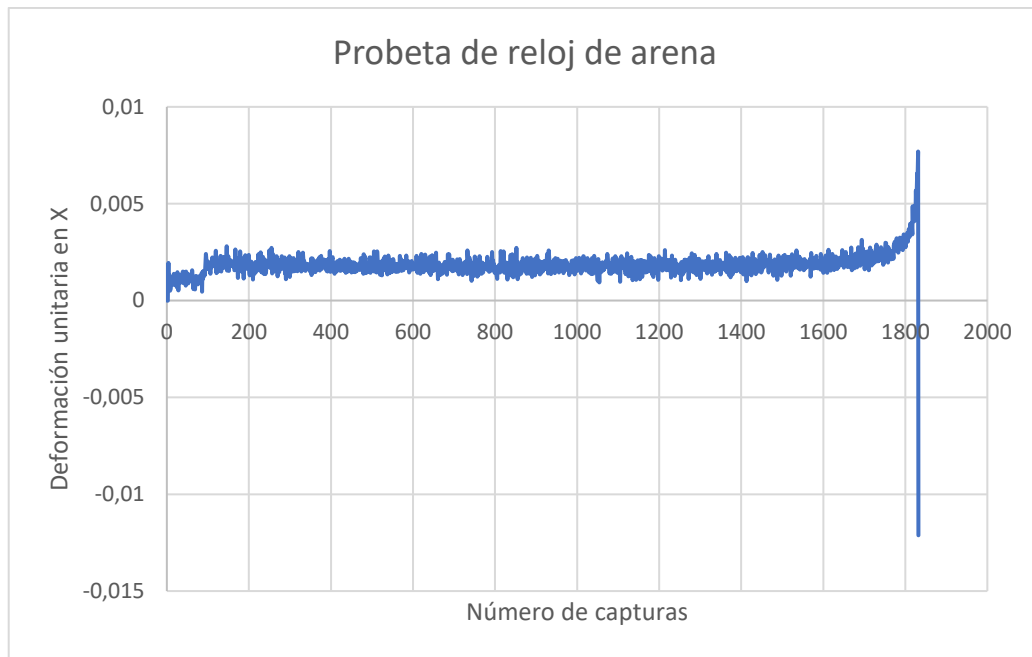


Figura 105: Evolución de la deformación unitaria frente al número de capturas en la probeta de reloj de arena

8.2.2 Probeta de planos paralelos

Para la probeta de planos paralelos se escogió la carga de 20 kg para realizar el estudio de correlación digital de imágenes. En el software de la cámara se estableció que se hicieran capturas de imágenes cada 100 estímulos del sensor infrarrojo ya que el ensayo de esta probeta con esta carga resultaba ser más duradero.

La probeta de planos paralelos se prevé que rompa justo en el cambio de ángulo del extremo opuesto al de la aplicación de la carga, donde el momento y la tensión son mayores. En la Figura (106) observamos claramente la formación de la grieta. En la zona superior donde se prevé que rompa (Marca 1 Figura 106) la probeta se encuentra traccionada ofreciendo un valor de deformación unitaria de 0.0161 debido a que la probeta se está fracturando formándose así la grieta. Por el contrario, la zona inferior (Marca 2 Figura 106) se está comprimiendo debido a la caída que esta experimentado la probeta.

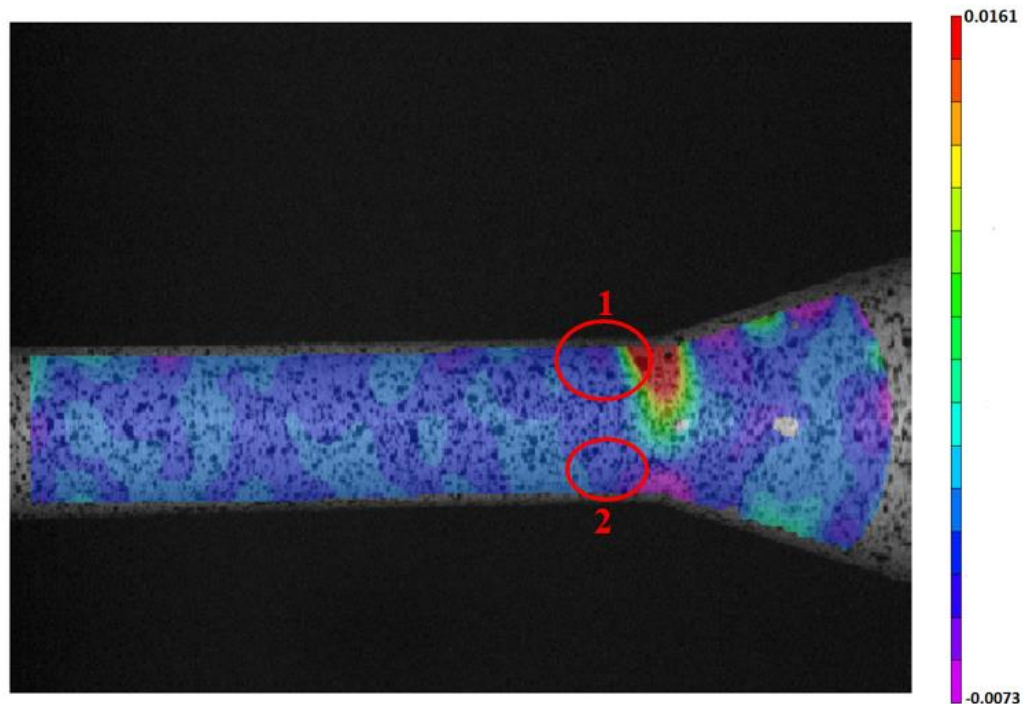


Figura 106: Deformación unitaria a lo largo del eje longitudinal en la probeta planos paralelos sin entalla con una carga de 20 kg

8.2.3 Probeta de planos paralelos con entalla

Para la probeta de planos paralelos con entalla es escogió una carga de 22 kg para realizar el estudio de correlación digital de imágenes.

Para este tipo de probeta ha sido más complicado analizar la formación de la grieta debido a la existencia de la entalla. Cada zona exterior de la entalla (Figura 107) solo era vista por la cámara opuesta, de modo que no se podía realizar la correlación digital de imágenes en esa zona pues para ello se necesita que un mismo punto de la probeta sea visto por dos cámaras de forma simultánea, por tanto, el programa solo ha sido capaz de analizar la zona media de la entalla (Marca 1 Figura 108)

sSe



Figura 107: Probeta de planos paralelos con entalla con zona exterior de la entalla remarcada

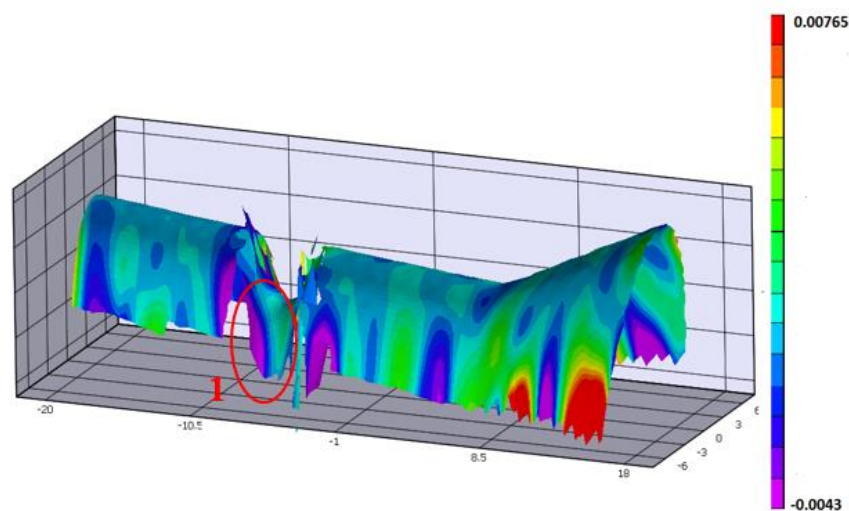


Figura 108: Visualización en tres dimensiones de la deformación unitaria a lo largo del eje longitudinal en la probeta de planos paralelos con entalla con una carga de 22 kg

Aun con el problema de que el programa solo ha podido analizar la zona media de la entalla, se ha conseguido ver la formación de la grieta. Si observamos una de las últimas capturas realizadas por la cámara antes de su rotura (Figura 109), vemos que la zona superior de la entalla (Marca 1 Figura 109) experimenta el proceso de tracción típico cuando se está fracturando la probeta con un valor de 0.075 de deformación unitaria en el eje longitudinal mientras que la zona inferior se comprime debido nuevamente a la caída de la probeta (Marca 2 Figura 109).

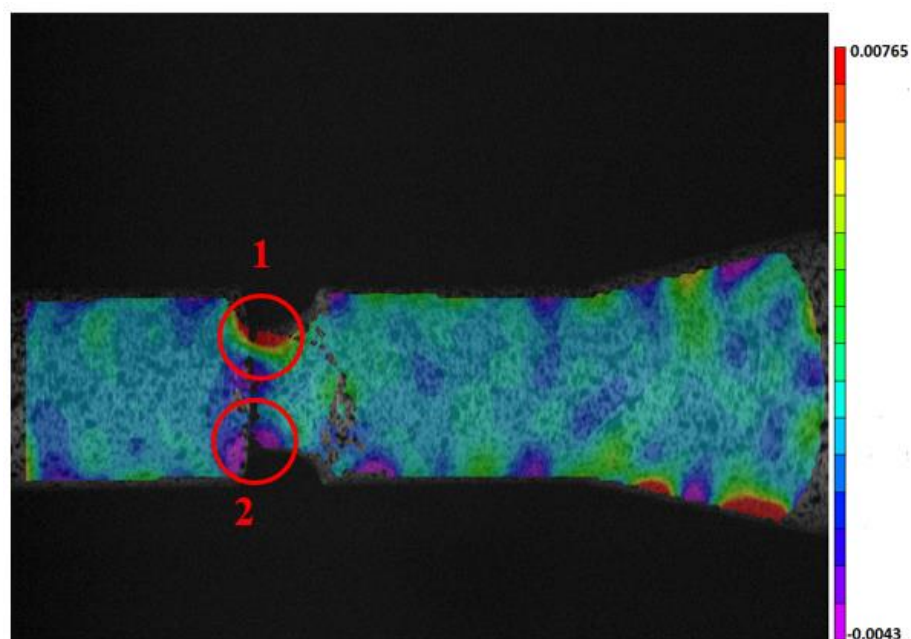


Figura 109: Deformación unitaria a lo largo del eje longitudinal en la probeta planos paralelos con entalla con una carga de 22 kg

9. CONCLUSIONES

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado era el intentar mejorar la máquina de fatiga fabricada años atrás pues su funcionamiento no era el más adecuado. Para ello, se realizó un estudio para valorar cuales eran los problemas principales que tenía (transmisión del giro del motor a la probeta, vibraciones, desplazamiento del rodamiento acoplado a la probeta, reseteo del contador de revoluciones y seguridad). Con todas las soluciones aportadas se ha conseguido un mejor funcionamiento de la máquina, se han reducido las vibraciones y se ha mejorado la seguridad a la hora de realizar los ensayos.

También como novedad se ha conseguido realizar el estudio de correlación digital de imágenes para observar la evolución de la grieta. Para ello se ha modificado el modo en el que el sensor infrarrojo enviaba los impulsos a las cámaras, consiguiendo realizar las capturas de las imágenes en el mismo lugar de la probeta.

Tras contractar los resultados obtenidos en el laboratorio, así como los calculados de forma teórica se ha podido comprobar que la máquina ha mejorado su comportamiento pues en todas las probetas, en al menos una de las cargas ensayadas, se ha podido comprobar la repetitividad de los ensayos, descartando entonces que los resultados obtenidos hayan sido fruto de la casualidad.

Se ha podido ver que el error existente entre los resultados analíticos y experimentales había sido abultado sobre todo para la carga de 20 kg en la probeta de planos paralelos y en la carga de 14 kg para la probeta de planos paralelos con entalla. Este error se debe a que los métodos analíticos usados para los cálculos teóricos no son precisos y que los resultados experimentales dependen de factores como la fabricación de las probetas, acabado superficial, así como la presencia de algún poro o incrustación de impurezas en el interior de la probeta, haciendo que sea más propensa a la fractura.

Como trabajo futuro a este Trabajo Fin de Grado sería interesante incluir cámaras térmicas adicionales a las cámaras usadas para este trabajo. Con las cámaras térmicas se podría estudiar la influencia de la temperatura en cada probeta, y valorar como influye la geometría de esta en la disipación del calor.

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BUDYNAS, Richard G y KEITH NISBETT, J. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8º ed. Mc Graw Hill.
2. Fatiga de materiales. [En línea]
<http://www3.fi.mdp.edu.ar/emaquinas/files/fatiga.pdf>
3. UNIVERSIDAD DE BURGOS, 2016. La fatiga de los materiales-Concepto-Grupo GIE. En: *Youtube* [video en línea]. Publicado el 4 de noviembre de 2016 [consulta: Mayo de 2019]. Disponible en:
<https://www.youtube.com/watch?v=CjZba9CSYR4&t=85s>
4. AVILÉS, Rafael, 2005. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. Paraninfo. 8497323440
5. DOMINGUEZ ABASCAL, Jaime, 2018. La fatiga de los materiales y su tolerancia. *El Mundo* [En línea]. [consulta: Mayo 2019]. Disponible en:
<https://www.elmundo.es/economia/2018/01/16/5a5de0e4e5fdeaad3c8b45e5.html>
6. ESCACENA VENTURA, José Manuel. *Caracterización de las propiedades mecánicas del aluminio 7075-T651* [En línea]. Disponible en :
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>
7. Fatiga de materiales [En línea] https://www.ecured.cu/Fatiga_de_materiales
8. CONTRERAS, Antonio J, 2014. Comportamiento a fatiga de los materiales. En: *Engineering&Materials* [En línea]. Disponible en :
<https://materialsbreakthroughs.wordpress.com/2014/11/16/comportamiento-a-fatiga-de-los-materiales/>
9. ANDRADE, Aa, 2015. Modelos de crecimiento de grietas por fatiga. En: Scielo [En línea]. Disponible en : <http://www.scielo.org.co/pdf/ecei/v9n18/v9n18a06.pdf>
10. NEVES BELTRAO, Marcelo Augusto, 2005. *PROPAGAÇÃO DE TRINCAS DE FADIGA EM JUNTAS SOLDADAS LONGITUDINAIS DE AÇO PARA DUTOS DA CLASSE API 5L X-70*. Tesis doctoral. Rio de Janeiro: Universidad Federal de Rio de Janeiro [consulta: Mayo de 2019]. Disponible en:
<http://www.metalmat.ufrj.br/index.php/br/pesquisa/producao-academica/-/7/2005-1/611--560/file>
11. Criterios de falla [En línea] <http://criteriosdefalla.blogspot.com/>
12. Normativa ISO 1143:2010
13. Ensayo de fatiga [En línea] https://www.ecured.cu/Ensayo_de_fatiga

14. Ensayo de fatiga [En línea]
<https://www.instron.com.ar/Our%20Company/Library/Glossary/F/Fatigue%20Test>
15. LÓPEZ-ALBA, et al. Asociación Española de Ingeniería Mecánica [En línea]. En: XIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Jaén. [consulta Mayo 2019]. Disponible en:
<http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/11-09.pdf>
16. SUTTON, M.A, et al., 2008. The effect of out-of-plane motion on 2D and 3D digital image correlation measurements. *Sciencedirect*. USA: ELSEVIER, Volumen 46, [Consulta: Mayo 2019]. Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0143816608000985#bib2>
17. HERBST, Christian. Basics of 3D Digital Image Correlation. *Q-400* [En línea]. Germany. [consulta: Mayo 2019]. Disponible en :
<http://www.dantecdynamics.com/docs/products-and-services/dic/T-Q-400-Basics-3DCORR-002a-EN.pdf>
18. Qué es Arduino [En línea] <https://hetpro-store.com/TUTORIALES/que-es-arduino/>
19. Qué es Arduino [En línea]
<https://aprendiendoarduino.wordpress.com/2016/12/11/que-es-arduino-2/>
20. Arduino Uno R3 [Imagen digital en línea] <https://core-electronics.com.au/arduino-uno-r3.html>
21. Historia del Arduino [En línea] <https://arduinodhtics.weebly.com/historia.html>
22. La historia del Arduino y cómo ha nacido [Imagen digital en línea]
<https://blog.bricogeek.com/noticias/arduino/la-historia-de-arduino-y-como-ha-nacido/>
23. Arduino UNO [En línea] <http://arduino.cl/arduino-uno/>
24. GUERRERO, Joel, 2014. Arduino Uno: Especificaciones y característica. En: *PLUSELECTRIC* [En línea]. Disponible en:
<https://pluselectric.wordpress.com/2014/09/21/arduino-uno-especificaciones-y-caracteristicas/>
25. Arduino Uno R3 Development Board [Imagen digital en línea]
<https://www.controlvoltage.net/arduino-arduino-uno-r3-development-board.html>
26. NATIVIDAD PALOMARES, María, 2017. *Estudio de fatiga en viga rotatoria* [En línea]. Trabajo de fin de grado. Jaén: Universidad de Jaén [consulta Mayo 2019]. Disponible en:

- <http://tauja.ujaen.es/bitstream/10953.1/6790/1/Estudio%20de%20fatiga%20en%20viga%20rotatoria.pdf>
27. Variadores de velocidad ajustable. Guía del usuario. Knightdale: Square D: ALTIVAR, 2017.
28. PAN B, QIAN K, XIE H Y ASUNDI A. *Two-dimensional image correlation for inplane displacement and strain measurement: a review*. Measurement Science Technology, 2009, Vol. 20 Núm. 6
29. RODRÍGUEZ GONZÁLEZ, Cristina, 2016. *Potencialidad de las técnicas de correlación de imágenes en el análisis de la integridad de elementos estructurales* [En línea]. Trabajo de fin de grado. Lugar de publicación: Universidad de Oviedo [consulta: mayo 2019]. Disponible en: http://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/10651/38466/6/TFM_GARCIA_GARCIA.pdf
30. Diseño Mecánico [En línea] https://juanrodriguezprieto.files.wordpress.com/2014/08/prese_2.pdf

11. ANEXOS

11.1 Código fuente para programa Arduino

```
#include <MCP23017.h>
```

```
#include <Adafruit_RGBLCDShield.h>
```

```
#include <Wire.h>
```

// La placa utiliza los pines I2C SCL y SDA. En Arduinos clásicos esto es los analógicos 4 y 5, así que no se pueden utilizar más para analogRead ().

```
Adafruit_RGBLCDShield lcd = Adafruit_RGBLCDShield();
```

// Los números enteros son el tipo de datos principal para el almacenamiento de números. En el Arduino Uno, un int almacena un valor de 16 bits (2 bytes).

```
int pulsador=9;
```

```
int valorPulsador =0;
```

```
int sensor=8; // Se establece el pin digital 8 para la lectura del sensor de la probeta.
```

```
int sensorleido=0; // Se ponen las lecturas del sensor a 0.
```

```
int valor=0; // Se establece el valor 0 para valor.
```

```
int inicio=0; // Se establece el valor 0 para inicio.
```

```
int fin=0; // Se establece el valor 0 para fin.
```

```
unsigned long vueltas=0; // Se pone el contador a 0.
```

```
int velocidad=0; // Se pone la velocidad a 0.
```

```
unsigned long time1=0; // Se declara el contador de tiempo 1 en milisegundos.
```

```
unsigned long time2=0; // Se declara el contador de tiempo 2 en milisegundos.
```

```
int rpm=0;
```

```
unsigned long tiempovuelta=0; // Se declara el contador de tiempo por vuelta en milisegundos.
```

```
int t=0;
```

```

unsigned int yo;

void setup() {

    Serial.begin(9600); // Inicializar comunicaciones en serie.

    lcd.begin(16,2); // Configurar el número de columnas y filas de la LCD.

    pinMode(sensor, INPUT); // Configurar el pin digital 8 (sensor) como entrada.

    pinMode(pulsador, INPUT); // Configurar el pin digital 9 (pulsador) como entrada.

    lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en
    la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y
    columna 0.

    lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

    lcd.print(" rev      ");

    lcd.setCursor(0, 1); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en
    la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y
    columna 1.

    lcd.print(rpm); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

    lcd.print(" rpm      ");

    yo = 0;

}

void loop() {

    if(digitalRead(sensor)==LOW) // Si BLANCO

    {

        valorPulsador = digitalRead(pulsador);

        if(valorPulsador==HIGH)

        {

            vueltas=0;

```



```

        lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer
        la ubicación en la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la
        pantalla LCD en la columna 0 y fila 0.

        lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

        lcd.print(" rev      ");

    }

    return;

}

else // Si NEGRO

{

    time2=millis();

    tiempovuelta=time2-time1; // Se calcula el tiempo por vuelta.

    rpm=60000/tiempovuelta; // Se pasa el tiempo de milisegundos a minutos.

    vueltas++; // Se suma una vuelta de la probeta al contador.

    t=0;

    while(digitalRead(sensor)==HIGH) //Si NEGRO

    {

        valorPulsador = digitalRead(pulsador);

        if(valorPulsador==HIGH)

        {

            vueltas=0;

            lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer
            la ubicación en la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la
            pantalla LCD en la columna 0 y fila 0.

            lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

            lcd.print(" rev      ");

```

```

    }

    t++;

    delay(1); // Se espera a estar fuera del sensor.

}

time1=millis()-t;

lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en
la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la columna 0 y
fila 0.

lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

lcd.print(" rev");

lcd.setCursor(0, 1); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en
la que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y
columna 1.

lcd.print(rpm); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.

lcd.print(" rpm ");

lcd.setCursor(8,0);

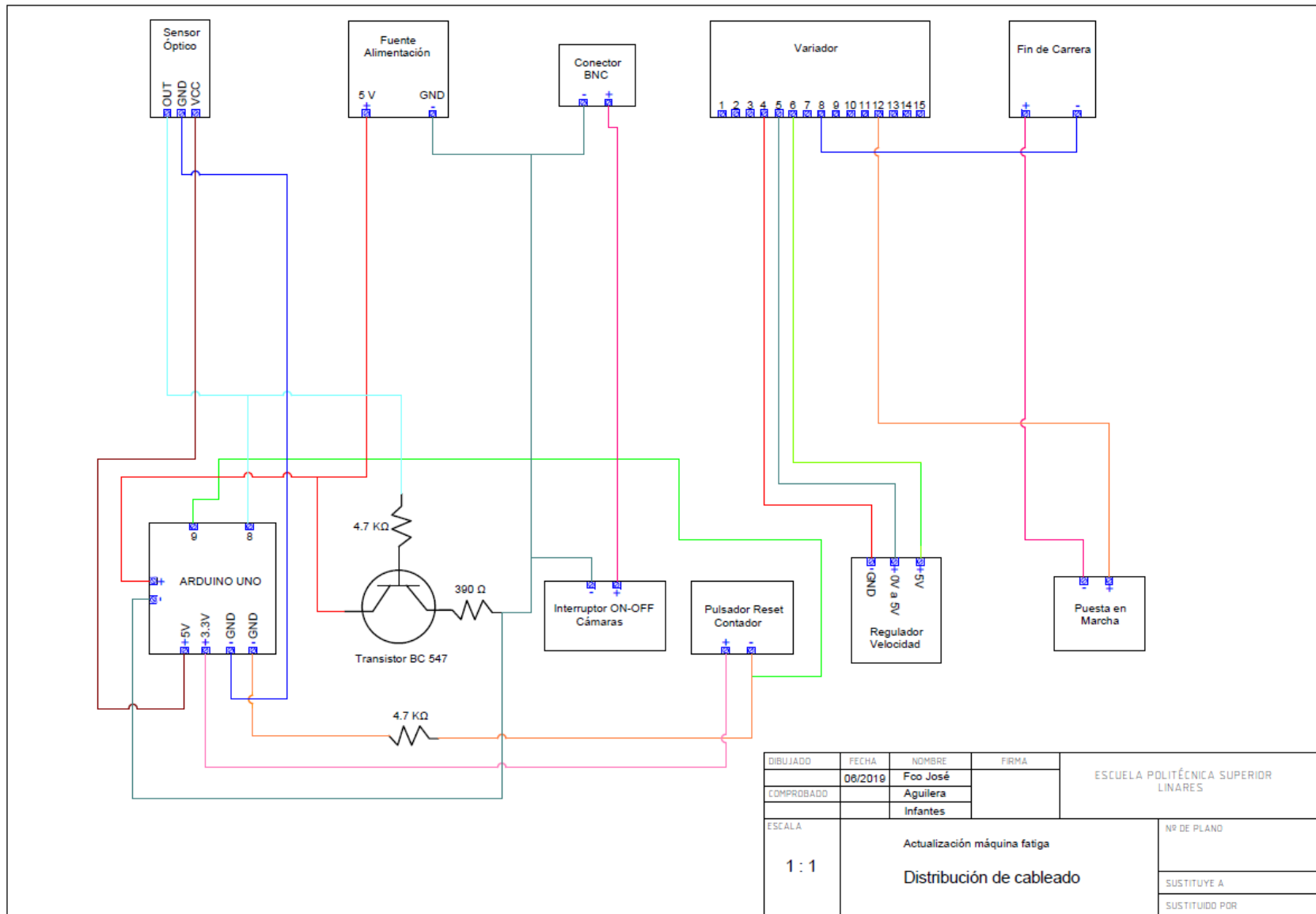
lcd.print("O");

}

}

```

11.2 Distribución de cableado



12. PLANOS

12.1 Distribución en planta

12.2 Probeta planos paralelos

12.3 Probeta reloj de arena

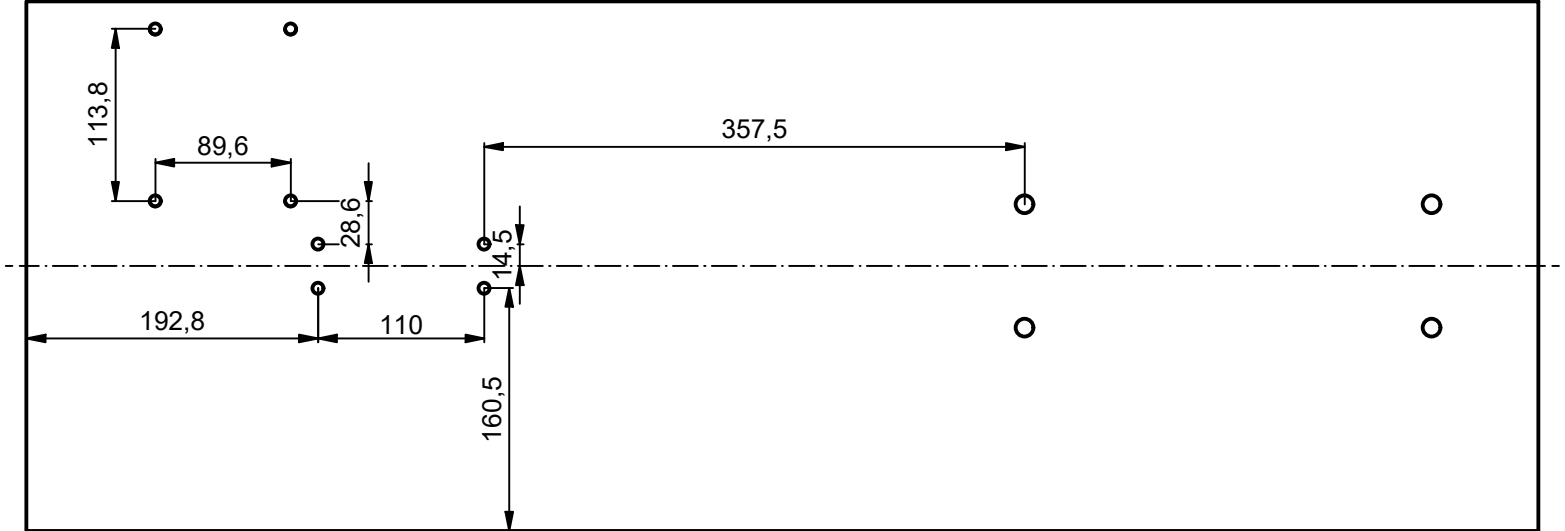
12.4 Probeta planos paralelos con entalla

12.5 Soporte con rodamientos

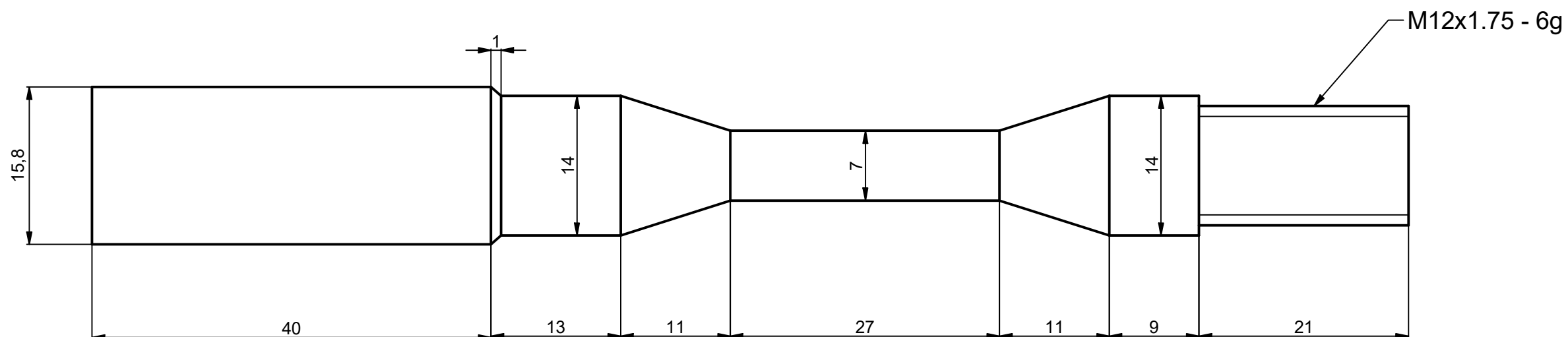
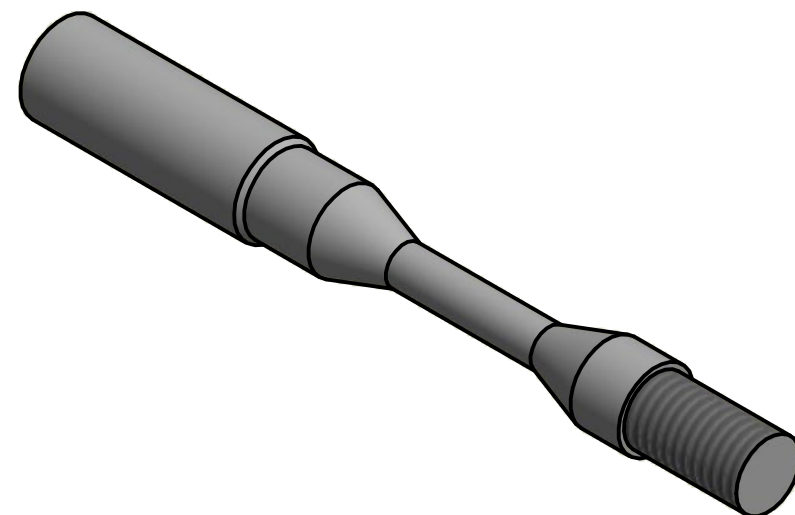
12.6 Tapa rodamiento

12.7 Soporte Cámara

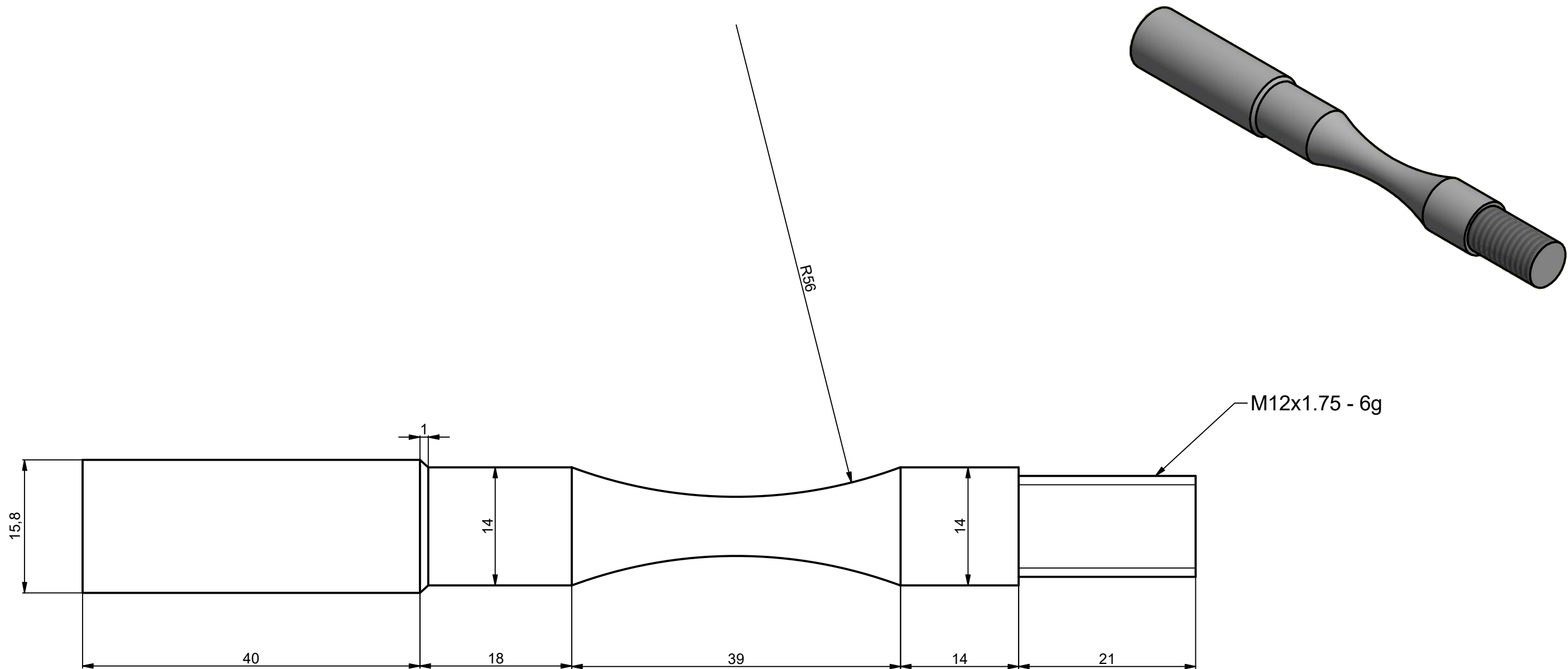
12.8 Tope



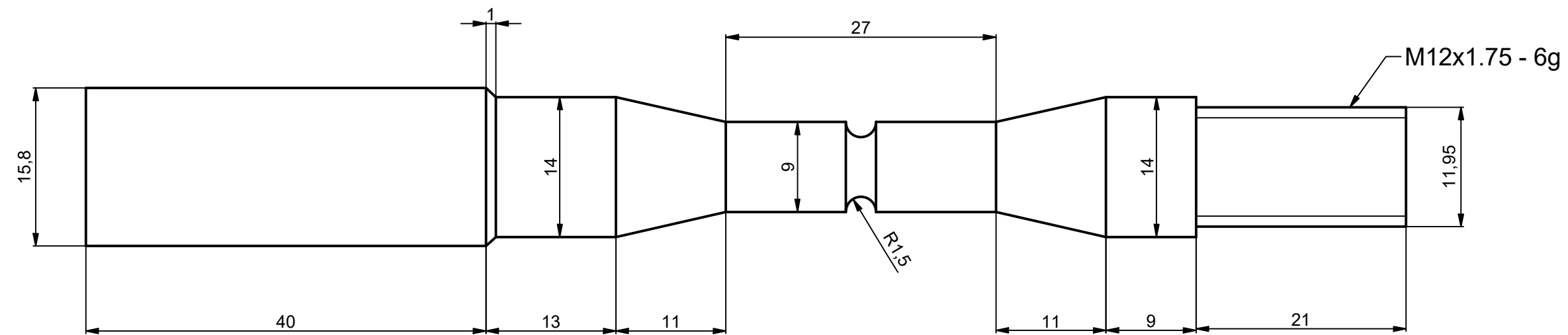
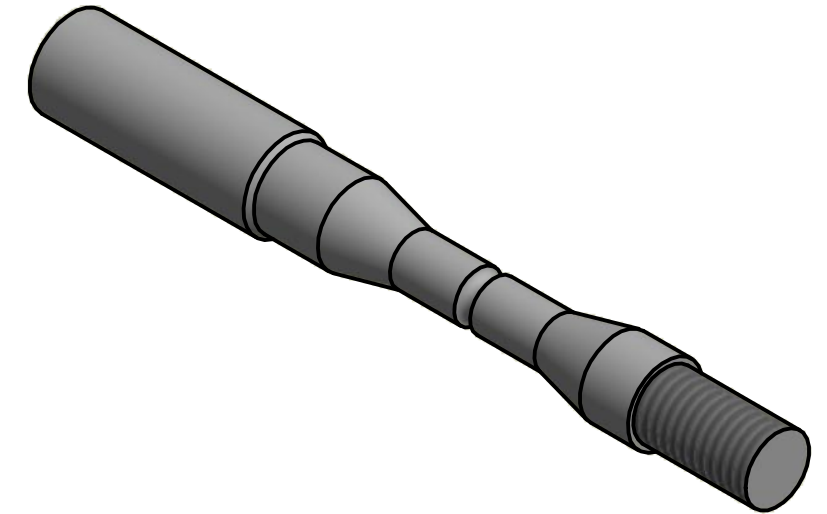
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
	06/2019	Fco José			
COMPROBADO		Aguilera			
		Infantes			
ESCALA	Actualización máquina fatiga Distribución en planta			Nº DE PLANO	
5 : 1					
				SUSTITUYE A	
				SUSTITUIDO POR	



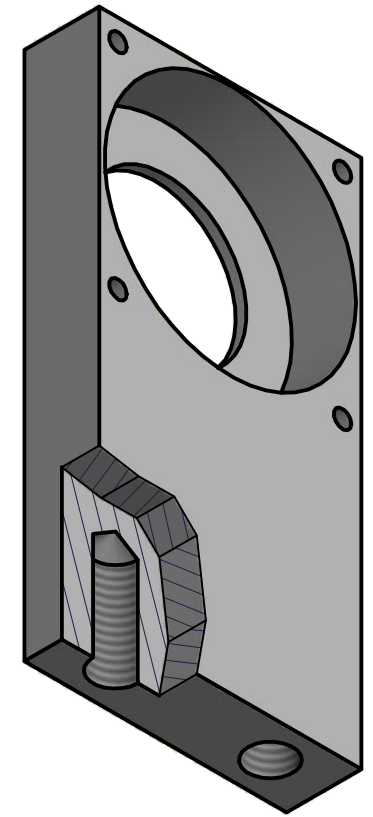
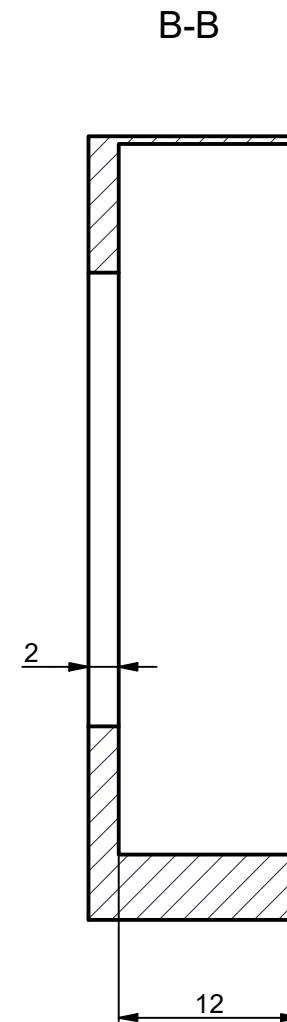
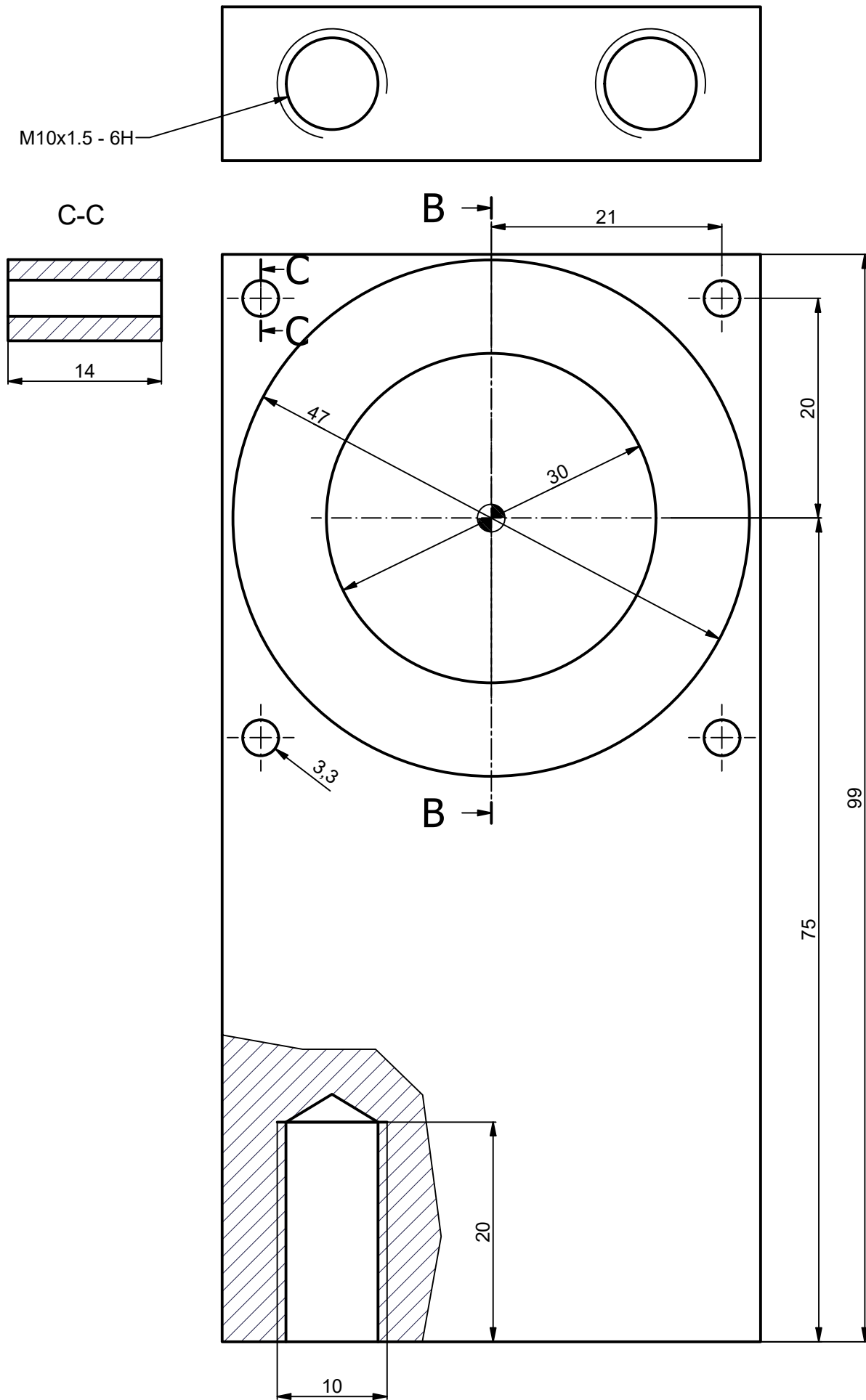
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
COMPROBADO	06/2019	Fco José			
		Aguilera			
		Infantes			
ESCALA :	Actualización máquina de fatiga Probeta planos paralelos				Nº DE PLANO 1/7
2 : 1					SUSTITUYE A
					SUSTITUIDO POR



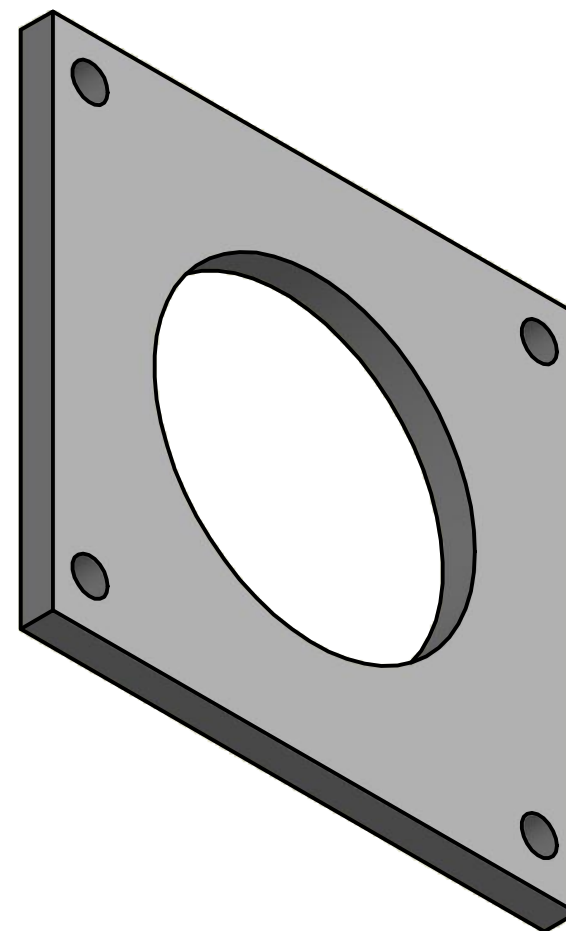
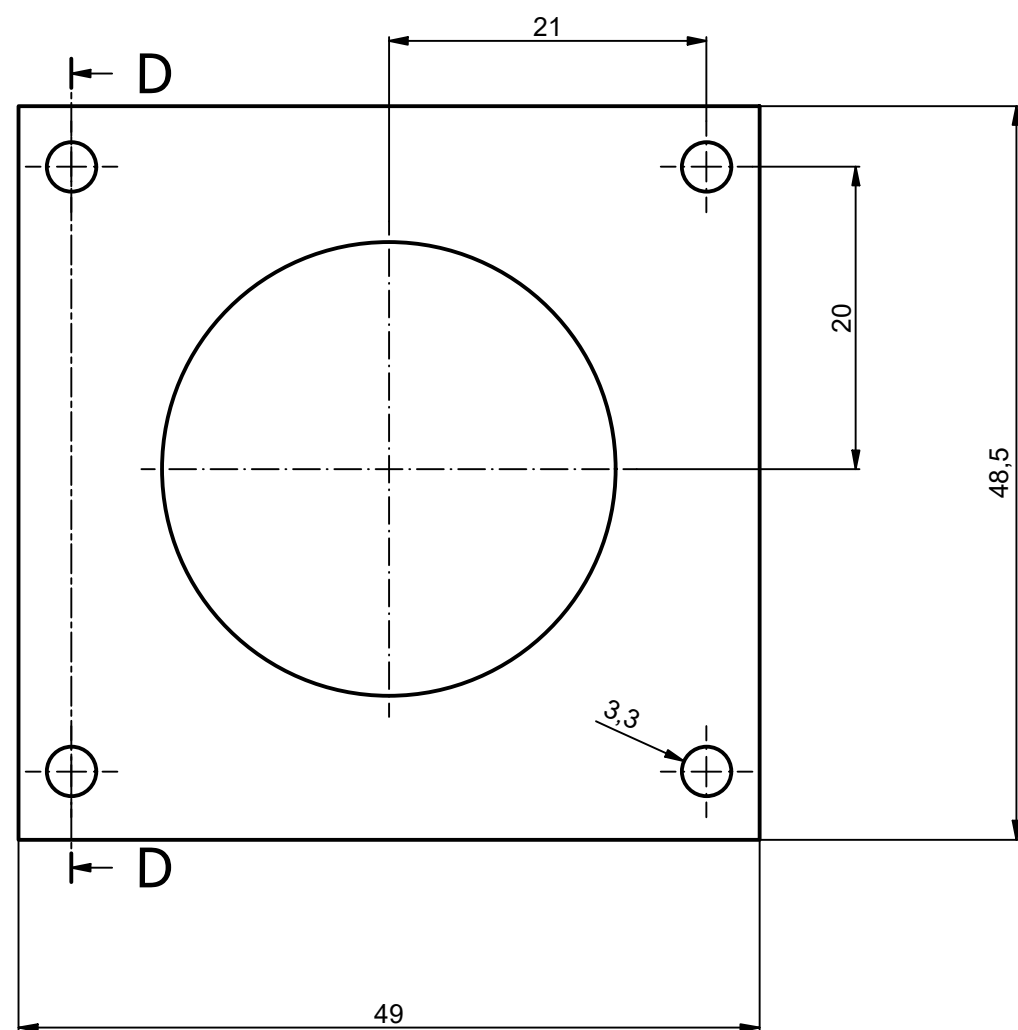
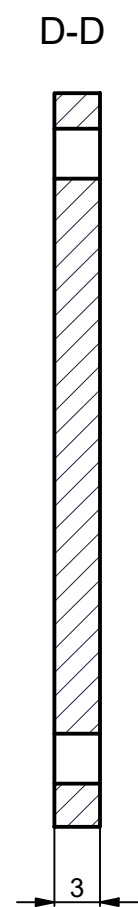
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
COMPROBADO	06/2019	Fco José		
		Aguilera		
		Infantes		
ESCALA : 2:1	Actualización máquina de fatiga Probeta reloj de arena			Nº DE PLANO 2/7
				SUSTITUYE A
				SUSTITUIDO POR



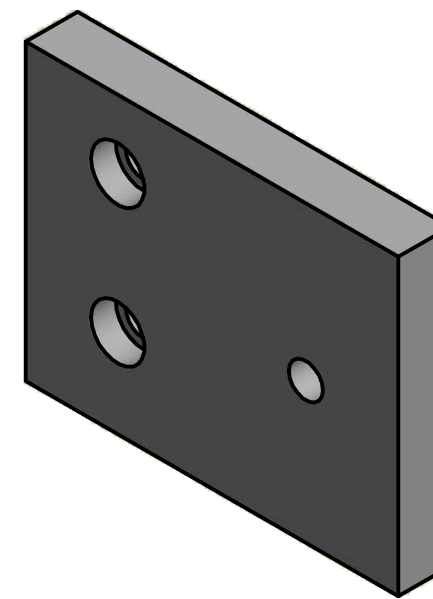
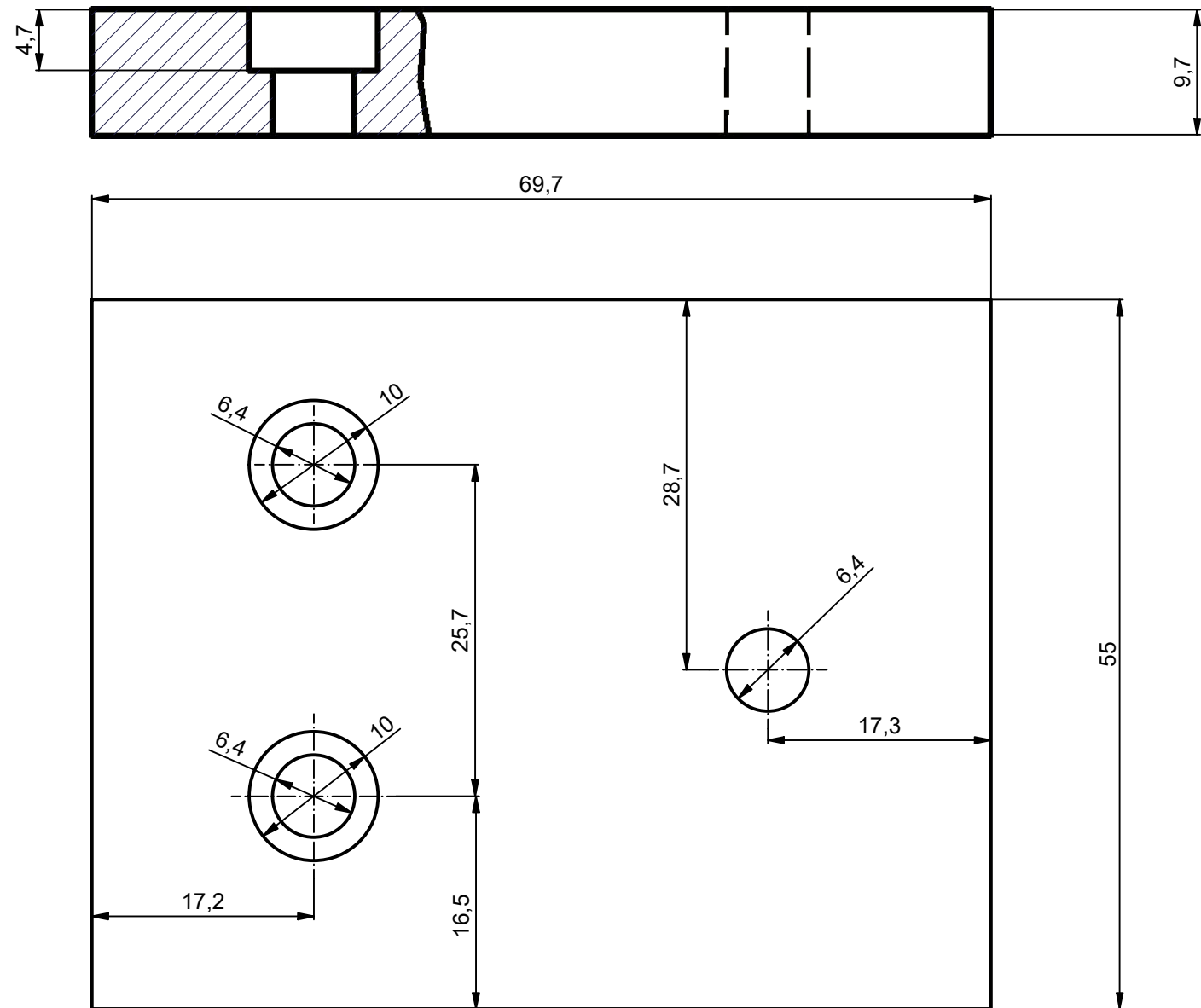
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
COMPROBADO	06/2019	Fco José		
		Aguilera		
		Infantes		
ESCALA : 2:1	Actualización máquina de fatiga Probeta planos paralelos con entalla			Nº DE PLANO 3/7
				SUSTITUYE A
				SUSTITUIDO POR



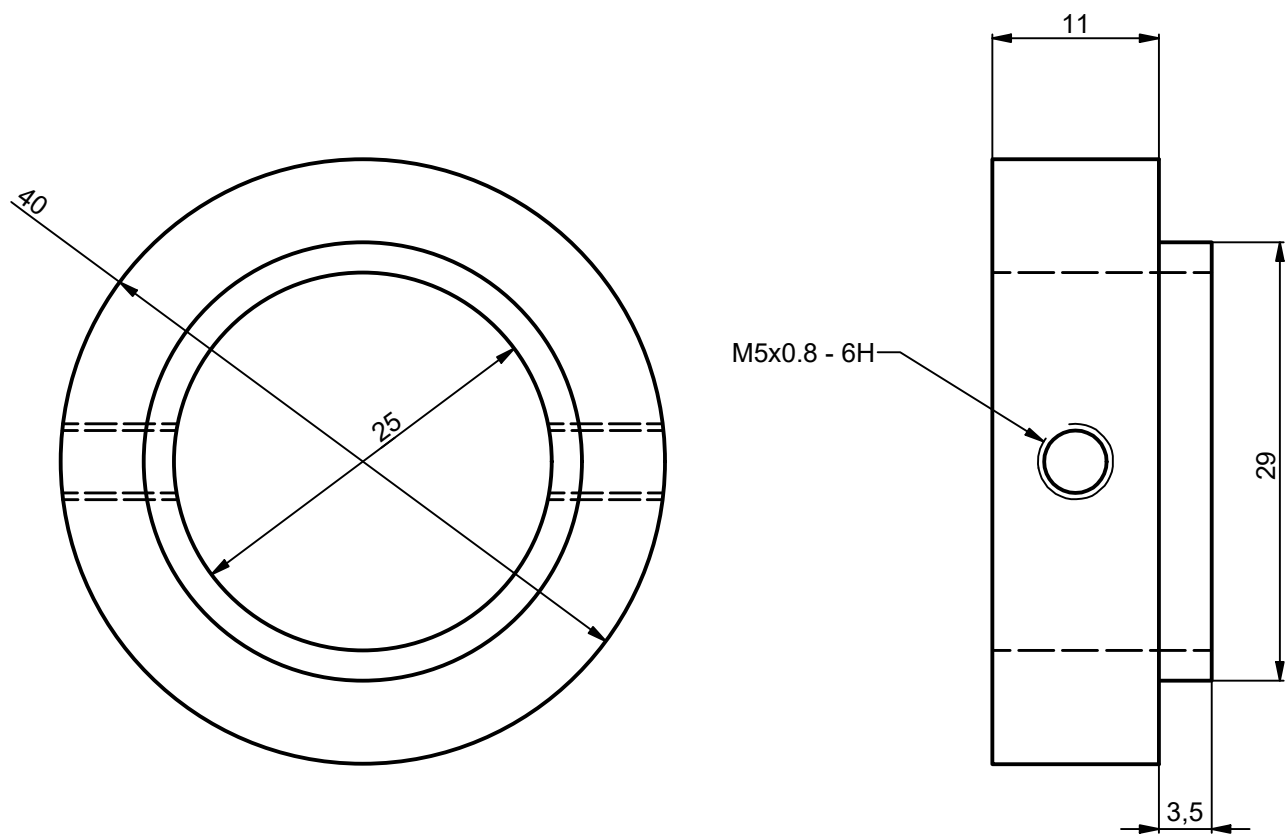
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
COMPROBADO	06/2019	Fco José Aguilera			
		Infantes			
ESCALA :	Actualización máquina de fatiga Soporte con rodamientos				Nº DE PLANO 4/7
2 : 1					SUSTITUYE A
					SUSTITUIDO POR



DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
COMPROBADO	06/2019	Fco José Aguilera			
		Infantes			
ESCALA :	Actualización máquina de fatiga Tapa rodamiento				Nº DE PLANO 5/7
2 : 1					SUSTITUYE A
					SUSTITUIDO POR



DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
COMPROBADO	06/2019	Fco José Aguilera			
		Infantes			
ESCALA :	Actualización máquina de fatiga Soporte Cámara				Nº DE PLANO 6/7
2 : 1					SUSTITUYE A
					SUSTITUIDO POR



DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
COMPROBADO	06/2019	Fco José			
		Aguilera			
		Infantes			
ESCALA :	Actualización máquina de fatiga Tope			Nº DE PLANO 7/7	
2 : 1				SUSTITUYE A	
				SUSTITUIDO POR	