



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DEL FENÓMENO DE FATIGA MEDIANTE SISTEMAS DE SIMULACIÓN MECÁNICA.

Alumno: Aurora Ana Pérez Sánchez

Tutor: Prof. D. Luis Antonio Felipe Sesé
Prof. D. Ángel Jesús Molina Viedma

Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Septiembre, 2020

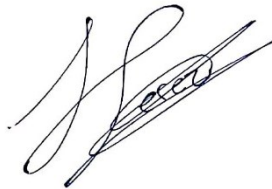
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DEL FENÓMENO DE FATIGA MEDIANTE SISTEMAS DE SIMULACIÓN MECÁNICA.

D. LUIS A. FELIPE SESÉ Y D. ÁNGEL JESÚS MOLINA VIEDMA, como tutores del Trabajo Fin de Grado “ESTUDIO DEL FENÓMENO DE FATIGA MEDIANTE SISTEMAS DE SIMULACIÓN MECÁNICA” presentado por la alumna AURORA ANA PÉREZ SÁNCHEZ, dan su visto bueno para la defensa y posterior evaluación del mencionado trabajo en la Escuela Politécnica Superior de Linares.

Linares, SEPTIEMBRE de 2020



Pérez Sánchez, Aurora Ana
Autor



D. LUIS A. FELIPE SESÉ



D. ÁNGEL JESÚS MOLINA VIEDMA

ÍNDICE

1. Resumen:	5
2. Introducción:	7
3. Motivación:	10
4. Objetivos:.....	11
5. Fundamentos teóricos:	12
5.1 Características de la rotura por fatiga	12
5.2 Métodos de estudio de la vida a fatiga	14
5.2.1 Método esfuerzo-vida	14
5.2.2 Método deformación-vida	16
5.2.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica.	17
5.2.3.1 Crecimiento de la grieta.....	19
5.3 Límite de resistencia a la fatiga	22
5.4 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	25
5.4.1 Factor de superficie k_a	26
5.4.2 Factor de tamaño k_b	26
5.4.3 Factor de carga k_c	28
5.4.4 Factor de temperatura k_d	28
5.4.5 Factor de confiabilidad k_e	30
5.4.6 Factor de efectos varios k_f	31
5.5 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca	31
5.6 Caracterización de esfuerzos fluctuantes	33
5.7 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables.....	36
5.8 Conceptos generales del método de los elementos finitos	43
6. Ensayo de fatiga:	48
6.1 Normativa ensayo fatiga	51
7. Metodología:	53
7.1 Cálculos teóricos	55

7.2 Cálculos numéricos:	76
7.2.1 Cálculo estático con ANSYS.....	78
7.2.2 Análisis de fatiga rotativa con nCode.....	91
8. Resultados y discusión:	96
8.1 Resultados teóricos y numéricos.....	96
8.2 Resultados experimentales.	102
9. Conclusión:	108
10. Bibliografía:	110
11. Anexos y planos:.....	111
11.1 Guía nCode:	111
11.2 Planos:	120
11.2.1 Probeta planos paralelos sin entalla	120
11.2.2 Probeta reloj de arena	120
11.2.3 Probeta planos paralelos con entalla	120

1. RESUMEN:

La fatiga es el proceso de cambio estructural permanente que ocurre en un material cuando es sometido a una carga fluctuante a lo largo del tiempo produciendo la iniciación y propagación de una o varias grietas hasta la rotura de la pieza. En este Trabajo Fin de Grado se va a estudiar la fatiga en tres tipos de probetas de acero normalizadas mediante un software de simulación basado en el cálculo de elementos finitos. Después, se va a comparar estos resultados con los calculados de forma teórica mediante diferentes métodos analíticos y con los obtenidos de forma experimental por un alumno en su Trabajo Fin de Grado, con el fin de evaluar la fiabilidad del programa para prevenir y evitar la falla por fatiga.

Abstract

Fatigue is the process of permanent structural change that occurs in a material when it is subjected to a fluctuating load over time causing the initiation and propagation of one or more cracks until the parts breaks. In this End of Degree Work the fatigue will be studied for three types of standardized steel test pieces using a simulation software based on the calculation of finite elements. Then, these results will be compared with those calculated theoretically by different analytical methods and with those obtained experimentally by a student in his End of Degree Work, in order to evaluate the reliability of the program to prevent and avoid fatigue failure.

2. INTRODUCCIÓN:

Se conoce como el fenómeno de fatiga al deterioro que se produce en un elemento sometido a la aplicación de una carga repetida o inestable, siendo dicha carga menor que la tensión de rotura estática e incluso que el límite elástico del material [3].

Antes de que se produzca el fallo por fatiga la pieza aguanta un número determinado de ciclos, es decir, el elemento se somete a una variación de la carga a lo largo del tiempo que lo debilitan hasta que finalmente rompe. El fallo por fatiga en materiales dúctiles es muy similar en apariencia a la fractura frágil con la peculiaridad de que en la dúctil se produce la reducción de la sección cuando rompe [2].



Figura 1: Fractura frágil [2]

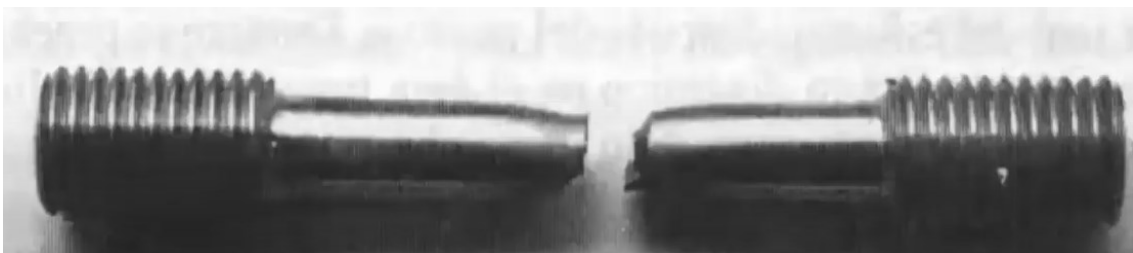


Figura 2: Falla por fatiga en materiales dúctiles [2]

La falla por fatiga se desarrolla en tres etapas.

1ª Iniciación: Comienza cuando se produce una o más microgrietas debido a la deformación plástica. Estas pueden aparecer en cualquier punto de la pieza, sin embargo, suelen aparecer en las zonas donde hay un concentrador de tensiones (muecas, entallas, orificios, etc.,) o picos elevados de carga e incluso por defectos en el material como poros e inclusiones. Las grietas que se producen no se pueden ver a simple vista [1],[2].

2ª Propagación: Cuando las microgrietas de la etapa 1 crecen debido a la carga cíclica, estas fisuras originan superficies con forma de mesetas, normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión. Además, se producen manchas claras y oscuras en la zona de esas superficies [1],[2].

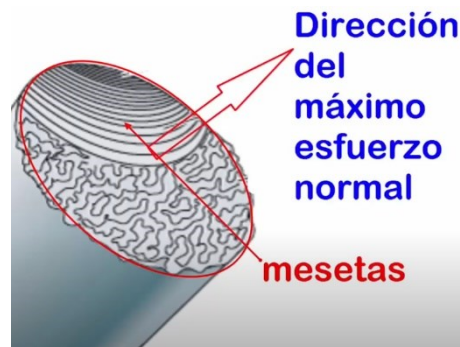


Figura 3: Superficies en forma de mesetas [2]

3ª Rotura: Ocurre cuando el material es incapaz de soportar la carga debido a que la sección está debilitada y finalmente, se produce una fractura rápida y súbita [2]. Dicha fractura puede ser por fractura dúctil como en la figura 2 en la cual la tensión en la sección reducida es superior a la resistencia a fluencia o bien por fractura frágil como se muestra en la figura 1 en la que el avance de la grieta se hace inestablemente rápido.

La falla por fatiga es la principal responsable de la rotura de elementos mecánicos, como, por ejemplo, alas de aviones, máquinas rotativas, barcos, vehículos, tornillos, etc, ya que suelen estar sometidos a cargas variables en el tiempo. Además de los métodos teóricos y experimentales para prevenir y evitar este tipo de falla también se utiliza el análisis de elementos finitos (FEA). Este último es una herramienta que ayuda a los ingenieros diseñadores a prevenir cuánto tiempo aguantará el elemento sin experimentar efectos de la fatiga [4].

El método de los elementos finitos tiene tanta importancia debido a que consigue resolver geometrías complejas en un tiempo prudencial, mediante la discretización del problema complejo en muchos elementos más sencillos. Existen diferentes softwares comerciales de FEA como por ejemplo ANSYS, NASTRAN, etc [1].



Figura 4: Modelo de un cigüeñal utilizando ANSYS [1]

El método de los elementos finitos consiste en dividir una estructura real en pequeñas subestructuras normalmente elásticas y bien definidas. Esto implica que al aplicar las cargas y las condiciones de contorno ya sean tanto en la superficie de la pieza como en esos nodos que se han creado, podamos obtener una solución próxima a partir de las funciones polinómicas y matriciales que el software desarrolla en todas esos subelementos.

Hay que destacar que también se producen errores, los computacionales, que son errores de redondeo debido a la computadora y los de conversión discreta, que se deben a la división de la geometría real, por ejemplo, en las zonas donde se encuentra un orificio esa discretización debe ser más pequeña para minimizar ese error, sin embargo, en las zonas alejadas a este tipo de concentradores se pueden utilizar elementos más grandes.

Aunque se ha estudiado, investigado y experimentado sobre el fenómeno de fatiga todavía no se puede explicar completamente este fenómeno debido a que hay muchos factores que se deben de tener en cuenta, como, por ejemplo, el tipo de material, los cambios rápidos de sección del elemento, el estar sometido a altas temperaturas o ambientes corrosivos, las altas presiones que se crean entre elementos que se deslizan entre sí, etc. Sin embargo, el ingeniero debe diseñar cualquier elemento para que sirva y sea seguro.

3. MOTIVACIÓN:

Como se ha visto previamente la falla por fatiga es muy habitual en el sector de la Industria. Es por esta razón por la que tiene tanta importancia su estudio.

Debido al interés de controlar la fatiga en piezas para prevenir y evitar la rotura, muchas empresas analizan este fenómeno con el fin de mejorar la durabilidad de los elementos. Por esta razón, una de las mejoras para conseguir un mayor tiempo de vida de una pieza es estudiar si se pueden utilizar materiales más resistentes y duraderos, siempre que no afecte a otras características de diseño.

En el sector de la Automación y la Aeronáutica se trabaja mediante softwares como ANSYS debido al potencial de cálculo de elementos finitos. Como se ha dicho previamente este tipo de software que trabaja con el método de elementos finitos está muy presente en la Industria debido al gran desempeño a la hora de realizar los cálculos correspondientes en geometrías complejas de manera rápida y eficiente.

Esta nueva metodología despierta el interés en estas empresas debido al gran impacto que tienen para reducir plazos y costes, ya que la respuesta es más rápida sin la necesidad de realizar ensayos experimentales que llevarían asociados un coste, ni los diferentes cálculos teóricos que requerirían de mucho tiempo y serían muy tediosos.

4. OBJETIVOS:

A partir de los conocimientos obtenidos en el Grado de Ingeniería Mecánica sobre diseño mecánico e integridad estructural, con este TFG se pretende profundizar en el estudio de este fenómeno. Como se ha indicado anteriormente es de enorme importancia conocer y trabajar con la falla a fatiga, debido a que muchas piezas rompen en servicio.

El principal objetivo será explorar una herramienta de análisis de fatiga con elementos finitos. Esto ayuda a profundizar en estos aspectos ya que en las asignaturas del grado se ha analizado el fenómeno de la fatiga desde un punto de vista teórico y analítico y en las asignaturas en las que se ha estudiado el método de los elementos finitos no se ha profundizado hasta evaluar este tipo de solicitación. Este análisis permitirá realizar una guía de análisis a fatiga empleando el software de simulación, que será de gran utilidad para la formación de los alumnos de próximos años.

Por último, realizar una labor de comparativa los resultados teóricos, de los que se han obtenido a partir de la simulación y de los estudios experimentales realizados por anteriores estudiantes en sus Trabajos Fin de Grado o prácticas. Este objetivo tiene el propósito de demostrar que no se produce un error significativo entre dichos resultados, así como evaluar las posibles fuentes de discrepancia.

5. FUNDAMENTOS TEÓRICOS:

En este apartado se va a desarrollar el estudio teórico que se ha tenido en cuenta tanto para los cálculos teóricos, así como para el análisis de la simulación.

5.1 Características de la rotura por fatiga

El origen de la fractura por fatiga se debe principalmente a un punto de concentración de esfuerzos en la superficie de rotura [5].

La superficie de fractura de un elemento sometido a fatiga presenta unas características que aportan información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Si examinamos dicha superficie podemos distinguir las distintas regiones como se muestra en la figura 5.

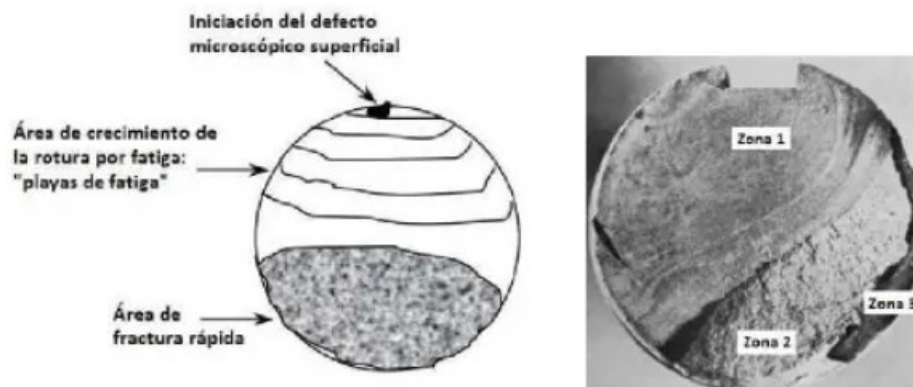


Figura 5: Las distintas zonas en la superficie de fractura de un eje por fatiga [5]

Zona 1: Es la más grande de la sección, donde el crecimiento de la grieta es lento. El aspecto de esta zona es liso y a veces se puede distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo debido a que se pueden observar unas líneas o estrías una vez rota la pieza como muestra la Figura 5. Sin embargo, no siempre se pueden observar ya que dependen de la naturaleza del material.

Zona 2: Sección en la que se produce el crecimiento rápido de la grieta, esta cubre casi el resto de la región del eje. La apariencia que presenta esta superficie es irregular.

Zona 3: Es la pequeña sección de la pieza que ya es incapaz de resistir la carga teniendo lugar la rotura final en un ciclo de carga.

Las características de la superficie de rotura de un elemento también se ven influenciadas por el tipo de carga al que se encuentra sometido dicha pieza. Este tipo de cargas son dinámicas y cíclicas provocando la rotura a largo plazo.

En la figura 6 se puede ver un esquema de las superficies de fractura para cargas axiales (tensión y compresión) y de flexión (unidireccional, invertida y rotatoria). Aunque no aparezca en este esquema también podemos encontrar superficies de rotura por fatiga debido a esfuerzos de torsión repetidos.

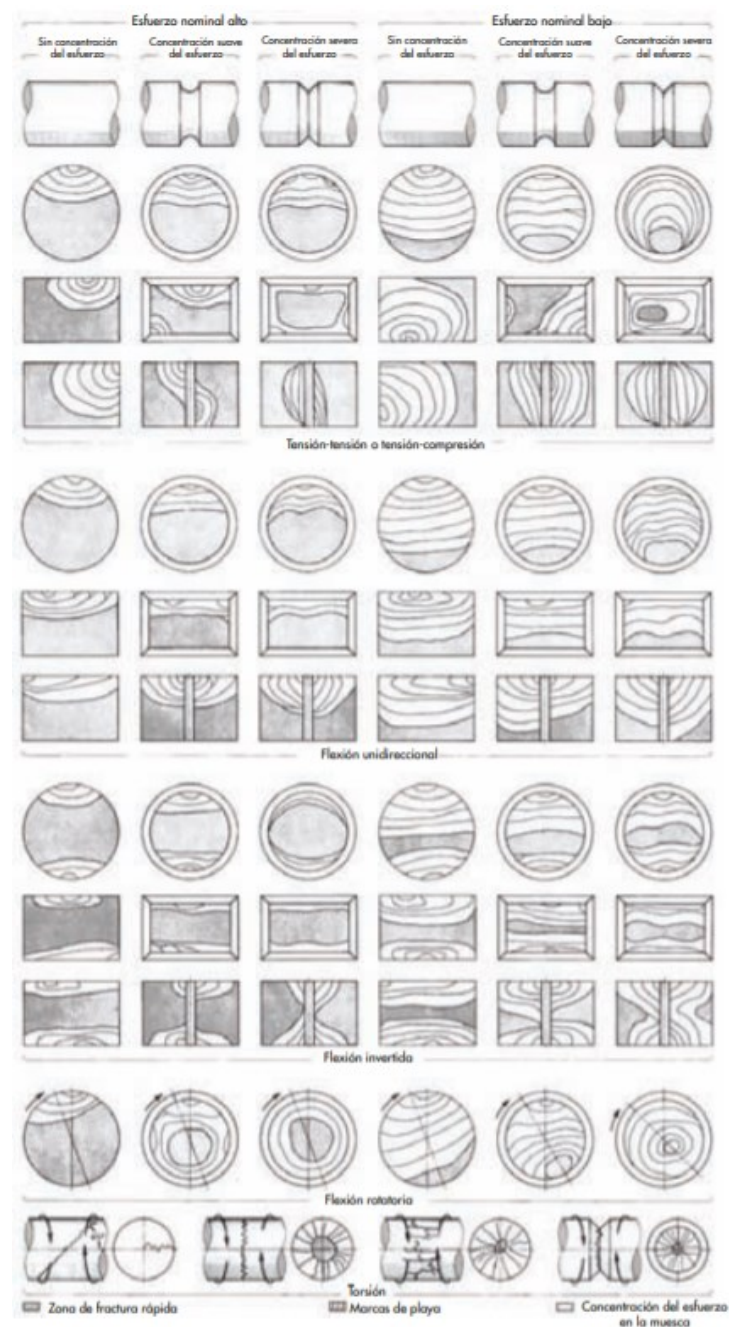


Figura 6: Esquemas de superficies de fractura por fatiga para distintas geometrías y diferentes condiciones de carga [1].

5.2 Métodos de estudio de la vida a fatiga

En el diseño y análisis de fatiga-vida se destacan tres métodos: Método de esfuerzo-vida, Método deformación-vida y Método de mecánica de fractura lineal elástica. Estos métodos se utilizan para estimar el número de ciclos (vida) que va a soportar la pieza con una carga determinada, antes del fallo. Al número de ciclos por debajo de 10^3 es decir, $1 < N < 10^3$ ciclos se le denomina fatiga de bajo ciclaje mientras que para $N > 10^3$ ciclos se considera fatiga de alto ciclaje [1].

5.2.1 Método esfuerzo-vida

Es el método tradicional, aunque sea el menos exacto, sobre todo para aplicaciones de bajo ciclaje. Sin embargo, para el estudio de alto ciclaje es el método más adecuado ya que es fácil de ejecutar y se posee mucha información de apoyo [1].

En este método consiste en relacionar la tensión fluctuante a la que se somete un componente con su duración en número de ciclos. Así, a partir de un elevado número de ensayos se puede analizar los datos y estimar un valor de vida. Es frecuente utilizar la máquina de viga rotativa para este tipo de ensayos, ya que permite aplicar una carga constante de flexión pura mediante pesos, manteniéndose constante la carga, pero permitiendo un giro a velocidad. Durante el ensayo anota el número de revoluciones hasta que se produce la falla de la viga.

En este tipo de estudio se realizan varios ensayos con cargas sucesivamente menores. En cada ensayo se va a obtener para un valor de tensión, los ciclos que aguanta hasta la falla, de esta manera, se va a realizar la gráfica S-N del material correspondiente. Estos datos se pueden graficar en papel semilogarítmico o logarítmico. En los metales ferrosos y aleaciones, después de un número de ciclos la curva se convierte en una línea horizontal. Si se representa en escala logarítmica se puede observar que se acentúa la curvatura de dicha línea, que no es visible si se representa en coordenadas cartesianas.

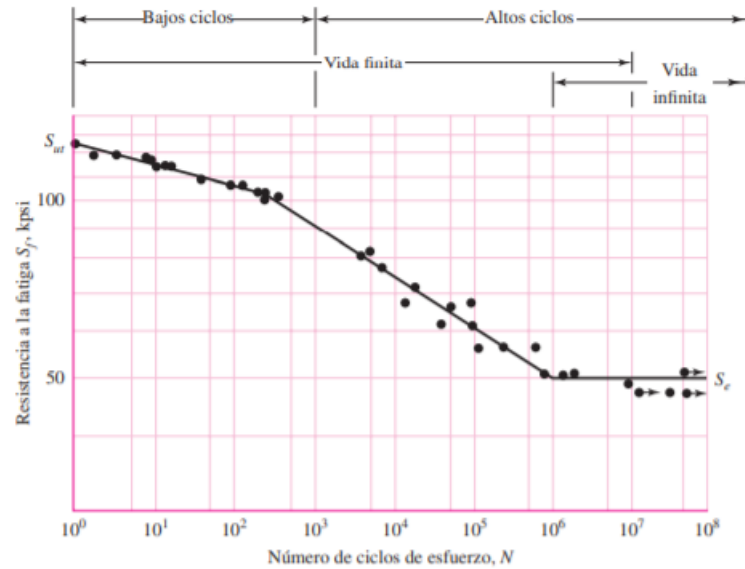


Figura 7: Gráfica S-N en coordenadas cartesianas [1].

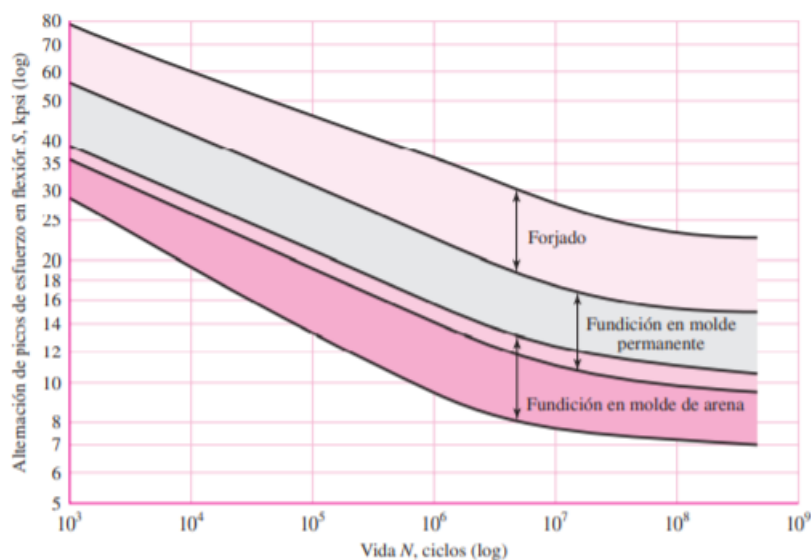


Figura 8: Gráfica S-N en papel logarítmico [1]

En el eje de ordenadas se representa la resistencia a la fatiga S_f mientras que, en el eje de abscisas se representa el número de ciclos correspondiente a dicha tensión (N) [1].

En el caso de los aceros, se produce un cambio brusco en la dirección de la gráfica, al esfuerzo correspondiente a dicha zona se le denomina resistencia a la fatiga S_e , por debajo de esta no se produciría la rotura, sin importar que tan elevado sea el número de ciclos. En los metales ferrosos, la gráfica no se hace horizontal eso conlleva que no tengan límite de fatiga.

Cuando N es igual a 1, significa que se produce una única aplicación de la carga, retiro de la misma y después otra aplicación y el cese de la carga en la dirección opuesta. Por lo tanto, N igual a $1/2$ implica que la carga se aplique una vez y luego se retire, el caso de la tensión simple.

El intervalo de datos correspondientes al rango que va desde $N=1$ hasta $N=1000$ ciclos, se le considera fatiga de bajos ciclos, como se muestra en la Figura 7. Esto implica que para $N>1000$ ciclos se estima fatiga de altos ciclos.

En la Figura 8 también se pueden definir dos regiones, la de vida finita y la de vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede determinar con claridad excepto para un material específico, pero si se puede ubicar entre 10^6 y 10^7 ciclos, para el caso de los aceros.[1]

5.2.2 Método deformación-vida

El método de deformación-vida [1] 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 sólo debido al valor que tiene al ayudar a comprender la naturaleza de la fatiga.

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. 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].

Para representar la curva deformación-vida de un material hay que considerar en el eje de ordenadas la amplitud de la deformación $\Delta\epsilon/2$, mientras que en el eje abscisas su correspondiente vida en inversiones a la falla $2N$.

El método de deformación vida es actualmente poco usado por los diseñadores 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.

Sin embargo, este método si está disponible en el análisis de elementos finitos que se va a utilizar para este estudio, aunque, para este caso, se va a trabajar con el método de esfuerzo-vida como se ha indicado anteriormente.

5.2.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica.

En el método de la mecánica a la fractura se supone que ya existe una grieta y que ésta se ha detectado. Se emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad de esfuerzo [6].

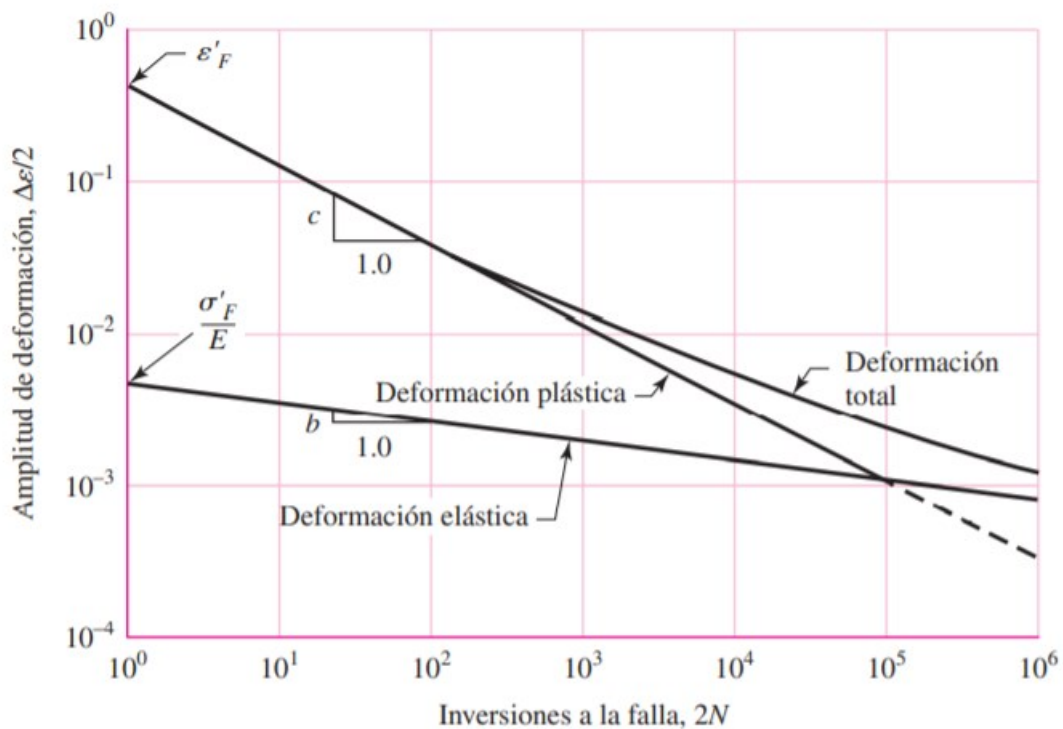


Figura 9: Gráfica log-log donde se muestra cómo se relaciona la vida a la fatiga con la amplitud de la deformación real [1].

Existen tres modos de la propagación de la grieta. El modo I, es el modo de propagación de la grieta en apertura. Éste es el modo más común. Modo II, es el de deslizamiento, que se debe a la cortante en el plano. Finalmente, el Modo III corresponde con el de desprendimiento, el cual surge de una cortante fuera del plano [1].

En la figura 10 se puede observar que si se superponen los tres modos se obtiene el caso general de tensiones de un sólido. Para cada uno de estos modos existe un parámetro K_I , K_{II} y K_{III} que se denominan factor de intensidad de tensiones y caracteriza completamente las condiciones tensionales y de deformaciones de la grieta.

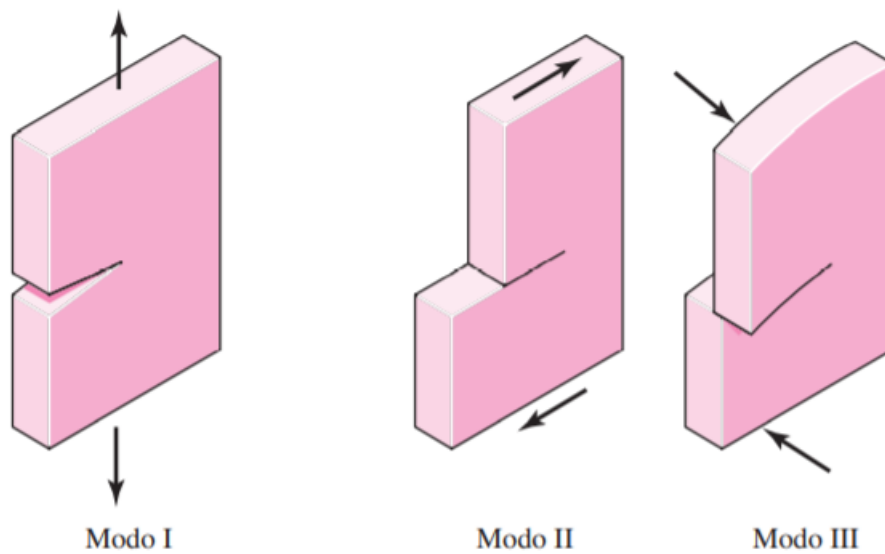


Figura 10: Modo de propagación de la grieta [1].

La etapa I del crecimiento de la grieta por fatiga corresponde con la primera fase del agrietamiento. Debido a la carga cíclica, en los granos próximos a la superficie se producen efectos de intrusión y extrusión, esto origina lo que se denomina bandas de deslizamiento como se muestra en la figura 11. La intrusión es la que facilita el crecimiento de la grieta. En esta etapa aparecen microgrietas, por lo que no son invisibles para el observador [7].

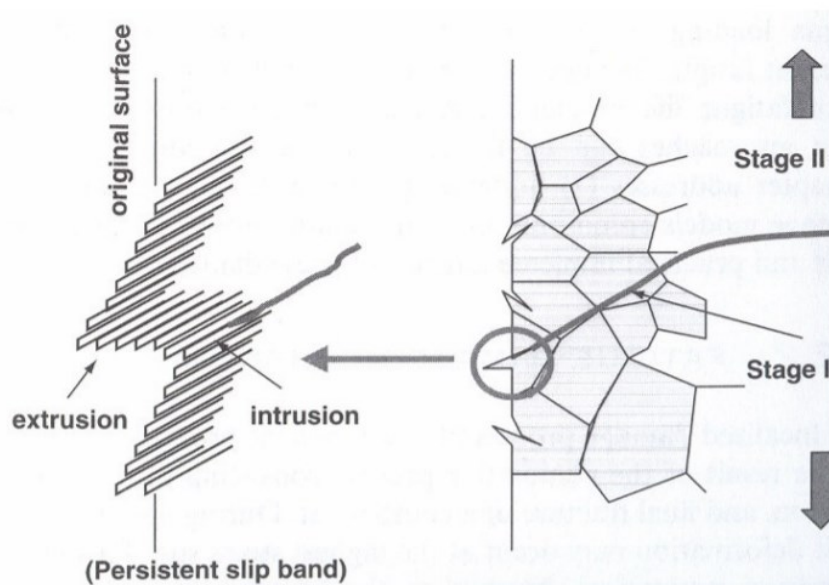


Figura 11: Bandas de deslizamiento y fases de crecimiento de una grieta [7].

La etapa II implica el avance de la grieta (esto es, la creación de una nueva área de grieta) que solo puede observarse mediante una micrografía de un microscopio electrónico. El crecimiento de la grieta es ordenado.

En la etapa III se origina la fractura final, aunque no hay fatiga involucrada. Cuando la grieta es suficientemente grande, de forma que $K_I = K_{IC}$ 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].

5.2.3.1 Crecimiento de la grieta

En el año 1961 Paris, Gómez y Anderson propusieron una ley empírica que, utilizando conceptos de la mecánica lineal de la fractura, unificaba todos los datos experimentales de crecimiento de grietas por fatiga. Esta ley se expresa como:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (1)$$

Donde $\frac{da}{dN}$ es el incremento de longitud de la grieta por cada ciclo de fatiga y ΔK el intervalo cíclico del factor de intensidad de tensiones, definido anteriormente. C y m son constantes que dependen del material y se determinan experimentalmente [8].

La ecuación de Paris, se grafica en coordenadas doblemente logarítmicas, obteniéndose una línea recta con pendiente m [8].

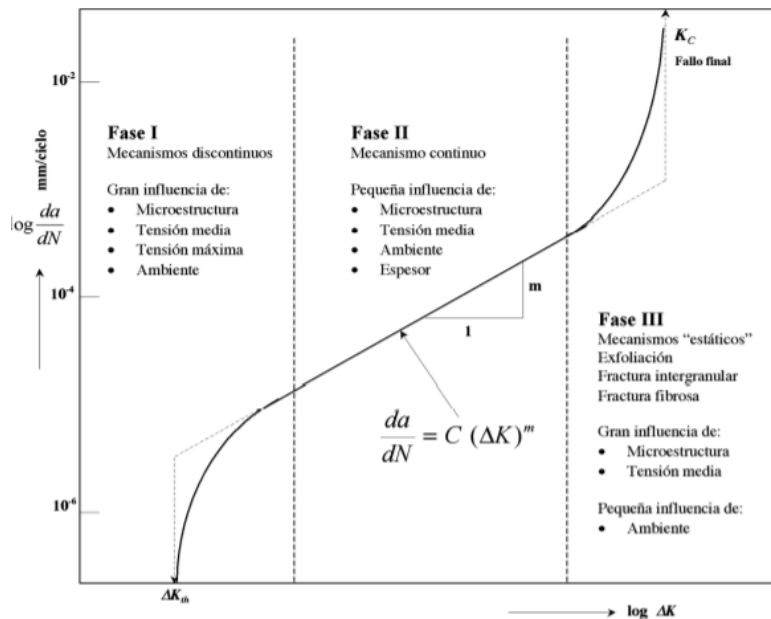


Figura 12: Curva característica de una propagación de grieta en material dúctil.[8]

Las tres fases que se distinguen en la Figura 12 se diferencian entre ellas según las consideraciones microscópicas de la propagación de las grietas [8].

- Fase I: Propagación en Planos de Deslizamiento.

En el caso de los materiales dúctiles, el crecimiento de grieta se produce por la concentración de deformaciones que se encuentran en el fondo de grieta, esto origina bandas de deslizamiento, lo que conlleva a que se formen nuevas grietas. En la zona de deformaciones alrededor de la grieta se produce el agrietamiento que consiste en un proceso de cortante puro en la dirección señalada por los planos de deslizamiento del grano en el que se produce el avance.

En la Figura 13, se puede observar cómo se produce ese proceso de propagación y crecimiento de grieta en zig-zag [8].

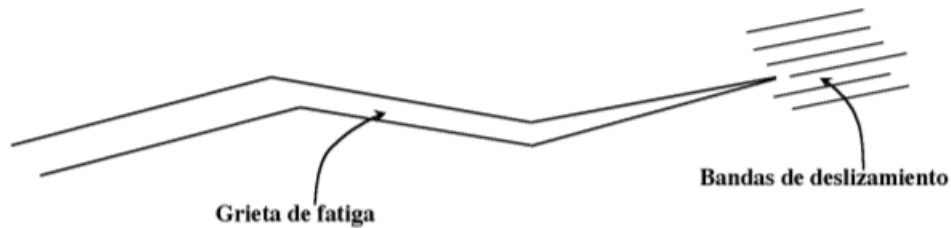


Figura 13: Crecimiento de grieta en zig-zag en la fase I. [8]

- Fase II: Crecimiento con Estrías.

Esta fase se define por la ecuación de Paris, el crecimiento de la grieta ocurre de forma continua por fractura transgranular dúctil lo que conlleva la formación de estrías. Estas estrías son lineales, paralelas entre sí y perpendiculares a la dirección de propagación de la grieta. Cada estría se ajusta a un ciclo de tensión y la distancia entre estrías es igual al avance de la grieta en un ciclo.

En 1967, Laird trató de explicar el crecimiento de grieta con estrías basándose en el enromamiento del frente de grieta. Si el campo de tensiones en el frente de grieta se encuentra a compresión y la cierra parcialmente, la grieta crecerá cada ciclo [8].

A continuación, se describe brevemente el esquema que sigue este modelo de Laird:

- Mínima carga: (Figura 14.a)
- Carga de tracción creciente: (Figura 14.b)
- Carga de tracción máxima: (Figura 14.c)
- Inicio del descenso de la carga (Figura 14.d)
- Tensión mínima del nuevo ciclo (Figura 14.e)
- Tensión de tracción creciente en un nuevo ciclo (Figura 14.f)

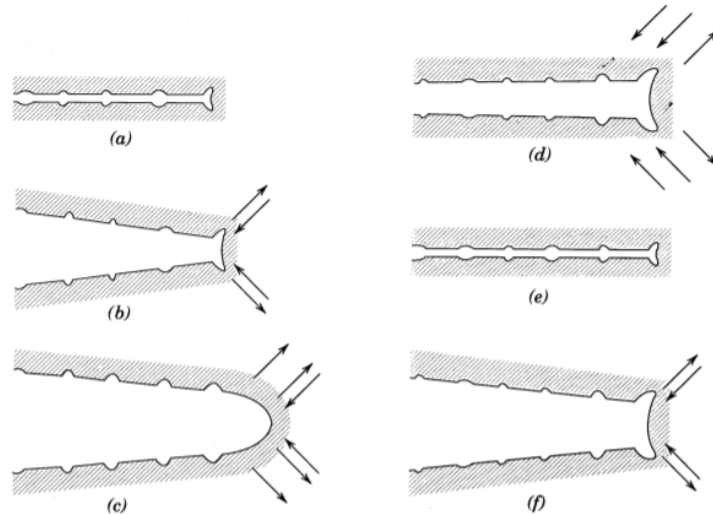


Figura 14: Esquema del proceso de plastificación y enromamiento del frente de grieta en la fase II [8].

- Fase III: Propagación Final de Grietas:

En esta fase tiene lugar la transformación de la propagación continua subcrítica a la propagación inestable final debido a la heterogeneidad del material. En esta fase tienen lugar velocidades de propagación muy elevadas [8].

5.3 Límite de resistencia a la fatiga

El método para estimar los límites de resistencia para el diseño preliminar y de prototipos consiste en relacionar la resistencia a la tensión S_{ut} con el límite de resistencia S_e' mediante una gráfica. En la Figura 15, se puede contemplar como varía el límite de resistencia desde un 40% hasta un 60% en aceros con resistencia a la tensión de 210 kpsi (1450 MPa). Alrededor de $S_{ut} = 210$ kpsi (1450 MPa) se incrementa la dispersión de dichos resultados. Sin embargo, cuando $S_e' \approx 105$ kpsi la tendencia de esos datos se nivela [1].

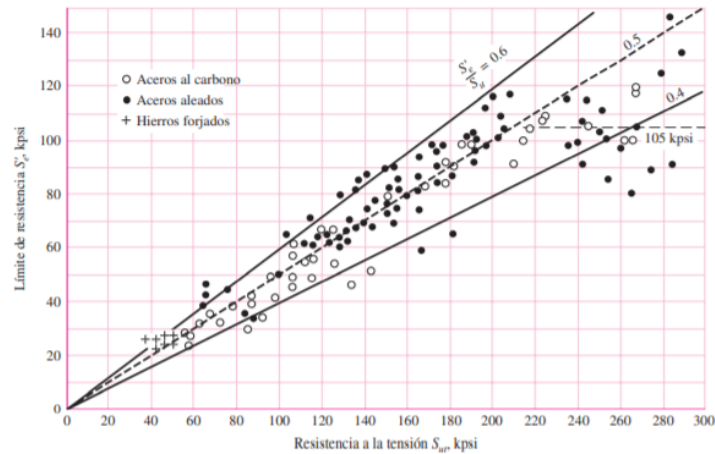


Figura 15: Gráfica relaciona el límite de resistencia contra las resistencias a la tensión. [1]

A continuación, se presenta un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga debido a que probablemente exista una elevada dispersión entre los datos de la gráfica con los resultados de los ensayos de laboratorio con muestras con propiedades mecánicas específicas para el ensayo. Para el caso de los aceros, el límite de resistencia se evalúa como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2)$$

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 desea reservar el símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga [1].

Como se puede observar en la Figura 7 existen dos regiones. La primera es la región de fatiga de bajos ciclos que se encuentra en el intervalo que va desde $N=1$ hasta $N=10^3$ ciclos, en esta zona la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco más pequeña que la resistencia a la tensión, S_{ut} . La segunda zona es la de fatiga de altos ciclos esta se encuentra entre 10^3 ciclos y 10^6 o 10^7 que es la vida de la resistencia a la fatiga límite. En esta sección se va a desarrollar un método para aproximar los valores de la curva S-N en la zona 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 de falla.

En la figura 16, podemos determinar el factor f , coeficiente que se utiliza para calcular la resistencia a la fatiga para $N=10^3$ ciclos.

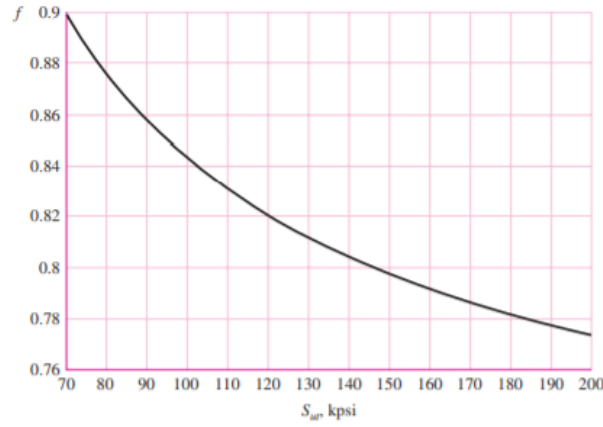


Figura 16: Fracción de resistencia a la fatiga, f , en función de la tensión última. [1]

En la gráfica se puede comprobar que f se puede obtener para resistencias a la tensión que se encuentren en el siguiente rango: $70 \text{ kpsi} \leq S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$. Con el propósito de realizar un análisis conservador, para $S_{ut} < 70 \text{ kpsi}$, sea $f = 0.9$ [1].

La ecuación que nos permite obtener la resistencia a fatiga S_f , se expresa de la siguiente forma:

$$S_f = a N^b \quad (3)$$

Donde N son los ciclos hasta la falla y las constantes a y b están definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)_{10^3} = f S_{ut}$ y 10^6 , $(S_f)_{10^6} = S_e$. Si se sustituyen estos dos puntos en la ecuación anterior (3) podemos obtener lo siguiente:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (4)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad (5)$$

Si se produce un esfuerzo completamente invertido, $S_f = \sigma_a$. Por lo tanto, si se despeja el número de ciclos a la falla de la ecuación (3) obtenemos que:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (6)$$

5.4 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

No es posible que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio. Estas diferencias se deben a:

- Material: su composición, características etc.
- Manufactura: proceso de fabricación, tratamiento térmico, concentración de esfuerzos...
- Entorno: corrosivo, temperaturas elevadas...
- Diseño: tamaño, forma, concentración de esfuerzos, etc.

Es por ello que Marin en su artículo denominado *Mechanical Behavior of Engineering Materials* creó unos factores que recogían estas diferencias a tener en cuenta para aproximar esos valores a los que se obtienen en el laboratorio. Para obtener esos factores con los cuales poder ajustar el límite de resistencia a fatiga Marin desarrolló un extenso análisis estadístico del acero 4340. Por lo tanto, la ecuación de Marin se expresa así [1]:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (7)$$

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

Si no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de elementos, se puede estimar el límite de resistencia a la fatiga a través de los factores de Marin [1].

5.4.1 Factor de superficie k_a .

Generalmente, una muestra para ser ensayada en un ensayo de fatiga por viga rotativa presenta una superficie bien pulida. Además, se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. No obstante, existe un factor que permite adaptar la resistencia a diferentes acabados superficiales. Por lo tanto, este factor depende del acabado de la superficie de la muestra, por ejemplo, esmerilado, mecanizado, estirado en frío, laminada en caliente o forjado, y de la resistencia a la tensión. Lipson y Noll recogieron en una gráfica los datos del límite de resistencia a la fatiga frente a la resistencia última a la tensión. Estos se pueden escribir de la siguiente manera:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (8)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores a y b se obtiene de la Tabla 1. Es importante tener en cuenta que estos datos son unas aproximaciones [1].

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 1: Parámetros correspondientes al factor de superficie.[1]

5.4.2 Factor de tamaño k_b .

El factor de tamaño lo evaluó Charles R. Mischke en 133 conjuntos de puntos de datos. En flexión y torsión los datos se escriben como:[1]

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (9)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual:

$$k_b = 1 \quad (10)$$

Sin embargo, estas expresiones no son adecuadas cuando no se estudia un elemento rotatorio o cuando se trata de una sección rectangular en vez de circular. Para estos casos se obtiene una dimensión efectiva d_e igualando el volumen del material sometido a esfuerzo al 95% o más del esfuerzo máximo con el mismo volumen de la muestra de viga rotativa. Resulta que cuando los dos volúmenes se igualan, las longitudes se cancelan, por lo que sólo se necesita considerar las áreas. En el caso de una sección redonda rotativa, el área de 95% de esfuerzo es la de un anillo con un diámetro exterior d y un diámetro interior de $0.95d$. Por lo tanto, designando el área de 95% de esfuerzo como $A_{0.95\sigma}$, se tiene: [1]

$$A_{0.95\sigma} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] = 0.0766 d^2 \quad (11)$$

Esta expresión también se utiliza para una sección redonda hueca rotatoria. En el caso de secciones redondas sólidas o huecas no rotativas, el área de 95% de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciamiento de $0.95d$, donde d es el diámetro. Usando un cálculo exacto, esto es:

$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2 \quad (12)$$

con d_e en la ecuación (11) e igualando esta con la (12) se puede despejar el diámetro efectivo. Esto da:

$$d_e = 0.370d \quad (13)$$

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

Una sección rectangular con dimensiones $h \times b$ tiene $A_{0.95\sigma} = 0.05hb$. Con el método anterior se tiene que:

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

A continuación, se recoge en una tabla las áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales comunes bajo flexión no rotatoria [1].

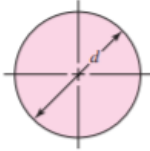
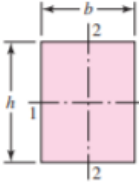
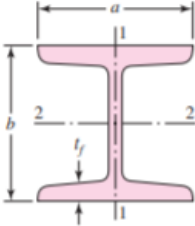
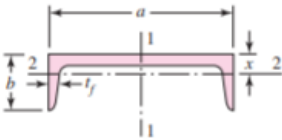
	$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$ $d_e = 0.370d$
	$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ $d_e = 0.808\sqrt{hb}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \text{ eje 2-2} \end{cases}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$

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

5.4.3 Factor de carga k_c .

La resistencia a fatiga varía respecto de S_{ut} dependiendo del tipo carga a la que se someten las muestras en los ensayos de fatiga ya pueden ser a flexión rotativa, axial o torsión. A continuación, se presentan los valores medios para esos estados de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (15)$$

5.4.4 Factor de temperatura k_d .

Es muy posible que cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente se produzca la fractura frágil. En el caso contrario, cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente, hay que investigar en primer lugar, la fluencia porque la resistencia a está disminuye con rapidez con la

temperatura; como se muestra en la figura 17. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas, por lo que también se sugiere considerar este factor. Por último, puede ser cierto que no existe límite a la fatiga en el caso de materiales que operan a temperaturas elevadas [1].

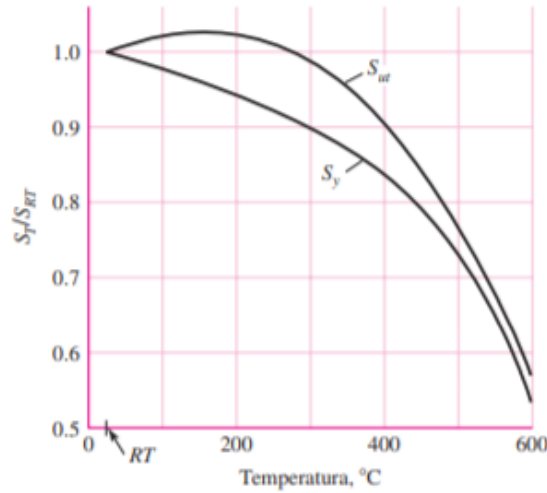


Figura 17: Gráfica que muestra el efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fluencia S_y y la resistencia última S_{ut} [1].

En la figura 17, en el eje de ordenadas se representa la relación entre la resistencia a la temperatura de operación y la resistencia a la temperatura ambiente.

Los datos muestran que el límite de resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego disminuye en el rango que va desde los 400 a 700°F, igual que muestra la figura 17. Es por esta razón por la cuál a temperaturas elevadas, el límite de la resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente [1].

Si se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa a temperatura ambiente, entonces se utiliza:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (16)$$

Los valores de $\frac{S_T}{S_{RT}}$ para distintas temperaturas 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 no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotatoria, se calcula a través de la ecuación (16) y la resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor de la Tabla 3. Entonces use $k_d = 1$.

5.4.5 Factor de confiabilidad k_e .

El factor de modificación de la confiabilidad para algunas confiabilidades estándar específicas se puede obtener de la Tabla 4 [1]. El factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	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 correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [1].

5.4.6 Factor de efectos varios k_f .

Este factor considera la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a otros efectos.

Los esfuerzos residuales mejoran o afectan el límite de resistencia a la fatiga. Las fallas por fatiga parecen ser fallas debido a un esfuerzo de tensión, por lo tanto, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión provocará que haya menos posibilidades de que se produzca una falla por fatiga. Las operaciones como el granallado, el martillado y el laminado en frío acumulan esfuerzos de compresión que mejoran mucho el límite de resistencia a la fatiga. Sin embargo, es importante no trabajar el material hasta agotarlo [1].

Las características direccionales de la operación también influyen en los límites de la resistencia a la fatiga. Por ejemplo, las partes laminadas o estiradas tienen un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal que puede ser 10 a 20% menor que el límite de resistencia a la fatiga en la dirección longitudinal.

5.5 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Previamente, se comentó como afectan la existencia de irregularidades o discontinuidades mejorando los esfuerzos teóricos en la zona próxima a la discontinuidad. El factor de concentración del esfuerzo K_t (o K_{ts}), se emplea con el esfuerzo nominal para obtener el esfuerzo máximo resultante debido a la irregularidad. Sin embargo, diferentes materiales muestran diferentes sensibilidades a la muesca, por esta razón se trabaja con un valor del concentrador de tensiones corregido.

En la Figura 18 se puede observar cómo actúa la entalla en el esfuerzo originado, siendo este mayor en la entalla que en el resto de la probeta, la probeta rompería en ese punto.

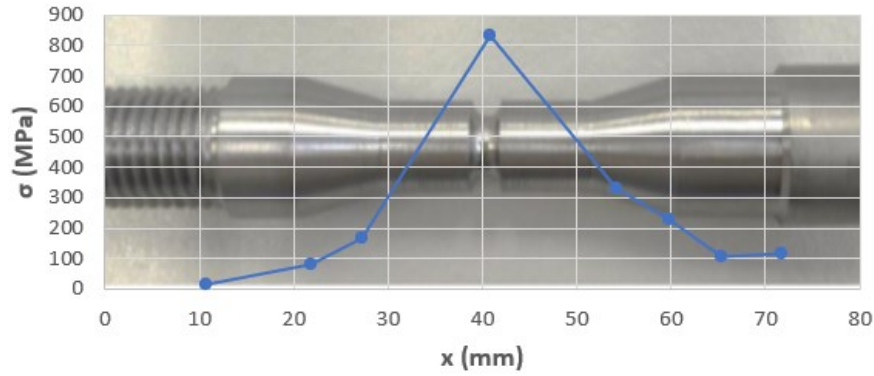


Figura 18: Esfuerzo en la entalla.

En estos casos, la tensión máxima sería:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \sigma_0 \quad \text{o} \quad \tau_{m\acute{a}x} = K_{fs} \tau_0 \quad (17)$$

Donde K_f es un valor reducido de K_t y σ_0 es el esfuerzo nominal. Al coeficiente K_f se le denomina factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y por eso posee el subíndice f . Por lo tanto, K_f es menor que el factor K_t , debido a la reducción de la sensibilidad de la muesca. Este factor se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad (18)$$

La sensibilidad a la muesca, q , está definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (19)$$

El coeficiente q se encuentra entre cero y la unidad y es dependiente del radio de la entalla y del material. La ecuación (19) muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Por otro lado, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene total sensibilidad a la muesca. Primero, se debe sacar el factor K_t , a partir de la geometría. A continuación, una vez que se haya especificado el material hay que encontrar q de la figura 18, y por último despejar K_f de la siguiente ecuación [1]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1) \quad (20)$$

En el caso de los aceros y las aleaciones de aluminio 2024, se emplea la figura 19 para obtener q de la carga de flexión y axial. Mientras que, para la carga cortante, se usa la

figura 20. Cuando se tiene duda sobre el valor de q , es más seguro considerar que $K_f = K_t$ ya que los datos reales de los ensayos presentan una gran dispersión [1].

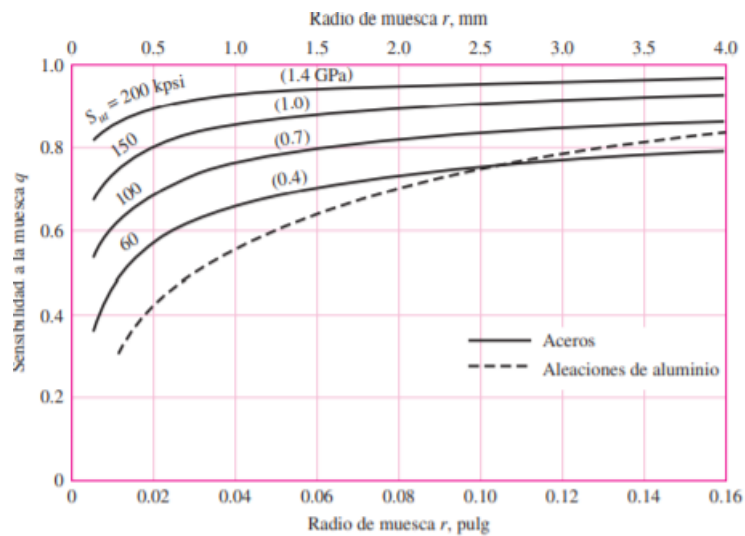


Figura 19: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas [1].

Si el radio de la muesca es mayor al máximo de la gráfica, se usa el valor de q correspondiente a la ordenada $r = 4 \text{ mm}$.

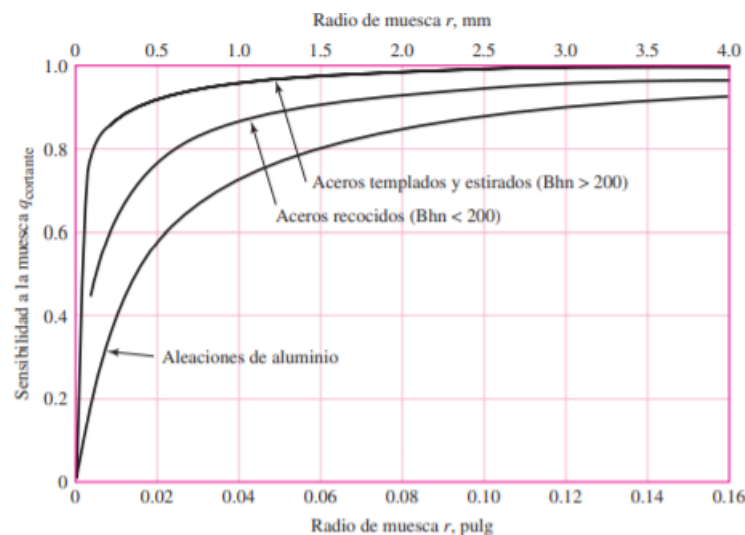


Figura 20: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa [1].

5.6 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

El principal factor a tener en cuenta para el estudio de fatiga es determinar el tipo de carga variable al que se encuentra sometido dicho elemento, en máquinas rotatorias.

Estos esfuerzos dinámicos que varían con el tiempo se caracterizan porque siguen una función sinusoidal, sin embargo, presentan unos patrones que ayudan a clasificar estos esfuerzos [1].

Los picos de la onda son los dos parámetros principales para definir el patrón de fuerza. Estos picos se denominan como $F_{m\acute{a}x}$ cuando se encuentra en el punto más alto y $F_{m\acute{i}n}$ si se localiza en el punto más bajo de la onda. A partir de estos parámetros se definen unas líneas base que sirven para caracterizar igualmente el patrón fuerza, como se muestra en la ecuación (20).

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (21)$$

Donde F_m es la componente de Intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza [1].

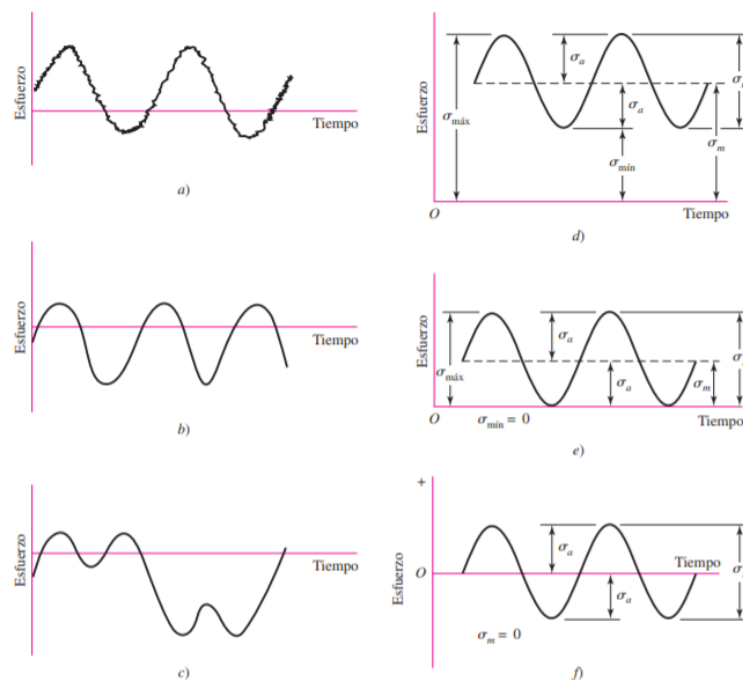


Figura 21: Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido [1].

En la figura 21 se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren. Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la figura 21d, son:

$\sigma_{\text{mín}}$ = esfuerzo mínimo

σ_m = componente de esfuerzo medio

$\sigma_{\text{máx}}$ = esfuerzo máximo

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_a = componente de la amplitud

σ_s = esfuerzo estático o constante

El esfuerzo constante, o estático, no es el mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre $\sigma_{\text{mín}}$ y $\sigma_{\text{máx}}$. 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].

Si observamos la figura 21 podemos obtener el valor de la componente de la tensión alterna, σ_a , así como el de la componente de la tensión media, σ_m , de la siguiente manera:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (22)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \right| \quad (23)$$

Además de las ecuaciones (22) y (23), la razón de esfuerzo

$$R = \frac{\sigma_{\text{mín}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad (24)$$

y la razón de amplitud

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (25)$$

también se definen y emplean en conexión con los esfuerzos fluctuantes.

En las ecuaciones (22) y (23) se emplean 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_{a0} y σ_{m0} inducidos por las cargas

F_a y F_m , respectivamente; en presencia de una muesca son $K_f\sigma_{a0}$ y $K_f\sigma_{m0}$, 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 provocar fluencia en la muesca. La primera fluencia local produce deformación plástica y endurecimiento por deformación, lo que conlleva a que sea más probable tanto la nucleación de la grieta como el crecimiento por fatiga. Las propiedades del material (S_y y S_{ut}) han variado debido a la plasticidad por ello son 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 $\sigma_a = K_f\sigma_{a0}$ y $\sigma_m = K_f\sigma_{m0}$) proporciona resultados casi comparables a los del método del esfuerzo residual, pero ambos son aproximaciones.

5.7 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Los criterios de falla consisten en teorías que predicen la falla de un material que está sometido a un estado de carga multiaxial. Para los diferentes estados de carga, tracción, compresión, impacto se debe analizar el límite a fluencia del material ya que en estos límites se basan los distintos criterios de falla, para obtener de forma teórica cuantos ciclos aguantara un elemento antes de la rotura [1].

Estos criterios son expresiones matemáticas, con uno o varios parámetros, que se aproximan a los resultados experimentales.

En la figura 22 se representa el diagrama de Goodman modificado en el cual el esfuerzo medio se grafica en el eje de abscisas y en el de ordenadas se encuentran el resto de las componentes del esfuerzo, con la tensión en la dirección positiva. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se grafica en la ordenada arriba o abajo del origen. La recta de esfuerzo medio es una recta a 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión de la parte [1].

El diagrama de Goodman modificado consiste en rectas que se trazan hasta S_e (o S_f) arriba y abajo del origen. Observe que la resistencia a la fluencia también se grafica en ambos ejes, porque la fluencia sería el criterio de falla si $\sigma_{m\acute{a}x}$ superara a S_y [1].

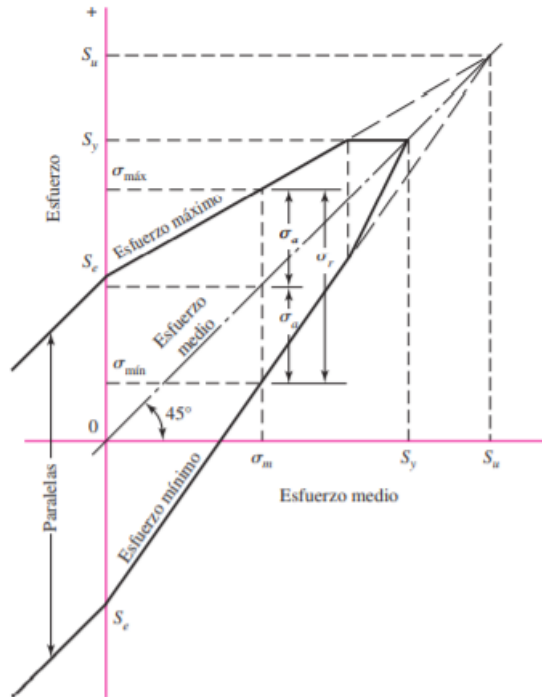


Figura 22: Diagrama de Goodman modificado que muestra todas las resistencias y los valores límite de cada una de las componentes del esfuerzo para un esfuerzo medio particular [1].

En la figura 23 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.

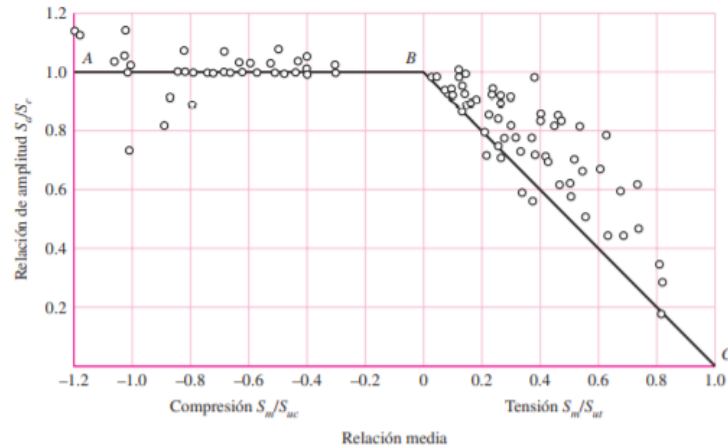


Figura 23: Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión [1].

El diagrama de la figura 24 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 $N = 105$ y $N = 104$ 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.

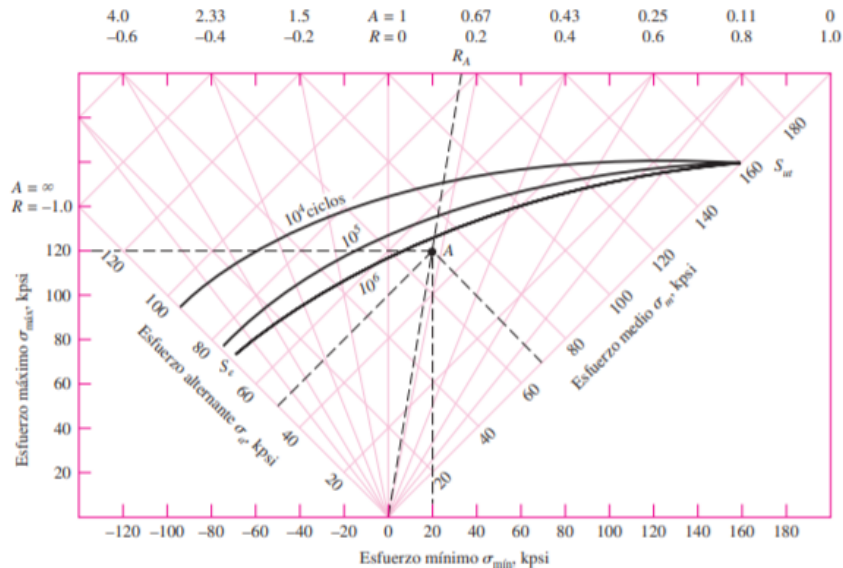


Figura 24: Diagrama de fatiga maestro creado para acero AISI 4340 con $S_{ut} = 158$ y $S_y = 147$ kpsi. Las componentes del esfuerzo en A son $\sigma_{min} = 20$, $\sigma_{max} = 120$, $\sigma_m = 70$, y $\sigma_a = 50$, todos en kpsi [1].

En la figura 25 el lado en tensión de la figura 23 se ha trazado nuevamente por medio de resistencias, en lugar de utilizar relaciones de resistencia, con el mismo criterio de Goodman modificado junto con cuatro criterios adicionales de falla (Soderberg, Gerber, ASME-elíptica y fluencia) [1].

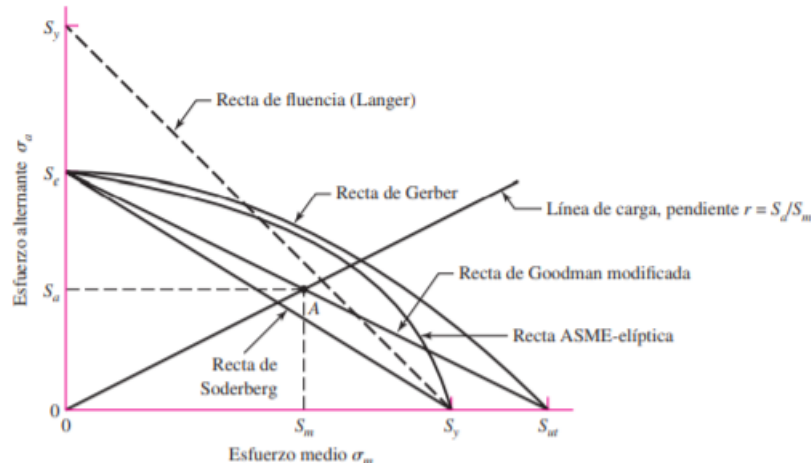


Figura 25: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla [1].

En este diagrama, se considera la falla por ese criterio a los puntos que se encuentre por encima o sobre de la línea respectiva. Por ejemplo, para el punto A en la recta de Goodman modificada 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 .

En la ordenada de la figura 25 se grafica el límite de fatiga S_e . Estos valores deberán corregirse mediante los factores de Marin de la ecuación (6). Observe que la resistencia a la fluencia S_y también se grafica en la ordenada, lo cual es un recordatorio de que la fluencia al primer ciclo en vez de la fatiga podría ser el criterio de falla [1].

En la figura 25 se representan cinco criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia. En el diagrama se prueba que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo. Si se considera la recta de Goodman modificada como un criterio, el punto A representa un punto 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 $r = S_a/S_m$.

La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (26)$$

De manera similar, se encuentra que la relación de Goodman modificada es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (27)$$

El criterio de falla de Gerber se escribe como:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (28)$$

y la ASME-elíptica se expresa como

$$\left(\frac{S_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (29)$$

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

$$S_a + S_m = S_y \quad (30)$$

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 (26), la recta de Soderberg, se transforma en

$$\textbf{Soderberg} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (31)$$

La ecuación (27), la recta de Goodman modificada, se transforma en

$$\textbf{Goodman mod} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (32)$$

La ecuación (28), la recta de Gerber, se convierte en

$$\text{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (33)$$

La ecuación (29), la recta ASME-elíptica, se transforma en

$$\text{ASME-elíptica} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (34)$$

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:

$$\text{Fluencia estática de Langer} \quad \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (35)$$

Los criterios de falla se utilizan en conjunto con una línea de carga, $r = S_a/S_m = \sigma_a/\sigma_m$. En las tablas 5 a 7 se dan las intersecciones principales. En la zona inferior de esas tablas se encuentra las expresiones formales del factor de seguridad. 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. En estas tablas también aparecen dos columnas, en la primera se encuentran las ecuaciones que se intersecan y en la segunda las coordenadas de dicha intersección [1].

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 $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e) S_{ut}}{S_{ut} - S_e}$ $S_a = S_y - S_m, r_{crít} = S_a/S_m$
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 $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m, r_{crít} = S_a/S_m$
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 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 ASME-elíptica y de Langer [1].

Existen dos formas de proceder con un análisis típico. Un método consiste es suponer que la fatiga ocurre primero y usar una de las ecuaciones (31) a (34) para determinar 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 (35).

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 [1].

5.8 Conceptos generales del método de los elementos finitos

La idea general es la división de un elemento continuo en múltiples subelementos interconectados entre sí por una serie de puntos denominados nodos. Las ecuaciones que se ajustan al comportamiento del elemento son las mismas que la de los subelementos. Gracias a la simplificación del medio continuo se pasa de tener infinitos grados de libertad, para una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con

un número finito de grados de libertad cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no [9].

En la figura 26 se puede observar tres aspectos importantes a la hora de analizar cualquier sistema.

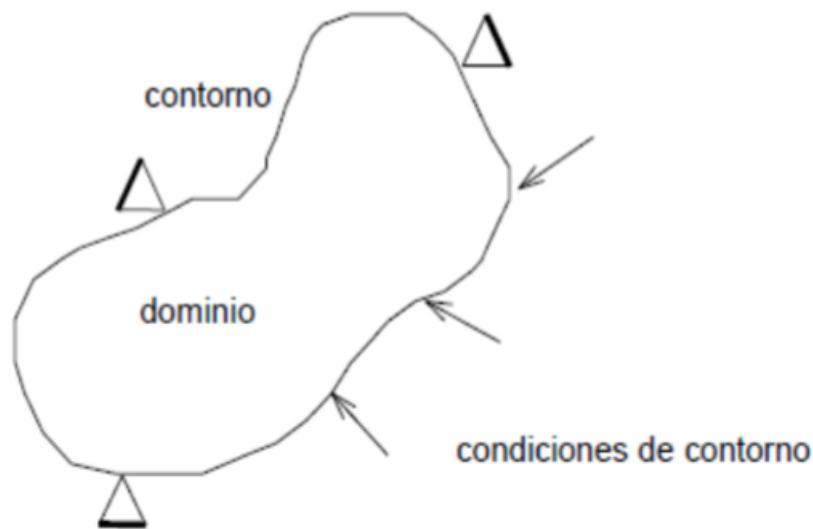


Figura 26: Aspectos a analizar de un sistema continuo [9].

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema (cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, ...)
- Incógnitas. Variables del sistema que se desean conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas, ...

Para resolver el problema, el método de los elementos finitos transforma el dominio en subdominios denominados elementos. Dependiendo de cómo se divida el sistema tenemos por puntos (caso lineal), mediante líneas (caso bidimensional) o superficies imaginarias (caso tridimensional).

Los elementos están conectados por un número discreto de nodos. Sobre estos nodos se representan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones, etc. A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados

de libertad de un nodo son las variables que determinan el estado y/o posición del nodo [9].

Por ejemplo, en la figura 27 se estudia una viga en voladizo con una carga puntual aplicada en el extremo y una distribución de temperaturas. A la derecha tenemos ese modelo discretizado en elementos y nodos.

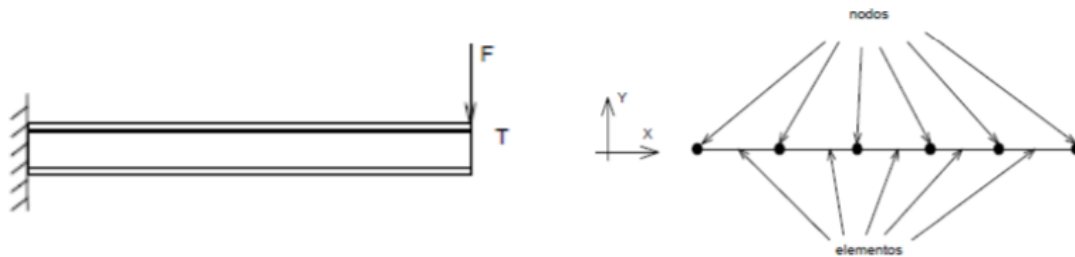


Figura 27: Modelo y discretización del sistema continuo [9].

A los nodos presentes en la discretización le corresponden los siguientes grados de libertad: desplazamiento en dirección x e y , giro en el eje z , y la temperatura.

Al sistema se le aplican unas condiciones de contorno como pueden ser empotramientos, fuerzas, desplazamientos, etc., con las cuales el modelo evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones, etc.

Una vez que se ha realizado la discretización, las ecuaciones diferenciales que se ajustaban al comportamiento del modelo se aplican a cada elemento. De tal forma, que podemos obtener las denominadas funciones de interpolación que relacionan el comportamiento del interior del elemento con el valor que tomen los grados de libertad de los nodos [9].

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que una vez resueltas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

Como es habitual en todos los programas para cálculo por elementos finitos se dispone de tres módulos de trabajo:

- Preprocesador: Donde se prepara el modelo para el cálculo. En él se realizan las operaciones de:
 - Dibujo del modelo o importación a través de ficheros compatibles.
 - Selección del tipo de elemento o elementos a emplear. Dependiendo del cálculo a realizar existen elementos especiales por ejemplo para calcular tensiones planas, tensiones 3D, elementos de contacto, etc.
 - Selección del material o materiales, estos se pueden obtener de la librería del software o el usuario puede crearlos.
 - Asignación de elemento y propiedades de materiales a los diferentes componentes del modelo.
 - Mallado
 - Aplicación de las condiciones de contorno.
 - Aplicación de las cargas.
- Solución: En esta parte se realiza el cálculo del MEF y se generan las soluciones. Los pasos a seguir son:
 - Selección del tipo de cálculo, por ejemplo, estático, transitorio, armónico....
 - Ajuste de los parámetros de cálculo: intervalos de tiempo, número de iteraciones...
 - Inicio del cálculo: el programa realiza las ecuaciones que debe resolver y genera el resultado.
- Post-procesador: en este módulo tiene lugar la representación gráfica de los resultados u otros resultados que se obtienen a partir de los obtenidos en el modelo [9].

Sin embargo, para conseguir una aproximación adecuada con respecto a los resultados finales reales, es importante que el usuario tenga unos conocimientos básicos y debe de tener en cuenta las fuentes de error, tales como:

- El número de elementos en el que se ha discretizado el modelo ya que un número elevado supone un alto gasto computacional.
- Modificación de la geometría de la pieza a analizar debido a que el mallado altere ciertos parámetros como pueden ser los ángulos de las aristas o las relaciones de tamaño de las mismas. Este error puede afectar a la convergencia del sistema.
- Cuando no se aumenta la cantidad de puntos del mallado en la zona donde la propiedad analizada sea muy grande, como ocurre en el caso de un concentrador de tensiones, en esa región se divide en más elementos el mallado.
- Equivocación del usuario al introducir algunas propiedades, estos errores son de tipo humano y el programa no genera ninguna alerta. Para validar la solución es recomendable comparar la obtenida del análisis con la de un modelo más sencillo.

En la figura 28, se ve el esquema del proceso a seguir cuando se trabaja con un programa de cálculo basado en el MEF, como el de este caso, ANSYS [9].

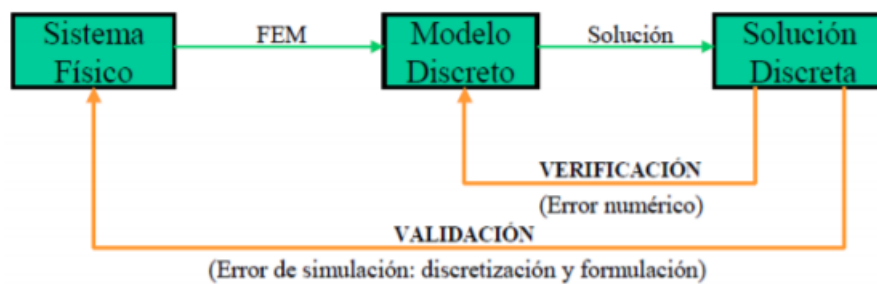


Figura 28: Esquema de cálculo basado en el MEF [9].

6. ENSAYO DE FATIGA:

El dispositivo más utilizado para desarrollar el ensayo a fatiga, es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R. R. Moore. Este ensayo consiste en someter a la probeta a esfuerzos de flexión alterna (flexión pura) a través de pesas como se muestra en la figura 29 [10].

El desarrollo del ensayo a fatiga es muy sencillo, consiste en someter a una probeta de sección circular como la de la figura 30 a una carga específica y por acción de la carga W la zona central de la probeta se encuentra sometida a un momento de flexión pura. La probeta gira gracias al motor M , por lo tanto, una fibra de la parte superior estará sometida a compresión, pero cuando gire esta fibra estará en la zona inferior y se encontrará sometida a tensión, así ocurrirá sucesivamente, de tal manera que en cada vuelta se produce una inversión completa de esfuerzos.

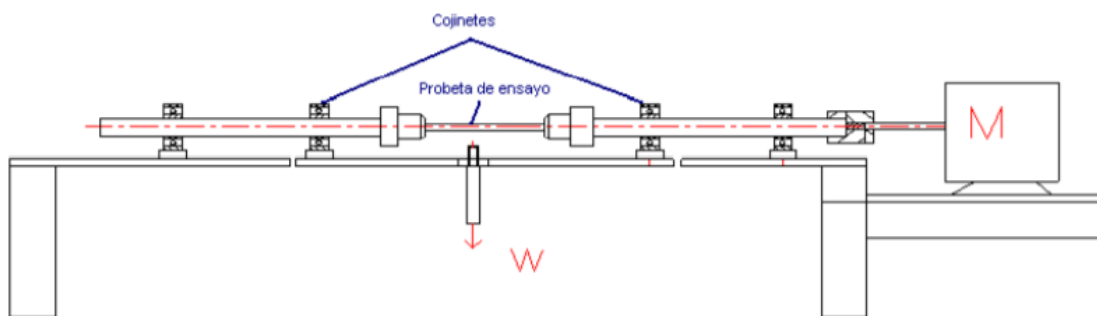


Figura 29: Máquina de viga rotatoria R.R. Moore [10].



Figura 30: Tipo de probeta para ensayos de fatiga en flexión rotativa [10].

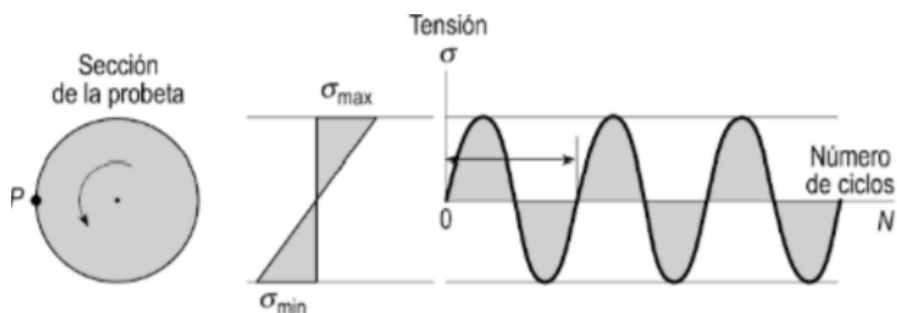


Figura 31: Esfuerzos variables para un punto de la probeta [11].

Es necesario realizar muchos ensayos para determinar la resistencia a la fatiga de un material. En este ensayo se aplica una carga constante de flexión y a través de un contador de revoluciones se registra el número de ciclos (inversiones sucesivas) de esfuerzo que se requieren para la falla. En la figura 31 se puede observar como el punto P de la sección de una probeta pasa de tracción a compresión en cada ciclo.

Para la mayoría de los materiales se supone que el límite de fatiga se encuentra alrededor del 40% al 50% el esfuerzo último de tracción [10].

De la figura 32 a la 34 se puede ver los elementos de los que consta el banco de ensayos, que actualizó un alumno para su TFG, *Actualización de máquina para ensayos de fatiga en viga rotatoria* [11]. Este banco es del cual dispone la Universidad para la realización tanto de proyectos fin de grado, así como para trabajos complementarios de la asignatura Diseño de Máquinas.



Figura 32: Banco de ensayos [11].

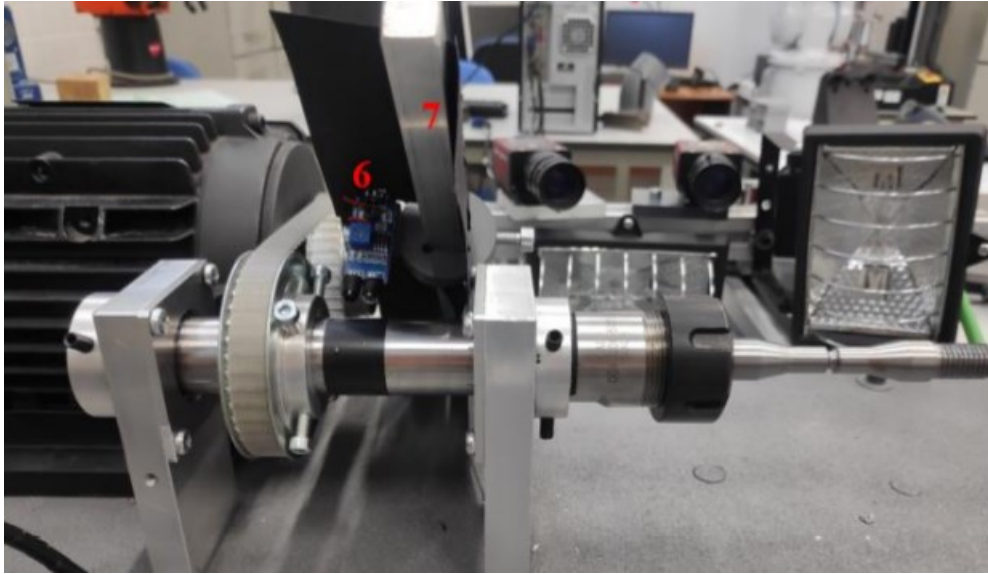


Figura 33: Banco de ensayos [11].



Figura 34: Banco de ensayos [11].

Los elementos del banco son:

1. Motor eléctrico trifásico es el encargado de hacer girar la probeta.
2. Variador de frecuencia de la marca Telemecanique Altivar 11, controla la velocidad de giro de la probeta.
3. Placa Arduino Uno, controla las revoluciones que da la probeta hasta su rotura y proporciona información de la velocidad de giro de la misma.

4. Soporte para pesas, el cual está formado por un brazo articulado que se encuentra apoyado en el extremo de la probeta.
5. Interruptor final de carrera de la marca Omron que se encuentra conectado con el variador de frecuencia permitiendo así que se paré el motor al accionarlo.
6. Sensor infrarrojo FC-51.
7. Soporte para el sensor infrarrojo FC-51.
8. Dos cámaras de la marca Allied, encargadas de la correlación digital de imágenes permitiendo así, observar la grieta formada en la probeta.
9. Soporte regulable para las cámaras, el cual incluye focos de iluminación.
10. Banqueta para sujetar el brazo que soporta las pesas cuando se produce la rotura de la probeta, en ella se incorpora el interruptor final de carrera.
11. Ordenador que reúne las capturas de imágenes realizadas por las cámaras para poder efectuar la correlación de imágenes.
12. Caja de mando compuesta por la puesta en marcha, placa de Arduino Uno, regulador de velocidad, activación de cámaras y pulsador para resetear el contador.

Una de las peculiaridades de este banco de ensayos es que la probeta no está sometida a flexión pura ya que además de estar sometida a flexión por un momento flector que varía a lo largo de la probeta, también se encuentra sometida a cortante. Por ello, para poder calcular los desplazamientos y deformaciones que sufre la probeta durante el ensayo previamente se pinta siguiendo un patrón, el cual consiste en aplicar una base de pintura blanca sobre la superficie y posteriormente, generar un moteado aleatorio de color negro, denominado Speckle, con el fin de que el software encargado de la correlación digital de imágenes pueda realizar un seguimiento de dichos puntos y comparar las variaciones que sufrirán durante el ensayo con el estado inicial.

6.1 Normativa ensayo fatiga

Para la realización de los ensayos de fatiga y el dimensionado de las probetas se ha utilizado una adaptación de la normativa ISO 1143 (Metallic materials – Rotating bar Bending fatigue testing). La probeta de planos paralelos con entalla no se encuentra en esta normativa [11].

Los tres tipos de probetas que se han utilizado en el ensayo son idénticas entre sí, con respecto al tamaño longitudinal. Estas probetas se encuentran sometidas a flexión gracias a que soportan una carga fija mientras giran por el accionamiento del motor. Además, están sujetas por un rodamiento en un extremo, esto indica que se encuentran en voladizo. El ensayo termina cuando se produce la rotura o cuando se alcanza un valor predeterminado de ciclos de estrés.

Como se ha comentado anteriormente es necesario hacer varios ensayos para determinar la resistencia a fatiga de un material, es por ello que las probetas para la realización de esas pruebas deben ser iguales en tamaño, forma y tolerancia de diámetro [11].

Algunas consideraciones que se han tenido en cuenta en la fabricación de las probetas son:

- Probeta de planos paralelos: La sección paralela tiene que ser paralela con un error de 0.05 mm. los filetes de transición en los extremos de la sección de prueba deben de tener un radio no inferior a 3d.
- Probeta de reloj de arena: La sección formada por un radio continuo deber tener un radio no menor de 5d.

Además, se recomienda que el diámetro de la sección donde la tensión es máxima, d , sea de 6 mm, 7,5 mm y 9,5 mm. La tolerancia del diámetro debe ser $\leq 0.005d$ [11].

7. METODOLOGÍA:

Antes de comenzar con los cálculos teóricos es necesario aclarar unos conceptos:

1. Las condiciones de cálculo son las siguientes.

- Las probetas se calculan como vigas en voladizo, es decir, en un extremo poseen un empotramiento.
- En el extremo opuesto al empotramiento se le aplica una carga constante.
- Las probetas rotan entorno a su eje longitudinal, esto origina que estén sometidas a flexión.

En el ensayo experimental, la probeta experimenta flexión por la presencia de la carga en un extremo de ella y torsión por el rozamiento que quiere impedir que la probeta siga rotando. Sin embargo, el esfuerzo de torsión es muy pequeño con respecto al de flexión por ello que se desprecia.

2. Las probetas que vamos a utilizar para el desarrollo del proyecto son las utilizadas previamente por un alumno en su TFG [11], también se van a utilizar los resultados experimentales para la discusión de los valores obtenidos.

A continuación, se muestran las tres probetas que se han utilizado en el ensayo. Las dimensiones de cada probeta serán adjuntadas en el apartado de planos de la memoria [11].



Figura 35: Probeta de planos paralelos sin entalla [11].



Figura 36: Probeta de reloj de arena [11].



Figura 37: Probeta de planos paralelos con entalla [11].

Las probetas se realizaron por la empresa Mecanizados Linares mediante un proceso de colada utilizando para ello muestras de acero F-114 [11]. Este acero se escogió por su relación calidad dado que el objetivo es emplearlas para fines ilustrativos en asignaturas como Diseño de Máquinas u otras actividades docentes.

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
	H	CU							
	0,007	0,182							
	CR MO NI								
	0,222								

Tabla 8: Composición química del acero de las probetas fabricadas. [11]

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: Resultados de los ensayos mecánicos realizados a las probetas [11].

7.1 Cálculos teóricos

A continuación, se explican los cálculos que se han llevado a cabo para la obtención de la curva S-N teórica para cada probeta.

En la tabla 9, se recogen los resultados de los diferentes ensayos a los que se han sometido las probetas fabricadas, entre esos datos tenemos que el límite superior de la tensión (cuando N es igual a 1) es, $S_{ut} = 717 \text{ Mpa}$.

El primer paso es comprobar cuál es la zona donde se produce el mayor momento flector, menor momento de inercia y mayor tensión ya que será el punto por donde rompa la probeta.

Para ello, primero es importante conocer el punto en el que se aplica la carga, a partir del cual se va a obtener las distintas distancias para calcular el momento flector en varias zonas.

Tomando como valor de referencia el punto de aplicación de la carga como se muestra en la figura 38, se escogerán una serie de puntos donde se van a calcular el momento flector, el momento de inercia y la tensión por flexión.

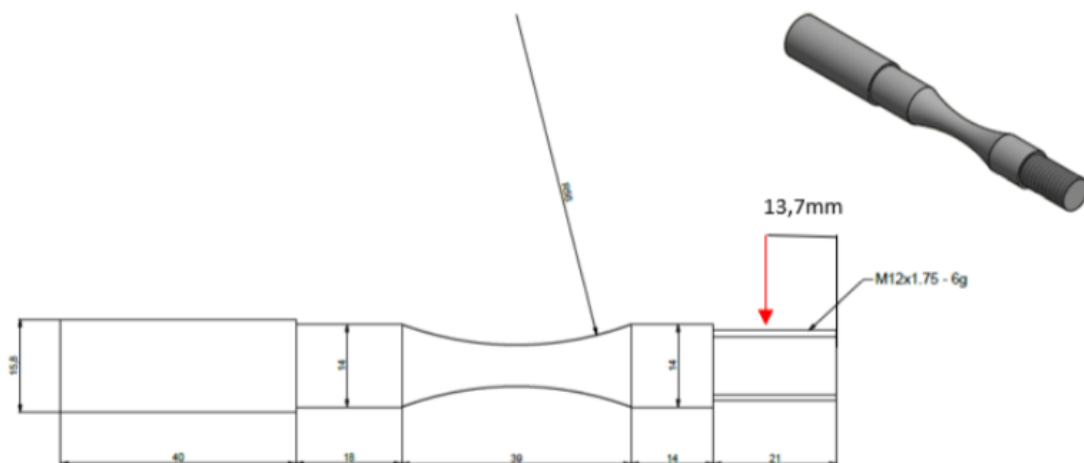


Figura 38: Esquema de la distancia de la fuerza aplicada hasta el extremo más cercano de la probeta [11].

En este tipo de ensayo de flexión en máquinas rotatorias la carga sobre la probeta sigue un patrón sinusoidal conforme ésta gira. Además, la fuerza máxima es igual a la mínima, pero de signo contrario ya que como se ha dicho en el apartado 6 se trata de un esfuerzo

fluctuante completamente invertido. A partir de estos picos, se van a determinar la componente uniforme y alterna de la fuerza.

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (36)$$

F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a la componente de la amplitud de la fuerza [1].

A partir de las ecuaciones (36) vamos a determinar esas componentes para una fuerza aplicada de 200 N, que es la carga que se va utilizar de ejemplo para realizar los distintos cálculos.

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{200 \text{ N} + (-200 \text{ N})}{2} = 0 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{200 - (-200)}{2} \right| = 200 \text{ N} \quad (38)$$

Como era de esperar, al seguir la carga un ciclo completamente invertido la componente de intervalo medio es cero. Por tanto, la fuerza alternante es la que se va a utilizar para calcular el momento y la tensión.

- **Probeta de planos paralelos sin entalla:**

Planos Paralelos Sin Entalla					
Carga (N):	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (MPa)
200	10,8	14	2160	1886	8,02
	21,8	10,5	4360	597	38,4
	27,3	7	5460	117,9	162
	40,8	7	8160	117,9	242
	54,3	7	10860	117,9	323
	59,8	10,5	11960	597	105,2
	65,3	14	13060	1886	48,5
	71,8	14	14360	1886	53,3

Tabla 10: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de planos paralelos sin entalla con una carga de 200 N.

La representación del momento flector en los distintos puntos y para una carga aplicada de 200 N es:

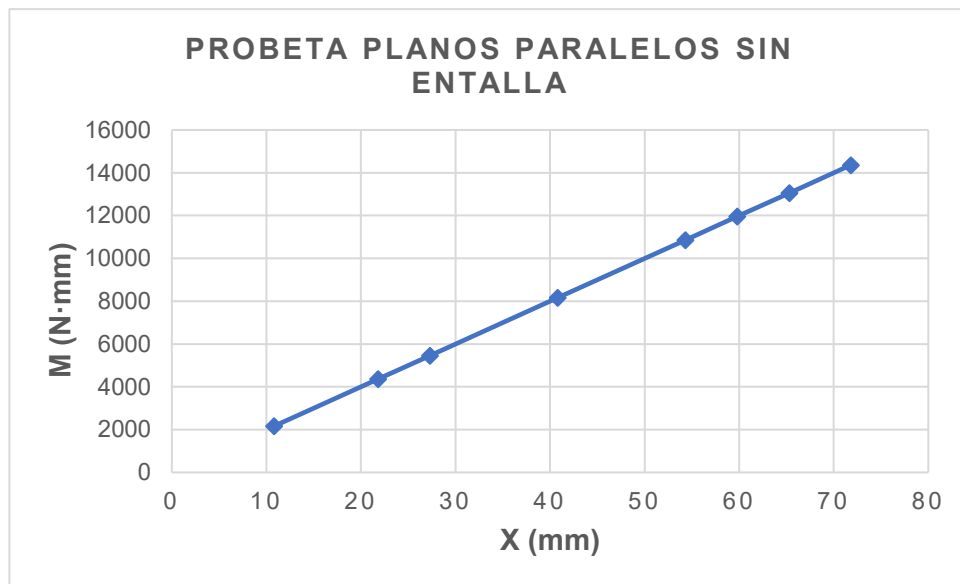


Figura 39: Momento flector frente a la distancia en probeta de planos paralelos sin entalla.

El momento flector se ha calculado a través de la siguiente expresión:

$$M = F_a \cdot x \quad (39)$$

También se ha sacado la curva del momento de inercia respecto a la distancia.

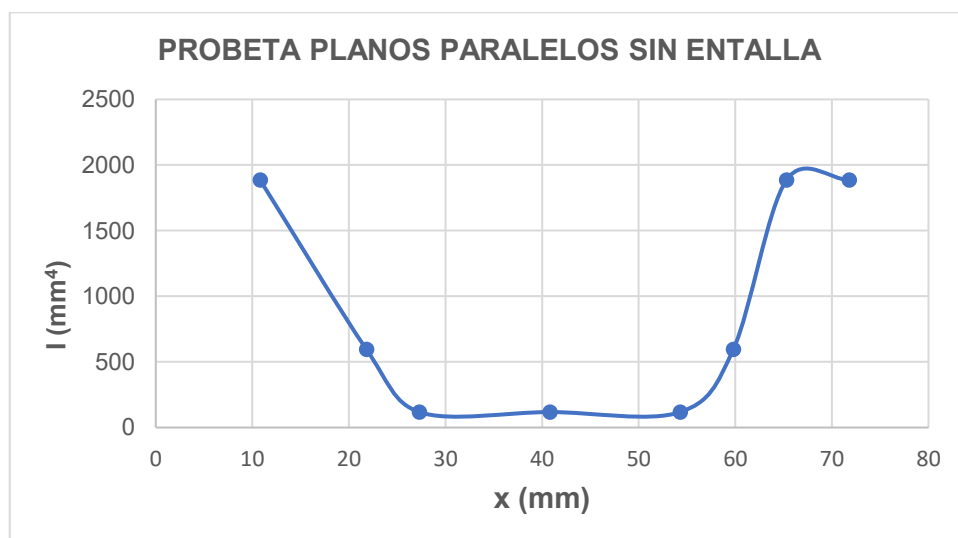


Figura 40: Momento de inercia frente a la distancia en probeta de planos paralelos sin entalla.

El momento de inercia se define como:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (40)$$

Finalmente, se ha representado la tensión frente a la distancia.

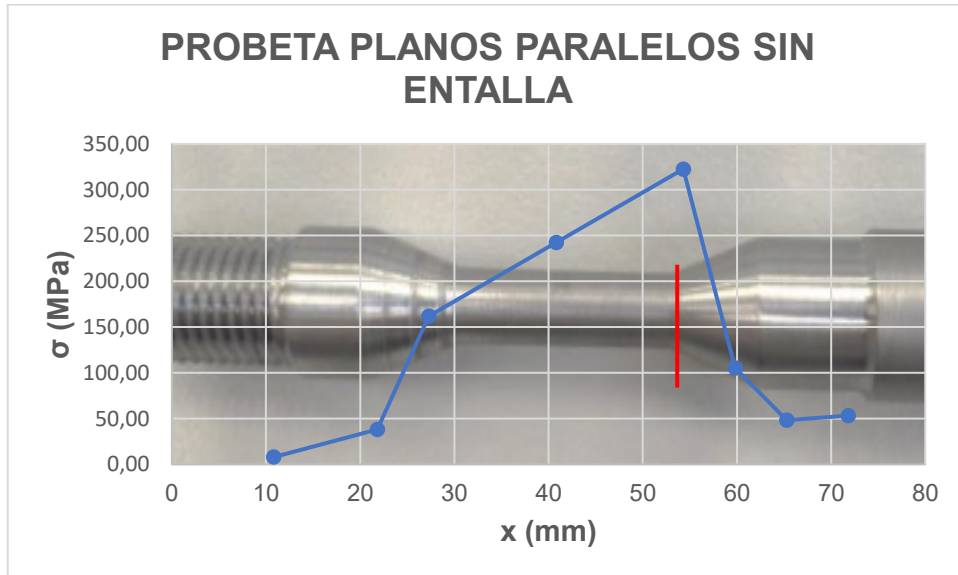


Figura 41: Tensión frente a la distancia en probeta de planos paralelos sin entalla.

La tensión se ha calculado como:

$$\sigma_a = \frac{F_a \cdot x \cdot c}{I} = \frac{F_a \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} = \frac{F_a \cdot x}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (41)$$

En las figuras desde la (39) a la (41) podemos sacar el punto en el cual se produce el mayor momento, menor momento de inercia y mayor tensión, el punto por donde va a romper es $x = 54.3 \text{ mm}$ desde la aplicación de la carga.

- Probeta de reloj de arena

Probeta Reloj de Arena					
Carga (N):	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (MPa)
200	12,3	14	2460	1886	9,13
	21,3	14	4260	1886	15,8
	25,2	11,42	5040	835	34,5
	29,1	9,46	5820	393	70,0
	33	8,08	6600	209	127,4
	36,9	7,26	7380	136,4	196,4
	40,8	7	8160	117,9	242
	44,7	7,26	8940	136,4	238
	48,6	8,08	9720	209	187,7
	52,5	9,46	10500	393	126,3
	56,4	11,42	11280	835	77,1
	60,3	14	12060	1886	44,8
	72,5	14	14500	1886	53,8

Tabla 11: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de reloj de arena con una carga de 200 N.

A continuación, se representan el momento flector, momento de inercia y tensión respecto a la distancia desde la aplicación de la carga. De la misma manera que en la probeta de planos paralelos sin entalla.

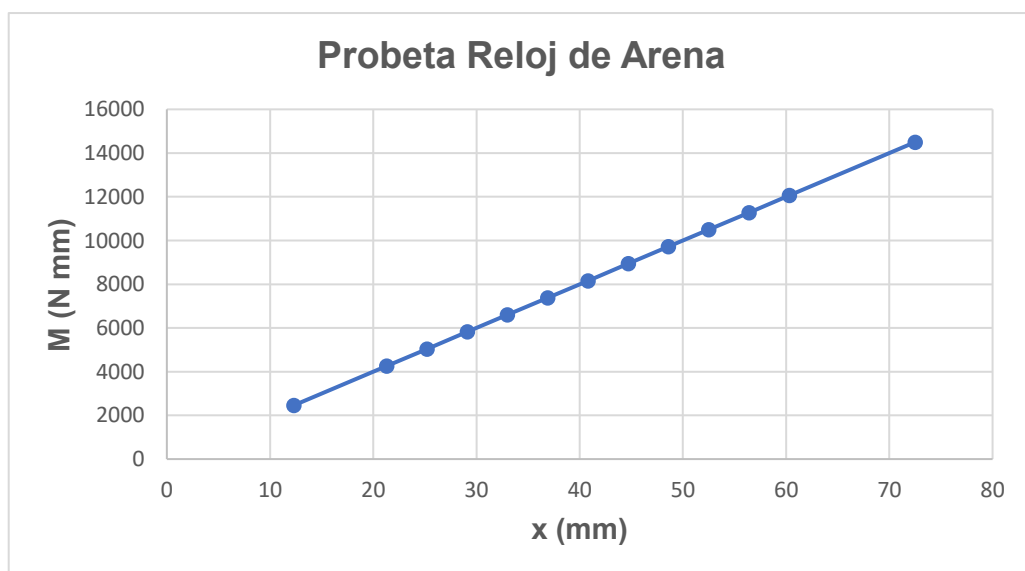


Figura 42: Momento flector frente a la distancia en probeta de reloj de arena.

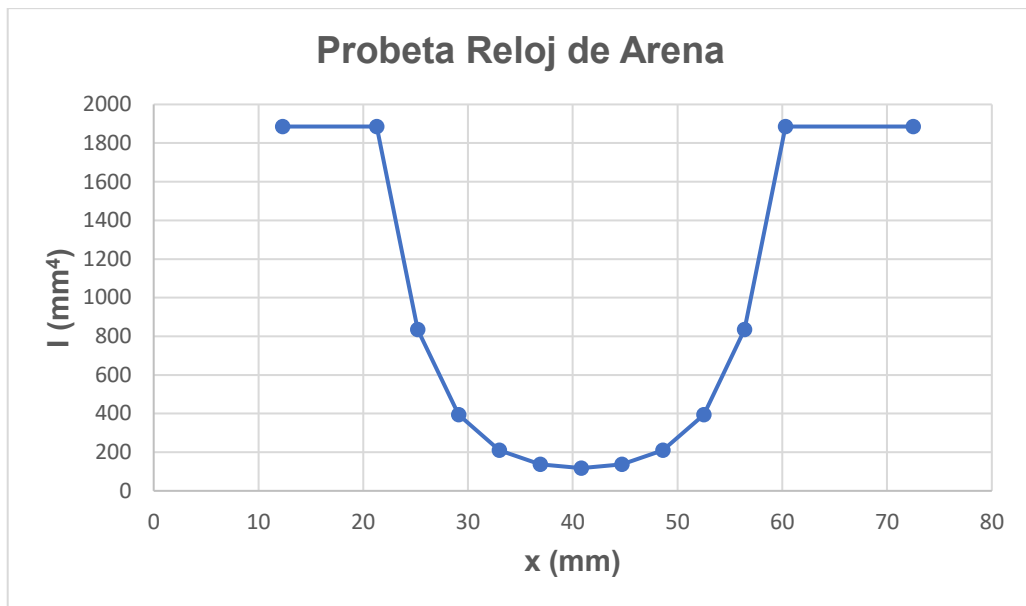


Figura 43: Momento de inercia frente a la distancia en probeta de reloj de arena.

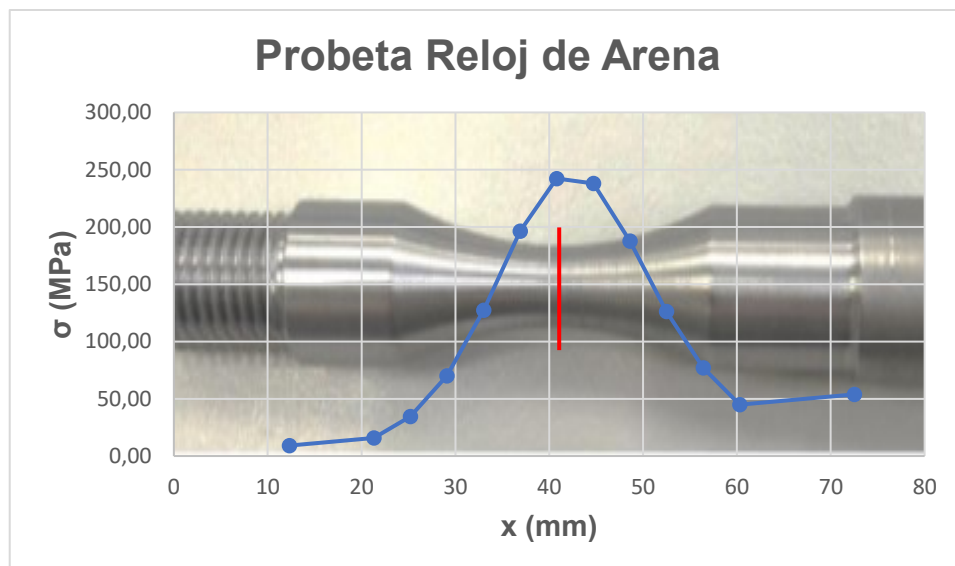


Figura 44: Tensión frente a la distancia en probeta de reloj de arena.

A partir de las figuras desde la (42) a la (44), se determina que en el punto por donde se va a romper la probeta, es decir, el punto que está sometido a mayor momento flector, menor momento de inercia y mayor tensión, se encuentra a 40.8 mm desde donde se aplica la carga.

- Probeta de planos paralelos con entalla

Planos Paralelos Con Entalla					
Carga (N):	x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (MPa)
200	10,8	14	2160	1886	17,32
	21,8	10,5	4360	597	82,9
	27,3	9	5460	322	164,8
	40,8	6	8160	63,6	831
	54,3	9	10860	322	328
	59,8	10,5	11960	597	227
	65,3	14	13060	1886	104,7
	71,8	14	14360	1886	115,1

Tabla 12: Momento flector, momento de inercia y tensión para probeta de planos paralelos con entalla con una carga de 200 N.

Finalmente, se obtienen las siguientes gráficas para la probeta de planos paralelos con entalla.

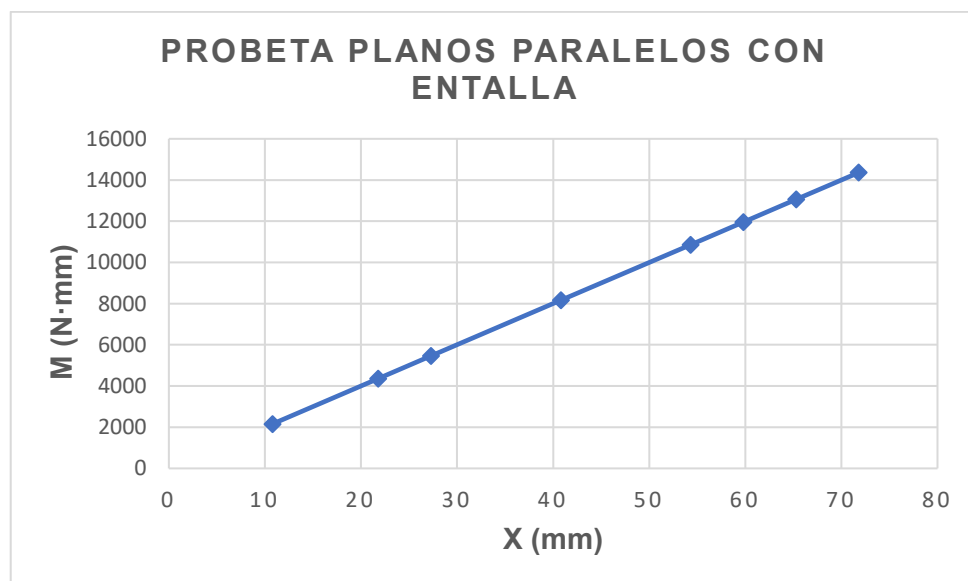


Figura 45: Momento flector frente a la distancia en probeta de planos paralelos con entalla.

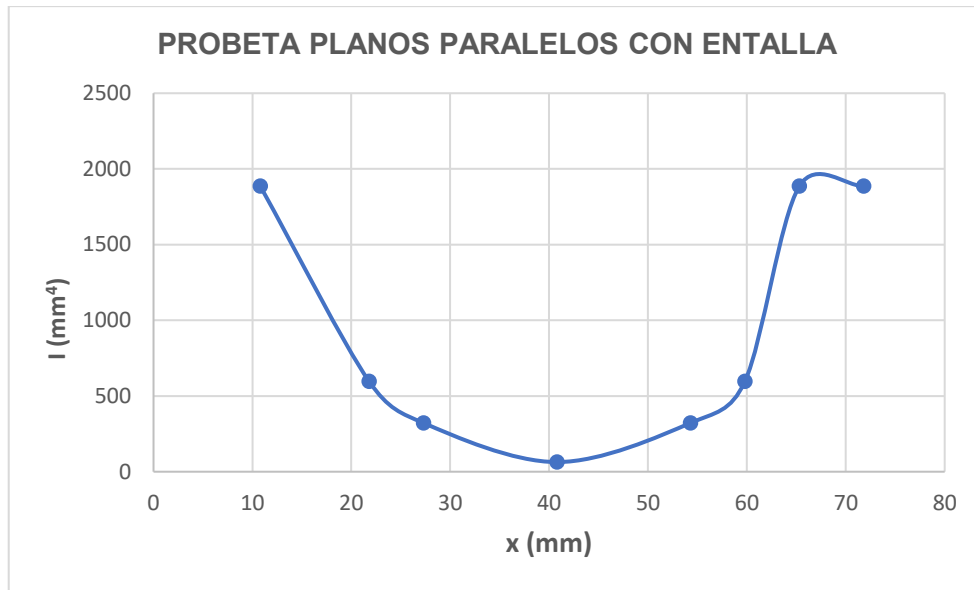


Figura 46: Momento de inercia frente a la distancia en probeta de planos paralelos con entalla.

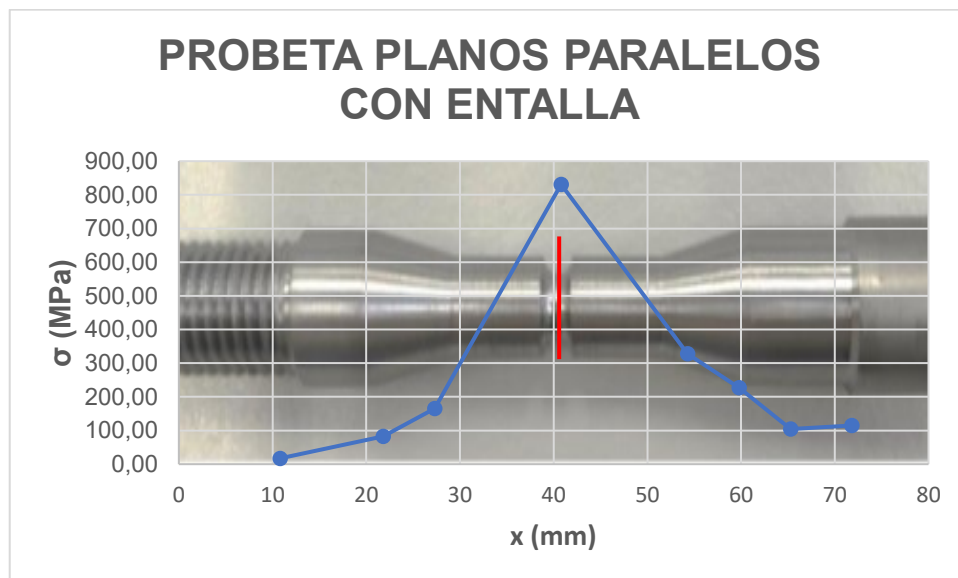


Figura 47: Tensión frente a la distancia en probeta planos paralelos con entalla.

En la probeta de planos paralelos con entalla el punto por donde rompe, es justo en la entalla a una distancia de 40.8 mm respecto a la aplicación de la carga.

Una vez que se sabe por dónde va a romper cada probeta se van a calcular los tres puntos claves de la gráfica S-N, es decir, cuando $N = 1 \Rightarrow S_f = S_{ut} = 717 \text{ MPa}$, cuando $N = 10^3 \text{ ciclos} \Rightarrow S_f = f \cdot S_{ut}$ y cuando $N = 10^6 \text{ ciclos} \Rightarrow S_f = S_e$.

Primero, se va a obtener el valor de f de la figura 48, sabiendo que 717 MPa equivalen a 104 kpsi [1].

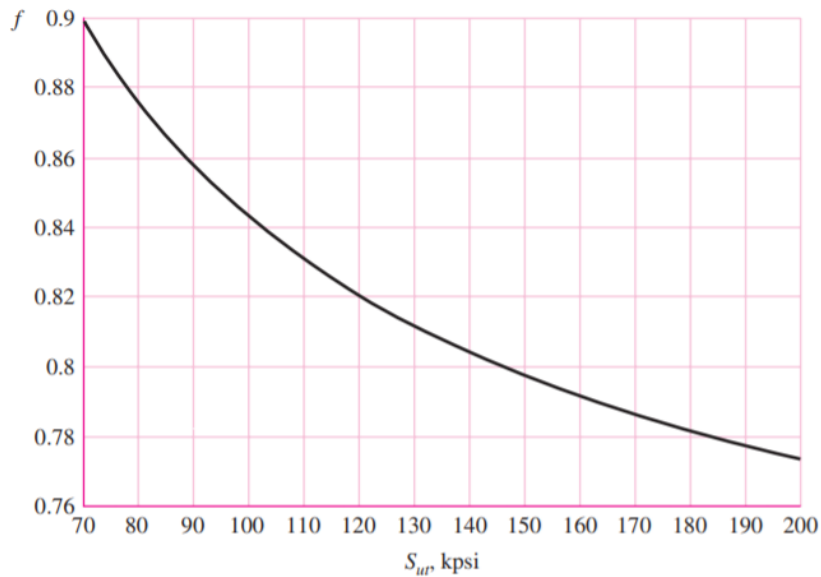


Figura 48: Fracción de resistencia a la fatiga f . [1]

En la figura 43, se obtiene que $f = 0.84$. Por tanto, para $N = 10^3 \text{ ciclos} \Rightarrow S_f = 0.84 \cdot 717 \text{ MPa} = 602.28 \text{ MPa}$.

A continuación, se va a determinar el límite de resistencia a la fatiga, para ello hay que obtener primero los factores de Marin.

- **Factor de superficie k_a :**

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (42)$$

Donde S_{ut} es la tensión última y los parámetros a y b se obtienen de la Tabla 13 [1]:

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

El proceso del acabado superficial es un mecanizado o laminado en frío, por lo tanto, se obtiene que $a = 4.51 \text{ MPa}$ y el exponente $b = -0.265$.

El factor de superficie k_a queda como:

$$k_a = 4.51 \cdot 717 \text{ MPa}^{-0.265} = 0.79 \quad (43)$$

- **Factor de tamaño k_b :**

Como d se encuentra en el rango, $2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ en las tres probetas, el factor de tamaño, k_b se determina como:

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} \quad (44)$$

Previamente, se obtuvo el diámetro por donde se produce la rotura para las distintas probetas [1].

Para la probeta de planos paralelos sin entalla y la de reloj de arena el diámetro por donde rompe es el mismo, 7 mm . Por lo tanto, k_b vale:

$$k_b = 1.24 \cdot 7 \text{ mm}^{-0.107} = 1.009 \quad (45)$$

Mientras que para el caso de la probeta de planos paralelos con entalla queda:

$$k_b = 1.24 \cdot 6 \text{ mm}^{-0.107} = 1.026 \quad (46)$$

- **Factor de carga k_c :**

El ensayo de fatiga que se está estudiando está sometido a una carga de flexión es por ello que el factor de carga es:

$$k_c = 1 \quad (47)$$

- **Factor de temperatura k_d :**

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (48)$$

El valor de S_T/S_{RT} se obtiene de la Tabla 14:[1]

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 14: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. [1]

De la Tabla 14, se obtiene que el valor de k_d para una temperatura de 20°C queda como:

$$k_d = 1 \quad (49)$$

- **Factor de confiabilidad k_e :**

El factor de modificación de la confiabilidad puede escribirse como:

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad (50)$$

En la tabla 15 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas [1].

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	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 15: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. [1]

Como no se da ningún valor de confiabilidad se coge el valor más restrictivo del factor de confiabilidad que sería 1 o incluso como no hay información sobre este factor se puede prescindir de él debido a que no nos afectaría. Por lo tanto, el valor del factor de confiabilidad queda como:

$$k_e = 1 \quad (51)$$

Finalmente, hay que obtener el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, S_e' . Como la $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$ se define el límite de la siguiente forma [1]:

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 717 \text{ MPa} = 358.5 \text{ MPa} \quad (52)$$

Para el caso de la probeta de planos paralelos con entalla hay que obtener el concentrador de tensiones.

- **Concentrador de tensiones, K_f :**

Para el caso de flexión, K_f se obtiene de la siguiente fórmula:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (53)$$

En la figura 49, se deduce el valor de la sensibilidad a la muesca, q

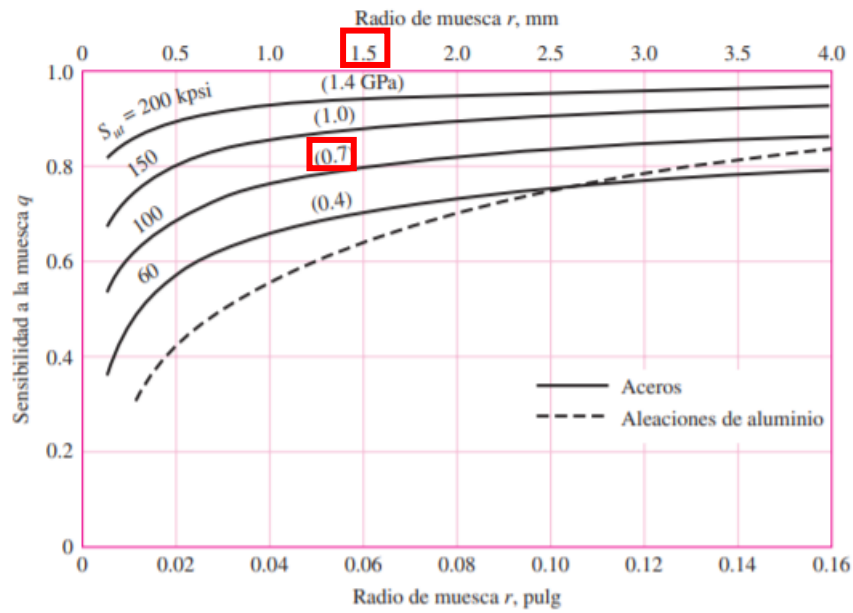


Figura 49: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas [1].

Conociendo que el radio de la muesca es de 1.5 mm y la tensión ultima, S_{ut} , es 717 MPa, el resultado de la sensibilidad a la muesca es:

$$q = 0.8 \quad (54)$$

El valor de K_t se obtiene de la figura 50, que corresponde a una barra redonda con ranura sometida a un momento flector. Sabiendo el valor de los siguientes parámetros se puede deducir K_t [1].

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{6} = 0.25 \quad y \quad \frac{D}{r} = \frac{9}{6} = 1.5 \quad (55)$$

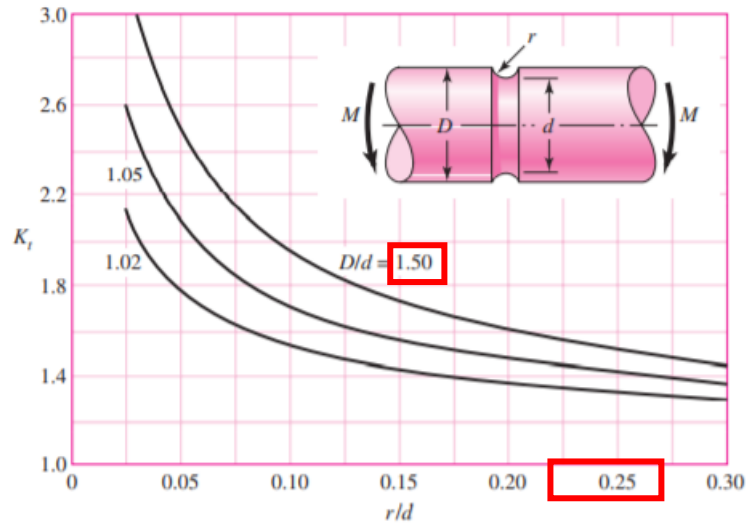


Figura 50: Barra redonda ranurada en flexión: $\sigma_0 = \frac{M \cdot c}{I}$, donde $c = \frac{d}{2}$ y $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ [1]

Una vez que se ha determinado el factor $K_t = 1.55$ de la figura 50. A continuación, se va a definir el concentrador de tensiones a partir de la ecuación (53).

$$K_f = 1 + 0.8 \cdot (1.55 - 1) = 1.44 \quad (56)$$

Este valor de K_f es solo para el caso de la probeta con entalla para las probetas de planos paralelos sin entalla y la del reloj de arena este factor se considera igual a 1 [1].

Por último, conociendo todos los factores de Marin y el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, se va a calcular el límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente fórmula:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (57)$$

En el caso de las probetas de planos paralelos sin entalla y del reloj de arena, el límite de resistencia a la fatiga queda como:

$$S_e = 0.79 \cdot 1.009 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 358.5 \text{ MPa} = 285.69 \text{ MPa} \quad (58)$$

Para el caso de la probeta de planos paralelos con entalla, el límite de resistencia a la fatiga equivale a:

$$S_e = 0.79 \cdot 1.026 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 358.5 \text{ MPa} = 290.44 \text{ MPa} \quad (59)$$

A continuación, se va a representar las curvas S-N en la figura 51 con los tres puntos claves que se han obtenido previamente para las diferentes probetas, teniendo en cuenta que la curva S-N de la probeta de planos paralelos sin entalla es igual que la del reloj de arena debido a que el diámetro de la sección por donde se ha supuesto que van a romper es el mismo en ambas, esto a su vez implica que el factor de tamaño y el límite de resistencia a fatiga sean los mismos.

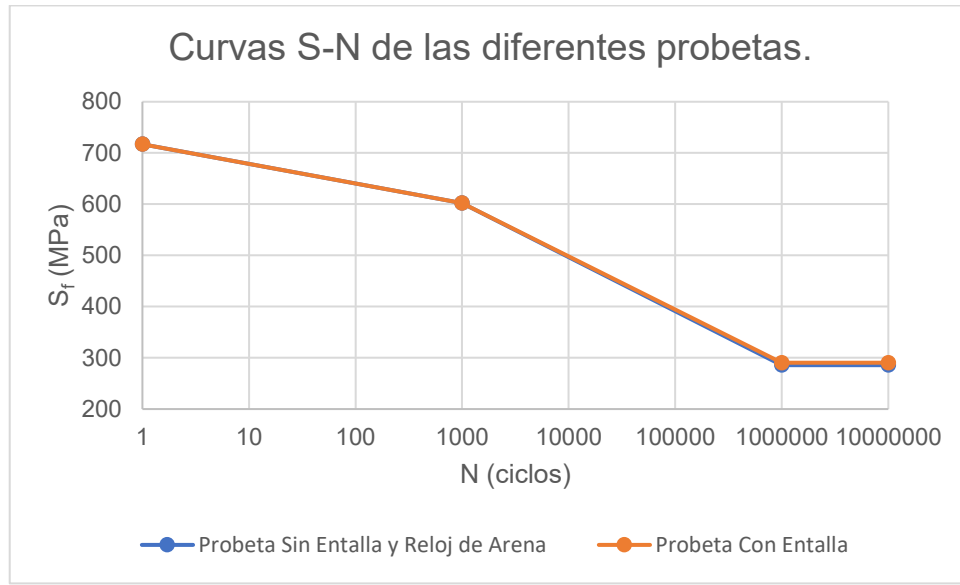


Figura 51: Gráfica S-N de las distintas probetas.

El siguiente paso es determinar el rango de fuerzas para la recta que va desde $N = 10^3$ ciclos hasta $N = 10^6$ ciclos, ya que esa zona de la curva S-N se rige por la ecuación [1]:

$$S_f = aN^b \quad (60)$$

Sabiendo que la tensión se debe a una carga de flexión y que la tensión media es cero como se ha obtenido anteriormente, la componente alternante de dicha tensión se define como:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot c}{I} = \frac{F_a \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \quad (61)$$

Donde d es el diámetro de la probeta por el cual se prevé que se va a producir la rotura, I es el momento de inercia que también depende del diámetro y M_a es el momento alternante al que esta sometido la probeta. Este se calcula de la siguiente forma [1]:

$$M_a = F_a \cdot x \quad (62)$$

En la ecuación (62), F_a es la carga aplicada y x es la distancia desde la aplicación de dicha carga hasta la zona por donde prevé que rompa.

Para el caso de la carga mínima, es decir, la carga que haría que el material tuviera vida infinita, el valor de esa tensión corresponde al límite de resistencia a la fatiga, S_e . La fuerza mínima se tiene al despejarla de dicha ecuación (61):

$$S_e = \frac{M_{\min} \cdot c}{I} = \frac{F_{\min} \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \Rightarrow F_{\min} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} \quad (63)$$

En el caso de la carga máxima a los 1000 ciclos, es decir, carga que provocaría la rotura a los 1000 ciclos, el valor de la tensión equivale a la resistencia última por el factor f . Despejando la fuerza máxima se obtiene:

$$S_{ut} \cdot f = \frac{M_{\max} \cdot c}{I} = \frac{F_{\max} \cdot x \cdot \frac{d}{2}}{I} \Rightarrow F_{\max} = \frac{S_{ut} \cdot f \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} \quad (64)$$

En la probeta de planos paralelos sin entalla, la $F_{\min}$ y $F_{\max}$ equivalen a:

$$F_{\min} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{285.69 \text{ MPa} \cdot 117.86 \text{ mm}^4 \cdot 2}{54.3 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 177.17 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{\max} = \frac{S_{ut} \cdot f \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 0.84 \cdot 117.86 \text{ mm}^4 \cdot 2}{54.3 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 373.50 \text{ N} \quad (66)$$

Para el caso de la probeta del reloj de arena, la $F_{\min}$ y $F_{\max}$ equivalen a:

$$F_{\min} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{285.69 \text{ MPa} \cdot 117.86 \text{ mm}^4 \cdot 2}{40.8 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 235.79 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_{\max} = \frac{S_{ut} \cdot f \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 0.84 \cdot 117.86 \text{ mm}^4 \cdot 2}{40.8 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 497.09 \text{ N} \quad (68)$$

Finalmente, para el caso de la probeta con entalla hay que tener en cuenta el concentrador de tensiones, K_f . La $F_{mín}$ y $F_{máx}$ se definen como:

$$F_{mín} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{K_f \cdot x \cdot d} = \frac{285.69 \text{ MPa} \cdot 63.62 \text{ mm}^4 \cdot 2}{1.44 \cdot 40.8 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} = 104.83 \text{ N} \quad (69)$$

$$F_{máx} = \frac{S_{ut} \cdot f \cdot I \cdot 2}{K_f \cdot x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 0.84 \cdot 63.62 \text{ mm}^4 \cdot 2}{1.44 \cdot 40.8 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} = 217.38 \text{ N} \quad (70)$$

En la tabla 16, se recogen los valores de fuerza mínima para no llegar a vida infinita y los de fuerza máxima para no superar los 1000 ciclos, en las distintas probetas.

Probetas	Carga mínima para no llegar a vida infinita	Carga máxima para no superar los 1000 ciclos
Planos paralelos sin entalla	177.17 N	373.50 N
Reloj de arena	235.79 N	497.09 N
Planos paralelos con entalla	104.83 N	217.38 N

Tabla 16: Resultados de $F_{mín}$ y $F_{máx}$ para las diferentes muestras.

A continuación, se van a desarrollar los cálculos correspondientes para el criterio de falla por fatiga de Goodman, después estudiaremos el de Gerber y por último el de ASME-elíptica.

- **Criterio de Goodman modificado:**

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (71)$$

Donde σ_a corresponde con la tensión alternante y σ_m con el valor del esfuerzo medio, este último como se ha dicho anteriormente es cero debido a que se trata de un esfuerzo fluctuante completamente invertido [1].

La ecuación (71) queda como:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} = 1 \Rightarrow \sigma_a = S_f \quad (72)$$

La resistencia a la fatiga para la recta que va desde el intervalo de 10^3 a 10^6 ciclos se obtiene de la siguiente expresión:

$$S_f = aN^b \quad (73)$$

Donde a y b se definen así:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (74)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \quad (75)$$

Los valores de los parámetros que se van a emplear son:

- ✓ Tensión última, $S_{ut} = 717 \text{ MPa}$.
- ✓ Fracción de resistencia a la fatiga, $f = 0.84$.
- ✓ Límite de resistencia a la fatiga, en el caso de la probeta de planos paralelos sin entalla y la del reloj de arena $S_e = 285.69 \text{ MPa}$, mientras que, para la probeta de planos paralelos con entalla $S_e = 290.44 \text{ MPa}$.

El límite de resistencia a la fatiga para la probeta de planos paralelos sin entalla y la del reloj de arena es el mismo, esto se debe a que el diámetro de la sección por donde se prevé que rompa es el mismo, lo que implica que el factor de tamaño sea equivalente. En el caso de la probeta con entalla el diámetro de la sección por donde va a romper es diferente, por esta razón el límite de resistencia a la fatiga es diferente con respecto a las otras probetas.

Los parámetros a y b para la probeta sin entalla y el reloj de arena se expresan como:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{285.69 \text{ MPa}} = 1269.70 \quad (76)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{0.84 \cdot 717 \text{ MPa}}{285.69 \text{ MPa}} = -0.11 \quad (77)$$

Para el caso de la probeta de planos paralelos con entalla se obtiene:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{290.44 \text{ MPa}} = 1248.93 \quad (78)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{0.84 \cdot 717 \text{ MPa}}{290.44 \text{ MPa}} = -0.11 \quad (79)$$

A continuación, se va a escribir de nuevo la fórmula del esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot c}{I} = \frac{M_a \cdot d/2}{I} \quad (80)$$

La distancia x para la probeta de planos paralelos es 54.3 mm , donde se produce el cambio de ángulo. El valor del momento en función de la fuerza será:

$$M_a = F_a(N) \cdot 54.3 \text{ mm} = 54.3 \cdot F_a (N \cdot \text{mm}) \quad (81)$$

En la probeta del reloj de arena y la de planos paralelos con entalla esa distancia es, $x = 40.8 \text{ mm}$. En el reloj de arena la zona por donde se va a producir la rotura corresponde con el centro de la muestra, donde el diámetro de la sección es menor. En el caso de planos paralelos con entalla esa zona se encuentra en la entalla ya que como se ha dicho previamente, ahí se encuentra el concentrador de tensiones.

Por lo tanto, M_a para ambas muestras queda como:

$$M_a = F_a(N) \cdot 40.8 \text{ mm} = 40.8 \cdot F_a (N \cdot \text{mm}) \quad (82)$$

El valor del momento de inercia dependerá del diámetro, por ello para la probeta de planos paralelos sin entalla y para el reloj de arena se obtiene:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 7^4}{64} = 117.86 \text{ mm}^4 \quad (83)$$

En la probeta de planos paralelos con entalla se escribe como:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 6^4}{64} = 63.62 \text{ mm}^4 \quad (84)$$

Una vez que se han obtenido los diferentes parámetros de la ecuación (79), el siguiente paso es calcular el esfuerzo alternante para las diferentes probetas, en función de la carga aplicada.

Probeta de planos paralelos sin entalla, la tensión alternante es:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{F(N) \cdot 54.3 \text{ mm} \cdot \frac{7 \text{ mm}}{2}}{117.86 \text{ mm}^4} = 1.6125 \cdot F(N) = 1.6125 \cdot F \text{ (MPa)} \quad (85)$$

En la probeta del reloj de arena, el esfuerzo alternante es:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{F(N) \cdot 40.8 \text{ mm} \cdot \frac{7 \text{ mm}}{2}}{117.86 \text{ mm}^4} = 1.2116 \cdot F(N) = 1.2116 \cdot F \text{ (MPa)} \quad (86)$$

Para la probeta de planos paralelos con entalla, hay que tener en cuenta el concentrador de tensiones para el cálculo de la tensión alternante:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{K_f \cdot M_a \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{1.44 \cdot F(N) \cdot 40.8 \text{ mm} \cdot \frac{6 \text{ mm}}{2}}{63.62 \text{ mm}^4} = 2.7704 \cdot F(N) \\ &= 2.7704 \cdot F \text{ (MPa)} \end{aligned} \quad (87)$$

Finalmente, a partir de los resultados obtenidos de las tensiones y conociendo que para el criterio de Goodman dicha tensión alternante corresponde a la resistencia a la fatiga de la recta, $S_f = a \cdot N^b$. Se va a proceder a calcular el número de ciclos en función de la carga aplicada.

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (88)$$

- **Probeta planos paralelos sin entalla:**

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{1.6125 \cdot F(N)}{1269.70}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (2.1335 \cdot 10^{26}) \text{ ciclos} \quad (89)$$

- **Probeta de reloj de arena:**

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{1.2116 \cdot F(N)}{1269.70}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (2.8685 \cdot 10^{27}) \text{ ciclos} \quad (90)$$

- **Probeta de planos paralelos con entalla:**

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{2.7704 \cdot F(N)}{1248.93}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (1.3404 \cdot 10^{24}) \text{ ciclos} \quad (91)$$

Ahora, se va a considerar el criterio de Gerber [11]:

$$\frac{n\sigma_a}{S_f} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (92)$$

Como las probetas están sometidas a esfuerzos fluctuantes completamente invertidos $F_m = 0$ y, por lo tanto, $\sigma_m = 0$. Entonces, la ecuación (92) queda:

$$\frac{n\sigma_a}{S_f} = 1 \quad (93)$$

Si se utiliza un coeficiente de seguridad igual a 1:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} = 1 \Rightarrow \sigma_a = S_f \quad (94)$$

Si se compara la ecuación (72) con la (94) se puede ver que no son necesarios realizar los cálculos ya que se van a obtener los mismos resultados, debido a que la componente de la tensión alterna es igual y la componente de la tensión media no afecta al ser ésta cero [11].

Criterio de ASME-elíptica:

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_f}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (95)$$

Como $F_m = 0$ y $\sigma_m = 0$, la ecuación (95) queda:

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_f}\right)^2 = 1 \quad (96)$$

Utilizando un coeficiente de seguridad igual a 1 se obtiene:

$$\frac{\sigma_a^2}{S_f^2} = 1 \Rightarrow \sqrt{\sigma_a^2} = \sqrt{S_f^2} \Rightarrow \sigma_a = S_f \quad (97)$$

Para este criterio también se obtiene el mismo resultado que en las ecuaciones (72) y (94), por lo tanto, no sería interesante realizar los cálculos ya que se van a obtener los mismos valores, debido a que la componente de la tensión alterna es igual y la componente de la tensión media no afecta al ser ésta cero.

7.2 Cálculos numéricos:

Una vez que se han desarrollado los cálculos teóricos se va a definir el método numérico que se ha llevado a cabo para obtener la curva S-N del material. Como se ha dicho previamente el software que se va a utilizar es ANSYS.

ANSYS es un programa para el cálculo computacional basado en el MEF, con aplicabilidad a una amplia variedad de problemas habituales en la ingeniería.

Este programa cuenta con más de 100.000 líneas de código que le permiten la implementación de análisis estáticos y dinámicos en cálculos de estructuras, así como en problemas de transferencia de calor, fluidos y electromagnetismo [9].

Antes de comenzar con la explicación del procedimiento que se ha llevado a cabo, es necesario explicar que para estudiar el ensayo de fatiga en viga rotatoria se ha empleado el módulo de ANSYS denominado nCode DesignLife cuya instalación es independiente.

La instalación de este módulo se debe a la necesidad de transformar el problema estático del análisis de elementos finitos en un problema de fatiga en viga rotatoria.

El espacio de trabajo de ANSYS Workbench está formado por dos pestañas como muestra la figura 52. En la pestaña de la izquierda se encuentra la barra de herramientas en la cual aparecen diferentes tipos de sistemas de análisis, por ejemplo, análisis de fluidos, de hidrodinámica, problemas que incluyan respuesta armónica, etc. En la segunda pestaña (la que ocupa la mayor parte de la pantalla) es el área de trabajo donde se colocan los sistemas de análisis con los que se van a trabajar para resolver el problema.

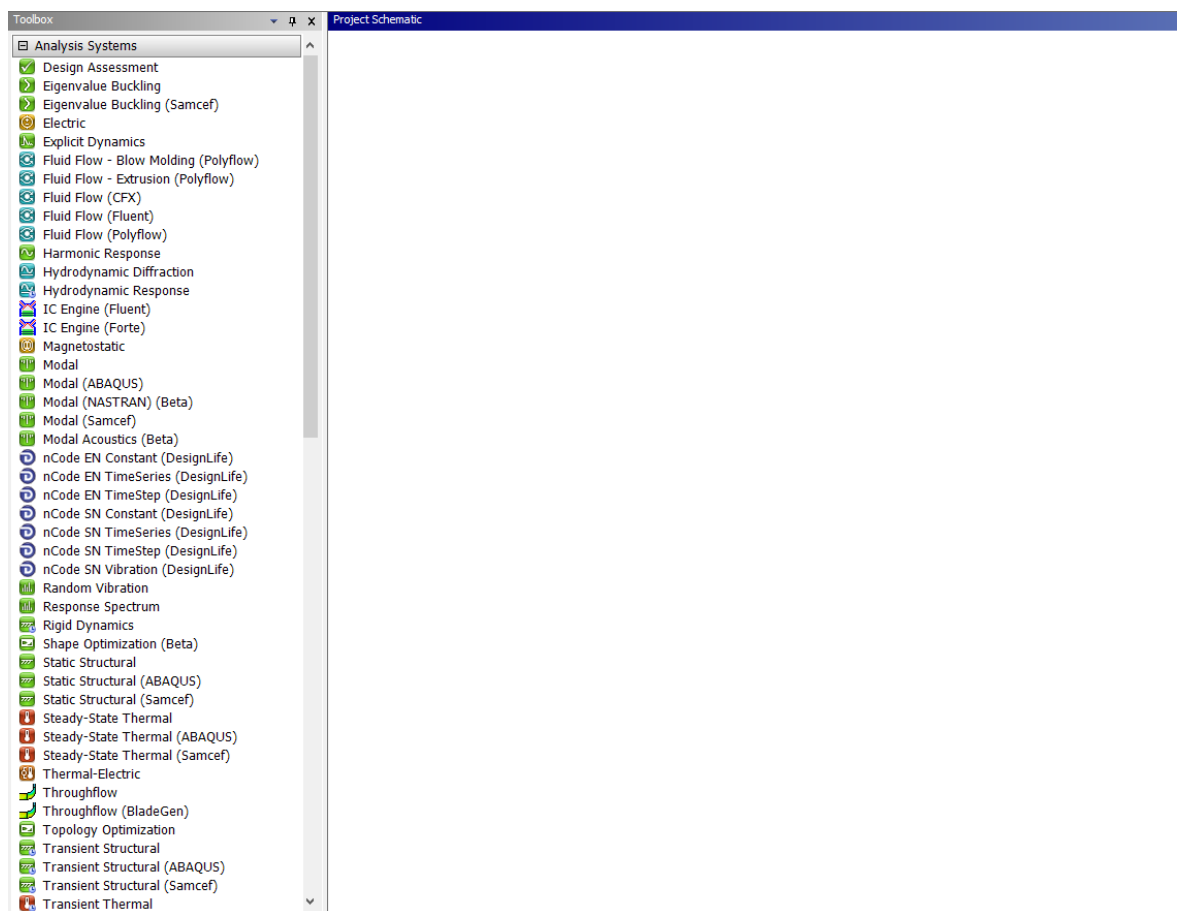


Figura 52: Espacio de trabajo de ANSYS Workbench.

ANSYS nCode DesignLife trabaja con ANSYS Mechanical para evaluar de forma fiable la vida útil de la fatiga. Utilizando los resultados del análisis de elementos finitos (FEA) de ANSYS Mechanical, calcula tensiones y deformaciones unitarias, luego acumula el daño

de la carga repetitiva para determinar la vida útil pronosticada de un producto. Puede evaluar rápidamente los efectos de diferentes materiales y geometrías alternativas para nuevos diseños y, a continuación, optimizarlos para el uso esperado del producto, mucho antes de que se construya el primer prototipo [12].

Se trata de la herramienta líder en la industria para el análisis de durabilidad, le ofrece un proceso de fatiga diagnóstica integral para predecir la vida útil de su producto. Está totalmente integrado en ANSYS Workbench para facilitar su uso y un flujo de trabajo fluido. Puede crear "ciclos de trabajo" de carga complejos basados en mediciones que representen fuerzas reales en los productos o utilizar historiales de carga previstos. Además, dispone de una amplia biblioteca de materiales de fatiga para ayudar en la construcción de modelos rápidamente

Con el fin de estudiar el fenómeno de fatiga en viga rotatoria mediante el programa de ANSYS, se va a dividir el cálculo numérico en dos subapartados. En el primero se va a explicar la parte del problema estático y en el segundo apartado se va a desarrollar el estudio de fatiga en viga rotatoria con el módulo nCode.

7.2.1 Cálculo estático con ANSYS.

El sistema de análisis que se va a utilizar para la primera parte del estudio de fatiga en viga rotatoria es del tipo estático estructural como se puede ver en la figura 53, en este módulo se va a plantear el problema estacionario para una barra sometida a una carga de flexión.

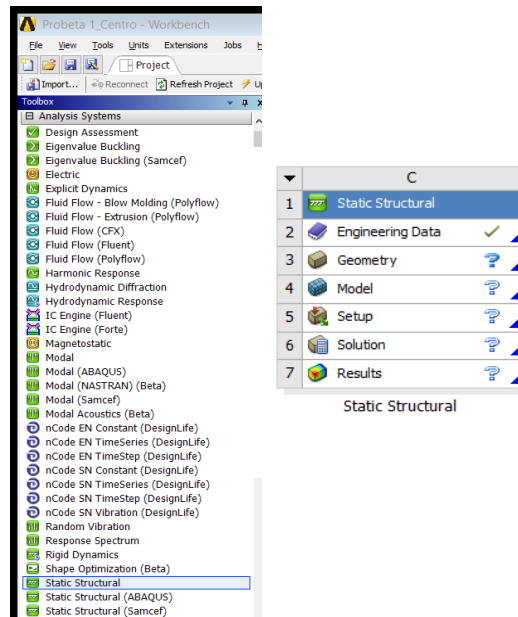


Figura 53: Preprocesador, se elige el tipo de análisis que se va a realizar.

En “Datos de Ingeniería” se selecciona el material que se ha utilizado en el ensayo, es decir, el acero al carbono SAE1045. Este material se va a buscar de la biblioteca de la herramienta nCode y se va a mover a la de salida.

Como se ha dicho anteriormente, esta biblioteca es muy amplia dando lugar a tener mismos materiales con distintas durezas. En este caso, el acero al carbono que más se aproxima a la tensión última del ensayo era el SAE1045_225. En principio, se escogió este material y se le modificó la tensión última y la curva S-N en las propiedades del material.

Sin embargo, si se emplean dichos valores en la pestaña de propiedades del material se observará que el software ha utilizado la curva original de dicho material y no los valores posteriormente indicados.

Los materiales de la biblioteca del nCode tienen asociados una enumeración que los identifica con sus respectivas curvas S-N del post-procesador como se puede ver en la figura 54. Por este motivo, para transforma la curva S-N y la tensión última del material original, hay que modificar dichos parámetros en el documento que contiene las propiedades de todos los materiales que incluye la biblioteca del módulo nCode.

Property	Value	Unit
Density	7850	kg m ⁻³
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modulus and Poisson's...	
Young's Modulus	2,07E+11	Pa
Poisson's Ratio	0,3	
Bulk Modulus	1,729E+11	Pa
Shear Modulus	7,9615E+10	Pa
Alternating Stress R-Ratio	Tabular	
Interpolation	Semi-Log	
Scale	1	
Offset	0	Pa
Strain-Life Parameters		
Display Curve Type	Strain-Life	
Strength Coefficient	9,6E+08	Pa
Strength Exponent	-0,08	
Ductility Coefficient	0,5	
Ductility Exponent	-0,52	
Cyclic Strength Coefficient	1,178E+09	Pa
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,17	
Tensile Yield Strength	5,16E+08	Pa
Tensile Ultimate Strength	7,17E+08	Pa
nCode Multicurve Stress-Life Parameters		
Nfc	1E+30	
SEIs	0	
Ne	1E+08	
nCode Strain-Life Parameters		
Nc	2E+08	
Ne	2E+08	
SEc	0	
SEe	0	
SEp	0	
nCode MaterialType	27	

Figura 54: Número identifica las curvas de cada material del nCode.

El siguiente paso consiste en buscar en la carpeta del nCode el archivo que posee esa lista de materiales con sus propiedades, este archivo se denomina *nCode_matml*, se trata de un documento XML, lo cual permite abrirlo con un programa de editor de textos como aparece en la figura 55.

```

nCode_matml: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
<Data>0.170000</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
</ParameterValue>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr7">
<Data format="float">516000000.</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr2">
<Data format="string"></Data>
<Qualifier name="Definition Method">R-Ratio</Qualifier>
<Qualifier name="Interpolation">Semi-Log</Qualifier>
<ParameterValue parameter="pa3" format="float">
<Data>717000000.,602280000.,285690000.,285690000.</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Dependent,Dependent,Dependent,Dependent</Qualifier>
</ParameterValue>
<ParameterValue parameter="pa4" format="float">
<Data>1.,1000.,1000000.,100000000.</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Independent,Independent,Independent,Independent</Qualifier>
</ParameterValue>
<ParameterValue parameter="pa5" format="float">
<Data>-1.,-1.,-1.,-1.</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Independent,Independent,Independent,Independent</Qualifier>
</ParameterValue>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr8">
<Data format="float">7850.</Data>
<Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>

```

Figura 55: Documento de texto para modificación curva S-N de la lista de materiales.

En dicho documento hay que buscar el nombre del material que se ha escogido como el original y modificar tanto el parámetro de la tensión última que se identifica como la propiedad “pr4” (figura 56) como los respectivos valores de la curva S-N (figura 57).

```

</ParameterValue>
<ParameterValue parameter="pa9" format="float">
  <Data>79615384615.</Data>
  <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
</ParameterValue>
<ParameterValue parameter="pa10" format="float">
  <Data>7.88860905221012e-31</Data>
  <Qualifier name="Variable Type">Independent</Qualifier>
</ParameterValue>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr4">
  <Data format="float">717000000.</Data>
  <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr5">
  <Data format="string">-</Data>
  <ParameterValue parameter="pa11" format="float">
    <Data>200000000.</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
  </ParameterValue>
  <ParameterValue parameter="pa2" format="float">
    <Data>200000000.</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
  </ParameterValue>
  <ParameterValue parameter="pa12" format="float">
    <Data>0.000000</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
  </ParameterValue>

```

Figura 56: Propiedad referente a la tensión última del material.

```

</PropertyData>
<PropertyData property="pr2">
  <Data format="string">-</Data>
  <Qualifier name="Definition Method">R-Ratio</Qualifier>
  <Qualifier name="Interpolation">Semi-Log</Qualifier>
  <ParameterValue parameter="pa3" format="float">
    <Data>717000000.,602280000.,285690000.,285690000.</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Dependent,Dependent,Dependent,Dependent</Qualifier>
  </ParameterValue>
  <ParameterValue parameter="pa4" format="float">
    <Data>1.,1000.,1000000.,100000000.</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Independent,Independent,Independent,Independent</Qualifier>
  </ParameterValue>
  <ParameterValue parameter="pa5" format="float">
    <Data>-1.,-1.,-1.,-1.</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Independent,Independent,Independent,Independent</Qualifier>
  </ParameterValue>
</PropertyData>
<PropertyData property="pr8">
  <Data format="float">7850.</Data>
  <Qualifier name="Variable Type">Dependent</Qualifier>
  <ParameterValue parameter="pa10" format="float">
    <Data>7.88860905221012e-31</Data>
    <Qualifier name="Variable Type">Independent,Independent,Independent,Independent</Qualifier>
  </ParameterValue>

```

Figura 57: Parámetros referente a los valores de la curva S-N del material.

Los datos del eje de ordenadas de la curva S-N se identifican en el documento de texto como el parámetro “pa3”, mientras que para los valores del eje de abscisas (número de ciclos) se emplea el parámetro “pa4”.

Al actualizar el material, se puede observar (cuando se busca en sus propiedades), que la curva S-N se ha transformado como se puede ver en la figura 58.

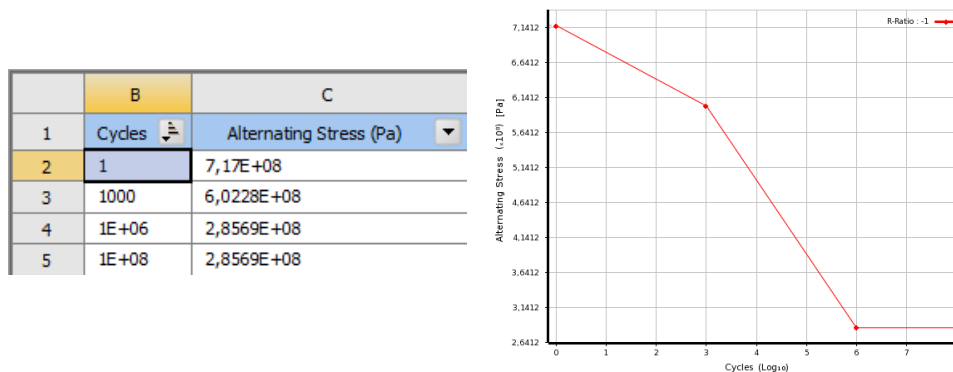


Figura 58: Representación de la curva S-N en las propiedades del material para la probeta sin entalla y la del reloj de arena.

Para el caso de la probeta de planos paralelos con entalla, se ha modificado el valor del límite de la resistencia, $S_e = 290.44 \text{ MPa}$.

A continuación, para el diseño de la probeta se puede hacer en el mismo programa o se puede importar. En este caso, las geometrías de dichas probetas se han creado mediante un programa de diseño mecánico en 3D, denominado Inventor, para generar el eje de una manera más rápida y sencilla se ha escogido la opción de ensamblaje a partir de la cual se abre el área de trabajo que muestra la figura 59.

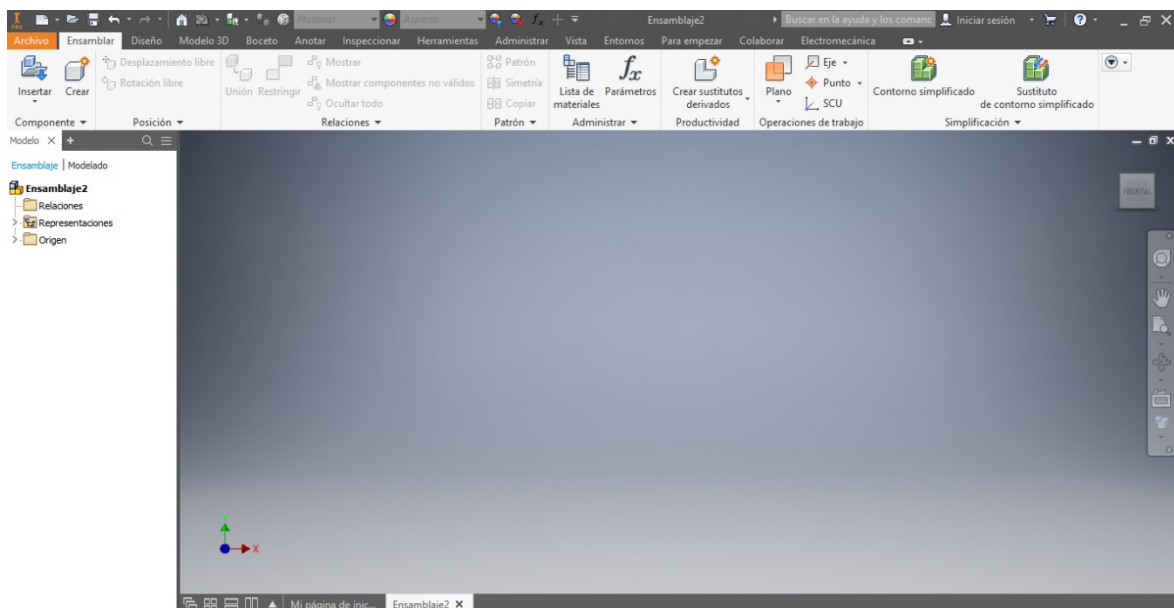


Figura 59: Ventana principal de Inventor.

En la figura 59, se observa que el espacio de trabajo se encuentra en la pestaña de *Ensamblaje*, pero la que se utiliza para la realización de este componente mecánico es la pestaña de *Diseño*, en donde aparece en la paleta de herramientas superior el generador de ejes como se puede ver en la figura 60.

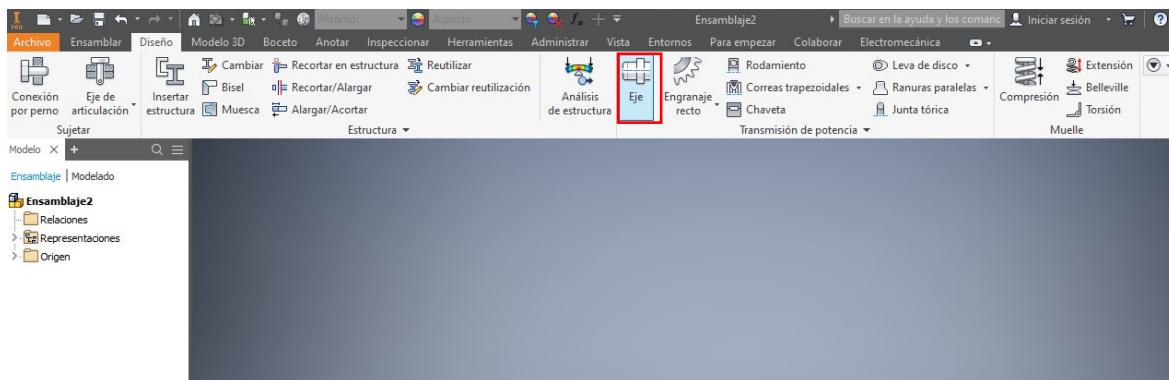


Figura 60: Pestaña de Diseño para creación de diferentes elementos mecánicos.

A continuación, se abre una ventana que permite modificar las distintas características de las diferentes secciones que presenta un eje.

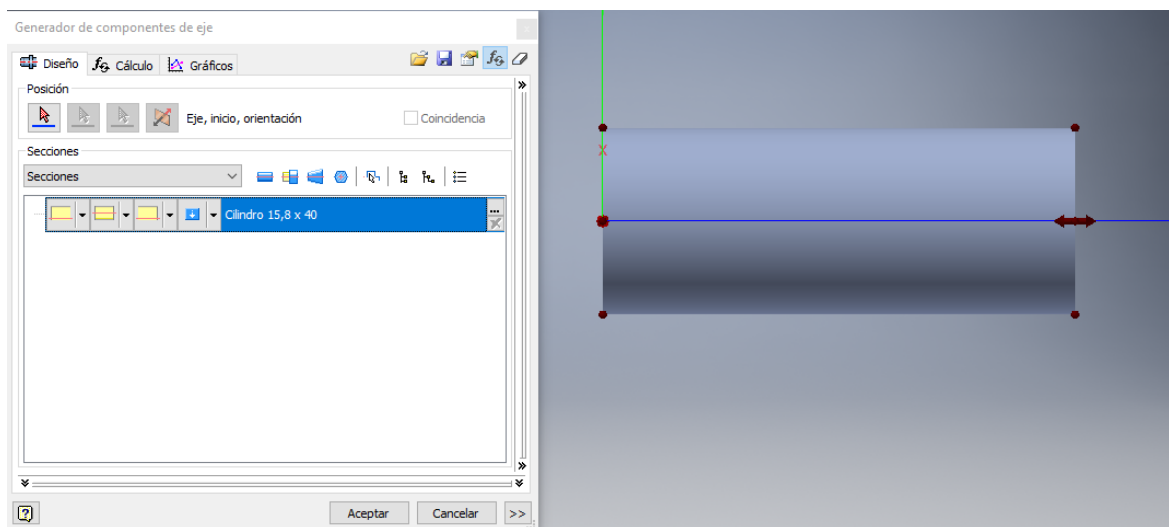


Figura 61: Pestaña del generador de las distintas componentes del eje.

En la figura 61 se puede observar cómo se clasifican las diferentes funciones que ayudan a la realización del eje. Dicha ventana se estructura de la siguiente forma:

- En la zona de *Posición* sirve para poner el eje en la zona de trabajo que se decida.
- En la zona de *Secciones*, los iconos que se muestran a la derecha son los encargados de dar la forma a las diferentes secciones del eje como por ejemplo

forma de cono, cilindro etc. Al insertar la sección se despliega una barra que se divide en 5 acciones.

- Acción 1: Aplicación de las diferentes operaciones, como pueden ser chaflán, rosca, empalme, etc en la primera arista. Cuando se elige una operación se abre una pestaña en la cual se puede modificar las diferentes cotas como se muestra en la figura 62.
- Acción 2: Modificar el tipo de sección que se ha prescrito anteriormente.
- Acción 3: Aplicación de las diferentes operaciones de la acción 1 en la segunda arista.
- Acción 4: Aplicación de otras operaciones como se muestra en la figura 63.
- Acción 5: Modificar las cotas de la sección, es decir, el diámetro y la longitud (figura 64).

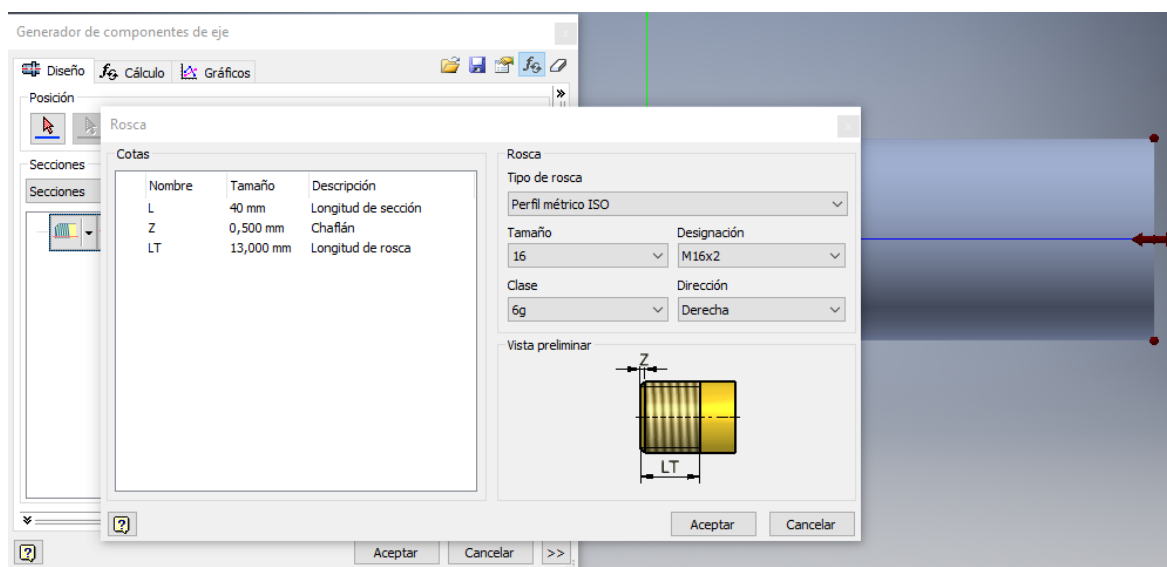


Figura 62: Dimensiones de la operación de rosca.

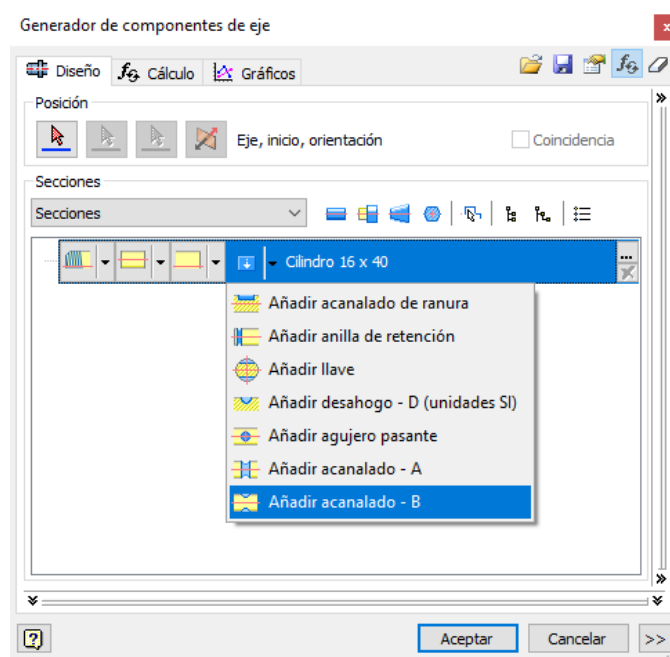


Figura 63: Otras operaciones en la sección.

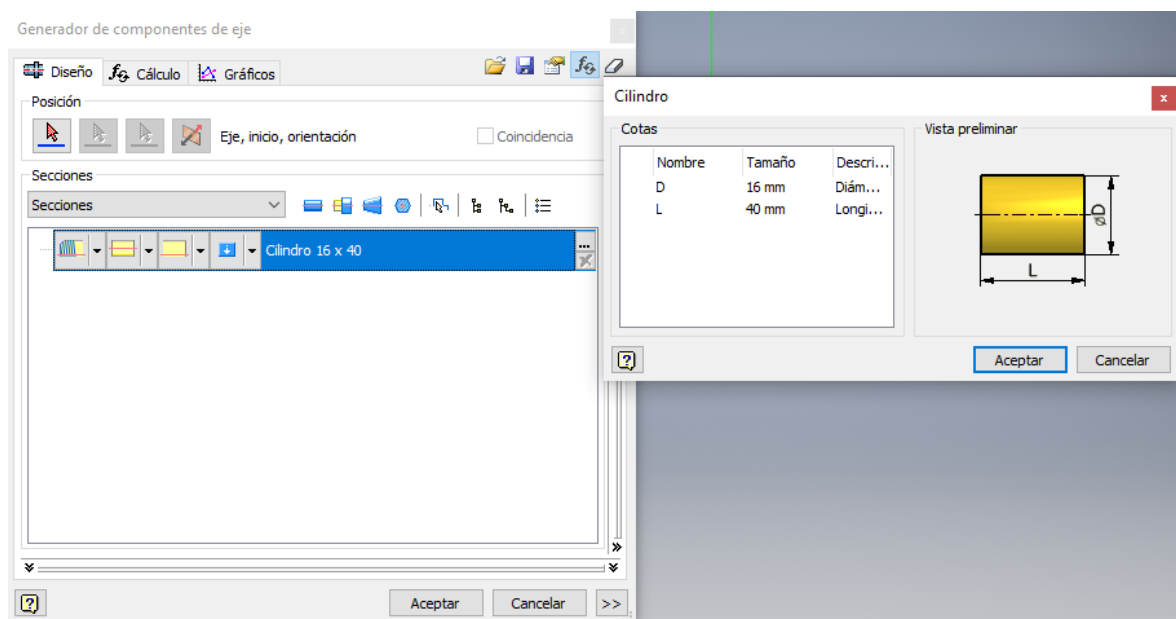


Figura 64: Cotas principales de la sección.

Finalmente, se siguen estas acciones en las distintas secciones que componen el eje y se importan al software de análisis de elementos finitos mediante un archivo con extensión .sat.

Por la complejidad del punto de aplicación de la carga en el software ANSYS, se ha modificado la longitud de la última sección que componen las diferentes probetas, de tal

manera que el final de la sección corresponde con el punto de aplicación de la carga. Esto es posible debido a que la sección posterior a la carga no se ve afectada por la misma.

El siguiente paso es trabajar en el modelo, es decir, con ANSYS Mechanical, antes de nada, se va a asignar el material modificado a la geometría creada.

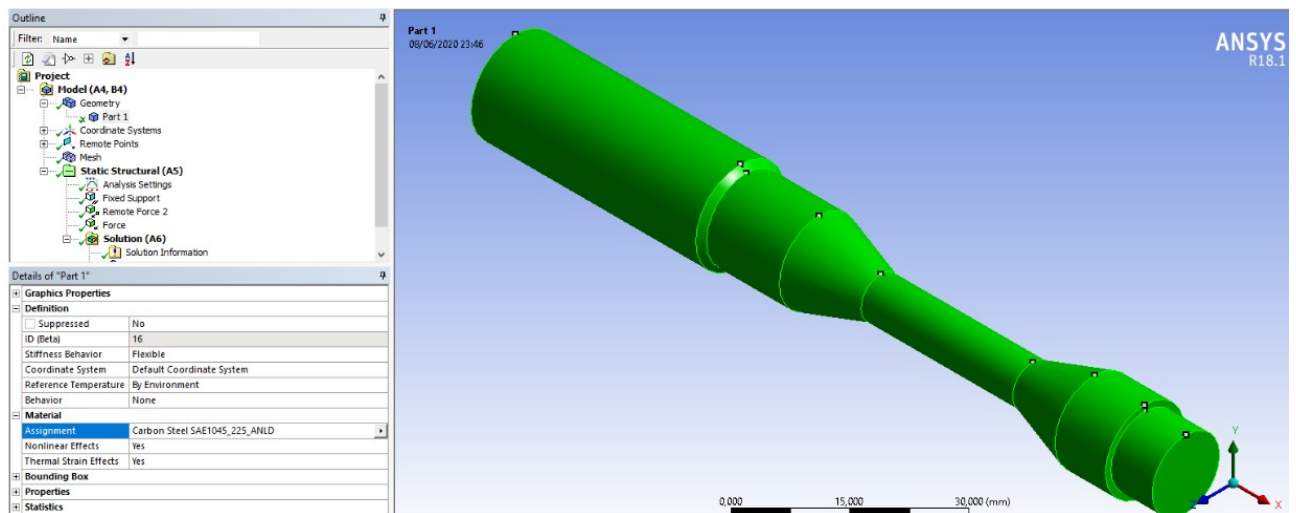


Figura 65: Asignación del material a la pieza.

Después, se va a realizar el mallado de la pieza, la malla que se ha escogido ha sido la que más aproximaba los datos a los teóricos. Tanto para la probeta sin entalla como para la del reloj de arena se ha utilizado una malla uniforme, con interpolación de orden cuadrático y elementos tetraédricos cuyo tamaño máximo por elemento es 6 mm.

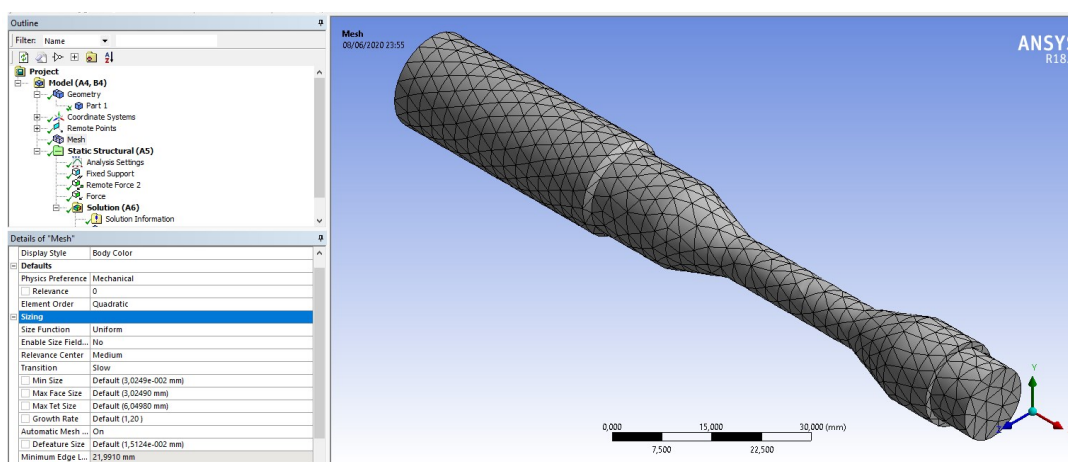


Figura 66: Mallado de la probeta de planos paralelos sin entalla.

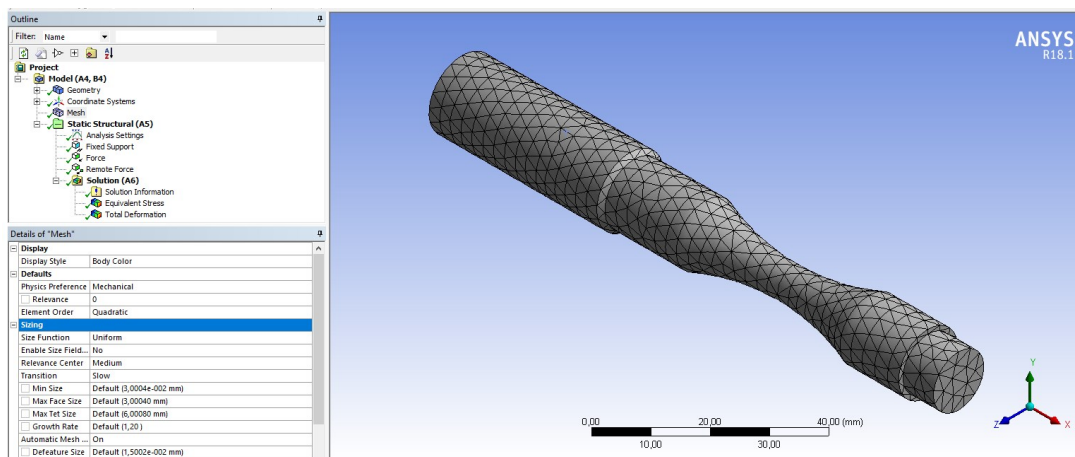


Figura 67: Mallado de la probeta del reloj de arena.

La malla de la probeta sin entalla posee una discretización de 4533 elementos y 7546 nodos mientras que, la del reloj de arena tiene 5012 elementos y 8240 nodos.

Sin embargo, como se puede comprobar en la figura 68, para la probeta de planos paralelos con entalla la malla ya no es uniforme debido a que se supone que hay un gradiente elevado en la zona de curvatura, pero se mantienen las mismas características de las mallas anteriores con la peculiaridad de que se ha realizado un refinamiento en la zona donde se prevé que rompa. Este refinamiento se hace de manera automática, que en ANSYS consiste en un factor de refinamiento que consta de 3 grados de división, donde grado 1 que es el que se ha utilizado para este caso, es el de menor discretización mientras que, el grado 3 es el de mayor discretización. La malla de la probeta con entalla se ha dividido en 8839 elementos y 14096 nodos.

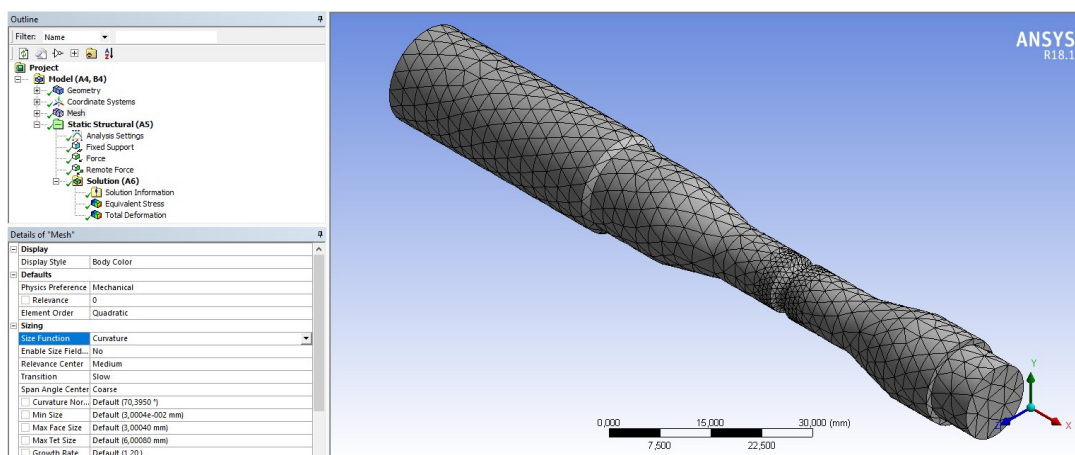


Figura 68: Mallado de la probeta de planos paralelos con entalla.

El ensayo de fatiga en viga rotatoria consiste en la aplicación de una carga de flexión (mediante pesas) a una probeta que gira mediante un motor eléctrico, debido a ese giro la

carga se aplica en toda la sección. En ANSYS, se va a simular que la probeta esta quieta y la carga va a girar alrededor de la sección para ello, se van a crear dos intervalos de tiempo en los cuales se van aplicar las dos componentes ortogonales de la fuerza a las que posteriormente en el módulo nCode se le introducirán la correspondiente variación sinusoidal para cada una de ellas.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	2,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
Step Identifier	Load Case 1
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
Rotordynamics Controls	
Restart Controls	
Nonlinear Controls	
Output Controls	
Analysis Data Management	
Visibility	

Figura 69: Ajustes del análisis, selección de dos estados de carga.

Ahora, hay que crear las condiciones de contorno. En un extremo se va a crear el empotramiento mientras que en el extremo opuesto se van a crear las dos cargas ortogonales que como se ha indicado previamente ayudan a simular el ensayo de fatiga, aunque en este lo que gire sea la probeta. Se crean dichas fuerzas para que en el módulo nCode se le asigne la curva sinusoidal y el desfase correspondiente entre ellas con el fin de simular la carga de flexión en toda la sección.

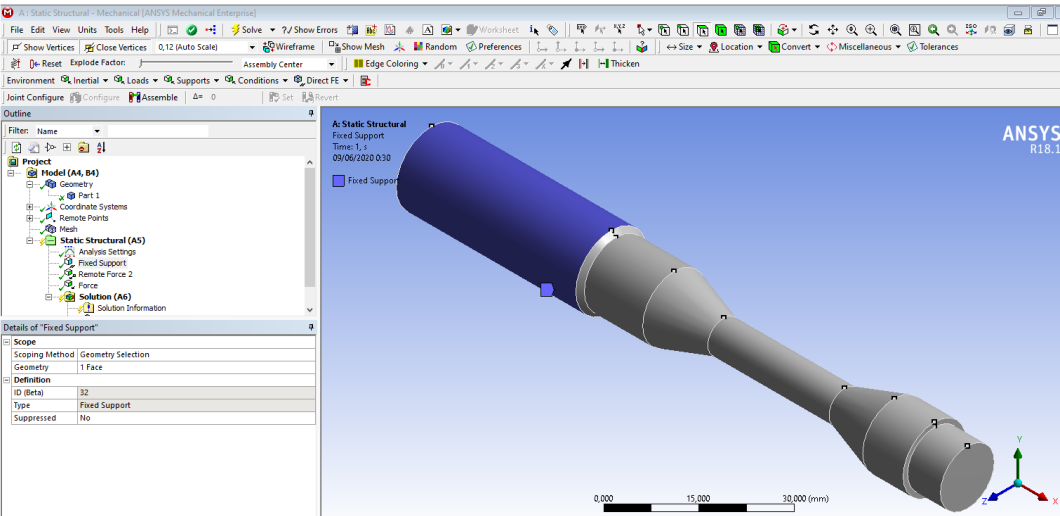


Figura 70: Asignación del empotramiento en un extremo.

En la etapa 1 se ha creado la fuerza vertical de 1 N, utilizando el vértice que se encuentra en la parte superior del extremo opuesto al empotramiento. Se ha creado de esta manera debido a que el programa ofrece un modo de selección de esos vértices.

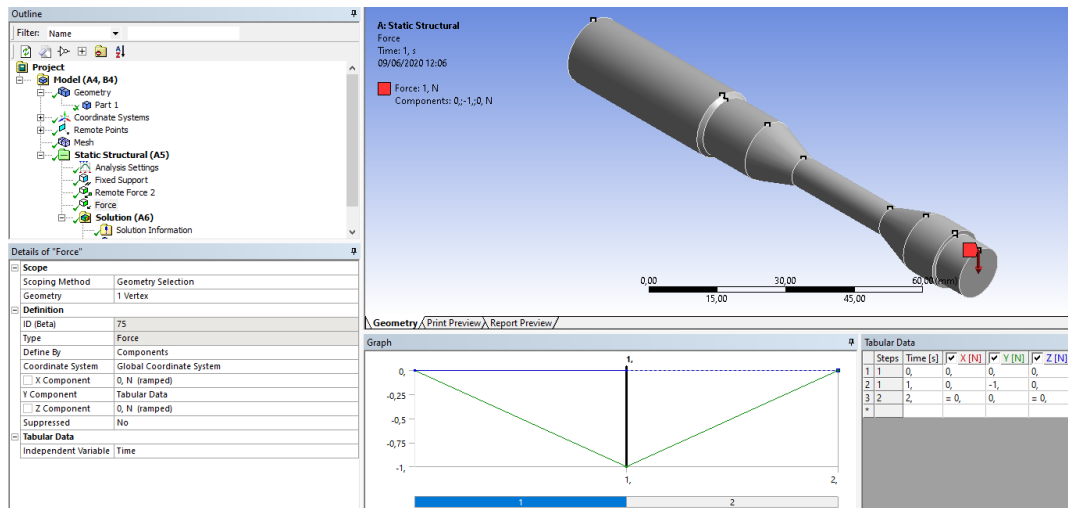


Figura 71: Fuerza vertical en la etapa 1.

Como se puede observar en la figura 71, la fuerza vertical solo se aplica en la primera etapa, en la segunda el valor de esa fuerza vertical es cero, con estas condiciones se está indicando que cuando ejerce la componente vertical no ejerce la horizontal y viceversa. Esto se debe a que se va a simular que la fuerza aplicada está girando de forma continua alrededor de la sección mediante la curva sinusoidal y el desfase que se introducirán posteriormente en el módulo nCode.

La carga que se va a aplicar en la segunda etapa se trata de una fuerza aplicada a 90° desde la fuerza vertical, por lo tanto, esta será completamente horizontal.

La fuerza horizontal se ha creado como una fuerza remota, ya que permite añadir el punto de aplicación de la carga a partir de coordenadas, estas se han obtenido a partir de un eje de coordenadas en el vértice donde se ha aplicado la carga vertical y el diámetro de la sección, de esta forma se ha obtenido el punto exacto de aplicación de la carga.

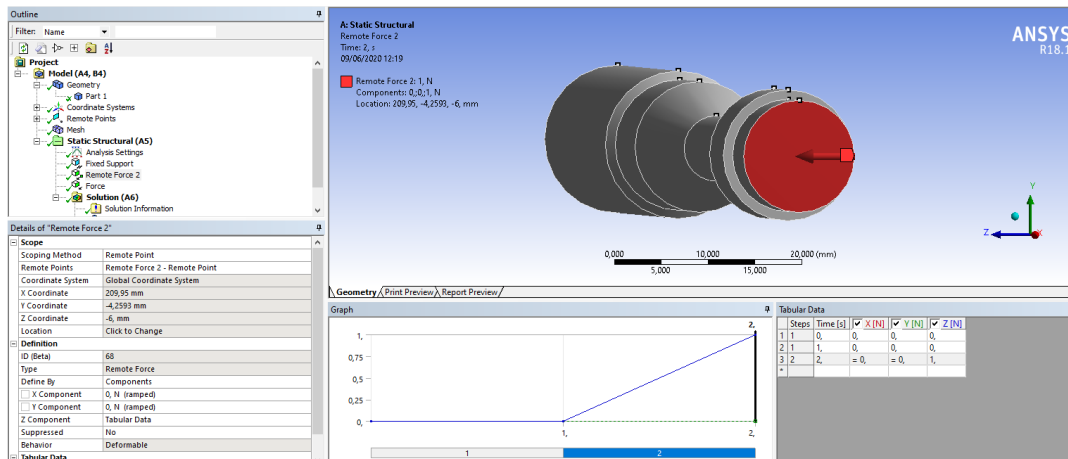


Figura 72: Fuerza horizontal en la etapa 2.

En la figura 72, se puede ver que el valor de la fuerza horizontal es 1 N, también se puede comprobar que esa fuerza se ejerce en la etapa 2, en la primera etapa su valor es cero. Estas condiciones se van a emplear en el módulo nCode para poder simular la fuerza giratoria a partir de la variación sinusoidal de las dos componentes ortogonales.

Para terminar con la parte del método de los elementos finitos, es decir, con ANSYS Mechanical, se van a representar tanto la tensión equivalente de Von-Mises como la deformación total. Sin embargo, no es necesario para el módulo nCode debido a que este trabaja con las condiciones del problema estático para obtener las soluciones que se seleccionen en dicho módulo.

Una vez que se ha ejecutado se obtienen los resultados para las diferentes probetas, por motivos ilustrativos se analizarán estas soluciones para el caso de la probeta sin entalla:

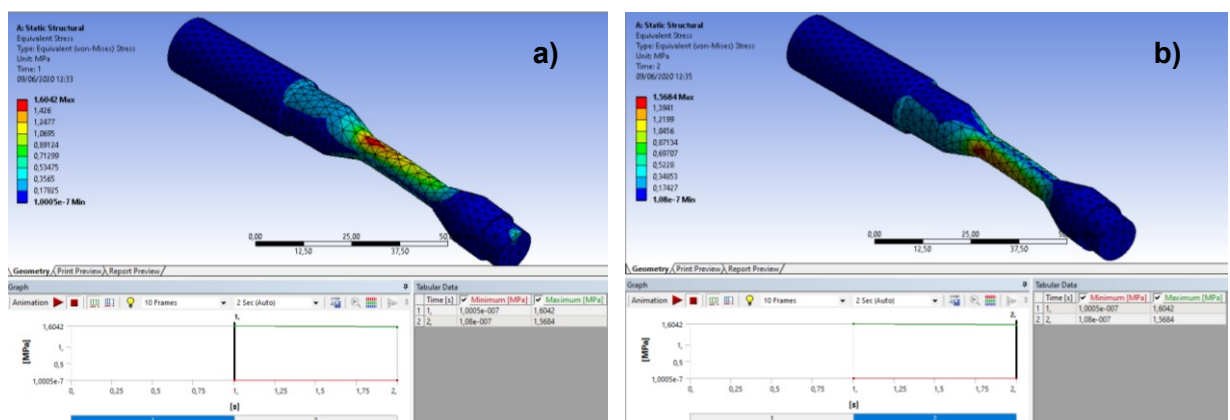


Figura 73: Tensión equivalente de Von-Mises a) por la componente vertical, b) por la componente horizontal

En la figura 73 se puede comprobar que el máximo esfuerzo se obtiene en la sección de menor diámetro y de mayor momento flector, como se había previsto en los cálculos teóricos.

Estas tensiones corresponden a la fuerza de 1 N, por lo que para obtener las tensiones de las distintas cargas que se van a realizar solo hay que multiplicar el valor de la fuerza por la tensión para 1 N.

En la figura 74, se ha representado la deformación total que sufre la probeta de planos paralelos sin entalla. Se puede comprobar que la máxima deformación se obtiene en la zona de la sección donde se ha aplicado la carga.

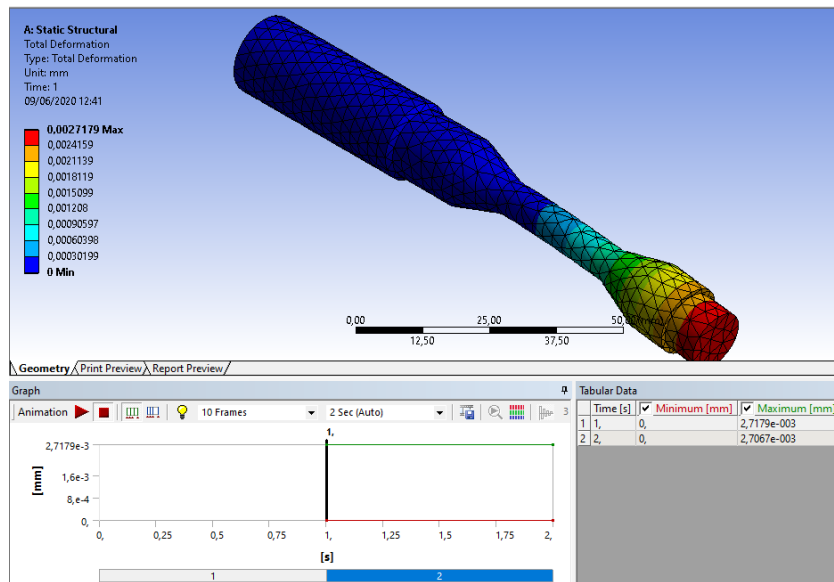


Figura 74: Deformación total en la probeta sin entalla.

7.2.2 Análisis de fatiga rotativa con nCode.

El siguiente paso es el post-proceso, para ello hay que regresar al espacio de trabajo de Workbench y seleccionar el módulo nCode DesignLife. Este también contiene diferentes tipos de análisis, pero en este caso se ha escogido el análisis basado en la curva S-N para una serie temporal.

Para trabajar con el nCode, se enlaza la solución del ANSYS Mechanical como se muestra en la figura 75.

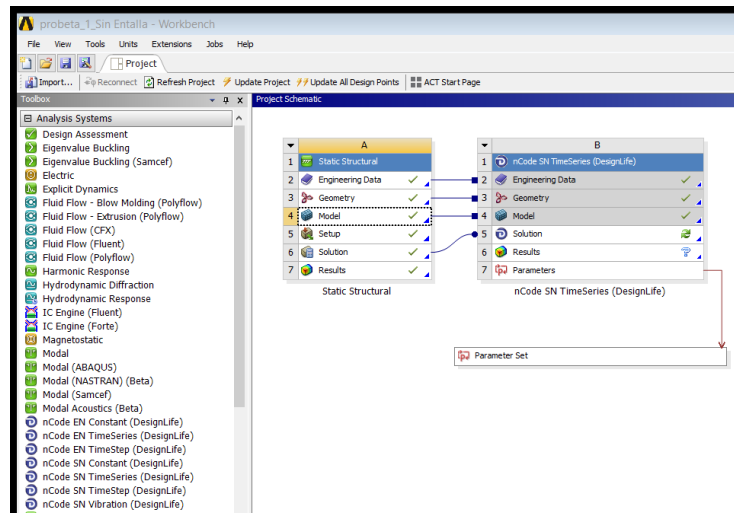


Figura 75: Enlace de la solución del FEA con el post-proceso.

Cada material de la lista tiene asociado tanto las curvas del método esfuerzo-vida como del método deformación-vida, con sus respectivas propiedades.

Una vez que tenemos como datos de partida el análisis estático estructural, lo siguiente es introducir las curvas sinusoidales que siguen las fuerzas, teniendo en cuenta que tiene que haber un desfase de 90° entre la fuerza vertical y la horizontal. Por este desfase la fuerza vertical sigue una función de seno mientras la fuerza horizontal sigue la función del coseno, si se suman los vectores de dichas fuerzas que van variando su magnitud según su curva se puede comprobar que ambas componentes varían, por lo tanto, el ángulo de la resultante también. De esta manera, se puede simular el giro de la fuerza.

Si se quiere acceder a las curvas de carga, se encuentran en el directorio *ansys_designlife*, donde también se pueden ver otro tipo de curvas como, por ejemplo, para análisis de vibración, análisis de curva S-N para una carga simple, cargas con elevada temperatura, etc.

En este análisis, se ha utilizado la carpeta para análisis de fatiga multiaxial ya que como se ha dicho previamente tenemos dos cargas desfasadas 90° .

En la figura 76, se puede comprobar esas curvas senoidales que van a seguir las fuerzas. Como se expuso anteriormente, después de una media vuelta las fibras que originalmente estaban en tensión pasan a compresión y viceversa. Por lo que en un ciclo sinusoidal completo el esfuerzo en cualquier punto pasa desde un esfuerzo máximo a tensión hasta un esfuerzo máximo a compresión.

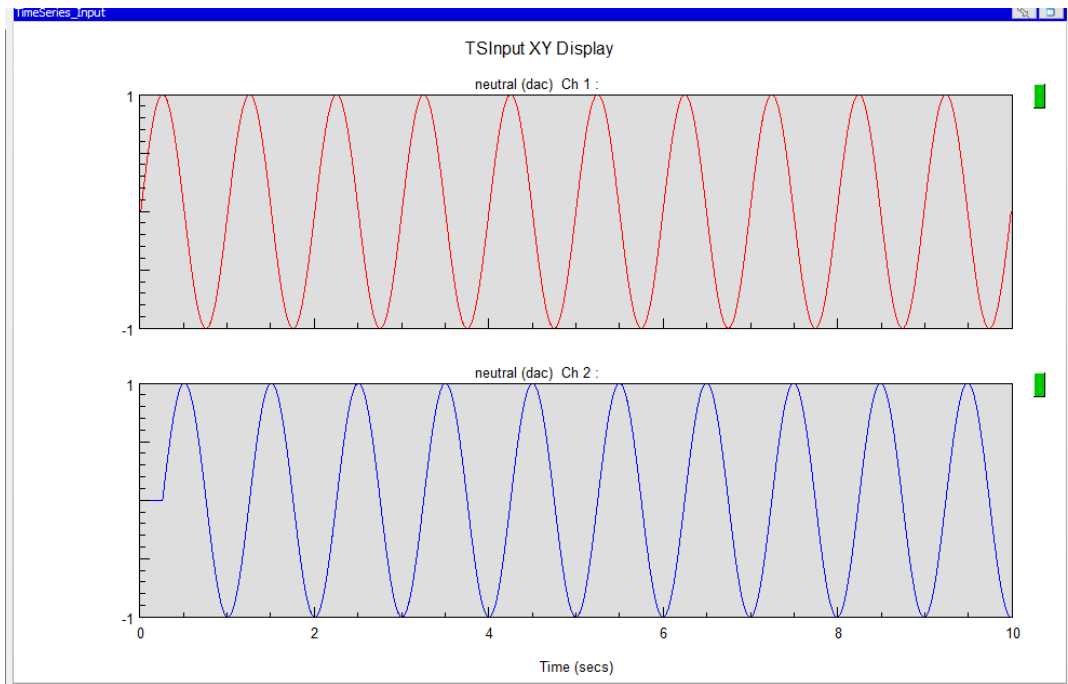


Figura 76: Curvas senoidales de las cargas aplicadas.

El resultado de nCode refleja la vida de la probeta en número de veces que completa la secuencia mostrada. Como se puede observar, cada secuencia contiene 10 periodos completos de estas curvas. Por lo tanto, para traducir ese resultado en ciclos de vida para una carga determinada, hay que multiplicar resultado por 10.

En el nCode ya no es necesario asignar el material debido a que ya ha sido asignado previamente en el módulo del problema estático. Por último, se les da un valor a las cargas, por ejemplo, 200 N.

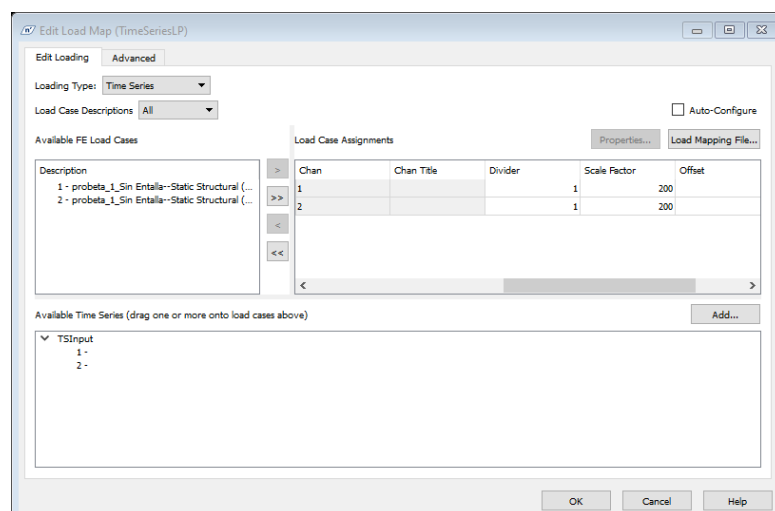


Figura 77: Pestaña en la que se aplica el valor a cada señal.

Finalmente, se ejecuta y obtenemos el número de ciclos (vida) que va a aguantar cada probeta para una carga, por ejemplo, de 200 N.

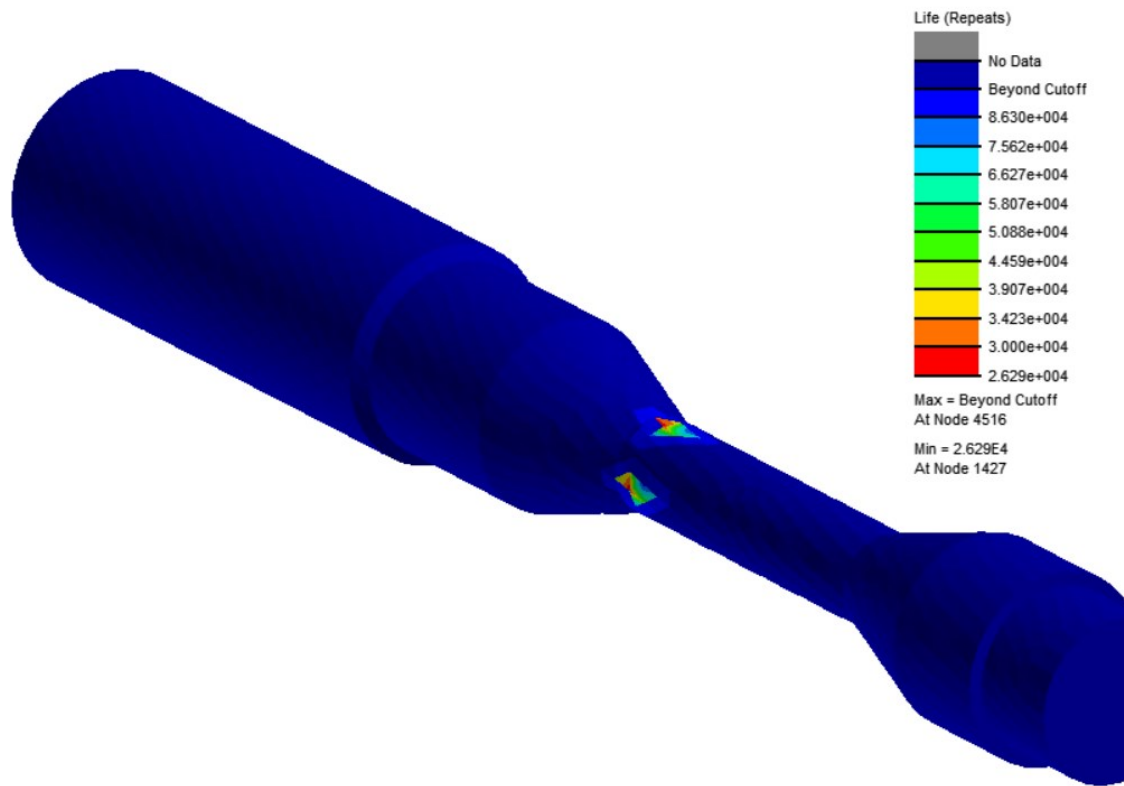


Figura 78: Gráfica de vida para la probeta de planos paralelos sin entalla.

Como se ha dicho anteriormente para una carga de 200 N aguantaría $N = 2.629 \cdot 10^5$ ciclo, además se ve que rompería por la zona que se había previsto en los cálculos teóricos y en la simulación estática.

En la figura 79, se puede observar que no hay valores de los ciclos que va a aguantar para esa carga, eso quiere decir que para esa carga se alcanza la vida infinita, es decir, $N = 10^6$ ciclos o más.

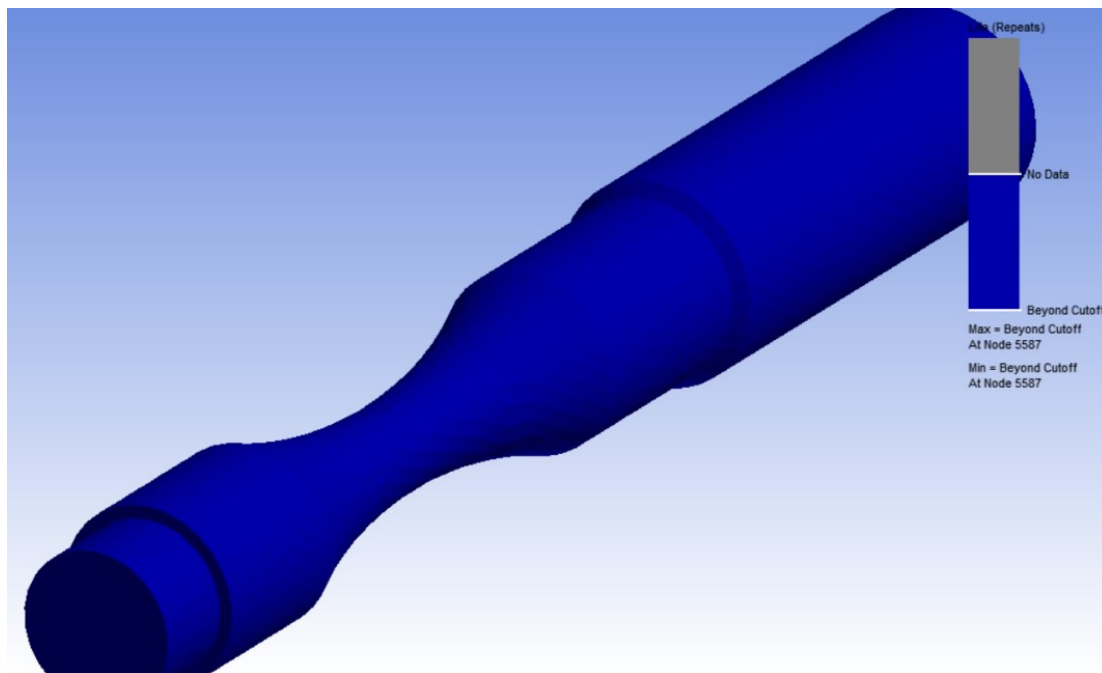


Figura 79: Gráfica de vida para la probeta de reloj de arena.

A la probeta de planos paralelos con entalla se le va a aplicar una fuerza de 250 N, para que observemos como nos indica el programa que se va a producir la rotura de la probeta.

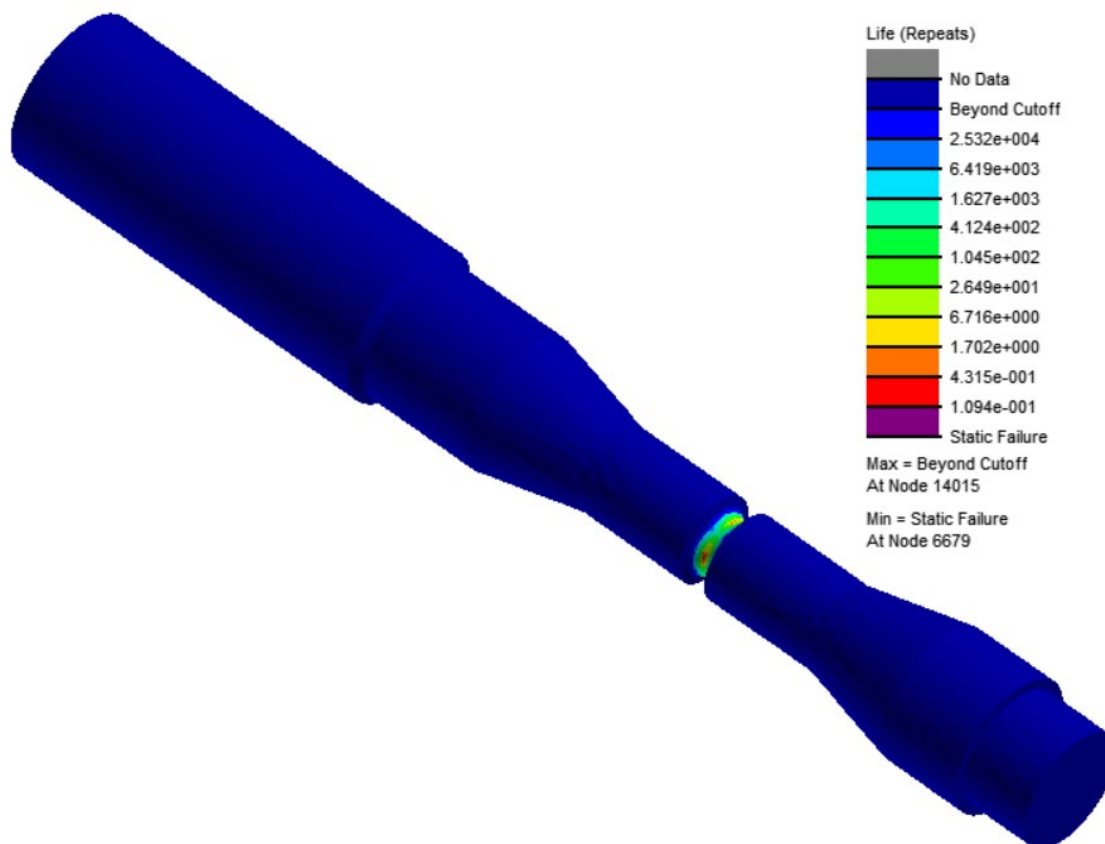


Figura 80: Gráfica de vida para la probeta de planos paralelos con entalla.

8. RESULTADOS Y DISCUSIÓN:

En este apartado se van a incluir los resultados obtenidos tanto de forma teórica como de forma numérica, así como también los resultados experimentales que obtuvo un alumno en su TFG [11]. Después, se van a comparar dichos resultados y finalmente, se van a discutir las observaciones correspondientes.

8.1 Resultados teóricos y numéricos.

En el apartado 7.1 se estudió las distintas ecuaciones para obtener la tensión y el número de ciclos. Esas ecuaciones solo sirven para el rango que va desde 10^3 a 10^6 ciclos, es por ello que se sacó el valor de la $F_{mín}$ y $F_{máx}$ de esa recta. De esta manera, se han sacado varios puntos de carga a estudiar dentro de dicho intervalo.

Para la zona de bajos ciclos, la recta que se ha seguido es la que se tiene de los dos puntos clave del material: el primer punto, $N = 1$ y $S_f = S_{ut}$ y el segundo punto, $N = 10^3$ ciclos y $S_f = f \cdot S_{ut}$.

A partir de $N = 10^6$ ciclos, la recta es una línea horizontal, es decir, constante en la que el valor de $S_f = S_e$.

En el apartado 7.2 se explicó el método numérico a partir del cual se van a obtener tanto la tensión como el número de ciclos para diferentes cargas.

A continuación, se va a representar en una gráfica la curva S-N obtenida a partir de los cálculos teóricos y la que se ha conseguido mediante el análisis de elementos finitos para las distintas probetas, con el fin de comprobar la aproximación de los resultados numéricos con los obtenidos teóricamente.

- Probeta de planos paralelos sin entalla:

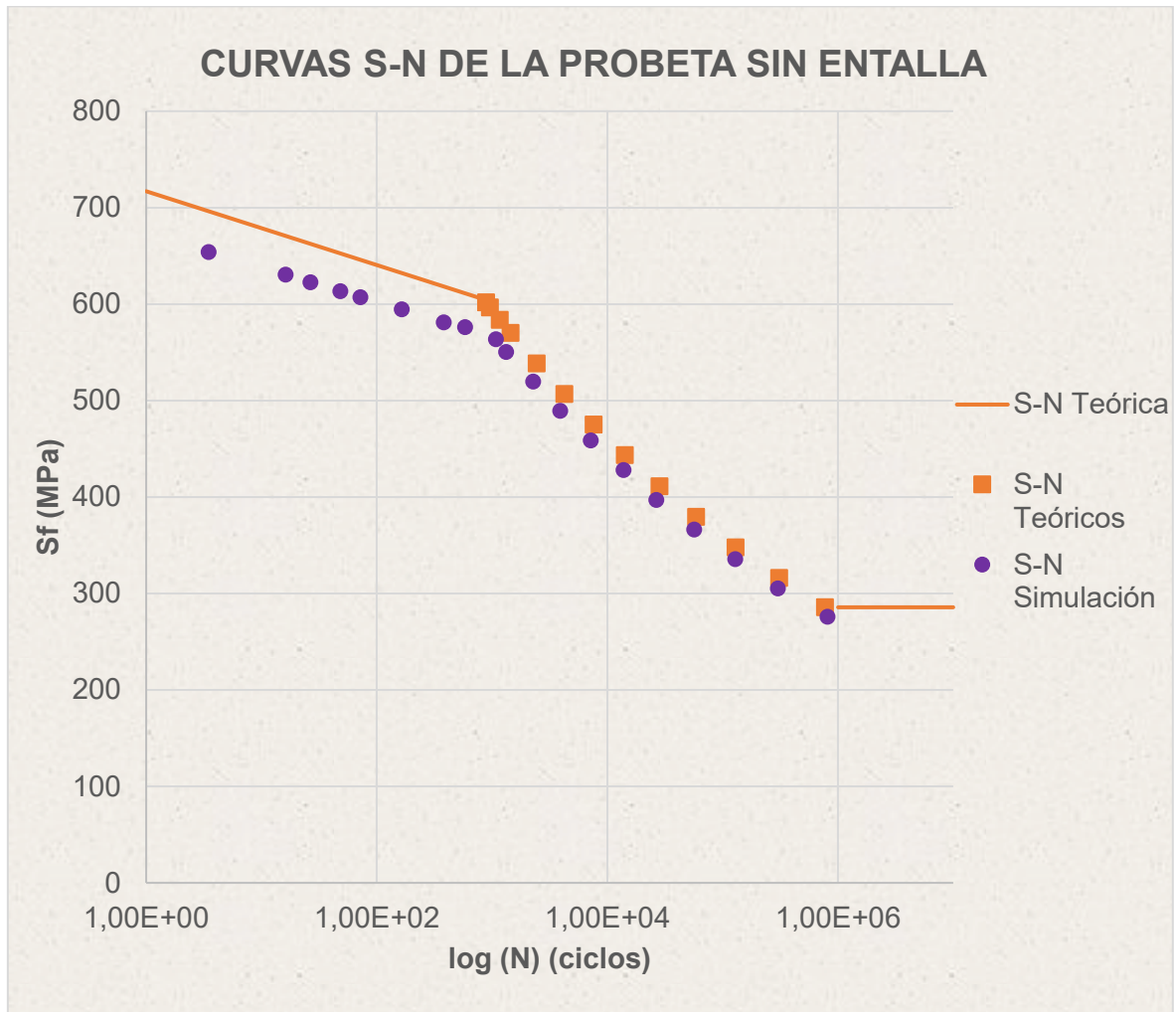


Figura 81: Curva S-N teórica vs. numérica para probeta sin entalla.

También se va a definir la diferencia que se produce tanto en la tensión como en el número de ciclos. Esta diferencia se expresa de la siguiente forma:

$$E_{\sigma} (\%) = \frac{\sigma_{Teórica}(MPa) - \sigma_{Númerica}(MPa)}{\sigma_{Teórica}(MPa)} \cdot 100 \quad (98)$$

$$E_N (\%) = \frac{N_{Teóricos}(ciclos) - N_{Númerica}(ciclos)}{N_{Teóricos}(ciclos)} \cdot 100 \quad (99)$$

Hay que aclarar que en la zona de bajo ciclaje el error no se ha calculado debido a que no tenemos valores de esa recta, solo tenemos el valor de S_{ut} y $f \cdot S_{ut}$

En la probeta sin entalla la diferencia de la tensión teórica con respecto a la de la simulación, es constante e igual a 3.46%. Sin embargo, el error en el número de ciclos no es constante, aumenta en la zona de bajos ciclos en la que no se puede medir dicha diferencia como se ha comentado previamente. La diferencia en la zona de alto ciclaje oscila entre el 0% y el 5% obteniendo el máximo el porcentaje en el punto de vida infinita.

En la figura 82, se puede comprobar esta diferencia a partir de la distancia entre la recta a 45° y los diferentes puntos, que representan el número de ciclos teóricos y numéricos.

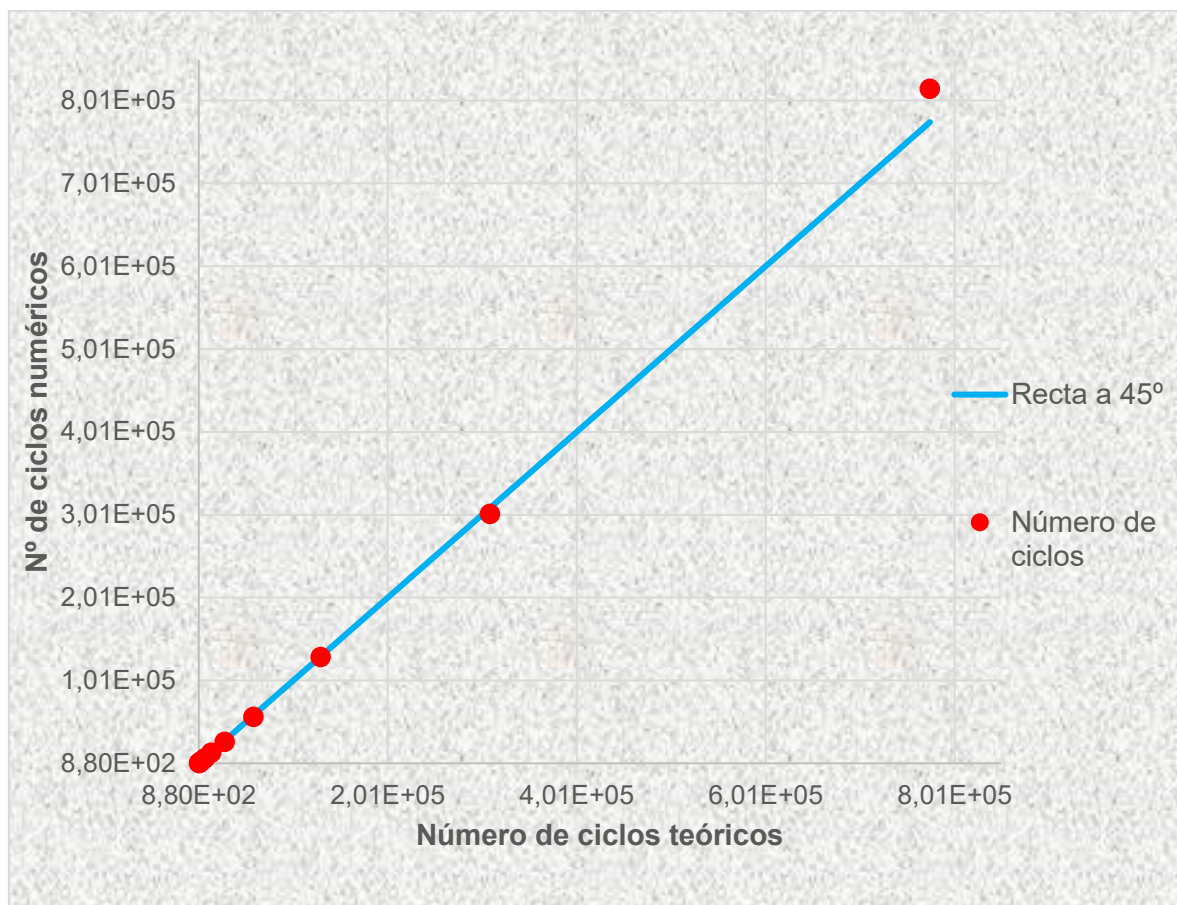


Figura 82: Diferencia con respecto al número de ciclos teóricos y numéricos en la probeta sin entalla.

Como se puede ver en la figura 82, los resultados de la simulación se aproximan bastante bien a los calculados teóricamente.

- **Probeta reloj de arena.**

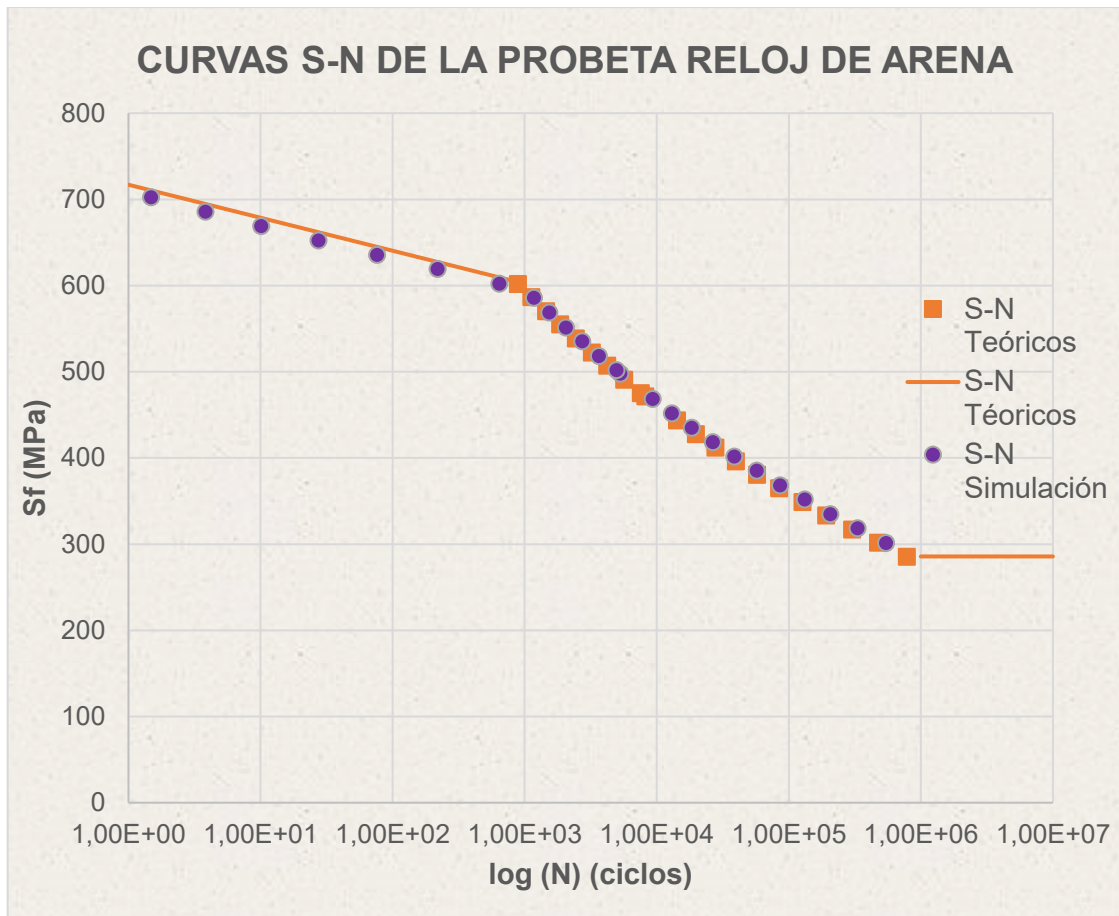


Figura 83: Curva S-N teórica vs. numérica para probeta reloj de arena.

El error con respecto a las tensiones es de 5.59% mayor que en el caso de la probeta sin entalla. Sin embargo, se puede observar que en la figura 83 se aproximan mucho más ambos valores, debido a que la diferencia en el número de ciclos también aumenta en un 30%. También se puede observar que en este caso los resultados en la zona de bajo ciclaje también se aproximan a la recta teórica.

En la figura 84 se puede observar cómo ha aumentado la diferencia entre el número de ciclos teóricos y numéricos con respecto a la probeta sin entalla.

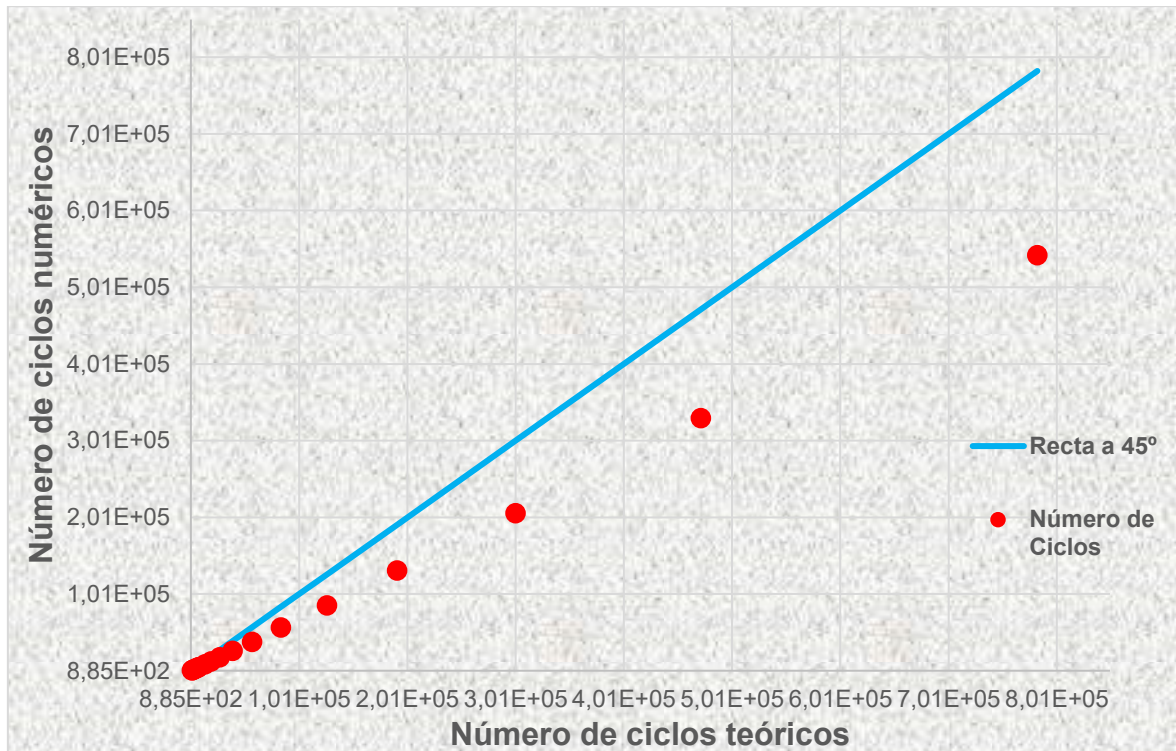


Figura 84: Diferencia con respecto al número de ciclos teóricos y numéricos en la probeta del reloj de arena.

- **Probeta con entalla.**

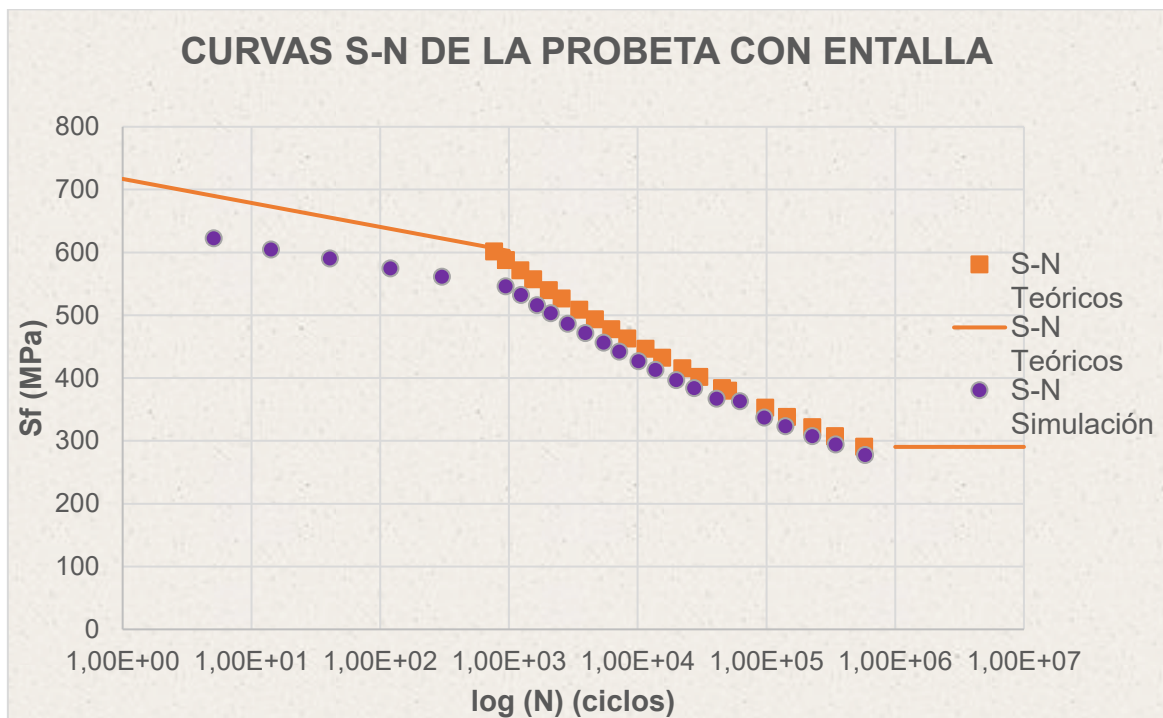


Figura 85: Curva S-N teórica vs. numérica para probeta con entalla.

En la figura 85, se puede observar que se produce mayor error que en los casos anteriores, sobre todo en la zona de bajo ciclaje, se debe al factor de concentrador de tensiones que se ha tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos teóricos.

El error que se ha producido entre las tensiones teóricas y analíticas es de un 4.45%, es menor que en caso anterior. Mientras que, la diferencia en el número de ciclos se ha reducido considerablemente, al contrario que en el reloj de arena.

En el caso del reloj de arena tanto la diferencia con respecto a la tensión como la de la vida han aumentado provocando que los puntos numéricos se aproximen a los teóricos. En este caso la diferencia con respecto a la tensión ha disminuido un poco, pero la del número de ciclos se ha reducido al 3% por ello los datos numéricos no se aproximan tanto a los teóricos. Sin embargo, sigue siendo una buena aproximación.

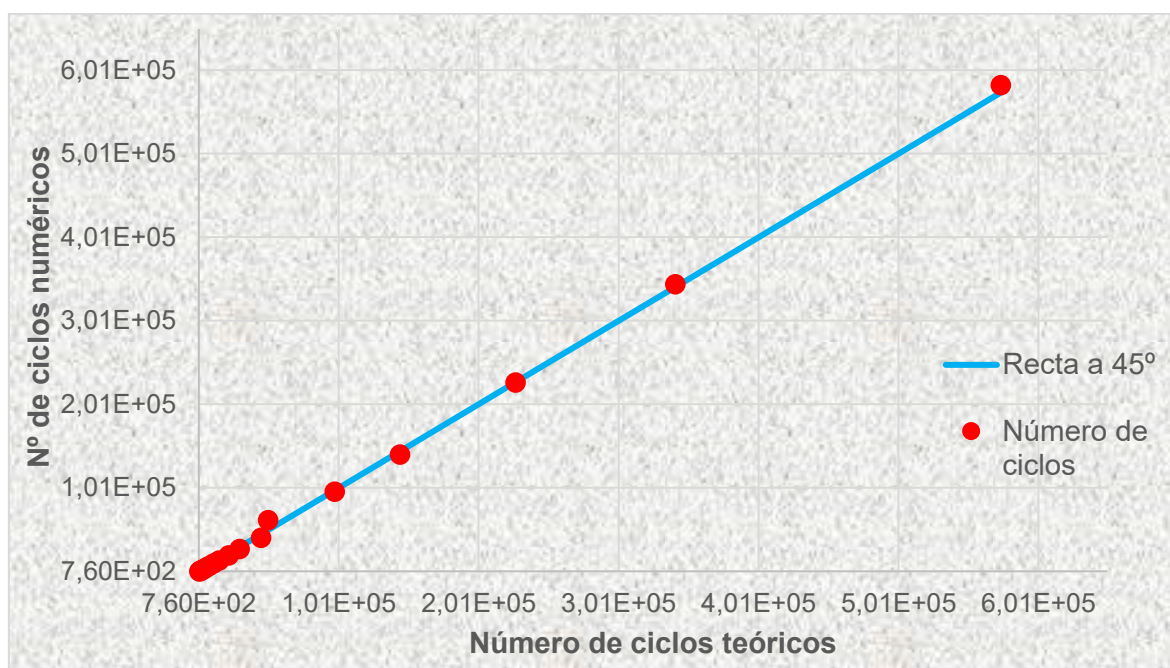


Figura 86: Diferencia con respecto al número de ciclos teóricos y numéricos en la probeta con entalla.

Los resultados obtenidos mediante el programa se aproximan bastante a los que se han calculado teóricamente, sobre todo en la zona de alto ciclaje, es decir, en el rango de ciclos que va desde $N = 10^3$ ciclos a $N = 10^6$ o 10^7 ciclos.

Aunque en la zona de bajo ciclaje se produce mayor error entre los resultados, la aproximación es bastante buena. En el rango de $N = 1$ ciclo a $N = 10^3$ ciclos la fatiga tiene

lugar por encima de la zona elástica. Los componentes se deben diseñar teniendo en cuenta que el límite elástico de su material sea superior a los esfuerzos previstos, sin embargo, muchas veces se producen fallos en el diseño como por ejemplo no tener en cuenta cambios térmicos en el funcionamiento del componente. Esto conlleva que se produzca la rotura rápidamente, por esta razón es tan difícil de predecir la zona de bajo ciclaje.

En el caso de la probeta con entalla se puede observar que el error que se produce es mayor que en los otros casos, esto se debe al factor de concentración. Este factor se determina a través de unas tablas basadas en ensayos que se han realizado, sin embargo, ese valor solo es una aproximación.

8.2 Resultados experimentales.

Los resultados obtenidos en el laboratorio para los tres tipos de probetas se han cogido de los ensayos que realizó un alumno en su TFG [11].

En dicho TFG, se determinó que se realizarían como mínimo 4 ensayos para cada probeta, de los cuales 2 se realizarían para una misma carga en un punto cercano a los 1000 ciclos y los otros dos se harían para una misma carga sin llegar a vida infinita [11].

Las cargas seleccionadas para cada una de las probetas fueron:

- Probeta sin entalla: Dos ensayos con una carga de 28 kg y otros dos con una carga de 20 kg.
- Probeta de reloj de arena: Dos ensayos con una carga de 40 kg y otros dos con una carga de 28 kg.
- Probeta de planos paralelos con entalla: Dos ensayos con una carga de 22 kg y otros dos con una carga de 14 kg.

En la tabla 17, 18 y 19 se van a mostrar los resultados obtenidos de dichos ensayos para los tres tipos de probetas, los calculados teóricamente (Apartado 7.1), los obtenidos mediante el software de simulación (Apartado 7.2) y la diferencia de los experimentales con respecto a los teóricos y numéricos.

- **Probeta de planos paralelos sin entalla.**

La ecuación para obtener el número de ciclos en función de la carga en el caso de la probeta sin entalla se define como:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{1.6125 \cdot F(N)}{1269.70}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (2.1335 \cdot 10^{26}) \text{ ciclos} \quad (100)$$

En la ecuación 100 la fuerza está en Newton mientras que, en los ensayos experimentales las fuerzas se han realizado por medio de pesas por lo cual se miden en kg. Para realizar la conversión de las diferentes masas a fuerzas se ha multiplicado por la gravedad como se muestra en la ecuación 100:

$$F(N) = F(kg) * 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (101)$$

Se trabaja con Newton debido a que el programa de simulación, ANSYS también ha trabajado con estas unidades.

Para calcular las diferencias de los resultados experimentales con los teóricos y numéricos en los tres tipos de probetas, se han empleado las siguientes ecuaciones:

$$E (\%) = \frac{N_{Teóricos}(ciclos) - N_{Experimentales}(ciclos)}{N_{Experimentales}(ciclos)} \cdot 100 \quad (102)$$

$$E (\%) = \frac{N_{Numéricos}(ciclos) - N_{Experimentales}(ciclos)}{N_{Experimentales}(ciclos)} \cdot 100 \quad (103)$$

En la tabla 17, se recogen los valores obtenidos, así como la diferencia que existe entre ellos.

Masa (kg)	Probeta	Ciclos Experimentales	Media Experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Ciclos Numéricos	Diferencia con los Teóricos (%)	Diferencia con los Numéricos (%)
20 kg	1	106.900	111.400	309.000	302.000	177%	171%
	2	115.900					
	3	No realizado					
	4	No realizado					
28 kg	1	16.690	13.300	14.200	13.800	6,8%	3,8%
	2	5.610					
	3	Nulo					
	4	17.600					

Tabla 17: Comparación de resultados experimentales con los teóricos y numéricos para probeta sin entalla.

Se realizan dos ensayos como mínimo para cada carga con el objetivo de comprobar la repetitividad de los resultados. En el caso que existía mucha diferencia entre los resultados de ambos ensayos se repetían, siempre y cuándo hubiera más probetas.

Los resultados de los ensayos para la carga 20 kg son muy similares, por lo cual no fue necesario repetir el ensayo ya que se comprobó la repetitividad de los ensayos. Conseguir esta repetitividad es incluso más importante que el obtener una diferencia pequeña de los experimentales con los teóricos y numéricos. Una repetitividad alta indica que la máquina de fatiga funciona de manera adecuada y dicho resultado no ha sido casualidad.

Es importante destacar para la carga de 20 kg, la diferencia tan elevada que existe de los resultados experimentales tanto con los teóricos como con los numéricos. Sin embargo, puede ser comprensible debido a la dificultad de predecir con exactitud cuando romperá la pieza ya que entran en juego diversos factores (proceso de fabricación, temperatura... etc) y también por el error producido en los cálculos analíticos al suponer criterios de falla que no coincidan con la realidad. Para descartar que dicho error se deba al acabado superficial se deberían realizar más ensayos con diferentes acabados superficiales.

Para la carga de 28 kg fue necesario realizar un tercer ensayo debido a la diferencia entre el primero y el segundo. Sin embargo, cuando finalizo el tercer ensayo, se observó que la distancia de aplicación de la carga se había movido por ello se dio por nulo.

Finalmente, tras realizar unos ajustes en el agarre para evitar que volviera a ocurrir se realizó un cuarto ensayo, en el que se puede observar que dicho resultado es similar al obtenido en el primer ensayo. Además, es importante destacar la diferencia tan pequeña que existe entre los resultados experimentales con los calculados de manera teórica y numérica, un 3.8% para este último caso lo cual indica una buena aproximación.

- **Probeta de reloj de arena.**

El número de ciclos para la probeta del reloj de arena se obtiene de la siguiente ecuación:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{1.2116 \cdot F(N)}{1269.70}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (2.8685 \cdot 10^{27}) \text{ ciclos} \quad (105)$$

En la tabla 18, se puede ver los resultados obtenidos, así como la diferencia que existe entre ellos.

Masa (kg)	Probeta	Ciclos Experimentales	Media Experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Ciclos Numéricos	Diferencia con los Teóricos (%)	Diferencia con los Numéricos (%)
40 kg	1	17.390	23.800	7.600	4940	68%	79%
	2	Nulo					
	3	30.200					
28 kg	1	330.000	340.000	191.300	131.600	43,7%	61%
	2	350.000					
	3	Nulo					

Tabla 18: Comparación de resultados experimentales con los teóricos y numéricos para probeta de reloj de arena.

Para la carga de 40 kg, la probeta del segundo ensayo se volvió a salir del agarre por lo tanto se consideró como nulo dicho ensayo. Se realizó un tercer ensayo y como se puede ver en la tabla 18, hay una diferencia considerable con respecto al primero. Como se ha explicado previamente para el caso de la probeta sin entalla, esta diferencia se puede deber a diversos factores como, por ejemplo, que exista imperfecciones internas en la probeta, que el acabado superficial no sea el correcto o incluso por el aumento de

temperatura pudiendo afectar a las propiedades del acero y por ello a los resultados del ensayo. Sin embargo, se comprobó en una probeta que dichas temperaturas no aumentaban en exceso por lo que este factor no afecta a dichos resultados.

Para la carga de 28 kg, si se consiguió la repetitividad de los resultados en los dos primeros ensayos, por ello no fue necesario realizar otro ensayo ya que con dicha repetitividad se puede comprobar que la maquina funciona correctamente.

En ambas cargas se obtiene una diferencia elevada entre los resultados experimentales tanto con los teóricos como con los numéricos como se ha explicado para la probeta anterior es muy difícil predecir cuándo va a romper la pieza.

- **Probeta de planos paralelos con entalla.**

El número de ciclos para la probeta de planos paralelos con entalla se ha obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{2.7704 \cdot F(N)}{1248.93}\right)^{-\frac{1}{0.11}} = F(N)^{-\frac{1}{0.11}} \cdot (1.3404 \cdot 10^{24}) \text{ ciclos} \quad (104)$$

En la tabla 19, se recogen los resultados obtenidos, así como la diferencia que existe entre ellos.

Masa (kg)	Probeta	Ciclos Experimentales	Media Experimental (ciclos)	Ciclos Teóricos	Ciclos Numéricos	Diferencia con los Teóricos (%)	Diferencia con los Numéricos (%)
22 kg	1	17.000	17.900	803	120	95.5%	99%
	2	18.880					
14 kg	1	263.000	353.000	50.380	62.170	85.7%	82.4%
	2	443.000					

Tabla 19: Comparación de resultados experimentales con los teóricos y numéricos para probeta de planos paralelos con entalla.

En este tipo de probeta no fue posible realizar más ensayos ya que solo se disponía de 4 unidades. Esta probeta tiene la peculiaridad de que posee un concentrador de esfuerzos

en la zona media de la probeta, dicho concentrador se ha tenido en cuenta para la realización de los cálculos teóricos, como se indica en la ecuación (55).

Si se comparan los resultados de los errores de los tres tipos de probetas se puede ver que en la probeta con entalla se encuentra la mayor diferencia (80% al 100%), como se ha explicado para las probetas anteriores esta diferencia puede ser por diversos factores como, (el acabado superficial, porosidad, proceso de fabricación, etc.) sin embargo, esta probeta posee un concentrador de esfuerzos lo cual provoca que dicho factor sea el motivo que más ha influido en la vida a fatiga de dicha probeta.

Para calcular la vida a fatiga en la probeta con entalla se ha utilizado un valor del concentrador de esfuerzos constante para las diferentes cargas. Si, por el contrario, se supone que dicho valor varía con respecto a la carga aplicada con el fin de obtener un resultado teórico similar al experimental, para el caso de 22 kg habría que poner un valor de $K_f = 1.1$ mientras que, para los cálculos teóricos se ha considerado un valor de 1.4. En el caso de la carga a 14 kg habría que poner un valor de $K_f = 1.25$ para que el resultado teórico se aproxime al obtenido en el laboratorio. Como se puede comprobar estas pequeñas variaciones del concentrador de esfuerzos implica grandes cambios en los resultados teóricos. Otro motivo que puede afectar a los resultados teóricos es que los métodos con los que se obtienen los diferentes factores que influyen en el concentrador de esfuerzos a fatiga, es decir, la sensibilidad a la muesca q y concentrador de esfuerzos K_t de la bibliografía no son completamente aplicables a este caso. Por estas razones, se reafirma que los cálculos teóricos no son del todo precisos.

9. CONCLUSIÓN:

Se ha alcanzado satisfactoriamente el objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado, que era profundizar en el estudio del fenómeno de fatiga mediante el análisis numérico con elementos finitos, para posteriormente comparar con los resultados teóricos y experimentales, los cuales se habían estudiado más profundamente durante el Grado en Ing. Mecánica. Para ello, se ha conseguido un alto nivel de conocimiento de las herramientas de cálculo numérico hasta poder simular el ensayo de fatiga, es decir, un evento dinámico de rotación. Concretamente se ha tenido que crear en el módulo de análisis de elementos finitos un estado de dos cargas ortogonales variables en el tiempo, con el fin de introducir las curvas senoidales en el módulo nCode.

A partir de los resultados teóricos, numéricos y experimentales se ha podido analizar cómo afecta la geometría de la probeta a la vida a fatiga, siendo la probeta con la entalla la que rompería antes y para cargas más pequeñas que las empleadas en la probeta sin entalla y la del reloj de arena.

La diferencia de los resultados experimentales con los analíticos y numéricos es elevada sobre todo para la carga de 20 kg en la probeta de planos paralelos sin entalla y la carga de 14 kg en la de con entalla. Se descarta que el motivo de dicho error se deba al mal funcionamiento de la maquina ya que la repetitividad de los resultados en los ensayos demuestra que los resultados obtenidos no eran fruto de la casualidad. Por ello, este error se debe a que los métodos analíticos para obtener dichos resultados no son precisos y que los resultados experimentales dependen de diversos factores como el acabado superficial, proceso de fabricación, presencia de impurezas o poros lo cual influye a que se produzca la fractura y pueden ser difícilmente parametrizables en los estudios analíticos y numéricos.

Como se ha podido comprobar previamente los resultados numéricos se aproximan bastante a los analíticos, lo cual indica que es un complemento muy bueno para analizar piezas más complejas de lo que un cálculo teórico abarca.

Esta metodología tan novedosa de análisis numérico con elementos finitos, ayuda a predecir la vida de elementos con geometría y cargas más complejas beneficiando en el ahorro de prototipos que serían muy costosos en muchos casos, así como, en la reducción en los plazos.

Como trabajo futuro a este Trabajo Fin de Grado sería interesante analizar geometrías mucho más complejas y problemas más reales como, por ejemplo, estudiar una llanta de la rueda de un coche. También sería curioso estudiar como introducir nuevos materiales a la lista que ofrece el módulo nCode, debido a que en este caso el material que se ha utilizado estaba en la lista y solo se ha tenido que modificar la curva S-N.

Por último, otra propuesta sería analizar el fenómeno a fatiga en un componente mecánico cuyas partes estén fabricadas con distinto material, para analizar cómo ANSYS resolvería dicho problema.

10. BIBLIOGRAFIA:

1. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. *Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª ed. Mc Graw Hill.
2. PROFE JN el canal del ingeniero, 2019 ¿Qué es la fatiga en los materiales? En: *Youtube* [video en línea]. Publicado el 30 de octubre de 2019 [consulta: Junio de 2020]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=p2MhMshCOQw>
3. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. [En línea]
<http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>
4. SolidWorks. *Diseño para evitar la fatiga*. [En línea]. [consulta: Junio de 2020]. Disponible en:
https://www.solidworks.es/sw/docs/WP_SIM_Fatigue_ESP.pdf
5. García Constantino, Luis. *Fundamentos de la Fatiga*. [En línea]. [consulta: Junio de 2020]. Disponible en:
<https://es.scribd.com/document/412333525/fatiga>
6. Universidad de Santiago de Chile. *Teorías de falla por fatiga*. [En línea].
https://mecanica-usach.mine.nu/media/uploads/L04_FallasFatiga_1.pdf
7. Escacena Ventura, José Manuel. *Caracterización de las propiedades mecánicas del aluminio 7075-T651*. [En línea].
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>
8. Arana, José Luis y González, Javier Jesús. *Mecánica de Fractura*.
9. *Métodos numéricos. El M.E.F y 'ANSYS'*. [En línea].
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4783/fichero/Vol+I.+CAP%C3%8DTULOS%252F3.+M%C3%A9todos+Num%C3%A9ricos.+El+M.E.F.+y+Ansys.pdf>
10. Tobar Chicaiza, Mauricio Fernando y Carrillo Chaglla, Javier Mauricio, 2010. *Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria versión II*. [En línea]. Trabajo de fin de grado, Quito: Escuela Politécnica Nacional. [consulta Junio 2020]. Disponible en:
<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/2495/1/CD-3197.pdf>
11. Aguilera Infantes, Francisco José, 2019. *Actualización de máquina para ensayos de fatiga en viga rotatoria*. [En línea]. Trabajo de fin de grado. Jaén: Universidad de Jaén. [consulta Junio 2020]. Disponible en:
<http://tauja.ujaen.es/bitstream/10953.1/10170/1/TFG%20Francisco%20JosE%20Aguilera%20Infantes.pdf>
12. Ansys. *Ansys nCode DesignLife*. [En línea].
<https://www.ansys.com/products/structures/ansys-ncode-designlife>

11. ANEXOS Y PLANOS:

11.1 Guía nCode:

En este anexo, se detalla el procedimiento que se ha llevado a cabo en el módulo nCode para poder obtener la solución del problema.

Antes de comenzar con el módulo nCode, previamente se ha tenido que plantear el problema mediante el ANSYS Mechanical, para este caso, el análisis Estático Estructural, donde se han aplicado las dos componentes de fuerza ortogonales en las distintas etapas.

Una vez que se ha obtenido la solución para ese análisis, hay que transferir esas condiciones y resultados del problema estático al módulo nCode. Para ello solo hay que arrastrar la opción de la curva S-N para series de tiempo hacia la solución del FEA, como se muestra en la figura 86.

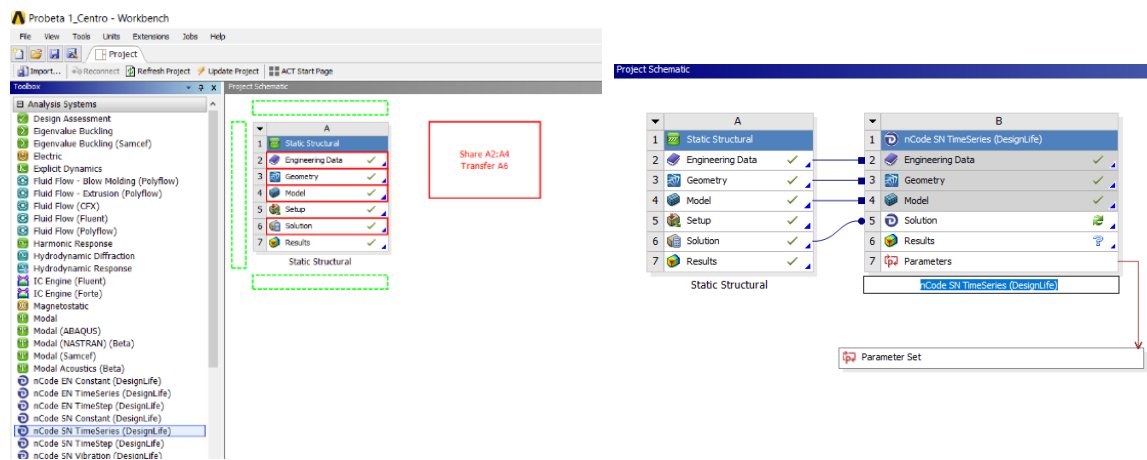


Figura 86: Esquema de datos transferidos de Ansys Mechanical al nCode.

Hay que seleccionar en la “Solución” del módulo nCode, para que se abra la ventana en la que se va a trabajar para obtener los resultados finales, es decir, en esta sección se va a llevar a cabo el post-proceso.

En la figura 87, se puede observar cómo se estructura el espacio del programa nCode.

- Pestaña 1: Muestra los resultados del módulo de análisis por elementos finitos, esta pestaña es ilustrativa ya que no interfiere en los cálculos del nCode.

- Pestaña 2: En esta ventana se introducen las curvas de las respectivas cargas, para este caso las curvas sinusoidales desfasadas 90 grados.
- Pestaña 3: En ella se realiza el análisis a fatiga por el método de esfuerzo-vida, además, en dicha ventana se puede modificar tanto el valor de la fuerza aplicada como el material de la geometría.
- Pestaña 4: Muestra los resultados del análisis de fatiga como por ejemplo, el número de ciclos, el esfuerzo máximo y mínimo, el coeficiente de seguridad, etc.

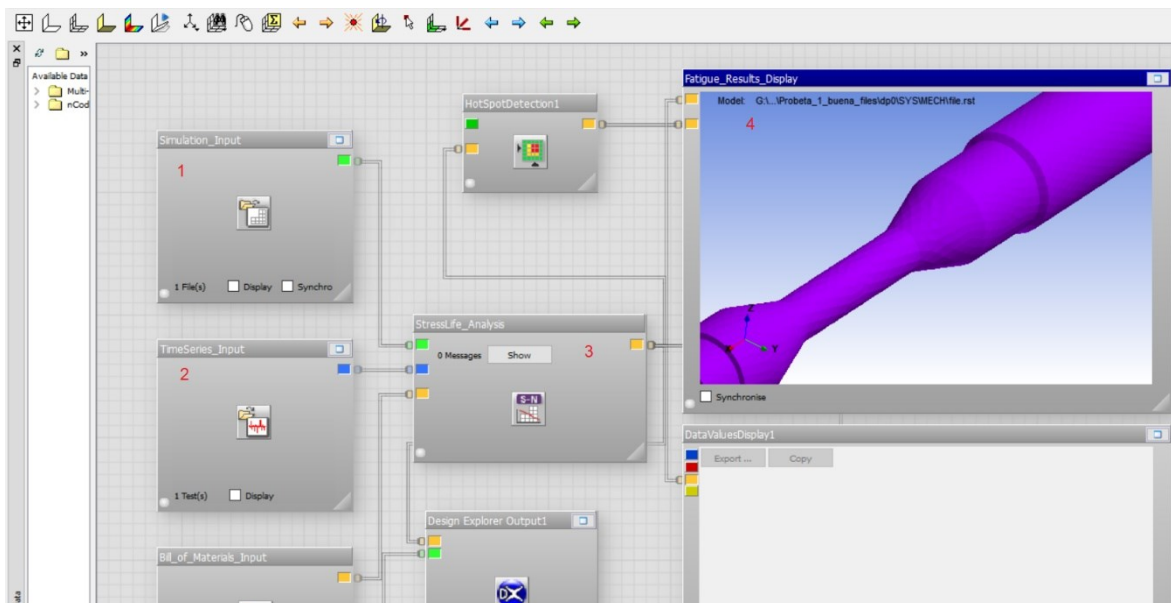


Figura 87: Espacio de trabajo del nCode.

El primer paso en este módulo es asignar el tipo de curva a la fuerza o fuerzas creadas. Para ello, dentro de la carpeta que crea nCode, en la Demo, hay una serie de gráficas para diferentes tipos de problemas dependiendo de las condiciones que se busquen para el estado de carga que se quiere representar. En este caso, se trata de dos fuerzas que van a simular el análisis de flexión en viga rotatoria. Por ello, se ha escogido la gráfica para un análisis de fatiga multiaxial.

Las gráficas se van a añadir a través de la ventana “TimeSeries_Input”.

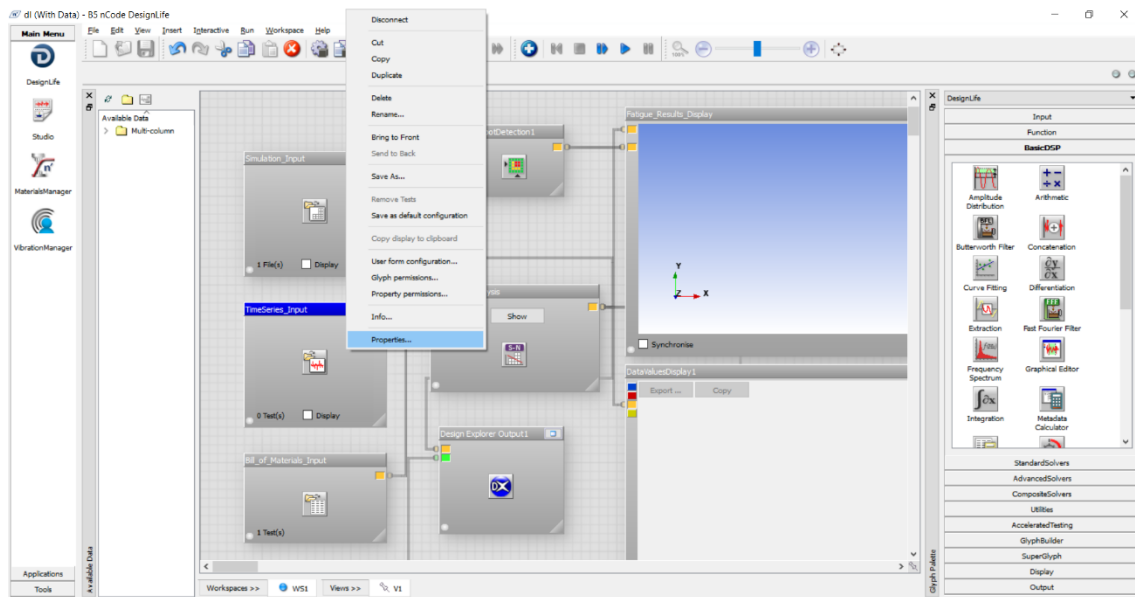


Figura 88: Creación de la gráfica de entrada para la carga.

A continuación, se abre la siguiente pestaña, a partir de la cual se va a añadir la gráfica correspondiente.

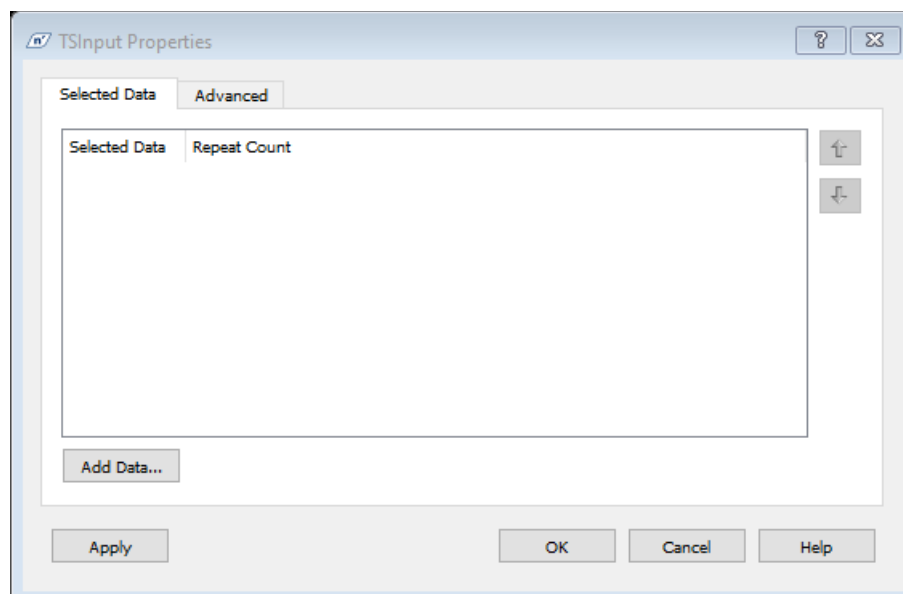


Figura 89: Pestaña para agregar los datos.

Ahora, se va a seleccionar el archivo correspondiente al estado de carga que se ha descrito anteriormente.

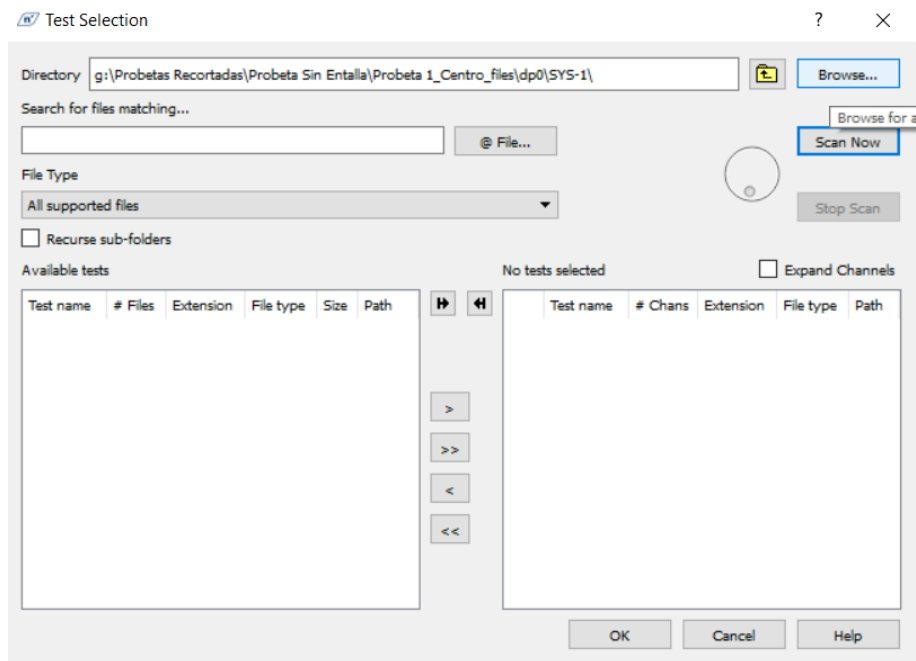


Figura 90: Búsqueda de la carpeta que contiene el archivo de la gráfica.

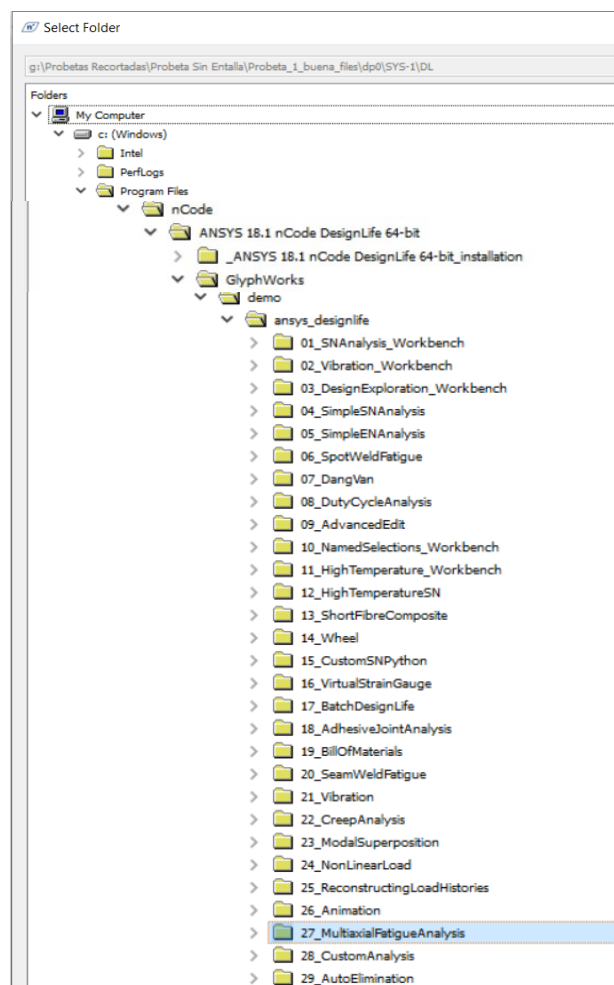


Figura 91: Selección de la carpeta.

Una vez que se ha seleccionado la carpeta hay que escanearla, para que se carguen los archivos correspondientes.

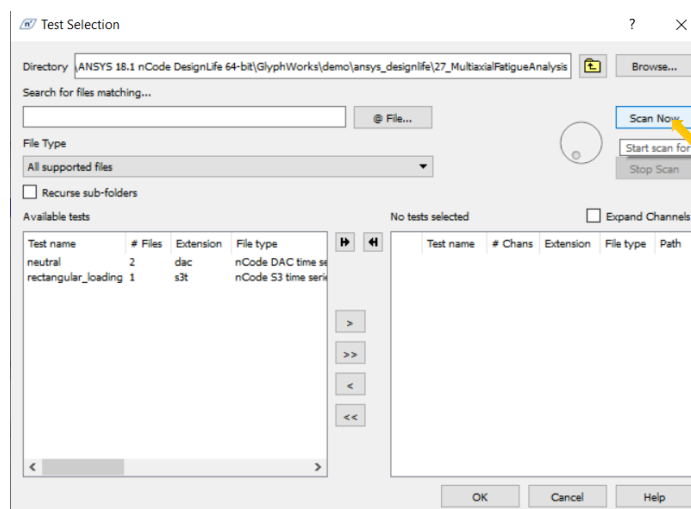


Figura 92: Escanear los archivos de la carpeta.

En la figura 92, se puede observar que hay dos columnas, la primera es la de pruebas disponibles en la cual se muestran los ficheros que se han escaneado previamente. En la segunda columna, hay que pasar el fichero de la primera que se va a encargar de representar la señal de dichas fuerzas.

El fichero que hay que transferir es el de la carga neutral debido a que si se cargan ambos ficheros el esfuerzo de flexión se superpone al de fatiga, por lo cual no estaría realizando la simulación de una carga dinámica en rotación.

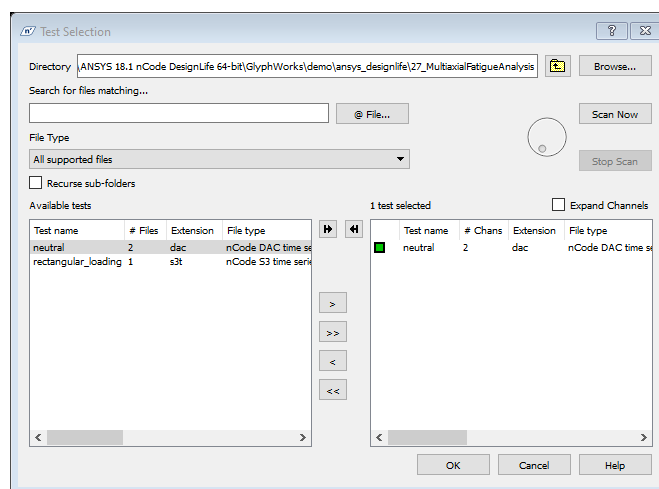


Figura 93: Selección fichero de la señal de carga.

Para poder ver las curvas de las fuerzas que se han cargado, hay que regresar al espacio nCode, y en la pestaña TimeSeries_Input, pulsar en Display.

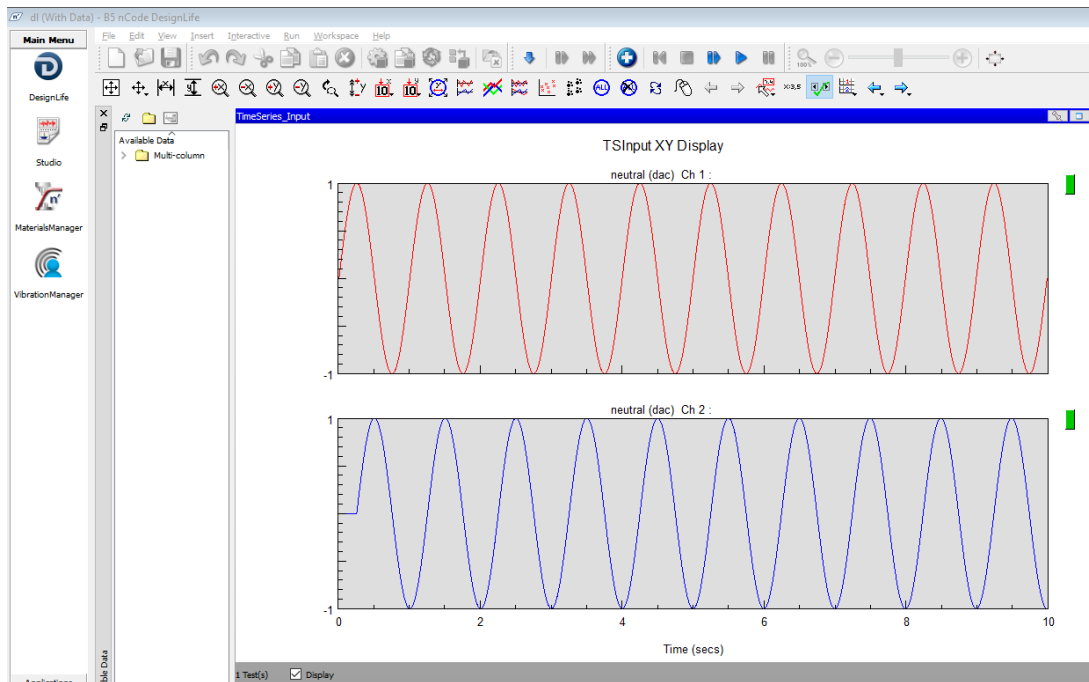


Figura 94: Display de las curvas para las distintas cargas.

En la figura 94, se puede observar que las curvas senoidales que se han escogido previamente para las respectivas cargas ya presentan el desfase que deben tener las fuerzas ortogonales para simular la rotación de la carga.

El siguiente paso es modificar el valor de amplitud de la carga, si para el análisis estático se ha usado la carga unitaria. Para ello, en la pestaña de análisis mediante el método esfuerzo-vida se selecciona el campo respectivo al editor de carga como se muestra en la figura 95.

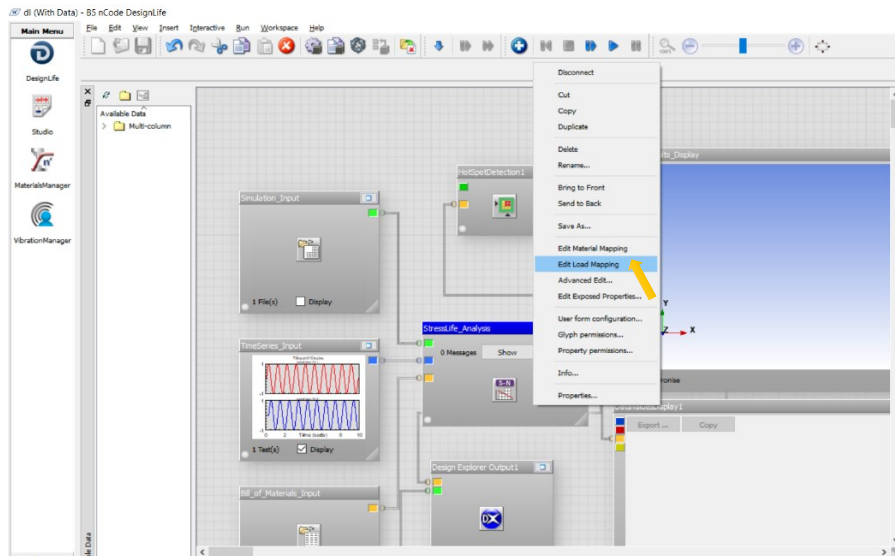


Figura 95: Esquema de la pestaña de análisis esfuerzo-vida, seleccionando editar la fuerza.

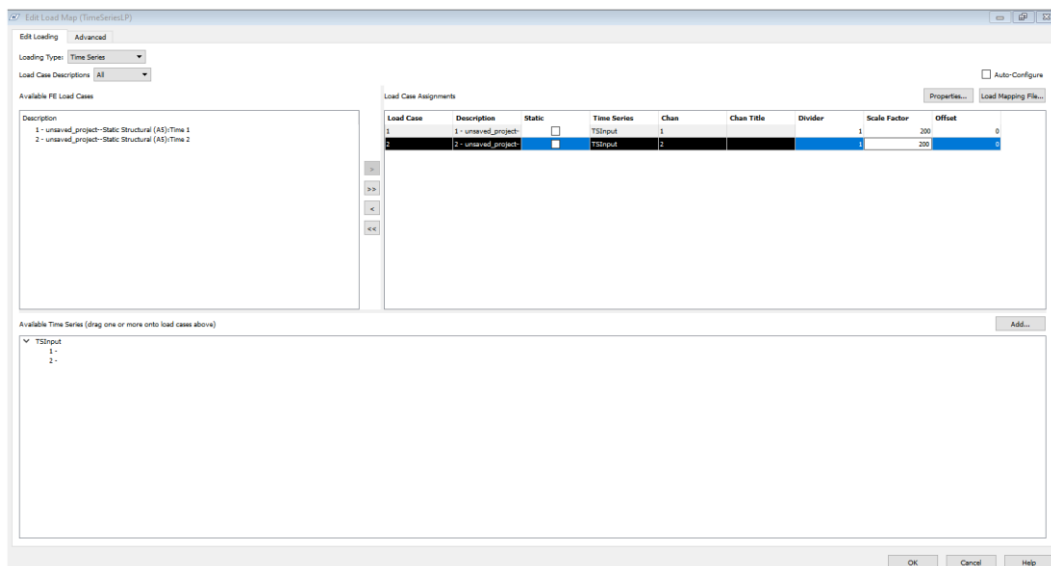


Figura 96: Edición del valor de las fuerzas.

Por ejemplo, se va a calcular para una carga de 200 N, es decir, ambas fuerzas tendrán ese mismo valor.

Una vez editados todos los parámetros correspondientes para poder determinar la solución de nuestro problema, solo hay que ejecutar la simulación para obtener los resultados.

Por defecto, la simulación calcula el daño frente a la tensión. Para obtener el número de ciclos (vida), hay que editar las propiedades de la pestaña de resultados de la siguiente manera.

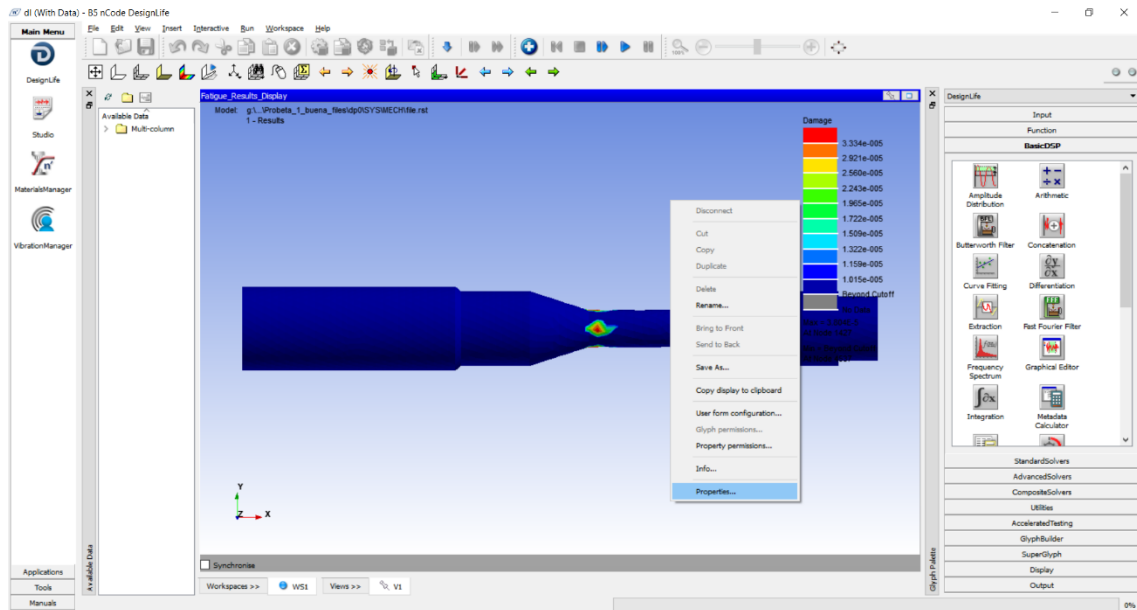


Figura 97: Esquema de la pestaña de resultados.

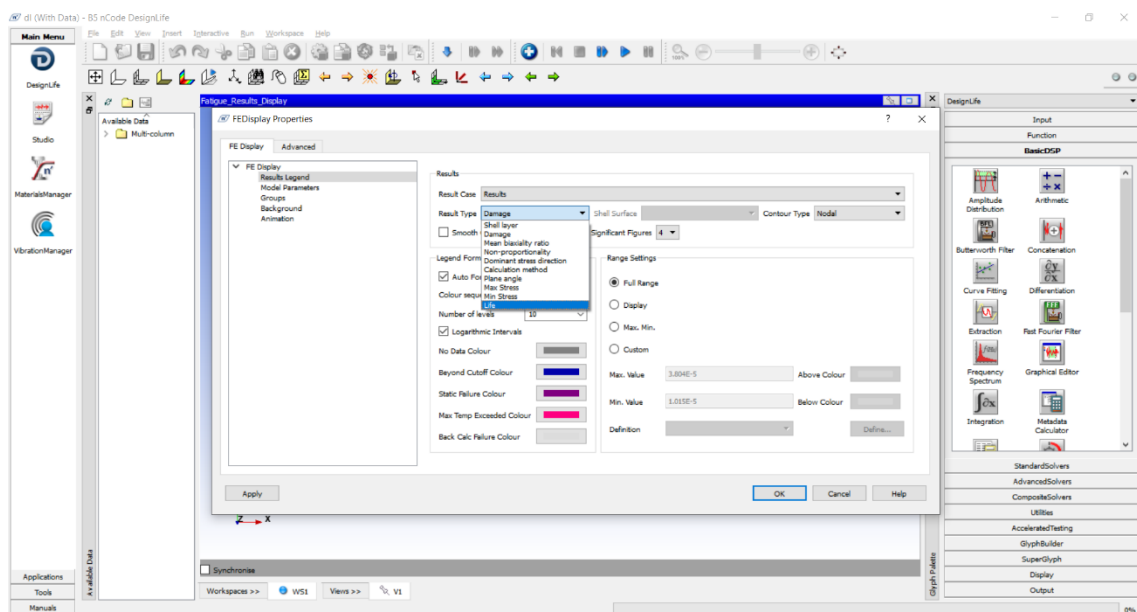


Figura 98: Propiedades de la pantalla de resultado.

Finalmente, una vez que se ha modificado los resultados que se van a mostrar en dicha pantalla hay que volver a ejecutar la simulación. Para los próximos valores de carga ya no hace falta modificar el tipo de resultado puesto que se queda guardado el último ejemplo de resultado que se ha ejecutado.

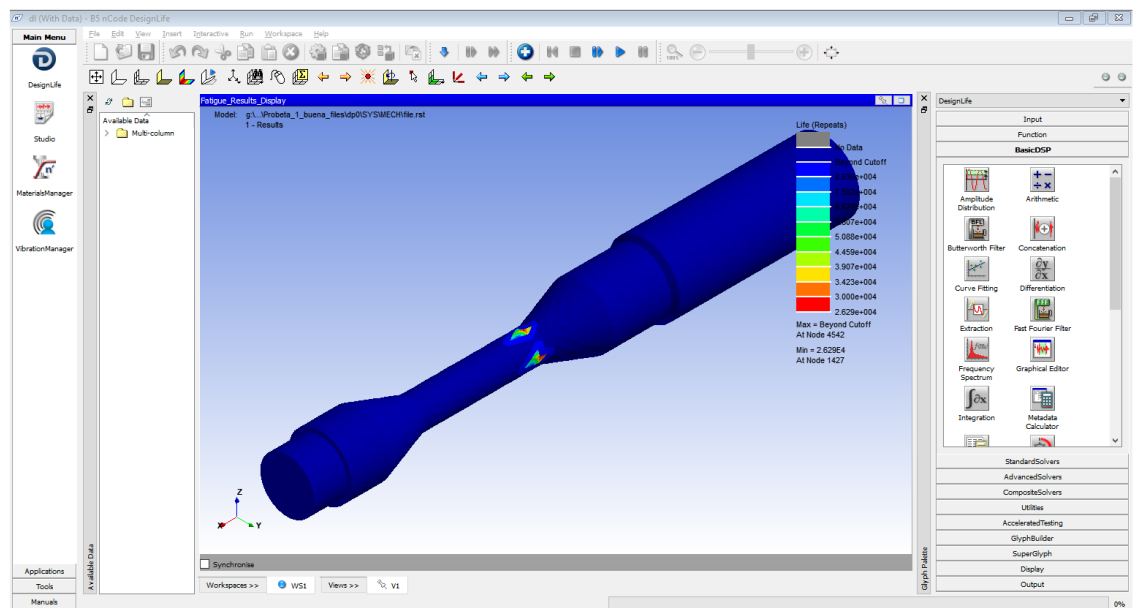


Figura 99: Pantalla de resultados para el número de ciclos (vida).

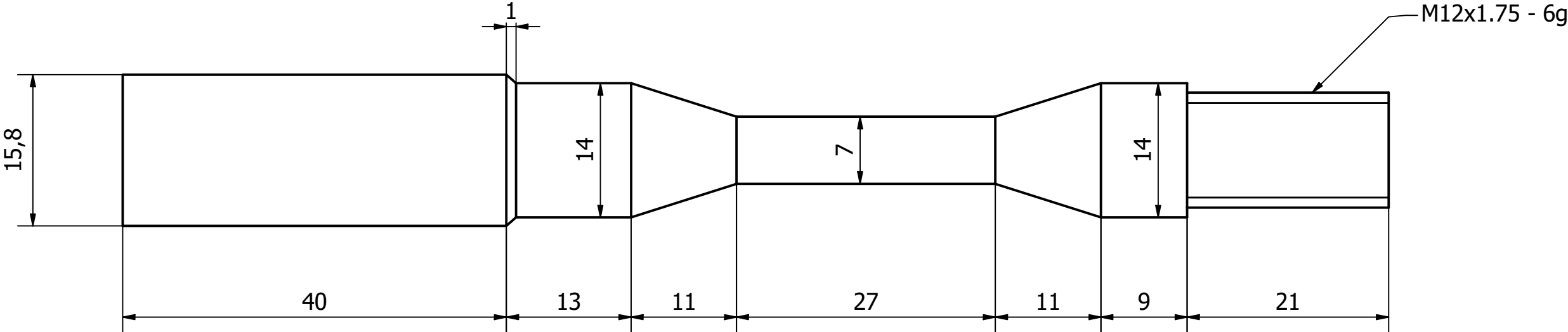
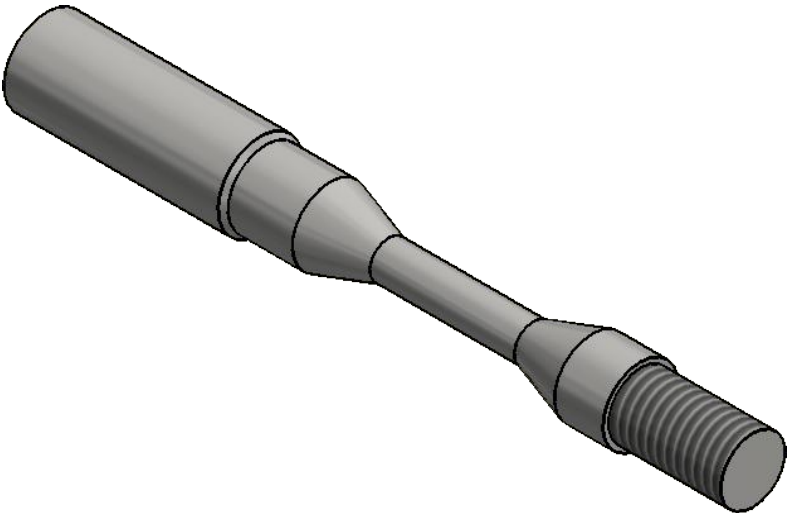
Es importante tener en cuenta que, en las curvas de las cargas se representan 10 ciclos. Por lo tanto, para leer correctamente el valor de los resultados del número de ciclos hay que multiplicar la solución por 10. Para este caso, el número de ciclos que soporta para una carga de 200 N, no sería $2.629 \cdot 10^4$ ciclos sino $2.629 \cdot 10^5$ ciclos.

11.2 Planos:

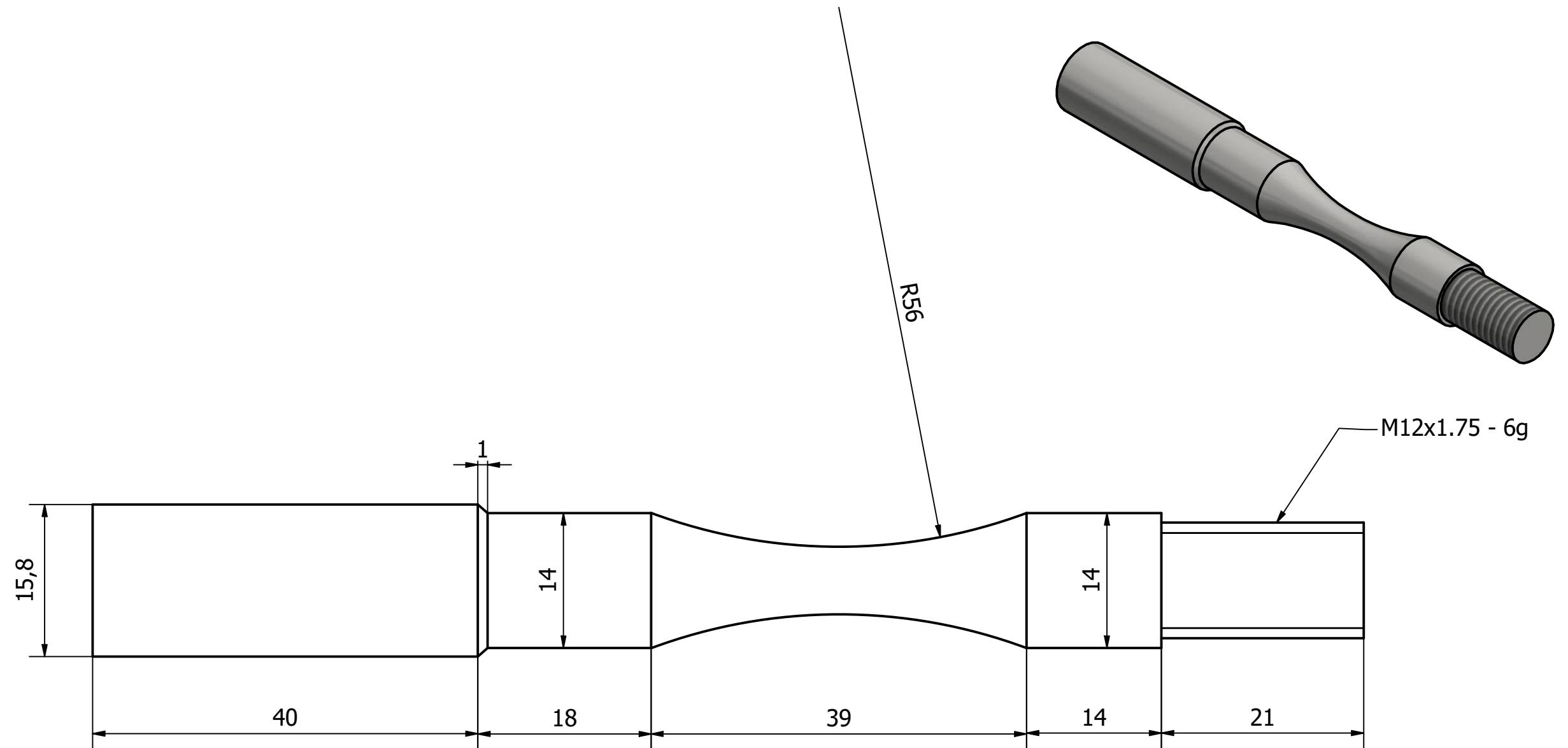
11.2.1 Probeta planos paralelos sin entalla

11.2.2 Probeta reloj de arena

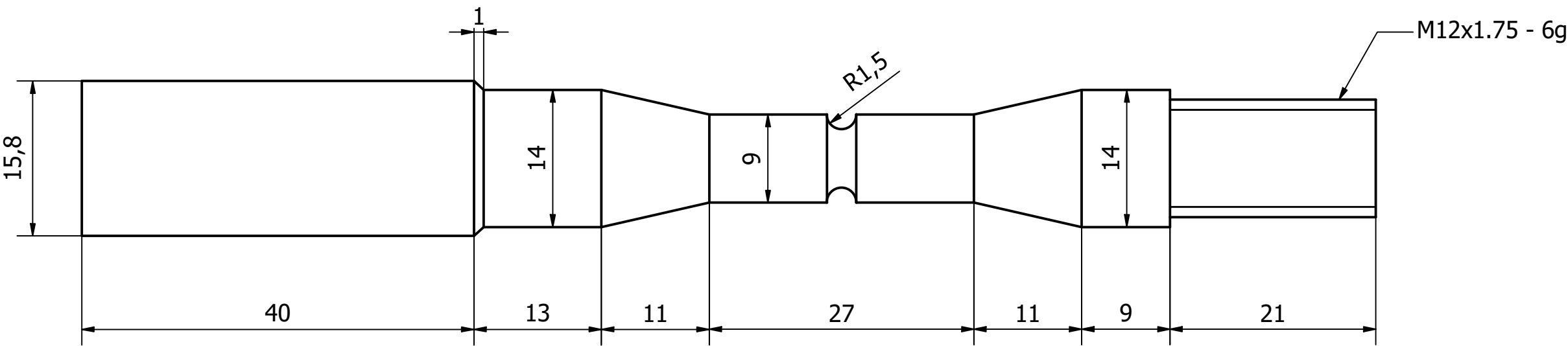
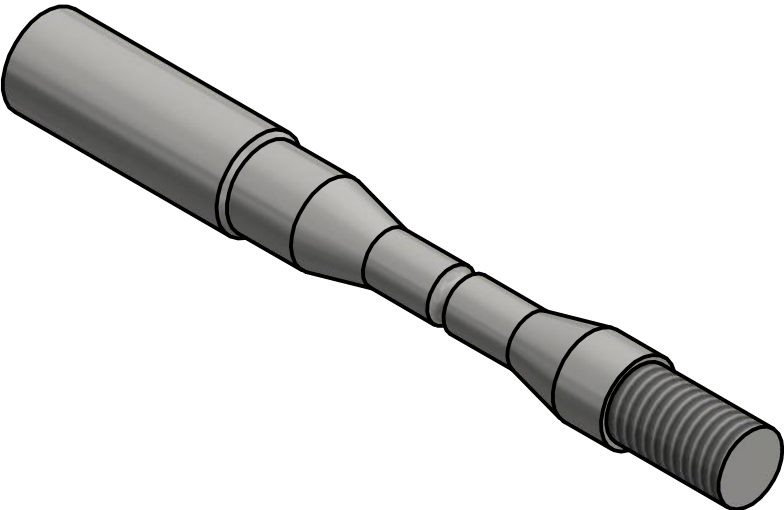
11.2.3 Probeta planos paralelos con entalla



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	06/2020	Aurora Ana		
COMPROBADO		Pérez		
		Sánchez		
ESCALA:	Estudio de fatiga mediante sistemas de simulación			Nº PLANO
2:1	Planos paralelos sin entalla			1/3
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	06/2020	Aurora Ana		
COMPROBADO		Pérez		
		Sánchez		
ESCALA: 2:1	Estudio de fatiga mediante sistemas de simulación Probeta reloj de arena			Nº PLANO 2/3
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	06/2020	Aurora Ana			
COMPROBADO		Pérez			
		Sánchez			
ESCALA:	Estudio de fatiga mediante sistemas de simulación Probeta planos paralelos con entalla				Nº PLANO 3/3
2:1					SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR: