



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

**MULTIANÁLISIS DE UN EJE FERROVIARIO
MEDIANTE EL SOFTWARE PRO/ENGINEER**

Autor: **Jose Ignacio López González**

Director: **Higinio Rubio Alonso**

Leganés, octubre de 2011





Título: Multianálisis de un eje ferroviario mediante el software Pro/ENGINEER.

Autor: Jose Ignacio López González.

Director: Higinio Rubio Alonso.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE





Resumen

Este proyecto de fin de carrera tiene como objetivo el análisis de un eje ferroviario perteneciente a un tren de mercancías. Se pretende calcular las tensiones a las que está sometido el eje así como su vida a fatiga en diferentes condiciones de funcionamiento. Así, analizaremos la respuesta a fatiga del eje ante diferentes situaciones: ante ciclos de carga fija, a ciclos de cargas variables, a diferentes acabados superficiales y comportamiento ante la presencia de fisuras.

Para realizar los análisis hemos empleado Pro/ENGINEER, un software de diseño asistido por ordenador y de elementos finitos con una gran capacidad de modelado de elementos mecánicos y que permite la resolución de un gran número de ecuaciones en periodos de tiempo relativamente cortos.

Los resultados obtenidos son satisfactorios ya que coinciden con los vistos en la literatura tecnológica y nos permiten conocer más en profundidad la influencia de gran número de variables que afectan al funcionamiento de los ejes de trenes de mercancías.

Palabras clave: eje ferroviario, fatiga, tensión, fractura, grieta, software de elementos finitos.





Abstract

This final course project has as objective to analyse a railway axle of a freight train. The aim of the project is to calculate the stresses being put on the axle as well as its fatigue life under different operation conditions. Once this is done, we will analyze the response of the axle to variable load cycles in fatigue, under different surface finishes and under the presence of cracks.

To realize the analysis, we have used Pro/ENGINEER, a computer-aided design software of finite elements with great modelling capabilities of mechanical elements that allows the resolution of a large number of equations in relatively short periods of time.

The obtained results are satisfactory because they fit with those seen on the technological literature and they allow us to know more deeply the influence of a large amount of variable that affect the operation of freight trains axles.

Keywords: railway axle, fatigue, stress, fracture, crack, finite element software.





ÍNDICE GENERAL

1. OBJETIVOS Y CONTENIDO	15
1.1. <i>OBJETIVOS</i>	16
1.2. <i>CONTENIDO</i>	17
2. MECÁNICA DE LA FRACTURA	19
2.1. <i>FUNDAMENTOS DE FRACTURA</i>	20
2.1.1. <i>Clasificación de los fallos</i>	20
2.1.2. <i>Mecanismos de fractura</i>	22
2.2. <i>MECÁNICA DE LA FRACTURA</i>	24
2.2.1. <i>Criterios de diseño y criterios de fractura</i>	24
2.2.2. <i>Modos de fractura</i>	25
3. FENÓMENOS DE FATIGA DE MATERIALES	27
3.1. <i>INTRODUCCIÓN</i>	28
3.2. <i>HISTORIA DE LOS FENÓMENOS DE FATIGA</i>	30
3.2.1. <i>Siglo XIX</i>	30
3.2.2. <i>Siglo XX</i>	31
3.2.3. <i>Actualidad</i>	33
3.3. <i>FUNDAMENTOS DE LA FATIGA</i>	34
3.3.1. <i>Características de rotura por fatiga</i>	34
3.3.2. <i>Diagramas S-N</i>	35
3.3.3. <i>Factores modificativos del límite de fatiga</i>	37
3.3.4. <i>Esfuerzos fluctuantes</i>	45
3.3.5. <i>Factores que afectan a la fatiga</i>	49
3.4. <i>INICIO, PROPAGACIÓN Y DETECCIÓN DE GRIETAS</i>	50
3.4.1. <i>Inicio de grietas</i>	51
3.4.2. <i>Propagación de grietas</i>	52
3.4.3. <i>Factores que influyen en la velocidad de crecimiento de las grietas</i>	54
3.4.4. <i>Métodos de detección de grietas</i>	59
3.5. <i>DAÑO ACUMULATIVO</i>	63
3.5.1. <i>Modelos de acumulación de daños de fatiga</i>	64



4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	67
4.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	68
4.1.1. Definición de la geometría del eje	68
4.1.2. Definición de las propiedades del material	69
4.1.3. Cálculo del factor de reducción de resistencia a fatiga (Krf)	70
4.1.4. Definición de restricciones y cargas	74
4.2. APLICACIÓN DE LA SIMETRÍA AL PROBLEMA.....	77
4.2.1. Análisis del eje sin simetría	77
4.2.2. Análisis del eje con simetría	78
5. CONFIGURACIÓN DE LOS ANÁLISIS Y ANÁLISIS INICIALES	81
5.1. ANÁLISIS ESTÁTICOS.....	82
5.2. ANÁLISIS A FATIGA.....	85
6. ESTUDIO SIEMENS AG. ANÁLISIS A FATIGA BAJO CARGA VARIABLE	91
6.1. VIDA A FATIGA DEL EJE SOMETIDO A CARGAS VARIABLES.....	94
7. ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DEL ACABADO SUPERFICIAL EN LA FATIGA	99
7.1. TIPOS DE ACABADO SUPERFICIAL.....	100
7.2. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ACABADO EN LA FATIGA CON PRO/ENGINEER.....	104
8. ANÁLISIS DEL EJE FISURADO	107
8.1. DEFINICIÓN DE LA FISURA.....	108
8.2. ESTUDIO DEL INCREMENTO DE TENSIÓN EN LA GRIETA.....	110
8.3. ESTUDIO A FATIGA DEL EJE FISURADO.....	115
9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	119
9.1. CONCLUSIONES.....	120
9.2. TRABAJOS FUTUROS.....	121
10. PRESUPUESTO GENERAL	123
11. BIBLIOGRAFÍA	125
ANEXOS	129



ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1. Curvas tensión-deformación para materiales frágiles y dúctiles
- Figura 2. Superficies resultantes de diferentes tipos de fractura: a) fractura dúctil, b) fractura moderadamente dúctil, c) fractura frágil.
- Figura 3. Los tres modos básicos de fractura: a) Modo I o de abertura b) Modo II o de deslizamiento c) Modo III o de desgarre
- Figura 4. Accidente de tren de Versalles en 1942.
- Figura 5. Diferentes zonas en la superficie de ruptura de un elemento fracturado por fatiga.
- Figura 6. Máquina para ensayo de viga rotatoria a fatiga.
- Figura 7. Diagrama de fatiga S-N.
- Figura 8. Diagrama S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula.
- Figura 9. Gráficas para la obtención de K_t en barras sometidas a tracción y torsión, respectivamente.
- Figura 10. Sensibilidad a las ranuras para cargas para cargas de flexión y axiales alternantes.
- Figura 11. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes.
- Figura 12. Diagrama de esfuerzo fluctuante sinodal con sus componentes indicados.
- Figura 13. Diagrama de fatiga con los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.
- Figura 14. Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.
- Figura 15. Regiones de crecimiento de grieta.
- Figura 16. Efecto de la razón de tensiones en la velocidad de crecimiento de la grieta por fatiga.
- Figura 17: Inspección por líquidos penetrantes. (1) Material agrietado. (2) Aplicación del líquido. (3) Eliminación del exceso de líquido. (4) Aplicación del revelador.
- Figura 18. Equipo portátil de inspección por ultrasonidos.
- Figura 19. Ciclo de tensiones de amplitud variable.
- Figura 20. Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada.
- Figura 21. Plano del eje ferroviario sometido al estudio.
- Figura 22. Plano de detalle de un extremo del eje ferroviario.
- Figura 23. Definición de las propiedades del acero A1N en Pro/ENGINEER.
- Figura 24. Secciones críticas del eje ferroviario.
- Figura 25. Gráfica para calcular K_t en función de la relación r/d en una barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalles.
- Figura 26. Gráfica para hallar la sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.
- Figura 27. Restricciones aplicadas al eje.
- Figura 28: Cargas externas aplicadas al eje.
- Figura 29. Definición de la carga de gravedad para el eje.



- Figura 30. Eje sin simetría con las condiciones de contorno y el estado tensional.
- Figura 31. Tensiones del eje sin simetría expresadas en MPa.
- Figura 32. Desplazamientos del eje sin simetría expresados en mm.
- Figura 33. Eje con simetría con las condiciones de contorno y el estado tensional.
- Figura 34. Tensiones del eje con simetría expresadas en MPa.
- Figura 35. Desplazamientos del eje con simetría expresados en mm.
- Figura 36. Ventana principal de los análisis.
- Figura 37. Ventana de definición del análisis estático (convergencia).
- Figura 38. Ventana de definición de los parámetros del análisis Multi-Pass Adaptive.
- Figura 39. Ventana de definición del Plotting Grid.
- Figura 40. Análisis estático del eje con simetría mediante Multi-Pass Adaptive.
- Figura 41. Ventana del análisis a fatiga mostrando el contenido de ambas pestañas.
- Figura 42. Vida a fatiga para la sección I en el eje sin simetría.
- Figura 43. Vida a fatiga para la sección I en el eje con simetría.
- Figura 44. Vida a fatiga para la sección II.
- Figura 45. Vida a fatiga para la sección III.
- Figura 46. (a) Fuerzas de suspensión primaria verticales (P), a lo largo del tiempo. (b) Fuerza vertical rueda-raíl (Q) a lo largo del tiempo. (c) Fuerza horizontal rueda-raíl (Y) a lo largo del tiempo.
- Figura 47. Gráfico de la tendencia de los ciclos de carga variable.
- Figura 48. Ventana de definición del análisis a fatiga.
- Figura 49. Vida a fatiga del eje sometido al ciclo de carga variable V.
- Figura 50. Vida a fatiga para el ciclo I.
- Figura 51. Vida a fatiga para el ciclo II.
- Figura 52. Vida a fatiga para el ciclo III.
- Figura 53. Ventana de definición del material.
- Figura 54. Comparativa en forma de diagrama de barras de las diferentes vidas a fatiga en función del acabado superficial.
- Figura 55. Sección I, zona crítica del eje donde situaremos la fisura.
- Figura 56. Ubicación de la fisura en el eje.
- Figura 57. Geometría de la fisura.
- Figura 58. Definición de la extrusión de vaciado.
- Figura 59. Eje con el mallado por defecto.
- Figura 60. Eje con el mallado de 40 mm utilizado en este capítulo.
- Figura 61. Tensión (MPa) para la fisura de 5 mm.
- Figura 62. Tensión (MPa) para la fisura de 10 mm.
- Figura 63. Tensión (MPa) para la fisura de 15 mm.
- Figura 64. Tensión (MPa) para la fisura de 20 mm.
- Figura 64. Gráfico de tensión (MPa) para el eje con las diferentes fisuras.
- Figura 65. Gráfico de vida a fatiga ($\log N_f$) para el eje con las diferentes fisuras.



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Coeficientes a y b para la obtención del factor K_a .

Tabla 2. Factor de confiabilidad.

Tabla 3. Vida a fatiga para cada uno de los 5 ciclos de carga variables.

Tabla 4. Vida a fatiga –y variación de la misma- para cada uno de los diferentes acabados superficiales.

Tabla 5. Medida de las fisuras realizadas en el eje.





CAPÍTULO 1

OBJETIVOS Y CONTENIDO



1.1. OBJETIVOS

Los últimos años del siglo XX y los primeros del siglo XXI han traído consigo un aumento del ritmo de vida que ha producido un crecimiento de las necesidades en cuanto a consumo y necesidad de transporte. Este crecimiento ha propiciado la necesidad de la mejora de las infraestructuras existentes en todos los ámbitos del transporte, y concretamente en el del ferrocarril, objeto de estudio de este proyecto.

Las necesidades crecientes en cuanto a cargas, distancias y cumplimiento de plazos han impulsado la investigación y el análisis acerca de los diversos elementos mecánicos del ferrocarril con el fin de responder a las solicitaciones a las que se ven sometidos a lo largo de su vida útil. El análisis de la integridad estructural de estos componentes ferroviarios tiene por objeto prevenir su fallo en servicio, lo que está estrechamente ligado tanto a la seguridad de la industria ferroviaria como a sus costes.

Este trabajo se centrará el estudio sobre un eje de un tren de mercancías. Durante su vida útil se pueden producir diferentes defectos bajo las cargas de servicio, que pueden llegar a provocar un fallo catastrófico. De este modo, hoy en día la integridad estructural de los ejes debe analizarse desde una filosofía de diseño de tolerancia al daño, asumiendo que en el curso de su servicio pueden formarse grietas y éstas deben poder ser detectadas antes de que alcancen su tamaño crítico mediante la planificación de programas de inspección apropiados.

En la elaboración de este proyecto se trabajará con el software Pro/ENGINEER de diseño asistido por computador, una herramienta muy potente desarrollada para el diseño y el análisis de elementos mecánicos. Este tipo de software permite realizar cálculos muy complejos en periodos relativamente reducidos de tiempo, lo que nos permite abordar de forma eficaz y sobre todo económica problemas que hasta hace pocos años suponían una dificultad y un coste mucho mayores.

El objetivo principal del proyecto consiste en analizar un eje ferroviario de un tren de mercancías, estudiando su diseño y su estado tensional cuando es sometido a las solicitaciones de servicio y prestando especial atención al comportamiento de dicho eje ante fenómenos de fatiga.

Este análisis constará de varios apartados. Primero se expondrá el planteamiento del problema, definiendo las características del eje, incluyendo su geometría, el material en el que está construido y su estado de cargas y de restricciones.

Posteriormente se realizarán los análisis iniciales, tanto tensionales como de fatiga, los cuales se tomarán como base para comparar con los resultados obtenidos posteriormente con las distintas configuraciones de los análisis.



A continuación se pasará a realizar un estudio de fatiga bajo ciclos de carga fija y, posteriormente, de ciclos de carga variable, para analizar la influencia de este tipo de fenómenos en la vida a fatiga del eje.

El siguiente análisis que se abordará en este proyecto será el estudio de la influencia de los acabados superficiales del eje en su vida a fatiga.

Por último, se realizará un estudio del eje fisurado, para comprobar la variación del estado tensional del eje comparándolo con el estado tensional en ausencia de fisura, así como la variación de la vida a fatiga del propio eje.

Todos los análisis irán documentados con el proceso completo de realización en Pro/ENGINEER y las comparativas pertinentes.



1.2. CONTENIDO

Este proyecto se divide en 12 capítulos. El primero de ellos es el capítulo presente, en el que se hace una descripción de los objetivos y el contenido del proyecto.

Los restantes capítulos se pueden agrupar en tres bloques.

En el primer bloque, que engloba los capítulos 2 y 3, tenemos una base teórica sobre la mecánica de la fractura y los fenómenos de fatiga. Esta base teórica es bastante exhaustiva y sirve para dar una visión global del problema tratado así como para justificar los cálculos realizados posteriormente.

El segundo bloque incluye los capítulos 4, 5, 6, 7 y 8, y es la parte central del proyecto, aquella en la que se plantea el problema y se realizan todos los cálculos con Pro/ENGINEER para la obtención de los resultados requeridos.

- En el capítulo 4 se presenta el planteamiento del problema: geometría del eje, materiales, etc.
- En el capítulo 5 se muestran los análisis iniciales del eje tanto estáticos como a fatiga.
- En el capítulo 6 se realiza el estudio de fatiga bajo ciclos de carga variable.
- El capítulo 7 es el dedicado a estudiar la influencia del acabado superficial en la vida a fatiga del eje.
- Por último, en el capítulo 8 se realizará el estudio del eje fisurado.

El tercer y último bloque ocupa los capítulos 9, 10 y 11 y en él se incluyen las conclusiones, la recomendación de posibles trabajos futuros, el presupuesto del proyecto y la bibliografía utilizada.

Finalmente, se presentan unos anexos donde se ofrece el plano del eje con los detalles de fabricación.



CAPÍTULO 2

MECÁNICA DE LA FRACTURA



2.1. FUNDAMENTOS DE FRACTURA

Los factores que con más frecuencia se encuentran como generadores de fallo o como reductores del tiempo de servicio de los componentes se deben fundamentalmente a diseños defectuosos y a elecciones incorrectas de los materiales, además de los efectos que producen procesos de fabricación inadecuados, tratamientos deficientes, montajes imperfectos o condiciones de servicio diferentes a las proyectadas. El análisis de fallos en servicio tiene gran importancia, ya que permite alcanzar un conocimiento real de las posibilidades que presenta cada material para alcanzar determinadas aplicaciones. Analizar los fallos en servicio es muy complejo, pues en muchos casos las circunstancias por las que se producen son ajenas al componente en el que ha tenido lugar el fallo e incluso al mecanismo por el que se ha producido.

2.1.1. Clasificación de los fallos

Existe una amplia gama de clasificaciones de fallo. A continuación se presentan los que tienen que ver con los distintos tipos de solicitaciones mecánicas que se dan durante el tiempo en servicio y con el tipo de fractura que se observa en el componente.

a) Según la solicitación

Los fallos se pueden clasificar según el modo de aplicación de la carga y el tipo de solicitación que los provocan. La carga puede ser estática o variable:

- En caso de *carga estática*, el componente puede encontrarse bajo tracción, compresión, torsión, cizalladura o cualquiera de las posibles combinaciones entre ellas. Las fracturas que se producen con este tipo de cargas también son estáticas, viéndose muy afectadas por la temperatura alcanzada y por el tiempo de servicio.
- En caso de *carga variable*, si además esta se repite cíclicamente, la fractura será dinámica y se medirá el número de ciclos en el varían las cargas. Si se combinan de manera necesaria la carga, el tiempo y la temperatura, se puede llegar a producir la fluencia del material.

b) Según el tipo de fractura

Otra posible clasificación corresponde al tipo de fractura, que puede presentar tres órdenes de magnitud diferentes: nivel atómico, nivel microscópico y nivel macroscópico.



- A *nivel atómico*, el comportamiento del material se puede analizar mediante la teoría de dislocaciones para todos aquellos fenómenos de deformación. Desde el punto de vista del análisis de los fallos que se producen en servicio, apenas aporta algo a efectos prácticos, aunque es necesario conocer la existencia de los planos de deslizamiento y el papel que juegan en el desarrollo de la deformación plástica, como consecuencia del deslizamiento de una parte del cristal sobre otra antes de alcanzar la fractura. Los planos de deslizamiento son los de mayor densidad atómica, existiendo direcciones preferenciales de deslizamiento, que son las más compactas del plano. Si la fractura se produce a través de las fronteras de grano, la influencia que ejercen los distintos tipos de partículas precipitadas sobre ellas tiene una gran trascendencia en el proceso de fractura.

- A *nivel microscópico*, las fracturas se pueden clasificar en dos grandes grupos: transcristalinas e intercristalinas.

Las fracturas intercristalinas consisten básicamente en la descohesión entre granos a través de sus bordes; previamente a la fractura, además, los granos pueden experimentar microdeformación plástica en sus superficies.

Las fracturas transcristalinas se pueden dividir en una serie de grupos que dependen de los distintos mecanismos de fractura o del aspecto morfológico que presenta la propia superficie de rotura que, a su vez, también depende del tipo de esfuerzos experimentados o de las características intrínsecas del material.

- A *nivel macroscópico* las fracturas se pueden clasificar en los siguientes grupos:

Dúctil por carga estática: Este tipo de fractura implica deformación plástica por deslizamiento, produciéndose gran absorción de energía y elevado alargamiento. En función del tipo de carga puede ser de tracción, de flexión, de cizalladura o de torsión.

Frágil por carga estática: Se produce por el crecimiento de grietas en planos normales a la dirección de la carga, caracterizándose por presentar escasa deformación plástica.

Frágil por carga estática mantenida: Se distingue entre corrosión-tensión, fragilización por hidrógeno, fragilización por metal líquido y fragilización por irradiación neutrónica.

Fatiga: Se dividen: en alto y bajo número de ciclos cuando sólo se tiene en cuenta el efecto mecánico; en fatiga-corrosión y fatiga-temperatura, cuando se combinan los esfuerzos mecánicos que tienen lugar por fatiga con la corrosión o temperatura.

2.1.2. Mecanismos de fractura

En los materiales ingenieriles se presentan básicamente dos tipos de fractura: frágil y dúctil. Esta clasificación está basada en la capacidad del material para experimentar deformación plástica, es decir, deformación permanente en la cual el material no vuelve a su forma original tras retirar la carga aplicada. En la figura 1 podemos apreciar la diferencia entre la curva tensión-deformación de un material frágil y otro dúctil.

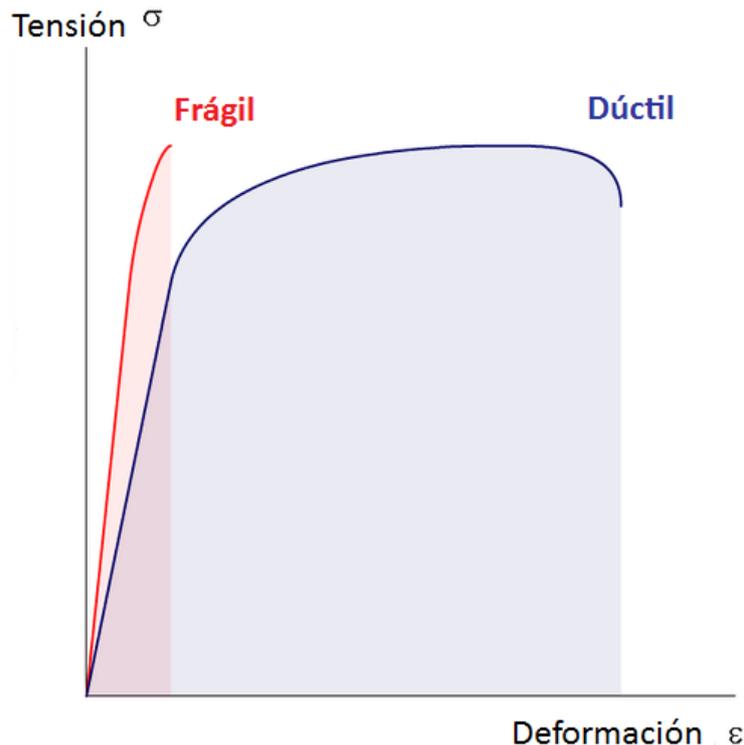


Figura 1. Curvas tensión-deformación para materiales frágiles y dúctiles

La fractura frágil ocurre por propagación rápida de una grieta o fisura, sin que haya una deformación plástica apreciable. Normalmente ocurre a lo largo de planos cristalográficos específicos denominados planos de fractura que son perpendiculares a la tensión aplicada. La mayoría de las fracturas frágiles son transgranulares o sea que se propagan a través de los granos. Pero si los límites de grano constituyen una zona de debilidad, es posible que la fractura se propague intergranularmente. Las bajas temperaturas y las altas deformaciones favorecen la fractura frágil.

La fractura dúctil tiene lugar bajo una intensa deformación plástica. La fractura dúctil comienza con la formación de un cuello y la formación de cavidades dentro de la zona de estrangulamiento. Luego las cavidades se fusionan en una grieta en el centro de la muestra y se propaga hacia la superficie en dirección perpendicular a la tensión aplicada. Cuando se acerca a la superficie, la grieta cambia su dirección a 45° con respecto al eje de tensión y resulta una fractura de cono y embudo.

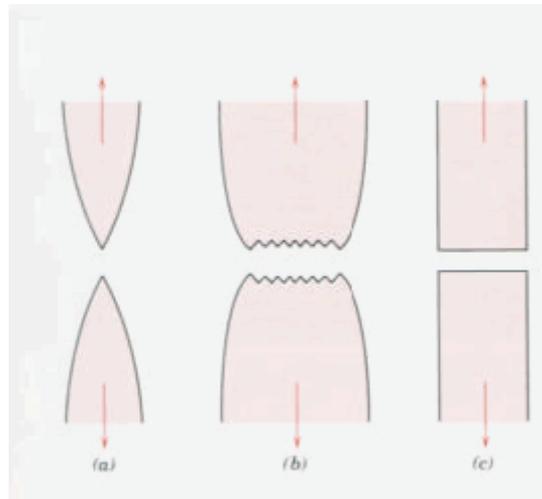


Figura 2. Superficies resultantes de diferentes tipos de fractura: a) fractura dúctil, b) fractura moderadamente dúctil, c) fractura frágil.

A partir de estos dos tipos de fractura básicos, existen varios mecanismos de fractura de los materiales:

- a) Fractura intergranular. Es el modo de fallo típico de materiales cerámicos, de aquellos que poseen uniones iónicas y de los metales con estructura hexagonal o cúbica centrada en el cuerpo. Es una fractura frágil que se origina por formación de grietas y su posterior propagación a lo largo de determinados planos cristalográficos.
- b) Fractura transgranular. A temperaturas por encima de la transición frágil-dúctil, el modo de fractura cambia de fisuración a través de los bordes de grano aun modo de fractura que tiene lugar en la matriz, transgranular, siendo el prototipo de fractura dúctil. El mecanismo de fallo se produce por el crecimiento y coalescencia de huecos que se originan en las partículas de segunda fase. A temperatura ambiente, la mayoría de las aleaciones de ingeniería fallan por este modo de fractura.
- c) Fractura integranular por fluencia. La fractura integranular por fluencia tiene lugar a elevadas temperaturas y tensiones bajas, produciéndose deformaciones en la fractura relativamente pequeñas. Se debe al crecimiento de cavidades mediante la coalescencia de las mismas; este proceso está controlado por la difusión de los átomos, siendo extremadamente lento a bajas temperaturas y finalizando por completo por debajo de ciertos límites térmicos.



- d) Fractura por recristalización dinámica. A temperaturas muy altas y tensiones elevadas, la difusión es tan rápida que se inicia un proceso de recristalización. Las altas densidades de dislocaciones se reducen formándose nuevos granos en las regiones altamente deformadas, en lugar de hacerlo mediante un proceso de recuperación, como ocurre en el caso en el que tiene lugar la fluencia.

2.2. MECÁNICA DE LA FRACTURA

2.2.1. Criterios de diseño y criterios de fractura

En el estudio general de componentes (cuando tratamos con componentes sin defectos), estos resistirán la tensión aplicada σ siempre que esta tensión sea menor que la resistencia máxima del material, S . La expresión para obtener la tensión media aplicada es la siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{W \cdot b}$$

Siendo F la fuerza aplicada, W el ancho del componente y b la altura del componente. El criterio de diseño será por tanto:

$$\sigma < S$$

Aunque aplicaremos un coeficiente de seguridad, n . Este coeficiente está influido por dos efectos distintos: la aplicación de cargas (n_i) y el conocimiento de la resistencia del material (n_s). Este último es debido a la característica estadística del cálculo de la resistencia, pudiendo variar entre 1,2 y 1,4 para confiabilidades del 90% al 99%. En definitiva, la expresión del coeficiente de seguridad será la siguiente:

$$n = \frac{S}{\sigma} = n_i \cdot n_s$$

Para componentes fisurados estas expresiones no son válidas, ya que estos componentes fallan bajo la acción de cargas por debajo del límite de resistencia del material. Si tenemos un componente fisurado con una grieta de longitud a en lo ancho del material, tendremos la siguiente expresión para la tensión:

$$\sigma = \frac{F}{(W - a) \cdot b}$$

Siendo ahora el criterio de rotura:

$$K < K_c$$

Hemos entrado ya en los criterios de fractura. En la expresión inmediatamente superior, K representa el Factor de intensidad de tensiones, el cual depende de las sollicitaciones a las que está sometida la pieza, y la geometría de la misma y su fisura, como muestra la siguiente expresión:

$$K = \beta \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

Siendo β un parámetro adimensional que depende de la geometría de la pieza y a , como hemos dicho antes, la longitud de la fisura.

Por su parte, K_c representa la Tenacidad de fractura del material, que depende del espesor de la probeta, de la temperatura y de la velocidad de sollicitación durante el ensayo. Mide la resistencia del material a la fractura frágil cuando una grieta está presente.

2.2.2. Modos de fractura

Existen tres modos básicos de desplazamiento de las caras de una fisura cuando es sometida a tensiones.

El modo I (modo de abertura) corresponde al modo normal de separación de las caras de la grieta bajo la acción de tensiones normales, con un desplazamiento de las caras perpendicular al plano. El modo II (modo de deslizamiento) refiere al desplazamiento de los labios bajo la acción de tensiones de corte perpendiculares al frente de grieta; los labios se desplazan en el plano de la fisura con la misma dirección longitudinal y sentidos opuestos. El modo III (modo de desgarre) también se produce por deslizamiento y cizalladura de los labios de la fisura, en una dirección paralela al frente de grieta.

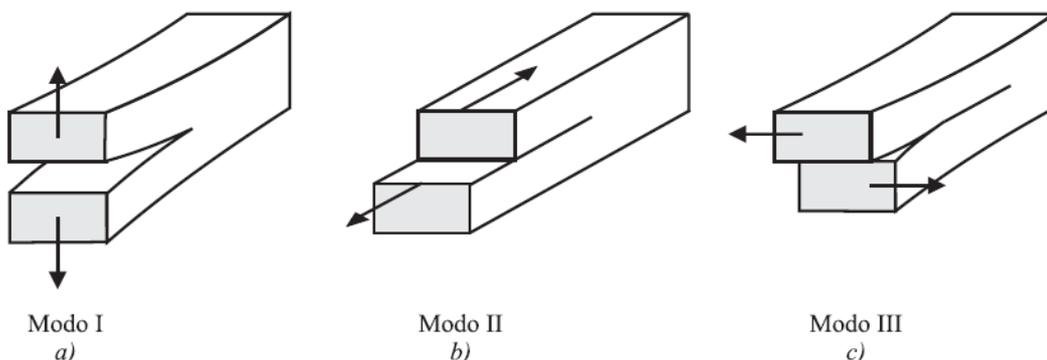


Figura 3. Los tres modos básicos de fractura: a) Modo I o de abertura b) Modo II o de deslizamiento c) Modo III o de desgarre



Un cuerpo fisurado puede ser sometido a cualquiera de estos tres modos, o combinación de dos o tres de ellos, siendo el modo I el más importante, especialmente en los sólidos frágiles, ya que una grieta en un material de esta naturaleza tiene tendencia a buscar la orientación que minimiza la tensión de corte.



CAPÍTULO 3

FENÓMENOS DE FATIGA DE MATERIALES



3.1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas mecánicos utilizados por los seres humanos en el desarrollo de sus actividades están sometidos durante su funcionamiento a cargas variables con el tiempo. Estas cargas pueden ser producidas por fenómenos mecánicos, variaciones de temperatura, presencia de ambientes corrosivos, etcétera, así como por la combinación de dos o más de estas causas. La aplicación continuada de estas cargas puede llevar a la aparición de pequeñas grietas en el material. Estas grietas se inician por lo general en la superficie, progresan a través del material, reduciendo la capacidad portante del componente y pueden acabar desembocando en su fractura. Dicho fenómeno se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos. Las características principales del fallo por fatiga son la rotura repentina –sin deformación previa- y que la aparición de esta rotura se produce con la aplicación de cargas muy por debajo del umbral de resistencia estática del material. Estas características hacen que el fallo por fatiga sea más peligroso que el fallo estático, y es por tanto evidente que una de las consideraciones más importantes en el diseño de los componentes mecánicos es su vida esperada a fatiga, esto es, la estimación del tiempo que la pieza será capaz de estar sometida a las sollicitaciones de servicio sin que se produzca el fallo.

El fenómeno de fatiga es conocido desde el siglo XIX y por su importancia se le ha dedicado una gran atención y esfuerzo investigador. Dicho esfuerzo ha ido encaminado tanto a conocer los mecanismos que rigen el propio fenómeno como al desarrollo de métodos de análisis para ayudar al ingeniero en el problema de diseño. La gran dificultad que presenta la predicción de la duración del proceso de crecimiento de una grieta por fatiga, debido a los numerosos parámetros que influyen en el proceso y dado que algunos de los cuales no son conocidos de forma precisa, hacen que el problema esté aún sin resolver. Sin embargo, mediante diferentes técnicas, los ingenieros son capaces de estimar con cierto rango de seguridad la vida útil de componentes mecánicos mediante las expresiones que aporta la teoría clásica de la fatiga y más recientemente mediante software de simulación. Estos programas informáticos se aproximan de manera eficiente a los modelos reales y permiten resolver complejos sistemas mecánicos que serían prácticamente imposibles de realizar por uno o varios ingenieros debido a la complejidad de los cálculos y por tanto al tiempo que conlleva su desarrollo.

Las propiedades del material y la carga son las principales incertidumbres que afectan al proceso de crecimiento de grietas en fatiga. La naturaleza aleatoria de las propiedades del material hace que la vida de crecimiento de grieta de distintos elementos de un mismo material y sometido a cargas idénticas, pueda dar valores significativamente diferentes. En cuanto a las cargas que van a producirse durante la vida de los componentes o estructuras reales, rara vez podrán ser consideradas de



amplitud constante, muy al contrario, serán normalmente de amplitud variable, en muchas ocasiones de carácter aleatorio o semialeatorio. Este hecho hace necesaria la obtención de un registro de cargas representativo para caracterizar la evolución de las cargas. Este primer paso ya representa en sí un problema complejo, y aún resuelto, dicho registro seleccionado, aunque representativo, no será más que una muestra de todos los posibles de idénticas características estadísticas. Empleando otra historia de carga se obtendrá una vida distinta a la producida con el primer registro.

Los registros de carga empleados tienen normalmente longitud finita, por lo que para el análisis de la vida a fatiga de un elemento, ya sea mediante simulación o ensayo, se aplica repetidamente hasta que se produce el fallo. Este hecho introduce un efecto de secuencia artificial que puede producir que la vida estimada dependa de la longitud del registro empleado.

Así pues, la variabilidad de la vida de crecimiento de grietas por fatiga bajo cargas de amplitud variable dependerá entre otros factores de las características del material, de las características estadísticas de la carga y de la longitud del registro empleado. Es por tanto de gran importancia determinar, acotar y cuantificar la magnitud de estos efectos. Dicho estudio puede abordarse mediante experimentación o haciendo uso de modelos de simulación.

Las determinaciones experimentales son caras y conllevan un gran consumo de tiempo, de ahí la importancia del desarrollo de métodos de análisis fiables. Sin embargo, los análisis de crecimiento se hacen normalmente a partir de datos obtenidos en ensayos con carga de amplitud constante y la extrapolación del conocimiento y de los datos experimentales obtenidos en amplitud constante a los casos reales de carga no es un problema sencillo. Unido al desconocimiento real de la secuencia de aplicación de las cargas, las cuales necesitan ser definidas estadísticamente, se produce el denominado efecto de secuencia o de interacción de cargas debido a la irregularidad de las mismas.

El incremento de longitud de grieta en cada incremento de carga está condicionado por la historia previa además de por la longitud de la grieta y los valores máximo y mínimo de tensión en cada ciclo. Los análisis de vida de crecimiento mediante simulación ciclo a ciclo, permiten estudiar el comportamiento de una grieta bajo cargas de amplitud variable manteniendo el efecto de secuencia, y analizar la variabilidad en la vida que se produce al utilizar distintas historias de carga representativas de un mismo proceso. La mayoría de estos modelos de simulación han sido contrastados mediante ensayos con cargas de amplitud constante, y en algunos casos con cargas de amplitud variable.

3.2. HISTORIA DE LOS FENÓMENOS DE FATIGA

Debido a que la fatiga estructural es un concepto que se presenta fundamentalmente en los metales, podemos encontrar los primeros fallos por fatiga durante los primeros años de la Revolución Industrial, con la generalización en el uso de materiales metálicos.

3.2.1. Siglo XIX

El fenómeno de fatiga fue descubierto a principios del siglo XIX con el avance de la maquinaria y los vehículos de transporte. Los primeros trabajos relacionados con la fatiga son obra de Wilhelm Albert, un ingeniero de minas alemán que en 1829 realizó ensayos sometiendo a cargas y descargas sucesivas a eslabones de cadenas de elevadores en las minas de Clausthal, en la Baja Sajonia alemana. Sin embargo, el término “fatiga” para denominar a este tipo de fenómenos fue acuñado por Jean-Victor Poncelet en 1839.

El interés en el estudio del fenómeno comenzó a crecer con el aumento de uso de estructuras férreas, particularmente puentes de ferrocarril. El primer estudio en fatiga de metales se inició en 1842 a raíz de un accidente de ferrocarril ocurrido en Versailles (Francia), el 8 de mayo de 1842 en la línea Paris Motparnase-Versailles Rive Gauche, cuando un tren sobrecargado de pasajeros procedente de Versailles descarriló cerca del paso a nivel de “Les Gardes”, a la salida del túnel de Meudon.



Figura 4. Accidente de tren de Versailles en 1842.

El tren era arrastrado por dos locomotoras: la de la cabeza tenía sólo dos ejes acoplados y pesaba poco mientras que la segunda, más potente y de más peso, era de tres ejes acoplados. Los mecánicos y maquinistas no consiguieron ajustar las fuerzas de las dos locomotoras y en una vía sin pendiente la segunda locomotora, empujando a la primera, la sometió a esfuerzos tan importantes que dieron como resultado la rotura



de un eje y el descarrilamiento de la máquina. La segunda locomotora acabó subiéndose sobre la primera y los coches quedaron empotrados en un amasijo de hierros y madera junto a las dos máquinas. El fuego se extendió rápidamente entre los coches, que prendieron con facilidad. Unos 55 pasajeros murieron en aquel accidente, el primer desastre ferroviario de la historia de Francia y uno de los primeros en todo el Mundo.

En 1843, W.J.M. Rankine, ingeniero británico que más tarde sería famoso por sus contribuciones a la ingeniería mecánica, examinó los ejes del tren descarrilado en Versalles y reconoció las características distintivas de la fractura por fatiga. Hizo notar el peligro de los concentradores de tensión en los componentes de máquinas: cambios de sección, ángulos pronunciados, ranuras taladros, etc.

La British Institution of Mechanical Engineers comenzó a estudiar la llamada teoría de cristalización, que atribuía la rotura por fatiga a que se producía una cristalización de los metales debido a las vibraciones de los elementos en servicio. Esta primera explicación surgió debido al aspecto cristalino de la superficie de fractura.

Los primeros estudios sistemáticos sobre el fenómeno de la fatiga se deben a August Wöhler, ingeniero de ferrocarriles alemán, quien realizó entre 1852 y 1870 gran cantidad de ensayos de flexión rotativa sobre ejes de ferrocarril. Observó que la resistencia de los ejes de acero sometidos a cargas cíclicas era apreciablemente menor que su resistencia estática. Su trabajo permitió la caracterización del comportamiento a fatiga en base a las curvas de amplitud de tensiones frente a número de ciclos de carga hasta la rotura. Estas curvas, conocidas como curvas S-N o curvas de Wöhler, son una herramienta fundamental en el estudio de los fenómenos de fatiga. Wöhler también estableció el concepto de límite de fatiga al comprobar que las aleaciones de hierro parecían tener un límite de tensión por debajo del cual no se producía la rotura por muy grande que fuera el número de ciclos.

H. Gerber (1874), ingeniero alemán, comenzó a desarrollar métodos para el diseño a fatiga. Su contribución incluyó el desarrollo de métodos para el cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles medios de la tensión cíclica. Goodman (1899) y Soderberg abordaron problemas de características similares.

Bauschinger (1886) popularizó la idea de que el límite elástico de los metales con cargas cíclicas podía ser diferente a la observada en la deformación monotónica. Además, Bauschinger confirmó muchos de los resultados obtenidos anteriormente por Wöhler.

3.2.2. Siglo XX

Ewing y Humfrey (1903) observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos



cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material.

Durante la primera mitad del siglo XX se obtuvieron gran cantidad de datos experimentales relacionando la resistencia a fatiga con factores tales como la geometría y tamaño de las piezas, condiciones ambientales, acabado superficial, estructura metalográfica, etcétera. Las investigaciones en este periodo permitieron el desarrollo de los modelos de daño acumulado para predecir el fallo por fatiga (Palmgren, 1924; Miner, 1945).

La idea de que las deformaciones plásticas son las responsables del daño en el material fue establecida por Coffin y Manson, quienes en la década de los 60 propusieron una relación empírica entre el número de inversiones de carga hasta rotura y la amplitud de la deformación plástica. La denominada relación Coffin-Manson es el método de caracterización de fatiga basado en las deformaciones más ampliamente utilizado.

A pesar de que desde principios de siglo, con los estudios de Ewing y Humfrey, se conocía que el fenómeno se debía a la formación y crecimiento lento de grietas, no estaba suficientemente desarrollada la herramienta matemática necesaria para cuantificar modelos de fallo por fatiga. El análisis de tensiones de Inglis (1913) y el concepto energético de Griffith (1921) aportaron el tratamiento cuantitativo de la fractura frágil. No obstante, estas ideas no pudieron ser aplicadas directamente para caracterizar el fallo por fatiga en los materiales metálicos.

Un avance en esta dirección vino con los estudios de Irwin (1957) quien mostró que la amplitud de la singularidad en tensiones delante de una grieta podía ser expresada en términos de una cantidad conocida como factor de intensidad de tensiones, K . Con el desarrollo de la mecánica de la fractura elástica lineal se intentó caracterizar el crecimiento de las grietas de fatiga también en términos del factor de intensidad de tensiones.

Paris y Erdogan fueron los primeros en sugerir que el incremento de longitud de grieta por ciclo, da/dN , podía relacionarse con el rango del factor de intensidad de tensiones, ΔK , bajo cargas de amplitud constante.

La mayor aportación de la mecánica de la fractura elástica lineal es que el factor de intensidad de tensiones, determinado por las tensiones remotas aplicadas y las dimensiones geométricas del componente agrietado, basta para caracterizar la



propagación de la grieta. Este método no requiere un detallado conocimiento de los mecanismos de fractura por fatiga.

Con la aplicación de los conceptos de mecánica de fractura al fallo por fatiga, tomaron un interés creciente el estudio de los mecanismos de crecimiento subcrítico de grieta. Modelos conceptuales y cuantitativos fueron desarrollados para obtener la resistencia de los materiales al crecimiento de grietas.

Junto con estos estudios, creció el interés por comprender el proceso por el que el factor de intensidad de tensiones podía verse alterado con el avance de la grieta. Una importante contribución en esta dirección vino de los resultados experimentales de Elber (1970) que mostraron que la grieta puede permanecer cerrada incluso cuando está sometida a tensiones cíclicas de tracción debido a la plastificación producida en el borde de la grieta.

Este resultado también implica que la velocidad de crecimiento de grieta debería venir determinada no por el valor nominal del rango del factor de intensidad de tensiones sino por un valor efectivo que tuviese en cuenta el cierre. Investigaciones adicionales sugieren que el cierre de grieta puede ser inducido por otros factores mecánicos, microestructurales y ambientales.

3.2.3. Actualidad

En las últimas décadas, con el desarrollo y creación de máquinas más sofisticadas, comienza la realización de ensayos con cargas complejas (amplitud variable). Durante el crecimiento de una grieta con cargas de amplitud variable se produce lo que se denomina efecto de secuencia o de interacción debido a la irregularidad de la carga. Dicho efecto fue puesto de manifiesto en la década de los 60. Diversos trabajos experimentales demostraron que la aplicación de una sobrecarga origina una velocidad de crecimiento en los ciclos posteriores a ella mucho menor que la producida si no existe sobrecarga.

Hoy en día las investigaciones realizadas son muy numerosas. La disponibilidad de máquinas cada vez más complejas, de técnicas de medición más precisas –y por tanto con capacidad de detección de grietas cada vez más pequeñas-, la aplicación de la Mecánica de Fractura, tanto elástica lineal como elasto-plástica, así como un mejor conocimiento del gradiente de tensiones y deformaciones en el fondo de la entalla, entre otros, han permitido un gran desarrollo en el cálculo de la vida a fatiga de elementos mecánicos y un aumento de la fiabilidad de los mismos.

Sin embargo, a pesar de todas las investigaciones llevadas a cabo a lo largo de más de siglo y medio, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales, aun sabiendo que la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material. La gran



cantidad de datos disponibles para materiales férricos (y algunos otros materiales metálicos) ha permitido desarrollar “procedimientos de cálculo” razonablemente bien comprobados por multitud de diseños. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensiones variables conocido. Por otro lado, la teoría de la fractura por fatiga permite predecir, entre otras cosas, el crecimiento de la grieta con los ciclos de carga. Es por ello por lo que los métodos tradicionales de cálculo junto con la teoría de la fractura por fatiga proporcionan una sólida base para el diseño de sistemas estructurales metálicos.

3.3. FUNDAMENTOS DE LA FATIGA

Los componentes estructurales que se encuentran sometidos a tensiones variables con el tiempo pueden fracturarse a tensiones mucho menores que aquellas que podría soportar bajo la aplicación de una carga estática. Dado que los elementos de máquina están con frecuencia sometidos a este tipo de solicitaciones, y que en casi todos los casos su efecto es más perjudicial que el de las solicitaciones estáticas, el análisis del fenómeno de fatiga es de importancia decisiva para el diseño mecánico. Concretamente vamos a estudiar el fenómeno de la fatiga en los materiales metálicos, por ser aquellos en los que este fenómeno es más característico y también porque la inmensa mayoría de los componentes estructurales de máquinas, y concretamente los casos que estudiaremos posteriormente en este proyecto, son metálicos.

Para que un componente sufra un fallo a fatiga tendrá que haber estado sometido a una serie de ciclos de carga. No importa solamente el número de ciclos al que está sometido el componente, sino también la forma de estos ciclos: su amplitud y la intensidad de dichos ciclos de carga.

3.3.1. Características de la rotura por fatiga

Para comprobar si una fractura se ha producido por fatiga se ha de observar la superficie de rotura. La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas. Cuando el fallo se ha debido a problemas de fatiga, la superficie presenta unas playas (el crecimiento de la grieta con los diferentes ciclos de carga). Estas playas están más juntas al principio y más separadas cerca de la zona donde la grieta se hace inestable y la rotura se realiza de forma frágil.

En general podemos distinguir tres zonas observando la superficie de rotura, como podemos ver en la figura 5:



Figura 5. Diferentes zonas en la superficie de ruptura de un elemento fracturado por fatiga.

La *zona 1* es la zona de mayor sección, correspondiente a la propagación lenta de la grieta, que es la fuente de concentración de tensiones. Suele tener un aspecto liso y en ocasiones es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura). La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías depende de la naturaleza del material.

La *zona 2* corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la superficie de rotura.

Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga. Esto es lo que observamos en la *zona 3*.

El estudio más detallado del inicio y la propagación de grietas se verá en apartados posteriores del proyecto.

3.3.2. Diagramas S-N (Tensión – Número de ciclos)

El método fundamental para presentar los datos de fatiga es la curva de Wöhler, también llamada simplemente curva de fatiga o curva S-N (*Stress - Number of cycles*: Tensión – Número de ciclos). Representa la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta la rotura, N, para la máxima tensión invertida aplicada, un punto con una flecha horizontal indica una probeta que no ha roto. La mayor parte de las investigaciones sobre la fatiga se han realizado empleando las máquinas de flexión rotativa (como la de la figura 6), en las que la tensión media es nula.

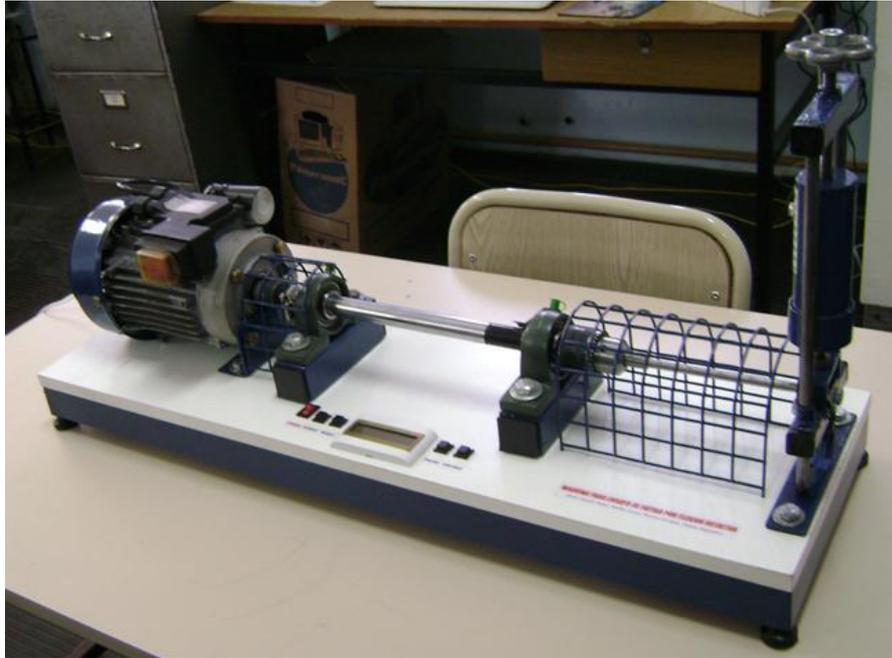


Figura 6. Máquina para ensayo de viga rotatoria a fatiga.

El diagrama de fatiga en los materiales féreos tiene tres zonas claramente diferenciadas, como puede verse en figura 7, donde la curva S-N se representa de forma logarítmica:

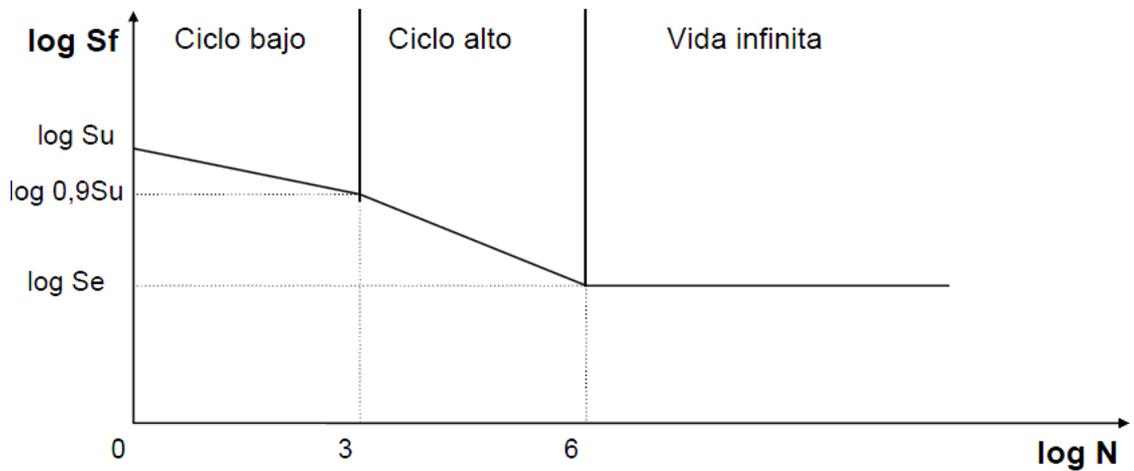


Figura 7. Diagrama de fatiga S-N.

Se puede apreciar que existe un valor de la tensión por debajo de la cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir (S'_e). Asimismo existe una duración de la probeta por encima de la cual la probeta no se romperá (zona horizontal de la gráfica de la figura superior). Este punto en los aceros se encuentra aproximadamente entre 10^6 y 10^8 ciclos.



En la zona de vida finita podemos diferenciar dos tendencias. La primera, entre 1 y 10^3 ciclos, en la cual se muestra una reducción muy tenue del valor de la tensión para la rotura. En esta zona, denominada de fatiga de ciclo bajo, el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas pero con una leve reducción de la resistencia. La segunda tendencia, llamada de fatiga de ciclo alto, se produce entre 10^3 y 10^6 ciclos y muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al tiempo que se comprueba que el material se comporta de manera sensiblemente distinta a como lo hace frente a cargas estáticas.

El diagrama de fatiga de un material muestra la resistencia a fatiga del mismo para cada duración.

Es necesario puntualizar que por regla general, la línea asintótica horizontal del diagrama S-N para metales no ferrosos y sus aleaciones suele tener una ligera pendiente negativa, lo cual justifica que estos materiales no posean límite de fatiga.

Cuando no se dispongan de datos experimentales para el límite de fatiga podremos utilizar el siguiente criterio:

- Hierros y aceros forjados:

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$$

- Aceros colados:

$$S_e' = 0.45 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 275 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$$

3.3.3. Factores modificativos del límite de fatiga

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados en el apartado anterior son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados, como por ejemplo los debidos a vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte, etc.

Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento. La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S'_e), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina Ecuación de Marin:

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

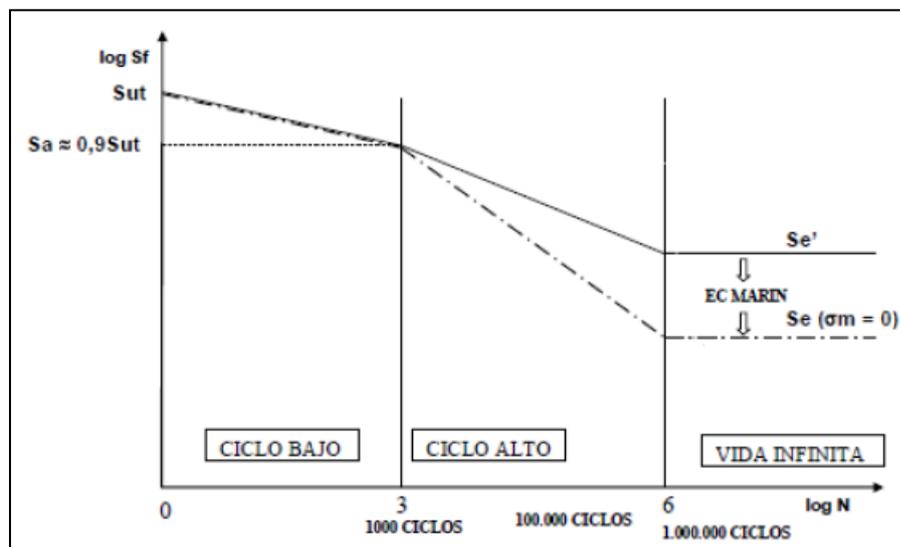


Figura 8. Diagrama S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula.

Experimentalmente se sabe que los factores que modifican el límite de fatiga son los siguientes:

- K_a : factor de acabado superficial.
- K_b : factor de tamaño.
- K_c : factor de confiabilidad.
- K_d : factor de temperatura.
- K_e : factor de concentración de tensiones.
- K_f : factor de efectos diversos



Pasamos a analizar el cálculo de estos coeficientes.

3.3.3.1. Factor de acabado superficial (K_a)

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente expresión:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b se sacan de la tabla 1:

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 1. Coeficientes a y b para la obtención del factor K_a .

3.3.3.2. Factor de tamaño (K_b)

Los diámetros de las probetas normalizadas de los ensayos son de 7.5 y 12.5 mm. Obviamente, los ejes que se quieran estudiar pueden tener valores de diámetros muy diferentes, presentándose la tendencia general que, cuanto mayor es el diámetro, menor es el límite de fatiga.

Para el cálculo de este factor de tamaño se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- En el caso de carga axial, la mayoría de los autores da un valor $K_b = 1$ para cualquier diámetro.
- En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:



$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \quad d \text{ en mm}$$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad 52 \leq d \leq 250 \quad d \text{ en mm}$$

c) Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0.95}$, que se define como el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto. En el caso de una pieza con sección rectangular, tenemos la siguiente expresión para determinar el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076} \cdot h \cdot b} = 0.808\sqrt{h \cdot b}$$

Una vez calculado el diámetro efectivo se podrá calcular el factor de tamaño K_b con las correlaciones antes descritas.

3.3.3.3. Factor de confiabilidad (K_c)

Como ya se ha comentado, es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo. Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la tabla 2.

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 2. Factor de confiabilidad.



3.3.3.4. Factor de temperatura (K_d)

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo.

$$\begin{array}{ll} K_d = 1 & T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C} \\ K_d = 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) & 450 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C} \end{array}$$

3.3.3.5. Factor de concentración de tensiones (K_e)

Un gran número de elementos mecánicos tienen agujeros, ranuras, chavetas u otra clase de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia de que puedan llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil.

Un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, la concentración de tensión alcanza valores muy elevados alrededor de la entalla. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La forma de evaluar el factor K_e es a través de las siguientes expresiones y conceptos que pasamos a definir:

- R_f : factor de reducción de resistencia en caso de fatiga (límite de fatiga de probetas sin discontinuidad/límite de fatiga de probetas con discontinuidad)

- q : factor de sensibilidad a las ranuras (depende del material)

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f}$$

$$q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1}$$

El proceso de obtención del proceso de concentración de tensiones es el siguiente:

a) Cálculo de K_t por configuración geométrica o mediante tablas:

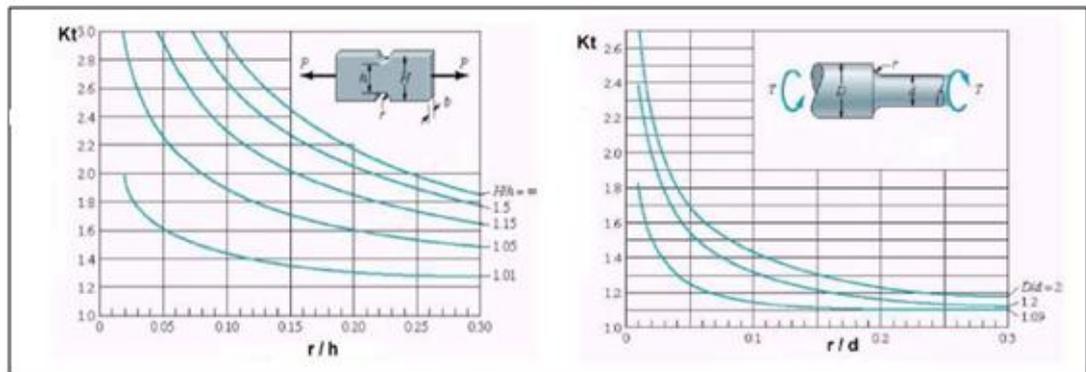


Figura 9. Gráficas para la obtención de K_t en barras sometidas a tracción y torsión, respectivamente.

b) Obtención de q a partir del material de la pieza y con la ayuda de las gráficas de las figuras 10 y 11.

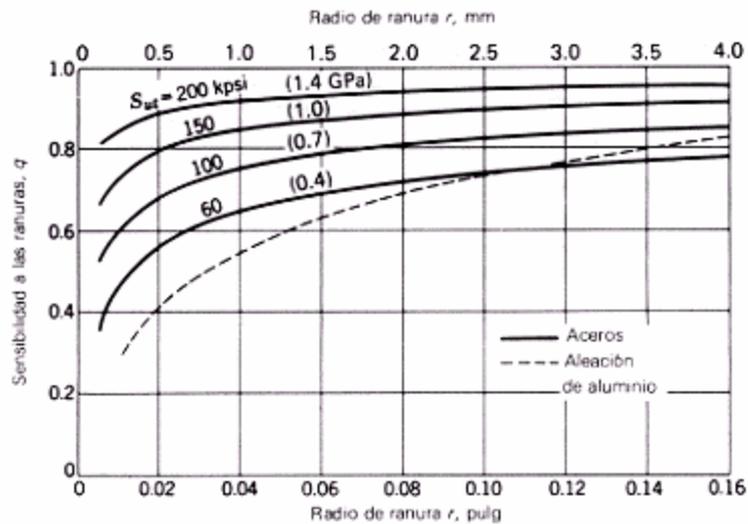


Figura 10. Sensibilidad a las ranuras para cargas para cargas de flexión y axiales alternantes.

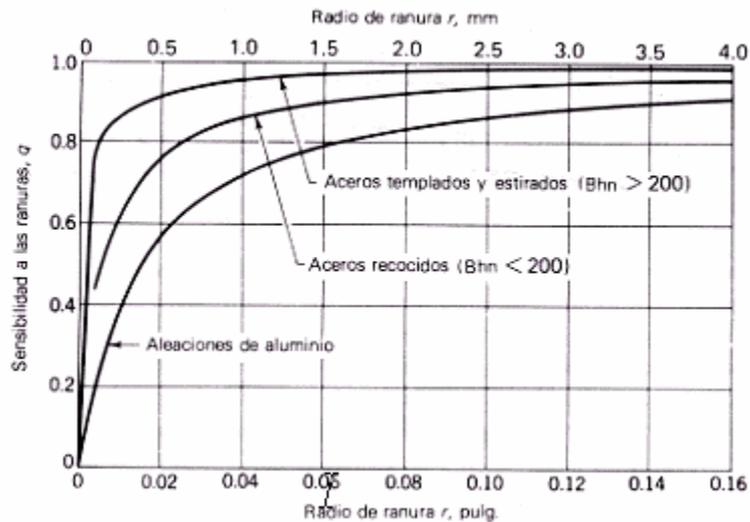


Figura 11. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes.

c) Obtención de R_f (factor de resistencia en casos de fatiga) mediante las expresiones indicadas anteriormente.

d) Obtención de K_e .

3.3.3.6. Factor de efectos diversos (K_f)

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los más importantes.

- Esfuerzos residuales o remanentes

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos.

Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión.

- Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.



- Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo. La distribución de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión es normalmente triangular. En el caso de límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo σ o τ (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

- Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

La fatiga por corrosión se ha convertido en uno de los principales problemas en el diseño de ejes de ferrocarril. Aunque no sólo es en este campo en el que dicho fenómeno toma importancia, sino que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

Debido a esto, desde hace algún tiempo se está estudiando dicho fenómeno en profundidad, así como las consecuencias que acarrea, y concretamente, en el campo ferroviario, donde se ha comprobado que una gran parte de los fallos han sido producidos por el fenómeno de la corrosión. Con el crecimiento que está mostrando la alta velocidad en todo el mundo, se hace necesario controlar todos los parámetros de manera eficaz, ya que el mínimo fallo podría provocar accidentes fatales.

- Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado (recubrimiento con zinc) no afecta.

- Corrosión por apriete (*fretting*)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes... La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su

existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

3.3.4. Esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo $F_{máx}$ la fuerza mayor y F_{min} la fuerza menor, se definen las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) como:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$$

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

- σ_{min} : Tensión mínima.
- $\sigma_{máx}$: Tensión máxima.
- σ_a : Tensión alternante, amplitud de la tensión.
- σ_m : Tensión media.
- σ_r : Intervalo total de tensión.
- σ_s : Tensión estática o estacionaria.

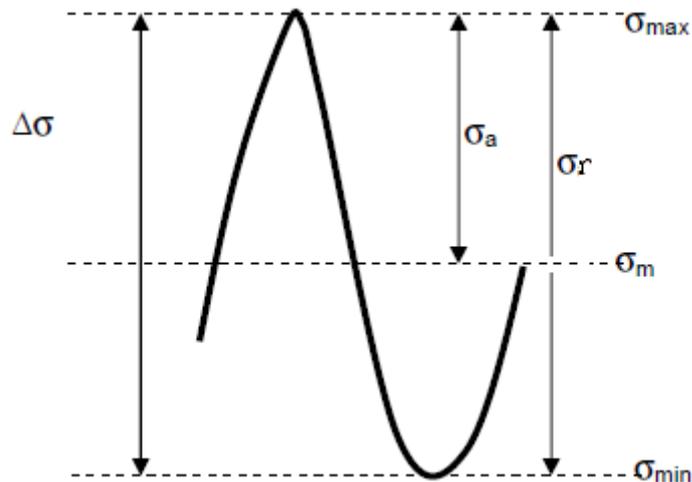


Figura 12. Diagrama de esfuerzo fluctuante sinodal con sus componentes indicados.

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

El problema se tratará buscando una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

3.3.4.1. Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes. En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ($\sigma_m = 0$), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

a) Criterio de Goodman

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. El valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

El criterio de Goodman constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

b) Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$. Para tensiones

medias, la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece como:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

c) Criterio de Gerber

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

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

En el diagrama de la figura 13 podemos apreciar las diferencias entre los distintos criterios:

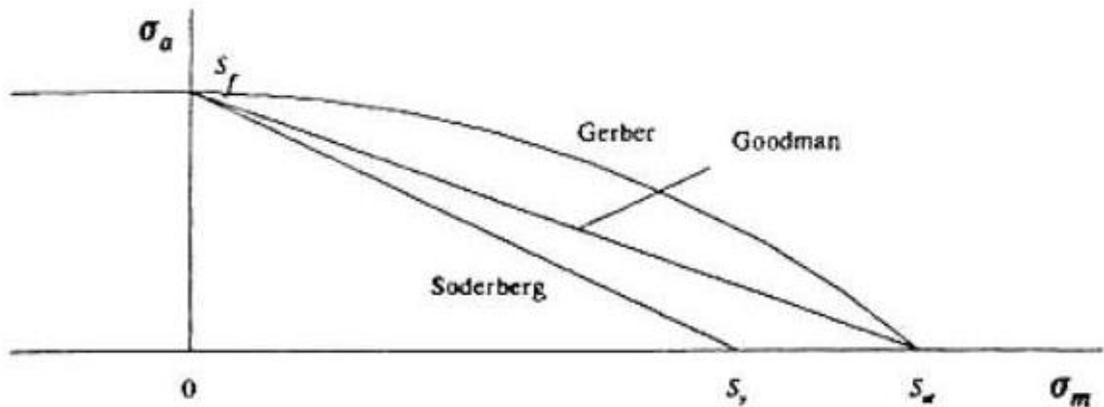


Figura 13. Diagrama de fatiga con los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

Según la figura 13, cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m, σ_a) está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada.

El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

3.3.4.2. Línea de carga

En la mayor parte de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Por ejemplo, en el caso de las tensiones sufridas por el diente de un engranaje. En la zona de engrane, la base del diente está sometida a un esfuerzo de flexión, mientras que en la zona de no engrane, el diente está libre de esfuerzos. Esto implica que el diente está sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero, lo que a su vez quiere decir que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima. En caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentará, pero también lo hará la tensión media, y en este caso, manteniéndose ambas iguales. De esta forma, no es posible un aumento de la tensión alternante sin un aumento igual de la media.

Se llama línea de carga a la representación en un diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema.

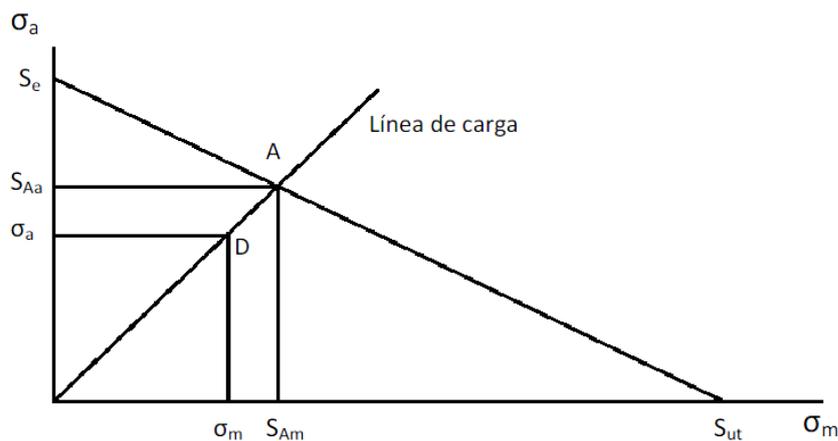


Figura 14. Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita.

El punto A representa la situación de fallo en el caso de vida infinita. Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por que se ha de multiplicar la carga, y por tanto, las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones media y alternante fuesen las correspondientes al punto límite A. al verificar el punto A la ecuación de Goodman tenemos:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

Si la carga externa se multiplica por un factor n para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño (punto D) también se multiplicarán por el mismo factor.



$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Con lo que el factor de seguridad n queda definido de la siguiente manera:

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

El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

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

3.3.5. Factores que afectan a la fatiga

El aumento de la temperatura provoca una reducción en la resistencia al deslizamiento de los bordes de grano y acelera la velocidad de oxidación.

La presencia de un ambiente corrosivo durante la tensión cíclica origina el proceso de fatiga con corrosión, que acelera de forma importante la velocidad de propagación de la grieta por fatiga.

La resistencia a la fatiga se reduce de forma importante con la presencia de factores de intensificación de tensión, como ocurre en los casos en que existen esquinas angulosas, mellas o agujeros.

Las superficies rugosas también originan intensificación de tensiones, por lo que cuanto más liso sea el acabado superficial mayor será la resistencia a la fatiga. Puesto que la mayoría de las fracturas por fatiga se originan en la superficie del metal, las condiciones superficiales afecta a la resistencia a la fatiga del mismo. Así, los tratamientos de endurecimiento superficial aumentan la vida por fatiga del material.

La introducción de tensiones residuales de compresión sobre la superficie del metal aumenta la vida por fatiga, siendo el método más efectivo de aumentar la resistencia total a la fatiga. Esto se consigue deformando plásticamente, de forma selectiva, la superficie exterior del componente.

Entre los aspectos metalúrgicos, por último, destacan los derivados de la conformación en frío de los metales, que produce una alineación de los granos y las inclusiones en la dirección de laminación, por lo que la resistencia a la fatiga resulta ser anisotrópica, siendo menor en la dirección transversal a la de laminación.



3.3.5.1. Influencia del ambiente sobre la fatiga

En general, los aceros inoxidable, las aleaciones de aluminio y algunas otras no férricas presentan una duración considerablemente mayor en el vacío que en el aire, tanto a temperatura ambiente como especialmente a temperaturas elevadas.

Los efectos de la temperatura y de la frecuencia utilizada en los ensayos, observados habitualmente en los efectuados en aire, desaparecen o se reducen de forma drástica cuando se realizan en vacío.

Otros ambientes con baja presión parcial de oxígeno, como el sodio o el helio, incrementan la vida de fatiga de los aceros, en comparación con los resultados en aire.

Los aceros y las aleaciones de aluminio, titanio y magnesio tienen mayor resistencia a la fatiga en aire seco que en aire húmedo.

Los ambientes que inducen fragilización del material, carburación e irradiación, entre otros, disminuyen la resistencia a la fatiga, especialmente en los ensayos de baja frecuencia y temperatura elevada.

Los aceros poseen mayor resistencia a la fatiga en agua pura que en agua contaminada con cloruros.

3.4. INICIO, PROPAGACIÓN Y DETECCIÓN DE GRIETAS

De las observaciones físicas, en el proceso de daño que se produce en el material durante los fenómenos de fatiga, pueden distinguirse tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una de propagación acelerada que conduce al fallo del componente. Los modelos aplicados a la fase de nucleación están basados esencialmente en la teoría de las deformaciones locales, mientras que los aplicados a la fase de propagación lo están en los conceptos de la mecánica de la fractura. Tanto en uno como en otro caso, la gran mayoría de los análisis enfocan el tema desde un punto de vista determinista.

Sin embargo, el crecimiento de grietas en fatiga es sensible a un gran número de parámetros, y éstos rara vez pueden ser determinados de forma precisa. Las incertidumbres en la geometría de la grieta, propiedades del material, dirección de propagación, la geometría del elemento estructural y la historia de cargas influyen de manera decisiva en el fenómeno de crecimiento de grieta. Ello es la causa de que la variabilidad respecto a los valores medios de las respuestas esperadas sea la mayor causa de roturas o fallos imprevistos.



Todo ello sugiere la inclusión de la variabilidad en las cargas y en el modelo desde el principio. Actualmente no existen dudas acerca de la conveniencia de tratar la fatiga como un fenómeno aleatorio, debiendo tratarse la predicción de vida en nucleación y crecimiento de grietas como un problema probabilista.

3.4.1. Inicio de grietas

Como norma general, el inicio y la nucleación de grietas por fatiga tiene lugar en las superficies libres, aunque en algunos materiales el inicio puede ocurrir en el interior.

La nucleación tiene lugar mediante un proceso de deslizamiento de dislocaciones, siendo las superficies libres los lugares más propensos al citado inicio. La ausencia de restricciones en la superficie libre de los granos permite que la estructura de dislocaciones, generada como consecuencia de las cargas cíclicas, se extienda fuera de la superficie libre de los granos y produzca una superficie microscópica irregular. Estas estructuras, formadas por dislocaciones, son conocidas como bandas de deslizamiento (*Persistent Slip Bands*, PSB). Algunas bandas de deslizamiento permanecen o persisten incluso en aquellos casos en que se elimina una fina capa superficial mediante electropulido.

En el caso de fatiga de baja amplitud de deformación, HCF (fatiga a alto número de ciclos), las grietas suelen iniciarse en aquellos lugares en los que las PSB interactúan con superficies libres o con los bordes de grano. Cuando la interfase tiene lugar en superficies libres, las microgrietas se nuclean de forma transgranular, mientras que cuando interactúan los bordes de grano, el proceso es intergranular, con independencia del tamaño de grano.

Debido a ciertos procesos de irreversibilidad, a partir de las PSB se forman extrusiones e intrusiones. Las extrusiones son delgadas cintas de metal, del orden de 10 milímetros de longitud y 1 milímetro de espesor, que sobresalen de la superficie del metal. Las intrusiones son hendiduras de tamaño similar. La formación de extrusiones e intrusiones se produce rápidamente tras la aparición de las PSB y éstas constituyen un paso importante en el inicio de las grietas en la fatiga HCF. Las extrusiones e intrusiones aumentan la tensión en la superficie, por lo que tienden a aparecer grietas en estas zonas. Mediante un pulido superficial se pueden eliminar las extrusiones e intrusiones, prolongando considerablemente el tiempo de utilización del material.

En los casos en los que la fatiga está originada por deformaciones de gran amplitud, LCF (fatiga a bajo número de ciclos), la deformación tiende a ser homogénea, de manera distinta a la HFC. Aunque en el caso de LCF también se observan algunas extrusiones, no son lo suficientemente severas como para originar un agrietamiento transgranular, por lo que la rotura se produce, en la mayoría de los casos de LCF, de forma intergranular.



3.4.2. Propagación de grietas

Broek sugirió que la mayoría de las grietas resultan del modo I de carga. El autor complementa que los otros dos modos no ocurren individualmente, pero pueden ocurrir en combinación con el modo I, es decir, I – II, I – III o I – II – III. A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo, es decir, en el mencionado modo I. Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material.

Existen dos utilidades diferentes de las teorías de propagación de grietas: las leyes de predicción y las teorías de predicción basadas en un modelo de propagación. Entre las leyes de predicción, la más conocida y utilizada habitualmente es la de Paris-Erdogan, según la cual la tasa de propagación por ciclo, $\frac{da}{dN}$ viene dada por la siguiente ecuación:

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

Siendo a el tamaño de la fisura, N el número de ciclos, C y m constantes del material y ΔK la diferencia entre K_{\max} y K_{\min} , que son los valores máximos y mínimo respectivamente del factor de intensidad de tensiones durante un ciclo de tensión y dependen de la geometría de la probeta y la longitud de grieta.

La ley de Paris, representa una variación lineal entre el $\log \frac{da}{dN}$ y $\log \Delta K$, que se corresponde con el crecimiento estable de la grieta solamente en una parte de la curva total de resistencia al crecimiento del material, para el rango intermedio de valores de ΔK . Para valores extremos de ΔK , tanto por encima de ese rango intermedio como por debajo, la velocidad de crecimiento aumenta rápidamente con el valor de ΔK .

Para la mayoría de los materiales, la variación de $\frac{da}{dN}$ frente a ΔK exhibe un comportamiento como el que se representa en la ilustración siguiente en escala logarítmica. En la propia figura pueden identificarse tres zonas o regímenes distintos de crecimiento: la región I o régimen próximo al umbral, la región II o intermedia y la región III de rápida propagación de la grieta:

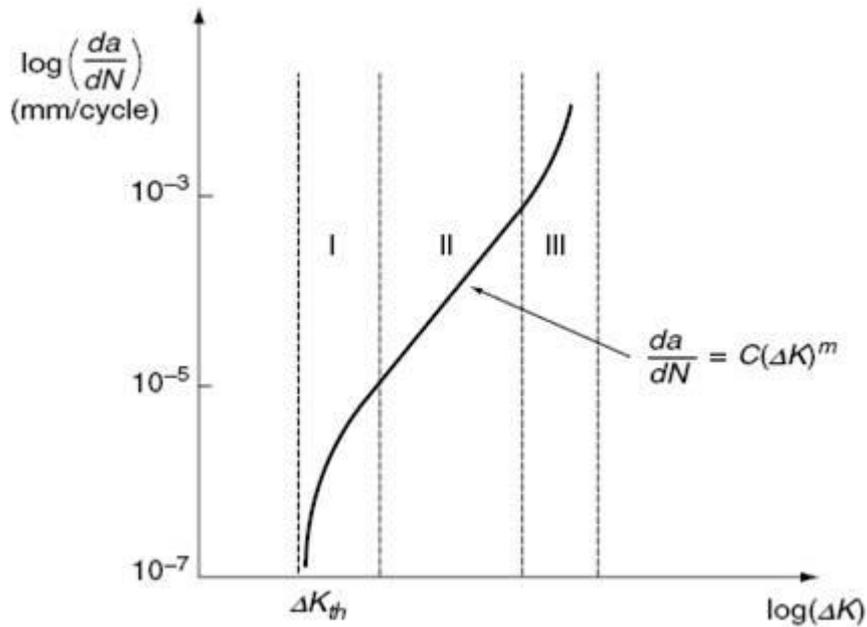


Figura 15. Regiones de crecimiento de grieta.

La propagación de grieta en la región I está relacionada principalmente con procesos de fractura no continuos, donde el incremento de longitud de grieta en un ciclo es inferior a 10^{-6} mm/ciclo. La velocidad de crecimiento aumenta muy rápidamente con ΔK desde valores muy bajos, asociados con la existencia de un rango de factor de intensidad de tensiones umbral ΔK_{th} por debajo del cual la grieta no crece o la velocidad de crecimiento es indetectable.

En la región II la variación es esencialmente lineal y corresponde a la zona que puede ser ajustada bastante bien por la ley de Paris. Dicha expresión, sin embargo, no tiene en cuenta el efecto de la tensión media, ni el comportamiento asintótico de las curvas para los valores extremos de ΔK . En consecuencia dicha ley se ajusta bastante bien sólo en la zona de ΔK medios, mostrando ciertas desviaciones en los extremos de la curva.

En la región III correspondiente a altos valores de ΔK la velocidad de crecimiento aumenta rápidamente causando la fractura total del componente. Esta se produce cuando el valor máximo del factor de intensidad de tensiones (K_{max}) alcanza un cierto valor crítico K_{IC} . En deformación plana dicho valor crítico K_C , denominado tenacidad a fractura, es una característica del material y representa el máximo factor de intensidad de tensiones que una grieta puede soportar bajo carga estática antes de propagarse inestablemente.

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura, la propagación se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades.



Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en la región III apenas cuenta en la vida de la pieza.

3.4.3. Factores que influyen en la velocidad del crecimiento de las grietas

El fenómeno de cierre de grieta es usado frecuentemente para explicar el efecto de la relación de tensiones sobre la velocidad de crecimiento, así como, el efecto de factores medioambientales en el valor del umbral ΔK . Por otra parte el concepto de cierre de grieta permitió explicar el efecto de la secuencia de cargas sobre el crecimiento de grietas que ya fue puesto de manifiesto en la década de los 60.

El descubrimiento del cierre de grieta por Elber estableció por primera vez que la velocidad de crecimiento está influida, no solamente por las condiciones delante del frente de la grieta, sino también por la naturaleza del contacto entre las superficies de ésta. Puesto que las condiciones en la zona próxima a las superficies de la grieta, depende de factores tales como la historia de carga, longitud de la grieta y estado de tensiones, el trabajo de Elber permitió explicar la dependencia de la velocidad de crecimiento con la historia anterior de carga.

A continuación se describen algunos de los factores que afectan a la velocidad del crecimiento de grietas.

3.4.3.1. Sobrecarga

Está bien documentado que la aplicación de carga cíclica puede conllevar al proceso de fatiga. Sin embargo, un cambio en la intensidad de la carga invariablemente resulta en efectos transitorios que afectan el crecimiento de la grieta de fatiga y, por consiguiente, en la vida a fatiga de los componentes. Por ese motivo, el estudio de la cuantificación de esos efectos ha sido realizado durante más de treinta años por Sadananda y otros. El caso más simple de efecto transitorio conocido es la sobreposición de sobrecargas durante cargas de amplitud constante, trabajo realizado por Hammouda en 2004.

La intensidad de sobrecargas aplicadas es dada en forma de porcentaje y se define mediante la siguiente ecuación, en función del factor de intensidad de tensiones en la punta de la grieta:

$$SOBRECARGA(\%) = \frac{K_{\max(SOBRECARGA)} - K_{\max}}{K_{\max}} \cdot 100$$

Para evaluar el efecto de la interacción de cargas, los ensayos de fatiga son realizados con K constante y con carga constante. La caracterización de los efectos de interacción de cargas es realizada a través del estudio de la evolución del largo de la



grieta en función del número de ciclos, N , y de la velocidad de propagación de la grieta $\frac{da}{dN}$ en función del tamaño de la grieta, a .

En función de la amplitud de la sobrecarga, del tipo de carga y de la carga aplicada con relación al límite de fluencia, podemos observar dos situaciones.

Inicialmente puede haber un aumento de la velocidad de propagación de la grieta hasta que la carga alcance su valor máximo y otra desaceleración en la velocidad de propagación debido a la formación de tensiones residuales compresivas provocadas por la plasticidad de la punta de la grieta (zona plástica) después de la aplicación de la sobrecarga, resultando en un aumento del número de ciclos hasta la fractura del material. Sadananda y otros mencionan que los factores que influyen en la plasticidad de la punta de la grieta como temperatura, geometría y propiedades del material, entre otros, tienen efecto directo o indirecto en los efectos de la sobrecarga.

Se han desarrollado varios modelos de interacción de carga basados en la idea del cierre de la grieta propuesto por Elber. Los modelos más representativos son aquellos propuestos por Wheeler y Willenborg. En ambos modelos, la extensión del retardo ocurre mientras la grieta acompañada con su zona plástica permanece dentro de la zona plástica formada por la sobrecarga. La diferencia entre los dos es que el primero explica el retardo por la reducción directa de la velocidad de propagación de la grieta, $\frac{da}{dN}$, mientras el modelo de Willenborg propone que el retardo es consecuencia de la reducción del factor de intensidad de tensiones efectivo, por las tensiones residuales compresivas. Se observa que la velocidad de crecimiento de la grieta alcanza un valor mínimo cuando la grieta alcanza una longitud igual a la extensión de la zona plástica primaria (formada por la sobrecarga), creciendo después de sobrepasar esa extensión.

El factor de intensidad de tensiones efectivo es relacionado con la tensión residual producida por la sobrecarga. Geary propuso que la tensión residual reduce el factor de intensidad de tensión efectivo, causando el retardo en la velocidad de crecimiento de la grieta por fatiga, subsiguiente a la sobrecarga. El autor también menciona que el efecto de la tensión residual en la punta de la grieta es acentuado con el aumento de la magnitud de la sobrecarga.

Eventualmente, el retardo de la propagación de la grieta puede manifestarse de otras formas. Godefroid, en su trabajo en aleaciones de aluminio-litio, discute las posibilidades existentes del retardo. Para pequeñas sobrecargas, hay inexistencia de retardo, al no presentar influencias detectables en la propagación de la grieta.

El retardo simple consiste en la disminución instantánea de la velocidad de propagación de la grieta después de la sobrecarga, mientras que la pérdida del retardo



consiste en la retardación seguida por una aceleración de la grieta. Hay la posibilidad también de una parada completa de la grieta.

En el mismo trabajo, el autor discute ampliamente la influencia de variables como tamaño de la zona plástica, microestructura y su geometría, condiciones ambientales y temperatura, además de variables de carga en la fatiga, como el efecto de la razón de tensión, R , en los fenómenos de sobrecargas.

De acuerdo con el autor, el aumento de R provoca una disminución del retardo. En ese sentido, Godefroid menciona que el aumento del valor de la razón de tensión aumenta levemente el valor de la tensión de cierre de la grieta, en una velocidad menor que la variación de R . Sin embargo, para un cierto valor de R , la tensión mínima aplicada se vuelve mayor que la tensión de cierre de la grieta, tornándolo inexistente a partir de ese momento.

Un aspecto interesante a ser abordado es el aumento del retardo con el número de sobrecargas. En ese caso, el retardo será máximo en una carga con varias sobrecargas, cuando la separación entre ellas sea tal que la velocidad de crecimiento de la grieta alcance un valor mínimo debido a las sobrecargas precedentes. Así, se puede decir que la distancia entre ellas influye en el retardo de la propagación de la grieta.

Varios mecanismos han sido propuestos para la explicación del retardo en el crecimiento de la grieta mediante interacción de cargas, incluyendo modelos basados en tensiones residuales, endurecimiento por deformación, cierre de la grieta inducida por la plasticidad y redondeo de la punta de la grieta, entre otros, siendo descritos por varios autores que mencionan que los mecanismos responsables por la retardación del crecimiento de la grieta no son completamente comprendidos.

Podemos encontrar en la literatura algunas divergencias sobre la aceptación de esos modelos en la explicación del retardo en el crecimiento de la grieta. Mc Evely e Ishihara constataron una afirmación de años atrás que el cierre de la grieta, después de la sobrecarga, no tendría importancia en el mecanismo de retardación de la grieta. Vusudevan constató la influencia de la plasticidad en el mecanismo de cierre de la grieta, alegando que no es posible justificar el retraso del crecimiento de la misma. Bernard y otros estudiaron el efecto de la aplicación de sobrecargas en aceros de baja aleación de recipientes a presión y verificaron que el aumento del nivel de sobrecargas provocó un mayor retardo en la propagación de la grieta por fatiga debido a la formación de tensiones residuales compresivas en la punta de la misma. Castro estudió el comportamiento a fatiga en uniones soldadas del acero estructural BS 4360 G50D mediante aplicación de sobrecargas tractivas del 100% de la carga máxima aplicada para razón de tensión de 0,1. Además se evaluó la influencia de tratamientos térmicos de alivio de tensiones después de la sobrecarga en el retardo en la velocidad

de crecimiento de la grieta. Los resultados revelaron que las sobrecargas provocaron el retardo en la velocidad de crecimiento de la grieta, además del mayor aumento en la vida a fatiga en las uniones soldadas, debido a las tensiones residuales compresivas oriundas del proceso de soldadura. Fue observado que el tratamiento térmico promovió la eliminación de la retardación de la grieta por fatiga.

Godefroid estudió también el comportamiento de propagación de las grietas de fatiga en diferentes historias de carga en la aleación de aluminio-litio Al-8090-T351 mediante aplicación de sobrecargas para diferentes valores de razón de tensión entre 0,1 y 0,7. Inicialmente, los resultados revelaron, bajo amplitud constante, que el aumento en el valor de R provocó el aumento en la velocidad de propagación de la grietas por fatiga debido a la disminución del fenómeno de cierre de la grieta. Posteriormente, la aplicación de sobrecargas simples de tracción resultó en el retardo en la propagación de la grieta, sin embargo, para los mayores valores de sobrecargas, la retardación fue mayor. Para dos sobrecargas, se constató que existe una distancia mínima entre las sobrecargas responsables donde se dará el máximo de retardación (la suma de los efectos de tensiones compresivas residuales y cierre de la grieta es máxima). También se verificó que la aplicación de una sobrecarga de compresión después una sobrecarga de tracción redujo el número de ciclos de retardación, en función de la disminución del fenómeno de cierre de la grieta.

3.4.3.2. Efecto de la razón de tensiones, R

Es bien sabido que la velocidad de crecimiento de las grietas de fatiga varía con la razón de tensión, R . Su efecto es observado en muchos tipos de aceros incluyendo los de bajos contenido de carbono, ferríticos-perlíticos y de alta resistencia, entre otros. En la figura 16 podemos observar el efecto de la razón de tensión en la velocidad de propagación de las grietas de fatiga.

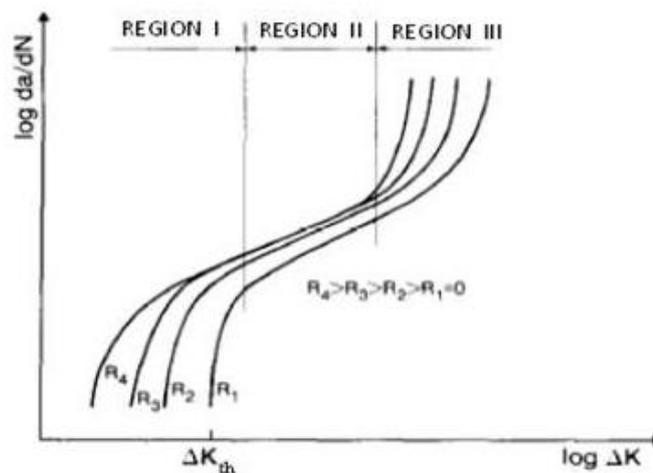


Figura 16. Efecto de la razón de tensiones en la velocidad de crecimiento de la grieta por fatiga.



La influencia de la razón de tensión en el crecimiento de la grieta de fatiga se observa claramente en la figura 16, pues el aumento de la razón de tensión es responsable por el aumento en la velocidad de propagación de la grieta en las tres regiones de la curva. Sin embargo, ese efecto es más pronunciado en las regiones I y III.

El efecto de la razón de tensión en la velocidad de crecimiento de la grieta se ha explicado mediante conceptos como la tensión compresiva residual y los efectos del medio ambiente. Sin embargo, después de los primeros descubrimientos de Elber, la mayoría de las investigaciones relacionadas al efecto de la razón de tensiones se basan en el concepto del cierre de grieta. El fenómeno de cierre de la grieta es importante en bajos valores de K , ya que para valores elevados de R , el cierre de la grieta pasa a ser inexistente debido a los motivos explicados anteriormente.

3.4.3.3. Otros factores

Bajo amplitud de carga constante, otros factores además de la razón de tensión, influyen en la propagación de la grieta por fatiga. Los más importantes son frecuencia, medio ambiente (ambientes agresivos) y espesor.

Bastian propuso que factores como tensión media y agentes corrosivos tienen efecto marcados en la tasa de crecimiento de la grieta. Sin embargo, la frecuencia no tiene gran influencia en la velocidad de propagación al aire, en diferencia a lo observado en ambientes corrosivos. Branco y otros mencionan que la influencia de la frecuencia está relacionada con el medio ambiente, pero en ciertos materiales como aceros de construcción, la velocidad de crecimiento es influenciada por la frecuencia, independientemente del efecto del medio ambiente.

De forma general, cuanto menor sea la frecuencia de carga aplicada, mayor será la tasa de crecimiento de la grieta de fatiga, puesto que en las frecuencias más bajas el tiempo disponible para el ataque de medio agresivo es mayor.

En cuanto a la presencia de ambientes agresivos, tenemos varios estudios. Bastian, Caminha y Moraes presentaron en 1989 el estudio de la propagación de la grieta por fatiga en un acero 12Ni-5Cr-3Mo en solución 3% de cloruro de sodio (NaCl) ensayado con frecuencias de carga entre 0,1 – 10Hz.

Los resultados mostraron el aumento en la velocidad de propagación de las grietas por fatiga en presencia de la solución de NaCl, siendo más pronunciado para la frecuencia de 0,1Hz. Para la frecuencia de 10Hz, la tasa de propagación se aproximó a la del aire.

Nótese también que la frecuencia no influyó la velocidad de propagación de la grieta al aire (la velocidad es la misma para las frecuencias entre 0,1 y 10Hz). El autor



menciona que ése comportamiento también es observado en otros aceros, aleaciones de aluminio y titanio.

Con relación a la espesor, Park y Lee mencionan que los resultados sobre su influencia en la tasa de crecimiento de la grieta de fatiga son contradictorios, ya que trabajos anteriores revelaron velocidades de crecimiento acelerada o reducida en función del espesor, o ningún efecto. En ese sentido, los autores investigaron el efecto del espesor en la velocidad de propagación de la grieta de fatiga con carga de amplitud constante en probetas C(T) de acero inoxidable tipo 304. Los resultados mostraron que la velocidad de crecimiento fue mayor para las probetas de mayor espesor. Resultado semejante fue encontrado por Radon y Woodtli en un acero baja aleación BS4360-50D.

3.4.4. Métodos de detección de grietas

Los métodos de detección de grietas producidas por fatiga se enmarcan dentro de los llamados ensayos no destructivos (END). Los END son pruebas realizadas al material que no alteran de forma permanente sus propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales. Los END implican un daño imperceptible o nulo. Los diferentes métodos de ensayos no destructivos se basan en la aplicación de fenómenos físicos tales como ondas electromagnéticas, acústicas, elásticas, emisión de partículas subatómicas, capilaridad, absorción y cualquier tipo de prueba que no implique un daño considerable a la muestra examinada. Existen una gran cantidad de ensayos no destructivos con diferentes ventajas e inconvenientes.

3.4.4.1. Inspección visual

La inspección visual es el método más básico de ensayo no destructivo. Consiste en una mera inspección del elemento, a veces mediante la utilización de gafas de aumento, calibres especiales, linternas, etcétera. Es adecuada para todos los materiales y Permite observar salpicaduras, existencia de cenizas, distorsiones por excesivo calentamiento, grietas, etcétera. Sólo sirve para detectar discontinuidades superficiales, por lo que no es útil para detectar el inicio de las grietas.

3.4.4.2. Líquidos penetrantes

La inspección por líquidos penetrantes es también un sistema de detección de discontinuidades superficiales. La superficie es recubierta por una solución coloreada o fluorescente. El exceso de solución se elimina de la superficie, y se aplica un revelador, una sustancia que actúa como secante destacando fácilmente las imperfecciones superficiales, ya sea por la aparición de vivos colores o después de aplicar luz ultravioleta. Es válido para todo tipo de materiales (metales, cerámicos, vidrios, polímeros) pero como ya se ha señalado es sólo útil para la detección de grietas superficiales.

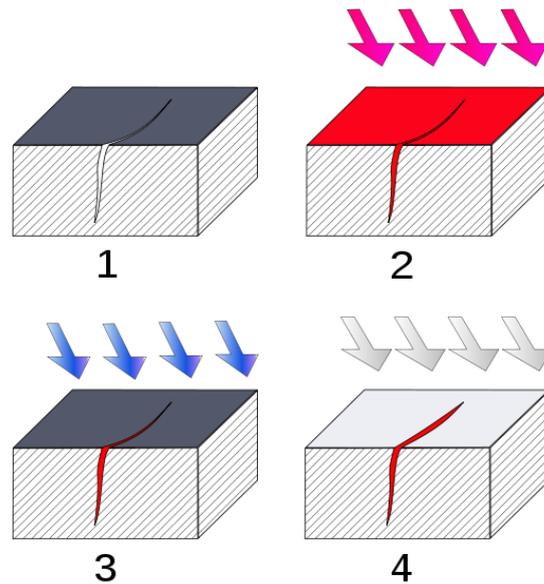


Figura 17: Inspección por líquidos penetrantes. (1) Material agrietado. (2) Aplicación del líquido. (3) Eliminación del exceso de líquido. (4) Aplicación del revelador.

3.4.4.3. Partículas magnéticas

El principio de este método consiste en que cuando se induce un campo magnético en un material ferromagnético, se forman distorsiones en este campo si el material presenta una zona en la que existen discontinuidades perpendiculares a las líneas del campo magnetizables, por lo que éstas se deforman o se producen polos. Estas distorsiones o polos atraen a las partículas magnetizables que son aplicadas en forma de polvo o suspensión en la superficie a examinar y por acumulación producen las indicaciones que se observan visualmente de forma directa o empleando luz ultravioleta. Sin embargo los defectos que son paralelos a las líneas del campo magnético no se aprecian, puesto que apenas distorsionan las líneas del campo magnético.

Este método es utilizado para la detección de defectos superficiales y subsuperficiales. Es un método sólo válido para materiales ferromagnéticos y se utiliza cuando se requiere una inspección más rápida que la que se logra empleando líquidos penetrantes.

3.4.4.4. Ultrasonidos

La inspección por ultrasonido se basa en la impedancia acústica, la que se manifiesta como el producto de la velocidad máxima de propagación del sonido y la densidad del material. Cuando se inventó este procedimiento, se medía la disminución de intensidad de energía acústica cuando se hacían viajar ondas supersónicas en un material, requiriéndose el empleo de un emisor y un receptor. Actualmente se utiliza

un único aparato que funciona como emisor y receptor, basándose en la propiedad característica del sonido de reflejarse al alcanzar una interfase acústica.

Los equipos de ultrasonido que se utilizan actualmente permiten detectar discontinuidades superficiales, subsuperficiales e internas, dependiendo del tipo de palpador utilizado y de las frecuencias que se seleccionen dentro de un rango que va desde 0.25 hasta 25 MHz. Las ondas ultrasónicas son generadas por un cristal o un cerámico piezoeléctrico denominado transductor y que tiene la propiedad de transformar la energía eléctrica en energía mecánica y viceversa. Al ser excitado eléctricamente el transductor vibra a altas frecuencias generando ultrasonido. Las vibraciones generadas son recibidas por el material que se va a inspeccionar, y durante el trayecto la intensidad de la energía sónica se atenúa exponencialmente con la distancia del recorrido. Al alcanzar la frontera del material, el haz sónico es reflejado, y se recibe el eco por otro (o el mismo) transductor. Su señal es filtrada e incrementada para ser enviada a un osciloscopio de rayos catódicos.



Figura 18. Equipo portátil de inspección por ultrasonidos.

3.4.4.5. Radiografías

Las radiografías son imágenes registradas en una placa o película fotográfica, o de forma digital en una base de datos. La imagen se obtiene al exponer al receptor de imagen radiográfica a una fuente de radiación de alta energía, comúnmente rayos X o radiación gamma procedente de isótopos radiactivos. Al interponer un objeto entre la fuente de radiación y el receptor, las partes más densas aparecen con diferentes tonos dentro de una escala de grises, en función inversa a la densidad del objeto. Por ejemplo, si la radiación incide directamente sobre el receptor, se registra un tono negro.

Las radiografías se usan para ensayar una variedad de productos, tales como objetos de fundición, objetos forjados y soldaduras. Son también muy usadas en la



industria aeroespacial para la detección de grietas en las estructuras de los aviones, la detección de agua en las estructuras tipo panal y detección de objetos extraños. Los objetos a ensayar se exponen a rayos X o gamma y se procesa un film o se visualiza digitalmente.

Son capaces de detectar discontinuidades internas y subsuperficiales y además un registro visual permanente del objeto ensayado o un registro digital con la subsiguiente visualización en un monitor de computadora. Como inconvenientes tiene la necesidad de tomar precauciones debido a la radiación, el hecho de que las discontinuidades que no son paralelas con el haz de radiación son difíciles de localizar, su coste elevado y su poca eficacia para detectar discontinuidades superficiales.

3.4.4.6. Corrientes de Eddy

Las pruebas con corrientes de Eddy se basan en la interacción entre el material y un campo electromagnético. Una corriente alterna fluyendo a través de una bobina conductora produce un campo electromagnético. Si cerca o dentro de la bobina se coloca un material conductor el campo de la bobina inducirá corrientes de Eddy y campos electromagnéticos adicionales en la muestra, corrientes que a su vez interactuarán con el campo original de la bobina. Midiendo el efecto de la muestra sobre la bobina, se podrán detectar cambios en conductividad eléctrica o en permeabilidad magnética de la muestra, generados por diferencias en composición, microestructura y propiedades. Dado que las discontinuidades de la muestra alterarán los campos electromagnéticos, es posible detectar defectos potencialmente dañinos. Mediante esta prueba incluso pudieran detectarse cambios en las dimensiones o en el espesor de los recubrimientos de una muestra.

Este ensayo no destructivo tiene como ventaja su rapidez y es capaz de detectar discontinuidades internas y subsuperficiales.

3.4.4.7. Emisión acústica

La inspección por emisión acústica se asocia con muchos fenómenos microscópicos, como el crecimiento de una grieta o transformaciones de fase, y aparece mediante una liberación de energía de esfuerzo en forma de ondas de esfuerzo elásticas de alta frecuencia. En la prueba por emisión acústica, se aplica un esfuerzo inferior al esfuerzo de cedencia nominal del material. Debido a concentraciones de esfuerzo en el extremo de alguna grieta ya existente, ésta puede ampliarse, liberando la energía de esfuerzo que rodea el extremo de la grieta. La onda de esfuerzo elástico asociado con el movimiento de la grieta puede ser detectada por un sensor piezoeléctrico, y posteriormente amplificada y analizada. Mediante esta técnica se pueden detectar microgrietas. Utilizando varios sensores simultáneos, es posible también determinar la ubicación de la grieta.



Es posible utilizar la prueba de emisión acústica para todos los materiales, Se utiliza para detectar microgrietas en componentes de aluminio de aeronaves, aún antes que éstas sean lo suficientemente grandes para poner en peligro la seguridad de la aeronave. Se pueden detectar grietas en polímeros y cerámicos. La prueba detectará la ruptura de las fibras en materiales compuestos reforzados con fibras, así como la falta de unión entre fibras y matriz.

3.4.4.8. Termografías

Generalmente las imperfecciones en un material alteran la velocidad de flujo térmico a su alrededor, generando gradientes de alta temperatura, es decir puntos calientes. En la termografía se aplica a la superficie de un material un recubrimiento sensible a la temperatura. A continuación el material es calentado uniformemente y luego enfriado. La temperatura es más elevada cerca de una imperfección que en otros sitios; por tanto, el color del recubrimiento en este punto será distinto y fácilmente detectado. Se puede utilizar una gran diversidad de recubrimientos. Comúnmente se usan pinturas y papeles sensibles al calor; compuestos orgánicos o fósforos que producen luz visible al ser excitados por radiaciones infrarrojas; y materiales orgánicos cristalinos, conocidos como cristales líquidos.

Un uso importante de la termografía es la detección de uniones pobres o delaminación de monocapas o cintas individuales, que forman muchas estructuras de materiales compuestos reforzados con fibras, particularmente en la industria aeroespacial.

3.4.4.9. Análisis vibracional

El control de vibración es un método de ensayo no destructivo para la supervisión de máquinas. Se utiliza para detectar fallas tempranas de componentes de máquinas. El análisis vibracional es uno de los métodos más importantes en la evaluación de condición de los equipos rotativos y alternativos. Consiste en ubicar los sensores en los cojinetes y medir la vibración mecánica que luego es transformada en frecuencias características usando el algoritmo de Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Este ensayo no destructivo Se aplica en la evaluación de: bombas, compresores, motores eléctricos, turbinas a vapor, turbinas a gas, y todo equipo que esté girando un rotor o eje rotante.

3.5. DAÑO ACUMULATIVO

El problema de daño a fatiga está asociado a la acumulación de daño en la estructura del material, y dado que muchas sollicitaciones reales no son tan exactas como para responder a los patrones que se han comentado hasta ahora, es necesario

establecer un patrón de análisis que permita evaluar el proceso de daño ante la presencia de sollicitaciones como la de la figura 19.

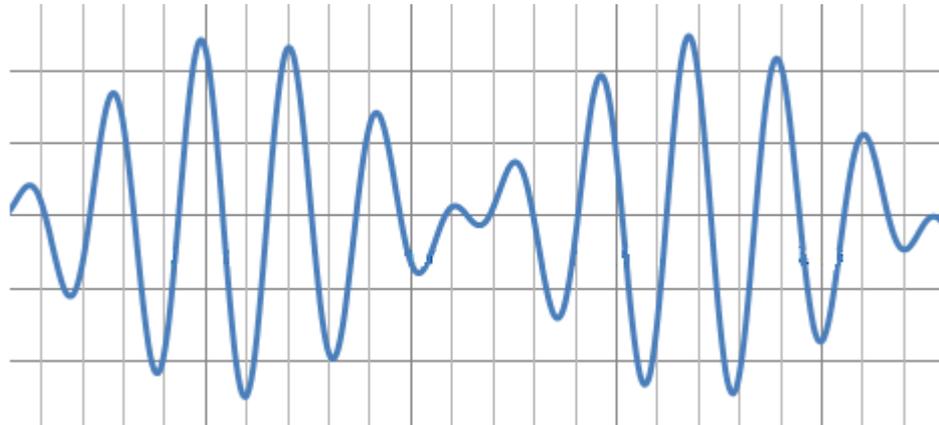


Figura 19. Ciclo de tensiones de amplitud variable.

Existen distintos modelos propuestos para predecir la vida a fatiga de los componentes que se hallan en servicio sometidos a sollicitaciones de amplitud variable. Entre los distintos modelos el más simple es la ley de acumulación de daño lineal de Palmgren y Miner. Sin embargo, este modelo presenta el serio inconveniente de que, al no tener en cuenta el efecto ejercido por el orden de aplicación de los ciclos puede conducir a errores importantes en la valoración de la vida en servicio de un equipo.

En un intento de superar estas limitaciones se han desarrollado otros métodos, que sí tienen en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos sobre el daño acumulado. Estos métodos se analizan a continuación, comentando las mejoras que introducen con respecto a la tradicional ley de Palmgren-Miner.

3.5.1. Modelos de acumulación de daños de fatiga

En este apartado se analizan estos modelos centrándose fundamentalmente en aquellos que parecen ofrecer una mayor precisión en sus predicciones o han alcanzado un mayor grado de utilización.

3.5.1.1. Modelos de acumulación lineal de daño

El modelo más utilizado en la predicción del daño acumulado es el propuesto por Palmgren y Miner. Su popularidad se debe en gran medida a la sencillez de cálculo. Este modelo se basa en dos supuestos:

a) La aplicación de n_i ciclos consume una fracción de vida igual al cociente n_i/N_i . Donde N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$di = \frac{n_i}{N_i}$$



b) El fallo del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \geq 1$$

Sin embargo, este modelo presenta el inconveniente de que al no tener en cuenta el efecto ejercido por la secuencia de aplicación de los ciclos, puede conducir a predicciones erróneas. La facilidad de aplicación representa su mayor atractivo, pero ante este riesgo de cometer errores en la predicción de vida a fatiga de componentes parece oportuno introducir alguna modificación que permita alcanzar una mayor precisión.

En este sentido se han propuesto diferentes métodos que tienen en común el no cuestionar la acumulación lineal de daño, aunque intentan introducir el efecto ejercido sobre la vida a fatiga por la secuencia de aplicación de las cargas de diversas formas. Es interesante destacar por ejemplo, que se ha establecido un valor de la suma de las fracciones de vida distinto de la unidad, que el efecto de daño de fatiga se considere como el provocado por una entalla que se hubiera introducido en el material o que, dado que los ciclos de mayor amplitud generan unas tensiones residuales en el fondo de la grieta, afectando a su posterior progresión bajo los ciclos menores, el número de ciclos a rotura a utilizar en el cálculo no sea el obtenido en ensayos de amplitud constante sino en los efectuados sobre probetas a las que se ha aplicado una precarga de un nivel igual a la tensión máxima de la secuencia real de ciclos, de forma que induzca una tensión residual similar.

3.5.1.2. Modelos de acumulación no lineal de daño

Es evidente que cualquier modelo que proponga una acumulación no lineal del daño conducirá a una ley que venga expresada por una curva en lugar de por la recta característica de una acumulación lineal.

De todas las formulaciones de la curva de daño, muy probablemente, la que ha recibido mayor aceptación ha sido la realizada por Manson y Halford en 1981. El concepto de la curva de daño establece que la acumulación de éste se produce siguiendo la curva asociada con el nivel de vida (o de tensión aplicada) correspondiente.

Esto supone, si nos fijamos en la figura 20, que si el primer bloque de ciclos de amplitud constante incrementa el daño desde cero hasta el nivel correspondiente al punto A, cualquier daño que se produzca en otras condiciones de tensión deberá partir desde este mismo nivel (punto B) y seguir la curva obtenida para la nueva tensión.

Si se varía de nuevo el nivel de tensión de los ciclos de fatiga, el proceso prosigue de una forma similar hasta el momento en que se produce la rotura (nivel de daño 1).

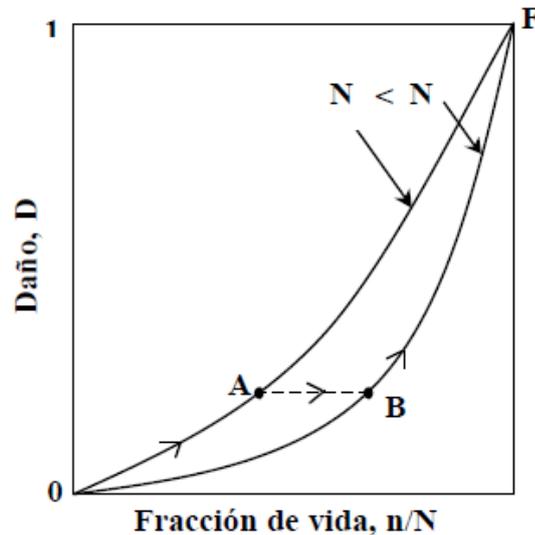


Figura 20. Curvas de daño correspondientes a dos niveles de tensión aplicada.

La figura 20 muestra de forma esquemática el proceso de acumulación del daño de fatiga, en ella se observa claramente el efecto ejercido por el orden de aplicación de ciclos.

Si el primer bloque de ciclos se aplica a un nivel de tensión elevado, se llega hasta el punto A, y si en ese punto se reduce el nivel de la tensión, se pasa del punto A al punto B para seguir en esta nueva curva hasta la rotura. En este caso, la suma de las relaciones entre el número de ciclos aplicados y aquellos que conducen a la rotura en fatiga de amplitud constante, omite el tramo AB, y será por tanto, inferior a la unidad.

Sin embargo, en el caso de que la aplicación de los ciclos se produzca en el orden inverso, este tramo AB se incluirá dos veces, por lo que la suma total de las fracciones de vida será mayor que uno.

La aplicación por parte de Manson y Halford de la curva de daño propuesta a la predicción de vida a fatiga de amplitud variable de materiales tan diferentes como un acero maraging 300 CVM, un acero de baja aleación AISI 4130, una aleación Ti-6Al-4V o una aleación de aluminio, conduce a unos resultados altamente satisfactorios, hallándose en la gran mayoría de los casos muy próximos los valores previstos y los resultados experimentales.



CAPÍTULO 4

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA



4.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El objetivo del presente proyecto es el análisis de un eje ferroviario de un tren de mercancías mediante la utilización del software Pro/ENGINEER, que ofrece una amplia variedad de aplicaciones tanto de diseño como de parametrización de condiciones y, finalmente, de cálculo de casos de cargas.

Concretamente vamos a centrarnos en el estudio de dicho eje teniendo en cuenta los efectos de las diversas cargas sobre fenómeno de la fatiga, que hemos documentado en apartados anteriores, y en el análisis del desarrollo de grietas surgidas en el eje cuando este está sometido a los mencionados fenómenos de fatiga, fijándonos de manera especial en las grietas surgidas en las secciones críticas del eje.

Realizaremos por tanto el estudio de un eje simple, teniendo en cuenta las siguientes simplificaciones:

- a) El eje no estará sometido a momentos torsores, debido a que no es eje tractor y por tanto no dispone de coronas de transmisión. Tampoco se estudiará la dinámica de frenado con la fuerza que aplican las zapatas sobre la banda de rodadura de la rueda o sobre los discos. Las cargas que sufrirá por tanto dicho eje, en principio, serán las debidas al propio peso y a la masa máxima técnicamente admisible por eje del propio vagón.
- b) La velocidad del convoy para el estudio de fatiga será considerada constante, por lo que no existirán esfuerzos en la dirección de avance del eje. Estamos por tanto despreciando los efectos de aceleración y frenado, así como los desniveles que pueda presentar el terreno por el que circula dicho convoy.
- c) Se tendrá en cuenta la simplificación de que el vagón circula en línea recta, despreciando los efectos que se puedan originar en los tramos con presencia de curvas o desniveles de la vía así como los típicos movimientos de vaivén.
- d) El efecto de la temperatura en el eje no se considerará, teniendo constancia de que puede ser elevada debido a la transferencia de calor en los transitorios de frenado por la fricción de las zapatas sobre los discos de freno o la banda de rodadura de la rueda.

4.1.1. Definición de la geometría del eje

La geometría del eje a estudiar se ha obtenido de los planos suministrados por la empresa CAF, y mediante estos planos se ha procedido al diseño del eje con las herramientas del software Pro/ENGINEER para su posterior análisis.

En la figura 21 podemos ver una vista completa del plano del eje:

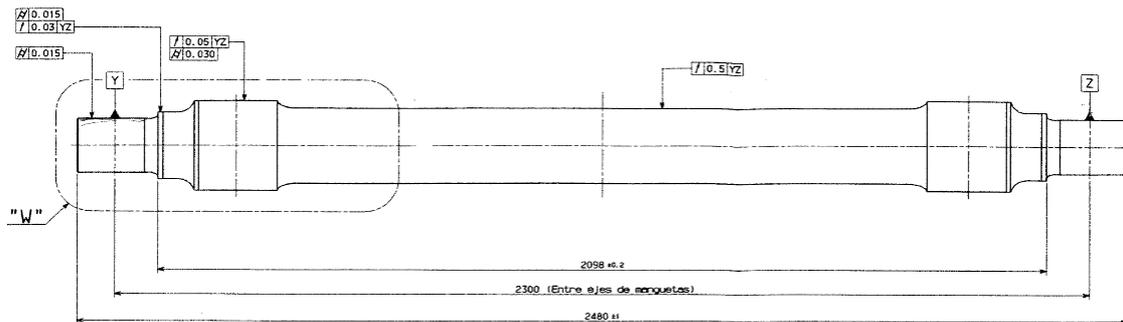


Figura 21. Plano del eje ferroviario sometido al estudio.

En la figura 22 podemos apreciar el detalle W (a escala 1:2) del plano anterior, donde podemos observar con mayor detalle algunos aspectos de la geometría del eje:

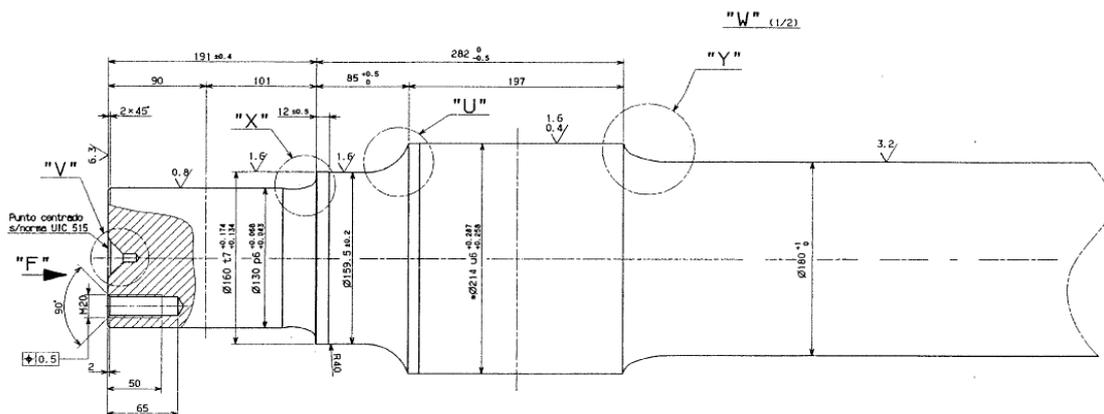


Figura 22. Plano de detalle de un extremo del eje ferroviario.

Para la observación detallada del plano en su conjunto se adjunta un plano del mismo en el anexo.

4.1.2. Definición de las propiedades del material

El material se ha considerado acero al carbono templado A1N, muy utilizado para la fabricación de ejes de ferrocarril, según la UNE-EN13261 de Diciembre 2009 cuyas propiedades se detallan a continuación:

- Resistencia última a tracción = 600 MPa
- Límite elástico = 395 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa

La introducción de las propiedades del material para aplicar al eje se dará en el módulo *Mechanica*, en la ventana *Definición del material*. En la figura 23 podemos observar como habrá que definir también algunas características del material para el posterior análisis a fatiga.

Figura 23. Definición de las propiedades del acero A1N en Pro/ENGINEER.

Como podemos observar en la figura 23, hemos elegido como tipo de material *aceros de baja aleación*.

El tipo de acabado superficial será *granallado*. El granallado es un proceso que consiste en la proyección de partículas abrasivas (granalla) a gran velocidad, que al impactar con la pieza tratada producen la eliminación de las imperfecciones. Es un proceso muy utilizado en la industria ferroviaria. Según los manuales de Pro/ENGINEER, este proceso asegura la mínima rugosidad que indica el plano de diseño.

En cuanto al factor de reducción de la resistencia a la fatiga, que hemos comentado en capítulos anteriores de este proyecto, realizaremos su cálculo para las condiciones particulares de nuestro problema en el siguiente apartado.

4.1.3. Cálculo del factor de reducción de la resistencia a la fatiga (K_{rf})

El factor de reducción de resistencia a la fatiga dependerá de la geometría que se esté estudiando. Como un primer paso tendremos que especificar el número de

secciones críticas que posee dicho eje, que en este caso serán los tres cambios de sección, y el nombre que se le asignará a cada una de ellas, como se indica en la figura 24.

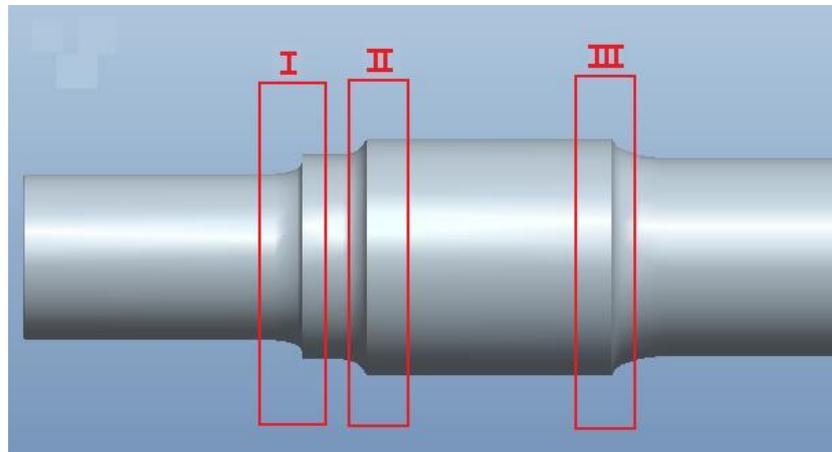


Figura 24. Secciones críticas del eje ferroviario.

Tras definir las secciones críticas I, II y III tendremos que calcular el factor de concentraciones teórico, K_t . Para ello utilizaremos la gráfica de la figura 25.

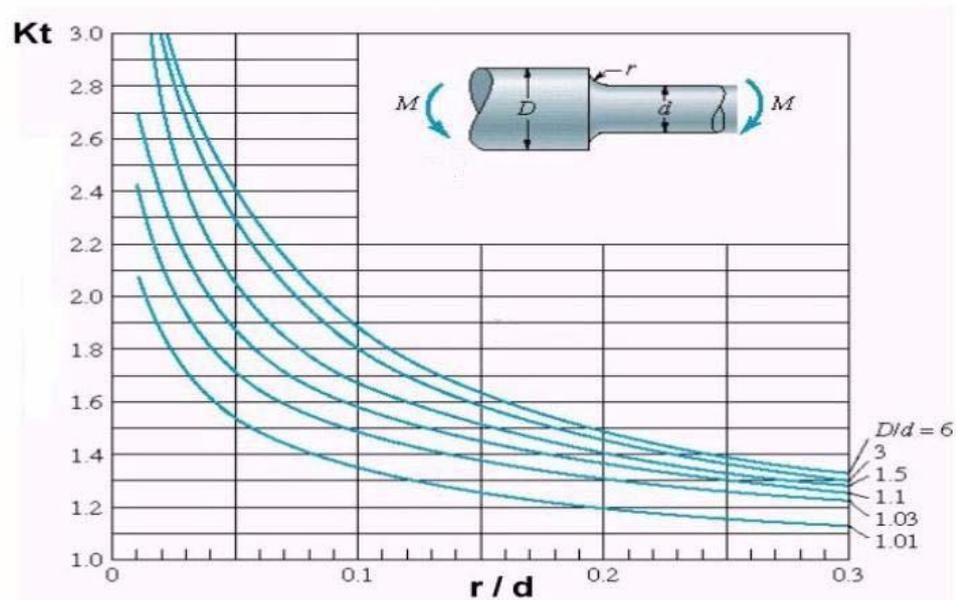


Figura 25. Gráfica para calcular K_t en función de la relación r/d en una barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalles.

Calcularemos primero la relación r/d para cada una de las secciones críticas y a continuación entraremos en la tabla con ese resultado para obtener el valor de K_t .



a) Sección I:

$$\frac{r_I}{d} = \frac{8}{130} = 0.0615$$

$$\frac{D}{d} = \frac{160}{130} = 1.23$$

Con lo que entrando en la tabla tendremos un valor:

$$K_{tI} = 1.82$$

b) Sección II:

$$\frac{r_{II}}{d} = \frac{40}{160} = 0.250$$

$$\frac{D}{d} = \frac{214}{160} = 1.338$$

Con lo que entrando en la tabla tendremos un valor:

$$K_{tII} = 1.30$$

c) Sección III:

$$\frac{r_{III}}{d} = \frac{15}{180} = 0.083$$

$$\frac{D}{d} = \frac{214}{180} = 1.189$$

Con lo que entrando en la tabla tendremos un valor:

$$K_{tIII} = 1.66$$

El siguiente paso consiste en calcular el factor de sensibilidad a las ranuras, q , entrando en la gráfica de la figura 26, con los valores de la tensión última a tracción y el radio de las ranuras.

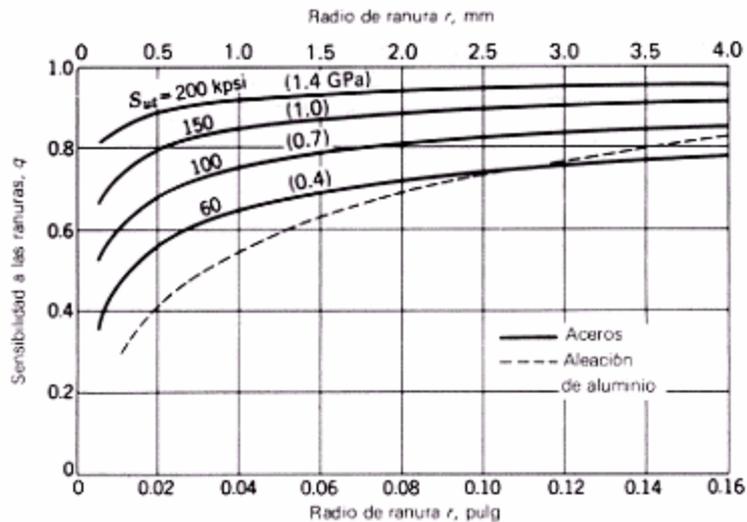


Figura 26. Gráfica para hallar la sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.

El factor de sensibilidad a las ranuras es el mismo para las tres secciones debido a que el radio en la sección es mayor que 4mm en los tres casos. Por tanto, teniendo una tensión última a tracción de:

$$S_{ut} = 600 \text{ MPa}$$

Tendremos que el factor de sensibilidad a las ranuras será el mismo para las tres secciones críticas:

$$q_I = q_{II} = q_{III} = q = 0.82$$

A continuación se calculará el factor de resistencia a fatiga para las tres secciones críticas, utilizando la siguiente expresión:

$$\mathfrak{R}_f = q \cdot (K_{Tf} - 1) + 1$$

a) Sección I:

$$\mathfrak{R}_{fI} = 0.82 \cdot (1.82 - 1) + 1 = 1.672$$

b) Sección II:

$$\mathfrak{R}_{fII} = 0.82 \cdot (1.50 - 1) + 1 = 1.246$$

c) Sección III:

$$\mathfrak{R}_{fIII} = 0.82 \cdot (1.60 - 1) + 1 = 1.541$$



Puesto que el factor de concentración de tensiones K_e , se calcula como la inversa de R_f , y el factor de reducción de la resistencia a la fatiga se calcula a su vez como la inversa de K_e , se tiene que el factor necesario para el análisis a fatiga en Pro/ENGINEER es con lo que:

$$K_{rfI} = 1.672$$

$$K_{rfII} = 1.246$$

$$K_{rfIII} = 1.541$$

Estos tres factores se utilizarán para realizar los tres análisis a fatiga necesarios, uno por cada sección crítica.

Los demás factores, se cuantifican en diversas partes del programa. Por ejemplo, en el caso del factor de confiabilidad, K_c , viene definido por defecto como 90%. Esto significa que el 90% de unas pruebas realizadas bajo las mismas condiciones de modelo definidas, tendrán vidas superiores a la que el programa predice. Si se deseara, se puede modificar este valor cambiando el archivo de configuración del programa, *sim_fatigue_confidence_level* en *config.pro*.

Tampoco se incluye indirectamente el factor de acabado superficial, K_a , ya que éste se define en las propiedades del material, con lo que el factor va incluido en esa definición.

En cuanto al factor de tamaño y el de temperatura, el primero se tiene en cuenta en la simulación directamente al reconocer el programa la geometría de la pieza, y para el segundo hay una opción para *Insertar > Carga de Temperatura*, donde se incluiría el efecto de la temperatura en el análisis.

4.1.4. Definición de restricciones y cargas

Una vez definida la geometría y las propiedades del material, se definen las restricciones y las cargas que se van a considerar en el análisis.

4.1.4.1. Definición de las restricciones

Se considera restringido el movimiento en la superficie que está en contacto con las ruedas. Para el análisis se ha impedido el desplazamiento en los ejes x e y. Para ello se procede de la misma manera que en las pruebas realizadas anteriormente. Se abre la ventana *Constraint*, pulsando en el menú *Insertar > Restricción* de desplazamiento, y se elige la superficie deseada. Se restringe como se ha dicho el desplazamiento en el eje x y en el eje y. Se libera además la restricción del giro en el

eje x, ya que está permitido el giro del eje ferroviario sobre su propio eje de rotación. En la figura 27 se observa lo anteriormente descrito.

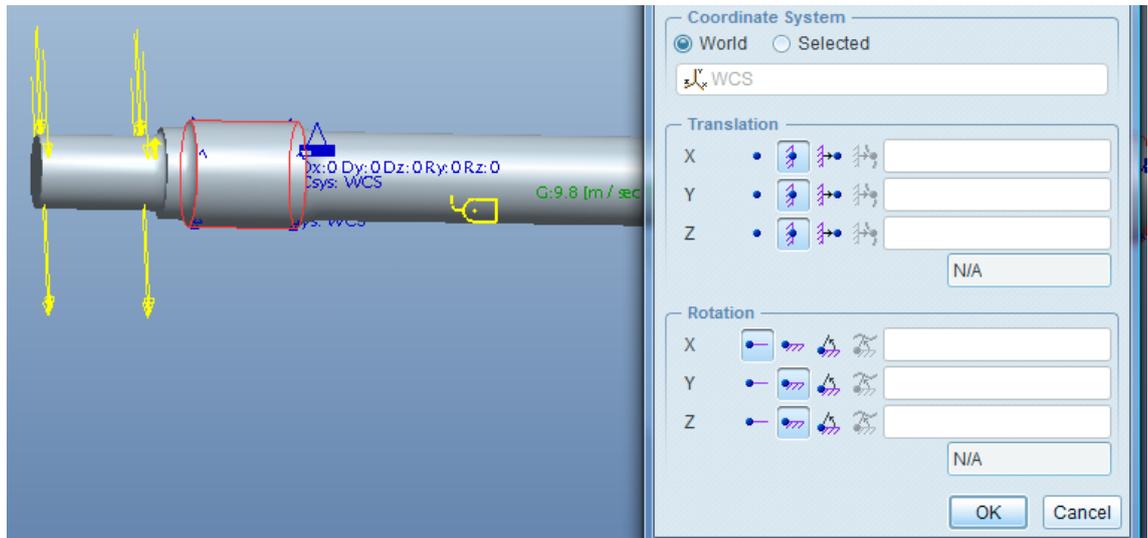


Figura 27. Restricciones aplicadas al eje.

4.1.4.2. Definición de las cargas

Hemos tomado un peso de la carga sobre el eje de 23 toneladas. La carga se considera aplicada como fuerza superficial en los dos extremos en voladizo del eje, de tal manera que la carga total en cada extremo es de:

$$F = \frac{23tm}{2} = 11.5tm \approx 115 kN$$

En Pro/ENGINEER es posible dar el valor de la carga en Newton y seleccionar una superficie de aplicación de manera que el programa entienda que es una carga por unidad de superficie. En la figura 28 podemos observar la ventana de aplicación de cargas:

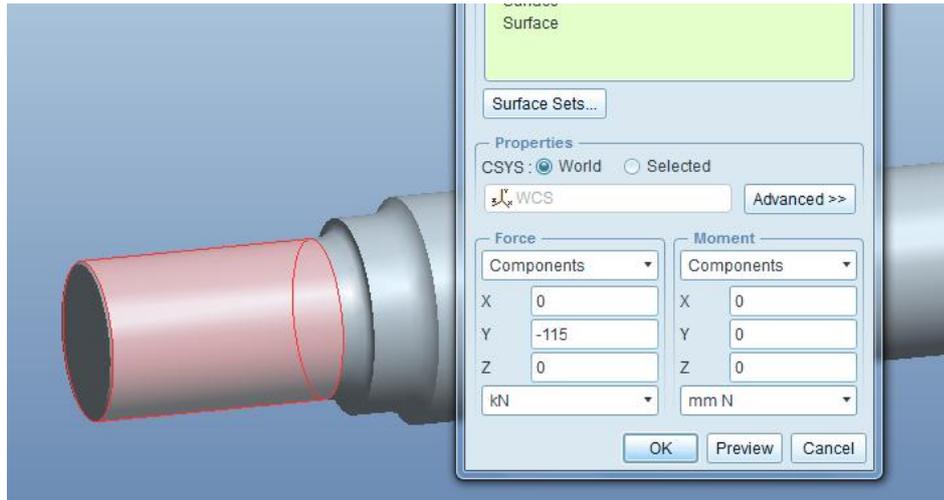


Figura 28: Cargas externas aplicadas en el eje.

También tendremos en cuenta el peso propio del eje, ya que se trata de una carga lo suficientemente grande como para no ser despreciable. Para ello utilizaremos la función *Carga de gravedad*, que ofrece el módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER.

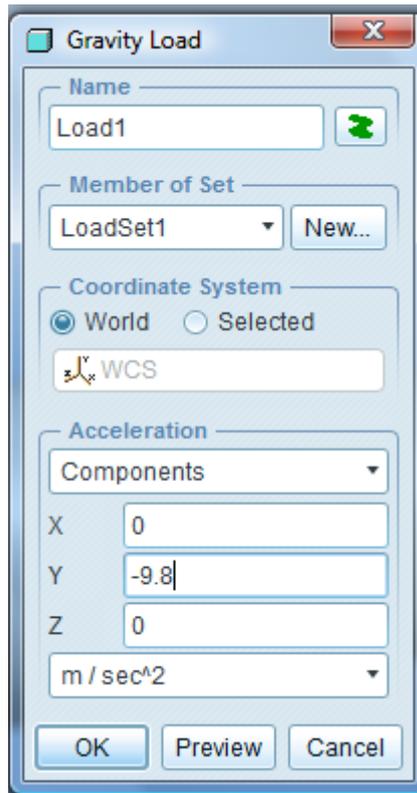


Figura 29. Definición de la carga de gravedad para el eje.

4.2. APLICACIÓN DE LA SIMETRÍA AL PROBLEMA

Debido a la complejidad de los cálculos y al ingente número de ecuaciones que tiene que realizar Pro/ENGINEER en sus análisis, es conveniente la utilización de la herramienta de simetría que ofrece el módulo *Mechanica*. Se hará uso de la aplicación de simetría que proporciona el programa indicado, de tal manera que todas las situaciones a estudiar se llevarán a cabo de la mitad del conjunto, únicamente. Con esto se consigue obtener resultados en un menor número de ecuaciones y por consiguiente las iteraciones a realizar, lo que se traduce en un menor tiempo. Por ejemplo, en un análisis estático del eje aplicando simetría, con el mallado empleado por defecto, dicho análisis consta aproximadamente de 240.000 ecuaciones.

Vamos a realizar dos análisis sobre el eje a estudiar, con el objetivo de comprobar y verificar que los resultados obtenidos son iguales según apliquemos o no la herramienta de simetría con la que cuenta el software.

4.2.1. Análisis del eje sin simetría

Este análisis corresponde al eje completo que hemos diseñado en Pro/ENGINEER a partir de los planos suministrados por la empresa. Como hemos explicado en el apartado 4.1.4, mediante el módulo de *Mechanica* se introducen las condiciones de contorno y estado tensional al que estará sometido el eje (restricciones, material, acción de la gravedad, cargas). En la figura 30 se muestra dichas consideraciones:

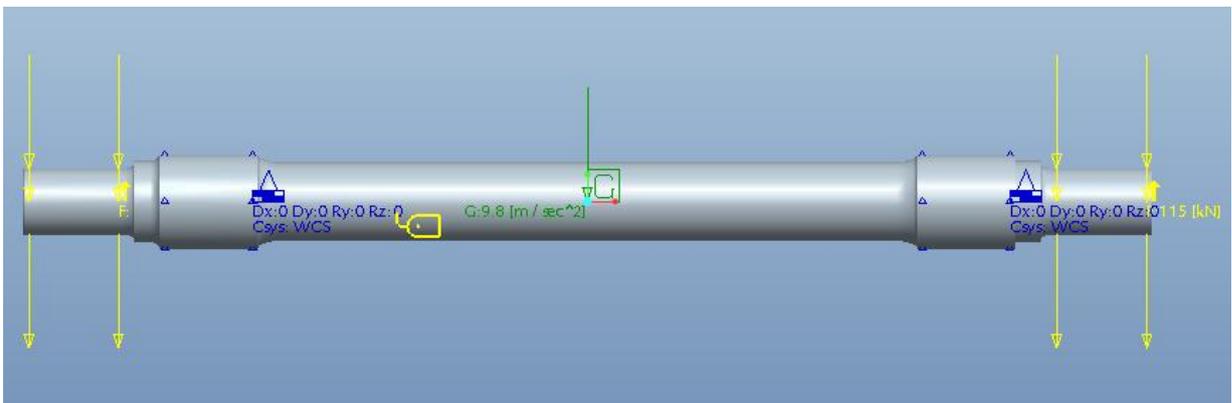


Figura 30. Eje sin simetría con las condiciones de contorno y el estado tensional.

Tras el análisis estático obtenemos los siguientes resultados:

a) Tensión de Von Mises: en la figura 31 se muestran los resultados obtenidos para las tensiones, medidas en MPa, y podemos observar en la figura la distribución de las mismas así como su valor máximo, que será de 52.83 MPa.

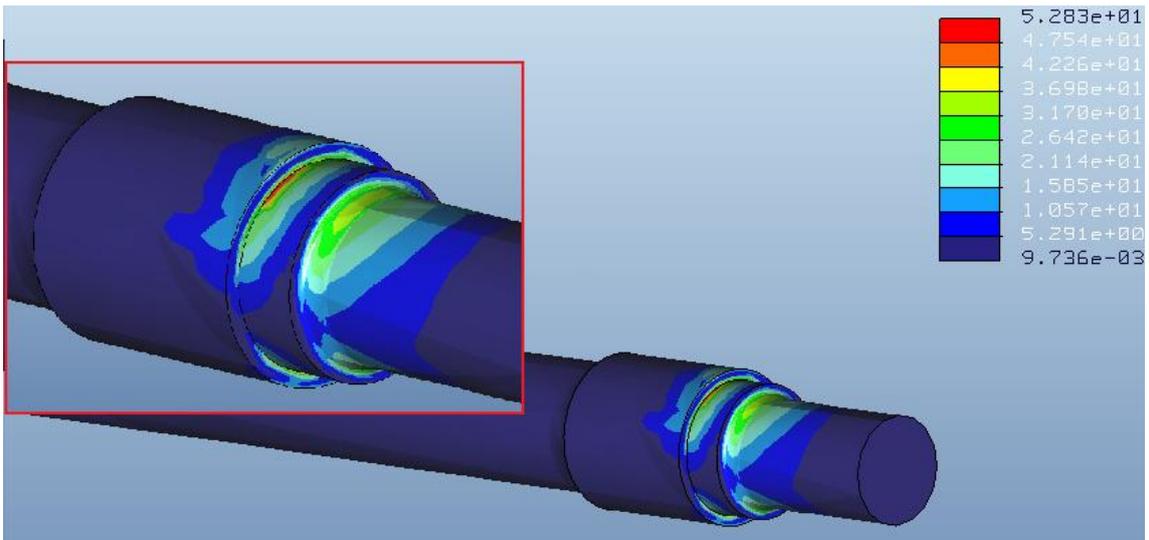


Figura 31. Tensiones del eje sin simetría expresadas en MPa.

b) Desplazamientos: en la figura 32 se observa la distribución de los valores de los desplazamientos a lo largo del eje, expresados en mm. Los valores extremos se obtienen en los extremos del eje y son de 0.06473 mm.

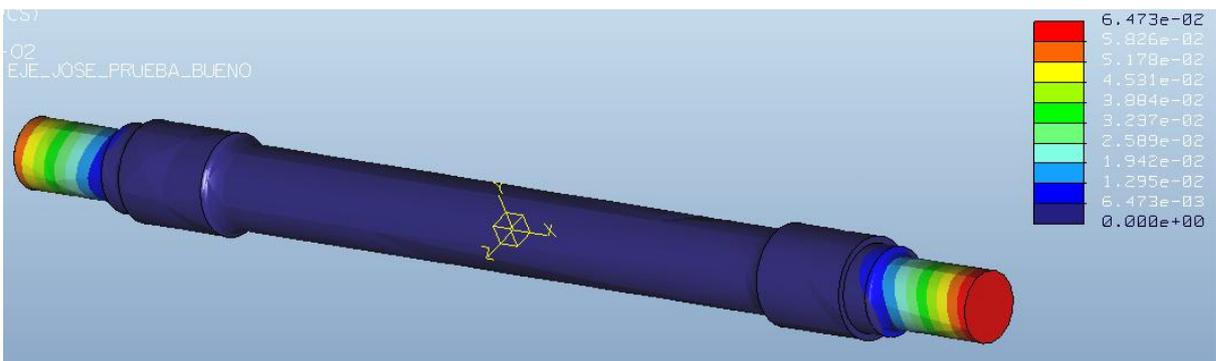


Figura 32. Desplazamientos del eje sin simetría expresados en mm.

4.2.2. Análisis del eje con simetría

Al igual que para el caso del eje sin simetría, a continuación se muestra la geometría del eje en el cual se procederá a utilizar la herramienta de simetría, que proporciona el módulo de *Mechanica*. Como es obvio, para una correcta comprobación de la herramienta de simetría, se deberán de proporcionar las mismas condiciones de contorno y tensiones, únicamente en un semieje. En la figura 33 se representa este estado:

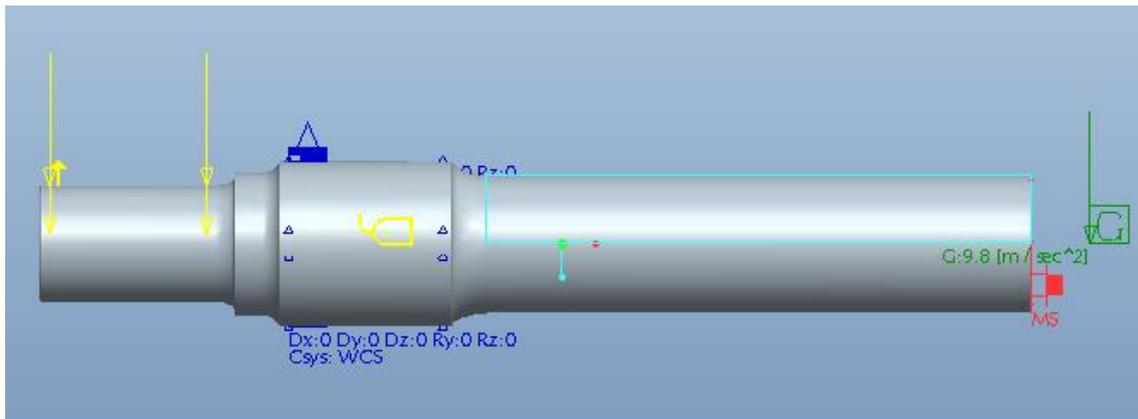


Figura 33. Eje con simetría con las condiciones de contorno y el estado tensional.

Los resultados del análisis, al igual que antes, se basarán en el estudio de los desplazamientos y de las tensiones máximas.

a) Tensión de Von Mises: al igual que en el caso anterior, los valores extremos de la tensión, expresado en MPa, se dan en los cambios de sección. En este caso el valor máximo será de 76.55 MPa.

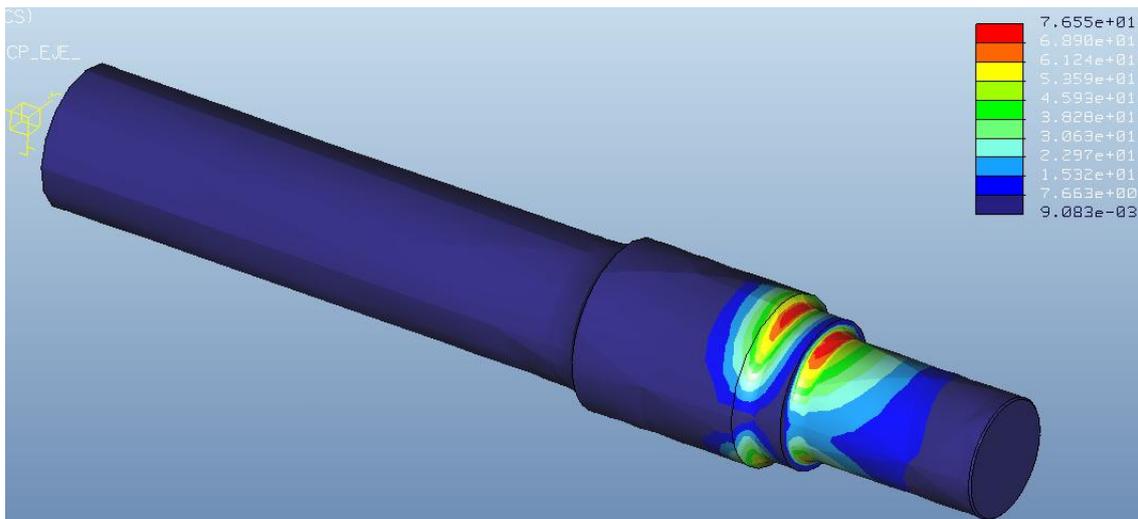


Figura 34. Tensiones del eje con simetría expresadas en MPa.

b) Desplazamientos: en este apartado obtenemos unos valores de los desplazamientos, expresados en mm, repartidos de forma similar al caso anterior y con un valor máximo, en los extremos, de 0.1181 mm.

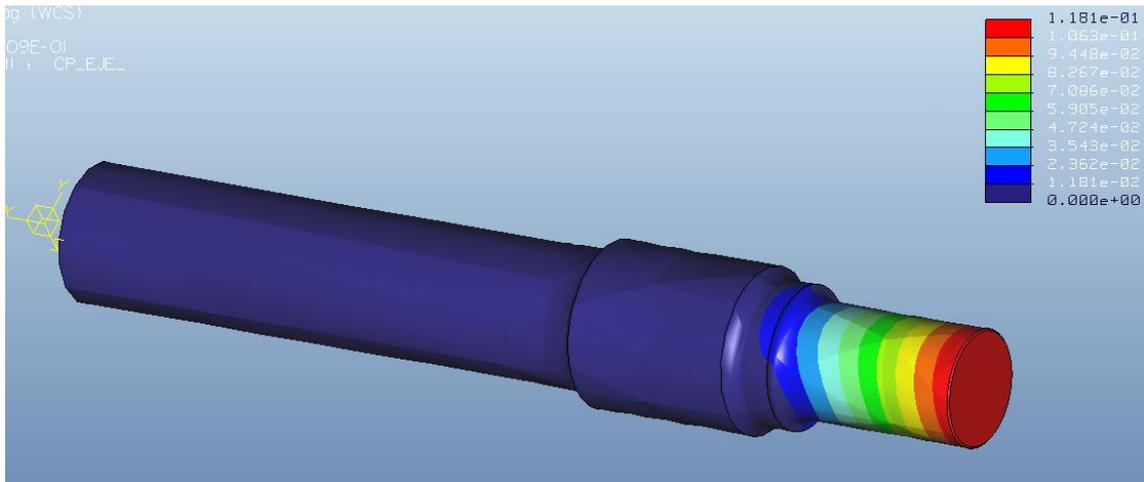


Figura 35. Desplazamientos del eje con simetría expresados en mm.

Vemos por tanto que los resultados con simetría son razonablemente parecidos y en todo caso más restrictivos, por lo que en lo sucesivo realizaremos los análisis aplicando simetría.



CAPÍTULO 5

CONFIGURACIÓN DE LOS ANÁLISIS Y ANÁLISIS INICIALES



En el apartado 4.2 hemos estudiado la aplicación de la simetría al problema que estamos tratando y para ello hemos realizado dos estudios estáticos, uno sobre el eje sin aplicar simetría y otro aplicando la simetría. En este capítulo vamos a explicar la configuración que vamos a usar para los análisis y vamos a mostrar los análisis estáticos y a fatiga del eje aplicando la simetría, con el fin de reducir los cálculos y por tanto el tiempo empleado.

5.1. ANÁLISIS ESTÁTICOS

Todos los análisis se realizan en el módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER. Antes de proceder a realizar el análisis tenemos que determinar material, restricciones y estado de cargas del eje. En nuestro caso lo haremos con los parámetros que hemos especificado en el capítulo anterior.

Una vez definidas todas las variables del problema se define el análisis que se quiere realizar. El análisis estático en Pro/ENGINEER examina aspectos del comportamiento estructural del modelo definido. Con este análisis se pueden calcular deformaciones, tensiones y esfuerzos tras especificar cargas y restricciones como se ha comentado en apartados anteriores.

Si queremos definir un nuevo análisis pulsaremos en *Análisis > Análisis/Estudios de Mecánica*.

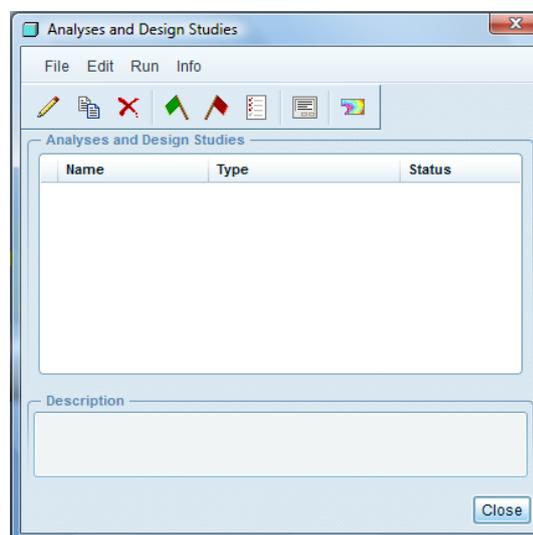


Figura 36. Ventana principal de los análisis.

Si pinchamos en *File > New Static*, llegamos a la ventana de la figura 37, en la cual definimos las propiedades del análisis estático.

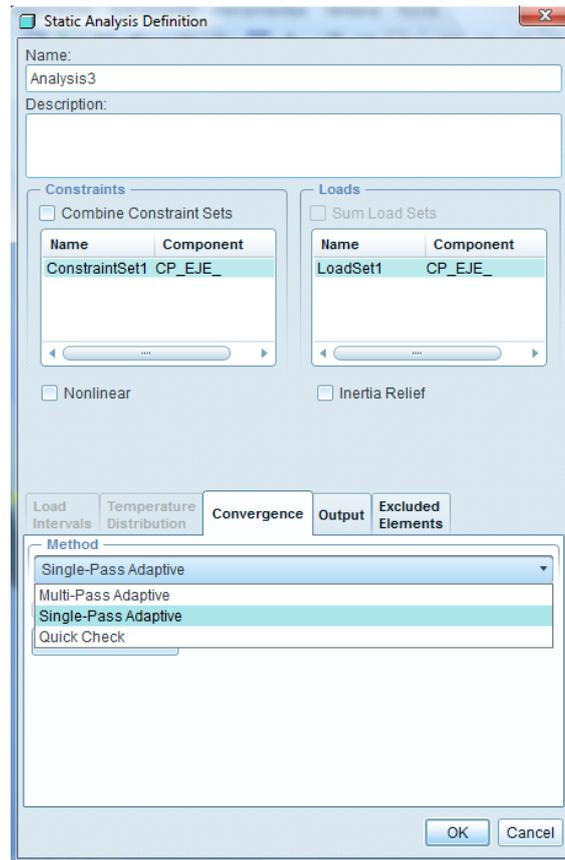


Figura 37. Ventana de definición del análisis estático (convergencia).

En la figura 37 podemos apreciar como quedan definidas las restricciones y las cargas para la realización del análisis. Podemos apreciar, en la parte de debajo de la ventana de la figura 37, que estamos en la pestaña *Convergence*. En esta pestaña hay un menú desplegable en el cual podemos elegir tres opciones.

La opción por defecto es *Single-Pass Adaptive*, mediante la cual el programa comienza con una primera resolución con polinomio de orden 3 y determina un error de estimación en la tensión local. Usando este error de estimación, el módulo de *Mechanica* determina una nueva distribución de orden de polinomio y realiza un paso final. *Mechanica* muestra la estimación del error en un documento resumen, por lo que se puede comprobar la calidad de la solución.

En la opción *Multi-Pass Adaptive* el programa realiza los cálculos y va aumentando el orden de los polinomios para cada elemento de borde hasta que los criterios de convergencia seleccionados se cumplan. Tendremos por tanto que especificar el orden de polinomio mínimo y máximo así como el porcentaje de convergencia por debajo del cual el programa detiene el análisis por considerarlo aceptable.

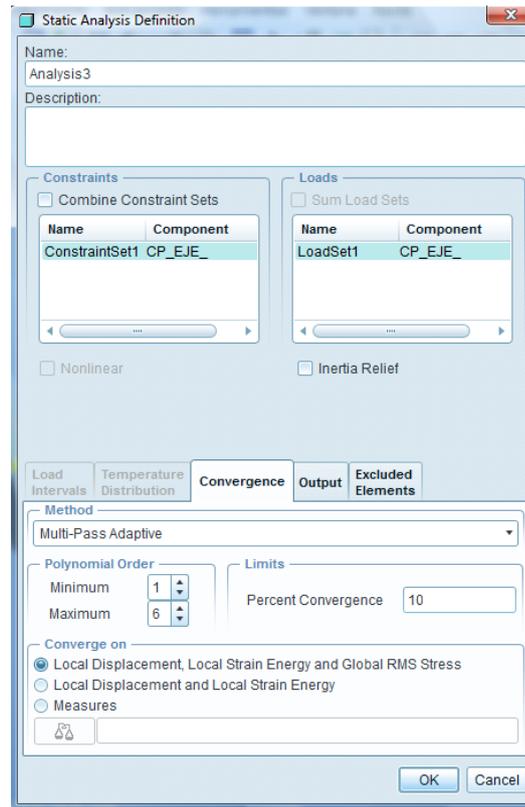


Figura 38. Ventana de definición de los parámetros del análisis Multi-Pass Adaptive.

Por último tenemos la opción *Quick Check*, que es un análisis sencillo en el que el módulo *Mechanica* realiza una resolución rápida con polinomio de tercer orden y que nos sirve para comprobar si hemos definido bien las condiciones del análisis.

En la ventana del análisis estático también tenemos la pestaña *Output*. En esta pestaña se definen las magnitudes a calcular así como el *Plotting Grid*, es decir, el refinamiento de la malla sobre la cual el módulo *Mechanica* calcula los resultados. El valor por defecto es 4, y si lo aumentamos el refinamiento aumentará y lo hará también el tiempo de cálculo. El máximo valor posible es 10.

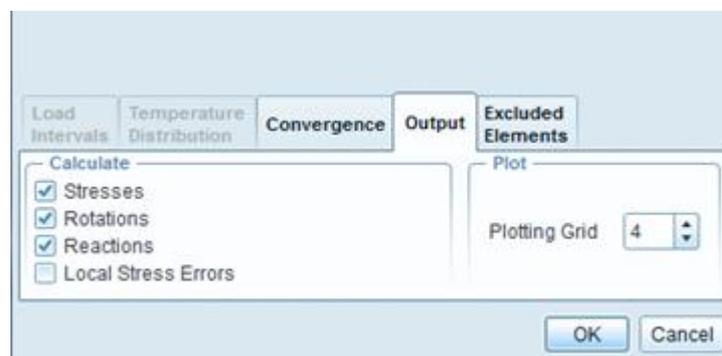


Figura 39. Ventana de definición del Plotting Grid.

Como en el capítulo anterior ya habíamos realizado un análisis estático para el eje con simetría aplicando el método *Single-Pass Adaptive*, ahora hemos definido un análisis mediante *Multi-Pass Adaptive*, con polinomios de orden entre 1 y 9, un porcentaje de convergencia del 5% y un *Plotting Grid* de 10. Para estos parámetros hemos obtenido una tensión máxima de 79.28 MPa situada en los cambios de sección.

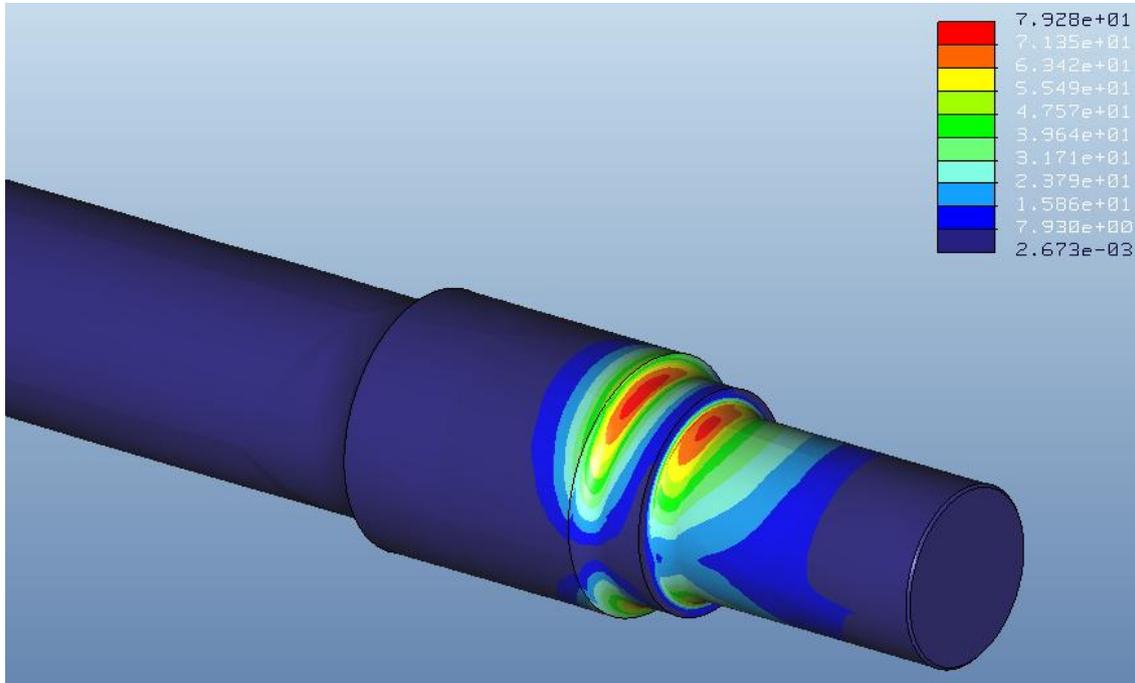


Figura 40. Análisis estático del eje con simetría mediante *Multi-Pass Adaptive*.

5.2. ANÁLISIS A FATIGA

Tras realizar el análisis estático pasamos a la simulación del análisis a fatiga. Para ello, en la ventana principal de los análisis elegiremos *File > New Static*. En la ventana de análisis a fatiga tendremos que determinar varios parámetros y características.

En *Desired Endurance* (vida deseada) especificaremos el número de ciclos que queremos que resista nuestro eje bajo las sollicitaciones especificadas. Según la norma EN 13261, las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos sin que aparezcan fisuras en su superficie. Por este motivo tomaremos como vida orientativa 10^7 ciclos en este análisis.

En el apartado *Loading* (cargas), para este análisis inicial a fatiga, elegiremos como tipo de carga una carga alternante pura con los valores detallados en el análisis estático. Para ello habrá que indicar en el tipo de carga *Peak-Peak*, y dejaremos los factores de carga mínima y carga máxima que vienen por defecto, que son -1 y +1 respectivamente.

En el apartado *Output* podremos elegir el *Plotting Grid*, que como ya hemos explicado en el apartado de los análisis estáticos tiene un valor por defecto de 4 y refinará el análisis según lo aumentemos. Como en el caso del análisis estático, el valor que daremos a este parámetro será 10.

Si pinchamos en la pestaña *Previous Analysis* (análisis previos) veremos que podemos introducir el análisis estático previo que hayamos realizado sobre el eje, que en este caso será el análisis detallado en el apartado 5.1. Es útil marcar la casilla *Use static analysis results from previous design study*, para reducir el tiempo de simulación.

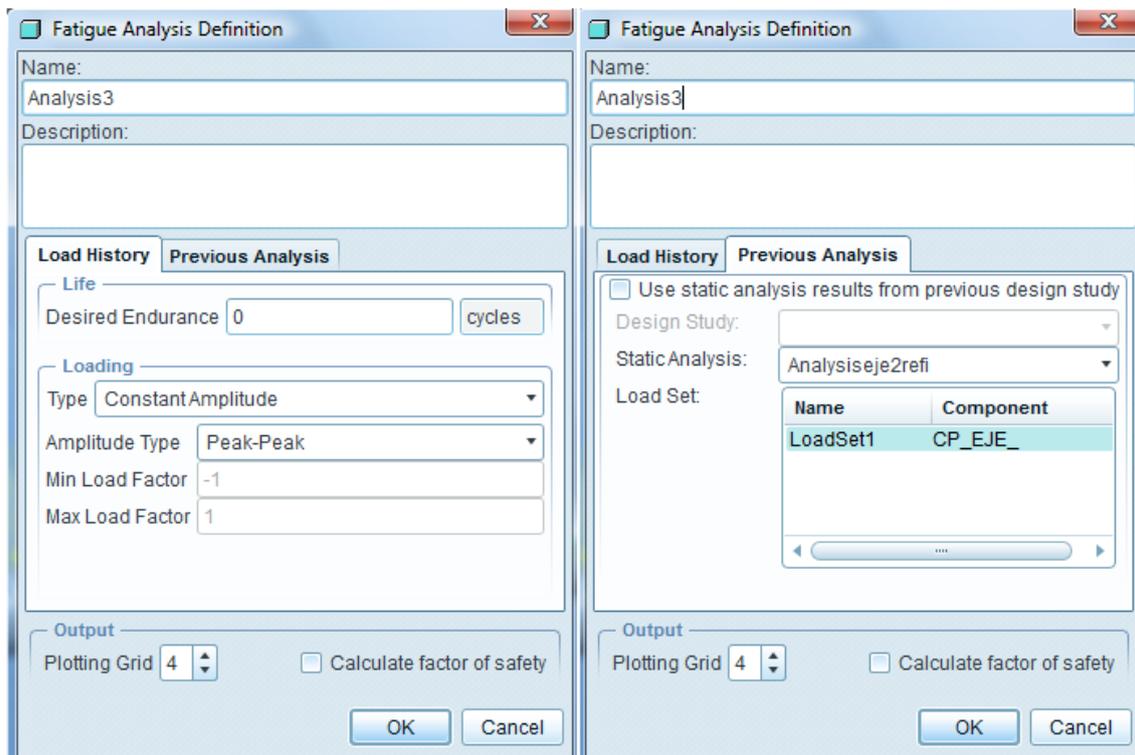


Figura 41. Ventana del análisis a fatiga mostrando el contenido de ambas pestañas.

Dado que en el apartado 4.1.3 habíamos calculado los diferentes factores de reducción de resistencia a fatiga para las tres secciones que en principio podíamos considerar críticas (y que corresponden con los cambios de sección en el eje), en este apartado tendremos que calcular los análisis a fatiga para las tres secciones. Para ello tendremos que cambiar el valor del factor de reducción de resistencia a fatiga en la ventana de definición del material y hacer tres análisis de fatiga, fijándonos en la sección correspondiente a cada uno de ellos.

a) Sección I:

En esta primera sección vamos a realizar dos análisis, el primero con el eje completo, sin simetría, y el segundo con el eje con simetría. Hacemos esto para ver si la simplificación del eje con simetría que ya habíamos aplicado para los análisis

estáticos en también aceptable para análisis de fatiga. Como estamos en la sección I el K_{rf} que tendremos que especificar en la definición del material será:

$$K_{rf} = 1.672$$

Realizaremos primero el análisis a fatiga del eje sin simetría, obteniendo los resultados de la figura 42.

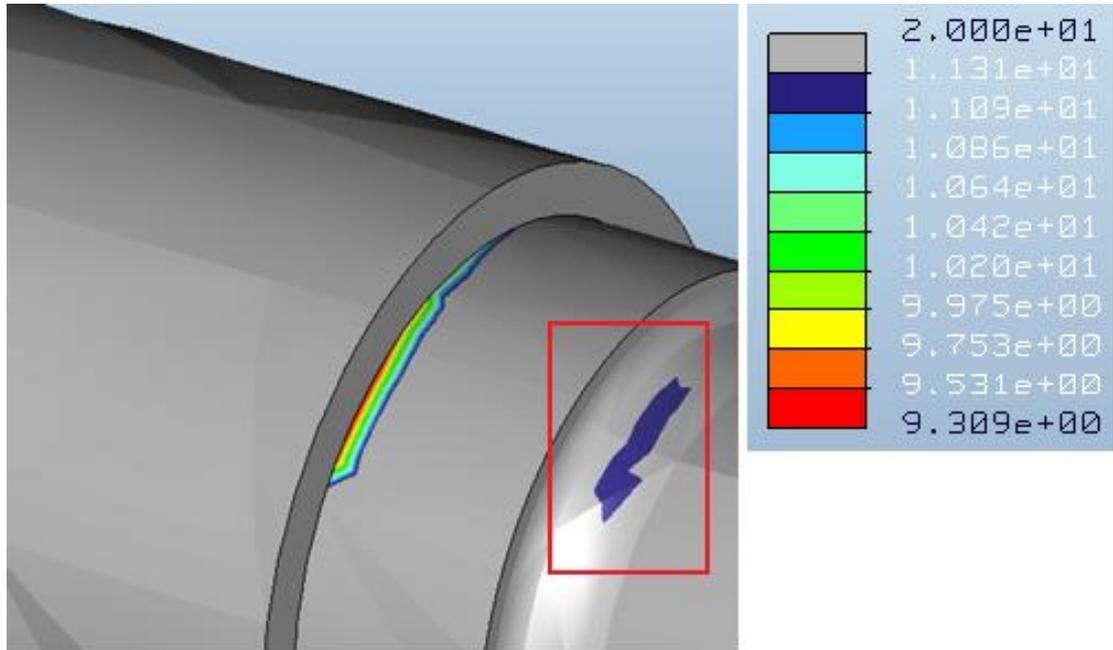


Figura 42. Vida a fatiga para la sección I en el eje sin simetría.

Dado que los resultados están expresados en el logaritmo decimal del número de ciclos, para hallar el número de ciclos que resiste nuestra sección tendremos que transformar el resultado. En este caso, en la sección estudiada el número de ciclos será:

$$N_{fI-\text{sin simetría}} = 10^{11.09} = 1.23 \cdot 10^{11} \text{ ciclos}$$

Al realizar el análisis del eje con simetría obtenemos los resultados que se detallan a continuación:

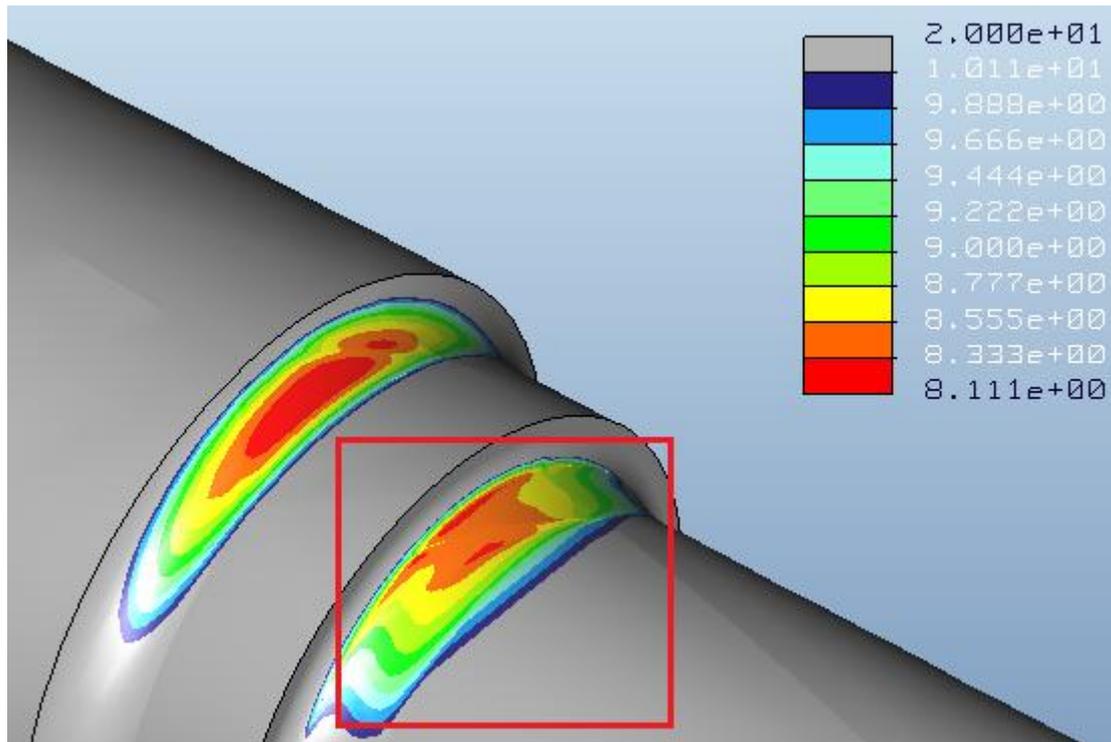


Figura 43. Vida a fatiga para la sección I en el eje con simetría.

En este caso, la vida a fatiga para la sección I será:

$$N_{fI} = 10^{8.111} = 1.29 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

Vemos que este criterio es más restrictivo, por lo que de aquí en adelante utilizaremos siempre el eje con simetría para la realización de todos los análisis, tanto estáticos como a fatiga.

b) Sección II:

En esta sección el factor de reducción de resistencia a fatiga que tendremos que definir en el material será:

$$K_{rf} = 1.246$$

Y realizando de nuevo el análisis a fatiga se obtienen los resultados que se muestran en la figura 44.

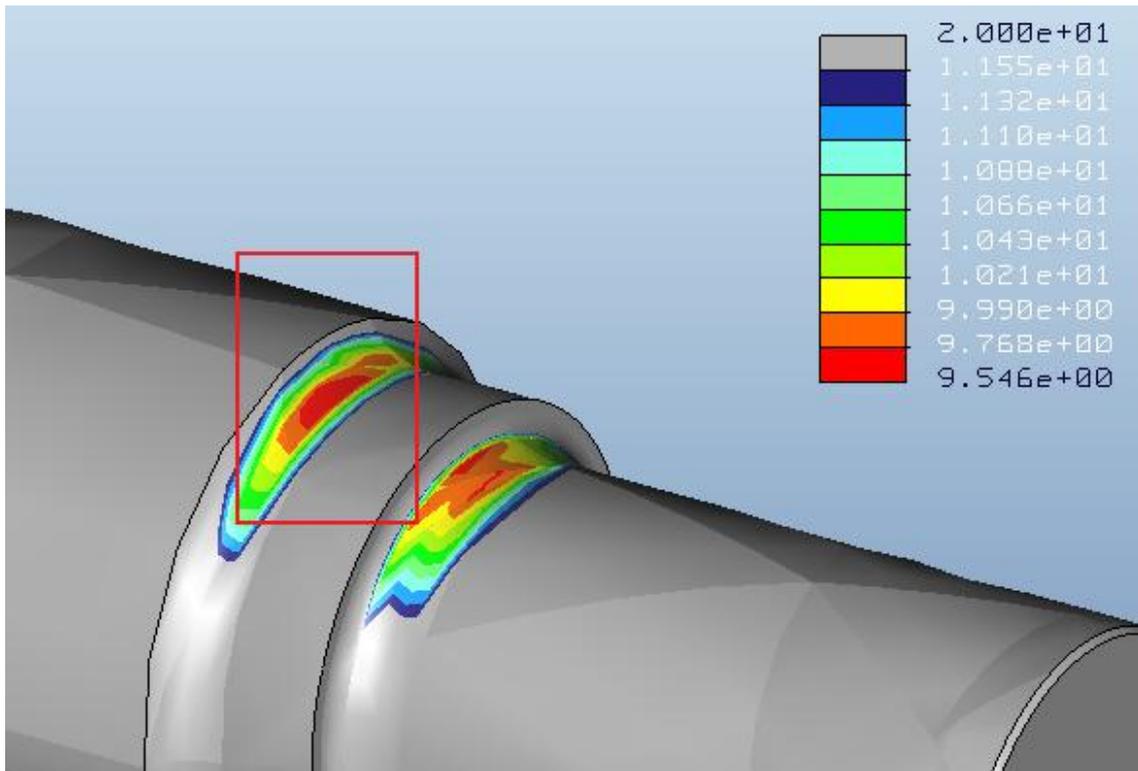


Figura 44. Vida a fatiga para la sección II.

En este caso, la vida a fatiga para la sección II será:

$$N_{fI} = 10^{9.546} = 3.52 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

Vemos por tanto que aguanta un mayor número de ciclos que la sección I.

c) Sección III:

Por último pasamos a la sección II, donde tendremos que definir un factor de reducción de resistencia a fatiga en el material de:

$$K_{rf} = 1.246$$

Realizando este último análisis a fatiga en este capítulo obtenemos los resultados que se muestran en la figura 45.

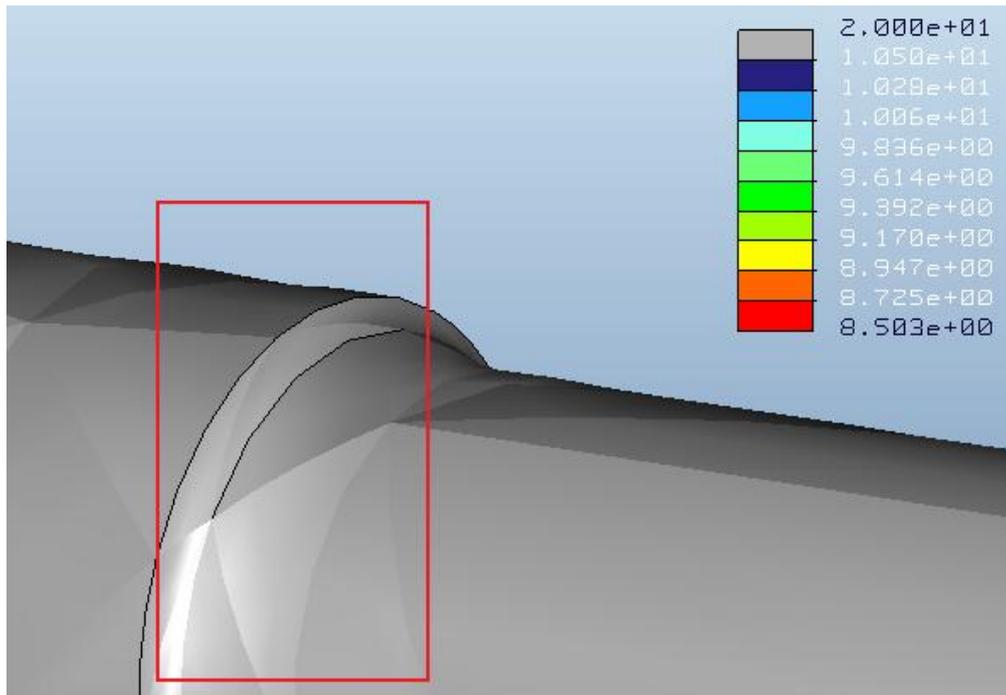


Figura 45. Vida a fatiga para la sección III.

En este caso, la vida a fatiga para la sección III será:

$$N_{fI} = 10^{20} \text{ ciclos}$$

Vemos por tanto que aguanta un mayor número de ciclos que las secciones I y II.

Dado que el eje soporta un menor número de ciclos en las condiciones de la sección I, podemos afirmar que dicha sección será la sección crítica de la pieza y que el factor de reducción de resistencia a fatiga que utilizaremos en lo sucesivo para la realización de los cálculos a fatiga será:

$$K_{rf} = 1.672$$



CAPÍTULO 6

ESTUDIO SIEMENS AG. ANÁLISIS A FATIGA
BAJO CARGA VARIABLE



En este capítulo vamos desarrollar un estudio realizado por la empresa Siemens AG. Esta compañía alemana es autora de numerosos artículos de investigaciones relacionadas con la construcción de trenes, ya que es una de las empresas ferroviarias más importantes del mundo. Este estudio consiste en la evaluación de las características de funcionamiento y de la determinación de la carga generalizada en el eje montado, a través de modelos multi-cuerpo.

En cuanto al cálculo de la carga en el eje montado, en la práctica actual la normativa europea de cálculo del eje nos ofrece un método fiable para el diseño de ejes. Cuando las condiciones de servicio son esencialmente diferentes de las condiciones normales europeas, (por ejemplo cuando hay uniones en el raíl o radios de curvatura pequeños en la vía), es conveniente realizar una medida de revisión. La ventaja de la normativa europea es que se pueden considerar todas las secciones críticas o importantes del eje en el cálculo de la tensión. Las cargas generalizadas pueden ser evaluadas sólo en algunas secciones, que son las de la superficie libre del eje.

Los modelos de vehículo multi-cuerpo, que se han utilizado para la determinación de las características en funcionamiento, los parámetros en suspensión, etc., se pueden usar también para la evaluación de las tensiones en el eje montado. Las fuerzas en las ruedas, pueden mantenerse en el dominio temporal. Generalmente se evalúa el momento en el plano vertical, ya que la flexión en este plano proporciona la carga más alta del eje. También es posible, la evaluación de la torsión y la flexión en el plano horizontal.

En el caso que ocupa este proyecto se estudia el caso de carga vertical, que contiene las fuerzas verticales de la rueda-raíl (Q), las fuerzas horizontales de la rueda-raíl (Y) y las fuerzas primarias de suspensión (P) del modelo. El carácter del modelado utilizado para la determinación generalizada es aquella en la que se pueden unir las ventajas de los valores teóricos estándares y las medidas. Conociendo la dinámica, se pueden utilizar las fuerzas estocásticas que actúan en la rueda para el cálculo generalizado en cualquier sección (superficie libre o ajuste forzado) del eje.

En este documento se presenta el método de Siemens en el ejemplo de un tren de alta velocidad.

Las variables del modelo son las siguientes: velocidad del vehículo, radio de curvatura de la vía y calidad de la misma (irregularidades).

Básicamente, el modelo del vehículo tiene los mismos parámetros del mismo (masa, momentos de inercia, rigidez, amortiguación, etc.). Con este modelo, se pueden examinar diferentes casos de carga en función de las variables descritas anteriormente. Por ejemplo, para una velocidad de 250 km/h, radio de curvatura de

2600m y una calidad de la vía correspondiente a los requisitos para una vía de alta velocidad, se obtienen las fuerzas estocásticas en el eje montado, como podemos apreciar en la figura 46.

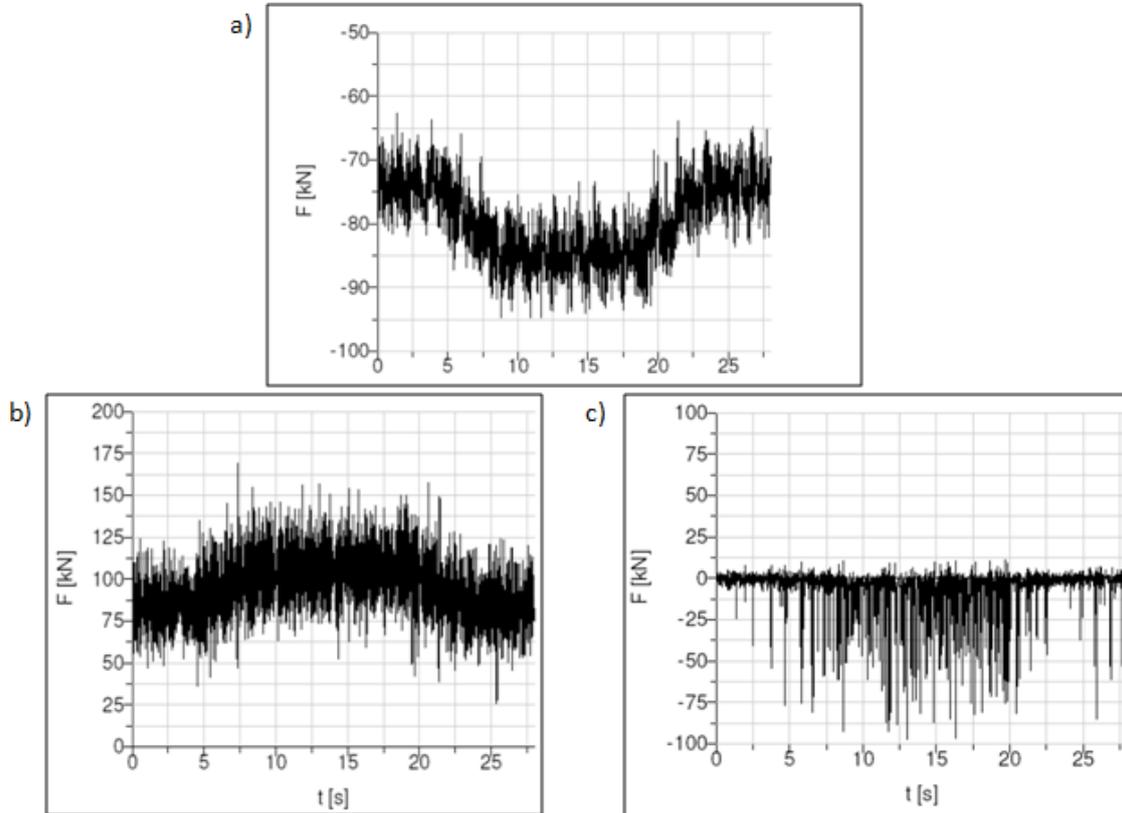


Figura 46. (a) Fuerzas de suspensión primaria verticales (P), a lo largo del tiempo. (b) Fuerza vertical rueda-raíl (Q) a lo largo del tiempo. (c) Fuerza horizontal rueda-raíl (Y) a lo largo del tiempo.

En la figura 46 podemos apreciar el comienzo y el punto final de la rodadura en la curva. Para evaluar el efecto de la curva, sólo se debe tomar aquel dominio temporal donde el vehículo está funcionando en la curva. El momento flector vertical y las tensiones en una sección transversal determinada se calculan con esas fuerzas. Este resultado nos da solamente las tensiones en el punto superior del eje.

Para definir más profundamente la influencia de las sobrecargas en el transcurso de la circulación del ferrocarril por las vías, se han realizado tres simulaciones de ciclos de carga variables. En este ensayo se realiza para una velocidad de 250 km/h, radio de curvatura de 2600m y una calidad de la vía correspondiente a los requisitos para una vía de alta velocidad. En la figura 47 se observa los ciclos de cargas simulados: A-B-C-D-E-F-E-D-C-B-A.

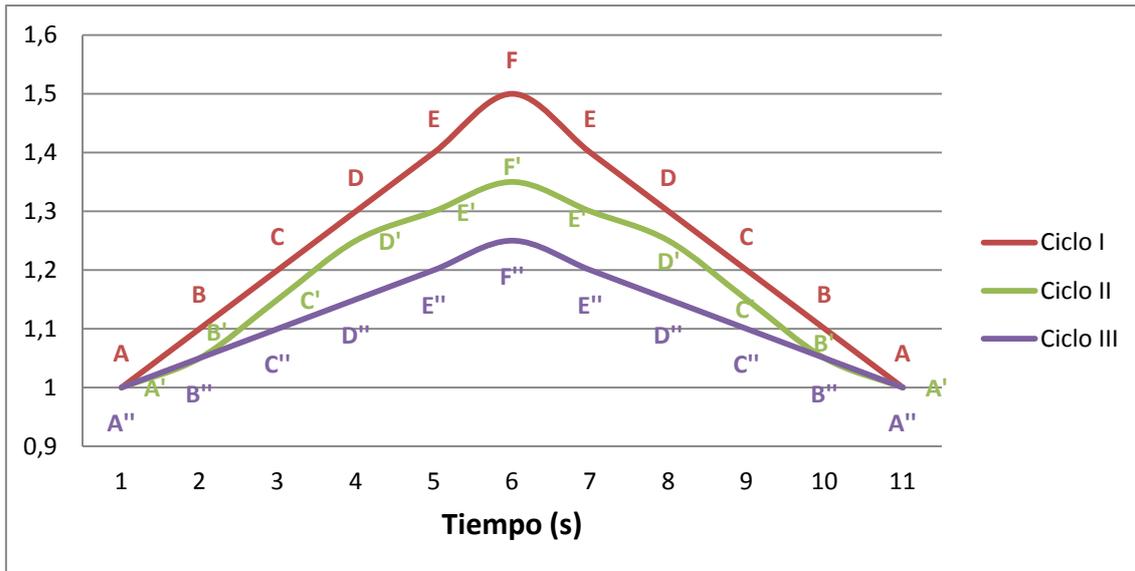


Figura 47. Gráfico de la tendencia de los ciclos de carga variable.

Como podemos apreciar en la gráfica, hemos simulado tres tipos distintos de ciclos de carga, que han sido los siguientes:

I.- ABCDEFEDCBA = 1/1.1/1.2/1.3/1.4/1.5/1.4/1.3/1.2/1.1/ 1

II.- A'B'C'D'E F'E'D'C'B'A' = 1/1.05/1.15/1.25/1.3/1.35/1.3/1.25/1.15/1.05/1

III.- A''B''C''D''E''F''E''D''C''B''A'' = 1/1.05/1.1/1.15/1.2/1.25/1.2/1.15/1.1/1.05/1

Como ya hemos dicho, observamos que todos los ciclos de carga tienen el mismo formato, variando únicamente sus valores. Como veíamos en la figura 46a existen interferencias en la recogida de datos de fuerza verticales en el eje, por lo que se intenta aproximar esa carga a través de los tres ciclos de carga anteriormente descritos.

6.1. VIDA A FATIGA DEL EJE SOMETIDO A CARGAS VARIABLES

En Pro/ENGINEER la forma de realizar un análisis a fatiga con carga variable es bastante similar a la de los análisis a fatiga con cargas constantes, esto es, pico-pico, como veníamos realizando hasta ahora. El primer paso es el mismo: en el menú *Analyses and Design Studies* seleccionamos *File > New Fatigue*, y aparece la ventana de definición de los análisis a fatiga, que podemos ver en la figura 48.

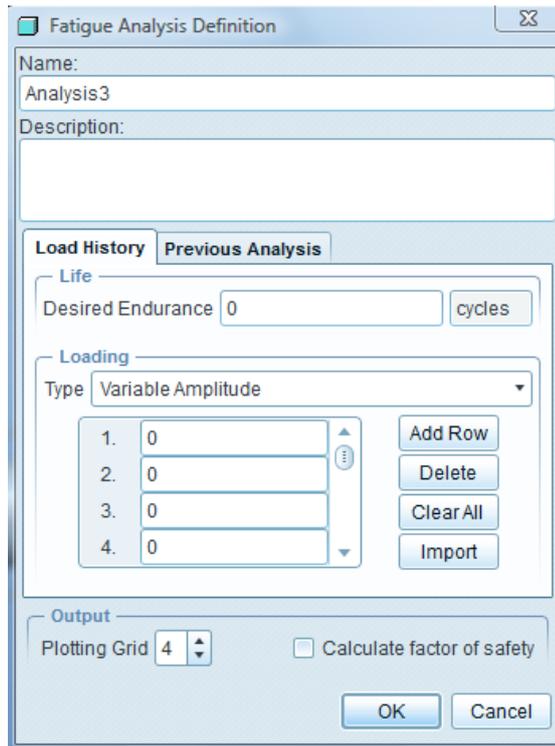


Figura 48. Ventana de definición del análisis a fatiga.

En el apartado *Loading*, tenemos que seleccionar *Variable Amplitude* dentro del desplegable. Aparecerán entonces una serie de recuadros (con el valor por defecto 0) en los que tendremos que introducir nuestros ciclos de cargas.

En el apartado *Life > Desired Endurance* introduciremos el valor 10^6 , ya que en el estudio Siemens AG de carga variable se utiliza este valor.

A continuación extrapolaremos este estudio al eje de estudio de este proyecto. Hemos realizado varios análisis con el módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER. Simularemos unos ciclos de cargas en el eje con amplitudes variables, por lo que su tensión media será distinta de cero ($\sigma_m \neq 0$). Para simular los posibles factores a tener en cuenta (velocidad del vehículo, radio de curvatura, calidad de la vía – irregularidades), hemos definido loa análisis según se ha explicado anteriormente en este mismo apartado. Hemos hecho 5 simulaciones distintas, todas ellas repitiendo ciclos de carga tracción-compresión. Los ciclos de carga han sido los siguientes:

- I. 1 / -1 / 1.1
- II. 1 / -1 / 1.2
- III. 1 / -1 / 1.2
- IV. 1 / -1 / 1.4
- V. 1 / -1 / 1.5

Hemos simulado el eje en cinco situaciones diferentes. Se ha querido simular que el eje sufra picos de tensiones cíclicas en el tiempo. Para ellos en el software, se ha modificado el tipo de carga, teniendo ahora una carga de tipo variable. Los factores que se han introducido son los citados anteriormente. Según los análisis realizados en Pro/ENGINEER, se muestra en la tabla la vida del eje cuando esté solicitado a cada carga variable.

Ciclo de cargas	Vida a fatiga
1/-1/1.1	7.826
1/-1/1.2	7.583
1/-1/1.3	7.359
1/-1/1.4	7.154
1/-1/1.5	6.967

Tabla 3. Vida a fatiga para cada uno de los 5 ciclos de carga variables.

En la tabla 3 observamos como los distintos ciclos de carga suponen un pico de tensión mayor que cuando se simulaba con carga constante. Esto no afecta a las máximas tensiones que sufre el eje a través de su superficie y tensión, obtenidas previamente en el análisis estático. En Pro/ENGINEER, el tipo de carga se elige en el análisis a fatiga tal y como se ha explicado anteriormente. Como podemos apreciar en la tabla, la mayor reducción de la vida se da en el análisis V, por lo que pasamos a mostrar únicamente los resultados de este análisis:

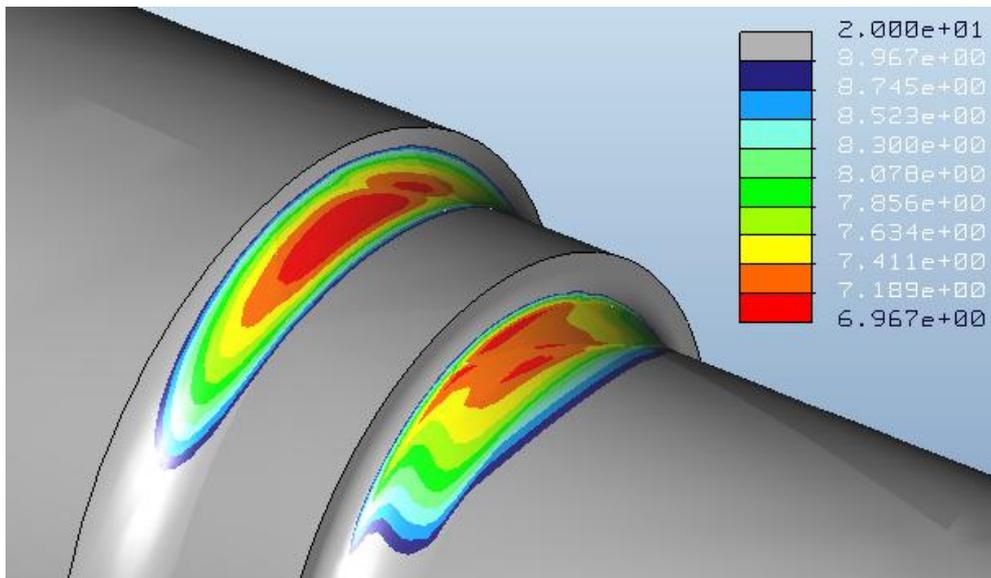


Figura 49. Vida a fatiga del eje sometido al ciclo de carga variable V.

Podemos observar en la figura 49 que el valor de la vida a fatiga para el ciclo de carga que estamos utilizando es de $N_f = 10^{6.967} = 9268298$ ciclos.

Si tenemos en cuenta que la vida a fatiga del eje calculado con tensión pico-pico es de $N_{fV} = 10^{8.111} = 129121927$ ciclos, vemos que hay una evidente reducción en la vida del eje. Podemos calcular esta disminución:

$$\% \text{ Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{6.967}{8.111} \cdot 100 \right) = 14.1\%$$

$$\% \text{ Variación vida} = 100 - \left(\frac{9268298}{129121927} \cdot 100 \right) = 92.82\%$$

Por tanto, vemos que todos los factores que producen irregularidades en los ciclos de cargas resultan perjudiciales para el eje, resultando en una disminución de su vida a fatiga.

A continuación realizaremos los cálculos de reducción de vida para los ciclos de cargas del tipo A-B-C-D-E-F-E-D-C-B-A de los que habíamos hablado con anterioridad en este mismo capítulo.

a) Ciclo I

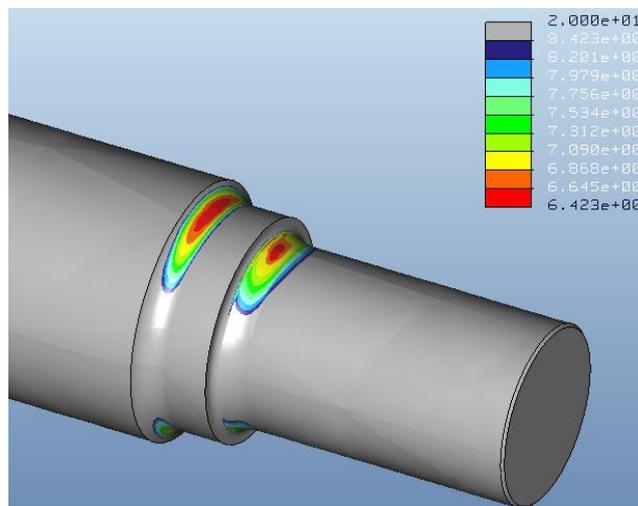


Figura 50. Vida a fatiga para el ciclo I.

Para este ciclo tendremos una vida a fatiga de $N_{fI} = 10^{6.423} = 2648500$ ciclos. Entrando la expresión que hemos utilizado anteriormente, tenemos:

$$\% \text{ Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{6.423}{8.111} \cdot 100 \right) = 20.8\%$$

$$\% \text{ Variación vida} = 100 - \left(\frac{2648500}{129121927} \cdot 100 \right) = 97.95\%$$

b) Ciclo II

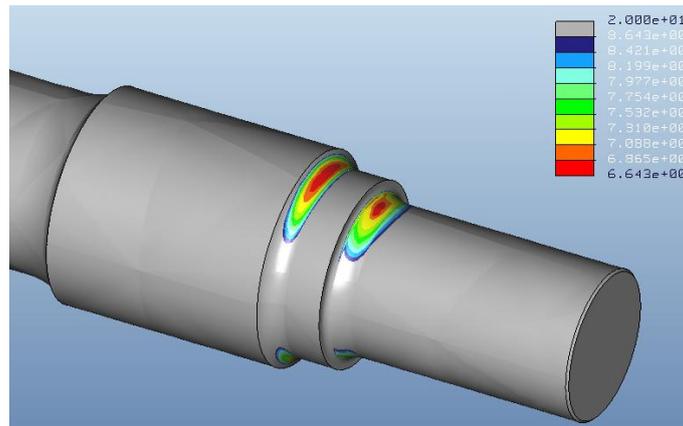


Figura 51. Vida a fatiga para el ciclo II.

Para este ciclo tendremos una vida a fatiga de $N_{fII} = 10^{6,643} = 4395416$ ciclos. Entrando la expresión que hemos utilizado anteriormente, tenemos:

$$\% \text{ Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{6.643}{8.111} \cdot 100 \right) = 18.1\%$$

$$\% \text{ Variación vida} = 100 - \left(\frac{4395416}{129121927} \cdot 100 \right) = 96.6\%$$

c) Ciclo III

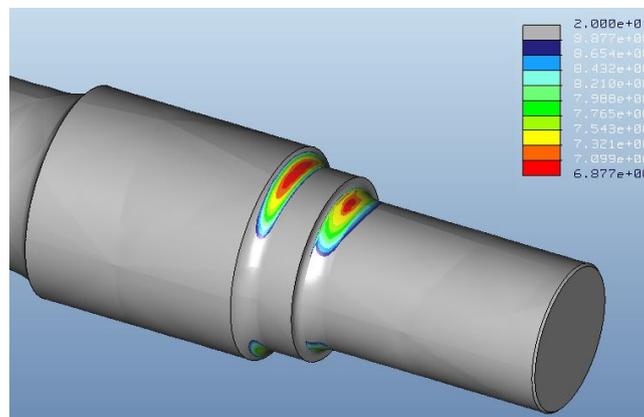


Figura 52. Vida a fatiga para el ciclo III.

Para este ciclo tendremos una vida a fatiga de $N_{fIII} = 10^{6,877} = 7533555$ ciclos. Entrando la expresión que hemos utilizado anteriormente, tenemos:

$$\% \text{ Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{6.877}{8.111} \cdot 100 \right) = 15.2\%$$

$$\% \text{ Variación vida} = 100 - \left(\frac{7533555}{129121927} \cdot 100 \right) = 94.16\%$$



CAPÍTULO 7

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DEL ACABADO
SUPERFICIAL EN LA FATIGA

7.1. TIPOS DE ACABADO SUPERFICIAL

A continuación pasamos a enumerar y describir los diferentes tipos de acabado superficial que podemos seleccionar cuando definimos el material en el módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER.

The screenshot shows the 'Definición de material' dialog box. The 'Nombre' field contains 'STEEL'. The 'Densidad' is 7827.08 kg/m³. The 'Aspecto visual' tab is active. Under 'Propiedades mecánicas', the 'Simetría' is 'Isótropo' and the 'Respuesta de tensión-deformación' is 'Lineal'. The 'Coeficiente de Poisson' is 0.27, 'Módulo de Young' is 210000 MPa, and 'Coef. de expansión térmica' is 1.17e-05 /C. The 'Límites de material' section shows 'Límite elástico en tracción' at 395 and 'Límite de resistencia a la tracción' at 600. The 'Acabado superficial' dropdown menu is open, listing various finishes: Pulido, Esmerilado, Bien mecanizado, Mecanizado medio, Mecanizado deficiente, Laminado en caliente, Forjado, Fundido, Corroído por agua, Corroído por agua marina, Nitruado, Laminado en frío, and Granallado. 'Granallado' is selected and highlighted in blue. The 'Factor de reducción de la resistencia a la fatiga' is 1.672.

Figura 53. Ventana de definición del material.

a) Pulido

El pulido consiste en la eliminación del material, mediante la utilización de partículas de abrasivos fijas, que extraen virutas del material de la muestra. El proceso de extracción de virutas con un grano de abrasivo de aristas vivas provoca el menor grado de deformación de la muestra, proporcionando simultáneamente la tasa más alta de eliminación de material.

Es un proceso posterior al esmerilado. Utilizando de forma sucesiva tamaños de grano cada vez más pequeños y paños cada vez más elásticos, el pulido permite eliminar todas las deformaciones y rayas provocadas por el esmerilado fino. El riesgo del pulido radica en la aparición de relieves y en el redondeo de los bordes, como consecuencia de la elasticidad de los paños. Dichos inconvenientes se reducen utilizando unos tiempos de pulido tan cortos como sea posible



Para lograr un buen pulido se utiliza la siguiente maquinaria: esmeriladoras, lustradoras y pulidoras tanto fijas, de mesa o portátiles También se puede efectuar el pulido de forma manual con la ayuda de papel de lija para metales. Además de las citadas máquinas se utilizan disolventes, ácidos y diversos materiales abrasivos.

b) Esmerilado

El esmerilado es un proceso similar al pulido pero más tosco, esto es, sin llegar al grado de refinamiento del pulido. El principio es el mismo: se basa en la eliminación del material mediante la utilización de partículas de abrasivos fijas que extraen virutas del material. Sin embargo, no utiliza tamaños de grano tan finos como el pulido, por lo que el acabado es más basto.

c) Laminado en caliente

La laminación es un proceso de conformación plástica en el que el metal fluye de modo continuo y en una dirección preferente, mediante fuerzas de compresión. Este es un proceso en el cual se reduce el espesor del material pasándolo entre un par de rodillos rotatorios. Los rodillos son generalmente cilíndricos y producen productos planos tales como láminas o cintas. También pueden estar ranurados o grabados sobre una superficie a fin de cambiar el perfil, así como estampar patrones en relieve. Los procesos de laminado se realizan, en su gran mayoría, en caliente por la gran deformación ejercida sobre el material trabajado. Además, los materiales laminados en caliente tienen propiedades isotrópicas y carecen de tensiones residuales. Los principales inconvenientes que presenta el laminado en caliente son que el producto no puede mantenerse dentro de tolerancias adecuadas, y que la superficie de la pieza queda cubierta por una capa de óxido característica.

d) Forjado

El forjado es un proceso mediante el cual el acero sufre una modificación de su forma y de su estructura interna mediante la acción de un trabajo mecánico de forja realizado a temperatura superior a la de recristalización.

El forjado industrial del acero se realiza en prensas de impacto equipadas con matrices que conforman el molde de la pieza que se desea obtener. La finalidad del acero forjado industrialmente es producir piezas que luego tendrán procesos de mecanizado donde la cantidad de viruta a eliminar sea la menor posible, con el fin de abaratar los costes del mecanizado. Para eliminar las tensiones internas como consecuencia de la forja es necesario someter a las piezas al normalizado, que consiste en un tratamiento térmico de recocido. La forja se puede realizar con el material calentado a unos 1000 °C, menos caliente (a unos 850 °C), y en algunas ocasiones con el metal en frío. Este proceso se denomina conformado en frío.



e) Fundido

La fundición es un proceso de fabricación de piezas que consiste en fundir un material e introducirlo en una cavidad, llamada molde, donde se solidifica.

El proceso tradicional es la fundición en arena, ya que es un material refractario muy abundante en la naturaleza y que, mezclada con arcilla, adquiere cohesión y moldeabilidad sin perder la permeabilidad que posibilita evacuar los gases del molde al tiempo que se vierte el metal fundido. La fundición en arena consiste en colar un metal fundido, típicamente aleaciones de hierro, acero, bronce, latón y otros, en un molde de arena, dejarlo solidificar y posteriormente romper el molde para extraer la pieza fundida.

Para la fundición con metales como el hierro o el plomo, que son significativamente más pesados que el molde de arena, la caja de moldeo es a menudo cubierta con una chapa gruesa para prevenir un problema conocido como "flotación del molde", que ocurre cuando la presión del metal empuja la arena por encima de la cavidad del molde, causando que el proceso no se lleve a cabo de forma satisfactoria.

f) Corroído por agua

La corrosión es un fenómeno de deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico producido por su entorno. De manera más general, puede entenderse como la tendencia general que tienen los materiales a buscar su forma más estable o de menor energía interna. Siempre que la corrosión esté originada por una reacción electroquímica (oxidación), la velocidad a la que tiene lugar dependerá en alguna medida de la temperatura, de la salinidad del fluido en contacto con el metal y de las propiedades de los metales en cuestión. Otros materiales no metálicos también sufren corrosión mediante otros mecanismos. El agua es uno de los elementos que producen la corrosión del acero; un caso especial es el del agua marina, que definiremos a continuación.

g) Corroído por agua marina

Numerosas estructuras que se encuentran sumergidas en el mar o están expuestas a la acción de la atmósfera marina sufren procesos de corrosión. Pilotes de muelles y otras estructuras portuarias como ser grúas de carga/descarga, edificios en la cercanía del mar, etc., requieren un constante mantenimiento. A diferencia de los mecanismos de corrosión en agua dulce, desde un enfoque electroquímico debemos considerar la incidencia de las sales disueltas en el agua de mar y ambientes marinos. En forma predominante encontramos en el agua de mar cloruros de sodio y de magnesio.



El cloruro de sodio se encuentra en agua de mar en una solución de 35.000 mg/lit (0.5 N) que lo sitúa en su máximo nivel corrosivo. La solución de NaCl mejora además las propiedades conductoras del electrolito posibilitando una reacción electroquímica más intensa. Hoy en día, se debe considerar además el efecto de la contaminación del agua de mar, especialmente en puertos. En efecto, en dichas aguas nos encontramos con importantes concentraciones de elementos oxidantes y orgánicos, producto de desechos industriales que son vertidos directamente en el mar o llegan a él a través de desembocaduras de ríos.

h) Nitrurado

La nitruración es un procedimiento termoquímico de endurecimiento superficial a través del cual se incorpora nitrógeno a una superficie de acero mediante el calentamiento en una atmósfera de amoníaco. La nitruración se aplica principalmente a las piezas que son sometidas regularmente a enormes fuerzas de roce y de carga o aceros aleados con cromo, vanadio, aluminio, wolframio y molibdeno.

Estas aplicaciones requieren que sus elementos tengan un núcleo con cierta plasticidad y resistencia cuyo objetivo principal sea el de aumentar la dureza superficial y la absorción durante los continuos golpes y vibraciones de alta continuidad por las que pasa una pieza de este tipo, creando en ellas una superficie de gran dureza para que resistan a la fricción y al desgaste a la que son sometidas, aumentando su resistencia a la corrosión. El campo de aplicación más importante de la nitruración está situado en la industria automovilística y aeronáutica para endurecer ejes, piñones, árboles de levas, camisas de cilindros, etc.

i) Laminado en frío

La laminación en frío es muy similar a la laminación en caliente, que ya hemos explicado en el apartado c. Consiste en proceso de conformación plástica en el que el metal fluye de modo continuo y en una dirección preferente, mediante fuerzas de compresión.

Los rodillos que se utilizan en la laminación en frío son rectificadas hasta alcanzar un acabado fino, para aplicaciones especiales los rodillos además se pulen. Estos rodillos no deben ser utilizados en la laminación en caliente, ya que pueden llegar a agrietarse por ciclado térmico y astillarse. Además, la laminación en frío se realiza con lubricantes de baja viscosidad o con lubricantes solubles en agua, como emulsiones, aceites minerales, parafina y aceites grasos.



j) Granallado

El granallado es una técnica de tratamiento de limpieza superficial por impacto con el cual se puede lograr un acabado superficial y simultáneamente una correcta terminación superficial. En líneas generales podemos decir que el proceso consiste en el bombardeo de partículas abrasivas a alta velocidad (65-110 m/s) que al impactar con la pieza tratada producen la eliminación de los contaminantes de la superficie.

No se trata, por tanto, de mejorar la resistencia del acero, sino de que la tensión inducida, al componerse con la que produce la sollicitación exterior, dé como resultado una tensión menor. El interés de este método se basa en dos hechos. Primero, el inicio de la grieta, y sobre todo la propagación de la misma, es más probable en zonas sometidas a tracción y más difícil en zonas sometidas a compresión. Segundo, las cargas de fatiga de tracción son mucho más dañinas que las de compresión; por tanto, no es preocupante que la tensión residual inducida alcance valores elevados.

7.2. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL ACABADO EN LA FATIGA CON PRO/ENGINEER

En este apartado vamos a hacer uso del módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER para determinar las variaciones en la vida a fatiga del eje objeto de nuestro estudio en función del acabado superficial que apliquemos. Como hemos visto en el apartado 7.1, el acabado superficial se selecciona en la ventana de definición del material, y podemos escoger entre 13 opciones distintas.

En la tabla 4 podemos observar los diferentes resultados en cuanto al número de ciclos que soporta el eje en función de cada acabado superficial. Dado que a lo largo de todo el proyecto estamos tomando el granallado como acabado superficial para nuestro eje, en la tabla tomaremos el valor del granallado como “valor base” y definiremos los aumentos o reducciones de la vida a fatiga para los distintos acabados en función de ese valor obtenido para el granallado.



Acabado superficial	log Nf	Nº de ciclos	% variación log	% variación vida
Granallado	8.111	1.29e08	-	-
Pulido	8.500	3.16e08	+4.8	144.9
Esmerilado	8.143	1.39e08	+0.4	7.64
Bien mecanizado	7.134	1.36e07	-12.04	-89.45
Mecanizado medio	6.934	8.59e06	-14.51	-93.35
Mecanizado deficiente	6.781	6.04e06	-16.39	-95.32
Laminado en caliente	6.894	7.83e06	-15	-93.93
Forjado	6.148	1.41e06	-24.2	-98.91
Fundido	6.123	1.33e06	-24.5	-98.97
Corroído	5.596	3.94e05	-31	-99.69
Corroído por agua marina	5.977	9.48e05	-26.3	-99.26
Nitrurado	11.396	2.48e11	+40.5	192652
Laminado en frío	10.957	9.06e10	+35.1	70045

Tabla 4. Vida a fatiga –y variación de la misma- para cada uno de los diferentes acabados superficiales.

En la figura 54 podemos apreciar una comparativa de la diferencia de las vidas a fatiga –tomando los respectivos logaritmos del número de ciclos- expresadas en forma de diagrama de barras:

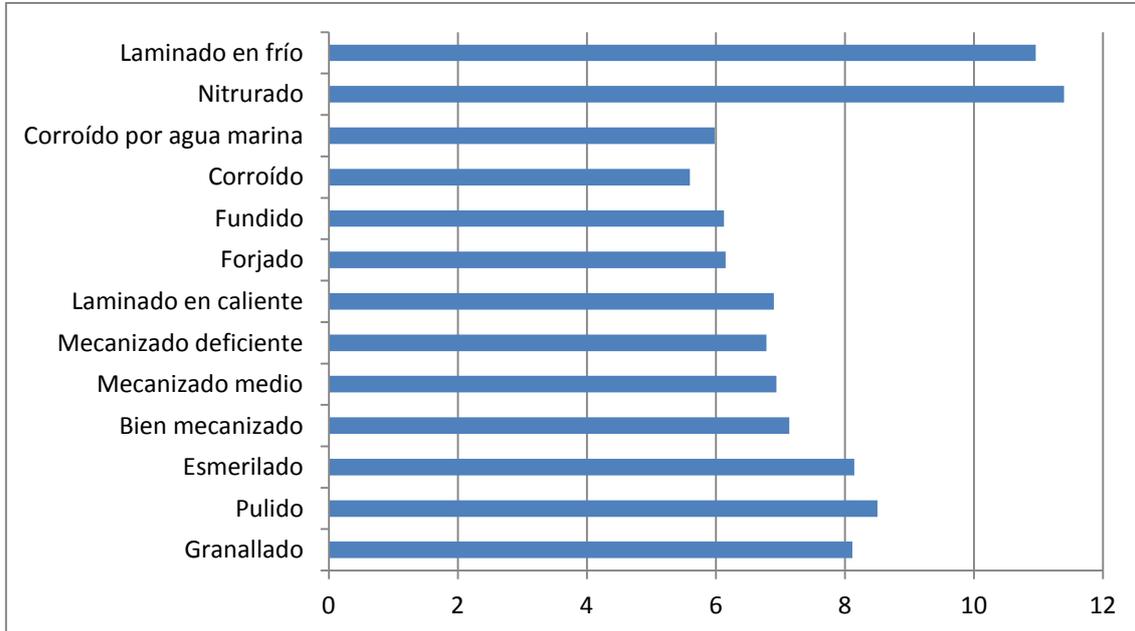


Figura 54. Comparativa en forma de diagrama de barras de las diferentes vidas a fatiga en función del acabado superficial.





CAPÍTULO 8

ANÁLISIS DEL EJE FISURADO

En este capítulo pretendemos comprobar cómo influye la presencia de una grieta o fisura en la tensión máxima que ha de soportar el eje, así como en la vida a fatiga del mismo.

8.1. DEFINICIÓN DE LA FISURA

Como estudiamos en el capítulo 5, la sección más crítica del eje es la denominada sección I. Será por tanto en esa zona donde situaremos nuestra fisura:

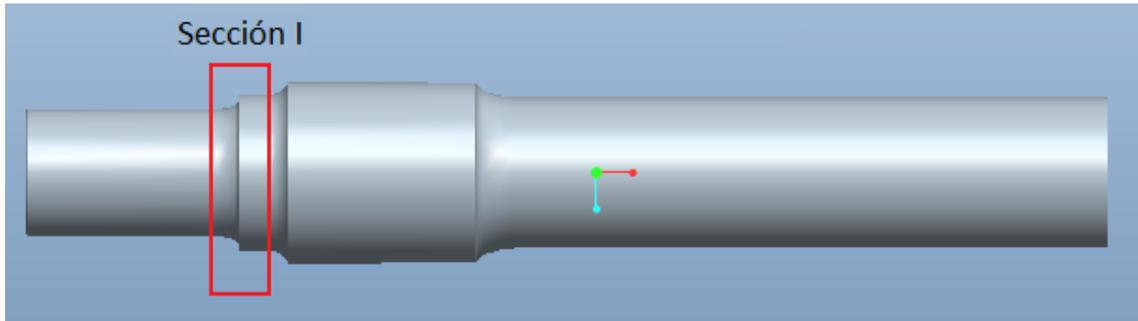


Figura 55. Sección I, zona crítica del eje donde situaremos la fisura.

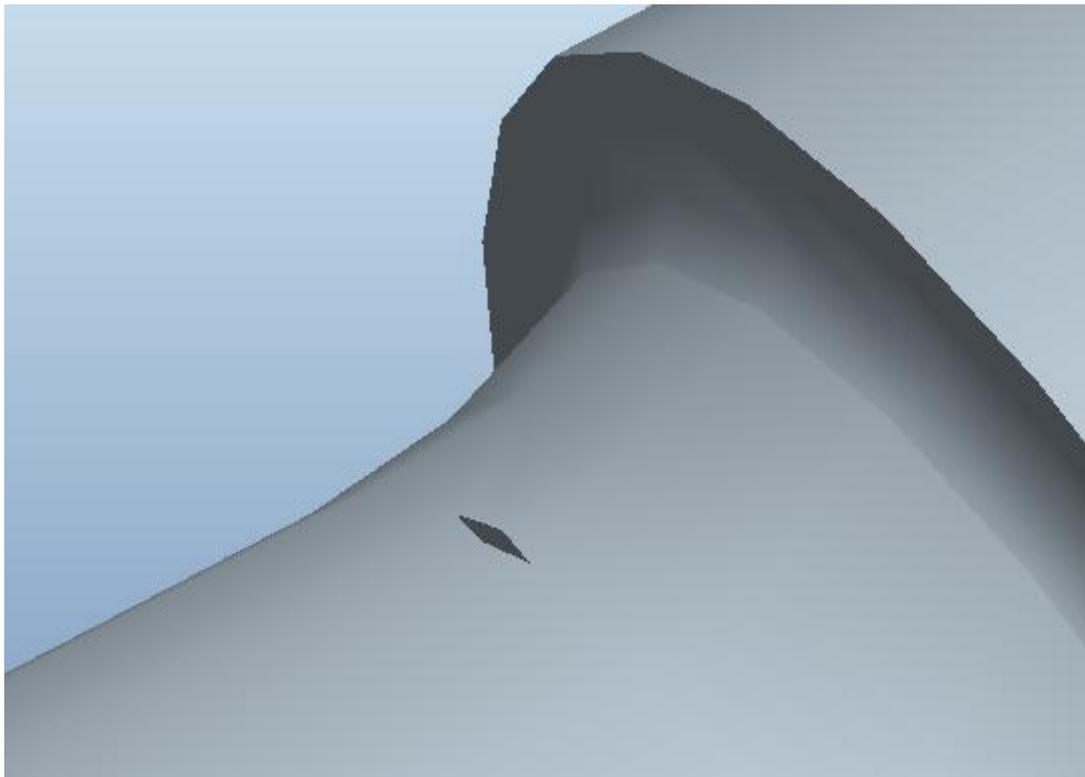


Figura 56. Ubicación de la fisura en el eje.

Hemos realizado fisuras de varios tamaños para estudiar la influencia de este parámetro tanto en el aumento de la tensión como en la vida a fatiga del eje. La geometría de todas las fisuras es la misma, independientemente de su tamaño, y se puede apreciar en la figura 57.



Figura 57. Geometría de la fisura.

La fisura va a generarse como una extrusión, concretamente un vaciado, con profundidad variable en función de su longitud.

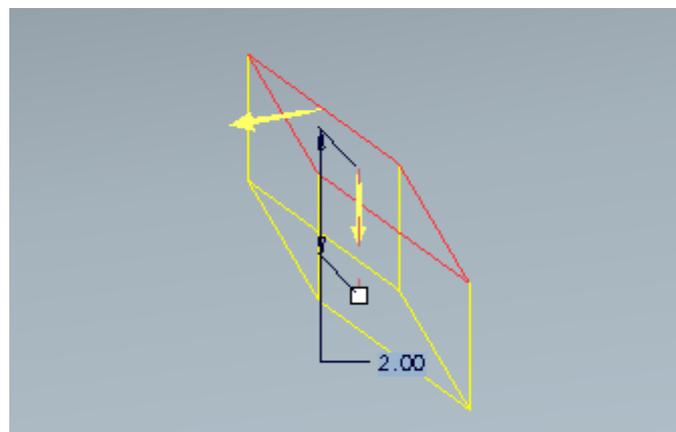


Figura 58. Definición de la extrusión de vaciado.

En la tabla 5 se muestran las medidas que definen la grieta: la longitud l y el ancho a mostrados en la figura 57 y la profundidad, mostrada en la figura 58.

Longitud, l (mm)	Ancho, a (mm)	Profundidad (mm)
5	0.625	1
10	1.25	2
15	1.875	3
20	2.5	4

Tabla 5. Medida de las fisuras realizadas en el eje.

8.2. ESTUDIO DEL INCREMENTO DE TENSIÓN EN LA GRIETA

Para el estudio del incremento de la tensión hemos realizado varios modelos de simulación. Primeramente realizamos un modelo de análisis que utilizaba el mallado que aplica por defecto el comando *AutoGEM* del módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER; utilizando a la hora de definir el análisis un *Plotting Grid* de 10.

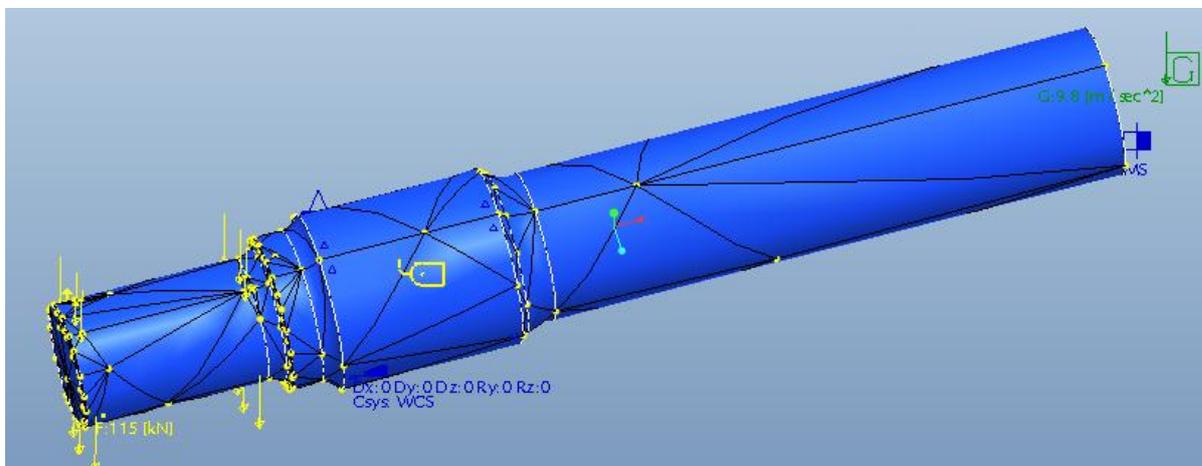


Figura 59. Eje con el mallado por defecto.

Dado que los resultados obtenidos para las diferentes medidas de la fisura parecían contradictorios, realizamos pruebas con otras configuraciones para el mallado del eje. Finalmente optamos por un mallado mucho más refinado, con elementos de cómo máximo 40mm, pero aplicando en este caso un *Plotting Grid* de 4.

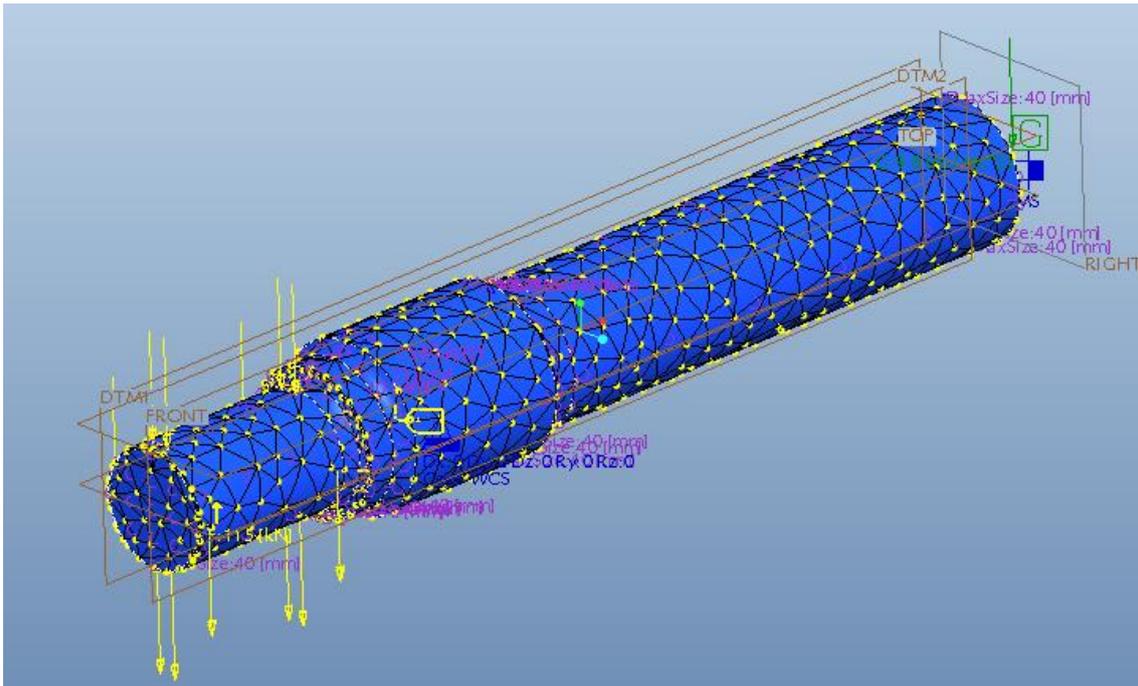


Figura 60. Eje con el mallado de 40 mm utilizado en este capítulo.

Para esta configuración de análisis obtuvimos los siguientes valores de tensión para cada tamaño de grieta:

a) Grieta de 5 mm

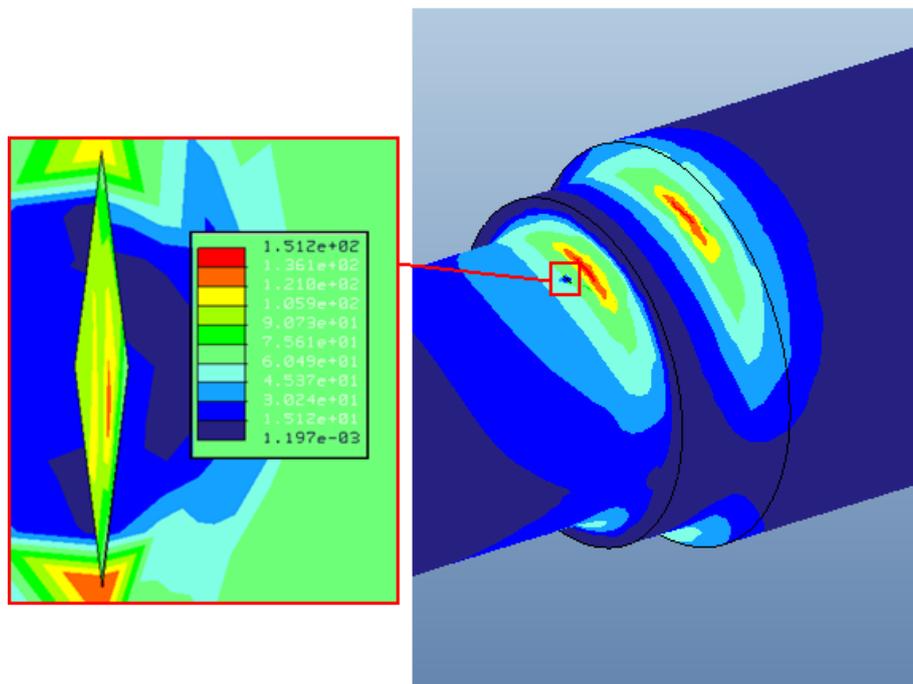


Figura 61. Tensión (MPa) para la fisura de 5 mm.

La máxima tensión de Von Mises en la grieta es de 136.1 MPa. Calculamos a continuación el incremento respecto al eje sin fisura, sabiendo que la tensión máxima del eje sin fisura es de 79.28 MPa, como calculamos en el apartado 5.1.

$$\%Variación = \left(\frac{136.1}{79.28} \cdot 100 \right) - 100 = 71.67\%$$

Es decir, que para el caso de una grieta de 5 mm la tensión máxima aumentará en un 71.67%.

b) Grieta de 10 mm

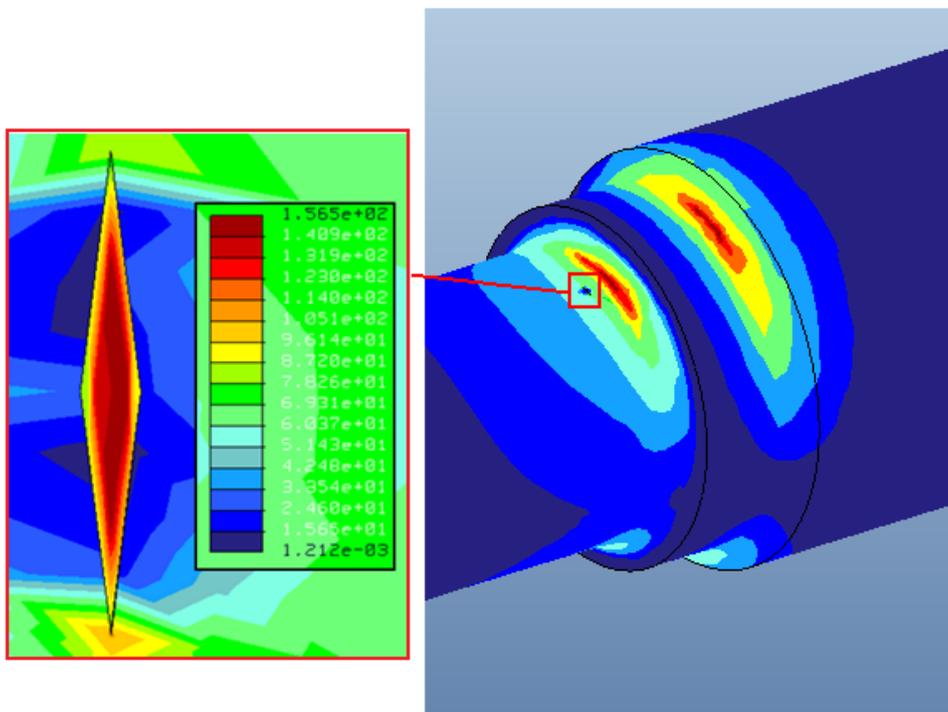


Figura 62. Tensión (MPa) para la fisura de 10 mm.

La máxima tensión de Von Mises en la grieta es de 156.5 MPa. Calculamos a continuación el incremento respecto al eje sin fisura, sabiendo que la tensión máxima del eje sin fisura es de 79.28 MPa, como calculamos en el apartado 5.1.

$$\%Variación = \left(\frac{156.5}{79.28} \cdot 100 \right) - 100 = 97.4\%$$

Es decir, que para el caso de una grieta de 10 mm la tensión máxima aumentará en un 97.4%

c) Grieta de 15 mm

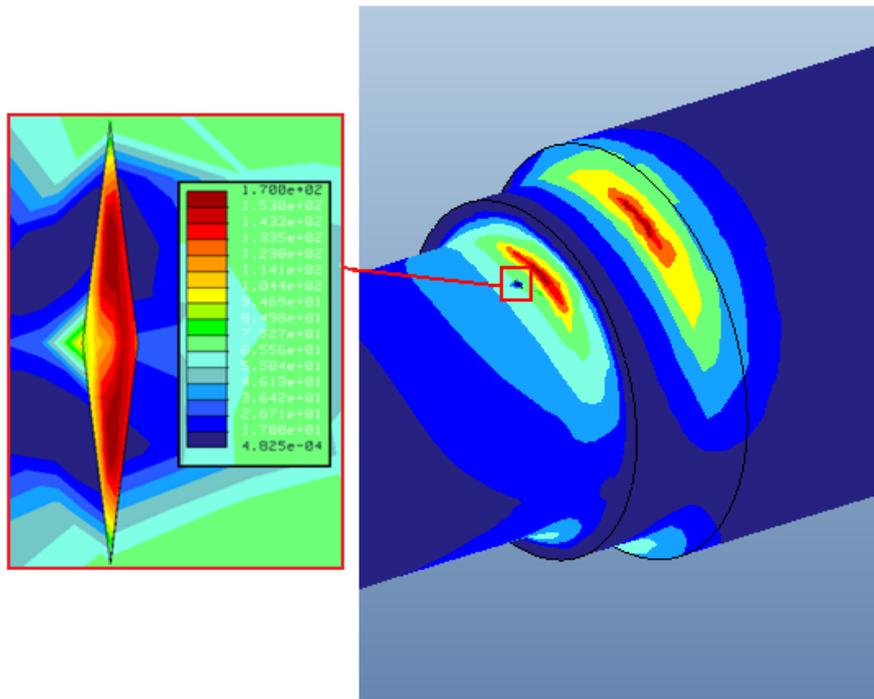


Figura 63. Tensión (MPa) para la fisura de 15 mm.

La máxima tensión de Von Mises en la grieta es de 170 MPa. Calculamos a continuación el incremento respecto al eje sin fisura, sabiendo que la tensión máxima del eje sin fisura es de 79.28 MPa, como calculamos en el apartado 5.1.

$$\%Variación = \left(\frac{170}{79.28} \cdot 100 \right) - 100 = 114.43\%$$

Es decir, que para el caso de una grieta de 15 mm la tensión máxima aumentará en un 114.43%.

d) Grieta de 20 mm

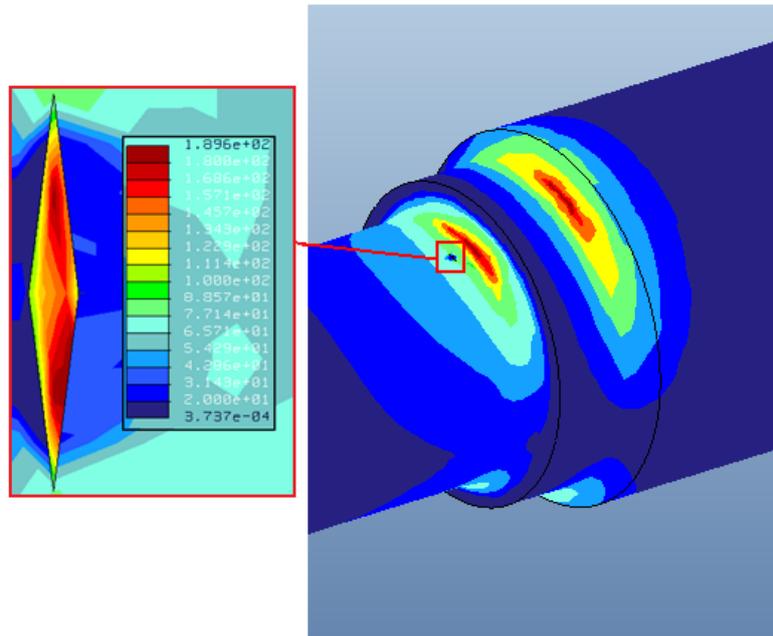


Figura 64. Tensión (MPa) para la fisura de 20 mm.

La máxima tensión de Von Mises en la grieta es de 189.6 MPa. Calculamos a continuación el incremento respecto al eje sin fisura, sabiendo que la tensión máxima del eje sin fisura es de 79.28 MPa, como calculamos en el apartado 5.1.

$$\%Variación = \left(\frac{189.6}{79.28} \cdot 100 \right) - 100 = 139.15\%$$

Es decir, que para el caso de una grieta de 20 mm la tensión máxima aumentará en un 139.15%.

En la figura 64 podemos observar gráficamente, en forma de diagrama de barras, las diferencias de tensión en el eje con los diferentes tipos de fisura (y con el eje sin fisurar).

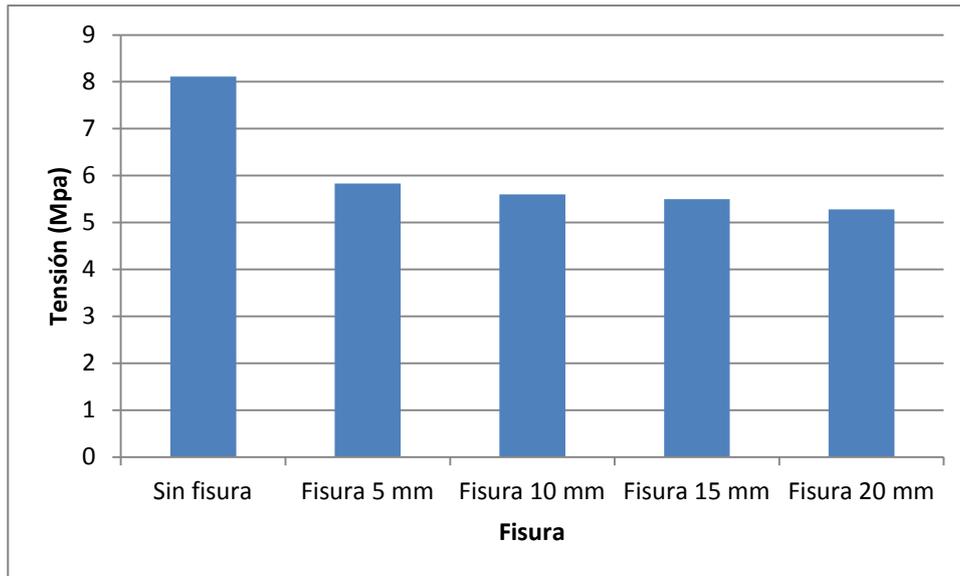


Figura 64. Gráfico de tensión (MPa) para el eje con las diferentes fisuras.

8.3. ESTUDIO A FATIGA DEL EJE FISURADO

En este apartado vamos a estudiar la influencia de la fisura en la vida a fatiga del eje. Para ello tomaremos las mismas grietas que hemos estudiado en el apartado anterior y realizaremos análisis a fatiga para determinar el número de ciclos que soporta el eje con cada una de ellas. Al igual que para el análisis de las tensiones, hemos utilizado un mallado refinado con elementos de cómo máximo 40 mm, y el análisis a fatiga ha sido realizado con amplitud de carga constante y según la norma EN 13261, que determina que las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos.

a) Grieta de 5mm

Para esta grieta hemos obtenido un valor del logaritmo de N_f de 5.83. Por tanto, el número de ciclos será: $N_{f5} = 10^{5.83} = 676082$ ciclos. Si comparamos este valor con la vida a fatiga del eje sin fisurar, tenemos:

$$\% \text{Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{5.83}{8.111} \cdot 100 \right) = 28.12\%$$

$$\% \text{Variación vida} = 100 - \left(\frac{676082}{129121927} \cdot 100 \right) = 99.47\%$$

La vida del eje con la fisura de 5 mm disminuirá respecto a la del eje sin fisurar en un 99.47%.



b) Grieta de 10mm

Para esta grieta hemos obtenido un valor del logaritmo de N_f de 5.603. Por tanto, el número de ciclos será: $N_{f10} = 10^{5.603} = 400866$ ciclos. Si comparamos este valor con la vida a fatiga del eje sin fisurar, tenemos:

$$\% \text{Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{5.603}{8.111} \cdot 100 \right) = 30.92\%$$

$$\% \text{Variación vida} = 100 - \left(\frac{400866}{129121927} \cdot 100 \right) = 99.69\%$$

La vida del eje con la fisura de 10 mm disminuirá respecto a la del eje sin fisurar en un 99.69%.

c) Grieta de 15mm

Para esta grieta hemos obtenido un valor del logaritmo de N_f de 5.5. Por tanto, el número de ciclos será: $N_{f15} = 10^{5.5} = 316227$ ciclos. Si comparamos este valor con la vida a fatiga del eje sin fisurar, tenemos:

$$\% \text{Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{5.5}{8.111} \cdot 100 \right) = 32.2\%$$

$$\% \text{Variación vida} = 100 - \left(\frac{316227}{129121927} \cdot 100 \right) = 99.75\%$$

La vida del eje con la fisura de 15 mm disminuirá respecto a la del eje sin fisurar en un 99.75%.

d) Grieta de 20mm

Para esta grieta hemos obtenido un valor del logaritmo de N_f de 5.28. Por tanto, el número de ciclos será: $N_{f20} = 10^{5.28} = 190546$ ciclos. Si comparamos este valor con la vida a fatiga del eje sin fisurar, tenemos:

$$\% \text{Variación logarítmica} = 100 - \left(\frac{5.28}{8.111} \cdot 100 \right) = 34.9\%$$

$$\% \text{Variación vida} = 100 - \left(\frac{190546}{129121927} \cdot 100 \right) = 99.85\%$$

La vida del eje con la fisura de 20 mm disminuirá respecto a la del eje sin fisurar en un 99.85%.



En el diagrama de barras de la figura 65 podemos apreciar de forma más gráfica la reducción de la vida a fatiga –comparando los respectivos logaritmos del número de ciclos- para el eje con las diferentes fisuras.

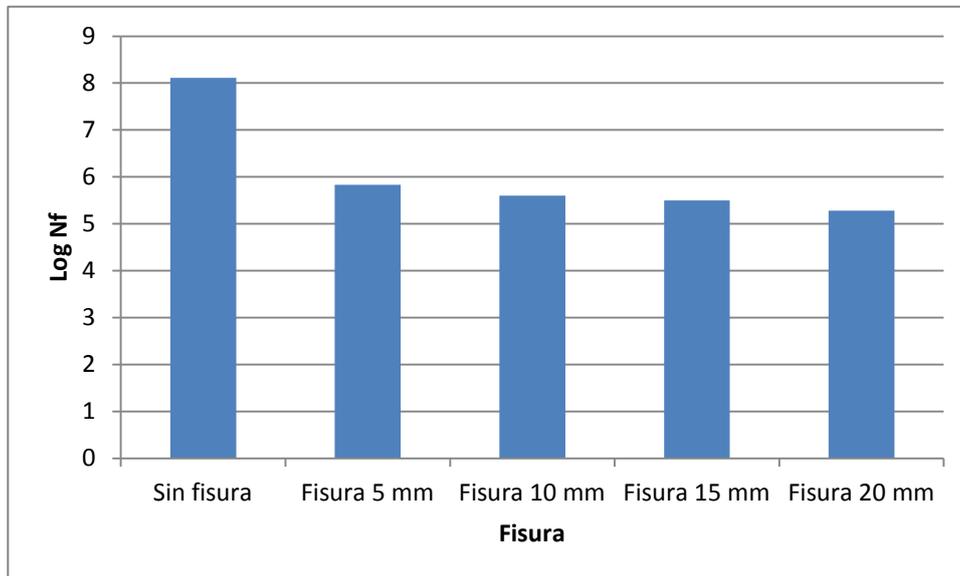


Figura 65. Gráfico de vida a fatiga ($\log N_f$) para el eje con las diferentes fisuras.





CAPÍTULO 9

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS



9.1. CONCLUSIONES

El objetivo de este proyecto era el estudio de un eje ferroviario de un tren de mercancías utilizando el software Pro/ENGINEER, en su versión Wildfire 5.0.

Pro/ENGINEER es una herramienta muy potente para el diseño de elementos mecánicos y el cálculo de estados tensionales y vida a fatiga, que son básicamente los tres elementos principales para lo que lo hemos utilizado en este proyecto. Hemos utilizado para ello los módulos *Estándar*, *Mechanica* y *Visualización de Resultados*, cada uno de los cuales nos ha sido útil en distintas partes del proyecto.

El proyecto contiene una base teórica necesaria para conocer la mecánica de la fractura así como los fenómenos de fatiga de materiales. Esta base teórica es necesaria para dar una visión de conjunto del problema que estamos tratando, así como para servir de apoyo a los cálculos realizados en los siguientes apartados del proyecto.

Primeramente hemos definido las características del problema a tratar, para dar una idea general del mismo. Hemos definido la geometría del eje a partir del plano suministrado por el fabricante, hemos especificado las características del material en el que está construido el eje y hemos determinado las restricciones y el estado de cargas del propio eje.

Posteriormente, hemos realizado un gran número de análisis tensionales y de fatiga con diferentes configuraciones. Para empezar hemos realizado unos análisis iniciales, tanto estáticos como de fatiga, para determinar el estado tensional y la viga del eje en las condiciones iniciales del problema.

A continuación hemos realizado un análisis de fatiga con ciclos de carga variable, y hemos comparado los resultados con los obtenidos en los análisis iniciales.

También hemos analizado la influencia de los diferentes acabados superficiales disponibles en el software en la vida a fatiga del eje, comparando los resultados que hemos obtenido para cada uno de ellos.

Por último, hemos realizado un estudio del eje fisurado, con fisuras de diferentes tamaños, para analizar la influencia de la presencia de grietas tanto en el estado tensional del eje como en su vida a fatiga.

Los resultados obtenidos en todos los apartados del proyecto son satisfactorios: coinciden con los vistos en la literatura tecnológica y nos permiten conocer más en profundidad la influencia de gran número de variables que afectan al funcionamiento de los ejes de trenes de mercancías.

Podemos afirmar, tras habernos familiarizado a lo largo de varios meses con el software, que Pro/ENGINEER está diseñado de tal forma que permite un manejo muy



intuitivo y sobre todo que facilita mucho la tarea de modificar diferentes configuraciones de geometría del eje, cargas, restricciones, características del material o mallado, lo que agiliza mucho el proceso para llevar a cabo los análisis requeridos.

Los resultados obtenidos en el proyecto, podrán ser comparados con los resultados obtenidos en situaciones reales para así determinar el grado de fiabilidad de los análisis. En todo caso, este proyecto es muestra de cómo el avance de los programas informáticos ha permitido en los últimos años una mejora en la eficiencia, los costes y el tiempo de resolución de una inmensa cantidad de problemas ingenieriles, y en este caso concreto del análisis de los ejes ferroviarios.

9.2. TRABAJOS FUTUROS

Este proyecto abarca una parte concreta de todas posibilidades que ofrece el software Pro/ENGINEER en el diseño y análisis de elementos mecánicos y, en concreto, en el diseño y análisis de ejes ferroviarios.

Existen muchas posibilidades de ampliación y estudios complementarios a los realizados en este proyecto. Aquí se enumeran algunos:

- a) Estudios modales de vibraciones en el eje.
- b) Estudios de un conjunto ferroviario que además del eje incluya otros elementos como ruedas, raíl, cojinetes, etcétera.
- c) Diferentes configuraciones de los análisis, variando cargas, incluyendo efecto de las precargas, modificando los parámetros del análisis, refinando la malla, etcétera.
- d) Análisis complementarios para el eje fisurado, variando el tamaño, forma, orientación y situación de las fisuras.
- e) Estudio de la influencia de efectos térmicos.

En definitiva, existen gran cantidad de posibles trabajos futuros relacionados con Pro/ENGINEER y el análisis de ejes y conjuntos ferroviarios, por lo que podemos esperar que estos estudios se vayan realizando próximamente la Universidad.





CAPÍTULO 10

PRESUPUESTO GENERAL



Se adjunta a continuación el presupuesto derivado del presente proyecto. El desglose de costes se ha dividido en tres grupos:

Licencias de software: Pro/ENGINEER Wildfire 5.0, con una amortización de 1/6 (cuatro meses sobre dos años).

Personal: Este grupo consta de todo el personal que ha colaborado en este proyecto. Como Ingeniero Senior encargado de la supervisión del proyecto, Higinio Rubio Alonso; como Ingeniero Junior y autor del proyecto, Jose Ignacio López González.

Otros costes: Este grupo engloba el resto de costes que no se encuentran dentro de los grupos anteriores, como los materiales fungibles, coste de impresión, el coste del equipo informático, etcétera. Al equipo informático y la impresora se les ha aplicado una amortización de 1/6.

Presupuesto proyecto

Gastos informáticos y de impresión

Licencias de software:	
• Pro/ENGINEER 5.0 (amortización 1/6)	1200€
Equipo informático:	
• Ordenador (amortización 1/6)	250€
• Impresora (amortización 1/6)	20€
Gastos de impresión:	
• Repuestos para impresión y papel	150€
• Impresión memoria	250€

Mano de obra

Ingeniería y redacción de la memoria	
• Ingeniería (60€/hora x 160 horas)	9600€
• Documentación y redacción (20€/hora x 40 horas)	800€
TOTAL	12270€



CAPÍTULO 11

BIBLIOGRAFÍA



1. SHIGLEY, Joseph E. *Diseño en ingeniería mecánica*. 6ª Edición. Editorial McGraw-Hill Interamericana. 2004.
2. ÁLVAREZ RODRIGUEZ, Julio. *El rodaje en el ferrocarril. Ejes (1) y (2)*. 1ª Edición. Edita la Universidad Carlos III de Madrid. 2010.
3. AVILÉS, Rafael. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. 2ª Edición. Editorial Thomson. 2005.
4. CARPINTERI, Andrea. *Handbook of fatigue crack: propagation in metallic structures*. Editorial Elsevier. 1994.
5. Apuntes de Diseño de Máquinas. I.T.I. Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, curso 2009-2010.
6. BARROSO HERRERO, Segundo; CARSÍ CEBRIÁN, Manuel. *Procesado y puesta en servicio de materiales*. 1ª edición. Edita UNED. 2005.
7. PEDRERO MOYA, José Ignacio. *Tecnología de máquinas. Tomo I. Fundamentos, ejes, acoplamientos y apoyos*. 1ª ed., 2ª reimp. Edita UNED. 2006.
8. Norma UNE-EN13260. Junio 2004.
9. Norma UNE-EN13261. Diciembre 2009.
10. Manuales de Pro/ENGINEER Wildfire 5.0. Edita PTC University. 2009.
11. <http://www.todotrenes.com>
Fecha de la última entrada: 15/9/2011.
12. <http://www.tafesa.com/>
Fecha de la última entrada: 10/9/2011.
13. <http://www.renfe.com/>
Fecha de la última entrada: 15/9/2011.
14. KUJAWSKI, D.; ELLYIN, F. *A Fatigue Crack Growth Model with Load Ratio Effects*, Engineering Fracture Mechanics v. 28, n. 4, pp. 367 – 378. 1987.
15. LAWSON, L.; CHEN, E. Y.; MESHI, M. *Near-threshold Fatigue: a Review*. International Journal of Fatigue v. 21, pp. S15 – S34. 1996.
16. BASTIAN, F. L.; CAMINHA, H. M.; MORAES, M. *Apostila Mecânica da Fratura*, PEMM – COPPE. 1989.
17. MARTÍN, M.; FUENTES, M.; PÉREZ, M. *Análisis de un conjunto ferroviario con Pro/ENGINEER*. Proyecto de fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2011.



18. SÁNCHEZ, M. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario de mercancías mediante el código Pro Engineer*. Proyecto de fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2011.

19. MARCO, E. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el programa Pro Engineer*. Proyecto de fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2010.





ANEXOS



A continuación se amplía un detalle del plano. Hay que indicar que no se han modelado los taladros que aparecen en el plano para simplificar los cálculos, ya que proyectos anteriores determinan que no son puntos críticos.

