



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Desarrollo de una aplicación de estimación de vida a fatiga a
ciclos altos y a ciclos bajos*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Álvaro Mackinlay Hidalgo

DIRECTORES: Marco Antonio Campo Cabana

CURSO ACADÉMICO: 2015-2016

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Desarrollo de una aplicación de estimación de vida a fatiga a
ciclos altos y a ciclos bajos*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

UniversidadeVigo

RESUMEN

En la actualidad, el análisis del comportamiento de los distintos materiales usados en la industria automovilística, aeroespacial, aeronáutica y de construcción es primordial para asegurar los requisitos de seguridad y calidad en los elementos mecánicos, productos de fabricación y las construcciones de edificios.

Uno de los principales factores o características más importante de estudio en cuanto a los materiales es la vida a fatiga. La obtención empírica de este dato resulta bastante compleja y costosa, ya que se determina realizando numerosos experimentos y ensayos con probetas de cada material. A partir de los resultados obtenidos se conforma un estudio para estimar la vida a fatiga de cada material en función de las tensiones máximas y mínimas aplicadas.

Este proyecto tiene como objetivo facilitar la estimación de vida a fatiga de un determinado componente metálico, mediante el desarrollo de una aplicación informática soportada por el software matemático MATLAB, que estime este factor en base a las sollicitaciones que sufrirá durante su vida útil y los factores que influyen durante esta.

PALABRAS CLAVE

MATLAB, fatiga, materiales, estimación, ensayo

AGRADECIMIENTOS

A mi tutor, Marco Antonio Campo Cabana, por su dedicación durante todo el proyecto, su enorme paciencia y su inestimable apoyo.

A mi familia por su apoyo durante todos estos años, en especial a mis padres por su dedicación y entrega.

A mi novia Clara Del Rio por entender mis ausencias, por su enorme paciencia, su consuelo, su cariño y ánimo constantes que me han ayudado y motivado día a día.

A mis amigos y amigas por su apoyo, en especial a Javier Ros Vargas por su apoyo fiel e inestimable.

CONTENIDO

Contenido	1
Índice de Figuras	3
Índice de Tablas.....	5
1 Introducción y objetivos	7
1.1 Introducción	7
1.2 Objetivos	11
2 Principios de Fatiga	13
2.1 Fenómeno de fatiga	13
2.1.1 Fractura	13
2.1.2 Tipos de fractura	13
2.1.3 Fases de un fallo por fatiga	15
2.1.4 Ensayo de fatiga.....	16
2.1.5 Diagrama S-N	17
2.2 Coeficientes modificadores del límite de fatiga.....	18
2.2.1 Acabado superficial K_a	19
2.2.2 Factor de tamaño K_b	20
2.2.3 Factor de confiabilidad K_c	21
2.2.4 Factor de temperatura K_d	22
2.2.5 Concentración de esfuerzos K_f	22
2.2.6 Tipo de carga K_g	23
2.3 Cálculo de vida a fatiga.....	24
2.3.1 Vida a fatiga a través de la curva S-N (HCF)	24
2.3.2 Vida a fatiga controlada por deformación plástica (LCF)	26
2.3.3 Vida a fatiga controlada por deformación total	26
2.4 Influencia de la tensión media	28
2.4.1 Criterios para ciclos altos.....	28
2.4.1.1 Criterio de Goodman	28
2.4.1.2 Criterio de Gerber	29
2.4.2 Criterios para ciclos bajos y deformaciones totales.....	29
2.4.2.1 Criterio de Smith-Watson-Topper.....	29
2.4.2.2 Criterio de Morrow	29
2.4.3 Factores de seguridad	29
2.5 Ciclo de histéresis	30

2.6 Estimación del estado de tensiones elasto-plásticas a través de un cálculo basado en hipótesis lineales: Neuber y Glinka	31
3 aplicación desarrollada	35
3.1 Introducción	35
3.2 Manual de Usuario	36
3.2.1 Interfaz de usuario	36
3.2.2 Introducción de datos de material	40
3.2.3 Funcionamiento de los factores de Modificación	43
3.2.4 Funcionamiento de la Sección central	46
3.2.5 Mensajes de error y advertencia	48
4 Resultados / Validación / Prueba	51
4.1 Introducción	51
4.2 Resultados	51
4.2.1 Estimación de vida a fatiga controlada por tensión	51
4.2.2 Estimación de vida a fatiga exclusivamente controlada por deformación plástica	55
4.2.3 Estimación de vida a fatiga por deformación total	56
5 Conclusiones y líneas futuras	59
5.1 Conclusiones	59
5.2 Líneas futuras	60
6 Bibliografía	61
Anexo I: Contenido del primer anexo	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Accidente debido a fallo por fatiga de un avión Boeing 737-297 de la Aloha Airlines 1988.....	8
Figura 2-1 graficas tensión-alargamiento material frágil y dúctil (tomada de [11])	14
Figura 2-2 Rotura frágil (a) Rotura dúctil (b) Rotura dúctil material blando(c) (tomada de [14]) ..	14
Figura 2-3 Fases de fractura en discontinuidades (tomada de [11]).....	15
Figura 2-4 Fases de fractura sobre la sección de una probeta (tomada de [14])	15
Figura 2-5 Ensayo de Wöhler (tomada de [11]).....	16
Figura 2-6 Conformación de la curva S-N (tomada de [16])	17
Figura 2-7 Diagrama S-N (tomada de [11])	17
Figura 2-8 Efecto sobre el límite de fatiga de la ecuación de Marin (tomada de [15]).....	19
Figura 2-9 gráfica para obtención del factor superficial (tomada de [11]).....	20
Figura 2-10 grafica para obtención del factor de tamaño en función del diámetro efectivo (tomada de [11]).....	21
Figura 2-11 graficas coeficiente de concentración de esfuerzos Kt (tomada de [8])	23
Figura 2-12 sensibilidad a la entalla q (tomada de [14]).....	23
Figura 2-13 Vida a fatiga sobre curva S-N (tomada de [11]).....	25
Figura 2-14 Materiales sin límite de fatiga (tomada de [11]).....	26
Figura 2-15 curva elástoplástica controlada por deformación (a) y controlada por tensión (b).....	27
Figura 2-16 Curva de deformación total (tomada de [19]).....	27
Figura 2-17 criterios para ciclos altos (tomada de [15]).....	28
Figura 2-18 Lazo de histéresis plástica(tomada de [19]).....	31
Figura 2-20 Hipótesis de Neuber (tomada de [24]).....	32
Figura 2-21 Hipótesis de Glinka (tomada de [24]).....	32
Figura 3-1 Vista principal de la pantalla con sus cuatro secciones	36
Figura 3-2 Primera sección.....	37
Figura 3-3 Sección central.....	38
Figura 3-4 Panel de factores de modificación	39
Figura 3-5 Criterios de Modificación por tensiones medias	39
Figura 3-6 Factor de seguridad y vida en ciclos.....	40
Figura 3-7 Lista de materiales	40
Figura 3-8 Panel de constantes	42
Figura 3-9 Valor de S_e estimado	42
Figura 3-10 Pantalla para calcular el factor de tamaño	43
Figura 3-11 Factor de confiabilidad	43

Figura 3-12 Factor de temperatura	44
Figura 3-13 Pantalla del factor de acabado superficial	44
Figura 3-14 Tipo de carga	45
Figura 3-15 Pantalla Coeficiente de concentración de esfuerzos K_t	45
Figura 3-16 Opciones de sollicitación para el cálculo de K_t	45
Figura 3-17 Pantalla Factor de sensibilidad a la entalla.....	46
Figura 3-18 Sección de estimación de vida controlada por tensión, deformación y deformación plástica	47
Figura 3-19 Sección de estimación por deformación total.....	48
Figura 3-20 Mensaje de error 1	48
Figura 3-21 Mensaje de advertencia 1.....	49
Figura 3-22 Mensaje de error 2	49
Figura 3-23 Mensaje de error 3	49
Figura 4-1 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias, resuelto por el criterio de Goodman.....	52
Figura 4-2 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias nulas, resuelto por el criterio de Goodman.	53
Figura 4-3 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias de compresión, resuelto por el criterio de Goodman.	54
Figura 4-4 Estimación de vida a fatiga por tensión con tensión en función de la deformación, con tensiones medias de compresión, resuelto por el criterio de Goodman.	55
Figura 4-5 Estimación de vida a fatiga a ciclos bajos controlada exclusivamente por deformación plástica	56
Figura 4-6 Estimación de vida a fatiga por deformación total, con estado elastoplástico aproximado por el método de Neuber con tensiones medias de tracción.....	57
Figura 4-7 Estimación de vida a fatiga por deformación total, con estado elastoplástico aproximado por el método de Neuber con tensiones medias de compresión	58
Figura 5-1 Historial de cargas cíclicas e historial equivalente por los métodos de conteo de ciclos	60

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Coeficientes para obtención del factor superficial (tomada de [14]).....	20
Tabla 2-2 Factor de confiabilidad (tomada de [14, 15]).....	22
Tabla 2-3 Factor de carga Kg (tomada de [4])	24
Tabla 4-1.....	51
Tabla 4-2.....	52
Tabla 4-3.....	53
Tabla 4-4.....	54
Tabla 4-5.....	55
Tabla 4-6.....	56
Tabla 4-6.....	57

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

El análisis de la integridad estructural de los principales componentes de construcción y fabricación de maquinaria, automóviles, edificios etc. está destinado a prevenir fallos durante la vida en servicio de elementos, lo que está directamente relacionado con la seguridad de la industria y de las personas, así como con los costes de mantenimiento o reposición.

El gran incremento del volumen de producción de las empresas aeronáuticas, automovilísticas y de maquinaria, y los avances tecnológicos acontecidos desde la revolución industrial han supuesto una gran demanda de componentes con propiedades mecánicas cada vez más exigentes, capaces de soportar mayores esfuerzos y sollicitaciones durante su vida en servicio, que requieran menores operaciones de mantenimiento y reposición, lo que en definitiva se traduce en mayores periodos de vida útil.

Uno de los principales factores a tener en cuenta al realizar un análisis estructural es la vida a fatiga. Nuestro trabajo se centra en la determinación de esta vida o duración, cuando sometemos a cargas cíclicas el elemento de estudio.

El fenómeno de fatiga se advirtió por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de carros de ferrocarril empezaron a fallar después de tan sólo un tiempo limitado en servicio. Estaban hechos de acero dúctil, pero presentaban fallas repentinas, como si fueran materiales frágiles. Rankine publicó, en 1843, el estudio Sobre las causas de rupturas inesperadas en la sección giratoria de los ejes de ferrocarril, donde postuló que el material se había “cristalizado” y se volvió frágil debido a la fluctuación de los esfuerzos. Los ejes se diseñaron con toda la experiencia de ingeniería de la época, la cual tenía como base la experiencia con estructuras cargadas estáticamente. En ese entonces, las cargas dinámicas eran un fenómeno nuevo, derivado de la introducción de maquinaria que funcionaba con vapor. Tales ejes estaban fijos a las ruedas y giraban con ellas, de modo que el esfuerzo de flexión, en cualquier punto sobre la superficie del eje, variaba en forma cíclica de tracción a compresión. A dicha carga se le llama ciclo de carga invertida.

Con respecto a los costes de mantenimiento y reposición, los fallos por fatiga representan un gasto económico muy importante. Según un informe del gobierno de Estados Unidos en Reed [1], el costo anual en dólares por fatiga de materiales para la economía estadounidense, en 1982, fue de alrededor de \$100 mil millones, correspondientes a aproximadamente 3% del producto interno bruto (PIB). Tales costos provienen de la incidencia o la prevención de fallas por fatiga para vehículos terrestres, trenes, aviones de todo tipo, puentes, grúas, equipo de plantas de energía, estructuras marítimas de pozos petroleros, así como una gran variedad de maquinaria y equipos, que incluye aparatos domésticos de uso diario, juguetes y equipamiento deportivo. [2]

El costo implica, asimismo, seguridad. El primer modelo de pasajeros, el DH.106 Comet británico, sufrió dos accidentes en 1954 debido a fallas por fatiga en el fuselaje a causa de los ciclos de presurización/despresurización de la cabina. Más recientemente (1988), un Boeing 737, de Hawaiian Airlines, perdió alrededor de un tercio de la parte superior de su cabina cuando volaba a 25 000 pies de altura. Existen otros muchos ejemplos recientes de fallas por fatiga catastróficas. En los últimos 150 años se ha efectuado un gran trabajo para determinar el mecanismo real de las fallas por fatiga. A partir de la Segunda Guerra Mundial, los requerimientos exigidos a los materiales en las aplicaciones para aviones y naves espaciales motivaron el incremento de la inversión en la investigación científica sobre el tema.



Figura 1-1 Accidente debido a fallo por fatiga de un avión Boeing 737-297 de la Aloha Airlines 1988

Lo mencionado anteriormente pone de manifiesto la importancia de realizar estudios en esta dirección para reducir los fallos en servicio y los riesgos asociados a accidentes derivados de fallos estructurales por rotura de elementos de la maquinaria, especialmente ejes. El estudio a realizar se centrará en los principios de fatiga de los materiales a ciclos altos y bajos y la determinación de la vida a fatiga en los diferentes casos. En este sentido, los principales y más destacados científicos que han contribuido al desarrollo de los métodos y fórmulas para la determinación de la vida a fatiga de los materiales son: W.J.A. Albert, que en 1837 inició los estudios de fatiga sobre cadenas de arrastre; el matemático e ingeniero francés Jean-Victor Poncelet que en 1839 introduce por primera vez el término de fatiga y el escocés Rankine, que en 1842 introdujo el término “envejecimiento” y descubrió los efectos negativos en la vida a fatiga de los concentradores de tensiones.

El trabajo del alemán Wöhler, que en 1870 publica los resultados de 20 años de investigación sobre las fallas de los ejes, que serviría de base para muchos científicos en estudios posteriores. Wöhler además, perfeccionó la prueba a flexión giratoria, para la obtención el diagrama S-N. Determinó que las fuerzas para producir la rotura con cargas dinámicas son mucho menores que en el caso estático, así como que la vida a fatiga se ve más influenciada por el rango de tensiones que a los picos máximos de tensiones a los que se somete. Por último, determinó la existencia de los límites de fatiga en los materiales a partir de los cuales no se produce rotura.

En 1903 Humfrey descubre las líneas de deslizamiento, las grietas por fatiga y el crecimiento de esta hasta la falla. En base a los resultados de Wöhler, Basquin propone en 1910 [3] la relación logarítmica entre la vida a fatiga y los rangos de tensión a los que se somete el material más comúnmente conocida como “ecuación de Basquin”. En 1930 [4, 5] Goodman y Soderberg, trabajando por separado, determinan los efectos de las tensiones medias sobre la resistencia a fatiga. En 1937

Neuber publica la ecuación de Neuber para la concentración de deformaciones en muescas [6]. En 1945 Miner [7] desarrolló la hipótesis lineal de acumulación de daño.

En 1953 Peterson [8] publica “Stress concentration Design Factors” con los diferentes procedimientos para calcular los factores de concentración de tensiones en las muescas de las piezas. En 1955 Coffin y Manson [9], trabajando independientemente, obtuvieron la ley de fatiga bajo ciclaje en base a la deformación. En la década de los años 60 del siglo pasado, Smith, Watson y Topper publican su fórmula de modificación de vida a fatiga por deformaciones medias. Desde entonces se han sucedido muchísimos otros estudios que se detallarán posteriormente.

En resumen, podemos afirmar que hasta la fecha no se posee un conocimiento pleno del fenómeno de fatiga, a pesar de los numerosos estudios realizados en casi 200 años de investigación. Sin embargo, la gran cantidad de datos y estudios, permiten desarrollar procedimientos lo suficientemente comprobados y contrastados por los años de experiencia en la materia, para que sean perfectamente aplicables y aceptados para el diseño de estructuras y elementos en la actualidad. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensión/deformación variable conocido.

Las teorías más aceptadas y tomadas como referencia para el estudio del fenómeno de fatiga en la actualidad son la teoría de deslizamiento para las fases iniciales de fatiga y la teoría de fractura para la predicción del crecimiento de grietas bajo ciclos de carga. Todo esto constituye la base científica para el desarrollo del presente trabajo.

La herramienta que utilizamos para desarrollar nuestra aplicación de estimación de vida a fatiga será el software informático MATLAB, “Matrix Laboratory”, centrándonos en una de sus principales características, la interfaz gráfica (más comúnmente conocido como GUI, *Guided User Interface*).

MATLAB fue diseñado en 1984 por Cleve Barry Moler, matemático y programador americano especialista en análisis numérico. Una de las principales características de MATLAB que hacen que sea uno de los principales softwares de uso en universidades e investigación y simulación es la sencillez de su lenguaje de programación, “lenguaje M”. Fue desarrollado en la década de los setenta para acceder a las funciones de algebra lineal LINPACK y EISPACK sin tener que aprender Fortran. Además de los GUI, MATLAB permite el manejo de matrices, trabajo con ecuaciones de estadística, optimización y sobre todo, la compatibilidad y comunicación con otros lenguajes de programación y paquetes de software.

La interfaz gráfica de usuario GUI, es un tipo de interfaz de usuario que utiliza un conjunto de imágenes y objetos gráficos para representar la información y acciones disponibles en la interfaz. Como en una GUI las acciones se realizan mediante manipulación directa, el usuario no tiene que crear un script, escribir algún comando en la línea de comandos o comprender los detalles de cómo se realizan las tareas para poder hacer alguna actividad con la aplicación. Las GUIs surgen como evolución de la línea de comandos de los primeros sistemas operativos y es pieza fundamental en un entorno gráfico.

La exposición en [10] señala en los orígenes de la GUI, a los investigadores del Stanford Research Institute liderados por Douglas Engelbart (Universidad de Berkeley), que desarrollaron en 1973 el Xerox Alto, el primer ordenador personal con una interfaz de hipervínculos en modo texto gobernado por un mouse, que también inventaron (el primer prototipo en madera).

Este concepto fue ampliado y trasladado al entorno gráfico por los investigadores del Xerox PARC (Palo Alto Research Center), en él se definieron los conceptos de ventanas, checkbox, botones de radio, menús y puntero del mouse. Fue implementado comercialmente en el Xerox Star 8010 en 1981

Hoy en día, tenemos como ejemplo de GUIs:

Los entornos de escritorio de los sistemas operativos: Windows, Mac Os, X – Windows (Linux), etc.

Los entornos que usan sistemas operativos de tiempo real: cajeros automáticos, procesos industriales, teléfonos móviles, etc.

En 2004 se estimaba que el número de usuarios de MATLAB en los ámbitos académicos y empresariales ascendían a más de un millón. Con respecto a su uso académico en universidades constituye junto con matemática y maple una herramienta básica para cursos de matemática aplicada y matemática avanzada.

En la industria actual, MATLAB se utiliza principalmente para investigación y cálculos de ingeniería, destacando su aplicación para estudios con simulaciones.

Actualmente, las aplicaciones de estimación de vida a fatiga son de vital importancia para el diseño y construcción de cualquier elemento mecánico o construcción. De esta forma, estas aplicaciones son utilizadas en una amplia gama de sectores tecnológicos, como el sector aeronáutico o automovilístico especialmente.

En las Fuerzas Armadas, el conocimiento y manejo de estos sistemas cobra vital importancia en las áreas de construcción de vehículos y aeronaves militares, y de un modo más directo en las unidades destinadas al mantenimiento de estos.

Es por tanto fundamental, que se conozcan los parámetros de funcionamiento y como afectan los ajustes a la hora de realizar una buena estimación para reducir futuros costes materiales y de mantenimiento de elementos mecánicos.

La aplicación desarrollada en este trabajo fin de grado (en adelante TFG), pretende que el usuario/alumno sea capaz de entender de una forma sencilla y visual el funcionamiento básico de una aplicación de estimación de vida a fatiga y sus posibilidades. A largo plazo, el objetivo es que el usuario, mediante esta herramienta docente, pueda comprobar cómo afectan las variaciones de los parámetros y los diferentes métodos de aproximación y modificación en la vida a fatiga.

Este trabajo presenta los diferentes métodos de estimar la vida a fatiga. Para ello, además dispone de cuatro criterios de modificación por tensiones medias. Además, dispone de una serie de factores de modificación por temperatura, entalla, confiabilidad, tamaño, tipo de carga y acabado superficial. Por último se implementan dos modos de estimar la vida a fatiga con datos lineales transformados a sus equivalentes en elastoplásticos por los métodos de neuber y glinka.

La presente memoria recoge todo el trabajo llevado a cabo, estructurado de la siguiente manera: En el Capítulo 2 se da una introducción a los principios básicos de la teoría de fatiga, con el fin de entender los fenómenos de fatiga, las diferentes teorías y criterios aplicables a las estimaciones de nuestra aplicación. Le sigue el Capítulo 3, en el que se proporciona el manual de usuario de la aplicación, en el cual se especifican los márgenes de trabajo de cada una de las variables implicadas, las características de los elementos que componen la interfaz gráfica y las posibilidades que ofrece la aplicación. En el Capítulo 4 se expone una serie de ejemplos que muestran de lo que es capaz la aplicación, y que sirven de guía para que el usuario que se enfrenta por primera vez al manejo de la aplicación sepa interpretar los resultados obtenidos en pantalla. Además, se discuten y analizan los resultados obtenidos.

Por último, en el Capítulo 5 se detallan las conclusiones obtenidas en este trabajo, así como una serie de posibles líneas futuras que permitan la continuidad del mismo;

1.2 Objetivos

El objetivo principal del presente trabajo de fin de grado consiste en el desarrollo de una aplicación informática a través del software matemático MATLAB. Dicha aplicación permite al usuario introducir todos los parámetros de los que depende la estimación de vida a fatiga. Las estimaciones se podrán realizar de diferentes modos, dependiendo el tipo de análisis que queramos realizar: estimación de vida a ciclos altos (HCF) y estimación de vida a ciclos bajos (LCF),

Como objetivos secundarios alcanzados durante la realización del presente trabajo podemos enumerar:

- Análisis de vida a fatiga a ciclos altos sobre la curva S-N en función de las deformaciones elásticas
- Estimaciones de vida por deformación total, teniendo en cuenta diversos factores que se detallan más adelante.
- Control del ciclo de histéresis por deformaciones o tensiones
- Estimación de estados elastoplásticos desde hipótesis de tipo lineal.

Mediante la creación de esta interfaz se pretende que un alumno o usuario se familiarice y comprenda mejor las teorías de la vida a fatiga de los materiales, mediante la introducción de los diferentes valores y correcciones para contrastar resultados con ensayos o cálculos teóricos. La interfaz gráfica de MATLAB es muy intuitiva y relativamente fácil de manejar, por lo que favorece que los estudiantes noveles en la materia dispongan de una herramienta útil y fácil de usar en sus inicios en el mundo del diseño de máquinas y resistencia de materiales.

En la memoria de este trabajo de fin de grado se explican y presentan los principios de resistencia de materiales y de fatiga necesarios para poder entender el funcionamiento de la aplicación. Continúa con un manual de funcionamiento para el operador con la idea de que cualquier persona sin necesidad de extensos conocimientos en fatiga, sea capaz de utilizar el mismo. A tales efectos, se presentan en el capítulo 4 una serie de ejemplos sobre el manejo y discusiones sobre los resultados obtenidos, con el fin docente de entrenar al usuario final en el manejo de la herramienta y en la interpretación de los resultados. Finaliza con unas conclusiones y una serie de posibles líneas futuras en donde se expone cuál puede ser el futuro desarrollo y mejoras al presente trabajo

2 PRINCIPIOS DE FATIGA

2.1 Fenómeno de fatiga

El fenómeno de fatiga se define como la rotura de estructuras producidas por cargas cuyas amplitudes varían en el tiempo con valores de tensión menores que las que producirían la rotura con cargas estáticas de amplitud constante.

La normativa ASTM define el fenómeno de fatiga como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura tras un número de ciclos”.

2.1.1 *Fractura*

La fractura se relaciona con la deformación elastoplástica cíclica, producida por la aplicación de cargas fluctuantes en discontinuidades geométricas, debidas a diversos factores como diseños defectuosos, mala elección de materiales, tratamientos superficiales imperfectos, procesos de fabricación no adecuados o condiciones de servicio diferentes a las esperadas, que dan lugar a la iniciación de la grieta. Este punto de iniciación de grieta suele ser un concentrador de tensiones.

2.1.2 *Tipos de fractura*

La fractura se produce por la aplicación de cargas que pueden ser dinámicas o estáticas. Dependiendo de la sollicitación de la pieza pueden encontrarse bajo tracción, compresión, cizalladura, torsión o combinadas. Pero el objeto de estudio para desarrollar nuestra aplicación viene relacionado con las cargas variables y cíclicas que producirán fracturas dinámicas.

La clasificación de los tipos de fractura se realiza a tres niveles: nivel atómico, nivel microscópico y nivel macroscópico. A efectos prácticos de aplicación en nuestro estudio nos centraremos en el nivel macroscópico, en el que podemos diferenciar:

Fractura dúctil por carga estática

Esta fractura se produce cuando ocurre deformación plástica por deslizamiento, que conlleva alargamiento y absorción de energía. Dependiendo de lo dúctiles que sean los materiales mostrarán un comportamiento diferente en la rotura. Los más blandos sufrirán más alargamiento y romperán por la reducción casi total del área de su sección por estricción Figura 2.4 (c), mientras que en los menos

dúctiles la estricción será menor Figura 2.4 (b). La rotura dúctil se produce por cualquier tipo de carga, aunque lo más común y representativo es la rotura dúctil por tracción.

Fractura frágil por carga estática

Esta fractura se caracteriza por presentar escasa deformación plástica debido a la rápida propagación de las grietas, que se propagan en dirección perpendicular a las tensiones aplicadas, esto produce una superficie de fractura plana. Figura 2.4 (a).



Figura 2-1 graficas tensión-alargamiento material frágil y dúctil (tomada de [11])

Fractura por fatiga

Como ya apuntamos anteriormente, nuestro estudio viene definido por la rotura a fatiga. Dentro de los fallos por fatiga hay que hacer dos grandes diferencias. Ciclos altos (HCF) y ciclos bajos (LCF) Figura 2.7, entendiéndose por fatiga a ciclos altos el fallo producido por la aplicación de una carga cíclica durante al menos 50000 ciclos, en los que las deformaciones y tensiones permanecen en los rangos de deformación elástica, que se asocian a cargas de menor magnitud. Por otro lado el fallo por fatiga a ciclo alto se entiende por el producido por la aplicación de una carga cíclica por debajo de los 30000 ciclos de magnitud, suficiente para que las deformaciones y tensiones impliquen importantes cantidades de deformación plástica. No existe una línea divisoria clara entre ambos regímenes, por lo que varios investigadores sugieren divisiones ligeramente diferentes. Dowling [2] sugiere el límite entre 10^2 y 10^4 , mientras que Juvinall y Shigley sugieren 10^3 [12] [13]. Nosotros trabajaremos con los límites anteriormente expuestos de 50000 y 30000. Los fallos por fatiga tienen en cuenta factores como la temperatura o la corrosión los cuales serán detallados posteriormente.

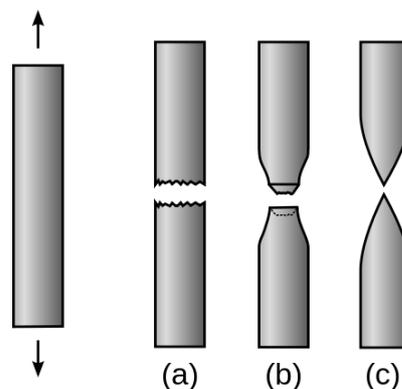


Figura 2-2 Rotura frágil (a) Rotura dúctil (b) Rotura dúctil material blando(c) (tomada de [14])

2.1.3 Fases de un fallo por fatiga

En la superficie de fractura de un elemento sometido a fatiga se diferencian tres zonas muy características que definen las tres fases en la rotura por fatiga.

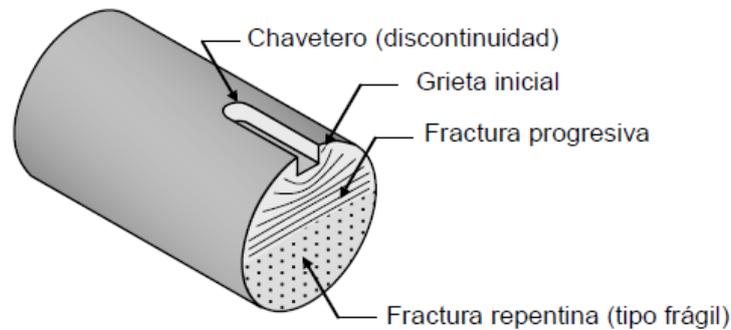


Figura 2-3 Fases de fractura en discontinuidades (tomada de [11])

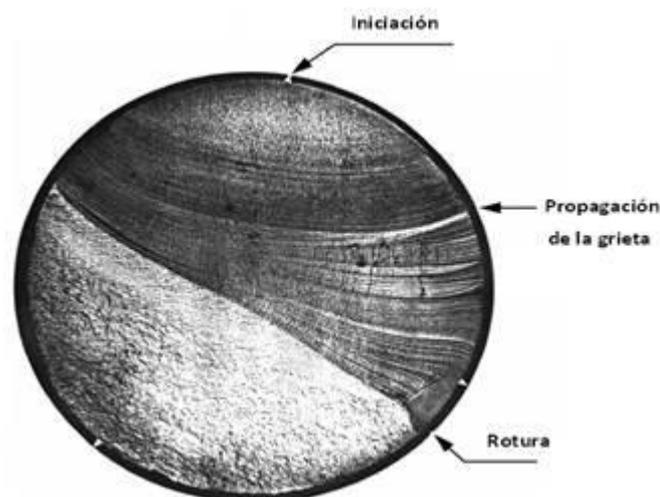


Figura 2-4 Fases de fractura sobre la sección de una probeta (tomada de [14])

Como podemos apreciar en las figuras, se diferencian tres zonas:

- **Iniciación:** normalmente se inicia alrededor de un concentrador de tensiones causado por discontinuidades geométricas, por imperfecciones en la estructura microscópica del material (mala elección del material) o ralladuras, arañazos, muescas o defectos producidos por los acabados y tratamientos superficiales. Esto produce que se desarrollen una o más grietas iniciales que se propagan lentamente ciclo a ciclo. Se puede llegar a distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo sobre la superficie que en esta zona presenta una apariencia lisa. Según cada material las líneas de propagación son más o menos visibles. Habitualmente en el ámbito de la ingeniería se considera acabada la fase de iniciación cuando la grieta adquiere una longitud aproximada de 0.25 mm.

- Propagación: En esta fase las grietas crecen rápidamente por efecto de las cargas, produciendo una superficie rugosa e irregular sobre la mitad de la sección de la probeta.
- Rotura: la fase de propagación de la grieta culmina con la rotura de la sección remanente, que queda tan reducida que no puede soportar las cargas desde un punto de vista estático, produciéndose finalmente la rotura en un ciclo de carga. Cuando la propagación es tan grande que la pieza rompe, se dice que la fisura ha alcanzado el tamaño crítico. Esta última fase carece de interés en cuanto a la vida a fatiga ya que el número de ciclos consumidos con respecto a las fases anteriores es muchísimo menor.

Es interesante remarcar, como se comprobará más adelante con los datos obtenidos en la aplicación, que el crecimiento de la grieta se ve muy afectada por el tipo de carga. Una tensión a tracción favorecerá drásticamente el crecimiento de la grieta, mientras que una de compresión hará lo contrario. Esto se traduce en que la vida a fatiga para cargas a tracción es menor que la vida para cargas de compresión.

2.1.4 Ensayo de fatiga

Para poder estudiar el fenómeno de fatiga, A.Wöhler diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo, colocando un peso que actuase en los finales de la probeta mientras que esta giraba. De esta forma se obtenía una carga variable de amplitud constante sobre la probeta, y se estudiaba el número de ciclos necesarios para que comenzase la fase de iniciación de las fisuras por fatiga. La normalización de este ensayo dio lugar al ensayo de viga rotatoria.

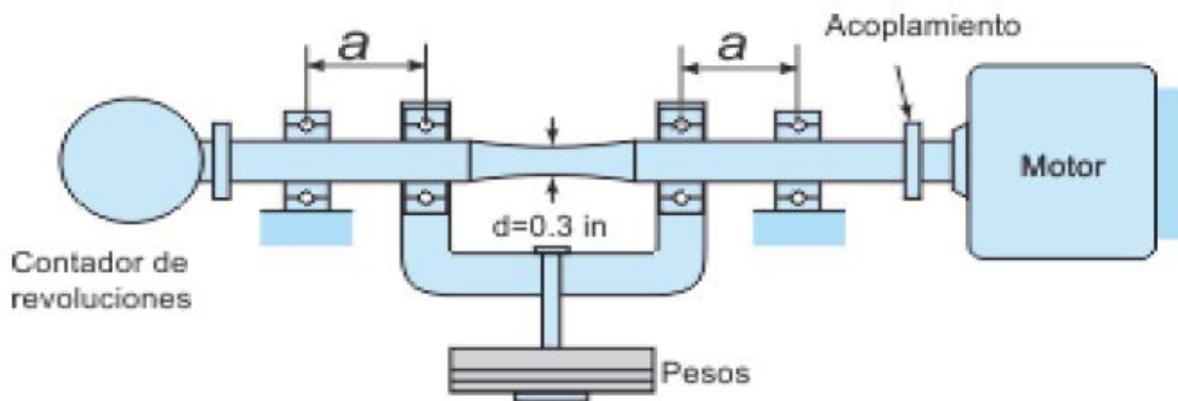


Figura 2-5 Ensayo de Wöhler (tomada de [11])

En la figura se muestra la máquina de A.Wöhler para el ensayo de fatiga por flexión rotatoria. Se puede apreciar que la probeta está sometida a flexión pura, y a medida que va girando las tensiones que afectan a las superficies separadas del eje neutro van alternándose entre tracción y compresión, es decir, alternando su signo cada medio giro. Las tensiones máximas se obtienen en los puntos más alejados del eje neutro, es decir, en la superficie exterior.

Tras la realización de este ensayo sobre probetas del mismo material, se configura la curva de Wöhler o curva S-N, donde el eje de ordenadas S representa la tensión aplicada, y el eje de abscisas N el número de ciclos que aguantó la probeta hasta la rotura. Para realizar la curva se debe variar la tensión aplicada a flexión, que corresponde con el peso que aplicamos en los bordes, desde la rotura en un solo ciclo hasta ir disminuyendo progresivamente la carga. En el ámbito ingenieril se consideran necesarios al menos 8 ensayos para conformar la curva. [15]

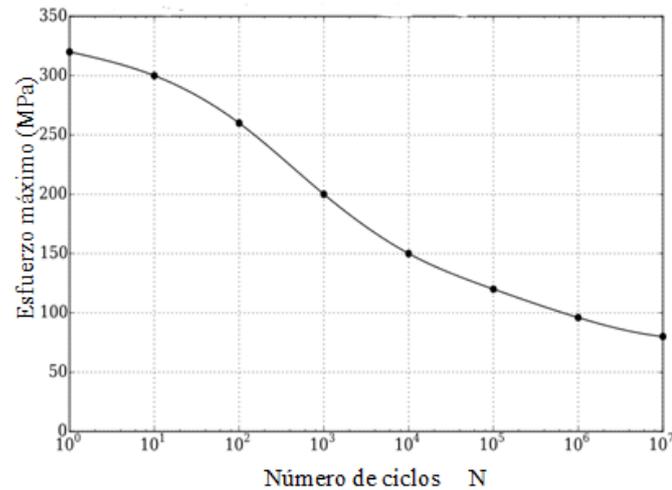


Figura 2-6 Conformación de la curva S-N (tomada de [16])

Debido a la naturaleza inexacta del fenómeno de fatiga, y la cantidad de factores influyentes en el proceso, los ensayos y el conformado de curvas suelen presentar una gran dispersión en los resultados experimentales, lo que dificulta y hace muy inexactas las predicciones en base a datos generales públicos. Sin embargo, las predicciones se pueden mejorar cuando nos basamos en datos de ensayos específicos con las mismas características de nuestra situación particular.

2.1.5 Diagrama S-N

Los diagramas S-N para metales suele tener tres zonas bien diferenciadas que son la zona de ciclo bajo, la zona de ciclo alto y la zona de vida infinita como se aprecia en el gráfico de tipo log-log.

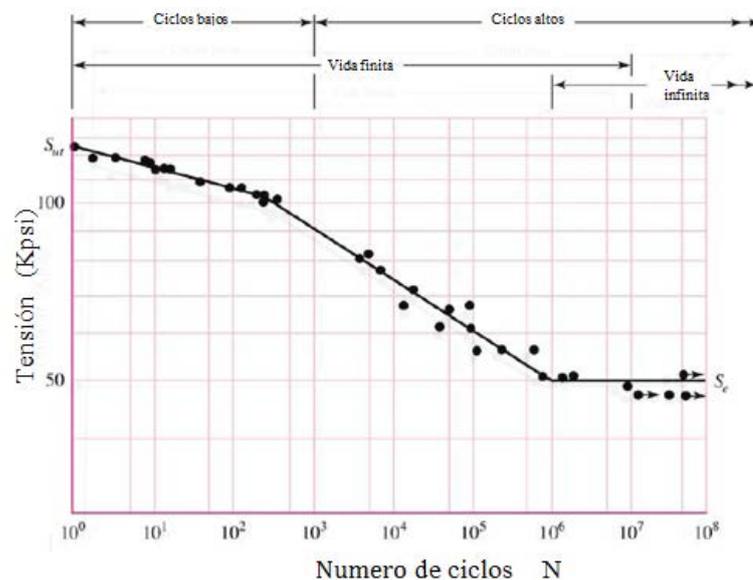


Figura 2-7 Diagrama S-N (tomada de [11])

- Zona de ciclos bajos: está comprendida por debajo de los 30000 ciclos y se caracteriza por que se producen importantes cantidades de deformación plástica.
- Zona de ciclos altos: esta zona se establece a partir de al menos 50000 ciclos y se asocia a cargas de baja magnitud y larga vida durante la cual las deformaciones permanecen en el rango elástico.
- Zona de vida infinita: esta zona se establece a partir del umbral de tensión denominado como *límite de fatiga* (S_e). En esta zona, el valor de tensión permanece por debajo del *límite de*

fatiga (Se'), lo que quiere decir que este valor de tensión es demasiado pequeño como para producir rotura independientemente del número de ciclos.

Existe una zona de transición entre ciclos bajos y ciclos altos denominada *vida de transición* que generalmente se encuentra entre los 10000 y 100000 ciclos. A partir del punto de transición, deja de ser recomendable el análisis de vida a ciclos altos con respecto a de ciclos bajos como se detallará más adelante.

No en todos los casos dispondremos de la curva de Wöhler específica de cada material, pero esto no imposibilita nuestros cálculos, ya que existen curvas experimentales generales que nos permiten aproximarnos a los casos específicos. Los casos más habituales son las curvas para aceros y aluminios, y según la sollicitación del ensayo: flexión, torsión y tracción.

Estas curvas S-N generales se caracterizan por que el eje de ordenadas representa el cociente entre la amplitud de tensiones y la resistencia a tracción del material con respecto a la *tensión última* (Su). Durante años de investigación y realización de ensayos, se ha llegado a determinar de forma muy aproximada valores generales y puntos característicos de las curvas para aceros y hierros, de esta forma obtenemos las siguientes relaciones de Se' y Su .

- Hierros y aceros forjados:

$$\begin{aligned} Se' &= 0.5 \cdot Su, & Su &\leq 1400 \text{ MPa}, \\ Se' &= 700 \text{ MPa}, & Su &\geq 1400 \text{ MPa}. \end{aligned} \quad (\text{Ec.1})$$

- Aceros colados

$$\begin{aligned} Se' &= 0.45 \cdot Su, & Su &\leq 600 \text{ MPa}, \\ Se' &= 275 \text{ MPa}, & Su &\geq 600 \text{ MPa}. \end{aligned} \quad (\text{Ec.2})$$

- Aluminios

En general los aluminios no disponen de límite de fatiga, como se muestra en la Figura 2-14, pero por motivos de cálculo y simplificación del problema se estima el valor de Se , como la tensión correspondiente a 10^6 ciclos de carga [17].

$$Se' = Sf \cdot (10^6)^b. \quad (\text{Ec.3})$$

En nuestra aplicación consideramos el límite de fatiga en 10^6 ciclos y su valor en tensión vendrá dado por la Ec.3 en todos los casos por motivos de conveniencia.

2.2 Coeficientes modificadores del límite de fatiga

Como hemos visto con anterioridad, la vida a fatiga es un fenómeno multiparamétrico en el que existen multitud de combinaciones y factores influyentes, es por este motivo, por el que es imposible realizar un ensayo de fatiga que nos devuelva una curva S-N para cada caso en cada material, para realizar nuestras estimaciones posteriores.

Por esta razón en la práctica se dispone de una serie de coeficientes modificativos obtenidos empíricamente, que permiten obtener el *límite de fatiga corregido* (Se) en función de las condiciones en las que se realiza el estudio, teniendo en cuenta los factores que se detallan posteriormente.

El *límite de fatiga corregido* (Se) indica la tensión máxima que permite obtener una vida infinita en cada caso particular de funcionamiento.

La ecuación que relaciona el *límite de fatiga sin corregir* (Se') con el *límite de fatiga corregido* (Se) por los *factores modificativos* (Ki) es la ecuación de Marin [18]:

$$Se = K \cdot Se', \quad (\text{Ec.4})$$

$$\prod_i Ki \cdot Se' = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \cdot Kg \cdot Se'. \quad (\text{Ec.5})$$

Los coeficientes presentes en la fórmula son los siguientes:

- Estado superficial (Ka)
- Tamaño de la pieza (Kb)
- Confiabilidad (Kc)
- Temperatura (Kd)
- Concentración de esfuerzos (Kf)
- Tipo de carga (Kg)

Todos estos factores serán siempre menores o igual que 1 por lo tanto:

$$Ki \leq 1. \quad (\text{Ec.6})$$

Esto quiere decir que los factores modificativos siempre disminuirán el límite de fatiga, lo que implica que la vida infinita ocurrirá a tensiones más bajas.

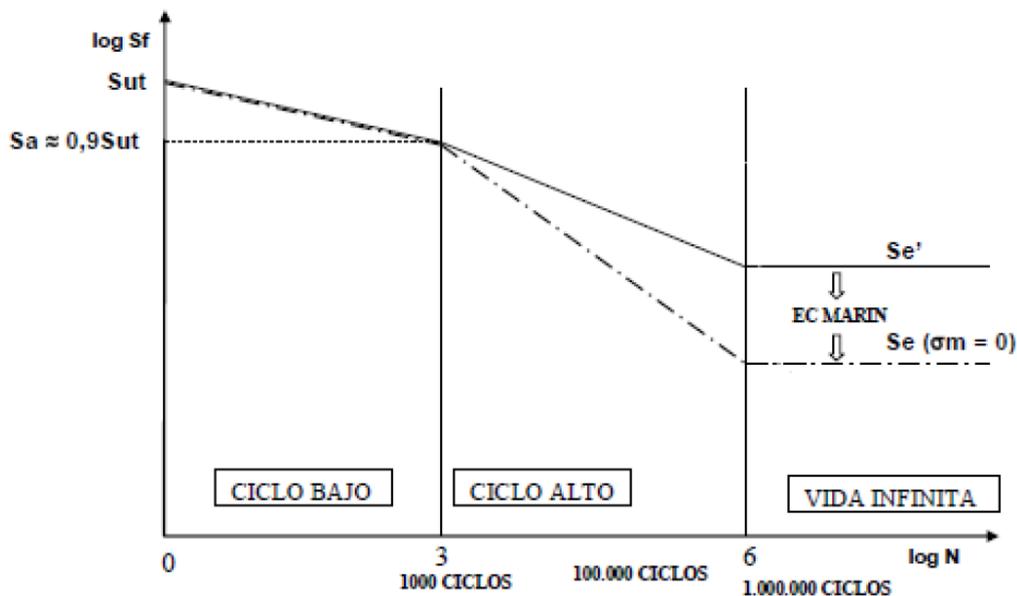


Figura 2-8 Efecto sobre el límite de fatiga de la ecuación de Marin (tomada de [15])

A continuación se detalla cada uno de los factores.

2.2.1 Acabado superficial Ka

Este factor depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material, ya que en las superficies de peor calidad con rugosidades y protuberancias se producen mayores concentraciones de tensiones y se favorece la iniciación de las grietas, lo que disminuye el límite de fatiga, es decir, disminuye el rango de vida infinita.

La ecuación que relaciona el valor del factor con la resistencia última es la siguiente:

$$Ka = a \cdot Su^b \tag{Ec.7}$$

Los coeficientes a y b se obtienen de la siguiente tabla:

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 2-1 Coeficientes para obtención del factor superficial (tomada de [14])

Otro método para obtener el valor de Ka es el uso de la siguiente tabla.

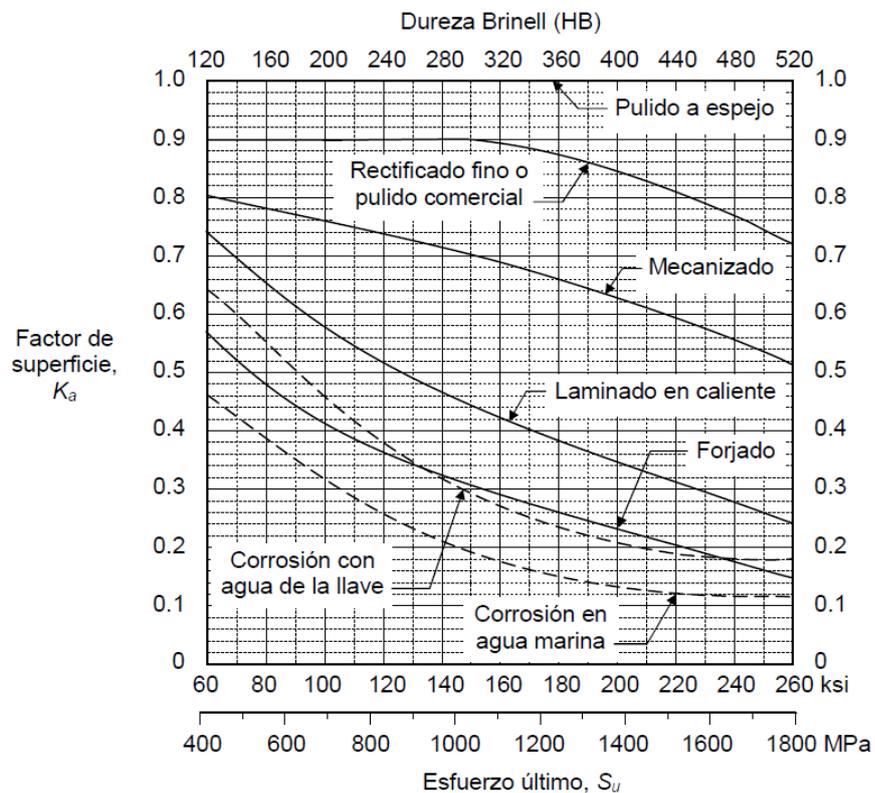


Figura 2-9 gráfica para obtención del factor superficial (tomada de [11])

2.2.2 Factor de tamaño K_b

Este factor se aplica cuando nuestra probeta de ensayo tiene un diámetro diferente al de las probetas normalizadas, que presentan diámetros desde 7.5 a 12.5 mm.

Como hemos visto, los fallos por fatiga se acaban produciendo cuando pequeñas grietas o imperfecciones en el material se van ensanchando por efecto de las cargas alternantes. Esto hace pensar que existen zonas más débiles que otras en las áreas en las que se aplican las cargas. De este modo se puede decir que cuanto mayor sea el componente, mayores posibilidades de encontrar zonas débiles, por lo tanto mayor riesgo de fallo y menor vida a fatiga.

Para el cálculo de este factor se debe diferenciar entre probetas de sección circular y probetas de sección no circular, en cuyo caso se calculara un diámetro equivalente d_e . Además las formulas varían dependiendo del tipo de carga, como ya explicamos cuando hablamos de la propagación de la grieta según el tipo de carga.

- Para el caso de flexión o torsión el factor de tamaño se obtiene de las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned} K_b &= 1, & \text{si } d_e &\leq 8\text{mm}, \\ K_b &= 1.189 \cdot d_e^{-0.097}, & \text{si } 8\text{mm} &\leq d_e \leq 250\text{mm}, \\ K_b &= 0.6, & \text{si } d_e &> 250\text{mm}. \end{aligned} \quad (\text{Ec.8})$$

- Para el caso de carga axial se supone $K_b=1$.
- Para el caso de secciones no circulares se obtendrá una igualdad en áreas sometidas a un 95% o más de la tensión. La ecuación siguiente calcula el diámetro efectivo d_e , donde h y b son las altura y el ancho del rectángulo:

$$d_e = 0.808 \cdot \sqrt{h \cdot b}. \quad (\text{Ec.9})$$

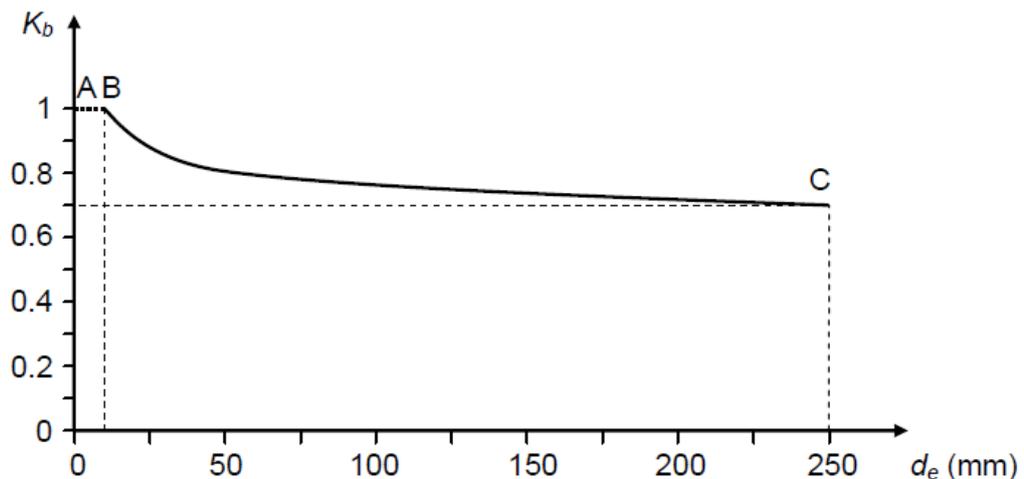


Figura 2-10 grafica para obtención del factor de tamaño en función del diámetro efectivo (tomada de [11])

2.2.3 Factor de confiabilidad K_c

Los ensayos de fatiga para conformación de curvas S-N presentan una gran dispersión debido al carácter multiparamétrico de la fatiga, por este motivo se introduce un factor modificativo de confiabilidad para añadir a la ecuación la probabilidad de fallo. La confiabilidad quiere decir que la probabilidad de que un porcentaje de muestras se encuentren en la predicción esperada supone un factor de modificación. Por ejemplo, para que un porcentaje del 90% de la muestras cumplan la predicción esperada, el factor de confiabilidad a aplicar es de un 0.897. La relación de confiabilidad y los valores del factor de confiabilidad K_c los podemos obtener de la siguiente tabla:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad Kc
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 2-2 Factor de confiabilidad (tomada de [14, 15])

2.2.4 Factor de temperatura Kd

La temperatura es un factor muy importante, sobre todo si hablamos de metales, en la modificación de las propiedades mecánicas de los materiales. Para la obtención de este factor Kd utilizamos las siguientes igualdades.

$$\begin{aligned}
 K_d &= 1, & \text{si } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}, \\
 K_d &= 1 - 0.0058 \text{ }^\circ\text{C} \cdot (T - 450 \text{ }^\circ\text{C}), & \text{si } 450 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}.
 \end{aligned}
 \tag{Ec.10}$$

Donde T es la temperatura de las condiciones del ensayo.

2.2.5 Concentración de esfuerzos Kf

Los concentradores de tensiones son discontinuidades en las piezas de estudio, como ranuras, agujeros entallas etc. que producen alteraciones en la distribución de esfuerzos. Para una misma tensión nominal, la concentración de tensiones reduce la resistencia a la fatiga.

La ecuación que rige la obtención del factor por concentrador de esfuerzos Kf es la siguiente:

$$K_f = \frac{1}{1+q \cdot (K_t-1)}, \tag{Ec.11}$$

donde el coeficiente Kt se trata del *coeficiente de concentración de esfuerzos*, y q es el índice de sensibilidad a la entalla.

El primero de ellos, el *coeficiente de concentración de esfuerzos Kt* se obtiene de diferentes tablas dependiendo del tipo de discontinuidad, la forma de la pieza y el tipo de carga al que se ve sometido. De esta forma, sabiendo el tipo de carga y las dimensiones de las discontinuidades se obtiene el factor Kt.

A continuación se relacionan ejemplos de tablas para el *coeficiente de concentración de esfuerzos* K_t :

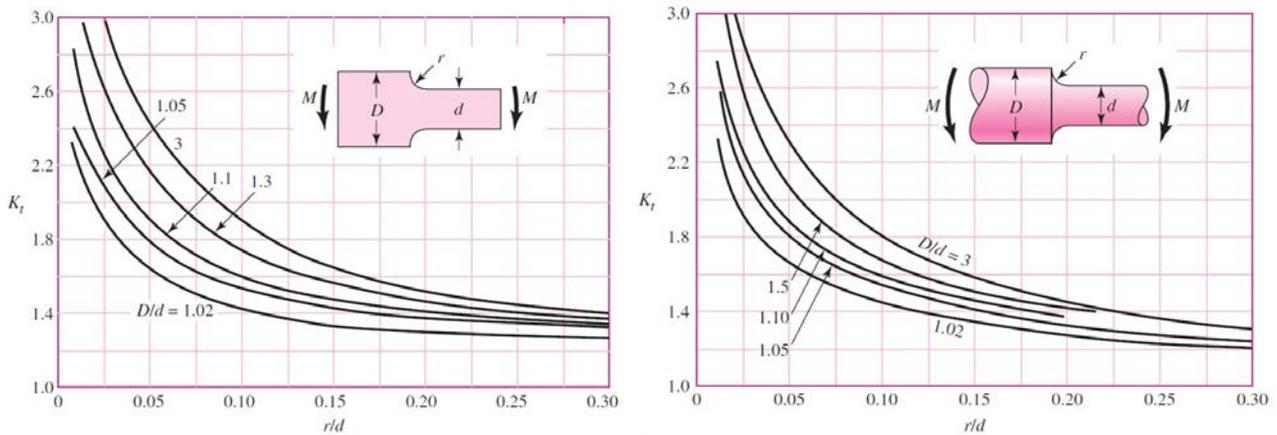


Figura 2-11 graficas coeficiente de concentración de esfuerzos K_t (tomada de [8])

El *índice de sensibilidad a la entalla* q se obtiene de otras tablas en las que se especifica el tipo de material, debido a que la ductilidad es un factor a tener en cuenta con cada uno de ellos, y la naturaleza de las cargas a las que se somete el material.

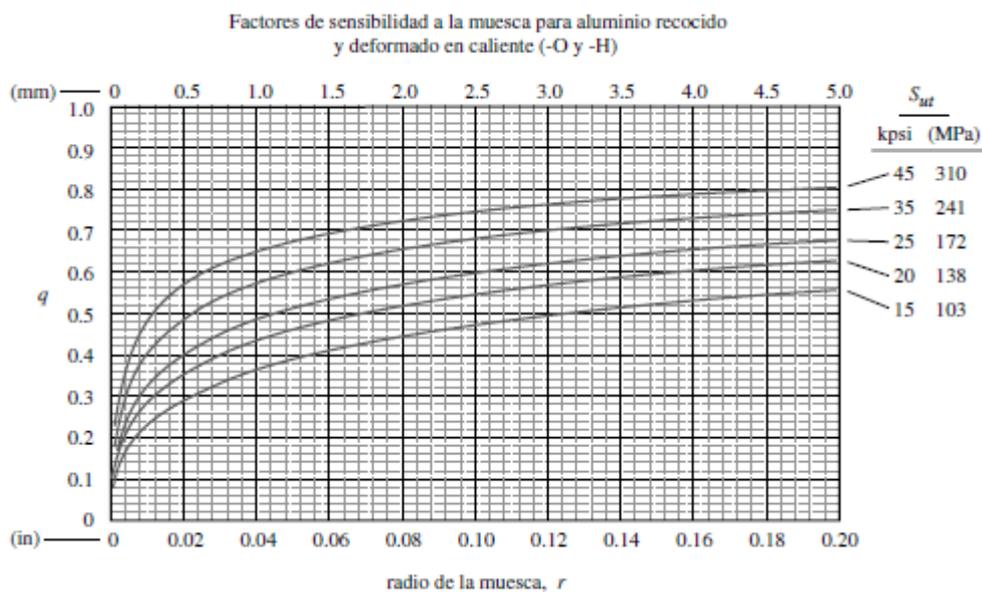


Figura 2-12 sensibilidad a la entalla q (tomada de [14])

2.2.6 Tipo de carga K_g

Como norma general, los ensayos de fatiga están considerados a flexión, por lo que es necesario aplicar un factor de modificación en función del tipo de carga que se aplica.

Como ejemplo, los materiales sometidos a cargas axiales se ven más afectados en su vida a fatiga que con el mismo valor nominal de tensión con carga a flexión.

A continuación se relacionan los valores del *factor de carga* K_g .

Tipo de carga	Factor de carga Kg
Axial pura	0.9
Axial	0.7
Flexión	1.0
Torsión (Aceros)	0.58
Torsión (Fundiciones)	0.8

Tabla 2-3 Factor de carga Kg (tomada de [4])

Se puede apreciar como el factor para flexión es 1, lo que quiere decir que se toma como referencia, y es el tipo de carga que menos afecta a la vida a fatiga, mientras que los valores para el resto de cargas son inferior a 1, lo que quiere decir que afectan en mayor medida a la vida a fatiga del material.

2.3 Cálculo de vida a fatiga

En este apartado nos centraremos en los diferentes tipos de cálculos de la vida a fatiga en función del tipo ciclo. De esta forma, tendremos dos formas del cálculo de vida a fatiga en función de si está controlada por tensión (HCF) o deformación plástica (LCF), como detallará posteriormente. Por último plantearemos el caculo de vida a fatiga a través de la deformación total.

2.3.1 Vida a fatiga a través de la curva S-N (HCF)

El desarrollado del método para el cálculo de vida a fatiga controlada por la tensión se basó en el trabajo realizado por Wöhler publicado en 1860 en el que recogía los datos obtenidos durante todos sus años de ensayos sobre probetas con su famoso experimento.

A partir de estos ensayos se definen los diferentes coeficientes de la fórmula para el caculo de vida a fatiga controlada por tensión. Entre los que definimos $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$ como la tensión alternante, el coeficiente de resistencia a la fatiga σ'_f , y b como el exponente de Basquin, que suele oscilar entre -0.05 a -0.12. [19]

La ecuación para determinar la vida a fatiga controlada por tensión es la siguiente:

$$\sigma a = \sigma'_f \cdot (2Nf)^b , \tag{Ec.12}$$

no se consideran los ciclos de vida, si no que se consideran lo semiciclos o *reversals* por cuestiones de correlación, de modo que si queremos considerar los ciclos N, debemos saber que $N = 2 \cdot Nf$. Por conveniencia trabajamos con semiciclos Nf .

Por otro lado, existe otro modo de calcular la vida a fatiga por la curva S-N en función de la deformación elástica. Esta estimación se obtiene de transformar la ecuación para determinar la vida a fatiga por tensión del apartado anterior (Ec.11) en deformación elástica mediante la siguiente relación:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \tag{Ec.13}$$

donde E corresponde con el módulo de Young del material. De esta forma, la ecuación para determinar la vida a fatiga controlada por la deformación elástica quedaría de la siguiente forma.

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2Nf)^b . \tag{Ec.14}$$

Para llegar a esta expresión hemos dividido la ecuación para tensión (Ec.11) a ambos lados de la igualdad por el módulo de Young (E).

La vida del componente se relaciona con el estado de tensiones de forma lineal como podemos apreciar a través de la curva S-N.

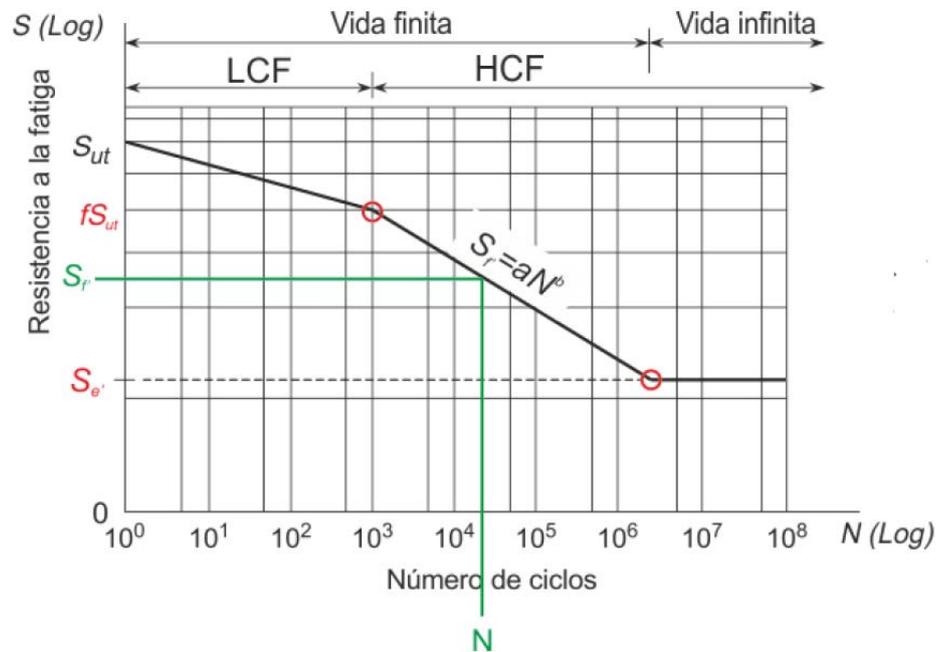


Figura 2-13 Vida a fatiga sobre curva S-N (tomada de [11])

Como se refleja en la gráfica log-log (Figura 2-13), la parte correspondiente a ciclos altos (HCF) es una recta. Conocida la pendiente de la recta b y un par de coordenadas (N_1, S_1) de la recta para ciclos altos se puede calcular la vida a fatiga para una determinada tensión con la expresión:

$$N_1 = N_2 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{Ec.15})$$

Esta expresión es muy interesante ya que, como hemos visto anteriormente, ciertos materiales como los aceros y aleaciones de titanio poseen un punto de la recta correspondiente al *límite de fatiga* S_e , que se define como la tensión máxima a partir de la cual no se produce rotura, independientemente del número de ciclos aplicados, también conocida como *vida infinita*. Por el contrario, materiales como algunas aleaciones de aluminio, magnesio o cobre no poseen este límite de fatiga.

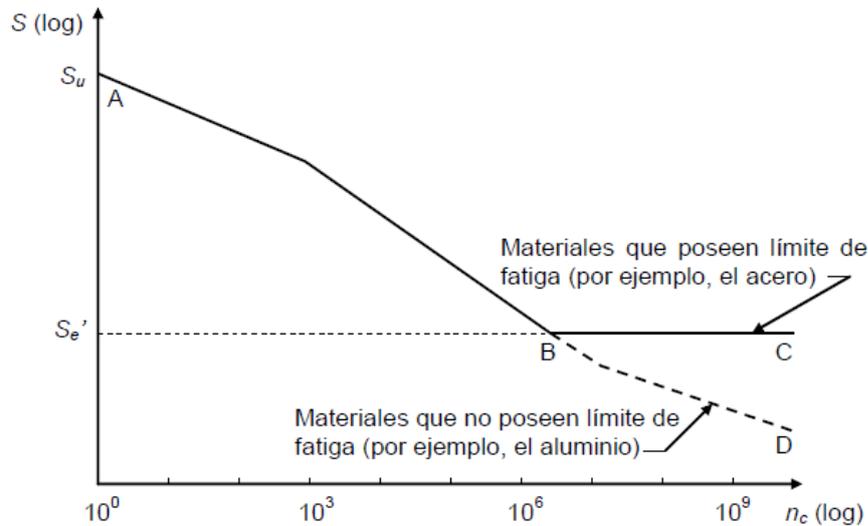


Figura 2-14 Materiales sin límite de fatiga (tomada de [11])

Como hemos remarcado, el *límite de fatiga* es de gran utilidad para el cálculo de la vida, por lo que a lo largo de años de ensayos y estudios se ha logrado estimar estos valores en función de la *tensión última a tracción* S_u. Estas estimaciones son principalmente para aceros.

De esta forma se ha llegado a la conclusión de que la vida aceptada para el *límite de fatiga* en caso de no conocer su valor es 10⁶ ciclos. En este sentido también es aceptada la estimación de la tensión para una vida de 1000 ciclos, que se corresponde con el inicio de la recta para ciclos altos, este valor se aproxima a S₁₀₀₀ = 0.9 · S_u.

2.3.2 Vida a fatiga controlada por deformación plástica (LCF)

Este tipo de análisis se realiza cuando el componente sufre deformaciones plásticas ε_p considerables. Al igual que en ciclos altos, el análisis a ciclos bajos también es una relación lineal en escala logarítmica sobre la gráfica ε-N. La ecuación para determinar la vida a fatiga controlada por la deformación plástica fue desarrollada en los años 50 por Coffin y Manson, que llegaron a la misma expresión realizando estudios por separado:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_f' \cdot (2Nf)^c \quad (\text{Ec.16})$$

Los coeficientes que presentan en la fórmula de Manson son el *coeficiente de fatiga dúctil* ε_f' y el *exponente de fatiga dúctil* c, que corresponde con la pendiente de la curva y cuyos valores suelen oscilar entre -0.5 y -0.7 [19].

2.3.3 Vida a fatiga controlada por deformación total

Antes de todo debemos explicar la diferencia entre control por tensión y control por deformación. Al controlar por tensión aplicamos siempre la misma tensión, y es el material que se endurece o reblandece según su naturaleza, es importante destacar esto, porque un ensayo controlado por tensión en el que se aplica una tensión y se vuelve a tensión cero, difiere con un ensayo controlado por deformación que vuelve a un estado de deformación cero, en que el ensayo controlado por deformación, siempre aplica la misma deformación, y es la magnitud de la tensión que varía en función del endurecimiento o ablandamiento, por lo que un ensayo de deformación que regresa a un estado de deformación cero, significa que la tensión no es cero, se realiza un esfuerzo para volver a la

condición de deformación cero (Figura 2-15(a)). Por el contrario, un ensayo controlado por tensión, al regresar al estado de tensión cero, mantiene una deformación residual (Figura 2-15(b))

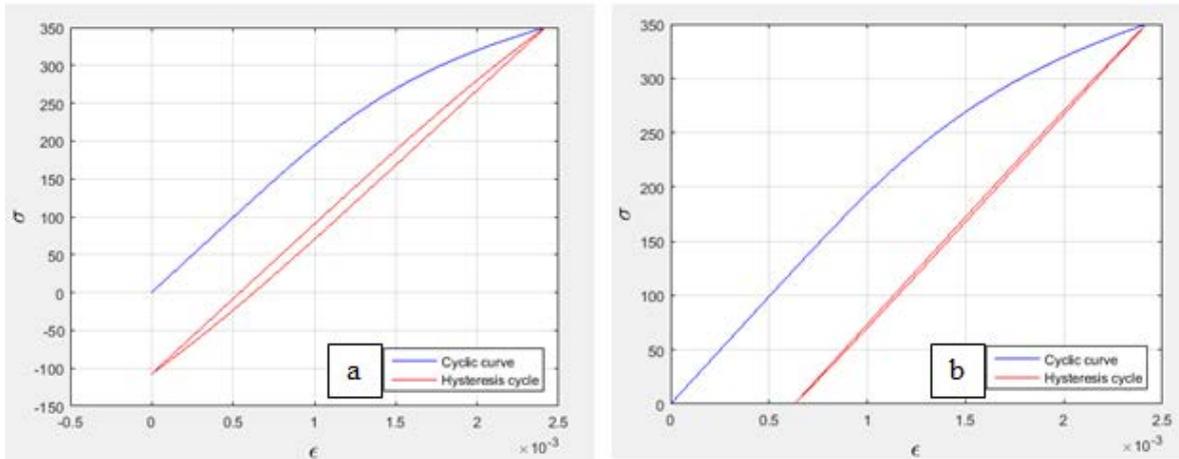


Figura 2-15 curva elástoplástica controlada por deformación (a) y controlada por tensión (b)

La deformación total se define como la suma de las deformaciones plástica y elástica:

$$\epsilon_t = \epsilon_e + \epsilon_p. \tag{Ec.17}$$

Si relacionamos esta expresión con las ecuaciones matemáticas para el cálculo de vida a fatiga de las deformaciones elástica y plástica de Basquin y Coffin-Manson llegamos a la expresión:

$$\epsilon_t = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2Nf)^b + \epsilon f' \cdot (2Nf)^c. \tag{Ec.18}$$

Esta expresión genera la siguiente curva en el diagrama ϵ -N, que como comprobaremos posteriormente, obtiene resultados similares a los obtenidos con las fórmulas de deformación plástica o elástica según la zona en la que nos encontremos (HCF o LCF).

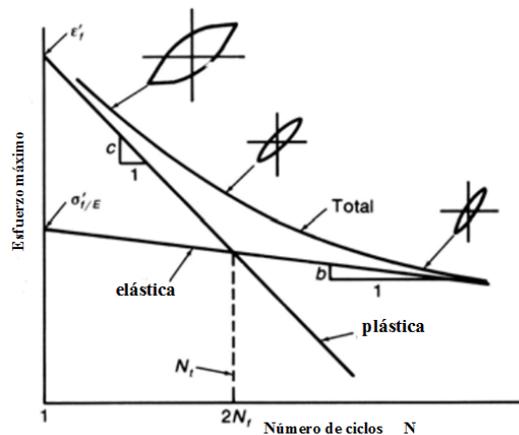


Figura 2-16 Curva de deformación total (tomada de [19])

El punto donde las dos rectas de LCF y HCF se cortan se denomina el punto de vida de transición, que determina en que momento comienza o deja de ser recomendable el análisis a LCF con respecto a HCF o viceversa. La vida de transición se determina mediante la siguiente expresión:

$$2Nf = \left(\frac{\epsilon f' \cdot E}{\sigma'_f} \right)^{1/(b-c)}. \tag{Ec.19}$$

2.4 Influencia de la tensión media

Hasta el momento hemos considerado que la aplicación de tensión o deformación en los ensayos de fatiga eran invertibles, es decir, la magnitud oscilaba entre los mismos valores máximos positivos y negativos. Lo que implica que las tensiones y deformaciones media eran nulas.

En el caso de que no sean nulas existen unas consideraciones que debemos tener en cuenta. La primera es que si realizamos un ensayo con tensiones o deformaciones medias no nulas, el enfoque es diferente, y ya no se habla de mínimos y máximos, si no de tensión o deformación media y alternante. Que exista una componente media implica que esta actúa de forma constante, mientras que la componente alternante producirá inversión completa.

La segunda consideración es que una tensión media mayor que cero ($\sigma_m > 0$) disminuye la esperanza de vida con respecto al caso con el mismo rango de tensiones pero componente media nula. Por otro lado, tensión media menor que cero ($\sigma_m < 0$) aumenta la esperanza de vida con respecto al caso con el mismo rango de tensiones.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, y que la mayoría de los ensayos en la vida real tienen valores de tensión y deformación media distintas de cero, se han desarrollado una serie de criterios para obtener una tensión alternante equivalente S_{aeq} con la que resolver el problema. Estos criterios están enfocados para ciclos altos y ciclos bajos, y cada uno de ellos presenta mejor comportamiento en unos casos u otros, que se detallaran posteriormente. Los criterios relacionados para ciclos altos son los de Goodman, Gerber, Soderberg y Morrow, de los cuales implementaremos los dos primero en nuestra aplicación de MATLAB. Por otro lado, los criterios para ciclos bajos y estimaciones de vida controlados por deformación total serán los de Smith-Watson-Topper y Morrow.

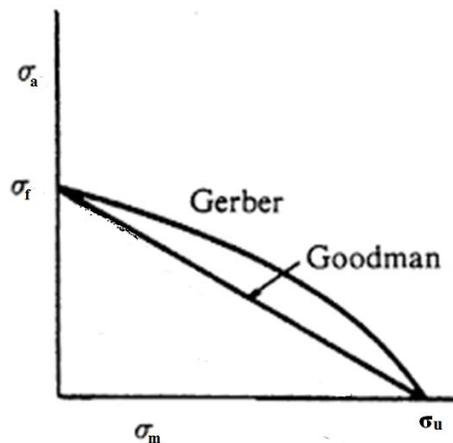


Figura 2-17 criterios para ciclos altos (tomada de [15])

2.4.1 Criterios para ciclos altos

2.4.1.1 Criterio de Goodman

Este criterio es el más utilizado en la práctica ya que se trata de una relación lineal fácil de analizar y se ha comprobado que se aproxima muy bien a la realidad. En general ofrece estimaciones conservativas y se recomienda para materiales frágiles.

Como podemos comprobar en la gráfica (Figura 2-16), esta relación lineal de la que hablamos se representa en el diagrama S-N, en la que el eje de ordenadas es la tensión alternante σ_a y el eje de abscisas corresponde con la tensión media σ_m . El criterio de Goodman es la recta que corta al eje de tensión alternante en un punto σ_{fs} , es decir, el punto de resistencia a la fatiga para una vida bajo tensiones reversibles ($\sigma_m = 0$) y al eje de tensión media en el punto σ_{ut} , en otras palabras, este sería el punto de resistencia a fatiga sin componente alternante ($\sigma_a = 0$) [4]. De esta forma obtenemos la expresión:

$$(\sigma_a)_{eq} = \sigma_{fs} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right). \quad (\text{Ec.20})$$

2.4.1.2 Criterio de Gerber

Este criterio se trata de una parábola en el diagrama S-N. Los puntos de corte con los ejes en este caso son los mismos que en el criterio de Goodman. Este análisis indica que los estados tensionales por debajo de la curva cumplirán la predicción de vida esperada, mientras que los que se encuentren por encima romperán antes de lo estimado [20]. La expresión es la siguiente:

$$(\sigma_a)_{eq} = \sigma_{fs} \cdot \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2\right). \quad (\text{Ec.21})$$

En general, según las referencias consultadas, este criterio es adecuado para aleaciones dúctiles.

2.4.2 Criterios para ciclos bajos y deformaciones totales

2.4.2.1 Criterio de Smith-Watson-Topper

Este método parte de la hipótesis de que la determinación de la vida a fatiga depende del producto de la tensión máxima σ_{max} y la amplitud de deformación ε_a [21], que equivale a multiplicar la Ec.17 por la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \sigma' f \cdot (2Nf)^{2b}, \quad (\text{Ec.22})$$

por lo tanto se obtiene:

$$\sigma_{max} \cdot \varepsilon_a = \frac{(\sigma' f)^2}{E} \cdot (2Nf)^{2b} + \sigma' f \cdot \varepsilon f' \cdot (2Nf)^{b+c}. \quad (\text{Ec.23})$$

2.4.2.2 Criterio de Morrow

Con este método se propone que la modificación en la vida a fatiga por efecto de tensiones medias afecta a la componente elástica [22]:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma' f - \sigma_m}{E} \cdot (2Nf)^b. \quad (\text{Ec.24})$$

Por lo tanto, la expresión de deformación total se ve modificada de la siguiente forma:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma' f - \sigma_m}{E} \cdot (2Nf)^b + \varepsilon f' \cdot (2Nf)^c. \quad (\text{Ec.25})$$

2.4.3 Factores de seguridad

Cuando unas condiciones de carga ofrecen una estimación de vida infinita, el factor de seguridad se entiende como el número por el cual se podría multiplicar la carga, para que la vida a fatiga siga manteniéndose en régimen de vida infinita. Este factor se conoce como fs .

El factor de seguridad según Goodman es el siguiente:

$$f_s = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)} \quad (\text{Ec.26})$$

El factor de seguridad según Gerber se obtiene de la siguiente ecuación:

$$1 = \frac{N \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{N \cdot \sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 \quad (\text{Ec.27})$$

El factor PST se corresponde con el producto de la tensión máxima y deformación alternante. Por lo tanto, el factor de seguridad por Smith-Watson-Topper responde a la división entre el PST para 10^6 ciclos (vida infinita) entre el PST para la vida obtenida, esto implica dividir la Ec.23 para 10^6 entre la misma ecuación para la vida esperada.

$$f_s = \frac{PST_{10^6}}{PST_{vida\ obtenida}} \frac{\sigma_{\max(10^6)} \cdot \varepsilon_{a(10^6)}}{(\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a)_{vida\ obtenida}} \quad (\text{Ec.28})$$

Por último, el factor de seguridad de Morrow se obtiene con el cociente de las tensiones alternantes para 10^6 ciclos y la vida obtenida. Es decir, la Ec.25 para 10^6 dividida entre la misma ecuación para la vida esperada:

$$f_s = \frac{\varepsilon_{a(10^6)}}{\varepsilon_a} \quad (\text{Ec.29})$$

Es interesante comentar este factor de seguridad. Al tratarse de un cociente entre deformaciones alternantes, significa que para un mismo nivel de tensión media, la tensión alternante puede variar según el factor de seguridad.

2.5 Ciclo de histéresis

Como sabemos, la deformación real total en una prueba a tensión puede ser separada en componentes elástico y plástico.

-La componente elástica se define en términos de deformación elástica como:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (\text{Ec.30})$$

donde ε_e es la deformación elástica, σ es la tensión real y E es el módulo de Young o módulo de elasticidad.

-La componente plástica se define en términos de deformación plástica como:

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{Ec.31})$$

donde ε_p es la deformación plástica, K es el coeficiente de comportamiento monotónico y n es el exponente de comportamiento monotónico o exponente de endurecimiento cíclico.

-Como sabemos, la deformación total del material viene dada por la suma de sus componentes plástica y elástica:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (\text{Ec.32})$$

-Esta ecuación es aplicable tanto para la curva monotónica como para la curva de respuesta cíclica. Sumando las ecuaciones Ec.30 y Ec.31 llegamos a la expresión de deformación total en función de la tensión:

$$\epsilon_t = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (\text{Ec.33})$$

Según la hipótesis de Massing, la forma de la curva tensión-deformación del ciclo de histéresis es geoméricamente similar a la curva cíclica.

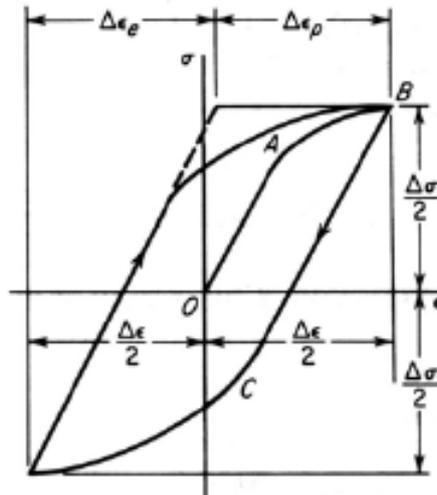


Figura 2-18 Lazo de histéresis plástica (tomada de [19])

El ancho total del ciclo de histéresis es el incremento de deformación total $\Delta\epsilon_t$ y el alto total es el incremento de tensión $\Delta\sigma$. Por lo tanto, un estado de tensiones ($\Delta\epsilon_1, \Delta\sigma_1$) se define sobre la curva de histéresis como:

$$\frac{\Delta\epsilon_1}{2} = \frac{\Delta\sigma_1}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma_1}{2K}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (\text{Ec.34})$$

Teniendo en cuenta que $\Delta\epsilon_1 = 2 \cdot \epsilon_1$ y $\Delta\sigma_1 = 2 \cdot \sigma_1$. El área bajo el lazo de histéresis se define como la energía disipada durante un ciclo. Esto se asemeja al trabajo de la deformación plástica sobre el material.

El lazo de histéresis de la mayoría de metales se caracteriza por sufrir el efecto Bauschinger. Este efecto se observa en la figura 2-18 en la que se presenta la respuesta de un espécimen bajo un régimen de carga, que sobrepasa el límite de fluencia σ_y (se produce deformación plástica), hasta llegar a una tensión máxima, este es el tramo 0-B, que se corresponde con la respuesta monotónica. Una vez se llega a este punto, se descarga. Esta respuesta sería elástica por lo que la gráfica descende hasta cero de forma lineal. Como podemos comprobar, al haberse producido deformación plástica, no se retorna al punto de partida, si no que se conserva una deformación residual. A partir de ahí el material sufre una carga de tensión mínima con la misma magnitud que la anterior pero de signo contrario, es decir, de compresión. El comportamiento sería elástico hasta llegar a la fluencia o deformación plástica, que se produce antes que $-\sigma_y$. Una vez llegado al punto mínimo se continua el ciclo a tracción.

2.6 Estimación del estado de tensiones elastoplásticas a través de un cálculo basado en hipótesis lineales: Neuber y Glinka

Los componentes estructurales suelen ser objeto de complejos espectros de carga. Estas cargas alternativas tienden a iniciar grietas por fatiga en las muescas y en otras regiones sometidas a tensiones altas. La iniciación y crecimiento de grietas por fatiga requieren un conocimiento exacto de las

tensiones y deformaciones en las entallas locales. Esto se puede cuantificar de varias formas, mediante un calibrador directo de tensión o mediante análisis de elementos finitos. Con este último caso es posible realizar estimaciones de estados de tensión elastoplásticos a partir de hipótesis lineales a través de los métodos de Neuber y Glinka.

La hipótesis del método de Neuber [23] se basa en suponer que:

$$S_{lineal} \cdot \epsilon_{lineal} = \sigma_{ep} \cdot \epsilon_{ep} . \tag{Ec.35}$$

Esta ecuación nos dice que las siguientes áreas se consideran iguales sobre la gráfica σ - ϵ :

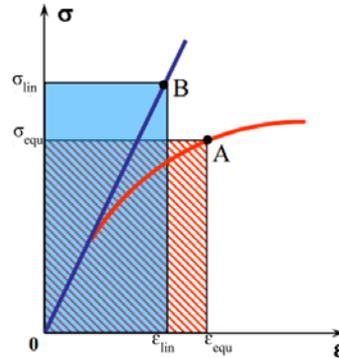


Figura 2-19 Hipótesis de Neuber (tomada de [24])

Por otro lado, la hipótesis del método de Glinka [23] ha mostrado que existen casos en los que la aproximación por densidad de energía de deformación equivalente (ESED: Equivalent Strain Energy Density) proporciona estimaciones más precisas para la tensión. De acuerdo con esta hipótesis, la ESED sobre las muescas en un análisis elastoplástico es la misma que la energía de deformación obtenida en un análisis puramente elástico.

De esta forma la hipótesis del método de Glinka establece lo siguiente:

$$\int_0^{\epsilon} \sigma_{ep} d\epsilon = \frac{1}{2} S_{lineal} \cdot \epsilon_{lineal} . \tag{Ec.36}$$

Esta ecuación nos dice que las siguientes áreas se consideran iguales sobre la gráfica σ - ϵ

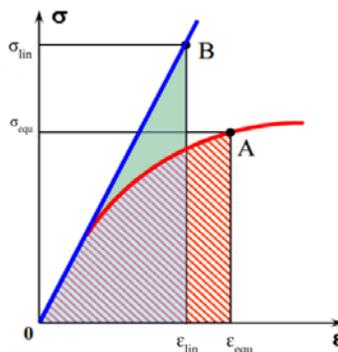


Figura 2-20 Hipótesis de Glinka (tomada de [24])

Debemos remarcar que ambos métodos proporcionan buenas aproximaciones de las tensiones elastoplásticas a las que se somete al material. Para cargas monotónicas, establece las siguientes conclusiones:

1. La regla de Neuber sobreestima la tensión las deformaciones del análisis FEM, y ESED los subestima. Normalmente es recomendable el uso del método de Neuber porque al sobreestimar la deformación ofrece estimaciones más conservativas y por lo tanto, se tiene mayor seguridad, aunque Neuber sea un poco menos preciso que el método ESED.
2. En situaciones de tensiones planas de flexión o cargas de tensión, la regla de Neuber hace mejores predicciones.

3. Bajo deformaciones planas de flexión o cargas de tensión, el método ESED generalmente hace mejores predicciones.
4. Bajo cargas de torsión, el método ESED generalmente hace mejores predicciones.
5. Según las referencias consultadas, a medida que el valor del factor de concentración de tensiones K_t aumenta, las predicciones hechas por el método ESED mejoran bajo todos los regímenes de carga.

3 APLICACIÓN DESARROLLADA

3.1 Introducción

La aplicación desarrollada en este TFG presenta una única pantalla principal, en la que se integran la gran mayoría de los elementos de funcionamiento de la aplicación, y sobre la que el usuario u alumno puede realizar sus análisis y sus labores de aprendizaje interactuando con el programa. Para realizar un análisis completo, es necesario que el usuario primero seleccione el tipo de material predeterminado sobre el que quiere realizar el estudio, o directamente introduzca las constantes del material no contemplado en la opciones iniciales que el desea. Después de esto, se selecciona el tipo de análisis que se quiere realizar y se introducen los valores máximos y mínimos de deformación o tensión dependiendo del caso. Hasta aquí, sería posible realizar una estimación simple de vida a fatiga. Como ampliación al análisis simple, se podrá seleccionar los coeficientes de modificación pertinentes a través de unas pantallas secundarias, que de una forma fácil e intuitiva nos ayudaran a determinar los valores de forma automática. Como último paso antes de iniciar la estimación completa, se presentan las correcciones por tensiones medias, que permanecen activadas por defecto, y que podemos elegir una u otra antes del análisis.

Para acceder a la aplicación:

- a) Ejecutar el programa Matlab desde su acceso directo en el escritorio o bien desde las aplicaciones.
- b) Ejecutamos el programa principal dentro de Matlab, sin más que arrastrar el script .m hasta la ventana de comandos (command window) de Matlab.
- c) En ese momento, la consola aparecerá en pantalla y el alumno podrá comenzar a interactuar con ella.

A continuación se detalla el funcionamiento de la aplicación en el manual de usuario de la misma, así como una serie de ejemplos que ayuden a la interpretación de los resultados mostrados por pantalla.

3.2 Manual de Usuario

3.2.1 Interfaz de usuario

La pantalla principal se divide en cuatro secciones principales:

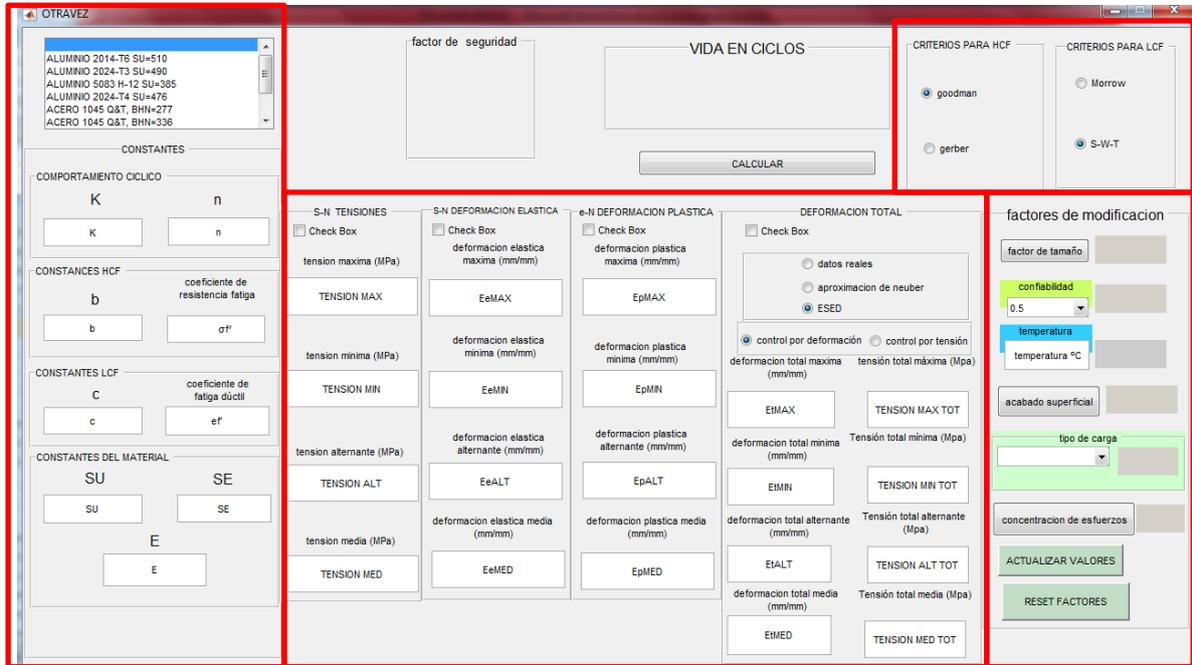


Figura 3-1 Vista principal de la pantalla con sus cuatro secciones

La primera sección está formada por los dos elementos de la parte izquierda de la pantalla. En el margen superior izquierdo se presenta la lista de materiales predeterminados y justo debajo de la lista de materiales se encuentra el panel de valores de constantes para los materiales.

La segunda sección está formada por los cuatro paneles centrales, que definen los tres modos de análisis. La tercera sección la constituye el panel de los factores de modificación, a la derecha de la pantalla, y la cuarta sección son los dos paneles del margen superior derecho, para las correcciones por tensiones medias en ciclos bajos y altos.

Por último, en la parte superior central disponemos de la presentación del resultado y del factor de seguridad, y del botón de acción para iniciar el análisis.

En primer lugar empezaremos describiendo la primera sección (Figura 3-2). Se trata de los dos elementos de la izquierda de la pantalla, la lista de materiales y el panel de constantes de material.

CONSTANTES	
COMPORTAMIENTO CICLICO	
K	n
<input type="text" value="K"/>	<input type="text" value="n"/>
CONSTANES HCF	
b	coeficiente de resistencia fatiga
<input type="text" value="b"/>	<input type="text" value="σ'"/>
CONSTANTES LCF	
C	coeficiente de fatiga dúctil
<input type="text" value="c"/>	<input type="text" value="ef"/>
CONSTANTES DEL MATERIAL	
SU	SE
<input type="text" value="SU"/>	<input type="text" value="SE"/>
E	
<input type="text" value="E"/>	

Figura 3-2 Primera sección.

La sección central está formada por cuatro paneles, cada uno de ellos corresponde con el tipo de análisis que vamos a realizar. (Figura 3-3)

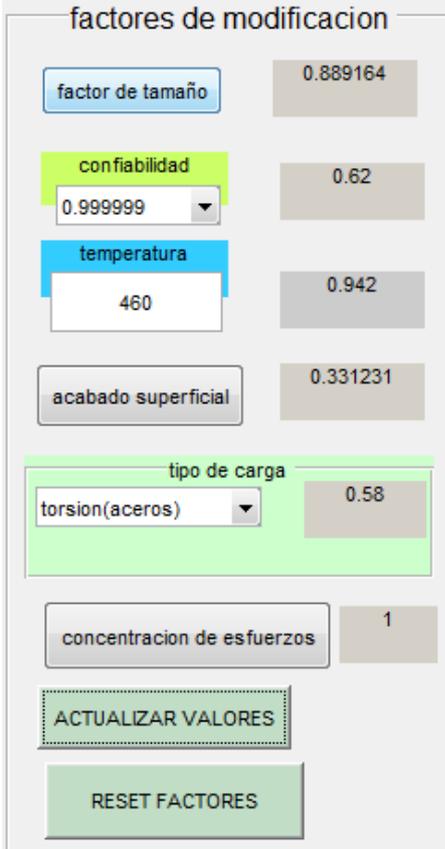
The figure shows a software interface divided into four main panels:

- S-N TENSIONES:** Contains a checkbox, a field for 'tension maxima (MPa)' (TENSION MAX), a field for 'tension minima (MPa)' (TENSION MIN), a field for 'tension alternante (MPa)' (TENSION ALT), and a field for 'tension media (MPa)' (TENSION MED).
- S-N DEFORMACION ELASTICA:** Contains a checkbox, a field for 'deformacion elastica maxima (mm/mm)' (EeMAX), a field for 'deformacion elastica minima (mm/mm)' (EeMIN), a field for 'deformacion elastica alternante (mm/mm)' (EeALT), and a field for 'deformacion elastica media (mm/mm)' (EeMED).
- e-N DEFORMACION PLASTICA:** Contains a checkbox, a field for 'deformacion plastica maxima (mm/mm)' (EpMAX), a field for 'deformacion plastica minima (mm/mm)' (EpMIN), a field for 'deformacion plastica alternante (mm/mm)' (EpALT), and a field for 'deformacion plastica media (mm/mm)' (EpMED).
- DEFORMACION TOTAL:** Contains a checkbox, radio buttons for 'datos reales', 'aproximacion de neuber', and 'ESED', radio buttons for 'control por deformación' (selected) and 'control por tensión', and fields for 'deformacion total maxima (mm/mm)' (EtMAX), 'deformacion total minima (mm/mm)' (EtMIN), 'deformacion total alternante (mm/mm)' (EtALT), and 'deformacion total media (mm/mm)' (EtMED). It also includes corresponding total stress fields: 'tension total máxima (Mpa)' (TENSION MAX TOT), 'Tensión total mínima (Mpa)' (TENSION MIN TOT), 'Tensión total alternante (Mpa)' (TENSION ALT TOT), and 'Tensión total media (Mpa)' (TENSION MED TOT).

Figura 3-3 Sección central.

En la parte inferior derecha se encuentra la tercera sección (Figura 3-4), está sección se compone por el panel de factores de modificación. Este panel cuenta con ocho elementos, los seis primeros elementos son los factores de modificación, y los dos últimos son dos botones, ACTUALIZAR VALORES, y RESET VALORES. Los elementos para determinar los factores de modificación son por orden de arriba abajo, FACTOR DE TAMAÑO, CONFIABILIDAD, TEMPERATURA, ACABADO SUPERFICIAL, TIPO DE CARGA y CONCENTRADOR DE TENSIONES.

Cada factor de modificación se desarrollará independientemente más adelante, pero debemos saber que una vez llevados a cabo, el valor del factor se queda almacenado, y no es hasta que presionamos el botón ACTUALIZAR VALORES, que se presentan por pantalla en los recuadros sombreados que hay justo al lado de cada elemento de modificación. Por lo que, si no presionamos este botón, aunque no veamos el valor físicamente por pantalla, nuestro cálculo se llevará a cabo con el factor de modificación. El botón de RESET VALORES, nos inicializa el valor de los factores al valor 1, y lo presenta por pantalla. Es recomendable pulsar este botón al comenzar el análisis, ya que se pueden quedar guardados los valores sin presentarse por pantalla.



El panel de factores de modificación muestra los siguientes valores:

Factor	Valor
factor de tamaño	0.889164
confiabilidad	0.62
temperatura	0.942
acabado superficial	0.331231
tipo de carga	0.58
concentracion de esfuerzos	1

Los controles de entrada son:

- factor de tamaño: botón
- confiabilidad: menú desplegable (0.999999)
- temperatura: campo de texto (460)
- acabado superficial: botón
- tipo de carga: menú desplegable (torsion(aceros))
- concentracion de esfuerzos: botón

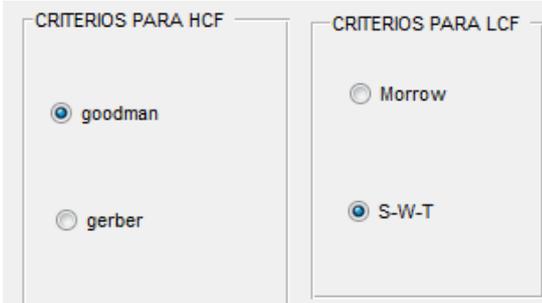
Botones de acción:

- ACTUALIZAR VALORES (bordeado con puntos)
- RESET FACTORES (verde)

Figura 3-4 Panel de factores de modificación

En último lugar describiremos la última sección (Figura 3-5). Esta sección está compuesta por dos paneles, cada uno de ellos corresponde con los métodos de modificación por tensiones medias aplicables en las estimaciones por tensión y por deformación total controlados por deformación o tensión. Cada panel presenta dos métodos. Para estimaciones por tensión contamos con los métodos de Goodman y Gerber. El método de Goodman permanecerá seleccionado por defecto.

Para fatiga por deformación total contamos con los métodos de Smith-Watson-Topper (representado por S-W-T) y de Morrow. El método de S-W-T permanecerá seleccionado por defecto. Tanto los métodos de modificación por tensiones medias para estimaciones por tensión como las estimaciones por deformación total se activarán automáticamente cuando las tensiones o deformaciones medias sean distintas de 0.



El panel muestra los criterios de modificación para HCF y LCF:

Criterio	Estado
goodman	Seleccionado (radio con punto azul)
gerber	No seleccionado (radio vacío)
Morrow	No seleccionado (radio vacío)
S-W-T	Seleccionado (radio con punto azul)

Figura 3-5 Criterios de Modificación por tensiones medias

Después de haber descrito las distintas secciones y el modo de usar los diferentes elementos solo nos resta indicar como iniciar la estimación. Para ello debemos pulsar el botón CALCULAR. (Figura 3-6)

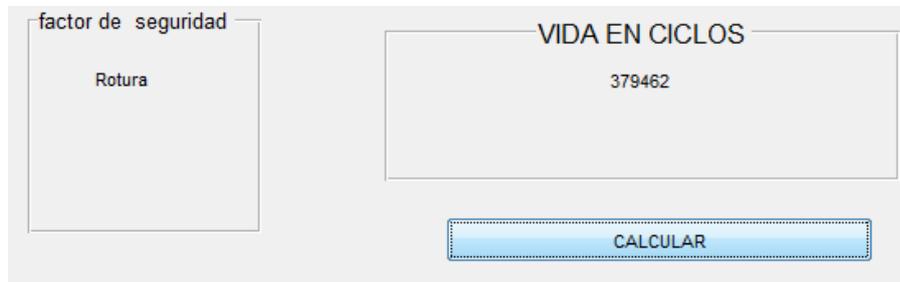


Figura 3-6 Factor de seguridad y vida en ciclos

Una vez pulsemos el botón CALCULAR, se nos presentarán por pantalla dos datos, la vida a fatiga en ciclos y el factor de seguridad aplicable. La vida fatiga en caso de ser mayor de 1.000.000 ciclos, correspondiente con el límite aceptado para considerar vida infinita, presentará el resultado VIDA INFINITA.

En cuanto al factor de seguridad, será calculado acorde con el método de la cuarta sección que hayamos seleccionado, de este modo el factor de seguridad puede ser determinado por el criterio de GOODMAN o GERBER para estimaciones de vida por tensión, y para las estimaciones por deformación total mediante la fórmula detallada en esta memoria. En cualquier caso, solo se presentarán los factores mayores de 1, que quiere decir que la estimación se encuentra en régimen de vida infinita. En caso contrario se mostrará el mensaje “Rotura”.

3.2.2 Introducción de datos de material

En primer lugar empezaremos describiendo la primera sección. Se trata de los dos elementos de la izquierda de la pantalla, la lista de materiales y el panel de constantes de material.

La lista de materiales presenta una serie de materiales predeterminados, así como una opción para introducir los parámetros a mano. Al seleccionar un material, automáticamente se presentarán los valores de las constantes en el panel de constantes de material, situado justo debajo Figura 3-8.

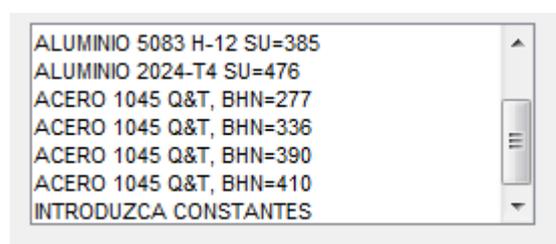


Figura 3-7 Lista de materiales

El panel de constantes nos muestra en pantalla los valores de las constantes del material, las constantes de comportamiento cíclico, las constantes de comportamiento a ciclos altos, y las constantes de comportamiento a ciclos bajos.

Las constantes de comportamiento cíclico son:

- n : Exponente de comportamiento cíclico. Para la mayoría de los metales varía entre 0.1 y 0.2
- K : Constante de comportamiento cíclico. Factor conocido del material.

Las constantes de comportamiento a ciclos altos son:

- b : Exponente de Basquin. Para la mayoría de los metales se encuentra en el rango -0.05 a -0.12
- σ'_f : Coeficiente de resistencia a la fatiga. Para la mayoría de los metales aproximadamente igual a la tensión verdadera de fractura, corregida por estricción.

Las constantes de comportamiento a ciclos bajos son:

- c : Exponente de ductilidad a la fatiga. Se encuentra en el rango -0.5 a -0.7 para la mayoría de los metales.
- ϵ'_f : Coeficiente de ductilidad a la fatiga. Experimentalmente aproximadamente igual a la ductilidad verdadera a la fractura.

Las constantes de material son:

- S_u : Tensión última. Este valor corresponde con la tensión que produce la rotura en el caso estático. Los valores introducidos por el usuario y los valores predeterminados se presentan en Mpa.
- S_e : Límite de fatiga. Este valor, corresponde con la tensión límite a partir de la cual se produce vida infinita. También se presenta en Mpa.
- E : Módulo de Young. Define la pendiente de la curva de tensión-deformación unitaria hasta el límite de proporcionalidad. Mide la rigidez del material en el rango elástico y tiene las mismas unidades que la tensión, en este caso Mpa

Los valores de estas constantes son modificables, independientemente de haber seleccionado el modo manual para introducir valores o no.

CONSTANTES

ACERO COLADO ALUMINIO
 HIERROS Y ACEROS FORJADOS

COMPORTAMIENTO CICLICO

K n

CONSTANTES HCF

b coeficiente de resistencia fatiga

CONSTANTES LCF

C coeficiente de fatiga dúctil

CONSTANTES DEL MATERIAL

SU SE

E

Figura 3-8 Panel de constantes

En el caso de seleccionar el modo manual de introducción de constantes, y no conocer el valor del límite de fatiga Se del material, el sistema estima automáticamente mediante Ec.3 este valor a través del procedimiento detallado en el apartado 2.1.5. El sistema estimará el valor Se cuándo introduzcamos los valores de las constante de Basquin y el coeficiente de resistencia a la fatiga en ese orden.

Sabremos que nuestro valor Se es estimado porque la casilla correspondiente cambiará de color blanco a cyan.

CONSTANTES DEL MATERIAL

SU SE

E

Figura 3-9 Valor de Se estimado

3.2.3 Funcionamiento de los factores de Modificación.

El primer elemento del panel de factores de modificación (Figura 3-4) es el FACTOR TAMAÑO. Al pulsar el botón, se nos abrirá una nueva pantalla (Figura 3-10).

Figura 3-10 Pantalla para calcular el factor de tamaño

En esta pantalla introduciremos los datos de la pieza de dos formas, en caso de ser una pieza circular, seleccionaremos PIEZA DE SECCION CIRCULAR, e introduciremos el diámetro de esta en mm. En caso de ser una pieza de sección rectangular, debemos seleccionar PIEZA DE SECCION NO CIRCULAR, e introducir los valores de la altura y la anchura de la sección en mm. Por último, antes de presionar el botón ENTER, que nos cerrará esta ventana, debemos seleccionar si la carga aplicada es de torsión/flexión o axial, como se explica en el punto 2.2.2. Por último presionaremos el botón ENTER para regresar a la pantalla principal.

El siguiente factor es el factor de confiabilidad (Figura 3-11). En este caso, se trata de un desplegable donde seleccionaremos el nivel de confiabilidad de la estimación. Estos niveles están representados en el punto 2.2.3 de la presente memoria.

Figura 3-11 Factor de confiabilidad

A continuación tenemos el factor de temperatura (Figura 3-12). El manejo de este elemento es muy sencillo, se trata de un editext en el que introducimos el valor de temperatura en grados centígrados. Como señalamos anteriormente, el valor del factor no se presenta por pantalla directamente hasta presionar el botón ACTUALIZAR VALORES, pero se queda almacenado.



Figura 3-12 Factor de temperatura

El siguiente factor de modificación es el acabado superficial. Se trata de un botón, ACABADO SUPERFICIAL, que al pulsarlo, abre una nueva pantalla, que se describe a continuación (Figura 3-13).

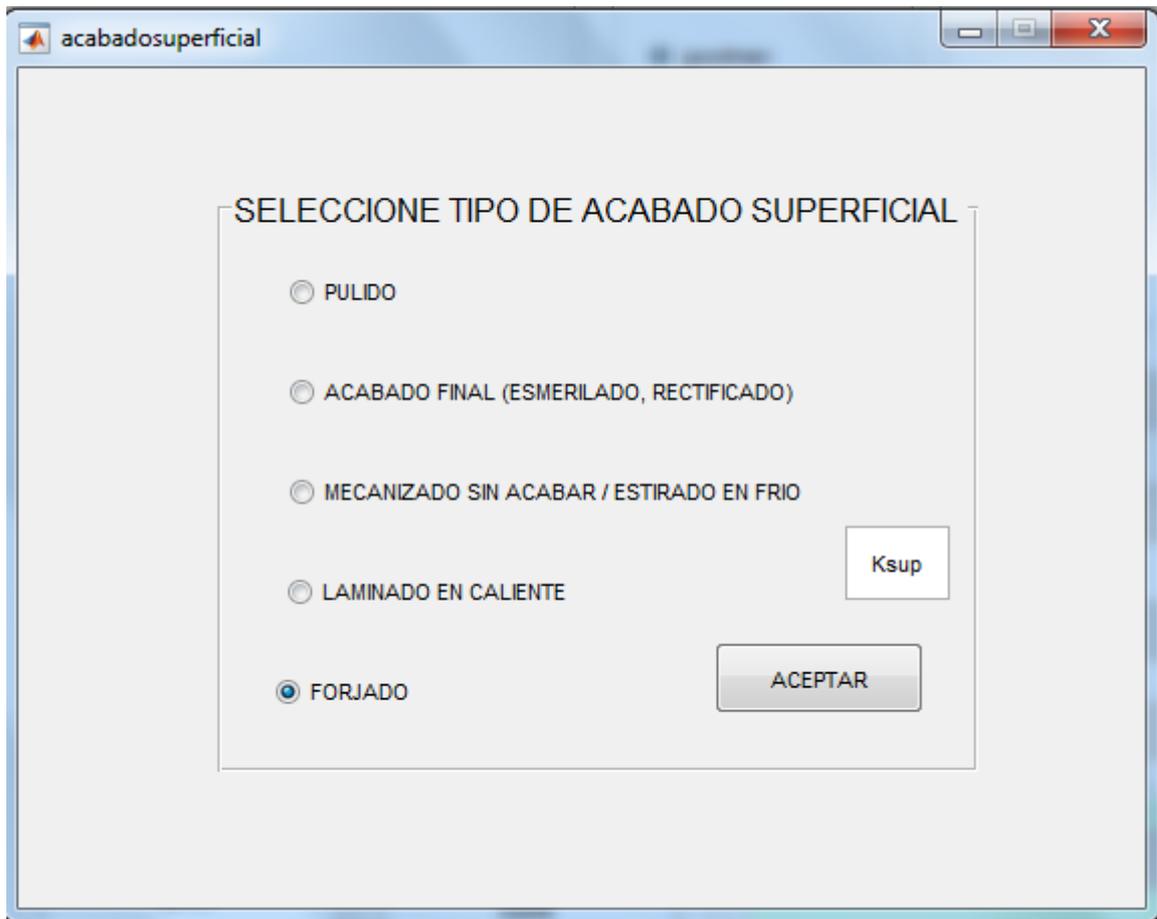


Figura 3-13 Pantalla del factor de acabado superficial

Sobre la nueva pantalla, se presentan los diferentes acabados superficiales expuestos en el apartado 2.2.1. Al seleccionar cualquiera de ellos, se nos presentará por pantalla el valor del factor, en el recuadro blanco con el nombre de la variable usada en el programa, Ksup, factor de acabado superficial. Hay que tener en cuenta que para que se realicen los cálculos del factor, se debe haber seleccionado el tipo de material, o haber introducido manualmente el valor de tensión última S_u , necesario para la resolución de la ecuación (Ec.7). A continuación pulsamos el botón ACEPTAR, para regresar a la pantalla principal.

En quinto lugar tenemos el factor de tipo de carga. Se trata de un desplegable en el que seleccionaremos el tipo de carga al que se ve sometido el material durante el análisis, el factor de modificación aplicable será conforme al apartado 2.2.6 (véase tabla 2-3).

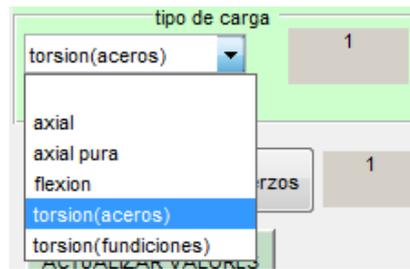


Figura 3-14 Tipo de carga

El último de los factores es el factor de concentración de esfuerzos. Este factor se determina pulsando el botón CONCENTRACION DE ESFUERZOS. Al pulsarlo se abrirá la siguiente pantalla (Figura 3-15).

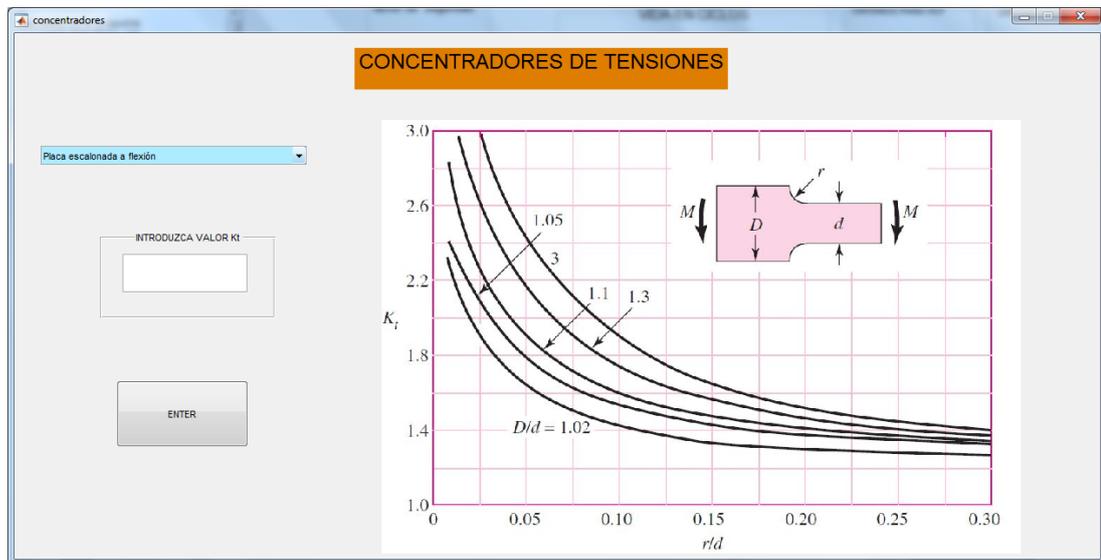


Figura 3-15 Pantalla Coeficiente de concentración de esfuerzos K_t

Esta pantalla funciona de la siguiente forma. En primer lugar debemos seleccionar una opción del desplegable, en función del tipo de pieza que tengamos, de su forma y del tipo de tensión al que se va a ver sometido.

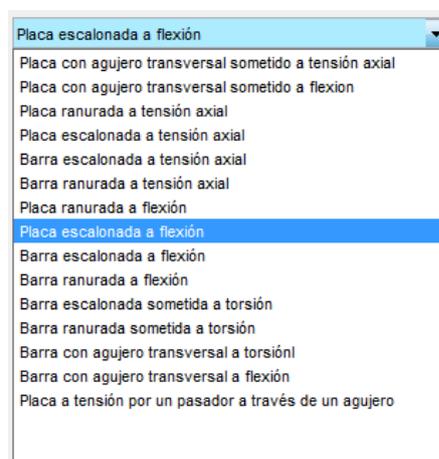


Figura 3-16 Opciones de solicitación para el cálculo de K_t

Al hacer esto, se nos presentará la gráfica para el cálculo del factor K_t expuesto en 2.2.5. Este valor corresponde al eje de ordenadas de la gráfica. El eje de abscisas viene indicado sobre la gráfica

en cada caso, en Figura 3-15 se trata del cociente entre el radio del escalonamiento y la anchura más pequeña de la pieza, como se presenta en el dibujo de la pieza. Esta cuenta la deberá hacer el usuario, teniendo en cuenta que el valor final es adimensional, lo que conlleva que al hacer la cuenta, se trabaje en las mismas unidades.

Una vez determinado el valor K_t , se introducirá manualmente en el editext destinado para ello, y a continuación se debe de pulsar el botón ENTER. Al hacer esto, la pantalla actual se cerrará y se abrirá una nueva, para el cálculo del índice de entalla q . Esta pantalla se presenta en la Figura 3-17.

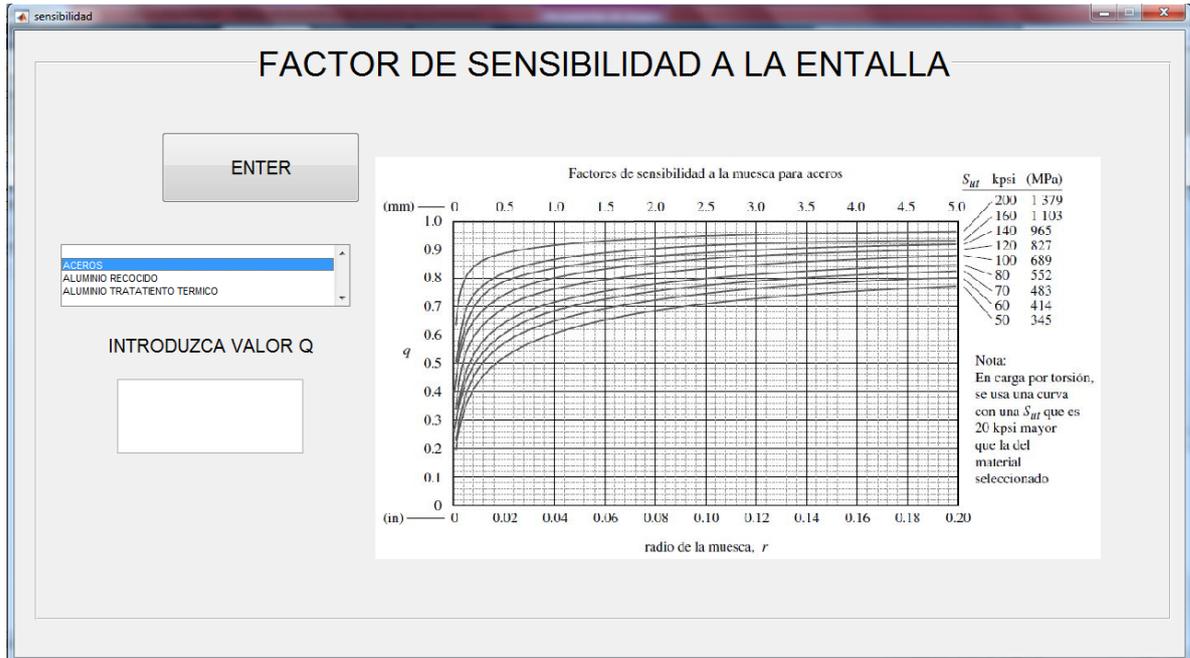


Figura 3-17 Pantalla Factor de sensibilidad a la entalla

El procedimiento para determinar el valor q es igual que para K_t , el eje de ordenadas es el valor q que buscamos, que varía entre 0 y 1, y el de abscisas el del radio de entalla. Para cada tipo de material existe una curva determinada. Debemos prestar atención a cual nos corresponde a nosotros. De esta forma, como en el caso de K_t , se introduce el valor de q manualmente en el editext destinado para ello. Seguidamente pulsamos el botón ENTER y esta pantalla se cerrará, volviendo a la pantalla principal. El sistema se encargará de solucionar la ecuación para determinar el valor K_f (Ec.11), factor de modificación por concentración de esfuerzos.

3.2.4 Funcionamiento de la Sección central.

Para operar en cada modo debemos seleccionar el checkbox correspondiente. Una vez seleccionado el modo, introduciremos los valores máximos y mínimos de tensión en MPa o los valores máximos y mínimos de deformación elástica, en mm/mm. Automáticamente se actualizarán los valores medios y alternantes de cada caso en los dos recuadros destinados a ello, justo debajo de los recuadros de máximos y mínimos.

Los tres primeros paneles empezando desde la izquierda se corresponden con el análisis simple por tensión, por tensión a partir de deformación elástica y por deformación plástica, de izquierda a derecha (Figura 3-18).

S-N TENSIONES	S-N DEFORMACION ELASTICA	e-N DEFORMACION PLASTICA
<input type="checkbox"/> Check Box	<input type="checkbox"/> Check Box	<input type="checkbox"/> Check Box
tension maxima (MPa)	deformacion elastica maxima (mm/mm)	deformacion plastica maxima (mm/mm)
TENSION MAX	EeMAX	EpMAX
tension minima (MPa)	deformacion elastica minima (mm/mm)	deformacion plastica minima (mm/mm)
TENSION MIN	EeMIN	EpMIN
tension alternante (MPa)	deformacion elastica alternante (mm/mm)	deformacion plastica alternante (mm/mm)
TENSION ALT	EeALT	EpALT
tension media (MPa)	deformacion elastica media (mm/mm)	deformacion plastica media (mm/mm)
TENSION MED	EeMED	EpMED

Figura 3-18 Sección de estimación de vida controlada por tensión, deformación y deformación plástica

El panel de la parte derecha de la sección central se corresponde con el análisis por deformación total (Figura3-19). Este panel tiene dos submodos: El análisis de vida a fatiga por deformación total controlada por tensión y el análisis de vida a fatiga por deformación total controlada por deformación.

Lo primero que debemos hacer es presionar el Check Box superior para indicar que vamos a realizar una estimación de vida a fatiga por deformación total.

Para seleccionar como se controla el análisis, debemos pulsar sobre el Radio Button que indica el tipo control, tensión o deformación. Este panel tiene la particularidad de ofrecernos la posibilidad de indicar el tipo de datos que vamos a introducir, es decir, si los datos de deformación total son reales, o son una estimación, en cuyo caso, seleccionaremos uno de los dos métodos de estimación de estados de tensión elastoplásticos por aproximación a partir de hipótesis lineal, ESED o Neuber, introducidos anteriormente en el punto 2.6.

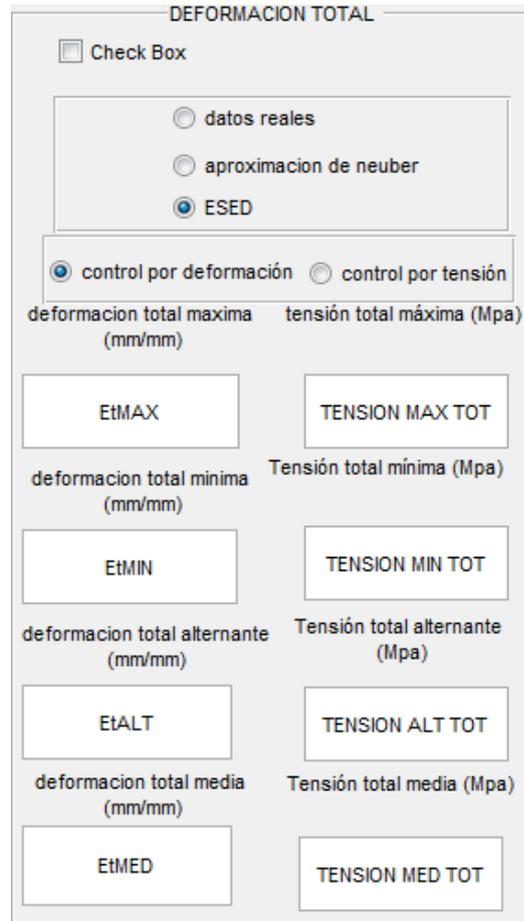


Figura 3-19 Sección de estimación por deformación total

3.2.5 Mensajes de error y advertencia.

En este apartado presentaremos los mensajes de error que la aplicación presenta por pantalla.

En primer lugar, en caso de no seleccionar ningún checkbox de modo o varios a la vez, al pulsar el botón para el inicio de la estimación, nos aparecerá el siguiente mensaje de error. Esto ocurre para cualquiera de los cuatro modos.

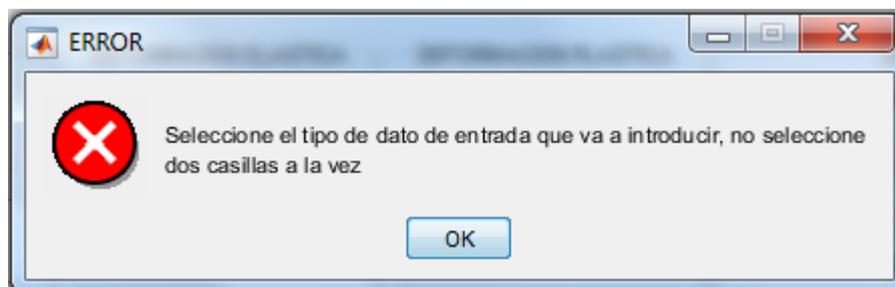


Figura 3-20 Mensaje de error 1

El siguiente mensaje de advertencia es el que recibimos al hacer estimaciones de vida a fatiga por tensión o su variante en deformación elástica, cuando introducimos valores de tensión o deformación tan grandes que están cercanos a la tensión de rotura, por lo tanto en el rango de deformaciones plásticas, por lo que este análisis deja de ser recomendado.

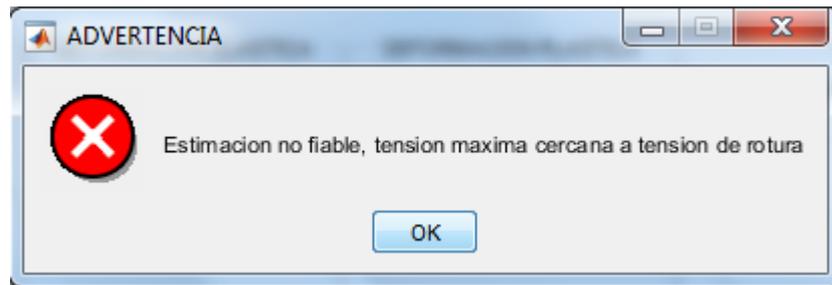


Figura 3-21 Mensaje de advertencia 1

La siguiente advertencia que proporciona el sistema se presenta cuando realizamos un análisis de vida a fatiga por deformación total controlado por tensiones, por el criterio de S-W-T. La tensión máxima es tan baja que la aplicación no es capaz de resolver la ecuación de S-W-T.

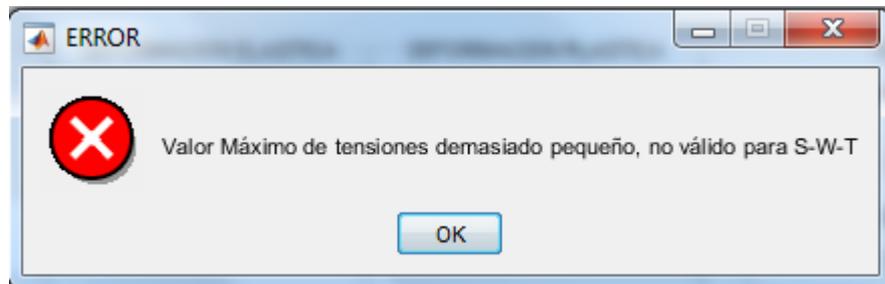


Figura 3-22 Mensaje de error 2

Ocurre lo mismo cuando la estimación está controlada por deformación, solo que en este caso, el valor que no permite resolver la ecuación es la deformación alternante.

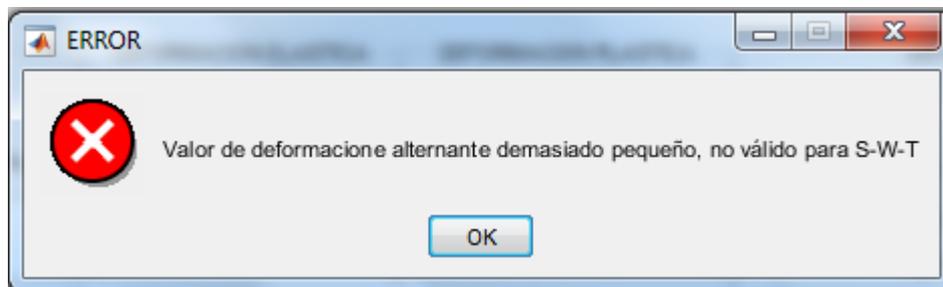


Figura 3-23 Mensaje de error 3

4 RESULTADOS / VALIDACIÓN / PRUEBA

4.1 Introducción

A continuación se presentan los resultados del trabajo. En esta sección compararemos los resultados según los modos, métodos y factores usados en los diferentes casos. Las posibilidades del programa son más amplias, pero nos centraremos en los casos más significativos.

4.2 Resultados

4.2.1 Estimación de vida a fatiga controlada por tensión

En este apartado presentaremos los resultados obtenidos en las estimaciones de vida a fatiga a ciclos altos. Usaremos el modo de vida a fatiga por tensión, aunque el modo de vida a fatiga por tensión a través de la deformación elástica para ciclos altos sería igualmente aplicable y los resultados serían similares.

1. Ensayo N° 1

El primer ejemplo, (Figura 4-1), muestra la estimación de vida a fatiga controlada por tensión del ACERO 1045 Q&T, BHN=277 con las siguientes características:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277	
Tensión máxima (Mpa)	330
Tensión mínima (Mpa)	-250
Tensión alternante (Mpa)	290
Tensión media (Mpa)	40
Criterio de modificación	Goodman
Por tensiones medias	
Factores de modificación	no

Tabla 4-1

En este caso, la vida en ciclos estimada es de 629.042 ciclos, con un factor de seguridad de “rotura”. Este resultado significa que nos encontramos por encima límite de vida infinita, como nos indica el factor de seguridad, es decir, se produce rotura. Como sabemos, el límite de vida a fatiga lo hemos considerado a partir 10^6 ciclos.

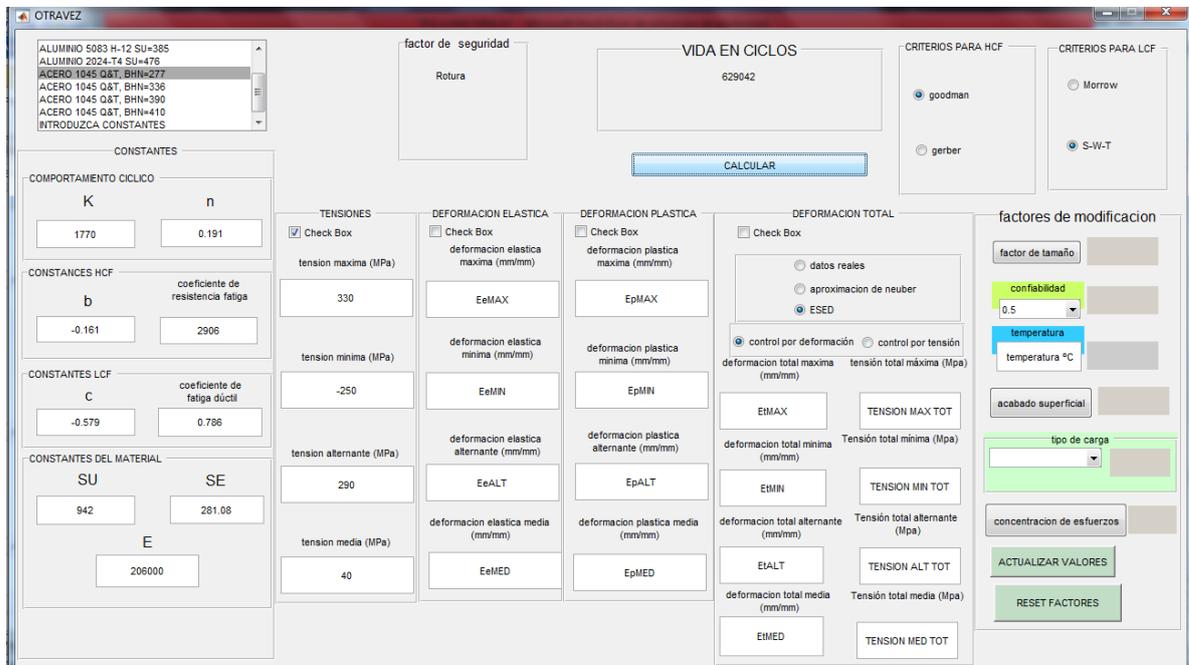


Figura 4-1 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias, resuelto por el criterio de Goodman.

En segundo lugar (figura 4-2) realizamos la estimación de vida a fatiga al mismo material anteriormente expuesto en el caso de tensiones medias nulas. Las condiciones son las siguientes:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Tensión máxima (Mpa)	290
Tensión mínima (Mpa)	-290
Tensión alternante (Mpa)	290
Tensión media (Mpa)	0
Criterio de modificación	Goodman
Por tensiones medias	
Factores de modificación	no

Tabla 4-2

El criterio para tensiones medias permanece seleccionado en Goodman por defecto, pero como sabemos, el programa solo lo implementa cuando las tensiones medias son distintas de cero, por lo que en este caso es indiferente seleccionar Goodman o Gerber, no se aplicarán ninguno de los dos y el resultado será el mismo.

En nuestro caso, obtenemos una vida a fatiga de 823.617 ciclos y un factor de seguridad de “rotura”. Si comparamos este resultado con los obtenidos en el primer caso (Figura 4-1) apreciamos que la tensión alternante en los dos casos es igual, pero la vida en ciclos mayor se obtiene en el caso de tensiones medias nulas. Esto pone de manifiesto la influencia negativa de tensiones medias de tracción sobre la vida a fatiga.

Figura 4-2 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias nulas, resuelto por el criterio de Goodman.

El siguiente caso (Figura 4-3) resulta de gran interés porque confirma los fundamentos teóricos expuestos anteriormente en el capítulo 2.

La condición de carga es la siguiente:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Tensión máxima (Mpa)	0
Tensión mínima (Mpa)	-580
Tensión alternante (Mpa)	290
Tensión media (Mpa)	-290
Criterio de modificación	Goodman
Por tensiones medias	
Factores de modificación	no

Tabla 4-3

Tensión máxima 0 Mpa, tensión mínima -580 Mpa, por lo tanto, tensión alternante de 290 Mpa y tensión media de -290 Mpa. Podemos apreciar que la tensión media de este caso es de igual magnitud que en el primer (Figura 4-1), segundo (Figura 4-2) pero de signo contrario, es decir, tensión media de compresión. El resultado de la estimación es una vida infinita, es decir, por encima del millón de ciclos con un factor de seguridad de 1.38. Esto se explica porque las cargas de compresión favorecen el no crecimiento de las grietas iniciales, las comprimen y evitan su crecimiento hasta la rotura.

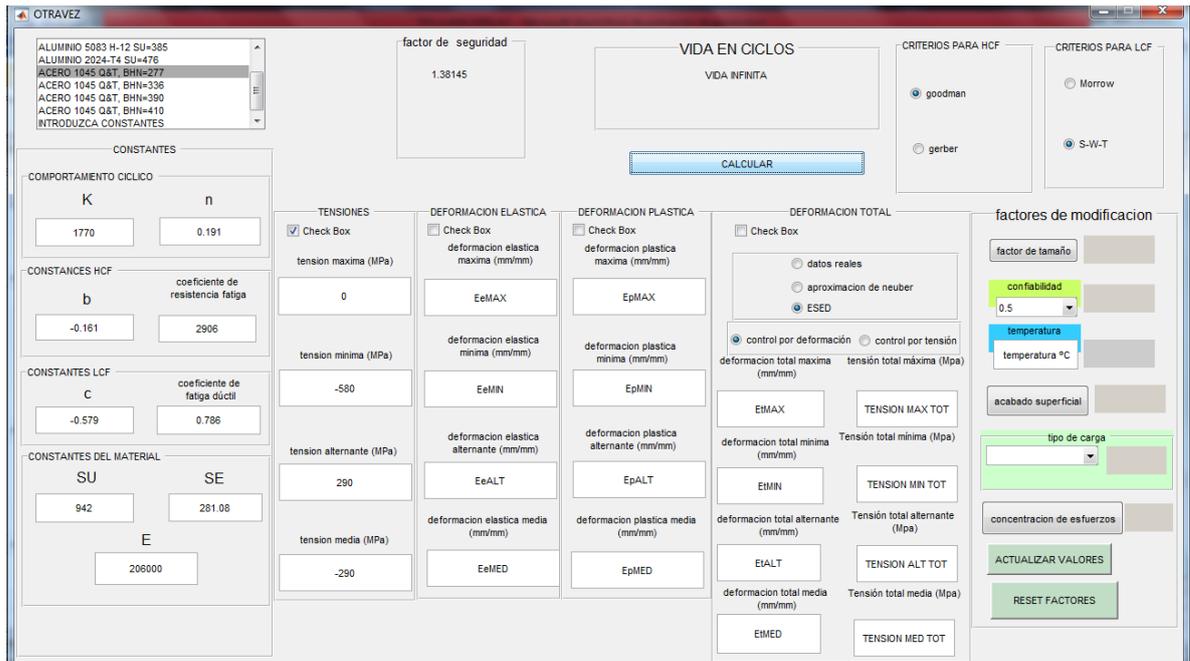


Figura 4-3 Estimación de vida a fatiga a ciclos altos controlada por tensión con tensiones medias de compresión, resuelto por el criterio de Goodman.

2. Ensayo N° 2

En el siguiente ensayo (Figura 4-4) realizamos la misma estimación que en el primer caso (Figura 4-1), pero en función de la deformación, introduciendo factores de modificación aleatorios para comprobar los efectos de estos sobre la vida a fatiga.

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Deformación elástica máxima (mm)	0.0016
Deformación elástica mínima (mm)	-0.00121
Deformación elástica alternante (mm)	0.001405
Deformación elástica media (mm)	0.000195
Criterio de modificación	Goodman
Por tensiones medias	
Ka	0.734
Kb	0.854
Kc	0.702
Kd	0.942
Kg	1
Kf	1

Tabla 4-4

La estimación obtenida es rotura tras una vida de 14.452 ciclos, muy inferior a la obtenida en el primer caso sin factores de modificación.

Figura 4-4 Estimación de vida a fatiga por tensión con tensión en función de la deformación, con tensiones medias de compresión, resuelto por el criterio de Goodman.

4.2.2 Estimación de vida a fatiga exclusivamente controlada por deformación plástica.

Este caso particular (Figura 4-5) se caracteriza por no verse influenciado por las tensiones medias ni por los factores de modificación, que disminuyen el valor del límite de fatiga S_e , no perteneciente a la curva de plástica sobre la que se realiza el cálculo de vida en este caso. Las condiciones iniciales de deformación plástica son las siguientes:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Deformación máxima (mm)	0.005
Deformación mínima (mm)	0
Deformación alternante (mm)	0.0025
Deformación media (mm)	0.0025
Criterio de modificación	no
Por tensiones medias	no
Factores de modificación	no

Tabla 4-5

El resultado obtenido es una vida a fatiga de 20.579 ciclos. Al encontrarlos en la región plástica, el factor de seguridad no es aplicable y se presenta en pantalla el mensaje “No es aplicable”. Los factores de modificación no son aplicables. Es interesante comprobar que si pasamos el valor de deformación plástica alternante introducido, a tensión por la ecuación del ciclo de histéresis (Ec.31) obtenemos un valor de 563 Mpa alternantes, que al introducirlos en el análisis a ciclos altos (Figura 4-1) nos daría un

valor muy distante a lo obtenido a ciclos bajos: 15 ciclos, lo que se explica porque las estimaciones para tensiones máximas a partir de $0.8 \cdot S_u$ para ciclos altos dejan de ser recomendables.

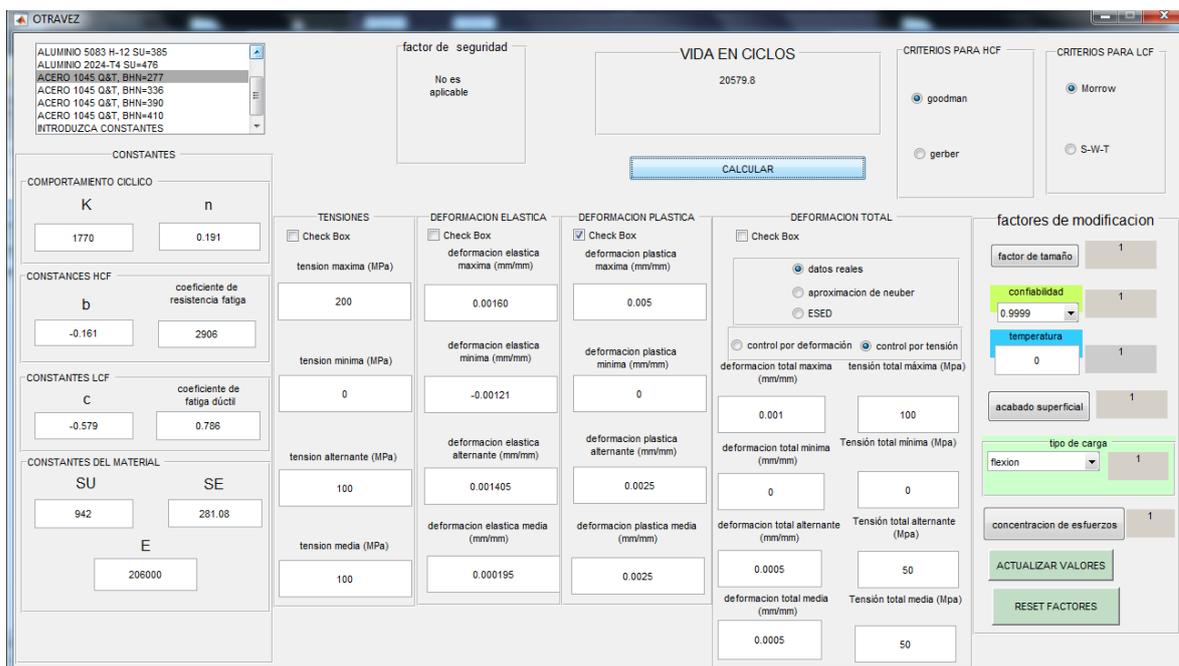


Figura 4-5 Estimación de vida a fatiga a ciclos bajos controlada exclusivamente por deformación plástica

4.2.3 Estimación de vida a fatiga por deformación total

1. Ensayo N° 1

A continuación vamos a presentar los resultados obtenidos en una estimación de vida a fatiga por deformación total, aproximando el estado elastoplástico a partir del método de Neuber expuesto en el apartado 2.6 de la presente memoria. El criterio para tensiones medias es el de Morrow.

En este ensayo se realizan dos estimaciones, la primera de ellas con tensiones medias negativas y la segunda con tensiones medias positivas. De esta forma comprobaremos el efecto de las tensiones medias negativas en el no crecimiento de las grietas y el aumento de vida.

La condición de deformación del primer ensayo es la siguiente:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Deformación máxima (mm)	0.0026
Deformación mínima (mm)	0
Deformación alternante (mm)	0.0013
Deformación media (mm)	0.00013
Factores de modificación	no
Criterio de modificación	Morrow
Por tensiones medias	
Método de aproximación	Neuber
Del estado elastoplástico	

Tabla 4-6

El resultado obtenido es de rotura a los 740386 ciclos.

Figura 4-6 Estimación de vida a fatiga por deformación total, con estado elastoplástico aproximado por el método de Neuber con tensiones medias de tracción

La condición de deformación del segundo ensayo es el contrario del primero, es decir, el mismo valor de deformación pero esta vez negativa, por lo que la tensión media pasa a ser negativa también:

ACERO 1045 Q&T, BHN=277

Deformación máxima (mm)	0
Deformación mínima (mm)	-0.0026
Deformación alternante (mm)	0.0013
Deformación media (mm)	-0.0013
Factores de modificación	no
Criterio de modificación	Morrow
Por tensiones medias	
Método de aproximación	Neuber
Del estado elastoplástico	

Tabla 4-7

El resultado obtenido es de vida infinita con un factor de seguridad de 1.08, resultado que pone de manifiesto el efecto favorable de las tensiones medias de compresión en la vida a fatiga.

OTRAVEZ

ALUMINIO 5083 H-12 SU=385
 ALUMINIO 2024-T4 SU=478
 ACERO 1045 Q&T, BHN=277
 ACERO 1045 Q&T, BHN=336
 ACERO 1045 Q&T, BHN=390
 ACERO 1045 Q&T, BHN=410
 INTRODUZCA CONSTANTES

factor de seguridad: 1.0851

VIDA EN CICLOS
 VIDA INFINITA
 CALCULAR

CRITERIOS PARA HCF
 goodman
 gerber

CRITERIOS PARA LCF
 Morrow
 S-W-T

CONSTANTES

COMPORTAMIENTO CICLICO
 K: 1770, n: 0.191

CONSTANCIAS HCF
 b: -0.161, coeficiente de resistencia a fatiga: 2906

CONSTANTES LCF
 C: -0.579, coeficiente de fatiga dúctil: 0.786

CONSTANTES DEL MATERIAL
 SU: 942, SE: 281.08, E: 206000

TENSIONES
 Check Box
 tension maxima (MPa): 200
 tension minima (MPa): 0
 tension alternante (MPa): 100
 tension media (MPa): 100

DEFORMACION ELASTICA
 Check Box
 deformacion elastica maxima (mm/mm): 0.00160
 deformacion elastica minima (mm/mm): -0.00121
 deformacion elastica alternante (mm/mm): 0.001405
 deformacion elastica media (mm/mm): 0.000195

DEFORMACION PLASTICA
 Check Box
 deformacion plastica maxima (mm/mm): 0.005
 deformacion plastica minima (mm/mm): 0
 deformacion plastica alternante (mm/mm): 0.0025
 deformacion plastica media (mm/mm): 0.0025

DEFORMACION TOTAL
 Check Box
 datos reales
 aproximacion de neuber
 ESED
 control por deformación
 control por tensión
 deformacion total maxima (mm/mm): 0, tension total maxima (Mpa): 100
 deformacion total minima (mm/mm): -0.0026, Tension total minima (Mpa): 0
 deformacion total alternante (mm/mm): 0.0013, Tension total alternante (Mpa): 50
 deformacion total media (mm/mm): -0.0013, Tension total media (Mpa): 50

factores de modificacion
 factor de tamaño: 1
 confiabilidad: 0.9999
 temperatura: 0
 acabado superficial: 1
 tipo de carga: flexion
 concentracion de esfuerzos: 1
 ACTUALIZAR VALORES
 RESET FACTORES

Figura 4-7 Estimación de vida a fatiga por deformación total, con estado elastoplástico aproximado por el método de Neuber con tensiones medias de compresión

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

Se ha diseñado una aplicación en Matlab que estima la vida a fatiga de materiales metálicos a ciclos altos y ciclos bajos, fácil e intuitiva de usar para un alumno que inicia sus estudios en resistencia de materiales, que permite introducir los parámetros del material y realizar las distintas estimaciones.

Como mejora a la aplicación se han implementado tres modos diferentes de estimación: estimación de vida a través de la curva S-N, con una forma adicional de realizar la estimación por tensión a partir de la deformación elástica, estimación de vida por deformación plástica y estimación de vida en función de la deformación total con los ciclos de histéresis controlados por deformación o tensión.

Además de esto, se ha añadido una lista de materiales predeterminados que presentan directamente las constantes del material. En el caso de no conocer el parámetro del límite de fatiga, la aplicación asigna un valor estimado a partir de los otros parámetros necesarios para la estimación ya introducidos, en función del tipo de material como se recoge en los fundamentos de fatiga de esta memoria.

Otra mejora sustancial de la aplicación es la implementación del panel de factores de modificación, que de una forma fácil e intuitiva permiten al usuario determinar los valores de estos a partir de despleables, nuevas pantallas y los diversos elementos que aparecen en él.

Siguiendo en la línea de mejoras, además del resultado en ciclos de la estimación de vida a fatiga, se implementa un panel donde se presenta el factor de seguridad aplicable en los casos de vida infinita, calculados según el criterio seleccionado, Goodman y Gerber para estimaciones de vida por tensión y Morrow y Smith-Watson-Topper para estimaciones de vida en función de la deformación total.

Como última mejora, y quizás la más importante, se han implementado dos modos de aproximación del estado de tensiones elastoplástico a través de estimaciones de estados tensión-deformación basados en hipótesis lineales por los métodos de Neuber y ESED. Dichas metodologías permiten realizar la estimación del mismo modo que con datos reales del estado de tensión elastoplástico.

Por tanto, se consideran cumplidos los objetivos fijados inicialmente para el trabajo, y se espera que la aplicación suponga una ayuda para alumnos que realicen estimaciones de vida a fatiga de materiales metálicos.

5.2 Líneas futuras

Este TFG nace de la idea de crear una aplicación que estime la vida a fatiga de materiales metálicos a ciclos altos y bajos. La aplicación desarrollada en este trabajo sienta la estructura básica de una posible aplicación más general, por lo que existen muchas opciones de mejora que no han sido implementadas y que pueden dar lugar a numerosas líneas futuras. Algunas de las posibles se citan a continuación:

- Una posible línea futura de especial interés podría ser la implementación de los métodos de conteo de ciclos. De esta forma, sería muy interesante realizar estimaciones de vida a fatiga a partir de historiales de carga conocidos, aplicando los métodos expuestos. En caso de implementar la opción de introducir historiales de carga conocidos, con diferentes periodos de carga a distintos niveles, se propone presentar al usuario el porcentaje de daño acumulado que provocará la aplicación de dicho historial de carga.

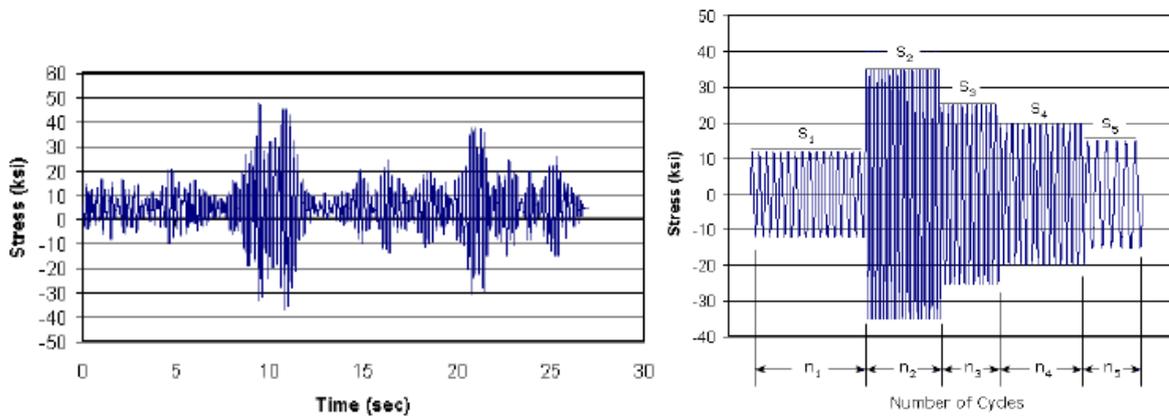


Figura 5-1 Historial de cargas cíclicas e historial equivalente por los métodos de conteo de ciclos

- Presentación por pantalla del gráfico del ciclo de histéresis con respecto a la curva elastoplástica en cada caso, que ayudará a entender de forma más fácil las diferencias entre ensayos controlados por deformación o controlados por tensión, y facilitará el análisis del resultado.
 - Cuantificar los efectos de corrosión y efectos varios en la vida a fatiga y añadir estos al panel de factores de modificación.
 - implementación de un método para transformar o corregir los datos del panel de constantes cuando el origen de las mismas sean ensayos de tracción o torsión, ya que la aplicación solo está preparada para datos obtenidos por flexión.

6 BIBLIOGRAFÍA

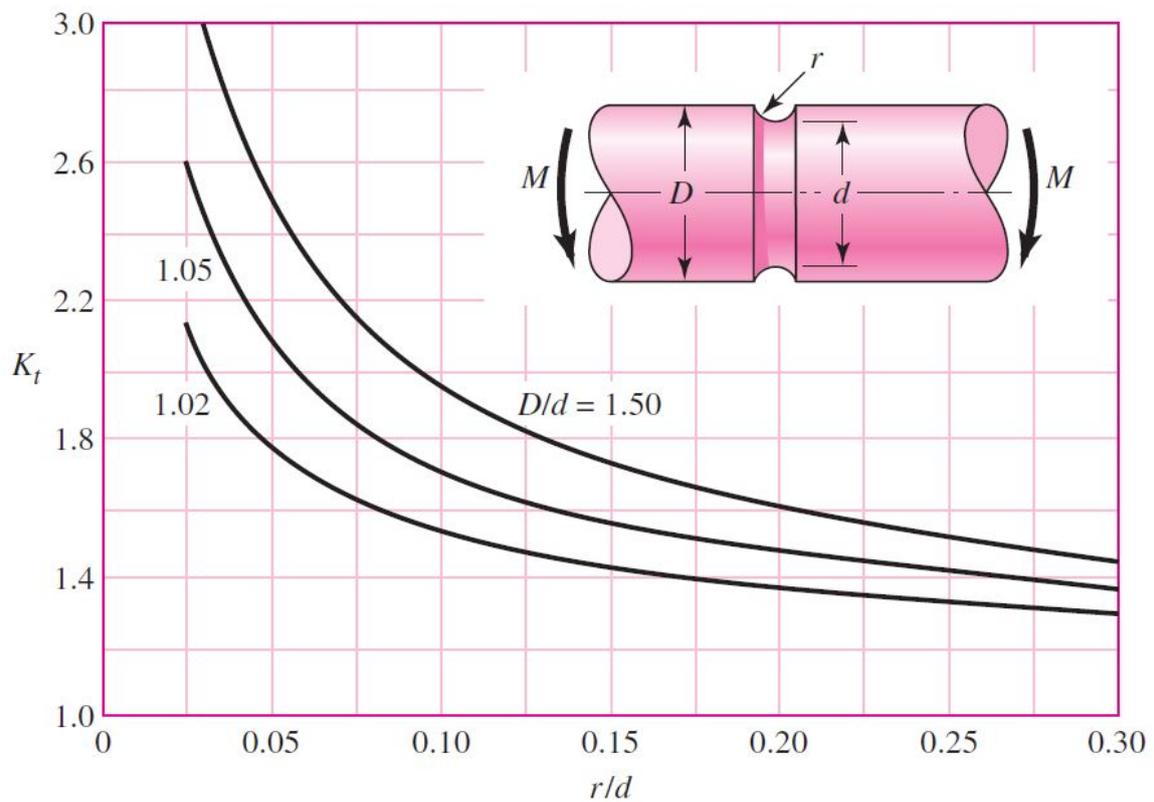
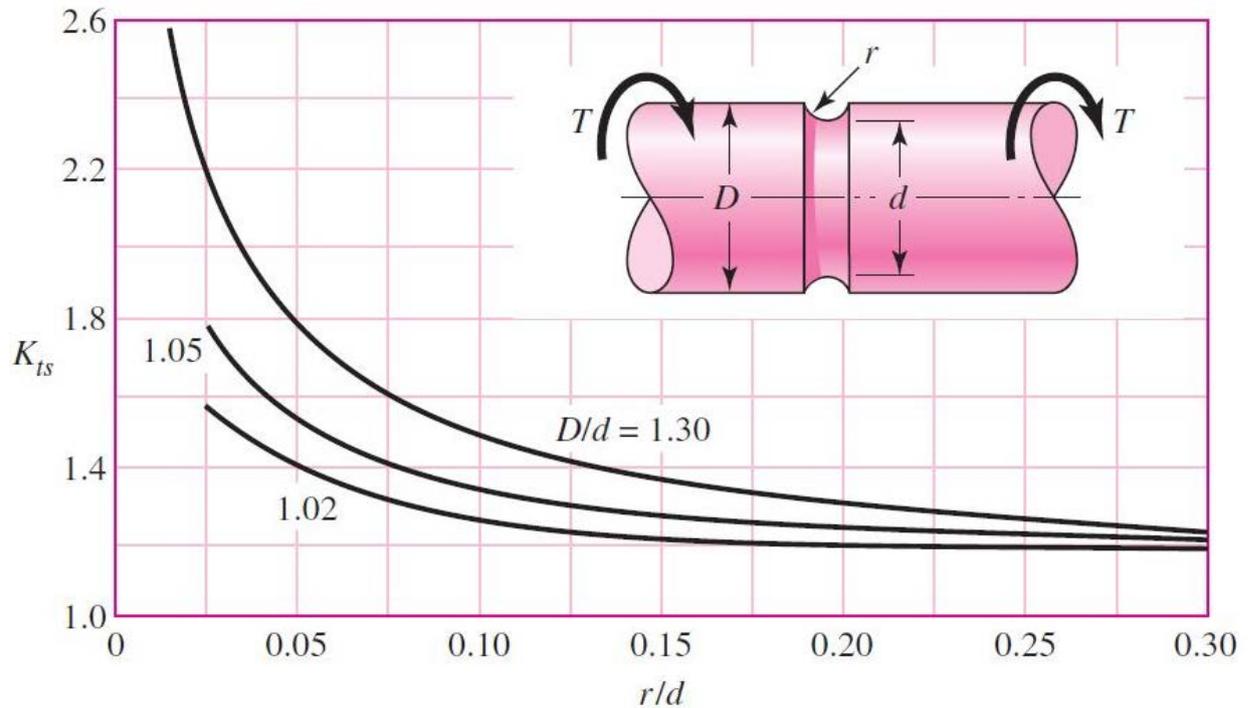
A continuación se detallan todas las referencias bibliográficas utilizadas en la realización de este trabajo.

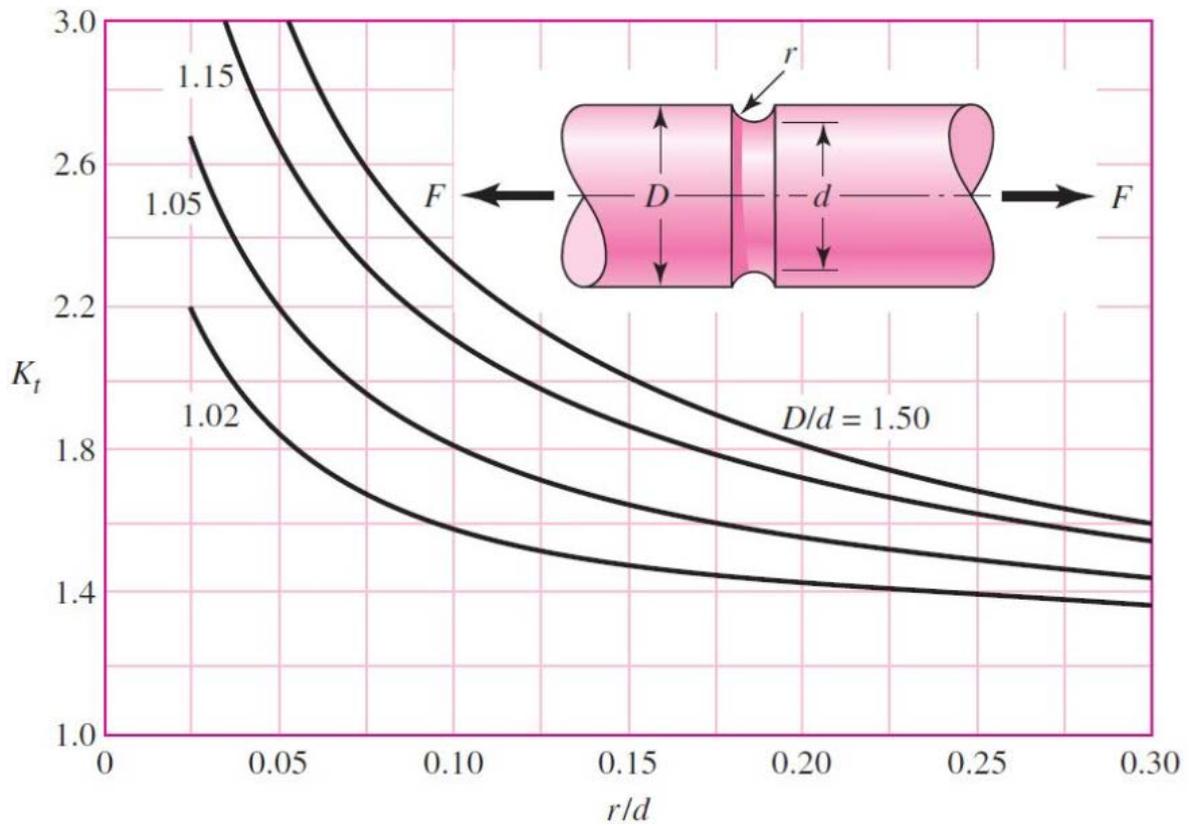
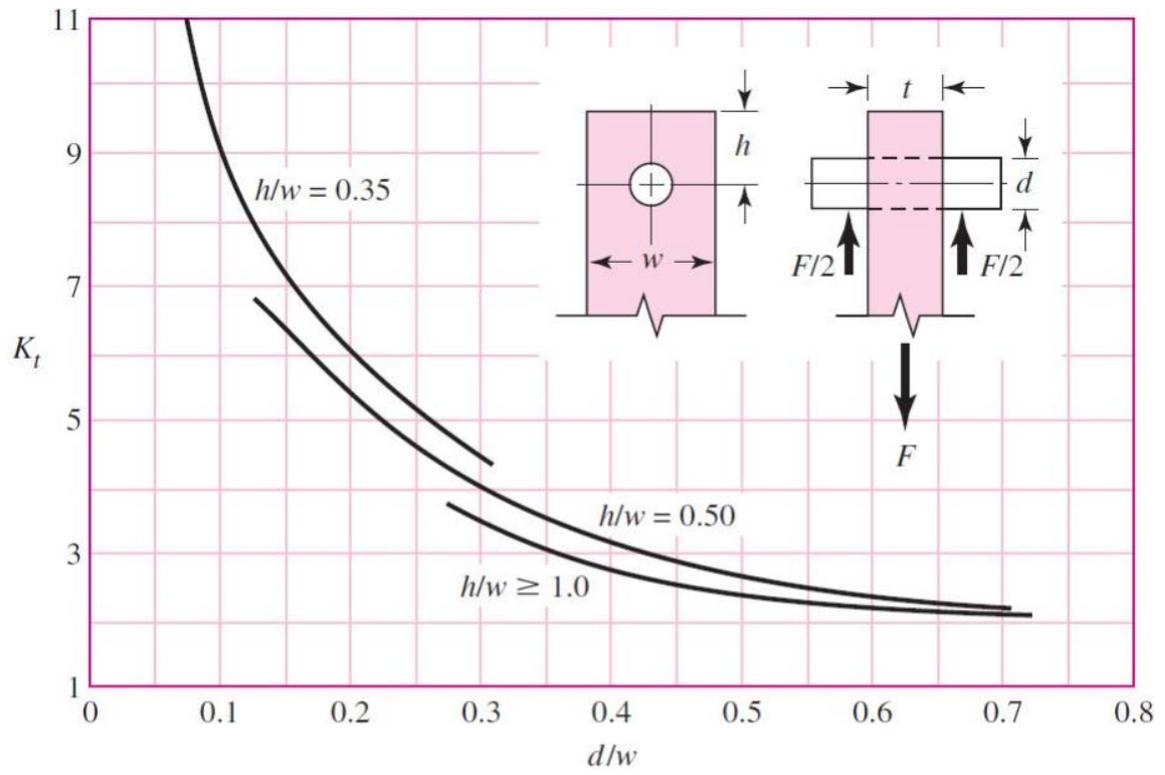
- [1] R. P. Reed, J. H. Smith and B. W. Christ, "The Economic Effects of Fracture in the United States: Part I, pub. especial 647-1," Washinton D.C, 1983.
- [2] N. E. Dowling, *Mechanical Behavior of Materials*, N.J.: Prentice-Hall: Englewood Cliffs, 1993, p. 340.
- [3] O. H. Basquin, The exponential law of endurance tests, *Am. Soc. Testing Mater Proc.* 10 ed., 1910, pp. 625-630.
- [4] J. Goodman, *Mechanics Applied to Engineering Vol 1*, 9th edition, Londres: Longmans Green and Co, 1930.
- [5] C. R. Soderberg, *ASME Transactions* 52, Vols. %1 de %2APM-52-2, 1930, pp. 13-28.
- [6] H. Neuber, «Theory of stress concentrations for shear strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law,» *ASME J.Appl.Mech.*28, pp. 544-500, 1961.
- [7] M. A. Miner, «Cumulative damage in fatigue,» *Journal of Applied Mechanics*, pp. A-159 A-164, 1945.
- [8] R. E. Peterson, *Design Factors for Stress Concentration*, Machine Design, vol. 23, Penton Media Inc, 1951, pp. 151-173.
- [9] L. F. Coffin, *Design aspects of high-temperature fatigue with particular referéce to thermal stresses*, ASME, 1956.
- [10] M. A. Arellano, «Exposición MATLAB para el Análisis Económico, Nivel Básico, Introducción a la Creación de Interfaces Gráficas con Guide,» 2013.
- [11] A. E. Barca, «Predicción de falla por carga cíclica,» de *documentacion de la asignatura DISEÑO DE MAQUINAS*, Marín, CUD ENM, 2014-2015.

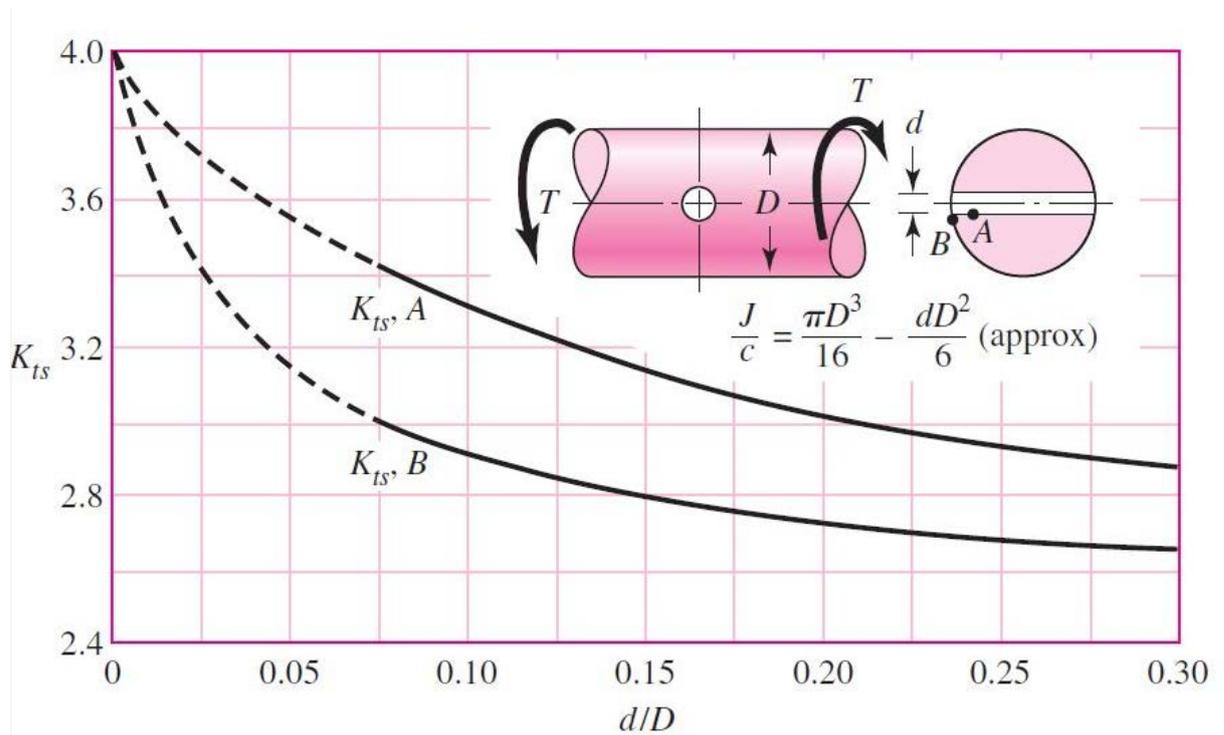
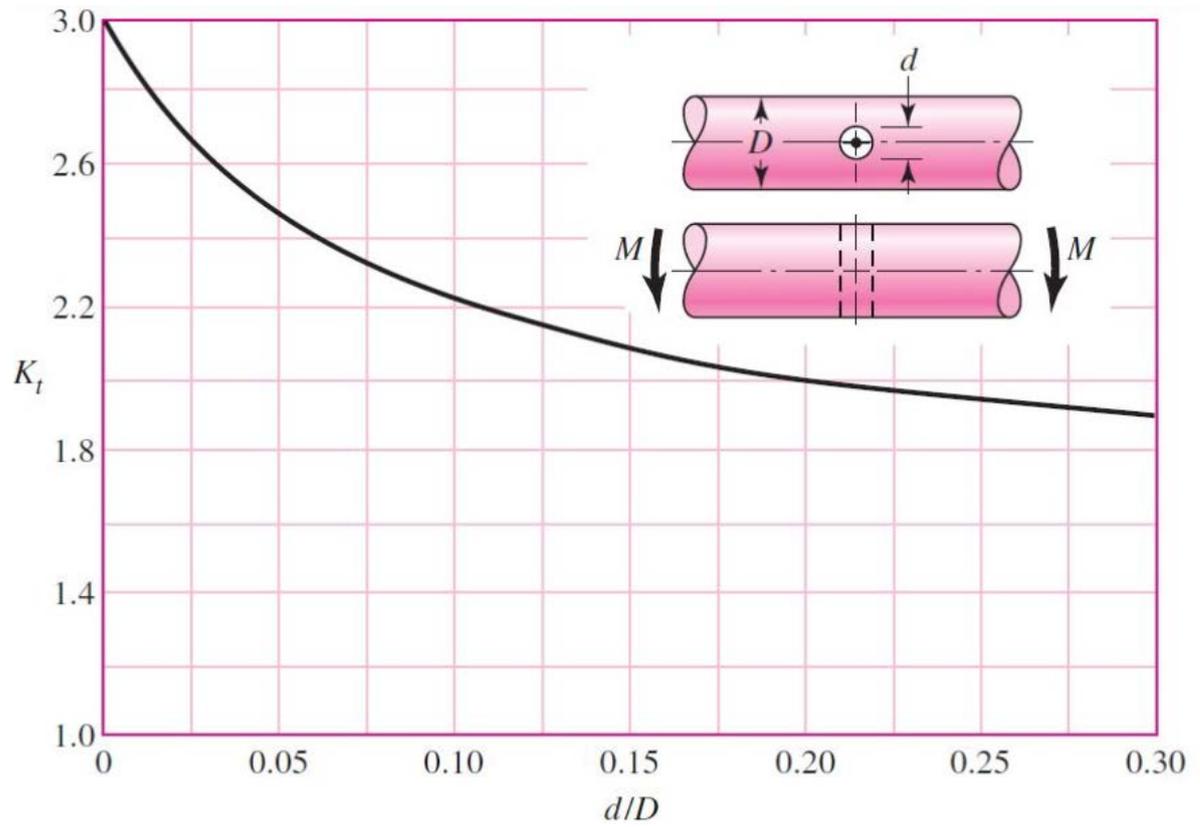
- [12] J. E. SHIGLEY y L. D. MITCHELL, Mechanical Engineering Design, Nueva York: McGraw-HILL, 1983.
- [13] R. C. JUVINALL, Stress Strain and Strength, Nueva York: McGraw-HILL, 1967.
- [14] R. L. Norton, Diseño de máquinas, Pearson, 2011.
- [15] E. M. Esteban, «METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS A FATIGA MEDIANTE EL CÓDIGO PRO ENGINEER: APLICACIÓN A UN EJE FERROVIARIO,» 2010.
- [16] «Wikipedia,» [En línea]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:BrittleAluminium320MPa_S-N_Curve.svg. [Último acceso: 5 Febrero 2016].
- [17] D. Socie, «efatigue,» [En línea]. Available: www.efatigue.com.
- [18] L. A. d. V. y H. Svoboda, «FATIGA,» Buenos Aires, 2002.
- [19] Gerber.W, Bestimmung der zulässigen eisen konstruktionen, Z. Bayer Arch. Ing Ver. 6, 1874, pp. 101-110.
- [20] A. Ince and G. Glinka, "A modification of Morrow and Smith–Watson–Topper mean stress correction models," 17 February 2011.
- [21] J. Morrow, Fatigue properties of metals, AE-4 ed., Warrendale, PA: Fatigue Design Handbook, 1968, p. sección 3.2.
- [22] M. Knop, R. Jones, L. Molent y C. Wang, «On the Glinka and Neuber Methods for calculating notch tip strains under cyclic load spectra,» *International Journal of Fatigue*, 9 junio 2000.
- [23] «efatigue,» [En línea]. Available: https://www.efatigue.com/training/Strain_Life_Method.pdf. [Último acceso: 27 Enero 2016].
- [24] J. Marin, «Mechanical behaviour of engineering materials,» Englewood, Prentice Hall, 1962, p. 224.
- [25] K. N. Smith, P. Watson and T. H. Topper, A stress-strain function for fatigue of materials, J.Mater, 1970, pp. 5, 767-778.
- [26] S. S. Downing, D. Gallart and T. Bereyni, "A Neuber's rule fatigue analysis procedure for use with a mobile computer," *SAE Paper 760317 presented at: SAE Automotive Engineering Congress*, 1976.

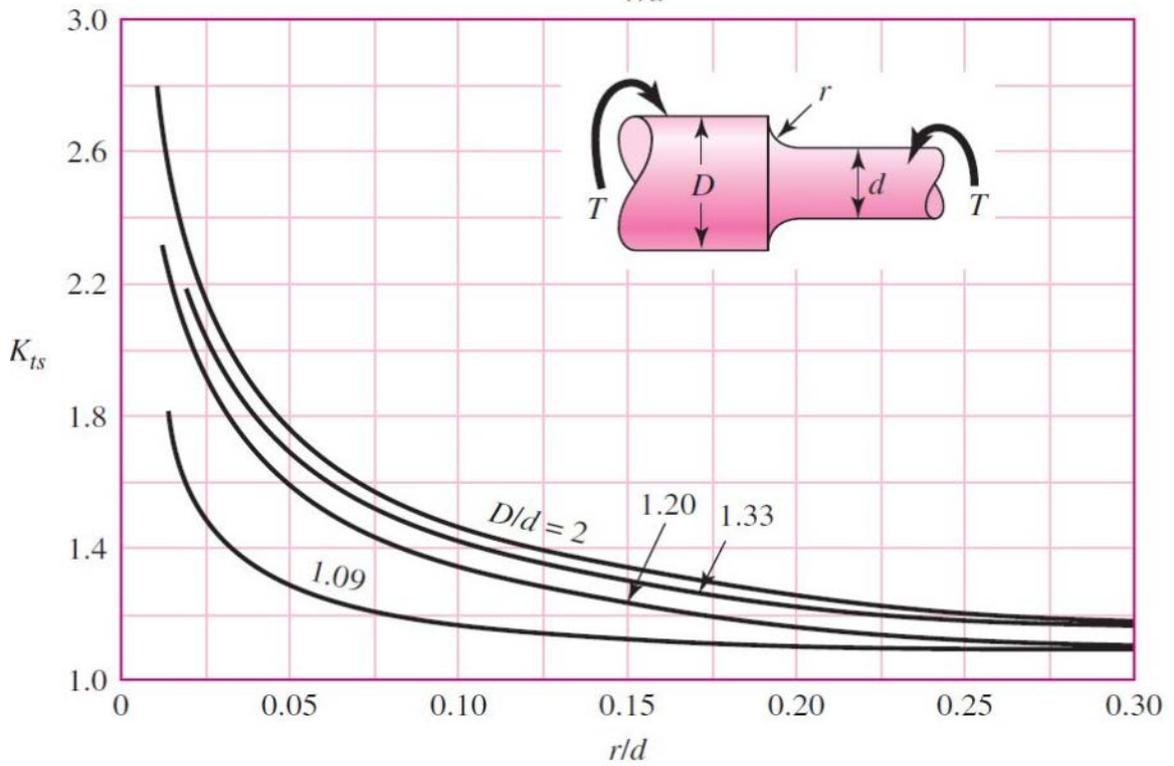
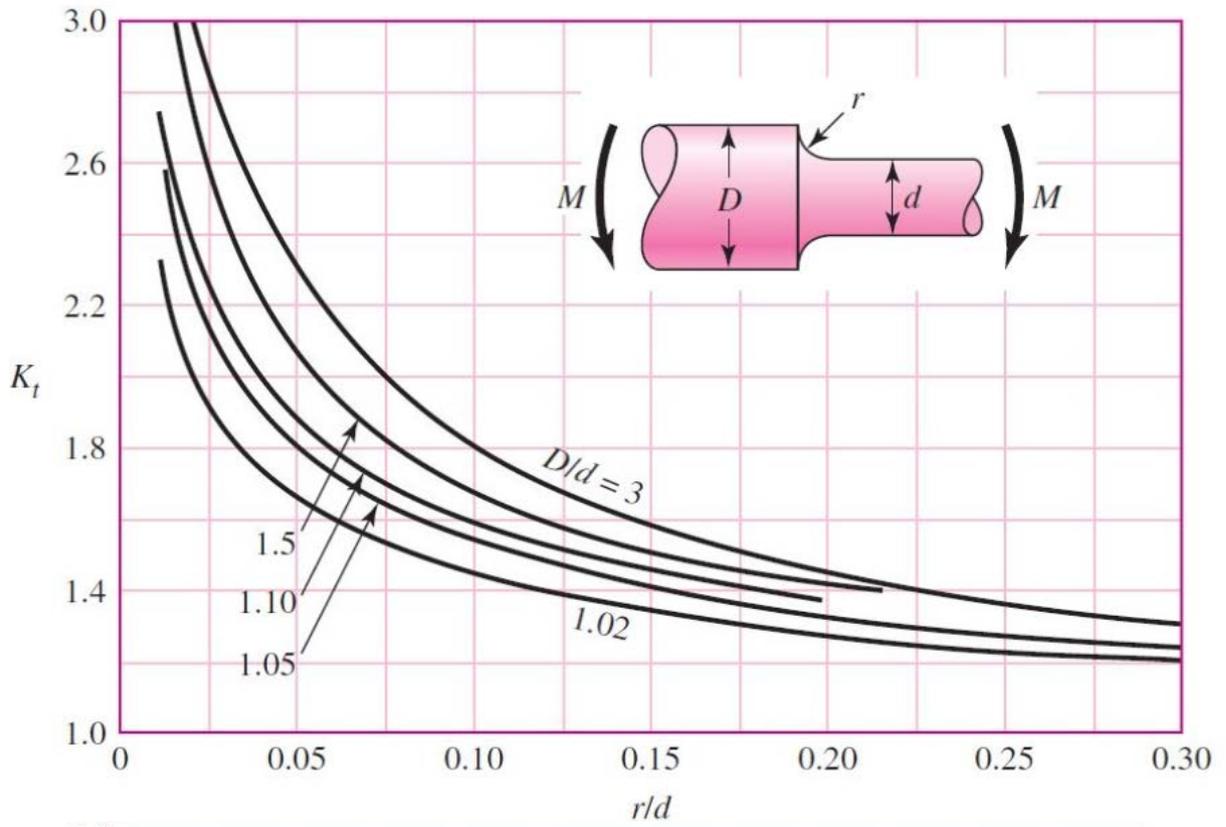
ANEXO I: CONTENIDO DEL PRIMER ANEXO

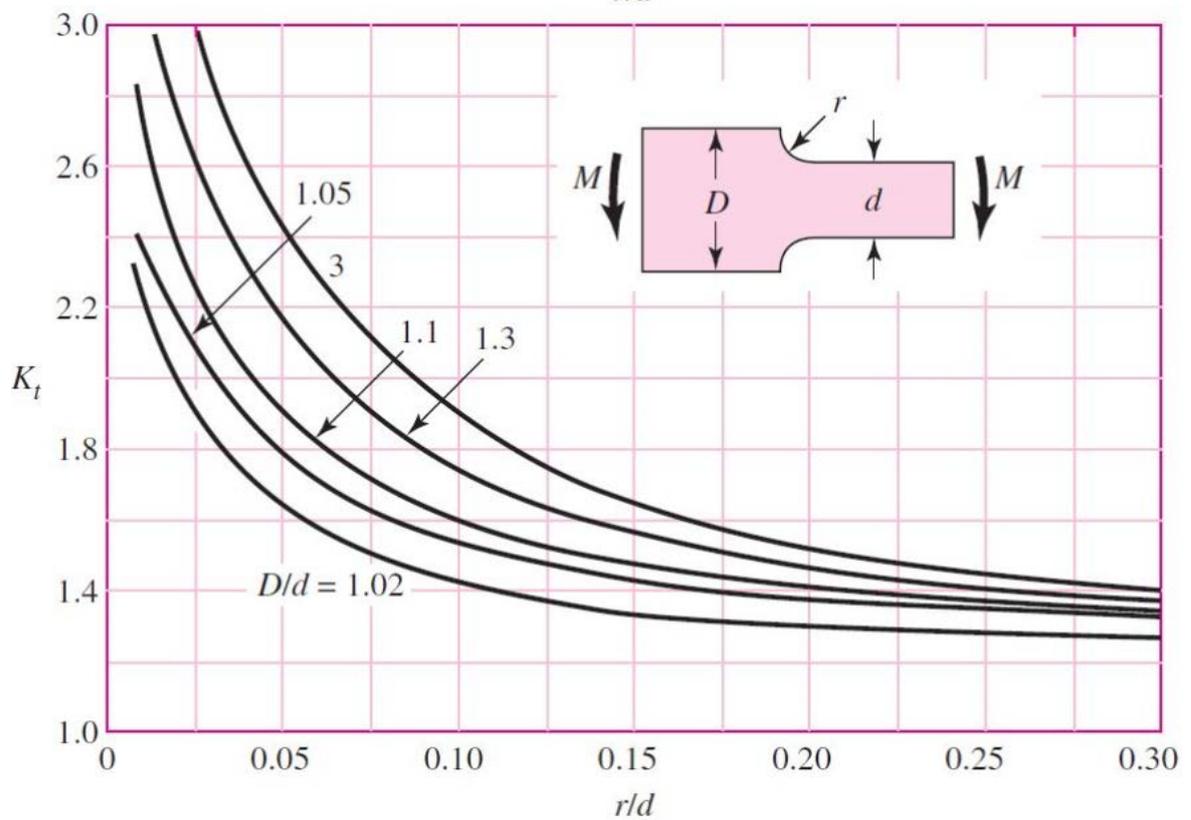
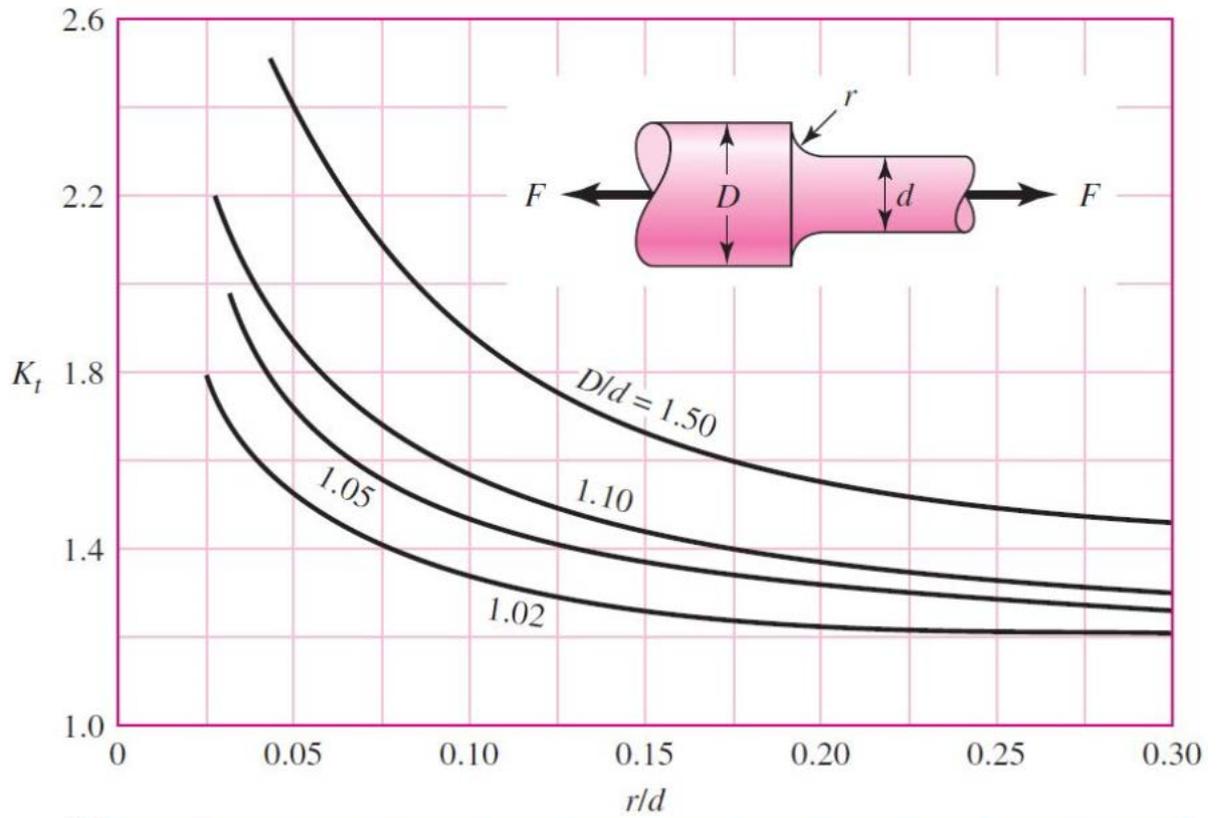
En el presente anexo se relacionan las tablas para el cálculo de K_t y q utilizadas por la aplicación.

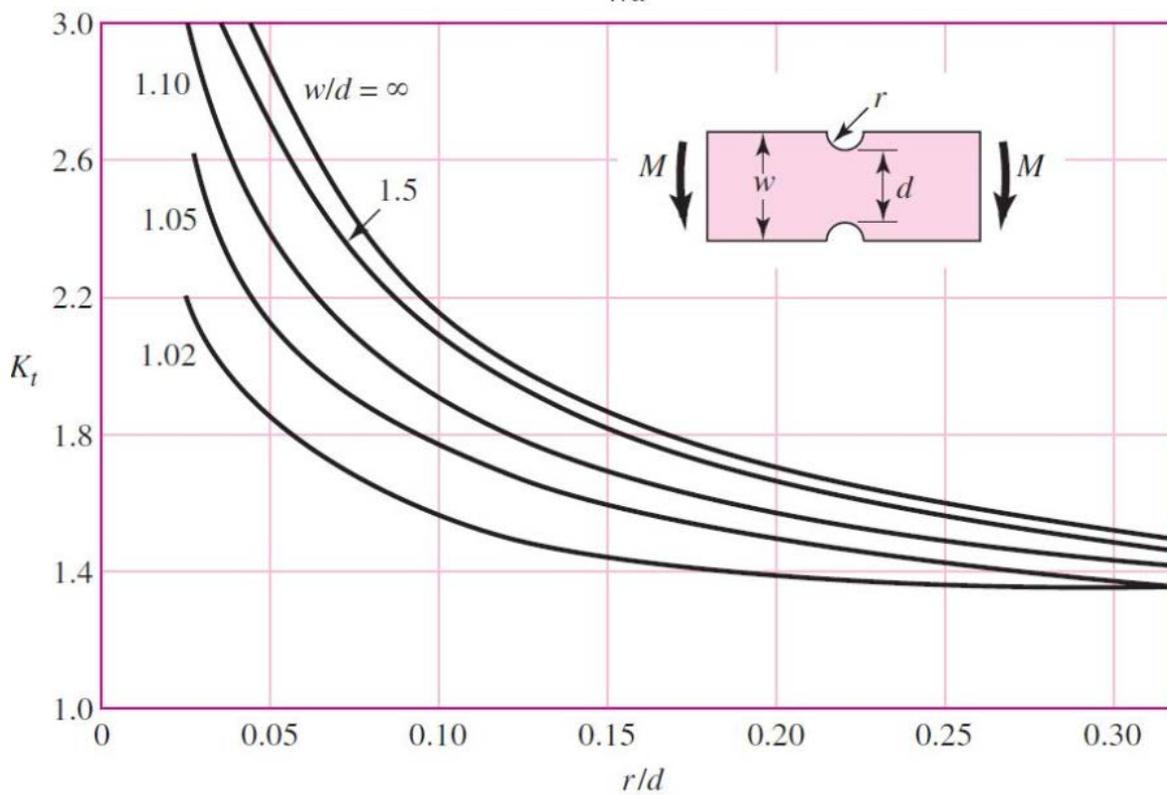
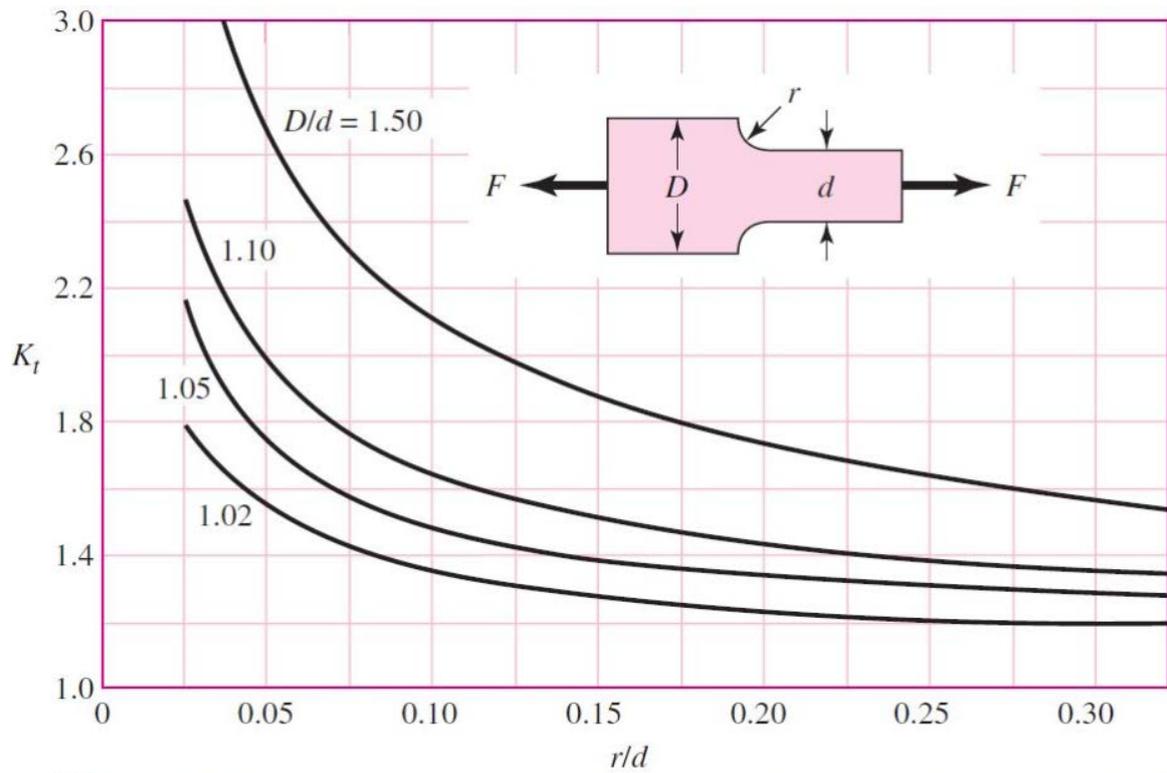


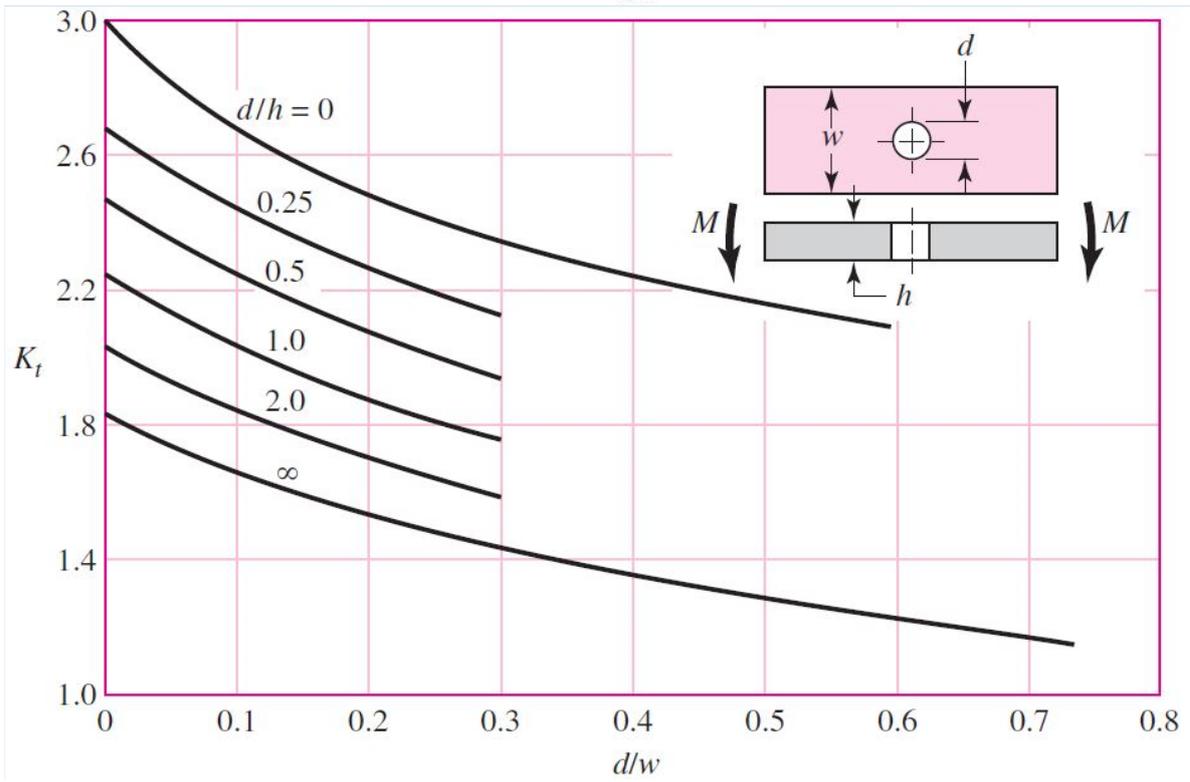
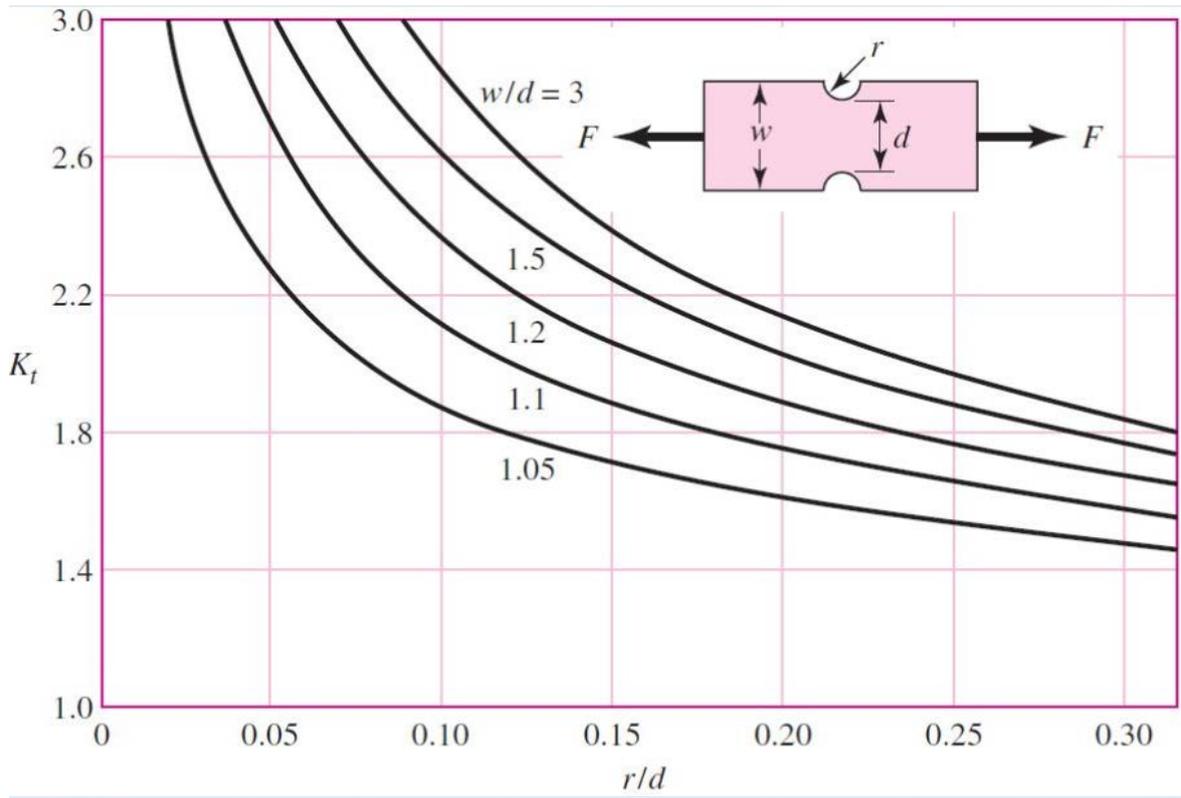




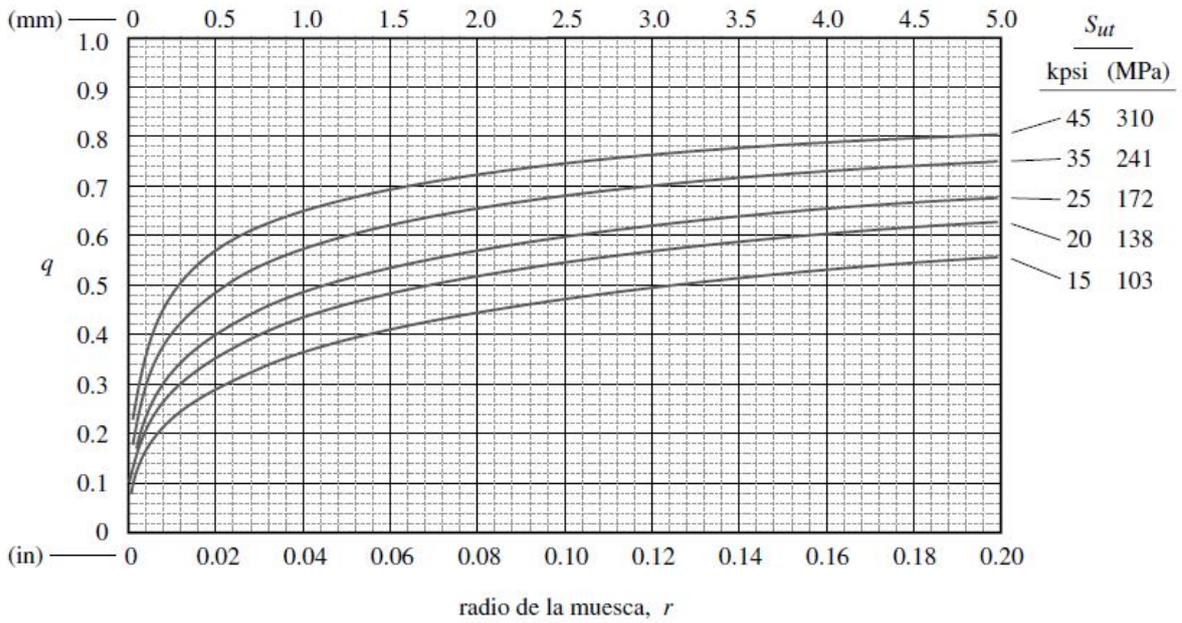








Factores de sensibilidad a la muesca para aluminio recocido y deformado en caliente (-O y -H)



Factores de sensibilidad a la muesca para aluminio con tratamiento térmico (-T)

