

Trabajo de fin de Máster Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

Fatiga aeronáutica, dimensionamiento y análisis a fatiga del cajón de encastre del Boeing 737-400

Autor: Manuel Vidal García de la Fuente

Tutor: Victor Manuel Chaves Repiso

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Trabajo de fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

Fatiga aeronáutica, dimensionamiento y análisis a fatiga del cajón de encastre del Boeing 737-400

Autor:

Manuel Vidal García de la Fuente

Tutor:

Victor Manuel Chaves Repiso

Profesor Titular

Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021

Trabajo de fin de Máster: Fatiga aeronáutica, dimensionamiento y análisis a fatiga del cajón de
encastre del Boeing 737-400

Autor: Manuel Vidal García de la Fuente

Tutor: Victor Manuel Chaves Repiso

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer este TFM a mi tutor Víctor Chaves, por mantener la fe en mí y darme la oportunidad de seguir adelante, así como descubrirme un mundo tan hermoso como es el de la fatiga. También a toda la gente que me ha apoyado a lo largo de este proyecto, mis padres, mi hermana, mi pareja y mis amigos, por no perder la fe en que iba a ser capaz de acabar.

*Manuel Vidal García de la Fuente
Sevilla, 2021*

Resumen

En el siguiente documento se desarrolla un estudio de la fatiga en aeronáutica. Se puede considerar este trabajo como una investigación sobre el estudio del arte de esta área en el que se trata con mayor detalle su implicación dentro de la industria aeroespacial. El trabajo se ha estructurado siguiendo el ejemplo de varios libros de la bibliografía, realizando primero una introducción histórica en la que también se define el concepto de fatiga y se presentan de manera más extensa los objetivos y límites del trabajo. La siguiente sección presenta una reseña de los distintos enfoques que existen y su uso en la industria aeronáutica y también los principales problemas que ofrece el estudio de éste fenómeno en los entornos de trabajo de esta industria. Además se comentan también las principales fases del diseño de aeronave, los hitos que han marcado la legislación aeronáutica en torno a la fatiga y los distintos criterios empleados a la hora de seleccionar los materiales de fabricación. Por último, se ha realizado un dimensionado y análisis a fatiga aplicando técnicas FEM del cajón del encastramiento del ala de un Boeing 737-400.

Abstract

The following paper develops a study of fatigue in aeronautics. This work can be considered as a research on the study of the art of this area in which its implication within the aerospace industry is dealt with in greater detail. The paper has been structured following the example of several books in the literature, by first providing a historical introduction in which the concept of fatigue is also defined and the objectives and limits of the work are presented in more detail. The next section presents an overview of the different approaches that exist and their use in the aeronautical industry and also the main problems that the study of this phenomenon offers in the working environments of this industry. In addition, the main phases of aircraft design, the milestones that have marked the aeronautical legislation on fatigue and the different criteria used when selecting manufacturing materials are also discussed. Finally, a dimensioning and fatigue analysis has been carried out by applying FEM techniques to the wing box of a Boeing 737-400.

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Notación</i>	IX
1 Introducción	1
1.1 Definición de fatiga	2
1.2 Historia del estudio de fatiga [1][2][3]	3
1.3 Objetivos del trabajo y estructura	7
2 Aspectos generales de la fatiga de materiales [2]	9
2.1 Método S-N	9
2.1.1 Curva S-N	9
2.1.2 Efectos de tensión media	11
2.1.3 Factores de modificación	12
Tamaño	12
Tipo de carga	13
Acabado superficial	13
Tratamiento superficial	14
Temperatura	16
Ambiente	17
2.2 Método Strain-Life	17
2.2.1 Comportamiento $\sigma - \epsilon$	18
Comportamiento ante las cargas	18
2.3 Método LEFM	21
2.3.1 Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)	21
2.3.2 Crecimiento de la grieta de fatiga	24
2.4 Técnicas de recuento y aplicación al mundo real	26
2.5 Aplicación práctica de distintos métodos a entallas	29
2.5.1 Aproximación S-N	29
2.5.2 Aproximación ϵ -N	30
2.5.3 Aproximación LEFM [4]	31
2.5.4 Métodos combinados [4] [5]	33
Modelos de predicción	34
2.6 Comparativa entre métodos	35
2.6.1 Análisis σ -N	35
2.6.2 Análisis ϵ -N	35
2.6.3 Análisis LEFM	36
3 Diseño a fatiga de aeronaves	37
3.1 Introducción a la fatiga aeronáutica [6][7][8]	37

3.2	Generalidades del diseño de aeronaves	42
3.2.1	Hitos en el diseño a fatiga [9][10][11][12]	43
3.3	Criterios del diseño a fatiga en aeronave	45
3.3.1	Evaluación de la seguridad	45
3.3.2	Diseño "safe-life"	46
3.3.3	Diseño "fail-safe"	46
3.3.4	CS 25.571	49
3.3.5	Widespread Fatigue Damage	50
3.4	Selección y consideraciones acerca de los materiales y fabricación	51
3.4.1	Materiales compuestos en el diseño a fatiga de aeronaves [13][14]	52
3.4.2	Selección de los materiales	53
3.4.3	Principales modos de fallo [15][16]	54
4	Modelado y cálculos	57
4.1	Dimensionamiento inicial de la aeronave	57
4.1.1	Cálculo de C_m y centro aerodinámico	59
4.1.2	Cálculo de pesos y envolvente de vuelo	64
4.1.3	Cálculo de maniobras	65
	Maniobra simétrica estacionaria	67
	Maniobra simétrica con aceleración de cabeceo	68
	Maniobra asimétrica estacionaria	68
4.2	Dimensionamiento del panel	69
4.2.1	Cargas y dimensionamiento	71
4.3	Modelado y simulación del cajón	74
4.3.1	Mallado de la geometría	75
4.3.2	Condiciones de simulación	76
	Condiciones de carga	78
4.3.3	Análisis de fatiga	79
	Vida estimada	84
	Factor de seguridad	88
	Daño	94
	Conclusiones del análisis	96
5	Conclusiones y mejoras futuras	97
	<i>Índice de Figuras</i>	99
	<i>Índice de Tablas</i>	101
	<i>Índice de Códigos</i>	103
	<i>Bibliografía</i>	105
	<i>Índice alfabético</i>	107
	<i>Glosario</i>	107

Notación

S	Tensión normal nominal
σ	Tensión normal local
N	Número de ciclos
σ_{FL}	Límite de fatiga
σ_{YS}	Límite elástico
σ_{UTS}	Límite de rotura
\log	Logaritmo
k_f	Factor de concentración en entallas
k_t	Factor de concentración de tensiones
S_a	Tensión alternativa
rpm	Revoluciones por minuto
$\sigma_{s,up}$	Tensión sobre la superficie
BHN	Dureza Brinell
σ_{10^3}	Tensión alternativa de rotura a 1000 ciclos
S_{amp}	Amplitud de tensión
R	Relación de carga
A	Amplitud de la relación de carga
σ_f	Tensión de rotura real
σ_{10^6}	Tensión alternativa de rotura a 10^6 ciclos
ϵ	Deformación respecto a longitud inicial
$\epsilon_{elastica}$	Deformación correspondiente a la carga en zona elástica
$\epsilon_{plastica}$	Deformación correspondiente a la carga en zona plástica
S_{eng}	Tensión de ingeniería
e	Deformación de ingeniería
σ_{real}	Tensión real
ϵ_{real}	Deformación real
σ_F	Resistencia real a fractura
ϵ_F	Ductilidad real de fractura
G	Tasa de liberación de energía de deformación
k	Factor de intensidad de tensiones
σ_s	Desviación estándar
N_s	Ciclos de servicio
N'_{SL}	Vida segura estimada
\bar{N}	Vida media hasta el fallo
FS	Factor de seguridad

1 Introducción

fatiga: Mec. Pérdida de la resistencia mecánica de un material, al ser sometido largamente a esfuerzos repetidos.[17]

El número de fallos mecánicos de importancia que pueden aparecer comparados con el correcto desempeño de los componentes es mínimo, sin embargo, dichos fallos suponen un alto coste, por lo que, aún apareciendo rara vez, el diseño de los componentes para soportar o evitar dichos fallos es un área esencial dentro del diseño general de componentes. Como ejemplo, en el año 1978 se estimó que el coste por fallos de fractura en Estados Unidos equivalía al 4% del producto nacional bruto. Se reportó que dicho coste podía verse reducido significativamente aplicando las teorías de diseño y las tecnologías de verificación y test adecuadas. El principal problema para la aplicación de éstas era la resolución y comprensión del problema de fatiga; el aumento de enfoques del problema producido desde los años 60's, requería de una aceptación y verificación por parte de la comunidad científica y los organismos de certificación. Uno de los problemas en la elección de los enfoques y su idoneidad residía en el fundamento de los mismos, los distintos mecanismos o propiedades que tienen en cuenta y la calidad de los resultados teóricos respecto a los datos obtenidos en los entornos de operación reales. Actualmente, los distintos organismos nacionales e internacionales reconocen la problemática del fenómeno de fatiga y hacen especial énfasis en la necesidad de procesos de diseño documentados, que reflejen tanto los criterios de elección de cada enfoque cuando sea posible como el proceso de diseño y verificación realizado: fiabilidad de los parámetros tomados como base, relación de las condiciones de ensayo, cumplimiento de estándares y estimación de márgenes de error. Asimismo, también ha quedado demostrada la necesidad de procedimientos de mantenimiento y revisión específicos para los tipos de máquinas y mecanismos que se consideran, tanto en el aspecto de los históricos de datos como en las rutinas y actuaciones que se deben realizar.

Actualmente, el diseño a fatiga es un proceso iterativo que requiere de la síntesis de modelos teóricos, ensayos de laboratorio y estudio de las vidas de operación. Debe tenerse en cuenta que los ensayos de fatiga no son procedimientos de diseño únicos, son herramientas que forman parte del proceso de diseño que permiten esbozar la durabilidad de un producto y las diferencias entre varios diseños y además aproximar el error cometido entre los resultados teóricos esperados y los resultados reales. El análisis teórico y el desarrollo de modelos teóricos tampoco son una herramienta que se pueda utilizar de manera individual, los modelos actuales, la mayoría de los cuales están ya integrados en cualquier software de diseño asistido (CAE), dan resultados que no tienen que corresponderse completamente con la realidad por lo que es necesario verificarlos para poder diseñar de manera segura. La principal razón, que se tratará más profundamente en las secciones posteriores, es que no son capaces de combinar de manera real todos los factores que intervienen en el proceso de fatiga, principalmente por la dificultad previa que existe en la misma definición de esas relaciones. Por ello, el proceso de diseño debe considerarse un proceso iterativo, en el que los resultados de los modelos teóricos y de las pruebas de laboratorio se utilicen para obtener datos de referencia fiables que puedan ser comparados con históricos y permitan acotar los errores y realizar la mejor estimación posible de la vida a fatiga del elemento.

Dentro de esta síntesis aparecen los factores de seguridad, los cuales permiten acotar las estimaciones de manera que la vida quede restringida a intervalos seguros de operación y tiempo de uso para evitar la aparición de fallos críticos que puedan poner en peligro otros elementos, el conjunto mecánico o, en el

caso de las aeronaves, la vida de personas. Sobre estas estimaciones hay que tener en cuenta que juegan un papel crucial a la hora de desarrollar un producto, valores muy conservativos pueden llevar a productos no competitivos en el mercado y valores demasiado bajos pueden dar lugar a la aparición de fallos no deseados. Teniendo en cuenta esto, los factores de seguridad no deben ser sustitutos del proceso de diseño ni deben servir como solución a procesos de diseño deficientes si no que deben formar parte de este proceso y deben considerarse como un filtro más para cumplir con las especificaciones y con los requisitos de diseño.

Por último, los fallos por fatiga pueden aparecer en cualquier clase de elemento, desde los más simples como los tornillos a elementos complejos como conjuntos de reductoras. La diferencia radica en las consecuencias del fallo del elemento, dependiendo de su papel en la estructura, pudiendo ser mínimas o catastróficas y del momento del fallo. El fallo en las uniones de la góndola de un motor al fuselaje pueden provocar la pérdida del grupo propulsor y por ende la pérdida del control de la aeronave si ocurre en vuelo, mientras que un fallo de estas uniones cuando el avión está en tierra solo generará un problema de costes pero no pondrá en riesgo la vida de ningún pasajero. Los fallos no solo quedan restringidos a problemas puramente mecánicos, en la fatiga se involucran aspectos químicos como la corrosión o el efecto de la temperatura sobre las propiedades químicas de los materiales, por ello en el caso de la ingeniería aeronáutica, la fatiga representa un problema continuo incluso en condiciones mecánicas que no deberían suponer un problema a primera vista.

1.1 Definición de fatiga

Al principio de la sección aparece la definición oficial por parte de la *RAE* del término fatiga, pero en el vocabulario ingenieril esa definición sería más acertada para el fallo por fatiga o modo de fallo a fatiga. Una definición más acertada sería que la fatiga es un proceso estructural localizado, cuyos efectos permanecen sobre los elementos y que ocurre tras un periodo de tiempo y puede producir grietas o la rotura total del elemento. Otra definición acerca de la fatiga, que incluye el carácter local y permite entender la dificultad de su estudio es la propuesta por la American Society for Testing and Materials (ASTM):

Un componente o estructura se considera bajo fatiga cuando está sometido a cargas que varían con el tiempo de manera lineal o no lineal, dichas cargas pueden ser continuas, como en el caso de operación de una aeronave, o pueden ser cargas intermitentes, combinándose intervalos de aplicación y descanso. Es este proceso de variación el que genera fisuras o grietas en las piezas, las cuales pueden producirse en lugares con microfisuras previas, defectos de fabricación, geometrías complejas o zonas de inestabilidad debidas a la propia composición y estructura del material. Son estos puntos los que se suelen denominar en resistencia de materiales como "concentradores de tensión".

La fatiga es un proceso complejo como hemos visto antes, que involucra diversos factores y que consiste en la disminución de las propiedades mecánicas de un material, en la realidad un elemento, bajo esfuerzos repetitivos durante un tiempo determinado. Existen entonces dos casos de fatiga en función del tiempo, una fatiga a bajo número de ciclos, que en adelante se denominará Low Cycles Fatigue (LCF) y una a alto número de ciclos High Cycles Fatigue (HCF). Además de esta clasificación en función del tiempo, se puede realizar una diferenciación según el modo de fallo de fatiga:

- Nucleación de grietas por fatiga
- Crecimiento de grieta por fatiga
- Amplitudes de carga constantes o variables
- Carga uniaxial o multiaxial
- Fatiga por corrosión
- Fretting
- Fluencia o creep
 - Temperatura constante
 - Termomecánica
- Combinación

Con todo esto, se observa que la fatiga permite definir, además de un modo de fallo del material, un entorno de trabajo complejo de los elementos mecánicos en el que entran en juego factores como la temperatura, la composición química del medio o la geometría de los elementos. En el caso de la fatiga en aeronáutica, se trata de sistemas complejos que comprenden tres aspectos principales, el área ingenieril, la perspectiva económica

y las vidas humanas. Las aeronaves son vehículos diseñados y construidos para volar, tienen un alto precio y generan altos coste de mantenimiento y operación. Por los motivos anteriores se espera que un avión vuele el máximo tiempo posible y tenga la mayor vida de operación posible, para ello es necesario que se cumplan los requisitos del cliente pero siempre siguiendo las normas y especificaciones de las organizaciones pertinentes. Dichas especificaciones están enfocadas principalmente a la operación segura y a mantener unas condiciones óptimas que no pongan en riesgo las vidas humanas. Dado el carácter estocástico de la fatiga, el primer problema que aparece es la iniciación de la fisura. Como se ha comentado antes, son estos puntos en los que se inicia el daño de fatiga y desde los que se propaga, por lo que la detección y la predicción de su aparición constituyen un área de estudio principal en el campo de la fatiga. En aeronáutica, las grietas sobre los componentes de una aeronave se localizan principalmente por medio de inspecciones, dichas inspecciones quedan definidas en los procedimientos y normativa de aplicación.

1.2 Historia del estudio de fatiga [1][2][3]

El estudio de la fatiga comienza en la segunda mitad del siglo XIX, las primeras aproximaciones de lo que se convertiría en el estudio de los efectos de la fatiga como lo conocemos actualmente se realizaron en la industria ferroviaria. Hacia 1840 se comenzaron a estudiar los efectos de las cargas repetitivas sobre las estructuras de los ferrocarriles tras observar el fallo habitual de los ejes de los ferrocarriles en las zonas de rebajes, "hombros" que conectaban con las ruedas del vehículo. En una primera instancia se recurrió a reducir los perfiles afilados en dichos rebajes, ya que se observó que los daños ocurridos sobre los materiales tenían una forma particular que se iniciaba en las esquinas y que era diferente de las roturas observadas en los ensayos de cargas estáticas "monotónicas". Dicho fallo se asoció a un proceso de cristalización producido por las vibraciones y el aumento de temperatura en dichas zonas del material pero fue desestimado rápidamente y se comenzó a hablar de un fenómeno asociado a las cargas repetitivas que pasó a denominarse fatiga. En este punto, el conocimiento acerca de los mecanismos, efectos y desarrollo del fallo a fatiga aún era desconocido y no se puede hablar de que exista un estudio especializado en dicho área. En torno al año 1850, August Wöhler comienza a investigar el fenómeno de la fatiga en Alemania, realizando diversos ensayos de materiales bajo cargas repetitivas. Realizó la primera investigación sistemática sobre fatiga utilizando ejes ferroviarios, plasmando los resultados de las cargas respecto a los ciclos aplicados sobre los especímenes y generando los primeros diagramas S-N. A partir de dichos diagramas dedujo que la vida de los ejes sometidos a cargas repetitivas disminuía con el aumento de la amplitud de carga, lo que le permitió proponer uno de los conceptos fundamentales en el estudio de materiales sometidos a fatiga: el límite de fatiga, σ_{FL} . A partir de los diagramas S-N dedujo dos conceptos clave: en primer lugar, que existía un valor de la amplitud de carga bajo el que no aparecían efectos ni daños pero a partir del cuál comenzaban a aparecer fisuras, y más importante aún, que dicho valor era menor que límite elástico del material, σ_{YS} , y menor que el límite de rotura σ_{UTS} ; y en segundo lugar, señaló que el rango de amplitud de las cargas era más importante que el valor máximo de carga. A partir de este momento se inició una corriente de estudio que sigue vigente, y se pusieron las bases para el desarrollo de uno de los enfoques principales de fatiga que se suele utilizar como base en estudios más complejos y como introducción a la fatiga. Basándose en el estudio realizado por Wöhler, varios investigadores enfocaron sus esfuerzos en reforzar y aumentar su teoría, entre ellos destacan Gerber y Goodman, cuyas aportaciones se trataran más adelante, que estudiaron los efectos de la tensión media y propusieron una teoría para considerarla respectivamente. A finales de 1886, Johann Bauschinger descubrió el efecto que lleva su nombre, según el cuál, un material sometido a una carga estática que supere su σ_{YS} , es decir, genere deformaciones fuera del rango elástico, verá reducido su límite elástico en la dirección opuesta. A partir de los resultados estáticos, realizó varios estudios utilizando un extensómetro de espejo con el fin de medir las microdeformaciones y estudiar la relación entre deformación inelástica y tensión segura de fatiga. Bauschinger supuso que existía un límite elástico "natural", que se obtenía de ensayos cíclicos, por debajo del cuál no existía fatiga. Los materiales no deformados presentaban un límite elástico "primitivo" diferente al cíclico o "natural", lo que implicaba que existía un límite elástico monotónico y uno cíclico. En 1903, Ewing y Humfrey publican "La fractura de los metales bajo alteraciones de tensión repetidas", en dicho libro presentaron los resultados de ensayos realizados sobre probetas planas de hierro recocido de alta calidad examinados con microscopios ópticos en distintas fases de la vida a fatiga. Observaron que tras algunos ciclos aparecían "slip-lines" o bandas de deslizamiento entre los cristales, parecidos a las que surgen en materiales sometidos a una tensión superior a σ_{YS} . A medida que los ciclos aumentaban, las líneas aumentaban de tamaño ensanchándose y apareciendo bordes definidos y por último, cuanto más aumentaba el número de ciclos las líneas aumentan y aparecen manchas oscuras. Llegados a este punto, algunos cristales se habían

fracturado de uno a otro generando grietas y se podía observar que el efecto de los ciclos se aísla mayormente al contorno y alrededores de la grieta. Estos resultados cambiaron el enfoque de fatiga del momento y se consideró que esas bandas de deslizamiento eran la causa principal del daño de fatiga. Basquin tomó dichos valores y los representó en gráficas S-N observando que se ajustaban a un modelo log – log. Dicho ajuste se utiliza aún y es válido para la mayoría de materiales tradicionales.

En la década de los años 20, varios investigadores se centraron en obtener ejemplos de los mecanismos de fractura para justificar las teorías que surgían. Por un lado, Gough y varios colaboradores contribuyeron de manera extensa a la comprensión de los mecanismos de fractura a fatiga y presentaron los efectos combinados de flexión y torsión, fatiga multiaxial, en el libro publicado por Gough en 1924: "The fatigue of Metals". Jenkins, en 1923, publica un paper demostrando las histéresis, tendencia de a conservar una propiedad aunque el estímulo que la genera desaparezca, que habían predicho en sus investigaciones Smith y Wedgewood simulando las condiciones de carga por medio de un sistema de muelles que reproducían los ciclos de carga. Mediante distintas combinaciones fue capaz de simular los diferentes ciclos complejos de histéresis. Se considera este el primer modelo de prueba de fatiga desarrollado, aunque los resultados obtenidos que justificaban la importancia de la deformación cíclica quedó olvidada durante al menos 60 años. En paralelo a Jenkins, Griffith publicó los resultados de sus cálculos teóricos y experimentos de fractura frágil sobre el vidrio. A partir de dichas observaciones desarrolla su teoría de la fractura, observó que la resistencia del vidrio depende del tamaño de las microgrietas y que la relación entre la amplitud de carga en el momento de fractura y la raíz cuadrada del tamaño de grieta del mismo permanece constante. Griffith enunció que el último ciclo de fatiga provoca una fractura frágil debida al crecimiento cíclico de la grieta hasta una longitud inestable, que junto con la relación anterior permiten sentar las bases del estudio de la mecánica de la fractura. En ese momento no existía apenas información acerca del modo de crecimiento de esa microgrieta hasta proporciones catastróficas y no fue hasta 40 años después que aparecieron las primeras expresiones cuantitativas para definir este crecimiento. Fue en torno a estos años cuando Palmgren desarrolló un modelo lineal de daño acumulativo para amplitudes de carga variables y estableció el parámetro B_{10} en el diseño de vida a fatiga, basado en la dispersión estadística de la vida de los rodamientos de bola. También durante esta década, McAdam realizó una amplia investigación sobre la fatiga por corrosión, experimentó con distintas soluciones acuosas y observó que la degradación de las propiedades de fatiga eran más pronunciadas en aceros de alta resistencia. A mediados de los años 20, en 1927, Moore y Kommers publicaron su libro "The Fatigue of Metals", que incluía problemas prácticos de fatiga, la mayoría relacionados con la industria ferroviaria y que tuvo un gran impacto en el ámbito del diseño y de las pruebas de fatiga. Moore fue el responsable de organizar el Comité de Estudios de Fatiga del ASTM que evolucionaría en el Comité E-9 de Fatiga. Esto propició la creación de los comités de diseño y evaluación de la fatiga de la Society of Automotive Engineers (SAE), una respuesta por parte de los ingenieros que buscaban un comité mas enfocado a los problemas prácticos.

La década de 1930 comienza con la teoría de Haigh en la que presenta una explicación racional a las diferencias de respuesta de aceros de alta resistencia y aceros dulces en presencia de entallas mediante el uso del análisis de deformaciones en las entallas y la tensión residual, los cuales sirvieron de base para investigadores posteriores. Esta década está marcada por la introducción del "shoot-peening" en la industria automovilística, lo que enfocó los estudios de fatiga hacia los efectos de los distintos factores de fabricación en la resistencia a fatiga, como la tensión de compresión residual. Destacan en este campo Almen, Horger y Neuber; el primero demostró los beneficios de la tensión de compresión residual producida por el granallado, por ejemplo, los fallos por fatiga sobre ejes y muelles que eran habituales, pasaron a ser un problema poco común. Horger por su parte centro sus estudios en el proceso de laminado de la superficie y como este proceso permitía prevenir el crecimiento de grietas. En 1937 Neuber introdujo un nuevo concepto al análisis de fatiga, los gradientes de tensiones en las entallas y los bloques elementales, que justificaban que la tensión media sobre un pequeño volumen de material en la raíz de la grieta de la entalla era más importante que los picos de tensión sobre la entalla. Por la parte de la evaluación en el campo de los ensayos, Gassner desarrolló en 1939 un método de ensayo basado en el uso de historias de carga divididas en 8 bloques. Este último método junto con los ensayos a flexión rotativa fueron los predominantes hasta los años 50.

Estos desarrollos coinciden históricamente con la Segunda Guerra Mundial y en este contexto de carrera tecnológica se implanto el uso de la compresión residual en el diseño de aeronaves y vehículo blindados. El estudio de las fracturas frágiles en las zonas soldadas de las carrocerías de algunos tanques y barcos motivaron un gran esfuerzo en el estudio de las discontinuidades y defectos del material en la formación de grietas y la influencia de los concentradores de tensión. Se observó que la mayoría de las grietas comenzaban en esos puntos de soldadura o en los cambios de nivel y esquinas por lo que se comenzó a redondear y a suavizar los cambios de superficie lo que se reflejo en un descenso de apariciones de grietas y en una mejora

real de la resistencia de las estructuras. Es a finales de la Segunda Guerra Mundial cuando Miner formuló el criterio de daño de fatiga acumulativo y lineal propuesto por Palmgren 20 años antes, regla que pasaría a conocerse como "Regla de daño lineal de Palmgren-Miner". Por otro lado, la formación del Comité E-9 con Peterson como presidente, generó un foro de debate acerca de los enfoques de la fatiga, en el que Peterson enfatizó que el factor de fatiga en grieta, k_f , era una función del factor de concentración de tensiones teórico, k_t , de al geometría de la entalla y del límite de rotura. Esta concepción fue desarrollada y mejorada en 1974 por él mismo.

La década de los años 50 es el punto clave en el estudio de la fatiga aeronáutica, y más concretamente se considera el punto de inflexión el año 1954, cuando un avión De-Havilland Comet, el primer aeroreactor de pasajeros, que había entrado en servicio en Mayo de 1952 tras más de 300 horas de ensayo, se estrelló en el mediterráneo solo 4 días después de una inspección. En el año anterior otro avión Comet se había estrellado en Calcuta en medio de una tormenta, el accidente se achacó a un fallo estructural debido a la severidad de las ráfagas y la pérdida de control por parte del piloto. Tras una árdua investigación, se concluyó que el fallo del avión estrellado en el mediterráneo había sido causado por un fallo a fatiga de la cabina presurizada, en la que se habían originado grietas en una esquina de una de las entradas del fuselaje. A partir de este momento, se mantuvo un estricto histórico de los ciclos de presurización sobre estos aviones. En Abril de 1954 cuando otro Comet, con 903 ciclos de presurización y 2703 horas de vuelo, se desintegra a 35000 *ft* y como consecuencia se retiran de servicio temporalmente. Durante este retiro se realizaron innumerables ensayos en un Comet con 1230 ciclos de presurización y se observó que el fallo ocurría tras 1830 ciclos de ensayo, sin haberse encontrado fisuras en servicio. La presión de cabina a gran altitud era 57 *kPa* por encima de la presión exterior. Las pruebas realizadas anteriormente habían consistido en 18000 ciclos a 57 *kPa* a mayores de 30 ciclos anteriores entre 70 y 110 *kPa*. La compresión de diseño era de aproximadamente el 40% de la resistencia a fractura del aluminio y seguramente los 30 ciclos iniciales inducían compresiones residuales suficientes como para falsear los resultados de vida a fatiga y sobreestimar las capacidades del diseño. Además de la concienciación acerca de la necesidad de reproducir las condiciones de trabajo lo más fielmente posible, se comenzó a implementar el enfoque de diseño "fail-safe" por encima del "safe life" y se desarrollaron avances en los métodos de inspección y en las teorías de organización de mantenimiento y revisión. Entre las mayores contribuciones de esta década se encuentra el desarrollo de sistemas de ensayo basados en ciclos cerrado servohidráulicos, que permitían replicar considerablemente mejor los historiales y condiciones de carga en especímenes, componentes y sistemas completos. El uso de microscopios electrónicos abrió un nuevo horizonte hacia el entendimiento de la mecánica de fractura, y las bases de los mecanismos de fatiga. Anteriormente Irwin había introducido el concepto de k_t , que fue aceptado como la base de la teoría LEFM (Mecánica de la Fractura Lineal) y un elemento útil en la predicción de la vida de las grietas a fatiga. Más aún, Irwin acuñó el término de "mecanismos de fatiga" y por ello se le considera como el "padre de la mecánica de la fractura" moderna. Gracias a la distribución de Weibull, descrita y modelada en 1951, se obtuvo la capacidad de modelar de manera probabilística la vida a fatiga mediante distribuciones basadas en 2 o en 3 parámetros. A mediados de la misma década, Coffin y Manson establecieron la relación cuantitativa entre la deformación plástica y la vida a fatiga, motivados por los problemas de fatiga sobre metales en condiciones de alta temperatura en los que las deformaciones no elásticas no eran despreciables.

La década de 1960 comienza con la promoción por parte de Topper y Morrow de los estudios sobre el comportamiento a fatiga de bajos ciclos en condiciones de deformación controlada de Coffin-Manson, con la regla de Neuber para definir el comportamiento de k_t en régimen plástico y con el algoritmo de conteo de ciclos "Rainflow" desarrollado por Matsuishi y Endo, descubrimientos que forman parte del análisis de fatiga sobre entallas actual. La figura más relevante de esta década, y quizás del estudio de fatiga tal y como se concibe actualmente, es Paris. A principios de los años 60, Paris demostró que la tasa de crecimiento de grieta:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta k)^m \quad (1.1)$$

podía ser descrita utilizando la variación de λk_t ; cuantificó el crecimiento de grieta en su artículo "Twenty years of Reflection on Questions Involving Fatigue Crack Growth", donde comenta su trabajo anterior y que fue rechazado por la creencia de que un parámetro elástico como era K , no podía ser utilizado para explicar un fenómeno plástico como el crecimiento de grieta. En el campo aeronáutico, en 1969 el ala izquierda de un F-111 falló durante una maniobra a 4g, cuando el mismo estaba diseñado para soportar cargas de 11g, y que solo había acumulado 105 horas de vuelo. Se consideró que un defecto inicial se había propagado a lo largo de la superficie. Este accidente, junto con los sufridos por otras aeronaves de la United State Air Force (USAF)

sirvieron de fondo para implementar como requerimiento el uso de los conceptos de mecánica de la fractura en el programa de desarrollo del bombardero B-1 en los años 70. Este programa incluía consideraciones acerca del crecimiento de grieta a fatiga basadas en el tamaño de grieta inicial detectable. Anteriormente, Schijve había enfatizado en el uso de ensayos de fatiga de amplitud variable y la presencia de cargas estáticas que pueden provocar el retraso en el crecimiento de la grieta. En 1967, el Point Pleasant Bridge colapso sin previo aviso, una exhaustiva investigación mostró que una fractura inicial en uno de los tirantes creció hasta una longitud crítica, provocando el fallo. Esa grieta inicial había sido generada por distintos factores, fatiga, degradación por corrosión y fatiga por corrosión. Este accidente marcó profundamente los procedimientos posteriores y los requisitos exigibles a las estructuras establecidos por la American Association of State and Highway and Transportation Officials (AASHTO).

El estudio del daño a fatiga se instauró como herramienta fundamental en los 70. En 1979, Elber demostró la importancia del cierre de grieta en el crecimiento a fatiga de la misma, desarrolló un modelo cuantitativo que demostraba que el crecimiento de grieta estaba controlado por el rango de variación del factor de intensidad de tensión efectiva más que por el rango del factor de intensidad de la aplicada. Este modelo es utilizado actualmente y los avances en computación han permitido aplicarlo de manera masiva. Fue en este mismo año cuando Paris demostró que era posible obtener un factor de intensidad límite para el cual no se produciría crecimiento de grieta. Los esfuerzos y la cooperación internacional produjeron múltiples normativas y manuales en los que existían resultados para casi todos los vehículos y estructuras existentes y que abrieron definitivamente un nuevo área ingenieril; a destacar por ejemplo la norma de la USAF Mil A-83444, que define los requisitos de tolerancia al daño para el diseño de nuevos aviones militares. El uso de la mecánica de la fractura como herramienta para la fatiga se estableció así a fondo mediante la práctica y la normativa. Esta práctica también puso de relieve la creciente necesidad de mejorar la capacidad de inspección cuantitativa y no destructiva como parte integrante de los requisitos de tolerancia al daño. En relación a accidentes notables relacionados con la fatiga durante esta década, en 1977 un avión B707 perdió el estabilizador antes de poder aterrizar, dicho avión había realizado 16273 vuelos y la causa fue la propagación de una grieta en la unión superior del larguero delantero. Dos años después, un DC-10 sufre la pérdida de uno de los motores justo después del despegue en Chicago por el fallo de uno de los bulones. Un año después, se incorporaron también los requerimientos de tolerancia al daño en las normas civiles.

Las últimas décadas del siglo XX estuvieron marcadas por los desarrollos en los problemas de fatiga multiaxial complejos. Métodos como el de plano crítico de Brown y Miller dibujaron una nueva filosofía en relación al problema e iniciaron una tendencia en la investigación. Uno de los problemas fundamentales era el crecimiento de grietas cortas, las cuales se desarrollan más rápido que las grietas largas bajo las mismas condiciones. La implementación de sistemas electrónicos más complejos también abrió un nuevo campo de estudio, el de la fatiga electrónica como en el caso de las electroválvulas, o los nuevos problemas en el área de la fatiga termomecánica. Por otro lado, el aumento en el uso de materiales compuestos basados en polímeros, metales y cerámicos plantearon serios problemas en cuanto a su caracterización mecánica a fatiga y su comportamiento en ambientes de cargas cíclicas. Los desarrollos en nuevos elementos complejos en la aeronáutica, obligaron a definir puntos de control para la retirada de ciertos componentes, esto implicó un avance significativo en la investigación y realización de ensayos e inspecciones no destructivas. En 1988, un Boeing 737 sufrió un accidente en el espacio aéreo de Hawái, una porción del fuselaje superior se perdió en pleno vuelo. La aeronave tenía 89681 horas de vuelo, su límite de diseño eran 75000, y la causa fue la acumulación de grietas sobre una de las líneas de unión remachadas. Este accidente generó una gran conmoción por su espectacularidad y generaron una gran conciencia sobre el daño multilocalizado y las mejoras sobre el mantenimiento y las inspecciones no destructivas. Se emprendieron investigaciones exhaustivas para comprender mejor el problema y determinar la mejor manera de afrontarlo y resolverlo. También durante las décadas de 1980 y 1990 se produjeron cambios significativos en muchos aspectos del diseño de la fatiga gracias a los avances de la tecnología informática. Entre ellos se encontraban los programas informáticos para diferentes modelos de vida de fatiga (durabilidad) y los avances en la capacidad de simular cargas reales en condiciones de amplitud variable con probetas, componentes o estructuras a escala real. De este modo, se han realizado muchas más pruebas de campo en el laboratorio. El CAE integrado que incluye la simulación dinámica, el análisis de elementos finitos y los modelos de predicción/estimación de la vida útil creó la idea de restringir las pruebas a la durabilidad de los componentes en lugar de utilizarlas para el desarrollo. El aumento de la creación de prototipos digitales con menos pruebas se ha convertido en un objetivo del diseño de la fatiga del siglo XXI.

1.3 Objetivos del trabajo y estructura

El objetivo principal de este trabajo es la investigación en el área de la fatiga y más concretamente la fatiga en la industria aeronáutica. A lo largo del Máster esta temática se ha tratado en distintas asignaturas, ofreciendo una visión general de los distintos enfoques y modelos teóricos que existen, y de las distintas técnicas de ensayo y normativas aplicables. Por ello, lo que aquí se presenta se podría considerar una ampliación y una recopilación desde las bases a la actualidad de las diferentes áreas del estudio a fatiga, incluyendo un desarrollo de cada una a fin de demostrar la superación y obtención de las competencias requeridas en el memoria del título.

Este trabajo se divide en 3 partes principales:

- *Reseña sobre la teoría de la fatiga*
- *Diseño a fatiga*
- *Modelado y análisis*

En la primera sección se tratan las distintas teorías y enfoques existentes a fatiga, la distribución es:

- *S-N*
- *ϵ -N*
- *LEFM*
- *Técnicas de recuento y aplicación al mundo real*
- *Aplicación práctica de distintos métodos a entallas*
- *Comparativa entre métodos*

La siguiente sección se centra en el fenómeno de la fatiga en la aeronáutica:

- *Introducción a la fatiga aeronáutica*
- *Generalidades del diseño de aeronaves*
- *Criterios del diseño a fatiga en aeronaves*
- *Selección y consideraciones acerca de los materiales y fabricación*

A continuación se presenta el caso práctico y su resolución:

- *Dimensionamiento inicial de la aeronave*
- *Dimensionamiento del panel*
- *Modelado y simulación del cajón*
- *Selección y consideraciones acerca de los materiales y fabricación*

Y para finalizar se desarrollan las conclusiones obtenidas de la realización de este trabajo y las posibles mejoras futuras.

2 Aspectos generales de la fatiga de materiales [2]

En esta sección se van a tratar los distintos enfoques de la mecánica de la fractura. Se va a seguir un orden basado en la antigüedad y la complejidad de cada uno de los enfoques. Por otro lado, las últimas secciones se enfocan a la teorías más utilizadas en el ámbito aeronáutico, sus principales debilidades y los problemas principales con los que debe lidiar. A modo de introducción, se suelen considerar tres enfoques básicos, el enfoque basado en tensiones, que relaciona el fallo a fatiga con la resistencia mecánica del material a las cargas, el basado en deformaciones, que se centra en el carácter dual de las deformaciones alcanzadas por un material y su efecto sobre la resistencia del mismo y el enfoque basado en la mecánica de la fractura lineal elástica, LEFM. La evolución histórica de estas teorías va unida a los avances tecnológicos tanto a nivel de laboratorio como a nivel industrial y también a los distintos hitos históricos.

2.1 Método S-N

El método S-N o método Tensión-Vida es el primer método de estudio de fatiga desarrollado hace más de 100 años y que aún se utiliza en diseños de partes que se mantienen trabajando en el rango elástico y cuya vida útil es larga como por ejemplo los ejes. Este método no es funcional para LCF, de 10 a 10^5 ciclos, ya que en estos casos las deformaciones plásticas son significativas.

2.1.1 Curva S-N

El elemento básico sobre el que se fundamenta el método S-N es el "Diagrama S-N", desarrollado por Whöler, que relaciona gráficamente la tensión alternativa, S_a , con el número de ciclos N. Uno de los ensayos más comunes es la flexión rotativa, en concreto el "Test de Moore", el cuál consiste en cargar sobre 4 puntos para ejercer un momento constante a un espécimen cilíndrico en forma de reloj de arena que rota a 1750 rpm.

Mediante el uso del "Test de Moore" se consigue un estado de carga uniaxial invertido. El nivel de carga en la superficie se puede obtener aplicando la relación:

$$\sigma_{sup} = \frac{M}{I} \quad (2.1)$$

El principal fallo de este enfoque es que no considera el comportamiento real entre tensión y deformación y trata todas las deformaciones como si fueran elásticas. Al aproximar las deformaciones del material de esta manera, este método se considera de mayor utilidad cuando se aplica a metales de larga vida como por ejemplo los Acero de Base Cúbica Central (BCC) en los que el límite de fatiga σ_{FL} responde a un nivel por debajo del cuál el material tiene una vida "infinita", mayor o igual a 10^6 ciclos. Este límite responde al efecto provocado por los elementos intersticiales como son el carbono o el nitrógeno, los cuales cubren las dislocaciones sufridas en la estructura cristalina del material y previenen los deslizamientos y las microgrietas. Es necesario prestar atención a los distintos factores que pueden hacer desaparecer este límite como son:

- *Sobrecargas periódicas* descubren las dislocaciones
- *Ambientes corrosivos* generan fatiga por corrosión
- *Altas temperaturas* provocan el movimiento de estas dislocaciones

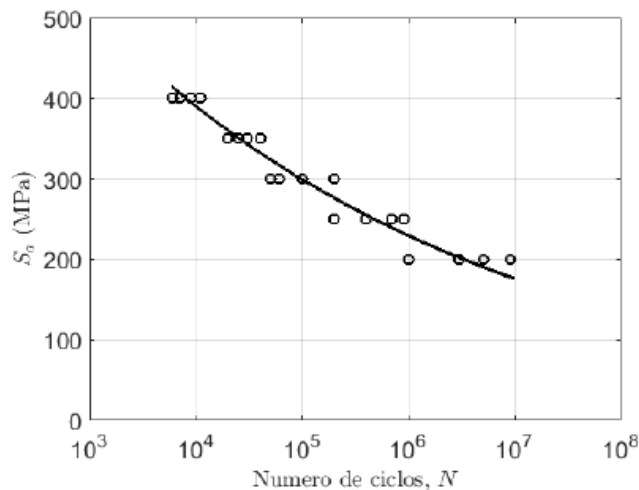


Figura 2.1 Diagrama S-N empírico [2].

Por otro lado, las aleaciones no ferrosas no tienen límite de fatiga y la curva S-N tendrá una pendiente constante, aunque es posible observar un pseudo-límite que se corresponde con la tensión alrededor de los $5 \cdot 10^8$ ciclos. En el caso de las distintas aleaciones de aceros se puede observar un comportamiento común y es posible establecer unos intervalos en el ratio entre σ_{FL} y σ_{UTS} , relación de fatiga:

- Aceros con $\sigma_{UTS} \leq 200 \text{ ksi}$ donde $\frac{\sigma_{FL}}{\sigma_{UTS}} \approx 0.5$, (0.35-0.6)
- Aceros con $\sigma_{UTS} > 200 \text{ ksi}$ donde $\sigma_{FL} \approx 100 \text{ ksi}$ en los que debido a las inclusiones de carburos y el revenido martensítico se retrasa el punto de inicio de la grieta.

También existe una relación aproximada en relación a la dureza del material donde se puede estimar el límite de resistencia como $\sigma_{UTS} \approx 0.5 \cdot \text{dureza}(BHN)$:

- Aceros con $BHN \leq 400$ donde $\sigma_{FL} \approx 0.25 \cdot BHN \text{ ksi}$
- Aceros con $BHN > 400$ donde $\sigma_{FL} \approx 100 \text{ ksi}$

A partir de los distintos ensayos se observó que existía un último valor característico, dicho valor se corresponde aproximadamente con el corte establecido entre la fatiga a alto número de ciclos y a bajo número, la tensión límite para 1000 ciclos o σ_{10^3} . A modo de resumen se tiene que:

Tabla 2.1 Valores de parámetros.

Variable	Aproximación	Material
$\sigma_{FL} @ 10^6$	$0.5 \cdot \sigma_{UTS}$	Aceros con $\sigma_{UTS} \leq 200 \text{ ksi}$
$\sigma_{FL} @ 10^6$	$\approx 100 \text{ ksi}$	Aceros con $\sigma_{UTS} \leq 200 \text{ ksi}$
$\sigma_{FL} @ 10^8$	$0.4 \cdot \sigma_{UTS}$	Materiales sin límite definido (aluminios...)
$\sigma_{10^3} @ 10^3$	$0.9 \cdot \sigma_{UTS}$	Materiales en general

De manera que el diagrama de Whöler en ejes $\log - \log$ se utiliza de la forma:

A partir de la cual es posible obtener una relación exponencial entre los distintos puntos de la gráfica dentro del intervalo $N=10^3$ y $N=10^6$ que se denomina "Ecuación de Basquin":

$$S_a = A \cdot N^B \tag{2.2}$$

Tanto el valor A como el valor del exponente B se pueden obtener a través de los valores de resistencia comentados anteriormente por lo que se trata de una relación estimada que pretende servir de ajuste para los datos obtenidos en el laboratorio. Por otro lado se trata de una referencia extremadamente útil en el proceso de diseño preliminar para fijar unos límites de diseño en las primeras fases de desarrollo.

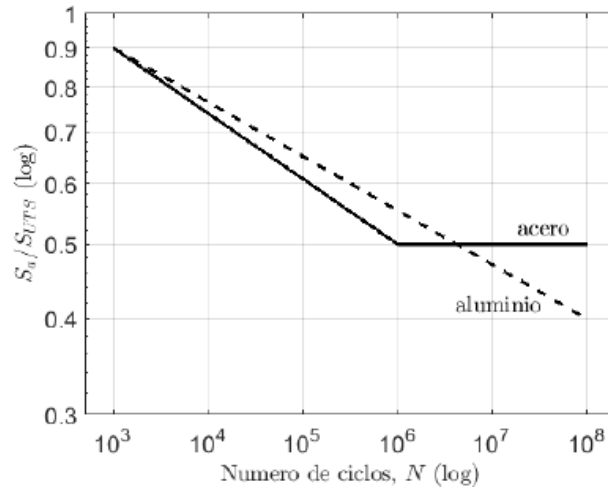


Figura 2.2 Diagrama S-N teórico.

2.1.2 Efectos de tensión media

Los casos de carga se pueden identificar mediante unos parámetros definidos a partir de los valores máximos y mínimos:

Tabla 2.2 Parámetros de los casos de carga.

Parámetro	Símbolo	Definición
Amplitud de tensión	S_{amp}	$\frac{S_{mx} - S_{mn}}{2}$
Tensión media	S_{med}	$\frac{S_{mx} + S_{mn}}{2}$
Relación de carga	R	$\frac{S_{mn}}{S_{mx}}$
Amplitud de la relación de carga	A	$\frac{S_{mx} - S_{mn}}{S_{mx} + S_{mn}}$

Los resultados de cargas con $S_{med} \neq 0$ se presentan a través del "Diagrama de Haigh", en el cuál se relacionan la tensión alterna y la tensión media para distinto número de ciclos, obteniendo líneas de vida constante. Dicho diagrama se puede generalizar presentando las propiedades para distintos tipos de carga, tensiones y número de ciclos.

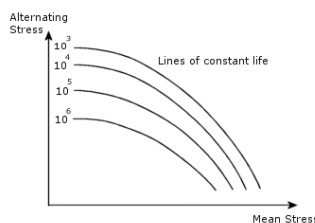


Figura 2.3 Diagrama de Haigh [18].

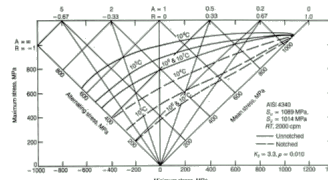


Figura 2.4 Diagrama maestro [18].

La obtención de datos para generar estos diagramas es muy cara por lo que se han desarrollado diferentes relaciones empíricas para obtener las líneas de vida ∞ :

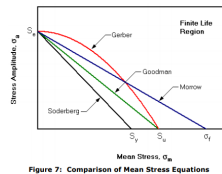


Figure 7: Comparison of Mean Stress Equations

Parábola de Gerber (1874)	$\frac{\sigma_a}{S_{FL}} + \left(\frac{\sigma_{med}}{S_{UTS}}\right)^2$
Recta de Goodman (1899)	$\frac{\sigma_a}{S_{FL}} + \frac{\sigma_{med}}{S_{UTS}}$
Recta de Soderberg (1930)	$\frac{\sigma_a}{S_{FL}} + \frac{\sigma_{med}}{S_{YS}}$
Recta de Morrow (1960)	$\frac{\sigma_a}{S_{FL}} + \frac{\sigma_{med}}{S_f}$

Figura 2.5 Diagramas de tensión media.

Tabla 2.3 Ecuaciones de tensión media.

De las anteriores expresiones se pueden obtener los siguientes aspectos:

1. La ecuación de Soderberg es muy conservativa y por tanto es la menor utilizada
2. La mayoría de los datos experimentales encajan con los ajustes de Goodman y de Gerber.
3. Para el caso de aceros duros, frágiles, en los que $S_{UTS} \approx S_f$ los ajustes de Morrow y Goodman ofrecen gráficas muy parecidas.
4. En el caso de aceros dúctiles, donde la tensión de rotura real es menor a la tensión última de rotura, Morrow predice una menor sensibilidad a la tensión media.
5. Para casos de relación de carga menores a 1, el valor de la tensión media es mucho menor al de la tensión alterna por lo que todos los ajustes muestran resultados similares.
6. Para relaciones cercanas a 1, existen grandes diferencias entre los enfoques y además existen pocos datos experimentales dada la dificultad de ensayo. Para estos casos es necesario definir un criterio de fluencia que permita establecer los límites de diseño.

En conjunto al desarrollo de estos ajustes, se ha reconocido el efectos beneficioso de la tensión media a compresión ya que dicho efecto permite trabajar a mayores tensiones alternas al funcionar como un "contenedor" de los posibles desperfectos o microgrietas que pueden aparecer entre los cristales que forman el material. Dicho efecto puede desembocar en la necesidad de definir los límites según las condiciones de fluencia y pandeo.

2.1.3 Factores de modificación

Como se ha comentado anteriormente, los efectos de fatiga dependen en gran manera del tipo de pieza, la geometría, el tratamiento superficial, el tipo de carga o el entorno de trabajo. Por ello, en el método S-N es necesario corregir los límites calculados mediante los métodos anteriores aplicando unos coeficientes o factores de corrección que consideran estas características:

1. Tamaño
2. Tipo de carga
3. Acabado superficial
4. Tratamiento superficial
5. T^a
6. Entorno de trabajo

A continuación se comentan las distintas características a tener en cuenta para recalculer el límite de fatiga:

Tamaño

En esencia, la fatiga ocurre sobre una unión débil en la estructura del material, por lo que es lógico interpretar que cuanto mayor sea el volumen del elemento existirá un mayor porcentaje de uniones débiles. Este punto es totalmente opuesto al efecto del tamaño sobre las propiedades masivas del material como el módulo de elasticidad o el límite elástico. El efecto del tamaño se relaciona sobre todo con la capa externa del elemento, sobre la cual recae el 95 % de la σ_{sup} . El efecto del tamaño en cuanto al límite de fatiga difiere según el tipo de carga al que esté sometido el elemento, cuando tengo un mayor volumen sometido a cargas de flexión rotativa, torsión o flexión, se genera un gradiente de tensiones con poca pendiente por lo que existe un mayor porcentaje de volumen sometido a tensiones máximas y por tanto existe una mayor parte de volumen susceptible a la rotura. En el caso de cargas axiales no se genera ese gradiente ya que las cargas que se ejercen no generan un momento. Para la obtención del coeficiente de tamaño es posible utilizar algunas aproximaciones empíricas

según el diámetro del elemento obtenidas a partir de datos de ensayo o los mismos datos de ensayo. Para el caso de especímenes no cilíndricos es posible estimar el coeficiente de tamaño basándose en el gradiente de tensiones y en la distancia de los puntos de estudio al plano de aplicación de la carga:

Tabla 2.4 Aproximación del coeficiente de tamaño.

Geometría de la pieza	C_{ta}	Criterio
Cilíndrica	1	$d \leq 0.3 \text{ in}$
Cilíndrica	$0.69*d$	$0.3 \text{ in} \leq d \leq 10 \text{ in}$
Cilíndrica	1	$d \leq 0.8 \text{ mm}$
Cilíndrica	$1.189*d^{-0.097}$	$8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$
Plana	1	Distancia al plano de flexión 5 mm
Plana	0.9	Distancia al plano de flexión 15 mm

Hay algunos puntos a considerar a la hora de utilizar o definir el coeficiente de tamaño:

1. El efecto se ve sobre todo en elementos con vidas largas
2. El efecto es muy pequeño para diámetros $\leq 2 \text{ in}$
3. Como se ha comentado, en piezas con volúmenes altos existen mayores defectos de fabricación

Tipo de carga

El tipo de carga es un factor clave en el estudio de la fatiga, como se ha comentado anteriormente, la principal diferencia entre un espécimen sometido a carga axial y uno sometido por ejemplo a flexión rotativa es la distribución de las cargas sobre el volumen; en el caso de la carga axial, no existe un gradiente de cargas por lo que cuanto más volumen exista más material se encontrará sometido a la máxima tensión. Se suele tomar como referencia la carga de tipo flexión rotativa ya que es un ensayo del cuál existe una gran cantidad de datos. La relación entre los ensayos axiales y los ensayos de flexión rotativa está en torno a 0.6 y 0.9, habitualmente se toma el valor de 0.7 como una estimación conservativa. Para cargas de torsión, el valor del coeficiente está en el intervalo de 0.5 y 0.6; se suele tomar un valor de 0.577 basándose en el criterio de Von Mises.

Acabado superficial

Como se ha comentado anteriormente, las grietas suelen surgir de zonas donde existen defectos de fabricación o las uniones entre cristales es débil por lo que los fallos en el acabado superficial del material genera concentradores de tensión, puntos donde existe una acumulación de cargas que pueden generar grietas. Los materiales de grano fino son más susceptibles a los efectos del acabado superficial como los aceros de alta resistencia. Existen distintas curvas que incluyen diferentes procesos de fabricación como el forjado, laminado, decarburación, etc.(Figura 2.6). Es habitual relacionar los acabados superficiales con la rugosidad final de la superficie, esto permite utilizar gráficas cuantitativas que miden la rugosidad media, Roughness Average (RA), en in según dos medidas de la misma:

- Ra
- AA

En el caso del acabado superficial se debe considerar que:

1. El estado de la superficie importa más en aceros de alta resistencia.
2. La σ_{sup} residual provocada por el proceso de mecanizado influye. Cada operación genera tensiones residuales de distinta magnitud.
3. En vidas cortas, la fatiga está dominada por la existencia anterior de microgrietas por lo que el acabado superficial no es tan influyente.
4. Las irregularidades localizadas, como las marcas de estampación o los marcados de serie, pueden servir como puntos de inicio de grieta al funcionar como acumuladores de tensión.

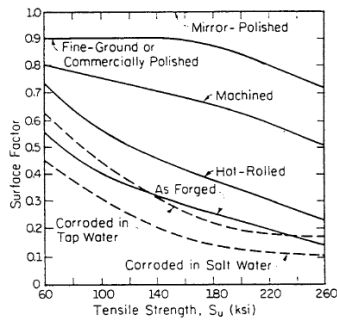


Figura 2.6 Coeficientes según acabado superficial [18].

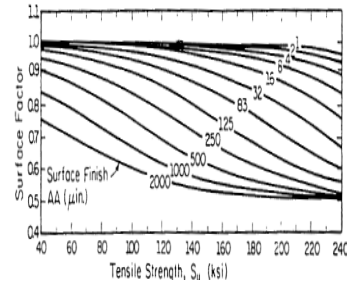


Figura 2.7 Coeficientes según rugosidad [18].

Tratamiento superficial

Otro de los factores a tener en cuenta es el tratamiento superficial que ha recibido el elemento, dado que las grietas comienzan a formarse sobre las superficies de fatiga, los tratamientos aplicados a la misma son clave para alargar la vida de la pieza. Existen distintos tipos de tratamientos superficiales y pueden producir tanto efectos beneficiosos como negativos desde el punto de vista de la resistencia a fatiga:

- Recubrimientos
- Térmicos
- Mecánicos

Para entender el efecto de los tratamientos térmicos es necesario estudiar su efecto sobre la superficie a fatiga. En primer lugar, se considera un elemento sometido a flexión y un punto de la superficie que ha alcanzado el punto de fluencia y en el que existe una distribución de esfuerzos lineal. Cuando el requerimiento aumenta, la capa exterior comienza a ceder y cuando dicho esfuerzo se relaja lo que aparece es una distribución de tensión residual, σ_{res} . Dicha distribución aparece cuando la capa exterior se alarga y al sufrir una descarga de la tensión las deformaciones permanentes provocadas deben cumplir los requisitos de compatibilidad y equilibrio por lo que las tensiones permanentes generadas tendrán signo negativo.

Otro ejemplo sería el de un elemento entallado sometido a carga axial, en el primer ciclo de carga, el componente sufre una sobrecarga inicial por la cuál la muesca cede a tensión y que una vez liberada de dicha carga aparece una tensión residual de compresión. En los sucesivos ciclos, la carga máxima alcanzada será menor pero también lo será la carga mínima. Es precisamente esa tensión residual negativa la que actúa como una tensión media de compresión aumentando la vida útil para una tensión alterna dada. Este procedimiento se denomina "precarga" o "pretensado" y es efectivo solo para cargas en los que la carga futura se realice en la misma dirección. Por otro lado, el pretensado solo es útil para casos de carga totalmente revertida, en el caso de ejes o de procesos de estiramiento en frío la resistencia a fatiga se reduce entre un 20 y un 50%.

Los tratamientos superficiales permiten obtener esta tensión residual actuando de manera directa sobre las caras de los elementos y acotando el efecto deseado. Al hablar de tratamientos residuales se debe considerar que:

- Dado que la fatiga es un fenómeno superficial y localizado, la tensión residual provocada sobre la superficie es crítica y es necesario tenerla en cuenta como un elemento fundamental.
- Las tensiones residuales negativas provocan efectos beneficiosos mientras que aquellas con signo positivo tienen efectos adversos sobre la resistencia del material.
- Estas tensiones residuales no son permanentes, existen factores como la T^o o las sobrecargas posteriores que pueden relajar las cargas.

1. *Recubrimiento o plating* El proceso de "plating" consiste en el recubrimiento de la superficie de un material con una aleación de Cromo, *Cr*, o Níquel, *Ni*. Mediante dicho proceso se puede llegar a disminuir hasta un 60% la resistencia a fatiga, S_{FL} (Figura 2.8 y Figura 2.9). Esto ocurre principalmente por la tensión residual generada sobre la superficie durante el proceso, la cual puede ser aliviada aplicando distintas operaciones:

- Nitruración de la pieza antes del recubrimiento

- Aplicación de "*shoot peening*" sobre la pieza antes o después del proceso de recubrimiento
Figura 2.10
- Recocido posterior al recubrimiento

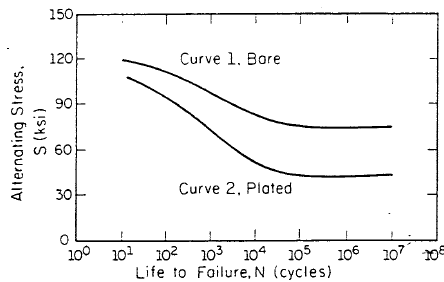


Figura 2.8 Cromado [18].

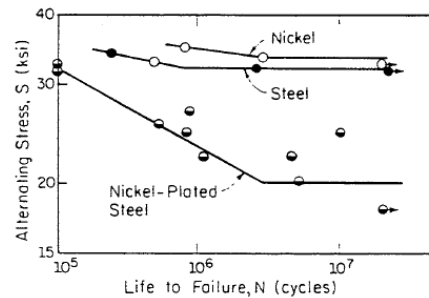


Figura 2.9 Niquelado [18].

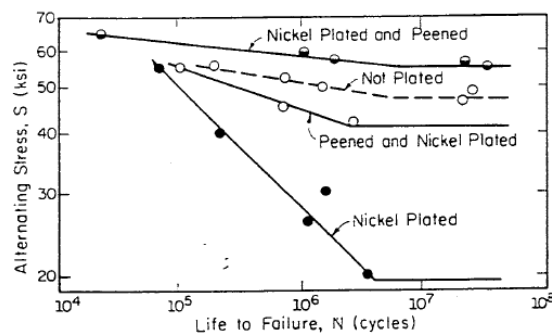


Figura 2.10 Efecto del shoot-peening sobre el recubrimiento [18].

Respecto a los recubrimientos, existen varios factores o aspectos que interactúan con el efecto de fatiga y afectan a la resistencia del elemento:

- La resistencia a fatiga disminuye a medida que el límite elástico S_{YS}
- El efecto de la reducción de la resistencia a fatiga es mayor para vidas más largas
- Cuanto mayor es el espesor del recubrimiento se produce una mayor reducción de la S_{FL}
- En presencia de ambientes corrosivos, el extra de resistencia a la corrosión que provee el recubrimiento compensa la posible reducción de la resistencia a fatiga. En caso de utilizar un TS basado en Zn y Cd, la resistencia a fatiga apenas sufre ningún efecto comparado con el Ni o el Cr.

Se debe tener en mente siempre, que los procesos de electroplating, sean con el material que sean, pueden producir un aumento de la fragilidad por culpa de la producción de burbujas de hidrógeno. Este proceso consiste básicamente en la generación de hidruros metálicos sobre la superficie, penetrando y dañando las capas superficiales y generando microgrietas e inclusiones que propician la aparición de la entalla.

2. **Térmicos** Los tratamientos superficiales basados en los efectos de las altas temperaturas sobre el material comprenden distintos métodos que pueden involucrar o no la acción de otros elementos. En los procesos de difusión como carburizado o nitruración, la resistencia a fatiga aumenta considerablemente al aumentar la resistencia superficial y al provocar una variación en el volumen lo que conlleva un aumento de la tensión residual a compresión. Para el caso de procesos de endurecimiento por llama o inducción, el material sufre un cambio de fase y un aumento de volumen que propicia también la aparición de tensiones residuales de compresión. En el otro extremo, procesos de conformado como el laminado en caliente o el forjado provocan una decarburación en las capas superficiales, que lleva a la pérdida de átomos en la superficie y a una reducción de la resistencia a fatiga apareciendo tensiones residuales positivas. Los procesos de forjado afectan de una manera más fuerte a los aceros de alta resistencia provocando una mayor reducción de resistencia a fatiga. Se observa una relación entre los

efectos de estos tratamientos superficiales y la resistencia del material, en el caso de materiales con un módulo elástico bajo, las tensiones residuales son más propicias a relajarse.

3. *Mecánicos* Dentro de los procesos de conformado existen algunos que se realizan a baja temperatura como el laminado en frío y el shoot-peening. Estos procesos tienen una doble ventaja, además de aumentar considerablemente la resistencia a fatiga al producir tensiones residuales a compresión, permite endurecer la superficie del material lo que incrementa enormemente la vida útil de los elementos. El laminado en frío es un proceso de fabricación que consiste en el prensado entre rodillos del material para obtener planchas de espesores determinados. Este método produce capas de tensión residual a compresión muy profundas, ya que se aplica sobre las caras del material de manera repetida y "acumula" esas capas de tensión. Uno de los efectos más claros aparece sobre los filetes de los tornillos, el conformado de las distintas roscas se puede realizar mediante prensas que atacan un tornillo como y gracias a este proceso es posible incrementar la resistencia a fatiga del material en un 60% respecto a los fabricados por mecanizado. El shoot-peening o granallado es un proceso de corrección de la superficie que se suele aplicar tras un recubrimiento. El proceso es simple, se puede realizar tanto de manera manual como en una especie de horno, se bombardea la pieza con partículas de acero, granalla, lo que hace un efecto similar al lavado de arena en cuanto a la limpieza sobre la pieza de posibles restos producto del proceso de fabricación, aceites, grasas, pintura, pero que también mejora las propiedades del material de la superficie. El granallado genera un gradiente de tensiones entre el núcleo de la pieza y la superficie, generando tensiones a compresión en la superficie y por tanto tensiones de tracción en el núcleo, esa superficie de tensiones a compresión tiene un espesor de aproximadamente 1 mm y las tensiones pueden alcanzar un valor máximo de aproximadamente la mitad de la S_{YS} del material. La ventaja principal del granallado frente a otros procesos es que es aplicable sobre geometrías complejas, pero la desventaja principal es que la superficie generada es rugosa y es necesario bruñirla o lijarla para obtener una superficie completamente lisa, lo que puede provocar una disminución de la resistencia a fatiga. Puede usarse para reducir los efectos nocivos provocados por procesos como el cromado, el niquelado, la decarburización, la corrosión o el rectificado. Esto supone una ventaja en aceros de alta resistencia donde los efectos de dichos procesos es más significativo, por ello se pueden conservar las mejoras en las propiedades provocadas por los acabados superficiales mientras que se solventan los defectos, por ejemplo en los aceros con S_{UTS} superior a 200 ksi, el ratio de fatiga se puede aumentar por encima de 0.5. En conclusión, los principales puntos a tener en cuenta de estos procesos son:

- Los procesos de laminado en frío y granallado afectan más en elementos diseñados para vidas largas
- Los efectos obtenidos por estos procesos pueden eliminarse, $\sigma_{res} \rightarrow 0$, cuando existen aumentos de temperatura o sobretensiones.
- Los aceros con $S_{YS} < 80ksi$ no suelen laminarse en frío ni granallarse ya que el efecto de la tensión residual generada suele verse reducido completamente por las tensiones plásticas del proceso.
- La tensión residual de compresión generada es más efectiva en las zonas donde existen gradientes de tensión, por ejemplo alrededor de muescas o entallas.
- Es posible llegar a "sobreganallar" una superficie, consiguiendo resultados adversos y efectos negativos sobre las propiedades del material.

Respecto al último punto, una presión residual de compresión en la superficie demasiado elevada, puede provocar fatiga en la superficie. Aplicando equilibrio se puede extraer que, considerando una tensión residual a compresión sobre la superficie, debe existir una tensión superficial de igual valor y signo opuesto bajo dicha superficie. Si se aplica una carga externa sobre dicha superficie, con signo contrario a la tensión residual existente, el cómputo total conlleva a una tensión bajo la superficie igual a la suma de las dos anteriores, conllevando daños por fatiga. Este efecto es visible sobretodo en piezas carburadas y nitruradas, estos acabados generan tensiones residuales de compresión y además un cambio de fase que facilita ese gradiente entre una superficie dura y un núcleo blando.

Por último, se debe remarcar que esta tensión de compresión no afecta a los casos de fatiga axial ya que no existe un gradiente de tensiones.

Temperatura

Los efectos de la temperatura sobre los materiales están directamente relacionados con el tipo de material. Los límites de resistencia de los aceros tienden a aumentar a medida que la temperatura de trabajo disminuye,

sin embargo, la resistencia de muchos otros materiales sigue un crecimiento inverso, su S_{FL} tiende a reducirse a medida que la temperatura disminuye. Sobre los aceros existe un comportamiento común por el cual a altas T^a , el límite de fatiga desaparece debido al movimiento de las dislocaciones internas del material. Para el caso de $T^a > 0.5 T_{fusion}^a$, la fluencia comienza a ser significativa por lo que no se puede aplicar el método $S-N$. Los procesos de recocido para estabilizar el material implican someter a las piezas a un aumento de T^a , lo cual genera tensiones de compresión residuales beneficiosas.

Ambiente

La fatiga producida en ambientes corrosivos se puede aproximar de manera más exacta considerando los efectos combinados de fatiga y corrosión que tomando la aproximación de los efectos por separado. El fenómeno de fatiga por corrosión involucra mecanismos complejos sobre los que existe un amplio campo de investigación. El mecanismo se puede simplificar de la siguiente manera:

1. Corrosión
2. Generación de capa de óxido protectora
3. Fatiga sobre una grieta en la capa
4. El óxido penetra en el material limpio
5. Los "picados" generados en el material provocan concentraciones de tensión

Se trata de un proceso complejo por todas las variables involucradas como el tipo de aleación, aleantes, flujo de aire o de agua, características del medio, partículas, composición, flujo y velocidad de las partículas, etc. Por ejemplo, el caso de los líquidos en spray generan más daños sobre la superficie que una inmersión completa, la distribución en gotas concentra el daño en puntos más localizados y favorece la aparición de concentradores de tensión. Otro de los factores determinante es la frecuencia de carga, en el caso de ambientes no corrosivos los ensayos bajo distintas frecuencias de carga ofrecen resultados similares mientras que en el caso de ambientes corrosivos, las cargas a alta frecuencia permiten un menor tiempo de interacción entre el material y el medio de trabajo resultando en vidas mayores.

Se observan varios comportamientos generales relacionados con el fenómeno de la fatiga por corrosión. En primer lugar, el comportamiento de los aceros es diferente respecto al ambiente de trabajo, en particular, el valor de la tensión alterna para $N=10^6$ disminuye hasta un 50% entre el comportamiento en vacío y el comportamiento en ambientes corrosivos, el propio efecto del aire o de la humedad ambiente afectan significativamente a la resistencia del material. Se observa también que los aceros más resistentes no tienen ventaja sobre los demás en ambientes corrosivos, aunque los aceros con alto contenido en Cr si presentan una mejor resistencia a la fatiga por corrosión que los aceros al carbono tradicionales. Este último comportamiento depende directamente de ese alto contenido en cromo y la capacidad de este metal a resistir los efectos de la corrosión. Para luchar contra los efectos de la corrosión existen distintos tratamientos superficiales como las pinturas o los recubrimientos, algunos de los cuales como el niquelado, permiten obtener una ventaja significativa en cuanto a la resistencia a fatiga en ambientes corrosivos, en contraposición a la pérdida cuando la pieza está expuesta únicamente al aire. Los beneficios de los recubrimientos con metales más blandos se debe a su mejor comportamiento frente a grietas que aparecen en el metal base.

2.2 Método Strain-Life

El método $\epsilon-N$ se basa en la teoría de que, existen algunos lugares críticos (muescas) donde la respuesta depende del valor de ϵ . Para los casos en los que el valor de la carga es bajo, $\sigma \propto \epsilon$ y por ello se obtiene que dentro de este rango, los ensayos bajo tensión controlada y los ensayos bajo deformaciones controladas ofrecen resultados semejantes. Para altas tensiones en el caso de regímenes LCF, el método $\epsilon-N$ ofrece los mejores resultados y permite modelar de manera fiable el comportamiento de los elementos. Los estudios sobre la fatiga en vidas tempranas han demostrado que los daños dependen de $\epsilon_{plastica}$, la cual es posible medir directamente y cuantificarla. Para los casos N altos, es posible despreciar los valores de $\epsilon_{plastica}$ y las tensiones y deformaciones pueden relacionarse fácilmente, los métodos $S-N$ y $\epsilon-N$ ofrecen resultados semejantes. Una de las corrientes de diseño habituales, es calcular los elementos de manera que las cargas permanezcan dentro del intervalo necesario para generar deformaciones elásticas, pero siempre existirán microgrietas y entallas en cuya cercanía se generarán deformaciones plásticas. Las deformaciones elásticas circundantes generan restricciones sobre el material, por lo que lo que se puede considerar que la raíz de la entalla se encuentra bajo condiciones de deformación controlada.

Habitualmente, los distintos enfoques del método $\varepsilon - N$ suponen que una probeta lisa sometida a ensayos de deformación controlada permite reproducir los daños por fatiga alrededor de la raíz de una entalla. Este enfoque permite asumir que los daños por fatiga en la raíz y en la probeta son equivalentes cuando ambos sufren las mismas historias de $\sigma - \varepsilon$. La clave de este tipo de ensayos está en la estandarización de las probetas para obtener volúmenes equivalentes (??).

Una de las características principales de este método es que no considera directamente el crecimiento de la grieta, supone que el fallo del elemento sobreviene cuando falla "el volumen equivalente de material sometido a la misma carga". Este es uno de los motivos por los que se considera que los enfoques strain-life son enfoques de "estimación de la iniciación". Considerar la preexistencia de una grieta significativa en el material puede resultar excesivamente conservativo, por ello es necesario estudiar la existencia real de esa grieta y aplicar técnicas de mecánica de la fractura para aproximar los resultados y considerar ese margen conservativo que se induce. El enfoque strain-life se considera por tanto un método adecuado para evaluar la vida de un componente entallado, por ello se han desarrollado distintas normas y procedimientos como los publicados por la SAE y la ASTM para la realización de dichos ensayos.

Las predicciones de la vida a fatiga que se realizan desde la perspectiva de "strain-life" consideran:

1. Propiedades del material obtenidas en pruebas bajo deformación controlada en laboratorio (datos $\sigma - \varepsilon$ a la respuesta cíclica y datos de la vida útil en términos de $\varepsilon - N$)
2. Historial del comportamiento $\sigma - \varepsilon$ en el punto crítico
3. Técnicas para identificar los eventos dañinos
4. Métodos para incorporar y considerar la σ_{media}
5. Técnicas para considerar la suma de daño

2.2.1 Comportamiento $\sigma - \varepsilon$

Dentro de los casos de comportamiento de materiales sometidos a ensayos de deformación controlada se pueden contemplar dos escenarios principales:

- Carga monotónica
- Carga cíclica

Comportamiento ante las cargas

Se suele usar este método para ver el comportamiento del material en relación a la tensión (S_{eng}) y la deformación (e) de ingeniería.

$$S_{eng} = \frac{P}{A_0} \quad (2.3)$$

$$e = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2.4)$$

Siendo P la carga sobre la superficie y A_0 el área original de aplicación y siendo l_0 la longitud inicial y l la longitud medida en el momento. Dichas medidas se pueden utilizar para obtener valores instantáneos, por lo que es necesario definir unos valores continuos o "reales" que tengan en cuenta la variación en longitud y área de la pieza.

$$\sigma_{real} = \frac{P}{A} \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_{real} = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln \frac{l}{l_0} \quad (2.6)$$

A partir de las ecuaciones anteriores y a tenor de las definiciones de ingeniería se puede obtener, considerando que el volumen sometido a carga se mantiene constante, los términos anteriores quedan como:

$$\sigma_{real} = S_{eng}(1 + e) \quad (2.7)$$

$$\epsilon_{real} = \ln 1 + e = \ln \frac{A_0}{A} \quad (2.8)$$

La deformación total sufrida por los elementos se puede expresar en función de una deformación elástica, $\epsilon_{elastica}$, y una deformación plástica $\epsilon_{plastica}$. La primera porción es la parte que se recupera mientras que la deformación plástica queda permanente.

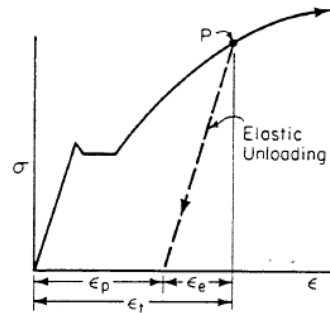


Figura 2.11 Respuesta en deformación [2].

La mayoría de los metales siguen un comportamiento similar y se ajustan a una línea recta en ejes logarítmicos de tensión real contra deformación plástica. La ecuación de la función es:

$$\sigma_{real} = K(\epsilon_{plastica})^n \quad (2.9)$$

$$(2.10)$$

Donde K es el coeficiente de resistencia y n el exponente de endurecimiento por deformación (0 para sólidos totalmente plásticos). El punto final de esta curva es la tensión y deformación de fractura real. Considerando una deformación total equivalente a la suma de la deformación elástica y plástica se puede señalar un valor real de fractura en el cuál la curva acaba. Dicho valor se denomina "resistencia real a fractura" o σ_F y se corresponde con la ductilidad real de fractura o ϵ_F . Aplicando la expresión que relaciona tensión y deformación a partir del coeficiente de resistencia (2.11), se puede obtener la siguiente ecuación que relaciona la tensión en cualquier punto de la curva con la deformación total:

$$\epsilon_{total} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.11)$$

$$(2.12)$$

A partir de las expresiones anteriores es posible extrapolarlas al efecto de cargas cíclicas y su estudio aplicando el método $\epsilon - N$. En estos caso entra en juego el concepto de "bucle de histéresis" el cual representa la deformación provocada por la aplicación de un ciclo de cargas sobre un componente. Uno de lo efectos principales en los que se basa este enfoque es el "Efecto Bauschinger" el cual describe básicamente la reducción de las características elásticas de un material al verse sometido a una tensión que supere su σ_{YS} . Junto a este efecto se deben considerar las condiciones en las que se encuentra el material, centrándonos en los metales, el efecto de los ciclos de histéresis pueden provocar:

- Endurecerse cíclicamente
- Ablandarse cíclicamente
- Mantenerse estable
- Endurecerse y ablandarse según la cantidad de deformación

Con cada ciclo de histéresis la tensión máxima sobre el material puede aumentar, "strain hardening", o disminuir, "strain softening". Para materiales blandos, inicialmente la energía de dislocación es baja, a medida

que la deformación plástica aumenta, la energía crece rápidamente contribuyendo a ese endurecimiento plástico. Por otro lado, en materiales duros el efecto que muestra el material es inverso. Manson en el año 1964 obtuvo una relación entre σ_{UTS} para carga monótona y el 0,2% de σ_{YS} permite saber si el material sufrirá un endurecimiento o se ablandará:

- $\frac{\sigma_{UTS}}{0.002 \cdot \sigma_{YS}} > 1.4$ se endurecerá
- $\frac{\sigma_{UTS}}{0.002 \cdot \sigma_{YS}} < 1.2$ se ablandará

Dentro del intervalo entre 1,2 y 1,4 es complicado obtener una aproximación certera pero se puede estimar el comportamiento a partir del exponente de endurecimiento para cargas monotónicas, aunque se aplica solo a vidas tempranas, entre el 20 y el 40% de la vida del elemento, donde el intervalo se sitúa en valores superiores a 0.2 e inferiores a 0.1 que se endurecerá o se ablandará. Se puede observar que este método es principalmente teórico y la mayoría de los datos son experimentales con una baja aplicación sobre la industria. De todos los métodos experimentales destacan principalmente 2:

- Muestras complementarias: este método utiliza muestras sometidas a distintos niveles de tensión en bucles estables de manera que los bucles se superponen y se unen lo puto a fin de obtener una curva de histéresis completa.
- Pruebas de paso incremental: este método es el más aceptado y rápido, consiste en el estudio de un espécimen bajo bloques de carga de amplitud creciente y decreciente. Una vez aplicados varios bloques se alcanza la estabilidad, por lo que es posible dibujar la curva $\sigma - \epsilon$. Como comprobación se lleva dicha probeta a fallo de manera que se verifica la curva obtenida anteriormente. Se puede aplicar la "Hipótesis de Massing" que permite estimar la curva de tensión-deformación del bucle estabilizado duplicando los valores de la curva cíclica.

El tratamiento de la curva tensión-deformación en cargas cíclicas es análogo al tratamiento de la curva en el caso estático, considerando los incrementos de σ y ϵ y aplicando a la fórmula general la hipótesis de Massing.

La expresión de la curva strain-life fue definida por Basquin(1910) a partir del ajuste de los datos experimentales y mediante el uso σ_F y de la hipótesis de Massing:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_F (2N_f)^b \quad (2.13)$$

$$(2.14)$$

Por su parte, Coffin y Manson (1950's) obtuvo una expresión en función de $\epsilon_{plastica}$:

$$\frac{\Delta\epsilon_{plastica}}{2} = \epsilon'_F (2N_f)^c \quad (2.15)$$

$$(2.16)$$

Uniendo ambas ecuaciones y aprovechando la definición del módulo de Young es posible obtener la relación de vida-deformación. Es posible graficar ambas ecuaciones, expresando la deformación en un eje log, es posible obtener las curvas de deformación elástica, plástica y total y el punto de corte en el que las deformaciones plástica y elástica se igualan. Dicho punto es el de transición entre la fase elástica y la fase plástica, $2N_t$. Los materiales con alta dureza tienen un valor de transición menor.

Dado que este es un método principalmente utilizado a nivel de investigación, es necesario comentar las distintas aproximaciones y métodos utilizados para obtener las propiedades de fatiga que están involucradas en las ecuaciones anteriores. La aplicación de este método depende de 4 variables principalmente:

- b
- c
- σ'_F
- ϵ'_F

Hay que considerar varios aspectos a la hora de aproximar dichos valores:

1. No todos los materiales se ajustan a la curva $\epsilon - N$ de 4 parámetros (Aluminios y aleaciones de titanio)
2. El ajuste es válido para un cierto conjunto de puntos, cuando la cantidad de puntos varía es necesario recalcular las constantes
3. Extrapolar los valores de las constantes conduce a fallos importantes
4. El uso de ecuaciones experimentales es un arreglo matemático que no refleja completamente la naturaleza del comportamiento a fatiga del material.

Es habitual expresar las constantes anteriores en función de sus relaciones: $K' = \frac{\sigma'_F}{\epsilon'_F n}$ y $n' = \frac{b}{c}$, las cuales se pueden obtener a partir de curvas ajustadas. De igual manera, es posible aproximar las propiedades a fatiga a partir de las propiedades monotónicas, estas técnicas apenas se utilizan actualmente:

- Coeficiente de resistencia a fatiga (σ'_F): $\sigma'_F \approx \sigma_F$; $\sigma_F \approx S_{UTS} + 50ksi$ para materiales con durezas menores a 500 BHN
- Exponente de resistencia a fatiga (b): el valor de b varía de -0.05 a -0.12, esta aproximación corresponde a la aproximación de la pendiente de la curva S-N
- Coeficiente de ductilidad a fatiga (ϵ'_F): $\epsilon'_F \approx \epsilon_F$
- Exponente de ductilidad a fatiga (c): las aproximaciones se basan en los datos experimentales conocidos
 - Coffin: $-0.5 = c$
 - Manson: $-0.6 = c$
 - Morrow: $-0.5 - -0.7$

2.3 Método LEFM

El tamaño de la grieta en la transición de iniciación a propagación es habitualmente desconocida y dependerá del punto de vista del analista y de su equipamiento. A amplitudes bajas de ϵ , hasta el 90% de la longitud de iniciación, a altas tasas de deformación, la mayor parte del crecimiento corresponde a la parte de la propagación. Este enfoque requiere conocer o suponer el tamaño inicial de la grieta. Considerando imperfecciones o defectos de fabricación se puede conocer el tamaño inicial de la grieta. En el caso de los materiales o componente sin defectos, las estimaciones de la mecánica de la fractura pueden utilizarse para determinar la propagación de la misma; para estos casos se suele combinar los enfoques de $\epsilon - N$ para el la vida inicial y el de la mecánica de la fractura para la propagación a fin de obtener la vida total del componente.

2.3.1 Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)

Los principios de la teoría de la "Mecánica de la Fractura Elástica Lineal" se utilizan principalmente para relacionar la magnitud y la distribución de tensiones cerca de la punta de la grieta:

- σ remotas sobre el componente agrietado
- Tamaño y forma de la grieta
- Propiedades del material agrietado

Griffith (1920's), formuló que una grieta se propaga si la energía total disminuye con la propagación de la grieta. Si el cambio en la energía de deformación elástica por la extensión de la grieta es mayor que la necesaria para crear nuevas superficies de grieta, se propagará. La teoría de Griffith está hecha para materiales frágiles postula que la energía debida a la deformación plástica se debe añadir a la energía superficial asociada a la creación de nuevas grietas. Para materiales dúctiles la energía superficial es mucho menor que la energía debida a la deformación plástica. En dicha teoría se define G como la tasa de liberación de energía de deformación o "fuerza motriz de la grieta", que equivale a la energía total absorbida al agrietarse por unidad de aumento de longitud de la grieta y por unidad de espesor. A mediados de los años 50, Irwin demostró que la tensión local en entorno de la punta de grieta es:

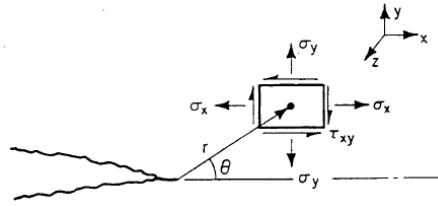


Figura 2.12 Tensiones en punta de grieta [2].

$$\sigma_{ij} = \frac{k}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) \quad (2.17)$$

Bajo dicho método se consideran 3 modos de carga principales, con distintas superficies de grieta de desplazamiento obtenidos de [2]:

- Modo I, grietas separadas

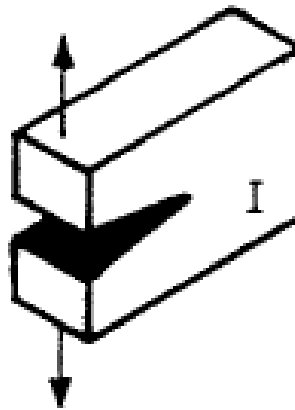


Figura 2.13 Modo I "Apertura a tracción".

- Modo II, grietas deslizándose

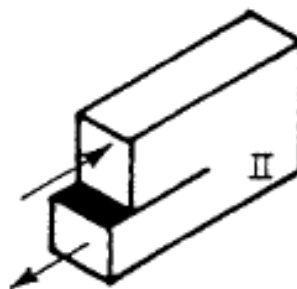


Figura 2.14 Modo II "Cizalladura en el plano".

- Modo III, las superficies se mueven paralelas al orde de ataque de la grieta y entre ellas

El modo más sencillo de estudiar es el modo I, la realidad es que todos los modos de fallo aparecen combinados y no ocurren de manera individual. Para el estudio de las grietas desde el punto de vista de la mecánica de la fractura lineal se define un factor de intensidad de tensión "k". Este factor permite definir la magnitud de la tensión local.

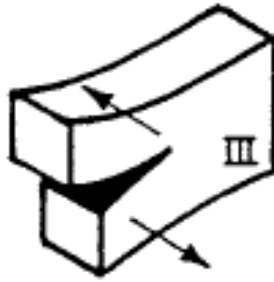


Figura 2.15 Modo III "Cizalladura en antiplano".

$$k = f(g)\sigma\sqrt{a\pi} \quad (2.18)$$

En dicha ecuación se consideran los factores de forma, carga, tamaño, etc. Hay formas de k para diferentes tipos de grieta o diferentes problemas, basándose principalmente en la definición de la tensión en dichos problemas. Es posible sumar los factores de intensidad de tensión de manera algebraica cuando se trata del mismo modo de carga, de manera que es posible simplificar distintos problemas expresándolos como una superposición de situaciones de carga distintas. Este método permite considerar también la interacción entre las fronteras de grieta y el factor para la ausencia de carga. Hay otras aproximaciones como puede ser aplicar un factor equivalente al producto de los factores geométricos o métodos basados en el uso de elementos finitos como el "Método de elementos finitos alternos" o el uso de funciones de peso. Es de especial interés el "Método de elementos finitos alternos", este método resuelve las grietas en cuerpos finitos mediante la iteración entre la solución analítica para la grieta interna del dominio infinito, aproximación, y la solución obtenida por medio de elementos finitos para el cuerpo finito no agrietado. Las tracciones residuales causadas por el cierre de las grietas en el modelo de elementos finitos y los residuales en los límites del campo lejano en la solución analítica se corrigen mediante la iteración. Esencialmente, el método es una superposición lineal. Los parámetros de la mecánica de la fractura se pueden encontrar con precisión porque los campos de la punta de la grieta trasera son capturados por la solución analítica. Se pueden utilizar mallados más gruesos, menos refinados, en el análisis FEM, por las grietas no se modelan explícitamente. En el análisis del crecimiento de la grieta, la rigidez del cuerpo no agrietado es la misma para todos los tamaños de grieta, lo que permite descomponer la matriz de rigidez global del modelo de elementos finitos de una única vez. En el análisis de elementos finitos más común para el estudio de grietas es necesario utilizar mallados muy finos alrededor de las puntas de las grietas y es necesario descomponer la matriz de rigidez continuamente con el crecimiento de la misma. Este método por tanto implica una gran simplificación en el coste computacional y humano del problema. [19].

Al suponer un límite elástico del material aparece n tensiones plásticas cerca de la punta, el tamaño de la zona depende del material elástico circundante y del estado de tensión. Para ello se pueden suponer dos condiciones de trabajo distintas:

- Condiciones de tensión plana
 - Cuerpo delgado: las tensiones en el eje z de la superficie apenas varían
 - Como no pueden existir tensión sobre superficies libres, las tensiones en el eje z deben ser 0 en toda la sección y aparece un estado de tensión biaxial.
- Condiciones de deformación plana
 - Cuerpo grueso: el material se comprime en la dirección z por el espesor de la sección transversal por lo que la deformación en esa dirección es igual a 0.
 - Debido al coeficiente de Poisson aparecen tensiones en el eje z .
 - Las condiciones de máxima restricción provocan que el tamaño de la zona plástica sea menor que en el caso de la tensión plana.

Como en los casos anteriores, es necesario diferenciar entre la zona plástica monótona y la zona cíclica, el tamaño de esta última es 4 veces menor que el de la zona monotónica comparable. A medida que la tracción disminuye la región plástica alrededor de la punta, queda a compresión por la zona elástica circundante. Los cambios de tensión en la punta por la carga invertida es el doble de la tensión de fluencia del material.

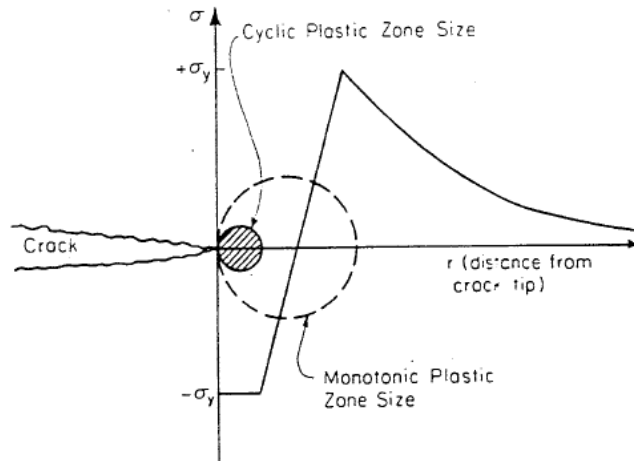


Figura 2.16 Zonas plásticas en punta de grieta [2].

La zona de deformación plástica cíclica es menor a la monotónica, más característico de un estado de deformación plana hasta para componentes de tipo placa plana. Permite aplicar conceptos de LEFM hasta en materiales con alta ductilidad, por lo que se pueden suponer zonas plásticas mucho menores en relación a la grieta y al cuerpo agrietado.

Cuando k alcanza un valor crítico, k_c , la fractura pasa a un estado inestable. Este valor se denomina "resistencia a la fractura del material". El valor de k_c varía con el espesor hasta condiciones límites (restricción máxima), y está directamente relacionado con la geometría y los factores metalúrgicos. Se pueden encontrar múltiples aproximaciones para el valor de k en los tres modos comentados anteriormente en el anexo "ASTM E-399" de la ASTM.

2.3.2 Crecimiento de la grieta de fatiga

La mayor parte de la vida a fatiga la absorbe el intervalo de propagación. Aplicando principios de mecánica de la fractura, es posible predecir N (ciclos) gastados en el crecimiento de grieta de longitud especificada o hasta el fallo final. En el caso de la industria aeronáutica existen dos corrientes de diseño principales:

- Fail-safe
- Safe-life

La aplicación de la teoría LEFM permite el diseño de los componentes para que una grieta no llegue a ser crítica entre los intervalos de inspección. EN la industria, el sistema se aplica conociendo las tasas de crecimiento y las inspecciones periódicas, lo que permite estimar la medida de las grietas y establecer los criterios de mantenimiento y aceptación. A la hora de establecer el estado de la grieta, es posible graficar dicho crecimiento en ejes logarítmicos relacionando el ratio de crecimiento respecto a los ciclos de carga y la variación del parámetro k . En todos los ejemplos de grieta se obtiene una gráfica similar a una sigmoide donde se pueden observar principalmente 3 zonas con distintos perfiles de crecimiento.

Se diferencian tres zonas, cada una relacionada con uno de los fenómenos de crecimiento de grieta. La primera es la asociada a la iniciación de la grieta, el threshold que proporciona el incremento de energía suficiente para que la grieta comience a crecer. La segunda zona tiene forma de curva con un ajuste casi lineal, el crecimiento de la grieta es lento y estimable y es la zona de trabajo de la mayoría de las estructuras. Por último, la zona III es el punto final de crecimiento en la que ocurren grandes incrementos de energía y que tiene una corta duración ya que se corresponde con el final de la vida de la grieta.

- Región I:

A bajas intensidades de tensión existe una componente asociada al umbral Δk_{th} en la que no hay crecimiento o es muy lento para medirla. Las variaciones en el ratio de crecimiento de la grieta son menores a $10^{-8} in/ciclo$, aproximadamente equivalente a la separación entre los átomos de los metales. El umbral depende principalmente del ratio de carga R , a medida que este aumenta, el valor umbral disminuye. El valor umbral también es proporcional a la frecuencia de carga y al entorno. La mayoría de los valores umbral son iguales para grietas largas y es posible establecer relaciones empíricas entre el valor umbral de las grietas largas y las cortas. Debido a la sensibilidad del valor de iniciación al entorno y a la historia de carga, lo mejor es realizar ensayos en el que se reproduzcan condiciones de servicio reales. Desde el punto de vista del diseño, lo más deseable sería diseñar

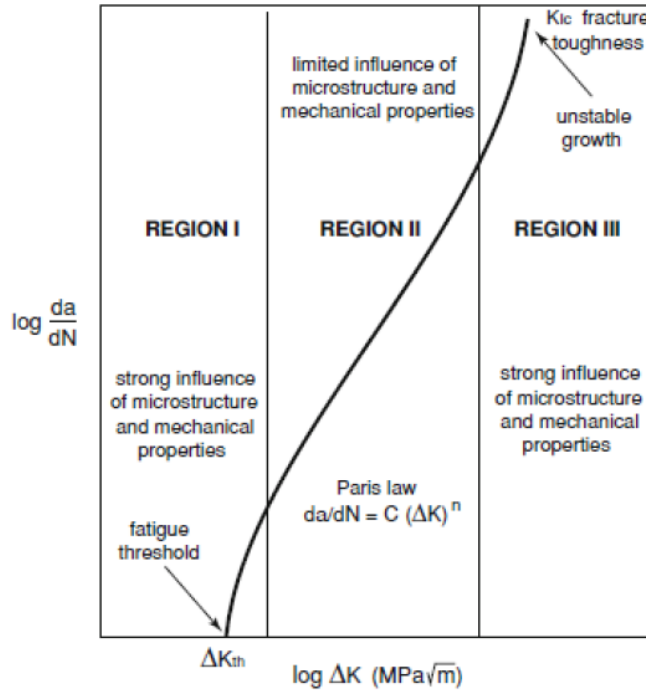


Figura 2.17 Regiones de crecimiento de grieta [2].

componentes o materiales en los que las grietas trabajaran con factores de intensidad menores al umbral para garantizar una baja probabilidad de fallo a fatiga. La realidad es que este tipo de diseño sería poco práctico ya que los componentes deberían trabajar a muy bajos niveles de tensión.

• Región II:

En esta región se describen la mayoría de aplicaciones del LEFM. Es una zona con una pendiente casi lineal cuyo ratio de crecimiento generalmente está entre los 10^{-6} a 10^{-3} in/ciclo. Esta zona se suele modelar a partir de la "Ecuación de París" (1960)

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta k)^m \tag{2.19}$$

Donde los valores de las constantes C y m son propiedades de los materiales y el valor de Δk es la diferencia entre los factores de acumulación de tensión máximo y mínimo para un aumento de longitud dado. Es posible invertir dicha expresión integrando la longitud de grieta. Se trata de una integral compleja ya que la propia definición de Δk incluye el valor de la longitud de grieta. El valor de $f(g)$ se puede obtener del inicio de grieta y se puede resolver la ecuación de manera analítica, incluso es posible encontrar casos, como el de grietas en bordes de placas infinitas, en el que $f(g)$ no varía con a. Cuando la geometría de grieta es muy compleja, $f(g)$ es necesario obtenerlo numéricamente. A la hora de tratar con esta etapa de la vida de grieta es necesario prestar especial atención a la longitud de grieta inicial y apenas se ve afectado por la longitud final para largos periodos de crecimiento. Es posible discretizar numéricamente la integración anterior y sumar los ciclos de vida aritméticamente a fin de obtener todo el periodo de crecimiento.

• Región III:

En esta región se observa un crecimiento rápido e inestable de la grieta. Se suele despreciar porque no afecta significativamente a la vida a fatiga. Hay un punto de transición entre la región II y la III, el cual depende de S_{ys} , k_c y R. Es posible modelar esta región a partir de ecuaciones aproximadas, entre las que destaca la "Ecuación de Forman" que permite modelar fielmente también el efecto de la tensión media:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C\Delta k^m}{(1-R)k_c - \Delta k} \tag{2.20}$$

Predice la desviación de la curva a medida que se alcanza la tenacidad a fractura. La región III interesa para vidas de propagación de 10^3 ciclos o menos. Con altas tensiones los efectos de plasticidad influyen en el crecimiento porque la zona plástica se hace muy grande en comparación a la grieta. Hay que aplicar métodos de aproximación elasto-plásticos como el uso de:

- J-integral
- Crack-tip opening displacement (COD)

Se pueden contabilizar distintos factores que influyen en el crecimiento de la grieta a fatiga:

- Efecto del ratio de tensión

La R aplicada puede influir mucho en la tasa de crecimiento, existe una relación directa con la proporción $\frac{k_{min}}{k_{max}}$. Habitualmente el incremento de k es constante, cuanto mayor es el valor de R, mayor será la tasa de crecimiento. Este comportamiento depende directamente del material. La ecuación de Forman se suele usar para predecir el efecto de R. La ecuación solo es válida en condiciones de $R > 0$, ya que se considera de que cuando $R < 0$ no hay ninguna diferencia en la tasa de crecimiento. Otra ecuación que permite contabilizar el efecto de R sobre la tasa de crecimiento es la "Ecuación de Walker":

$$\frac{da}{dN} = C[(1-R)^m k_{max}] \quad (2.21)$$

- Efectos ambientales

El ratio de crecimiento de la grieta se ve muy afectado. Los efectos son difíciles de cuantificar ya que existen multitud de variables: químicas, mecánicas, metalúrgicas, etc. El efecto del entorno depende en gran medida de la combinación material.entorno. Hay varios factores clave:

Frecuencia de carga: en entornos adversos es importante tener este factor en cuenta. En un entorno inerte apenas afecta a la tasa de crecimiento. A bajas frecuencias la tasa de crecimiento suele aumentar cuanto más tiempo esté el amterial expuesto al ataque ambiental.

Efectos de temperatura: la vida a fatiga se suele reducir cuando aumenta la temperatura.- Los efectos ambientales se magnifican a altas temperaturas ya que auymenta el óxido y su formación, favoreciendo el agrietamiento intergranular y acelerando el agrietamiento transgranular.

Forma de la carga cíclica: habitualmente la tasa de crecimiento es mayor si la parte a tracción del ciclo de carga se produce despacio. Cuando el tiempo de aumento de carga es pequeño el entorno apenas influye. Por ejemplo, una onda positiva en dientes de sierra aumenta el efecto ambiental y por tanto la tasa de crecimiento mientras que la misma onda negativa no propicia este crecimiento.

Efecto de R: algunos autores consideran que los efectos ambientales generan sensibilidad en el ratio de crecimiento respecto a R. A altos ratios aparece mayor corrosión.

Para resolver los problemas que supone explicar el efecto de R sobre la tasa de crecimiento y el efecto del entrono en el factor de iniciación se utiliza el modelo de cierre de grieta. Las teorías de cierre de grieta son importantes en la predicción de crecimiento de grieta por fatiga de amplitud variable. Elben, en los años 70, observó que las superficies de grieta se cierran (van tocándose) cuando la carga aplicada a distancia es todavía de tracción y no se abren de nuevo hasta que la carga tracción es lo suficientemente alta en el siguiente ciclo. Desarrolló la teoría del cierre de grietas como respuesta a este fenómeno. Elber propone que el cierre de la grieta es producto de la zona plástica en la punta:

- Aparece la zona plástica al superarse el valor de σ_{YS}
- A medida que crece la grieta, se crea un espacio deformado plásticamente mientras que las cercanías a la grieta permanecen elásticas

Elber propuso que: a medida que el componente se va descargando, el material "estirado" por la plasticidad hace que las superficies de al grieta contactes antes de que la carga sea nula.

También introdujo el concepto de tensión de apertura de grieta o σ_{op} , el valor de la tensión al que la grieta está abierta completamente. A partir de este concepto se define una k_{open} que permite obtener el valor de Λk_{eff} :

$$\Lambda k_{eff} = k_{max} - k_{open} \quad (2.22)$$

El cuál debe cumplir que $\Lambda k < \Lambda k_{eff}$ y que es el que se debe utilizar para las predicciones de la tasa de crecimiento de grietas. Elber propone que el factor efectivo explica el efecto de R sobre la tasa de crecimiento, con valores de R más altos existe un menor cierre de grieta y los factores efectivos se asemejan más al factor de intensidad mínimo. El resultado es que está sometido a un mayor rango de carga.

2.4 Técnicas de recuento y aplicación al mundo real

En los puntos anteriores se ha hablado de las cargas cíclicas suponiendo que estas siempre tienen una amplitud constante, pero la realidad es que las cargas son variables a lo algo de los ciclos. Para poder contabilizar dichas amplitudes de manera sencilla se proponen distintos métodos que consideran variables como la naturaleza del daño producido, el método de recuento de los ciclos y la relación existente entre el daño y el historial de carga. En primer lugar se deben considerar os daños producidos por la fatiga, tanto en la iniciación como en la propagación. Durante la propagación, el daño puede relacionarse directamente con la longitud de rieta, para ello existen métodos que relacionan el historial de carga con la extensión de la grieta.

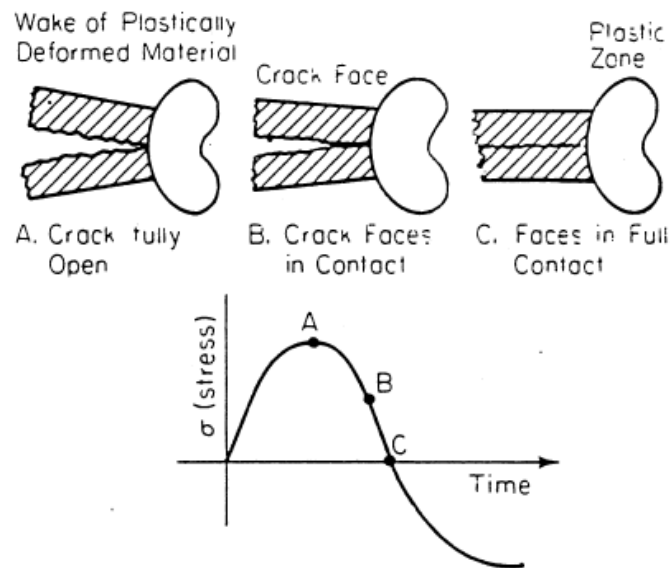


Figura 2.18 Fenómeno de cierre de grieta.

En este punto al clave está en la relación que existe entre el daño y un fenómeno observable y medible como una grieta o una entalla. Este aspecto se cubre en la industria aeroespacial aplicando revisiones periódicas e inspecciones a los elementos críticos de manera regular. La iniciación es la fase más compleja dentro del crecimiento de la grieta, en esta fase los mecanismos de daño ocurren a nivel microscópico, aunque los daños de iniciación se pueden obtener con bandas o galgas extensiométricas y relacionarse con dislocaciones y microfisuras. Por eso la mayoría de métodos de suma son empíricos, relacionan el daño y la vida útil de una grieta real con los datos obtenidos en el laboratorio. Se puede relacionar con otros componentes usando el concepto de "volumen de material bajo misma σ ". La separación de la probeta equivale a una pequeña grieta del componente.

La mayoría de los métodos de computo de la carga aplicada para el inicio de la grieta se basa en el enfoque compinado de $\sigma - N$ con el $\varepsilon - N$.

- Regla de daño lineal

Este sistema fue propuesto por Palmer en 1924 y mejorado por Miner en 1945. Se denomina como "Regla de Miner" y relaciona el número de ciclos a un cierto nivel de carga con la vida de un elemento. Se define un término denominado "fracción de daño", D , que representa la fracción de vida usada por un evento o conjunto de eventos. Se supone que el fallo ocurre cuando el valor de D es igual o superior a 1. Se ha tratado de justificar la regla de Miner con distintos ensayos, la mayoría de veces se utiliza un historial de 2 pasos, una prueba inicial durante un determinado número de ciclos y después un segundo nivel hasta el fallo. Hay una tendencia generalizada para las pruebas de alta-baja, en ellas los valores son menores a 1. La regla de Miner no es conservadora con pruebas de alta-baja y además estos ensayos a 2 cargas no encajan con la mayoría de historiales de carga. La realidad son historiales más aleatorios, las cuales si que cuadran mejor con la regla de Miner. Existe una alternativa a la regla de Miner en el se supone $D > x$, donde x es un valor que se selecciona basándose en el margen de seguridad deseado. Esta regla, al ser lineal, no considera los efectos secuenciales y es independiente de la amplitud, prediciendo que D es independiente del nivel de tensión. La realidad indica que a altas amplitudes las grietas comienzan a los pocos ciclos pero a bajas amplitudes casi toda la vida se usa para inicial la grieta.

- Regla de daño no lineal[18]

Hay varias teorías no lineales, Mancllin, Coffin, Gatts, Henry, Manson-double lineal. La aplicación de éstas plantea problemas prácticos; se requieren las constantes del material y la forma que se obtiene de pruebas escalonadas. Son necesarias muchas pruebas y datos previos que permitan ajustar las curvas obtenidas. Algunas de estas reglas consideran los efectos de la secuencia de carga, el número de cálculos y el conteo de ciclos por lo que se presentan distintos problemas en ciclos complejos. Por último, es cierto que proporcionan mejores resultados que las predicciones de Miner para 2 pasos pero no es posible garantizar que sean mejores para las historias reales. Una de las aproximaciones más sencillas es la de Richard y Newmark, desarrollada posteriormente por Marco y Starkey. Este método predice la siguiente relación:

$$D = \frac{n^p}{N} \quad (2.23)$$

Donde p toma distintos valores en función del nivel de tensión. Tomando como ejemplo Figura 2.19, se observa como el orden de los bloques afecta a la curva de daño/ciclos. En el caso de invertir el orden de los mismos, existiría un aumento del daño provocado sobre el elemento. Este método por tanto considera los efectos de la secuencia de carga y la amplitud de la misma. También considera los efectos de la temperatura y la fluencia.

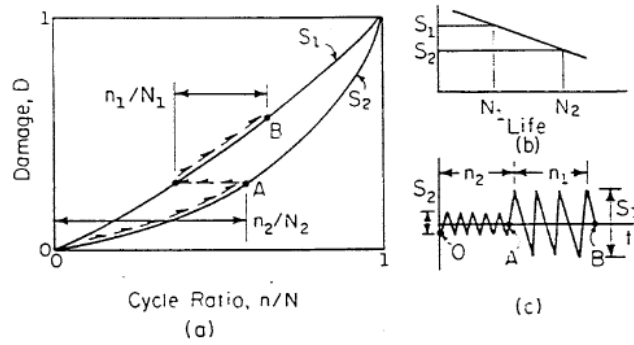


Figura 2.19 Curvas del método de Richard-Newmark [18].

El inconveniente de este método está en que se necesita una curva de tensión para cada material, al igual que es necesario definir la unidad de medida de daño más representativa, longitud de grieta, densidad de la grieta, tasa de fluencia, bajada de tensión, etc.

El otro inconveniente que se presenta en el estudio de cargas cíclicas es el conteo de los ciclos. Es necesario simplificar el historial de carga a conjuntos de cargas, eventos, de amplitud constante. Se suelen aplicar a historiales de deformación, aunque también es aplicable a tensiones, cargas, par o momentos. Existen distintos tipos de recuentos según se realicen en ciclos tempranos o no. Para el caso de recuentos en ciclos tempranos tenemos métodos como el recuento de cruces de niveles, el de picos o el de rangos simples.

El primer método consiste en dividir el gráfico $\varepsilon - N$ en incrementos a partir de valores de referencia. Estos picos se agrupan en ciclos completos, empezando por los de máxima tensión. El método de recuento de picos se basa en reconocer los máximos y mínimos de deformación y se divide ese eje en incrementos. Se marcan los picos sobre la referencia t se agrupan creando ciclos, buscando el historial de deformación más dañino, es decir, combinando los mayores picos con los mayores valles. Para el recuento de intervalos simples se considera el rango de deformaciones entre inserciones y se incluyen entre medias los rangos positivos, valle seguidos de picos, y los rangos negativos, picos seguidos de valles, tomándose cada rango como medio ciclo. Todos estos métodos no consideran realmente el efecto del orden de carga, el cual, dada la relación no lineal (plástica) de carga y deformación a partir de un cierto valor, tienen un efecto realmente significativo. Este efecto se puede ver perfectamente en la tensión media, si el ciclo inicial es un ciclo de sobrecarga de compresión, la tensión media generada será de tracción, o viceversa tracción que produce una tensión media de compresión, lo cual modificará el desarrollo de la vida del elemento.

La técnica más utilizada en el recuento de ciclos de carga es el método "Rainflow", nombrado inicialmente por Matsuishi y Endo, trata de identificar los bucles de histéresis cerrados en la respuesta tensión-deformación de un material bajo cargas cíclicas. Existen múltiples técnicas para este tipo de recuento: método original, de bucles, racetrack, de pares de rangos, de Hayes, etc. Es curioso que, en los casos en que el historial empieza y termina en el valor de deformación máxima, todas las técnicas son idénticas pero si se utiliza un valor medio de partida, los resultados serán muy similares aunque no idénticos. Centrándonos principalmente en el método original, éste consiste en graficar la evolución de la deformación contra el tiempo verticalmente y tratar la gráfica como un conjunto de tejados sobre los cuales existe un flujo de agua. Este método considera que el "flujo" comienza en un máximo local (pico) y que cae frente a un máximo mayor, o por contra en un mínimo local. El flujo se considera también cerrado cuando se cruza con el flujo anterior. Los máximos locales equivalen a las puntas de los bucles de histéresis $\sigma - \varepsilon$ y una vez que todos los ciclos son representados, se puede calcular su rango de deformación y tensión y su tensión media. EN contraposición a estos métodos de conteo en los que se trabaja directamente con las gráficas de trabajo de los elementos, existen otros tipos de métodos propuestos por distintas asociaciones y entidades relacionadas con la ingeniería y el diseño de materiales como la ASTM, que propone un método basado en algoritmos de análisis para datos de historias de carga complejas.

El problema restante en los casos de carga cíclica de amplitud variable es el efecto de la interacción entre las cargas. Estos efectos se reconocen desde los años 60, se observa que, ante una sobrecarga (solo una) se retardaba el aumento de grieta. Este fenómeno se denomina "retardo de fisuración" y ante una sobrecarga lo suficientemente alta se puede llegar a detener. Este retardo se mantiene un tiempo, estos ciclos corresponden al tamaño de la zona plástica de la sobrecarga por lo que se relaciona que un aumento en el tamaño de la zona plástica implica más retardamiento, como probetas delgadas o materiales con bajo E. Se considera que la vuelta al crecimiento normal ocurre cuando la grieta crece fuera de la zona plástica. Este retardo

no es inmediato, el mínimo se alcanza cuando la zona crece de $\frac{1}{8}$ a $\frac{1}{4}$ de la distancia en la zona plástica. Una sobrecarga negativa acelera el crecimiento de grieta, igual que si se aplica esta tras una positiva. En ciclos alto-bajo este retardamiento crece hasta un límite de saturación por la sobrecarga. Hay que manejar el espaciado entre los ciclos de sobrecarga para poder controlar sus efectos, por ejemplo, si hay mucha distancia entre ellos, se pierde el efecto. Los ciclos bajo-alto pueden acelerar el crecimiento, aunque cabe denotar que dicha aceleración se estabiliza antes comparada con el retardo.

A la hora de tener en cuenta esta interacción se deben considerar 3 fenómenos particulares:

- Embotamiento en punta de grieta: se supone que el retardamiento ocurre tras una sobrecarga. Este modelo considera que a medida que se embota la grieta, la concentración de tensión sobre la grieta se reduce y el ratio de crecimiento disminuye. Pero no es constante con el retardo, se espera que éste sea máximo después de la sobrecarga, ya que el embotamiento en ese punto sería máximo; pero en realidad ocurre cuando la grieta se ha propagado un poco (retardo retardado)
- Tensiones residuales menores a cero en punta de grieta: se supone que tras una sobrecarga aparece una tensión residual menor a cero al apretar la zona elástica a la zona plástica al retirar la sobrecarga. Esta tensión residual menor a cero reduce la tensión en punta y el ratio de crecimiento, aunque no considera el retraso en el retardo, pero predice el máximo retardo justo después de la sobrecarga
- Efectos de cierre de grieta: supone que el retardo y aceleración vienen por ese cierre de grieta. Estos efectos afectan a la tensión de apertura y a Δk_{eff} . Las ϵ_{res} acercan o alejan las caras no permitiendo que desaparezca la carga de tracción. Los distintos modelos predicen bien la interacción entre las cargas. Inicialmente, las tensiones residuales menores a cero no afectan a la tensión de apertura pero al crecer actúan sobre la superficie, se produce un retraso. A medida que crece en la zona plástica, el crecimiento de grieta se decelera y por tanto va estabilizándose.

2.5 Aplicación práctica de distintos métodos a entallas

Existen distintos métodos de aproximación que permiten aplicar las teorías anteriores a casos reales como las entallas.

2.5.1 Aproximación S-N

Siempre existen discontinuidades y microestructuras que dan lugar a tensiones locales máximas mayores a la tensión nominal en el elemento, S. Es necesario relacionar estas tensiones e incluir el efecto de la entalla en el factor de fatiga:

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{S} \qquad k_f = \frac{S_{FL}(sinentalla)}{S_{FL}(entalla)} \qquad (2.24)$$

Habitualmente, $k_t < k_f$ y comparten las fuentes, ambos son proporcionales a la geometría y al modo de carga, siendo el último dependiente también del tipo de material. Adicionalmente es posible definir un factor de sensibilidad de entalla:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \qquad (2.25)$$

A partir de los datos experimentales, se proponen relaciones analíticas de q, las mejores son las de Peterson y Neuber:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} \qquad (2.26)$$

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}} \qquad (2.27)$$

Donde a y ρ dependen enteramente del material y r del radio de la raíz en la entalla. La constante a depende de la resistencia y la ductilidad del material y los valores están tabulados a partir de ensayos a fatiga de N altos con y sin entallas.

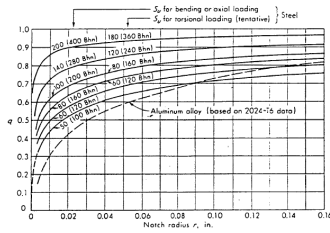


Figura 2.20 Sensibilidad en entallas [18].

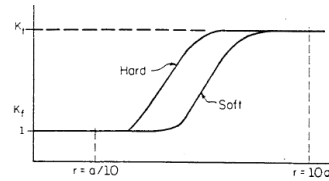


Figura 2.21 Factor en raíz de entalla [18].

Se ve que para entallas agudas, los caros duros son más sensibles a la presencia de una entalla, de igual manera, cuando el radio está en el intervalo entre $r < \frac{a}{10}$ y $r > 10a$ el efecto sobre k_f es muy fuerte.

Neuber y Peterson son ajustes empíricos, hay poca diferencia entre los enfoques pues ambos consideran el material, la geometría y el tamaño de la entalla. En el caso de Peterson, la constante a considera la ductilidad y resistencia del material mientras que ρ considera el material a través del tamaño de grano. A partir de r se incluye el efecto del tamaño en el análisis, básicamente dos piezas con geometría similar pero distinto tamaño tendrán un comportamiento totalmente distinto.

Es necesario comprender porque k_f es proporcional al tamaño y al material, la relación con la σ_{UTS} se explica por el embotamiento den los materiales blandos. Dada la cesión en la raíz, las σ_{max} de k_t no se alcanza. El efecto del tamaño de r se relaciona con que a medida que aumenta, el porcentaje de imperfecciones tambien y el volumen sometido a esfuerzos tambien.

Otra tendencia es que parece existir un valor límite de k_f que depende del amterial y que puede tener dos explicaciones, el embotellamiento en la raíz que no permite aumentar la tensión y los efectos de iniciación y propagación, por ejemplo, en las entallas afiladas la vida de iniciación es pequeña y la vida total depende casi enteramente de la propagación. El límite de k_f puede usarse para tener en cuenta la pérdida de vida de iniciación en entallas agudas.

Los términos de k_f y q suelen desarrollarse para corregir el valor de S_{FL} de la entalla, aunque las curvas de S-N corregidas por k_f suele dar datos conservadores. Habitualmente, si el valor de k_f disminuye, la tensión aumenta, este comportamiento depende del amterial y se puede relacionar con el embotellamiento por lo que se deben corregir mayormente los casos de N bajos. Para esta "discretización" de los valroes de k_f existe un enfoque llamado "Juvinnall modificado" en el que además se aprovecha el valor de k_f a los 1000 ciclos, k'_f .

El método de vida útil se debe aplicar a casos HCF donde las deformaciones en la entalla son principalmente elásticas y la carga es sobre todo de amplitud constante. Hay limitaciones para algunos casos; no tiene en cuenta las condiciones inelásticas en la entalla y no considera correctamente las tensiones medias en la entalla o las tensiones residuales. Este método es útil para esos casos de vidas largas donde además las propiedades como acabado superficial, tamaño o tratamientos superficiales afectan mucho.

2.5.2 Aproximación ϵ -N

El método ϵ -N tiene en cuenta la plasticidad en la raíz y permite que, conociendo el historial de carga, ϵ , vida útil, etc. se puede predecir N_f . Además, la ventaja principal es que considera tanto la tensión media como la tensión residual en la zona de entalla.

El método ϵ -N requiere conocer la tensión y la deformación en la raíz, la cual se puede aproximar a partir de los siguiente métodos:

- Mediciones de bandas extensiométricas
- FEM
- Métodos que relacionan la tensión local y la deformación local con los valores nominales

El último es el más barato y rápido a la hora de aplicarse. k_t se suele usar para relacionar los valores de S y ϵ (valores nominales) con los valores de σ y ϵ . PArá un S creciente, k_t es constante hasta la fluencia. En ese momento la σ_{local} y la ϵ_{local} ta no se relacionan linealmente por lo que k_t no se puede utilizar como un parámetro de correlación.

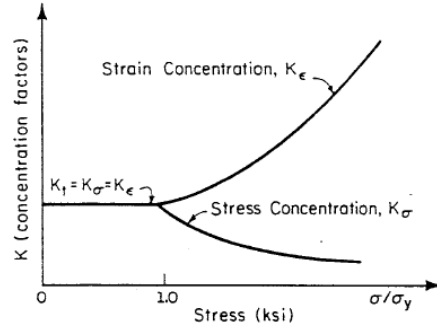


Figura 2.22 Divergencia entre k_σ y k_ϵ [18].

Después de la fluencia, k_σ baja respecto a k_t y k_ϵ aumenta. En otras palabras, después de σ_{YS} , σ es menor a la prevista por k_t mientras que ϵ es mucho mayor. La respuesta local de tensión-deformación en la raíz varía con S , esto se debe a la σ_{res} resultado de la cesión en la raíz. A partir de los observado en Figura 2.22, dedujo que la expresión de K_t era la de la media geométrica entre los factores de concentración de tensión y deformación:

$$k_t = \sqrt{k_\sigma k_\epsilon} \tag{2.28}$$

Dado que el diseño se suele hacer para que S y e se mantenga en el rango elástico, se suele usar esta ley ya que funciona correctamente en casos en los que existe poca plasticidad. Pero existen casos en los que la deformación plástica es muy alta por lo que es necesario aplicar una corrección; para este caso Seeger y Heuler propusieron un factor de corrección para los casos en los que la deformación y la plasticidad son muy altas y los valores nominales son muy superiores a S_{YS} y e_p .

$$k_p^2 S^* e^* = \sigma \epsilon \tag{2.29}$$

$$k_p = \frac{\text{Saliniciodelaplasticidad}}{\text{Salcederlaprimeraentalla}} \qquad S^* = \frac{k_t}{k_p} S \tag{2.30}$$

En estos niveles de carga se debe considerar los criterios de fallo por plasticidad y bucklin junto a los de fatiga. En cualquier versión, k_t y S deben definirse coherentemente, usando las áreas neta o bruta. Para ello Dowling comparó las distintas expresiones para ciclos mayores y menores a 10^3 , en el primer caso las predicciones se aproximaban a la vida real mientras que en el segundo la aplicación de Seeger ajustaba fielmente los resultados. Dowling atribuye el error de la aproximación elástica y de plasticidad limitada en los casos de LCF a los errores en la toma de datos de la deformación. Pero descubrió que "las vidas a fatiga estimadas no son muy sensibles a las deformaciones estimadas, los errores significativos se cometen en la estimación de la longitud de grieta". En las entallas pequeñas, como su efecto en menor a k_t , Topper propone utilizar el valor de k_f .

2.5.3 Aproximación LEFM [4]

Con este método se considera el campo de tensión-deformación en la entalla. Junto a la entalla, ese campo domina la solución de k (nivel de tensión), aparece un gradiente de σ que decrece con la distancia a la grieta. La longitud de grieta correspondiente a esta distancia se denomina longitud de transición l_t . Una vez que la longitud de grieta es superior a l_t , se supone que l (longitud de grieta) es la suma del ancho de grieta D y la longitud real de la grieta l , que nace de la entalla.

Dowling obtuvo una expresión para la longitud característica analizando una grieta circular en placa infinita. La solución es una combinación entre 2 casos límites:

- Grieta corta

$$k_{corta} = 1,12k_t S \sqrt{\pi l} \tag{2.31}$$

- Grieta larga

$$k_{larga} = S \sqrt{\pi a} \tag{2.32}$$

Al ser una grieta pequeña, se considera que crece desde un borde; cuando crece, crece fuera del campo $\sigma - \varepsilon$ y se comporta como una grieta de $a = l + D$. Generalmente cualquier pequeña grieta se comporta como grietas desde el borde, k_{corta} para cuando crecen $k_{larga} * f(g)$, donde se añade el efecto de la geometría. Dowling dedujo entonces el momento de transición cuando los valores de k_{larga} y k_{corta} se igualan.

Dowling expresa la longitud de transición como un porcentaje del radio de entalla ρ . A partir de esta relación, Smith y Miller desarrollaron na expresión con el fin de ajustarse numéricamente a los datos experimentales:

$$l_t = 0,13 \sqrt{D\rho} \tag{2.33}$$

Cuando la longitud de grieta supera el valor de transición, la grieta está fuera del rango de tensión de entalla por lo que es necesario aplicar métodos de mecánica de la fractura.

La intensidad de σ, k , para una grieta en el campo $\sigma - \varepsilon$, donde la longitud es menor a la de transición, se debe obtener para los modelos de Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM). Existen multitud de soluciones teóricas como las propuestas en [20]. Este autor desarrolla mediante la aplicación de distintos métodos de colocación distintas expresiones que permiten ajustar los datos empíricos conocidos para distintos tipos de grieta:

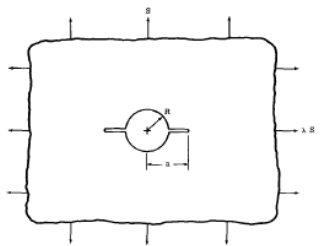


Figura 2.23 $k = 8\sqrt{\pi a}F$ [4].

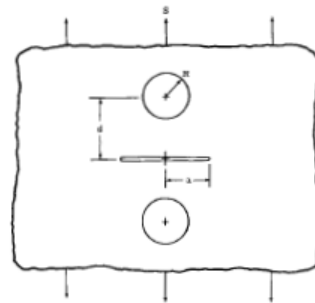


Figura 2.24 $k = S\sqrt{\pi a}F$ [4].

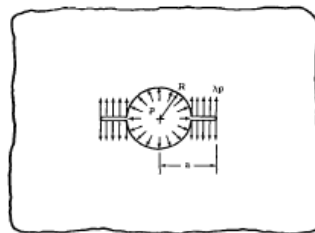


Figura 2.25 $k = p\sqrt{\pi a}F_1 \lambda = 1 k = \frac{2pR}{\sqrt{\pi a}}F_0 \lambda = 0$ [4].

Habitualmente es cierto que no existe una solución para el problema concreto si no que es necesario aplicar métodos numéricos de distinto tipo y es necesario aproximar k . Además de la soluciones anteriores, existen ajustes generalistas como el propuesto por Smith y Miller:

$$\Lambda k = \Lambda S \sqrt{\pi l} \sqrt{1 + 7,69 \sqrt{\frac{D}{L}}} \tag{2.34}$$

Cuando la longitud es mayor a la de transición, las técnicas LEFM estándar se pueden aplicar considerando que $a=D+L$, para el caso anterior se consideraría la longitud mayor a (2.33). Para estimar la longitud final de la grieta se toma el tamaño de grieta al que plastifica el área neta de la misma. Pero hay que recordar que la longitud final no es un factor clave en la estimación de la vida final, al contrario que la longitud inicial.

Una solución alternativa para estudios más sencillos y aproximaciones al inicio del diseño en la cercanía de la entalla consiste en multiplicar la tensión global por el factor teórico de concentración de tensión para grieta corta (2.31). Dowlin demostró que, al estar la LEFM basada en la hipótesis de plasticidad a baja escala, es decir que la zona plástica es mucho menor a la longitud de grieta, en el que se basa la ecuación (2.31), no es útil para una gran cantidad de entallas en las que esto no se cumple. Además no suele servir para resolver el "problema de grieta corta".

Para este problema se consideran los casos en los que aparece una zona plástica en la raíz de la entalla por las concentraciones de σ asociadas a la misma. Esa zona, rodeada por una región de $\sigma - \epsilon$ elásticas y a su vez esta está rodeada por el campo $\sigma - \epsilon$ de la masa total del elemento. En la zona plástica de la entalla se violan las hipótesis de la LEFM.

Ocurre una desviación de la linealidad $\lg \frac{da}{dN}$ vs $\lg \Delta k$ del crecimiento de las grietas. Incluso cuando la ϵ alrededor era elástica, el gráfico no es lineal. Existen 3 crecimientos de grieta anómalos en las entallas:

- Crecimiento de grieta corta en campo elástico
- Crecimiento de grieta corta en campo elástico y plástico
- Crecimiento en grieta corta en campo elástico

En el caso elástico, se supone que una razón principal de la desviación lineal es por el "problema de grieta corta". Consiste en que las grietas cortas crecen más rápido para la misma Δk . Una de las causas es la diferencia en la $\epsilon_{plastica}$ residual en la estela de grieta.

Se produce una mayor $\frac{da}{dN}$ ya que hay menos $\epsilon_{plastica}$, dando un menor cierre y mayor Δk_{eff} . Para los casos plástico y combinado, hay una reducción inicial de $\frac{da}{dN}$. Se considera que es por la rápida reducción de la $\epsilon_{plastica}$, que controla el crecimiento, ocurriendo una caída en $\lg \frac{da}{dN}$ vs $\lg \Delta k$. Se intenta modificar las ecuaciones de LEFM para considerar la plasticidad, se puede sustituir entonces ΔS por ΔeE por lo que se pueden considerar los problemas de plasticidad en la entalla, los efectos de grieta corta y la incertidumbre en la estimación de l_o .

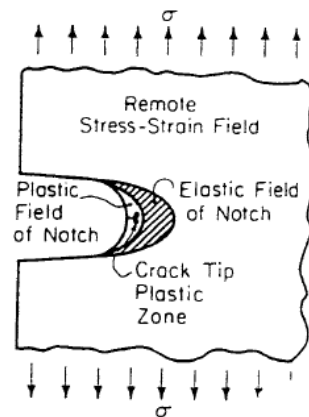


Figura 2.26 Zona plástica en la entalla [4].

2.5.4 Métodos combinados [4] [5]

Dowling propuso un método de estimación de N_f para un componente entallado, El método combina usar la ϵ_{local} para la vida de iniciación y LEFM para la vida de propagación. Propone que, en una distancia de entalla, l_t , el campo de σ_{local} domina la k . Si la grieta tiene $l < l_t$, la iniciación o crecimiento temprano se puede estimar con el enfoque $\epsilon - N$. Así, se evitan los problemas de LEFM en grietas cortas. Cuando $l > l_t$, se puede aplicar LEFM estándar con $l_o = l_t$. De esta manera se tiene:

$$Vida\ total = vida\ inicial(N_i) + vida\ propagacin(N_p) \tag{2.35}$$

Para la aproximación $\epsilon - N$ se aplica una modificación del modelo Neuber (2.28):

$$\frac{(k_t S)^2}{E} = \sigma \epsilon \tag{2.36}$$

En el enfoque LEFM, para carga invertida, se supuso que no había daño en la parte de compresión. Se dedujo que la propagación, l_f , acaba cuando el ligamento no agrietado llega a una $\sigma_{neta} = \sigma_{YS}$. Este método requiere

datos de $\varepsilon - N$ para conocer la vida en N y obtener una longitud l_f . Estos datos no suelen estar disponibles para todos los tamaños, Dowling observó que los datos de una muestra lisa habrían predicho resultado aceptables pero conservadores para una entalla roma. Con entallas afiladas, Dowling afirma: "Se espera que la propagación domine en todas las vidas, por lo que los datos son superfluos". Si una entalla es como una grieta, se comportará directamente como una grieta, por lo que al vida de iniciación será insignificante. Hay un enfoque combinado que cabe destacar, fue propuesto por Socie y proporciona resultados similares a los de Dowling:

- Enfoca la vida de iniciación siguiendo el método de ε_{local} , supone la entalla totalmente efectiva $k_f = k_t$
- Usa una estimación de la propagación de la LEFM $N_f = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C\Delta k^m}$ suponiendo el tamaño inicial igual al ancho de entalla.

Estas estimaciones se combinan para una estimación de la vida a fatiga total. Este método da resultados semejantes a los de Dowling. Una ventaja es que es sencillo y fácil de aplicar. Además, no es necesario determinar la distancia sobre la que el campo de σ de la entalla domina la solución de k y l_f . Las predicciones aquí suelen ser conservadoras.

En los 2 enfoques combinados, el uso de $\varepsilon - N$ ayuda a evitar el problema de los gradientes de deformación, los efectos de plasticidad y los de grietas cortas para $\frac{da}{dN}$ bajas. Los métodos de LEFM permiten incluir la vida de propagación a la de la vida total.

Modelos de predicción

A partir de los fenómenos comentados en 2.4 se proponen 3 modelos de predicción que congenian con estos y toman conceptos de la teoría LEFM.

- Modelos de plasticidad en punta: asume que los efectos de interacción de carga (retardo de carga) ocurre por el alto crecimiento de la zona plástica por la sobrecarga. El efecto continua mientras la zona plástica crezca por las sucesivas cargas. El ratio de crecimiento es proporcional a la interacción de las zonas plásticas. Wheeler en 1972 predijo que el retardo en el crecimiento se puede escribir modificando el crecimiento por medio de una constante que considera este efecto.

$$(Cp)_i = \left(\frac{r_{yi}}{a_p - a_i} \right)^p \quad (2.37)$$

Donde p es un parámetro empírico de forma, r hace referencia al tamaño de la zona plástica en el ciclo de carga i y los parámetros a_p y a_i son los tamaños de la zona de grieta en sobrecarga y la zona plástica en sobrecarga y del tamaño de grieta en el ciclo de carga. Este modelo predice que el descenso de retardo es proporcional a la penetración de grieta en la zona de sobrecarga, alcanzando su máximo retardo tras la sobrecarga. Por otro lado Willenborg predice que el retardo se debe a la $\sigma_{res} < 0$ en la punta por la zona elástica circundante. Se utiliza entonces el parámetro σ_{eff} , lo que permite calcular k en la punta. Ambos enfoques tienen las mismas desventajas, por un lado el parámetro p es empírico y por el otro predice el máximo justo después de la sobrecarga sin considerar el efecto del pico negativo posterior.

- Modelos estadísticos: relacionan el crecimiento de la grieta con un Δk efectivo obtenido aplicando método estadísticos, que relacionan la concentración de carga con la curva de probabilidad de densidad de probabilidad. Barson desarrolló un modelo basado en la Root Mean Square (RMS):

$$\Delta k_{rms} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\Delta k_i)^2}{n}} \quad (2.38)$$

Los modelos estadísticos son aplicables principalmente para espectros cortos, efectos de carga minimizados, que no consideran efectos de secuencia (aceleración y desaceleración). Es muy conservativo para ratios de carga mayores a cero.

- Modelos de cierre de grieta: relacionan el crecimiento con los efectos de cierre comentados antes. Esta teoría considera el retraso del retardo y la $\Delta\sigma_{op}$. La dificultad está en obtener el valor de σ_{op} para amplitudes variables ya que es necesario aplicar métodos iterativos y herramientas informáticas.

2.6 Comparativa entre métodos

Todas las técnicas valen para diseño y dimensionamiento inicial como para análisis de componente. La diferencia está en donde y como se utilizan para resolver el problema. Todos los métodos en el diseño buscan lo mismo, relacionar comportamiento de especímenes con el de estructuras.

En la fase inicial, es necesario aplicar un dimensionamiento inicial para introducir datos en un ciclo de diseño global que incluye los ensayos del material. En esta fase, la búsqueda de una mayor precisión implica un aumento del coste. Actualmente, ningún método es lo suficientemente preciso como para eliminar la fase de test. La precisión depende de lo bien definidos que estén los inputs, como las cargas de servicio y de entorno. Esas pruebas de componentes más la simulación en servicio pueden eliminarse a partir de un sobredimensionamiento. El método S-N es el más rápido y barato, pero las otras ventajas influyen más. Utilizar ordenadores y el desarrollo ha disminuido mucho el coste por ejemplo en la obtención de las constantes de los materiales.

Se suele escoger el método según la necesidad y el grado de confianza que se tiene en el mismo. El método S-N tiene más de 100 años de vida, el ϵ -N más de 30 y el enfoque LEFM 20, por lo que el mayor nivel de confianza y experiencia es el de S-N.

A continuación se enumeran las fortalezas y debilidades particulares de cada método:

2.6.1 Análisis σ -N

Este análisis cuenta con las siguientes fortalezas:

- El análisis y estimación de las constantes es muy sencillo, lo que permite cálculos rápidos para estimaciones tempranas de la vida útil
- Es un análisis que funciona muy bien con vidas largas y amplitudes constantes
- Sobre este análisis existe una gran base de datos para distintos tratamientos superficiales, cargas, etc.

Sobre las debilidades del mismo:

- Es un método totalmente empírico y que no considera la mecánica de la fractura. La mayoría de datos provienen de ensayos de aceros y del estudio de sus vidas medias. Hay que tener cuidado al extrapolarlo a rangos distintos
- Este análisis ignora la respuesta real y se toma la respuesta elástica pura, por lo que aparecen 2 implicaciones:
 - La $\epsilon_{plástica}$ es crítica en vidas cortas, en este caso se ignora y por eso es mejor para vidas largas
 - Al ignorar la interacción real $\epsilon - \sigma$ en la raíz, no existe una manera correcta de modelar la σ_{res} media como efecto de la carga variable. Por esto este método lleva asociada una alta dificultad a la hora de modelar amplitudes no constantes
- El análisis $S - N$ no diferencia entre la iniciación y la propagación por lo que da un conocimiento limitado del daño

Este método tiene tres aplicaciones principales, por un lado es un método recomendado para realizar una estimación grosera de cualquier situación en las fases de diseño preliminar, es un método estable y robusto para vidas largas donde la tensión media es constante como engranajes, ruedas, etc. Por último, es método muy potente si se combina con los otros o con métodos basados en elementos finitos.

2.6.2 Análisis ϵ -N

En este análisis se observan las siguientes cualidades:

- Considera la respuesta $\epsilon - \sigma$ real
- La deformación plástica, la que inicia la grieta, se considera en el análisis por lo que es válido para situaciones de alta deformación y casos LCF
- Modela la $\sigma_{media_{res}}$ de la secuencia de carga, ofrece mejores resultados en casos de cargas variables.
- Se adapta mejor a casos con geometrías complejas
- Es aplicable para casos de altas T° de fluencia combinadas con fatiga
- Incorpora al estudio los efectos transitorios en el comportamiento de la grieta

En cuanto a los defectos del análisis se tiene que:

- Este análisis requiere un estudio más exhaustivo y el uso de técnicas a mayores para obtener la ϵ en la raíz, Neuber(2.28), FEM, sensores, etc.
- Los métodos ϵ -N son básicamente válidos para casos que no llegan a alcanzar la fase de propagación, es necesario combinarlo con métodos basados en LEFM para poder estudiar las fase de propagación
- Es difícil valorar aspectos empíricos, de σ_{media} , r_y y k_f .
- Las constantes dependen enteramente de los ensayos experimentales

Este tipo de análisis se utiliza para aplicaciones donde la $\epsilon_{plastica}$ es importante y los niveles de σ son altos en la raíz, por ejemplo para casos de materiales con bajo punto de fluencia, aceros de baja resistencia o aceros inoxidable. También se aplica en condiciones de muy altas temperaturas como componentes de motor que sufren fenómenos de interacción fatiga-fluencia importantes.

Es un método recomendado también para casos de carga de amplitud variable en los que el efecto de la secuencia sobre la σ_{effres} es importante o casos en los que los componentes son pequeños por lo que la parte principal de su vida es la de iniciación.

2.6.3 Análisis LEFM

Por último, los puntos fuerte del análisis LEFM son:

- Es el único que trabaja directamente con la propagación de grieta, permite caracterizar hasta el fallo
- La longitud de grieta se considera proporcional al daño causado. Se realizan una gran cantidad de ensayos no destructivos
- Permite conocer mejor los mecanismos reales de fatiga. Permite conocer mejor las grietas que no se propagan y el comportamiento de detención de las grieta por sobrecarga

Entre los puntos flacos de este tipo de análisis tenemos:

- Presenta problemas en el estudio de la fase de iniciación. Es difícil estimar la longitud inicial sin un defecto previo y éste es además un parámetro muy importante
- LEFM puede no ser suficiente y requerir de la combinación con ϵ -N; sobre todo en el crecimiento de grietas pequeñas en el campo plástico y el crecimiento con cargas elevadas.
- Se necesita estimar k , lo cual es muy complicado para geometrías complicadas

Este método se aplica principalmente para medir la longitud de grieta tras un defecto inicial. Se aplica en conjunto con los ensayos no destructivos para verificar la vida útil y la tolerancia del componente, por lo que es posible realizar un diseño considerando la tolerancia al daño y el crecimiento de la grieta. Es muy útil para grandes estructuras como las usadas en la industria aeroespacial o la nuclear, donde los fallos son significativos y es necesario realizar un diseño enfocado al mantenimiento. También se aplica a piezas con defectos anteriores, porosidades, fundiciones con inclusiones o soldadura y para piezas con entallas afiladas donde una pequeña fracción de vida útil implica la el periodo de iniciación.

3 Diseño a fatiga de aeronaves

3.1 Introducción a la fatiga aeronáutica [6][7][8]

En las décadas de 1950 y 1960, la fatiga en el campo aeronáutico, particularmente en los fuselajes, se convirtió en un grave problema de seguridad aérea. Desde entonces, los diseñadores de aeronaves y las distintas entidades certificadoras de la aeronavegabilidad han prestado especial atención a dicho ámbito, convirtiéndose en objeto de estudio por parte de las instituciones de investigación aeronáutica a nivel mundial. En consecuencia, se ha obtenido respuesta a la problemática de la seguridad aérea, así como una penalización económica y operativa. Actualmente, debido a la predilección por las aeronaves de alto rendimiento, la fatiga ha pasado a ser uno de los factores de estudio fundamentales en el diseño y operaciones de aeronaves, independientemente de que dispongan de naturaleza militar o civil.

Por consiguiente, se ha desarrollado una labor continua para obtener metodologías de diseño y análisis de fatiga más refinadas. Sin embargo, pese a las numerosas investigaciones realizadas acerca de dicha problemática, aún no se ha hallado una solución última desde la perspectiva de la ingeniería, impidiendo, actualmente, la aprobación de un procedimiento universal de monitorización de vida útil y diseño de fatiga.

Se puede asumir que es inalcanzable obtener una solución exacta al problema de fatiga, por tanto, el diseño de aeronaves se ha inclinado hacia la reducción de efectos y daños. Sobre la base de este razonamiento, se han elaborado, principalmente, dos planteamientos de diseño, que serán comentados posteriormente.

A lo largo de la fase de servicio de una aeronave, su estructura es sometida a cargas de muy alta complejidad, así como a ciclos de cargas no homogéneos, donde varían la frecuencia y la amplitud de cada uno de ellos. Dichos ciclos, pueden ser establecidos en función de la tipología de la aeronave en cuestión, donde pueden integrarse cargas resultantes del medio, como presiones atmosféricas, temperaturas de operación o modelos de ráfagas aerodinámicas, así como todas las relacionadas con la propia estructura, fundamentalmente dependientes de los partes que la conforman, las cargas de pago y la configuración de la aeronave.

En las maniobras de operación se incluyen diversas fases del vuelo, desde el despegue al aterrizaje y las etapas de taxi. Se pueden encontrar numerosos históricos de carga, especialmente, datos obtenidos de aviones de alta velocidad o carga de naturaleza militar. En Estados Unidos es habitual el uso de datos proporcionados por la NASA, designados VGH. Por otro lado, en Australia y países Europeos está generalizado la utilización de datos obtenidos a partir de medidores RAE, dispositivos que ofrecen la posibilidad de monitorear las cargas y respuestas producidas sobre la estructura de la aeronave durante la operación, favoreciendo la evolución de los mismos con el paso de los años. Actualmente, se han elaborado diversas normas, a partir de los datos mencionados anteriormente, que han ofrecido la posibilidad de instaurar modelos de análisis e internos de operación y diseño, con el fin limitar el diseño y características de modo preventivo.

Por otro lado, deben tenerse en cuenta las cargas debidas a las operaciones de aterrizaje, despegue y taxi, dado que son de vital importancia en aeronaves de transporte de carga, tanto de naturaleza militar como civil. Dicho grupo de cargas, tiene efecto sobre las aeronaves, fundamentalmente, debido a los ciclos de carga y sobrepeso de las alas. Esto es ocasionado, en mayor medida, por los depósitos de combustible, ya que producen momentos flectores de valores incluso superiores a los experimentados durante el vuelo. Las cargas de naturaleza similar a la mencionada anteriormente, escasamente influyen en aviones de entrenamiento o pequeñas avionetas, excepto bajo circunstancias extremas, como podrían ser condiciones meteorológicas muy adversas o geografías complejas o poco adecuadas para la operación. Esto último, se considera crítico en la operación e taxi, donde el rodaje es hasta o de la pista al hangar.

Asimismo, la innovación tecnológica supone uno de los factores de mayor implicación en el diseño a fatiga. El aumento de potencia de los motores, la mejora en los diseño aerodinámicos o la utilización de nuevos materiales ha ofrecido la posibilidad de alcanzar mayores velocidades y cotas de vuelo. No obstante, ha dado lugar, de igual forma, a la creación de nuevos modos de carga sobre la estructura y mayores niveles de tensión sobre los elementos de la aeronave, por lo que ha sido necesario extender las bases de datos, así como la actualización de los modelos de estudio empleados en el diseño y dimensionamiento de aeronaves. Dicho aumento de velocidad se traduce en vuelos cercanos o dentro de condiciones supersónicas, bajo las que se generan efectos de fatiga sónica, ocasionando cambios de presión repentinos debido a los efectos de compresibilidad y altas temperaturas, ondas de choque y fluctuaciones en la capa límite, produciendo situaciones de resonancia sobre las estructuras.

El fenómeno de resonancia genera unas tensiones y deformaciones muy altas, pudiendo ocasionar grietas en lugares poco propicios en caso de encontrarse bajo otras condiciones. Asimismo, la transferencia de energía a la estructura a través de las vibraciones se produce de forma aleatoria, con altas magnitudes y generándose grandes fluctuaciones dado a que pueden coexistir varios modos de vibración presentes. Dichos modos, se fundamentarán en la configuración e la estructura, ya que el acoplamiento producirá en el momento en el que las vibraciones inducidas y los modos naturales de vibración de la estructura coincidan. De esta forma, deben considerarse en el diseño las posibles situaciones de operación, de forma que se utilice la estructura a modo de filtro, permitiendo pasar solo los modos que se consideren relevantes para el estudio. Asimismo, debe tenerse en cuenta que el fenómeno de resonancia se incrementa proporcionalmente al tamaño de los elementos, el efecto de las vibraciones, así como los fenómenos aeroelásticos aumentan correlativamente a la longitud de la aeronave.

Por otro lado, dichos rangos de velocidad ocasionan grandes acumulaciones de calor en la capa límite a causa de los efectos de compresibilidad y resistencia aerodinámica, esta última proporcional al cuadrado de la velocidad. La exposición a ciclos de altas temperaturas genera graves deterioros en las propiedades de la estructura, ocasionados por la degradación de los materiales. Sin embargo, esto es contrarrestado con la introducción de nuevos materiales, aleaciones o materiales compuestos, capaces de afrontar la degradación térmica y el efecto de fatiga térmica ocasionados por las altas velocidades. De esta forma, por todos los motivos expuestos anteriormente, se realizan ensayos de fatiga térmica que permiten determinar el límite para ciclos de deformación.

Asimismo, en adición a lo anterior, la corrosión se considera otro de los factores más influyentes en la degradación de las propiedades de los materiales que puede ser retroalimentado por las variaciones de temperatura o el estado de la atmósfera en vuelo. De esta forma, también es considerado una de las principales problemáticas en la resistencia a fatiga de los materiales, dado que el daño provocado en los enlaces intergranulares puede generar inicios de grieta en lugares de vital importancia, elementos críticos, uniones o soportes internos. Actualmente, se ha priorizado el desarrollo de técnicas de inspección avanzadas, con el fin de mejorar la seguridad y obtener un ahorro económico ocasionado por la detección prematura de grietas o defectos en los elementos, así como la consecuente reparación temprana.

Asumiendo, según lo comentado anteriormente, que no existe una solución exacta al problema de fatiga, podemos afirmar que existen diferentes enfoques para el diseño. El principio "*fail-safe*" se basa en fijar el nivel de seguridad adecuado tras un nivel de daño determinado, de forma que se reduce el problema de seguridad a un problema económico. Por otro lado, las estructuras aeronáuticas deben cumplir con unos estándares mínimos de resistencia a fatiga basados en la experiencia y en el análisis de estructura, por lo que a la hora del diseño, es necesario considerar los distintos modos de fallo de la estructura, tanto para elegir el criterio de diseño como la fuente de datos:

Tabla 3.1 Criterios de diseño para estructuras aeronáuticas [7].

Modo de fallo	Criterio de diseño	Fuente de datos
Daño estático sobre estructura no dañada	La estructura debe soportar la σ_{UTS} durante 3 segundos sin alcanzar el fallo	Propiedades estáticas del material
Deformación de estructura no dañada	La deformación producida bajo σ_{UTS} no debe interferir con la operación segura de la estructura	Propiedades estáticas del material y propiedades de "creep" a altas temperaturas
Inicio de grieta a fatiga en una estructura no dañada	1- Las estructuras "fail-safe" deben cumplir los requisitos del cliente para poder ofrecer un servicio en condiciones operacionales 2- Los componentes diseñados a "safe-life" deben permanecer sin grietas durante el servicio Son necesarios repuestos para componentes con vida limitada	Propiedades a fatiga
Resistencia estática residual en estructuras dañadas	1- Las estructuras "fail-safe" deben soportar entre el 80 y el 100% de la σ_{UTS} sin daños catastróficos 2- Fallo individual en estructuras redundantes o solo parcial en monolítica	1- Propiedades a fatiga 2- Propiedades de resistencia a fractura
Crecimiento de grieta en estructura dañada	1- Para las estructuras "fail-safe" se requieren técnicas y frecuencias de revisión adaptadas para mínimo riesgo de fallos catastróficos 2- Para las estructuras "safe-life" se requieren técnicas y tiempos de recambio ajustados para que la probabilidad de fallo por grieta sea mínima	1- Propiedades de crecimiento de grieta 2- Propiedades de resistencia a fractura

El proceso de diseño requiere de un flujo de trabajo iterativo basado en los datos existentes y los métodos de cálculo a fatiga existentes. Un ejemplo del flujo de diseño es:

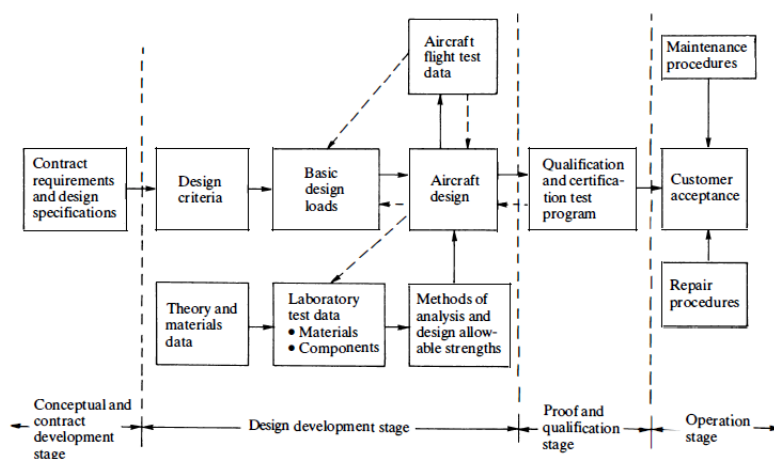


Figura 3.1 Flujo de diseño.

El punto de interés para este trabajo es la fase de diseño y desarrollo de la aeronave. Como se puede observar, existen múltiples pruebas: estáticas, a fatiga, "fail-safe" y datos de test de vuelo que deben alcanzar o superar los requisitos del comprador y la agencia certificadora, por ejemplo Federal Aviation Administration (FAA) y European Aviation Safety Agency (EASA). Más adelante se comentará dicho proceso de prueba y certificación que consiste en la antesala de la vida en operación de la aeronave.

La estructura se diseña principalmente para poder soportar 4 tipos de fallo principales:

- Fallos a σ_{UTS} incluyendo el fallo a σ_{YS}

- Vida a fatiga de la aeronave durante la iniciación de grieta
- Vida a fatiga de la aeronave una vez dañada, inspecciones y reparaciones
- Resistencia estática residual de la estructura dañada

Encuadrando estos fallos dentro de la fase de desarrollo es posible identificar las pautas a seguir para cada uno de los modos de fallo comentados en Tabla 3.1

- Fallo por daño estático sobre la estructura no dañada En la etapa de diseño conceptual, será necesario establecer unos requisitos y valores de rendimiento que se adecúen a los diferentes entornos de operación y necesidades propuestas por el cliente. En las primeras fases de la etapa de desarrollo, serán establecidas criterios de diseño fundamentándose en la envolventes de rendimiento y los factores de seguridad propuestos por la normativas y según los datos de aeronaves anteriores. De esta forma, a partir de los elementos mencionados anteriormente, deberán determinarse las cargas de diseño considerando cargas estáticas, dinámicas y requisitos de resistencia para poder adaptarse a los criterios seleccionados. Conjuntamente a la definición de cargas, es imprescindible seleccionar los materiales, configuración y tamaño del fuselaje, verificando el cumplimiento de los límites anteriormente establecidos. Superada la etapa de diseño, será necesario determinar las pruebas y ensayos a realizar para los materiales y distintos elementos, así como para el fuselaje compuesto. En esta fase, se utilizan todos los datos de propiedades, resistencia al medio ambiente, procesos de fabricación disponible y configuraciones para ensayos de vuelo.
- Deformación de la estructura no dañada Para este modo de fallo, continuando con el flujo anterior, será necesario establecer los requisitos de vida útil y rendimiento durante la misma. Posteriormente, será diseñarse la aeronave fundamentándose en criterios que consideren las distintas características térmicas y químicas del entorno, así como las cargas estáticas, cíclicas y térmicas que debe soportar la estructura. Para considerar este modo de fallo es imprescindible incluir las pruebas de vida operacional, donde es necesario comprobar la integridad de la aeronave y sus cualidades de vuelo a lo largo de la vida útil.
- Resistencia estática residual en estructuras dañadas En este caso, el cliente establece los objetivos de tolerancia al dar, ofreciendo la posibilidad de determinar los intervalos de inspección y reparación aceptables por parte del cliente. El diseño de las cargas y la estructura, así como sus correspondientes criterios, se orientan hacia un método "*fail-safe*" fundados en la cantidad de daño aceptable y las cargas admisibles para las distintas tipologías de grietas que puedan ocasionarse. Dichos criterios de diseño, se formulan de forma paralela a aquellos determinados en el fallo por daño estático, dado que es necesario establecer un límite en las cargas y alcanzar un punto de acuerdo que garantice la integridad estática y dinámica. Las pruebas y ensayos de tolerancia al daño son componentes esenciales del diseño para este modo de fallo, debido a que conceden la posibilidad de replantear el criterio de diseño, así como sus correspondientes criterios, con el fin de optimizar la operación en condiciones de daño iniciado preservando el principio de operación "*fail-safe*".
- Inicio de grieta a fatiga en una estructura no dañada El presente modo hace referencia a la resistencia de la estructura durante la iniciación de la grieta o tras la aparición de la misma en una estructura dañada de forma previa. Los factores fundamentales a tener en cuenta son: la vida y los tipos de operaciones bajo las que va a trabajar. En este caso, los criterios de diseño son determinados, principalmente, según las normativas de cada país. De esta forma, las operaciones son de vital importancia, dado que establecen el tipo de aeronave que se va a diseñar, así como ajustar dicho diseño a las normativas estatales correspondientes. Asimismo, es preciso llevar a cabo pruebas de fatiga de la aeronave completa de forma que se contemplen el comportamiento de la estructura en conjunto con respecto a la resistencia a la iniciación de grieta y los efectos de reglamentación de los demás elementos sobre la parte dañada. La documentación obtenida incorpora, principalmente, datos relacionados con la inspección de la estructura, las localizaciones críticas, las técnicas de inspección y reconocimiento de inicio de grieta y técnicas óptimas de reparación. Asimismo, es indispensable publicar suficiente información, permitiendo que se reconozca correctamente el tipo de grieta e identifica con suficiente antelación el supuesto comportamiento de esta una vez comience a aumentar en tamaño.
- Crecimiento de grieta en estructura dañada Este modo de fallo es la continuación natural del anterior. De esta forma, las necesidades principales a la hora de plantear este modo son: los requisitos de operación, inspección, mantenimiento y reparación de la estructura, de forma que se ajuste a las

necesidades del cliente y los requisitos impuestos por las agencias certificadores. En el momento del diseño, es indispensable considerar la capacidad de la aeronave, para poder operar garantizando la seguridad en caso de estar dañada, así como la facilidad de realización de inspecciones, reparaciones o sustituciones de partes dañadas en su totalidad. Las verificaciones que se realizan en este modo de fallo son principalmente pruebas de fatiga extendida y de daño aleatorio, de forma que se permita conocer el comportamiento de la aeronave, con la mayor exactitud posible, ante cualquier daño que pudiera ocasionarse durante la vida útil. La documentación emitida es una continuación de las técnicas e instrucciones que se generan para el caso de inicio de grieta.

Existen dos caminos de diseño principales que se pueden adaptar a la necesidades de cada modo de fallo:

1. Filosofía fail-safe
2. Filosofía safe-life

Los modos de fallos expuestos previamente precisan de la aplicación de ambos caminos de diseño. El primero de ellos tiene en cuenta la capacidad de la estructura para hacer frente al daño a fatiga, cuyo cumplimiento requiere considerar diseños repetitivos en los que las partes existan por duplicado, así como sistemas de seguridad que garanticen la operación de los elementos aún cuando hayan perdido sus capacidades estructurales y aplicar inspecciones que permitan prevenir el fallo definitivo de los componentes. Por otra parte, la filosofía "*safe-life*" se basa en la capacidad de la estructura para resistir el efecto del daño bajo distintos tipos de carga, donde el diseño debe enfocarse en establecer los límites de operación solicitados por el cliente y ajustar el diseño para trabajar dentro de dichos límites.

El proceso de fatiga es un dispositivo de fallo gradual que tiene comienzo en el primer ciclo de carga. Posteriormente, la degradación acumulada genera grietas que se propagan hasta superar el fallo completo. A continuación, se procederá a relacionar el ciclo de vida de una grieta, comentado anteriormente (2.3.2), con los diferentes casos de fallo de una aeronave:

1. En el primer tramo de vida o vida inicial puede ocurrir el fallo completo si se supera la σ_{UTS} , la cuál puede verse reducida por la propia aparición de la grieta dada la degradación de las propiedades de material. Este tramo de vida se suele identificar con el diseño "*safe-life*" ya que se pretende que la estructura sea capaz de soportar la aparición de la grieta y sus efectos
2. El segundo intervalo de vida, el de propagación, queda encuadrado ya dentro de la filosofía "*fail-safe*", en este puede existir un fallo completo aún cuando la carga no alcance el valor de σ_{UTS} ya que la resistencia del material se ve disminuida progresivamente por pequeñas fracturas que continúan apareciendo en el material por efecto de la grieta principal
3. Una vez alcanzado el último intervalo, la grieta ha aumentado de longitud y su superficie es mayor por lo que las propiedades del material se han reducido e incluso cargas menores a la de diseño producen el fallo definitivo del elemento

En el caso de los dos últimos intervalos, es imprescindible adoptar la filosofía "*fail-safe*" para tener la posibilidad de mantener la integridad operativa y la seguridad de operación del elemento correspondiente. La magnitud total de dichos intervalos depende de la disminución de resistencia, la propagación de la grieta y el criterio de diseño que limita la resistencia residual a la carga límite fijada. El fundamento de la filosofía "*fail-safe*" se apoya en la definición acertada de los intervalos entre inspecciones, de forma que, por ejemplo, una grieta vista en una inspección no debe llegar a fallar ni la resistencia residual puede disminuir hasta valores inferiores a los de diseño entre inspecciones. De esta forma, para garantizar un correcto seguimiento de la grieta, es indispensable que ésta sea detectable en las inspecciones. Por el contrario, en caso de que no sea posible aplicar la filosofía "*fail-safe*" o un criterio de redundancia a la estructura, será necesario considerar criterios relacionados con "*safe-life*".

De esta forma, se puede afirmar que lo idóneo es diseñar los elementos de forma que el tramo de vida inicial sea igual a la vida total del avión. Para poder realizar un diseño de esta forma, deberían aplicarse criterios de probabilidad, ajustando los valores de tiempo al intervalo en el que, posiblemente, el inicio de la grieta sea de un valor reducido y aceptable. Asimismo, dentro de dicho intervalo, el fallo a fatiga significa el inicio de grieta a fatiga y no el fallo completo del elemento.

El óptimo diseño a fatiga debe ajustarse a los criterios "*safe-life*", para una operación y propósito rentables, y a los criterios "*fail-safe*", para garantizar una vida útil lo suficientemente duradera. Asimismo, debe alcanzarse una solución de compromiso teniendo en cuenta los criterios económicos resultantes de la

inspección, reparación y mejora de la aeronave. Es decir, el diseño a fatiga es un diseño multivariable, donde no solo pueden considerarse conceptos relacionados con la ingeniería como resistencia, aerodinámica o potencia, si no también aquellos fenómenos vinculados al mantenimiento y operación.

3.2 Generalidades del diseño de aeronaves

Antes de entrar más exhaustivamente en el diseño de aeronaves a fatiga se va a comentar el proceso general de diseño de una aeronave de manera breve. Aproximadamente el 10% del tiempo en ingeniería en un proyecto de diseño se refiere a:

- La obtención de cargas de diseño en los miembros
- La comprobación de la resistencia de los elementos y el conjunto

La clave del diseño estructural está en la reducción del peso estructural manteniendo o incluso aumentando la eficiencia de la aeronave.

Fase de dimensionamiento: en esta fase son necesarios métodos no tradicionales como el uso de técnicas FEM y de métodos iterativos. Se puede reducir las mismas a estructuras más sencillas en esta fase, manteniendo la eficiencia y costes:

- Tipo de estructura
- Tipo de uniones
- Tipo de carga
- Limitaciones de la distribución de carga

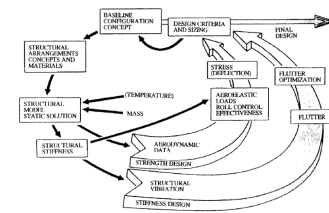


Figura 3.2 Flujo de diseño estructural.

Justificando siempre los cálculos realizados en ordenador (caja negra) con cálculos a mano Durante esta fase aparecen dos dimensionamientos que se retroalimentan entre si, la fase de dimensionamiento preliminar y la fase de dimensionamiento en detalle (análisis de cargas en detalle)

- Diseño preliminar:

Se trata de una fase compleja y de gran importancia, se debe considerar que la mayoría de las estructuras son redundantes por lo que es necesario enfocar los primeros bocetos a su simplificación. Es necesario realizar aproximaciones distintas, las mismas pueden estar basadas en la experiencia propia del diseñador, y se realizan a mano, utilizando métodos de cálculo sencillos. Las principales herramientas en esta fase son las técnicas estadísticas y los métodos matemáticos de aproximación. También se utilizan modelos aproximados como pueden ser los análisis de tensiones simples.

- Diseño en detalle:

Es un proceso más costoso y largo y esto depende principalmente de la calidad del diseño preliminar anterior, al tratarse de un proceso iterativo, si se toma un punto de inicio correcto y lo suficientemente preciso se puede alcanzar el margen de seguridad correcto antes. Básicamente se refinan los resultados y decisiones anteriores, pero es necesario utilizar ordenadores para alcanzar una precisión suficiente. Realizar estos cálculos a mano es imposible dada su complejidad y las numerosas ecuaciones involucradas en un sistema tan complejo como la estructura de una aeronave:

- Distribución de cargas en las estructuras redundantes
- Análisis de las zonas simplificadas
- Tolerancia al daño y análisis de fatiga

Una vez que quedan definidas las características generales es necesario enfocarse en los siguientes detalles:

- Diseñar la estructura que cumpla con los requisitos solicitados y tenga un esqueleto adecuado en el que poder ubicar las instalaciones que serán necesarias
- Estimar las condiciones de carga y las cargas máximas y sus efectos, realizar un dimensionamiento aproximado centrado en el mínimo tamaño y el menor error

- Una vez decididas las características definitivas y la ubicación de las instalaciones, se debe estimar el peso muerto final, su distribución y se puede realizar un análisis final.

Durante todo el diseño es necesario considerar las especificaciones y requisitos que se deben cumplir para que la aeronave cumpla con los estándares de seguridad, aeronavegabilidad y se pueda considerar apto para su uso. Al principio se dan una de diseños que son capaces de cumplir con las necesidades del cliente, pero que no tiene porque cumplir con las especificaciones de las agencias certificadoras. Es necesario seguir un proceso de certificación que cada agencia define pero que consiste básicamente en una tres etapas:

- Solicitud de certificación, requisitos y propuesta preliminar
- Diseños iniciales e iteraciones, inspecciones y pruebas del mismo
- Test finales y certificación definitiva

Las agencias certificadoras principales en materia de aviación civil son:

- USA
 - FAA Federal Aviation Regulations (FAR) Volumen III Parte 23: "*Normas de aeronavegabilidad de aviones normales, utilitarios y acrobáticos*"
 - FAA FAR Volumen III Parte 25: "*Normas de aeronavegabilidad de aviones de transporte*"
- Europa
 - EASA Se encarga de los requisitos y especificaciones de seguridad aérea y certifica el apropiado cumplimiento de los estándares de seguridad. Las distintas normativas se organizan en 12 secciones muy similares a las FAR

A partir de todo esto se pueden establecer las consideraciones de diseño básicas que es necesario tener en mente a la hora de proyectar una aeronave:

- Considerar todos los tipos de fuselajes para el tipo de aeronave que se pretende diseñar
- Hacer uso de manuales y guías tanto académicos como propietarios
- Proyectar transmisiones de carga suaves entre secciones y elementos
- Priorizar el diseño detallado para estructuras a larga vida por encima de las cargas operativas
- Diseñar considerando el montaje y el ensamblado
- Prestar atención a la tolerancia estructural, considerarla en los lugares donde es necesario con el fin de evitar sobrecostes
- Proponer los valores de tolerancia al daño considerando los defectos incorporados. El diseño "*safe-life*" considera menores carga de tensión mientras que el diseño "*fail-safe*" considera mayores
- Preveer las mejoras posteriores
- Diseñar con el fin de minimizar los costes de fabricación
- Diseñar prestando atención al mantenimiento, reparación y posibles mejoras

3.2.1 Hitos en el diseño a fatiga [9][10][11][12]

Para poder tratar los requisitos del diseño a fatiga en la actualidad es necesario tener una noción de la evolución de la fatiga en la aeronáutica. Desde los años 30 hasta 1940 aproximadamente el desarrollo de las aeronaves comerciales se realizó principalmente con metales y su diseño y análisis enfatizó sobre todo la resistencia estática considerando muy levemente la capacidad a fatiga del vehículo. A partir de 1940 la preocupación por el daño a fatiga en la aeronave aumentó con creces gracias al nacimiento de las primeras autoridades reguladoras y certificadoras de aeronaves comerciales enfocadas a los pasajeros. Junto con esto, un gran desarrollo de nuevos materiales, más ligeros y resistentes, propició la evolución del diseño de las aeronaves hacia un diseño en el que se consideraba también la resistencia a fatiga, naciendo en ese momento el diseño "*safe-life*" en 1956. Desde este momento, el desarrollo de nuevos métodos de inspección y reconocimiento en aeronaves han servido de retroalimentación para el diseño de las mismas, un mejor entendimiento de las cargas de operación, el comportamiento de las grietas o el análisis de seguridad han permitido diseñar aeronaves bajo criterios de fallo seguro y tolerancia al daño y también una mejora notable en las técnicas de inspección, mantenimiento y reparación. Se pueden citar 6 hitos históricos en la aviación que han impulsado los avances en el estudio de fatiga:

1. Los accidentes en Enero y Abril de 1954 de dos De Havilland Comet cuyas cabinas se desintegraron como resultado de los ciclos de presurización pusieron el foco en la investigación y la atención hacia la vida finita a fatiga, la importancia del diseño "*fail-safe*" y la utilidad de las pruebas a fatiga de los aviones a escala completa. Este criterio de diseño se planteó como un diseño según el cual las partes principales estaban diseñadas, en primer lugar, para poder alcanzar una vida útil adecuada sin sufrir la aparición de grietas significativas y en segundo lugar, para poder ser inspeccionable en servicio y ser capaz de soportar daños importantes y fácilmente detectables sin que su seguridad se viera comprometida. Estos principios de diseño fueron adoptados a partir de 1956, con excepciones en zonas como el tren de aterrizaje, pero en cambio las pruebas a escala completa aún no se convirtieron en un estándar.
2. En Mayo de 1977, un Boeing 707 de transporte de mercancías perdió el estabilizador horizontal derecho debido a una rotura a fatiga de uno de los largueros que supuestamente había sido diseñado a prueba de fallos. Hubo varios factores que ayudaron al accidente, por un lado la inspección inadecuada para detectar el fallo parcial del cordón superior del larguero, el cálculo erróneo de la resistencia residual tras el fallo de ese cordón tanto parcial como completo y unas cargas de servicio superiores a las previstas, lo cuál se relacionó con la modificación del elemento sin verificación a escala completa. Este accidente provocó que se reconsideraran los problemas de las aeronaves antiguas, quedó claro que los métodos y programas de inspección eran inadecuados o estaban obsoletos por lo que era necesario programas complementarios y además la necesidad de un diseño de tolerancia al daño que sustituyó al diseño "*fail-safe*" en 1978. Esto último implica principalmente que las grietas por fatiga se detectarían antes de que la seguridad se vea comprometida, pero sin la premisa del diseño "*fail-safe*" de que éstas se hagan evidentes antes de que reduzcan la resistencia residual por debajo del nivel de seguridad requerido.
3. En el año 1988 otro de los accidentes hito fue el de un Boeing 737 que sufrió una explosión como causa de la descompresión repentina y perdió una gran parte de la cabina. Tras esto consiguió aterrizar de manera segura y fue posible estudiar con detalle el fallo ocurrido. Se observó un fallo múltiple a lo largo de una fila de remaches críticos en la zona de unión de la generatriz del fuselaje. En este caso se concluyeron varios factores que llevaron al fallo, por un lado la unión de ambas partes se basaba en una unión a remaches en frío, la cual es altamente susceptible a la corrosión y al desprendimiento de material. Por otro lado, las reparaciones e inspecciones fueron inadecuadas y no se prestó suficiente atención en las mismas. Este accidente reveló la importancia del daño de fatiga generalizado, en el cual aparecen fallo en múltiples zonas y que puede causar la pérdida de la capacidad de fallo seguro.
4. Dentro de los accidentes de aeronaves militares el primer hito lo marcó el Boeing B-47s cuando entre Marzo y Abril de 1958 cuatro aeronaves perdieron las alas a raíz de fallos de fatiga. Tras el cuarto accidente comenzó un programa de recuperación de flota, que impulsó el desarrollo de un programa centrado en la integridad estructural y que incluía la prueba a escala real a fatiga de las aeronaves. Fue en ese mismo año cuando la USAF modificó sus guías de diseño y adoptó los criterios de diseño de fatiga *safe-life* junto con un programa de integridad estructural permanente de las aeronaves que en 1969 pasó a ser obligatorio.
5. Ese mismo año en Diciembre un F-111A perdió el ala izquierda tras 107 horas de vuelo y bajo cargas menores a la mitad de los límites de diseño. Fue un fallo rápido que produjo una fractura que creció a gran velocidad debido a un defecto de fabricación en una de las placas inferiores del mecanismo de pivotaje del ala. La placa había sido fabricada en acero de alta resistencia pero su resistencia a fractura era limitada. Este fallo desencadenó un programa de control de fracturas en los elementos de acero de los F-111, junto a esto, los problemas de fatiga múltiple en los cajones de ala del Lockheed C-5A hicieron que la USAF deshechara el criterio *safe-life* en los elementos críticos y comenzara a incorporar un enfoque de tolerancia al daño, 4 años antes que en los aviones comerciales. Existen aún así diferencias, en el caso de los requisitos militares es necesario asumir la presencia de defectos o grietas iniciales en las nuevas estructuras. No existe un criterio universal de tolerancia al daño, como ejemplo, la marina estadounidense sigue utilizando criterios *safe-life*.
6. El último accidente notable para los criterios de diseño a fatiga fue el de un Aermacchi MB-326H que perdió su ala izquierda por un fallo a fatiga del larguero, el cuál estaba a menos del 70% de su vida útil según los test a escala completa. La investigación posterior esclareció que la fatiga había comenzado en forma de grieta en un taladro mal realizado. Se revelaron defectos de fabricación en múltiples taladros y grietas por fatiga iniciadas en dichos defectos así como en taladros bien realizados y otras zonas de detalle. Se puso en marcha un programa de recuperación basado en la sustitución de varias alas y su posterior estudio por fractografía cuantitativa a fin de estudiar el crecimiento de las grietas, lo que

demonstró que la vida útil obtenida del ensayo a escala real era poco realista y conservadora y que la única solución era el cambio de los elementos. Esto llevo a una mejora en la política de integridad estructural de la Royal Australian Air Force (RAAF)

Como se puede observar, estos accidentes marcaron la aparición de nuevas técnicas y criterios como son:

- FSFT o Pruebas de fatiga a escala real
- Criterios de tolerancia al daño
- MSD o Daño múltiple a fatiga
- WFD o Daño a fatiga extendido
- LOV o Nivel de validez
- ASIP o Programas de Integridad Estructural de la Aeronave

3.3 Criterios del diseño a fatiga en aeronave

Los criterios de diseño de la fatiga se definen principalmente en base al comportamiento de los materiales en cuanto a la resistencia al inicio de grieta, la tasa de crecimiento de esta y la resistencia tras la aparición del fallo. Son estas propiedades las que marcan los requisitos de los criterios de diseño y los que marcan las necesidades en el análisis y diseño de las tensiones. Se pueden identificar varias áreas de importancia a la hora de definir esos criterios de diseño:

- Tipo de operación y servicio: como se ha comentado anteriormente, la vida de operación es uno de los factores clave de diseño, el tiempo de vida operativa de un avión lleva asociado una componente económica crítica
- Definición de puntos críticos: es necesario definir e identificar aquellas zonas más susceptibles al fallo a fatiga, ya sea porque se encuentran más expuestas a daños exteriores como la corrosión o los impactos de elementos externos o simplemente porque la configuración estructural hace que se vean sometidas a mayores ciclos de carga
- Definición de los ciclos de carga: es necesario utilizar de manera correcta la normativa y los datos históricos a la hora de identificar y definir los ciclos de carga a los que se verá expuesta la aeronave.
- Diseño de las pruebas: a la hora de plantear el nuevo diseño de una aeronave es necesario considerar, dentro de las zonas críticas y teniendo en cuenta el tipo de operación planeada, las diferentes pruebas de verificación, componentes, pruebas en vuelo y test a escala completa que se realizarán sobre la aeronave.
- Fabricación y montaje: se trata de un área crucial y el principal punto de desarrollo la industria aeronáutica en los últimos años. Un diseño enfocado hacia la fabricación de los elementos y al montaje beneficia enormemente en cuanto al conocimiento de tensiones inducidas o aparición de concentradores de tensiones durante el montaje.
- Mantenimiento e inspección: el último área de importancia es el del diseño enfocado al mantenimiento e inspección. Es necesario diseñar los distintos elementos críticos de la aeronave para que se puedan realizar reparaciones en caso de que sean necesarias y para poder adaptar de una manera correcta los planes de mantenimiento (intervalos de inspección, pruebas de rayos X, espectrografías, etc.)

3.3.1 Evaluación de la seguridad

Como se puede observar, un denominador común en cuanto a los criterios de diseño es la seguridad, asegurar la operación correcta de la aeronave, la resistencia de la misma y la posibilidad de evaluar la estructura para evitar fallos catastróficos. Para poder mantener un nivel de seguridad adecuado es necesario estimar de la manera más precisa la vida útil de los elementos con vistas a las distintas actividades de inspección o sustitución de elementos, ya sea aplicando criterios conservativos o factores de corrección o seguridad para corregir las estimaciones. Es posible establecer unos niveles de seguridad, pero hay que tener en cuenta que no existe un nivel absoluto de seguridad para la fatiga. Habitualmente se establece una medida del nivel de seguridad basada en la estadística.

Es habitual por parte de la entidades certificadoras acotar la vida a fatiga en un valor de $3\sigma_s$ por debajo del valor medio de vida, lo que equivale a una probabilidad de fallo de aproximadamente 0.0013. Este método se suele considerar excesivamente conservador, aunque ese valor es independiente de los resultados de las pruebas y ensayos, es una solución sencilla que ofrece resultados que no consideran técnicas poco documentadas o valores de materiales de última generación. Por otro lado, se trata de un método que no considera el aumento de vida útil ni la acumulación de daño y la pérdida de propiedades de los elementos. Una solución para considerar esta acumulación de daño y la posibilidad de fallo es definir una posibilidad de fallo por hora en forma de media.

$$\bar{r}(N_s) = \frac{\int_0^{N_s} r(N) dN}{N_s} \quad (3.1)$$

Donde $r(N)$ se denomina "Función de peligro" y se puede definir como:

$$r(N) \approx \frac{\frac{dP}{dN}}{1 - P(N)} \quad (3.2)$$

3.3.2 Diseño "safe-life"

El diseño safe-life es un criterio muy adecuado para elementos no redundantes, en los cuales el indicio de fallo se asume como un fallo inminente. Los elementos diseñados bajo este criterio habitualmente quedan fuera de operación antes de que se alcance el límite de vida operativa de los mismos. Para poder encajar dentro de los intervalos de seguridad propuestos es necesario aplicar un factor de seguridad sobre la vida útil calculada. En este caso el punto de interés está en la correcta estimación del factor de seguridad:

$$N'_{SL} = \frac{\bar{N}}{FS} \quad (3.3)$$

Esta definición de factor de carga permite tener en cuenta la aleatoriedad de cargas y la naturaleza estocástica de la fatiga. En este caso, el factor de seguridad resuelve las siguientes áreas:

- Diferencias en el número de ciclos de vida de aeronaves iguales bajas condiciones de operación semejantes
- Disparidad entre los entornos de operación y el de pruebas
- Errores de cálculo relacionados con el tratamiento de las historias de carga y los métodos de recuento

Existen dos enfoques principales para abordar este problema de variabilidad. En primer lugar está el método utilizado principalmente por las entidades inglesas y australianas que se basa en buscar, a través del estudio estadístico de las vidas de operación de múltiples aeronaves, una distribución normal de los ciclos de vida. En este caso se cuentan con datos principalmente del primer y tercer punto anteriores, mientras que en el caso del segundo punto la información se ve mucho más limitada por motivos obvios. A partir de esa distribución normal de los datos es posible estimar la cantidad de ciclos de vida medios para una misma familia de aeronaves. Este método requiere una gran cantidad de investigación y se puede ver completado a lo largo del tiempo gracias a la toma de datos en vuelo sobre nuevas aeronaves. El segundo método es utilizado principalmente por los diseñadores estadounidenses, en este caso el factor de seguridad se obtiene considerando los resultados de pruebas de carga o envolventes de vuelo en condiciones extremas de manera que los resultados sean lo más conservadores posibles. A partir de los resultados obtenidos se corrige el factor de seguridad en base a la experiencia en el diseño de otras aeronaves. Esta corrección puede estar justificada tanto estadísticamente como en base a la reglamentación que indica un valor en el intervalo de 2 y 4 y que puede variar según el tipo de aeronave, comercial o militar y la fuente de los datos utilizados, misiones convencionales o mixtas.

3.3.3 Diseño "fail-safe"

Los elementos y estructuras planteados desde un punto de vista a carga estática soportan la operación bajo condiciones de fallo muy bien pero es necesario que la aeronave pueda concluir el vuelo de manera segura

tras el fallo y para ello es necesario que la estructura sea capaz de soportar los efectos de la fatiga. El criterio fail-safe se basa en la idea de que el fallo parcial o completo de una estructura principal no debe conducir a la pérdida del control de la aeronave:

- Colapso total de la aeronave
- Pérdida de control por una deformación excesiva de las superficies de control, incluyendo la aparición de asimetrías en sustentación y momentos
- Flameo de las superficies sustentadoras
- Fallos en turbomaquinaria

Es necesario definir el grado de fallo, cuando se trata de un elemento aislado como un soporte, un larguero o una costilla está clara la definición del mismo. Tampoco es fácil definir el nivel de severidad de un fallo, es posible, por ejemplo, que aparezcan ciertas grietas o fallos en zonas de la piel del ala, lo cual se trata de un fallo individual con una fácil reparación pero que se podría considerar desde un fallo leve a un fallo catastrófico.

Para definir los niveles de daño:

- Es fundamental basarse en la experiencia y el conocimiento de los fallos surgidos en aviones anteriormente que han trabajado bajo condiciones y ambientes semejantes
- Es necesario diseñar los elementos de manera que sean accesibles durante las inspecciones y que en cualquier caso el fallo aparezca en los elementos exteriores o auxiliares que puedan ser más fácilmente inspeccionables
- Se debe considerar la tasa de crecimiento de la grieta para asegurar que una grieta en fase inicial o incluso en fase crítica sea fácil de localizar durante las inspecciones rutinarias.

A partir de esto se pueden descartar distintos elementos y estructuras de ser construidas bajo el criterio fail-safe, un ejemplo claro son las estructuras de góndola de los motores, se ha demostrado ampliamente que los aviones tienen capacidad de realizar un aterrizaje de emergencia sin presencia de los elementos motopropulsores, es habitual certificar las aeronaves mediante pruebas de vuelo para verificar que son capaces de realizar estas acciones. Otro ejemplo pueden ser los sistemas de tren de aterrizaje y pasaje, las entidades certificadoras requieren pruebas de aeronavegabilidad que aseguren la capacidad de mantener la seguridad de la aeronave tras un impacto por lo que es el propio fuselaje el que asegura la posibilidad de operar correctamente en ausencia de estos sistemas.

Como se puede observar en Figura 3.3:

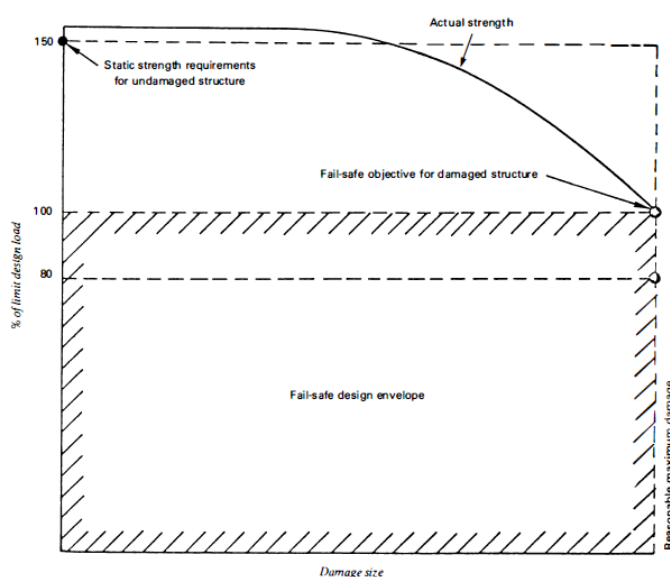


Figura 3.3 Diagrama de los requisitos fail-safe.

Uno de los principales puntos en el diseño fail-safe es la relación entre la detección, que equivale a la aparición, de grietas y el coste económico que implica ésta con respecto a la seguridad del vuelo por lo que es necesario establecer planes de inspección programados correctamente en el tiempo y que estén basados en históricos y aeronaves anteriores.

1. Indica el punto en el cual se estima que puede iniciarse una grieta
2. Indica el punto límite a partir del cual la reparación es inviable. En este tramo de tiempo es en el que se establecerán los distintos intervalos de inspección. Es necesario crear planes individuales según elementos y estructuras, adecuándose a la importancia de cada una.

A la hora de definir esos intervalos es necesario que se estime el tiempo necesario para que la grieta aumente de manera detectable y se deben adaptar al tiempo de operación de la aeronave de manera que se considere la acumulación de daño y la pérdida progresiva de resistencia.

La regulación vigente en la que se basa el criterio fail-safe está en los puntos 25.571 de la FAR y en la CS 25.571 de la Parte 25 de la EASA. Dentro de la misma aparece el concepto de "tolerancia al daño" que es la capacidad que tiene la estructura de seguir soportando las cargas una vez que se ha producido un fallo en la estructura. Esto implica el análisis de la estructura una vez que aparecen las grietas y el estudio de la propagación de las mismas. Como regla general para el diseño preliminar se puede considerar que:

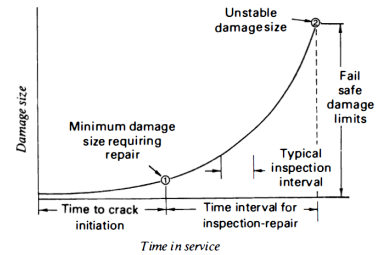


Figura 3.4 Gráfica de crecimiento de grieta respecto al tiempo.

$$\text{Para un único tipo de esfuerzo } K_I < K_{Icrit} \quad (3.4)$$

$$\text{Para dos tipos de esfuerzos } K_I^2 + K_{II}^2 < K_{Icrit}^2 \quad (3.5)$$

El análisis y diferenciación de las zonas de crecimiento de grieta ha quedado ampliamente tratado en 2.3.2. A partir de las ecuaciones comentadas en esa sección es posible deducir que la propagación incontrolada de la grieta ocurrirá cuando la tasa de crecimiento de la misma tienda a ∞ , esto es, cuando el valor de k máximo alcance un valor igual que k_{crit} . Es posible estimar el número de ciclos que tardará en ocurrir esto si se conoce el tamaño inicial de la grieta y por ello los intervalos de inspección y la estimación del punto de aparición son tan importantes. Todos los ensayos están pues enfocados a obtener datos que avalen el diseño de programas de inspección que permitan garantizar que las grietas que se puedan producir entre ellos no lleguen a su tamaño crítico.

El diseñador de la aeronave debe enfocar el diseño a cumplir con este requisito de operación segura basándose en las siguientes situaciones de fallo:

- Vuelo con estructuras o elementos no redundantes que se encuentren en estado crítico de daño
- Daño en las zonas de contorno de las grietas de las estructuras o elementos que no puedan actuar como frontera frente al crecimiento y propagación de las mismas
- Daños o roturas en elementos de unión entre el fuselaje y la estructura interna en zonas donde la piel del mismo también está sufriendo daño. Este caso es habitual ya que el fallo de los elementos de unión puede conllevar un desplazamiento
- Daño o fallo de elementos de unión en zonas de cambios de área abruptos donde pueden existir concentraciones de tensiones debido a la geometría o al proceso de fabricación
- Daños en zonas de uniones mecánicas, el cual es un caso particular en cuanto a que se generan concentraciones de tensiones de manera intencionada pero necesaria. Estas zonas deben ser capaces de soportar los esfuerzos y deben asegurar un crecimiento progresivo de la grieta a través de los distintos orificios
- Para el caso de las uniones adhesivas es necesario asegurar de alguna manera que el fallo no llevará a la separación de los elementos, ya sea a través de uniones mecánicas adicionales o por medio de configuraciones geométricas de soporte

- Daños en elementos que no cuenten con mecanismos de freno del crecimiento de la grieta, es decir, que no existan fronteras mecánicas o naturales que impidan el avance de éstas. En estos elementos es necesario asegurar que el primer daño en aparecer será un daño parcial, detectable y poco severo, para que los operadores y empresas certificadoras puedan tomar medidas inmediatamente. Es habitual estimar ese tipo de daño sobre el crecimiento compelto de una grieta sobre el elemento, habitualmente se tomar valores de entre el 50 y el 70 % para limitar el tamaño admisible de una grieta.

En todas estas situaciones, es necesario asegurar un crecimiento de grieta lento, que como mínimo pueda ser localizada antes de alcanzar dimensiones críticas y así frenar una nueva operación del avión que podría desembocar en un accidente catastrófico.

3.3.4 CS 25.571

Según la CS 25.571, el estudio de la resistencia de la estructura, el diseño de detalle y los procesos de fabricación deben demostrar que el fallo catastrófico debido a la fatiga se evitará durante la vida operacional de la aeronave. La evaluación se puede llevar a cabo de distintas manera, pero todos los análisis deben estar enfocados a las estructuras que puedan contribuir a un fallo catastrófico y deben estar soportados por ensayos. Todas las aeronaves deben estar diseñadas para ser capaces de llegar a tierra de forma segura, incluso si alguna de las partes han sido dañadas en vuelo. No es posible diseñar contra el fallo de cualquier elemento estructural, esto supondría una duplicación de sistemas y un sobredimensionamiento de la estructura que implicaría aumentos de peso inaceptables. El concepto de diseño fail-safe definido por la EASA consiste precisamente en diseñar las estructuras de tal forma que la rotura de un elemento no suponga la pérdida de la aeronave por cualquiera de los siguiente motivos:

- Colapso estructural
- Pérdida de control debido a deformaciones excesivas de la estructura
- Flameo
- Impacto
- Modificaciones en la configuración aerodinámica de la aeronave y pérdida de control de la misma

Esta norma está en gran parte basada en la experiencia en cuanto a la definición de las zonas más probables de aparición de daño y a la necesidad de justificación del diseño por medio de ensayos. Es consecuencia también de esto que la norma exija que el tamaño del daño previo para la evaluación de la tolerancia al daño sea consecuente con la detectabilidad inicial y la velocidad de crecimiento del mismo.

La norma especifica que para la evaluación de la resistencia residual, se debe tener cuenta las cargas que se derivarán de las maniobras descritas en otros anexos del reglamento. En este caso la normativa limita las cargas y exige un nivel mínimo de resistencia en las distintas operaciones de vuelo que realizará la aeronave durante su vida operacional. Del mismo modo se establecen los daños que debe soportar la estructura debido a situaciones esporádicas como los choques con pájaros o las descompresiones, cuyos mínimos de resistencia y estimación de las cargas generadas también aparecen descritas en otros puntos y que suelen estimarse del 70% de la carga límite. Los límites propuestos se establecen acorde a las siguientes operaciones y cargas:

- Maniobras simétricas hasta V_c
- Turbulencia hasta V_c
- Maniobras de balanceo hasta V_c
- Maniobras de guiñada hasta V_c
- Presión máxima nominal en cabinas presurizadas modificada por un factor de 1.15
- Cargas derivadas del aterrizaje

El tamaño del daño que una estructura puede soportar si sobre ella actúan cargas últimas es muy pequeño, a menos que la estructura se haya diseñado con un FS muy elevado. En cualquier caso, ya que las cargas en servicio difícilmente llegarán a alcanzar las cargas últimas, no es necesario aplicar este

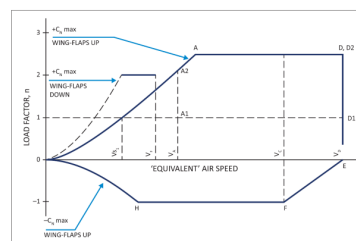


Figura 3.5 Envolvente de vuelo [21].

requisito habitualmente si no que la política de diseño habitualmente consiste en diseñar la estructura para que pueda ofrecer la resistencia última cuando se encuentra bajo el máximo daño admisible y el 100 % de carga. Como se puede observar, el diseño bajo criterios de tolerancia al daño es una preocupación más asociada al cálculo de los costes y al diseño de los planes de mantenimiento que a la propia seguridad de la aeronave. Es este último punto una de las claves de un buen diseño, para elaborar un plan de mantenimiento adecuado, es necesario:

- Hay que determinar el tamaño crítico de grieta
- Se debe seleccionar el método de inspección más adecuado en función de ese tamaño crítico de grieta
- Es necesario establecer la velocidad de crecimiento de esa grieta y el momento en el que se alcanzará ese tamaño crítico
- Se debe definir el periodo entre inspecciones como la mitad del tiempo entre la mínima grieta detectable y la grieta de tamaño crítico

Dado que el tamaño de grieta crítica es el principal condicionante a la hora de definir el plan de mantenimiento, es necesario tener en cuenta que método se utiliza, la precisión y la capacidad de detectar una grieta de cierta medida para poder ajustar correctamente los intervalos entre inspecciones.

Por último, la norma establece una serie de reglas que es recomendable seguir a la hora de diseñar con una apropiada tolerancia al daño:

- Diseñar estructuras con múltiples caminos de carga
- Uso de materiales apropiados
- Diseño apropiado de determinados detalles constructivos para facilitar la detección de las grietas
- Diseñar de tal forma que se eviten los fallos coincidentes en el tiempo para que los elementos estructurales no se vean sobrecargados (Widespread Fatigue Damage (WFD))

3.3.5 Widespread Fatigue Damage

Se define el WFD en la estructura de una aeronave como la aparición simultánea de grietas en diferentes sitios con el suficiente tamaño y densidad como para hacer que la estructura deje de cumplir con los requerimientos de tolerancia al daño, y no conservará la suficiente resistencia residual tras producirse un fallo parcial de la estructura. Es un problema que afecta principalmente a las aeronaves que son operadas más allá de la vida operativa para la que fueron diseñadas. Para prevenir esta circunstancia se crea el concepto de Limits Of Validity (LOV), que establece cuando las evidencias encontradas en los ensayos a fatiga no son suficientes para predecir el comportamiento de la estructura. Representa un límite operacional basado en las evidencias de los ensayos a fatiga que soportan el plan de mantenimiento. El WFD representa el punto en la vida de la estructura, en la que aumenta de forma considerable el riesgo de que se produzca un comportamiento imprevisto de la misma y la aparición de un colapso total. La forma de evitarlo es modificar o reemplazar las partes que sean susceptibles de presentar este comportamiento, para evitar que ocurra hasta el LOV. En caso de que dicha zona sea inspeccionable, se puede implantar un plan de inspecciones de las partes antes de su sustitución. La FAA establece una serie de acciones tanto para los fabricantes como para los operadores:

- Fabricantes
 - Definir un LOV como limitación de aeronavegabilidad
 - Generar los boletines de servicio necesarios para prevenir el WFD hasta alcanzar el LOV
- Operadores
 - Incorporar esos boletines de servicio a la flota
 - Adoptar los LOV definidos por el fabricante o en su defecto los que establezca la norma
 - Planificar la retirada del servicio cuando los aviones alcancen el LOV

Con todo, la norma también complementa la definición del WFD con una lista de las determinadas partes de la estructura más susceptibles a la aparición del mismo:

- Uniones longitudinales de paneles
- Uniones circunferenciales de paneles
- Cambios bruscos de grosores en paneles
- Uniones de larguerillos y paneles
- Cuadernas
- Estructura aladaña a las ventanas
- Paneles en las proximidades de un doubler
- Uniones de constillas con paneles

3.4 Selección y consideraciones acerca de los materiales y fabricación

El primer área de impacto en el éxito de una aeronave para su correcta operación a fatiga es la selección de los materiales de fabricación. Tras la realización de un diseño preliminar quedan fijados aspectos como la configuración aerodinámica, la configuración del grupo motopropulsor, las condiciones de operación y la vida útil prevista del avión. Para todos estos aspectos, la base de su diseño está en la selección de los materiales adecuados para cada estructura.

En el proceso de diseño se lleva a cabo una evaluación exhaustiva de las características de todos los materiales disponibles y una comparativa de sus propiedades, considerando su efecto sobre la resistencia y vida de la estructura tanto por efectos físicos como por efectos químicos.

La evolución de las aeronaves ha propiciado la aparición de nuevos materiales debido a la evolución de los requisitos y demandas de los usuarios. El peso de las estructuras, el aumento de la velocidad y las capacidades de los motores y la necesidad de aeronaves con mejor maniobrabilidad para adaptarse a los nuevos procedimientos de vuelo ha llevado al desarrollo de materiales cuyas propiedades se podrían considerar obtenidas a demanda.

La idea principal es el uso de materiales con propiedades adecuadas con el menor coste y la mayor ligereza posibles. Es necesario encontrar una solución de compromiso respecto a los criterios de selección de los materiales, por un lado están las propiedades de resistencia a los distintos tipos de tensión y carga que deben soportar los elementos, esto es especialmente importante para casos de altas cargas aerodinámicas como por ejemplo maniobras de looping o picadas. Por otro lado, se debe buscar materiales con altos módulos elásticos para aquellos elementos sometidos a grandes deformaciones producidas por efectos como buckling o crippling.

En la actualidad, las aleaciones de aluminio, acero y titanio son los materiales principales para la construcción de aeronaves, el factor principal para esto es el amplio conocimiento acerca de sus propiedades y su comportamiento, dentro de la industria aeronáutica la seguridad y la prevención es el factor principal a la hora de diseñar una aeronave y por ello el uso de materiales se restringe a aquellos que cuentan con un historial de uso suficientemente largo como para ofrecer las características de confiabilidad necesarias. Por otro lado, los materiales compuestos están comenzando a ocupar un puesto relevante en la industria aeroespacial, pero presentan un gran problema, sus propiedades no se pueden considerar totalmente uniformes aún, es decir, el proceso de fabricación de estos materiales influye en mayor medida que en el de los metales mencionados anteriormente. Con todo, los materiales compuestos se están convirtiendo en una pieza clave dentro de la industria aeronáutica y su introducción se está realizando en la construcción de elementos no críticos que permiten observar su desempeño.

Las principales características de los materiales en cuanto al diseño a fatiga se refiere son:

- Resistencia y límite a cargas estáticas, la capacidad de resistir cargas estáticas manteniéndose dentro del intervalo elástico
- Resistencia a la corrosión, la capacidad de soportar cargas tanto estáticas como dinámicas en ambientes corrosivos sin ver sus propiedades reducidas por debajo de límites aceptables
- Resistencia a fatiga, la capacidad del material para resistir cargas cíclicas sin que se produzcan daños o grietas derivados de estas
- Resistencia a grietas, la capacidad del material para resistir o retrasar el crecimiento de grietas bajo condiciones de carga cíclicas

- Resistencia residual, la capacidad de los materiales para seguir siendo funcionales una vez ocurrido el fallo a fatiga

El comportamiento de los materiales a fatiga, aunque ampliamente estudiado y comentado en el 2, entraña un problema crítico ya que los materiales no son perfectos y los métodos de fabricación tampoco. Por ello, a la hora de seleccionar los materiales siempre es necesario tener en cuenta que sus propiedades pueden variar ligeramente de las esperadas y es necesario realizar pruebas y certificar la calidad tanto de los fabricantes como de los productos fabricados.

3.4.1 Materiales compuestos en el diseño a fatiga de aeronaves [13][14]

A lo largo de las anteriores secciones se han tratado principalmente las características y el comportamiento de las estructuras a fatiga producidas a partir de materiales metálicos. La realidad actual es que los materiales compuestos son cada vez más comunes en la industria aeroespacial ya que ofrecen unas propiedades mecánicas específicas muy superiores a los materiales convencionales. La realidad es que el uso de materiales compuestos no está limitado por sus características mecánicas si no por su coste y su puesta en servicio. En este último aspecto quedan englobados los problemas comentados anteriormente, la inseguridad acerca de unas propiedades "medias" para todos los materiales producidos en un lote. Actualmente la presencia de los materiales compuestos en la industria aeronáutica es real y aparece principalmente en elementos aerodinámicos como las alas y estructurales como el fuselaje o los trenes de aterrizaje. Como ejemplo claro, existe una versión en producción actualmente del avión de carga militar A400M que cuenta con material compuesto en la estructura de unión de ambas alas al fuselaje, lo cual se trata de un elemento crítico dada la configuración de ala alta del mismo.

La principal característica de los materiales compuestos es que se trata de dos o más materiales independientes unidos por medio de una interfase, de manera que se obtiene un nuevo material. Por esto, el estudio de la fatiga sobre estos materiales se trata de un trabajo difícil y complejo. La realización de ensayos estructurales en componentes similares pero aplicando condiciones de carga distintas y las metodologías propuestas para los casos de reparación y de descarte son áreas aún por desarrollar y en las que se requiere una gran mejora en los métodos de predicción de vida a fatiga. El problema de fatiga sobre los materiales compuestos es un asunto complejo que involucra múltiples modos de fallo, debidos al propio material y a las propiedades de este y la interacciones entre estos puntos. No se cuenta en la actualidad con ningún modelo exacto que sea válido para cualquier escenario de trabajo y que se pueda aplicar de manera directa por lo que se utilizan distintos modelos específicos para cada situación como la delaminación o la existencia de muescas y entallas.

Otro de los problemas que presentan los materiales compuestos nace de su definición intrínseca, a medida que se añaden capas de material se crea un material nuevo. Además de los efectos de restricción aportados por cada capa y que dependen de si se trata de configuraciones unidireccionales o con múltiples direcciones, aparecen problemas graves en el escalado de las pruebas; el comportamiento observado en una muestra no tiene porque ser necesariamente el mismo que el de la pieza completa y los resultados del ensayo de vida y resistencia a fatiga no serán los mismos. La tendencia actualmente se enfoca hacia una filosofía de ausencia de crecimiento del daño, por lo que se imponen limitaciones muy conservadoras para las propiedades mecánicas y su verificación, lo que permite definir valores límite o umbral. Es común combinar estos criterios con criterios propios del diseño estático y de los ensayos no destructivos.

En la industria aeronáutica, los principales estudios acerca de la resistencia a fatiga y la predicción del fallo se han realizado sobre materiales compuestos basados en fibra de carbono. Se debe tener en cuenta siempre que el estudio de un material compuesto se puede abordar desde dos puntos de vista, el micromecánico y el macromecánico, con esto presente se han desarrollado distintos modelos que pretenden predecir la pérdida de propiedades o degradación y la tolerancia al daño de los materiales compuestos. Estos modelos se deben aplicar de manera iterativa sobre el material a fin de llegar a calcular la carga que provoca la pérdida de la capacidad de carga. Los dos modelos básico que podemos encontrar son el de degradación total y el de daño progresivo, el primero solo es aplicable para estados de tensión uniformes mientras que el segundo permite considerar el daño sufrido sobre un elemento reproduciendo de manera cualitativa la evolución de este a través de degradaciones parciales en el laminado que vienen modeladas por el fallo individual de las láminas y que básicamente consiste en un recuento de las veces que cada lámina falla. En conjunto a esto es necesario aplicar criterios de fallo de la lámina, los cuales toman como premisa la geometría plana de la lámina y simplifican las ecuaciones de resistencia de materiales según distintos criterios los cuales se pueden diferenciar principalmente en dos grupos:

- Criterios basados en la plastificación de los materiales compuestos
 - Teoría de máxima tensión
 - Teoría de máxima deformación
 - Criterio de Tsai-Hill
 - Criterio de Tsai-Wu
- Criterios basados en el mecanismo de fallo del laminado, fallo de la fibra o de la matriz
 - Criterios de Hashin

Una de las estrategias más utilizadas a la hora de diseñar elementos en material compuesto es aplicar criterios de tolerancia al daño enfocando éstos al proceso de certificación de la aeronave y a la necesidad de verificar y asegurar el comportamiento de la estructura durante toda su vida para lo que se necesita reconocer las principales condiciones de carga a las que se verá sometida, complicando el proceso de recuento de cargas para definir los ciclos de trabajo.

3.4.2 Selección de los materiales

A la hora de seleccionar los materiales, hay que tener en cuenta varios aspectos principales en cuanto a las propiedades y la fabricación de estos:

- Propiedades sobre cargas estáticas
- Propiedades a fatiga
- Resistencia a fracturas y a crecimiento de grieta
- Resistencia a la corrosión y estabilidad en atmósferas corrosivas
- Disponibilidad y capacidad de producción
- Coste de los materiales
- Características de fabricación
- Compatibilidad entre materiales
- Propiedades de resistencia térmicas, conductividad eléctrica, resistencia a la erosión, compatibilidad con recubrimientos, etc

En concreto en el caso de la fatiga, la selección de los materiales se basa en la relación resistencia-peso y en las capacidades de resistencia al daño. Existen varias opciones, principalmente se suelen utilizar aleaciones de aluminio dada su baja densidad y sus propiedades resistencia-peso, sería posible utilizar aleaciones de acero, las cuales tienen unas propiedades mecánicas superiores, pero sería necesario fabricar elementos mucho más pequeños y delgados por lo que los factores de coste y fabricación serían limitantes. Dentro de las propiedades mecánicas es necesario estudiar cada elemento por separado a la hora de fijar unos requisitos de resistencia, en el caso de los elementos que se encuentran sometidos a compresión, el factor limitante es σ_{YS} mientras que en aquellos elementos que se encuentran principalmente sometidos a cargas de tensión, el parámetro principal es el σ_f .

También es necesario considerar otros factores que pueden afectar a las propiedades del material como son la temperatura y la corrosión. Un ejemplo son los cazas supersónicos actuales, para los cuales se tiene a utilizar titanio dada su resistencia a las altas temperaturas o el caso de las aleaciones bajas en carbono de acero, las cuales se evita utilizar dada la poca resistencia a la corrosión. Este último caso presenta también un problema ya que las mismas tienen unas excelentes propiedades de resistencia en comparación al peso que representan.

Como se ha comentado en 2, las propiedades estáticas de resistencia no están correlacionadas completamente con las propiedades a fatiga, por lo que hay que analizarlas de manera individual. Por ejemplo, en el caso de materiales con una alta resistencia, el porcentaje de elongación permite relacionar directamente la habilidad de este para evitar la plastificación y por tanto la aparición de acumulaciones de tensión que puedan afectar a zonas críticas o a zonas con defectos de fabricación. Más aún, no solo se deben considerar las propiedades del material si no el detrimento que aparece en estas al realizar uniones o cortes, los cuales debilitan las propiedades del material y lo hacen más susceptible al fallo por fatiga.

El comportamiento de los materiales sometidos a cargas cíclicas puede ser evaluado como:

- Las condiciones necesarias para que se inicie una grieta
- Las condiciones necesarias para que una grieta crezca y evolucione

Habitualmente se asocia la iniciación de grieta con el límite plástico del material y el factor de concentración de tensiones.

Por otro lado, el formato en el que se usa el material también tiene un gran impacto en el rendimiento del mismo. Estas formas se suelen nombrar como:

- Chapa y placa: se trata de piezas rectangulares cuyo grosor puede variar. Se considera chapa cuando éste es menor a 0.25 *inch* y placa cuando este es menor
- Revestimiento: este caso es específico de aleaciones utilizadas para proteger de la corrosión el metal base. su grosor depende del grosor del elemento a revestir (entre un 2.5 y un 5%)
- Alambres, varillas y barras: son elementos con una longitud mucho mayor a la distancia entre caras paralelas. Cuando esta distancia es menor a $\frac{3}{8}$ *inch* se considera alambre. Para distancias mayores la diferencia está en la geometría de la sección transversal (circular o poliédrica)
- Tubos
- Extrusiones: tanto por impacto como por extrusión fría. Los problemas achacados a estos métodos de fabricación se han comentado en el 2
- Forjados, cuyas propiedades a fatiga se comentan en el 2

Por último, el procedimiento de selección de los materiales para el caso de la fatiga comienza con la elección del mismo en base a las cargas, el elemento a fabricar y la forma en la que se recibe el material. Después es necesario calificar las propiedades del material según los requisitos de la pieza:

- Resistencia a fractura
- Resistencia a las grietas por corrosión y al daño por corrosión
- Velocidad de propagación de la grieta
- Estabilidad química del material

Por último, se valoran los criterios de costes y manufactura de los materiales, la disponibilidad y la fiabilidad de los mismos y se toma la decisión final.

3.4.3 Principales modos de fallo [15][16]

Una de las bases de la selección de materiales es el conocimiento de los fallos que se pueden producir en los materiales cuando la aeronave se encuentra bajo situaciones de carga. Se considera daño a cualquier deformación permanente, grieta o deterioro que pueda sufrir alguno o varios elementos de la aeronave y que conlleven la pérdida de capacidades funcionales ya sean totales o solo de manera parcial. Durante el estudio de los daños se destacan dos propiedades del material principalmente, la progresión del daño y la resistencia residual. La progresión del daño hace referencia a la capacidad del material de soportar daño antes de que este llegue al punto crítico de fallo. La segunda es la propiedad del material de mantener un nivel mínimo de resistencia tras el fallo y que en aeronáutica se suele denominar tolerancia al daño. El criterio "*fail-safe*" se podría definir como la capacidad de una estructura de soportar el daño (tolerancia al fallo) sin fallar antes de que sea posible detectarlo (progresión del daño). A continuación se presenta una breve descripción del principal modo de fallo a fatiga en materiales metálicos, el crecimiento de grieta, sobre el cual ya se ha hablado más extensamente en las secciones anteriores y también un análisis del funcionamiento del fallo a fatiga en elementos de material compuesto:

- Crecimiento de grieta en materiales metálicos: el tipo de fallo más habitual para el caso de los materiales mecánicos es el del crecimiento de grieta. La teoría y los distintos enfoques existentes para tratar el crecimiento de grieta aparecen comentados en 2.3.2. En el caso de las estructuras aeronáuticas, es común utilizar materiales dúctiles, que ofrezcan una buena respuesta ante la deformación plástica, para las estructuras que se encuentran sometidas principalmente a fatiga. El desarrollo de nuevos materiales, la implementación de nuevos medios de fabricación y la optimización en el diseño de las aeronaves ha llevado al diseño de elementos de menor peso para aeronaves de dimensiones mayores, lo que

conlleva, incluso utilizando materiales menos pesados como las aleaciones de aluminio de última generación, una reducción notable en el grosor y por tanto una disminución en la capacidad de soportar deformaciones plásticas. Es este último punto lo que ha obligado a reformular las teorías basadas en LEFM y la aparición de nuevas teorías basadas en el comportamiento elastoplástico de la grieta como la integral J , el ángulo de apertura de punta de grieta o el desplazamiento de punta de grieta. En la actualidad, las técnicas de estudio y predicción del crecimiento de grieta se apoyan en el método de elementos finitos y en las distintas estrategias de mallado y modelado del problema tanto a nivel de laboratorio como a nivel de algoritmia. Uno de los desarrollos más notables en este área es el que ha realizado el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA) en el desarrollo de un metodología de simulación y ensayo del crecimiento de grieta, basada en el criterio de ángulo de apertura y en el uso de una herramienta de simulación que se apoya en el software de pago Nastran y para la que se utiliza un mallado con un camino de crecimiento de la grieta predefinido.

- Fallo en materiales compuestos: el fenómeno de fatiga en los materiales compuestos presenta en si mismo numerosos problemas dada la propia naturaleza de estos materiales y la multitud de propiedades existentes. Dada la no homogeneidad de los materiales compuestos, el diseño de estos puede llevar a excesivos costos al basarse enteramente en los ensayos realizados con el material y con prototipos escalados. Como se ha comentado anteriormente, el comportamiento de los materiales compuestos se puede estudiar desde el punto de vista micromecánico, estudiando la respuesta de las fibras y la matriz por separado, o desde un punto de vista macromecánico. En este aspecto, se puede simplificar en gran medida el estudio del fallo y la predicción del mismo si se consideran laminados "estándar".

Laminados "angle-ply": se trata de laminados cuyas fibras se orientan de manera simétrica respecto a los ejes principales. En estos laminados esa configuración simétrica implica de las componentes tangenciales y normales al laminado. Habitualmente en los laminados "angle-ply" una grieta paralela a la dirección de la fibra no suele causar el fallo, si no que induce la aparición de grietas en las zonas de interfase, existe un retraso en la aparición de esas grietas gracias a las propiedades en tensión tangencial del laminado, lo que resulta en la delaminación. Se consideran por tanto dos modos de fallo sucesivos que se realimentan, en primer lugar la aparición de grietas en la interfase y en segundo lugar la delaminación como efecto de las múltiples grietas que aparecen.

Laminado "cross-ply": son laminados en los que el apilado se realiza colocando las fibras de cada capa perpendiculares a las de la anterior. Estos laminados han sido ampliamente estudiados, fueron los primeros de los que se obtuvieron resultados del comportamiento a fatiga, por lo que se suelen utilizar como laminados de "prototipado" a la hora de realizar ensayos con nuevos materiales. En estos laminados el comportamiento a fatiga es muy semejante al de materiales homogéneos pero con el condicionante de la delaminación, por ello es posible establecer ciertos límites aproximados de los modos de grieta, claramente el modo I se relaciona con la aparición de grietas longitudinales con respecto a la fibra, lo cual es posible dada la configuración de fibras totalmente perpendiculares a los ejes principales y el modo II, el cual aparece en forma de delaminación y que es posible marcar a partir del punto en el que las grietas dejen de crecer conforme al modo I.

4 Modelado y cálculos

En esta sección se va a presentar el modelado de un cajón de ala según las teorías explicadas a lo largo del máster. Para ello se ha tomado como ejemplo el Boeing 737-400, un avión de pasajeros mediano capaz de transportar hasta 159 pasajeros en su configuración "all-economy". Se trata de un avión diseñado en los años ochenta para operar como una actualización del 737 original y como competencia del famoso Airbus A320. A partir de los datos provistos por Boeing orientado al dimensionamiento de aeropuertos [22] se ha realizado una estimación, que correspondería con la fase de prediseño comentada en el capítulo anterior, de los distintos pesos y características aerodinámicas y estructurales de la aeronave utilizando en primer lugar las estimaciones de peso propuestas por Kroo y Torenbek extraídas de [23] y otra basada en datos de la bibliografía [3], la teoría de la aerodinámica para perfiles delgados comentada en [24] y las estimaciones de cálculo de velocidades especificadas en [21]. La sección que se pretende diseñar a partir de los datos de la aeronave es el cajón que une las secciones comúnmente denominadas 21 y 22 que se corresponden con el cajón central o "belly fairing", que se trata de una de las entidad estructurales más críticas en el caso de una aeronave ya que es la zona que une las dos semialas al fuselaje central y mantiene los elementos aerodinámicos unidos estructuralmente, y el semiala. Como punto final se ha realizado un análisis empleando el software Ansys 17.1 de Método de Elementos Finitos (FEM), en el mismo se ha sometido al cajón al estado de carga más adverso y se ha realizado una simulación del desempeño del mismo a fatiga basado en los datos experimentales obtenidos por la Universidad de Dayton para esta aeronave [25] realizando primero un test de convergencia del mallado y una comparación de las distintas soluciones que ofrece Ansys para este problema.

4.1 Dimensionamiento inicial de la aeronave

En primer lugar se ha decidido utilizar los datos referidos al Boeing 737-400 con motores CFM56-3C cuyos planos se presentan a continuación:

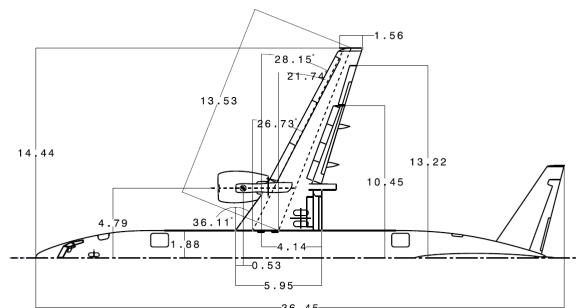


Figura 4.1 Cotas [26].

Todos los datos geométricos y máxicos de la aeronave obtenidos de la bibliografía se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.1 Datos bibliográficos de la aeronave.

Meng[kg]	1966	[27]
MTOW[kg]	64637	[22]
MTOW[lb]	142500	[22]
MZFW[kg]	51256	[22]
MZFW[lb]	113000	[22]
MLW[kg]	54880	[22]
OEW[kg]	33370	[22]
bbibl[ft]	94,9	[26]
bblib[m]	28,88	[26]
ct[ft]	5,1181	[26]
ct[m]	1,56	[26]
cr[ft]	19,5538	[26]
cr[m]	5,95	[26]
MAC[ft]	11,205	[22]
MAC[m]	3,4153	[22]
S[ft ²]	980	[22]
S[m ²]	91,045	[22]
FlechaLE1[°]	36,11	[26]
FlechaLE2[°]	28,15	[26]
FlechaLEMedia[°]	32,13	[26]
Flecha0,5c[°]	21,74	[26]
Flecha0,25c[°]	26,73	[26]
AR	9,16090285	b^2/S
TaperRatio	0,262184874	ct/cr

En primer lugar es necesario calcular los parámetros aerodinámicos del avión, para ello se han utilizado los datos relativos al perfil aerodinámico obtenidos de la referencia [28], el cuál se muestra en la siguiente imagen:

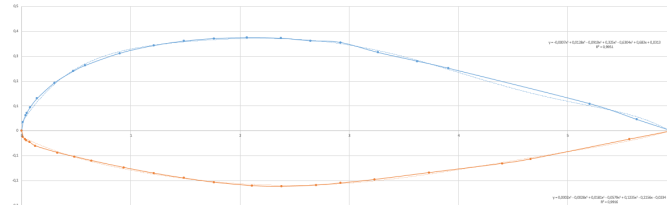


Figura 4.2 Perfil Encastre.

Como se puede observar se trata de un perfil no simétrico, en la imagen se muestran también las ecuaciones de ajuste que se han utilizado para obtener el valor del ratio entre el espesor y la cuerda, con ellas se han representado los puntos "pareja" de intradós y extradós de los proporcionados en [28]. El valor medio de esta proporción es $t/c = 0,7890624$. Además, se ha calculado la denominada ley de cuerdas considerando que en el encastre la misma permanece constante, la cuál es:

$$c(y) = 5,95[m]y < 1,88 \quad (4.1)$$

$$c(y) = 7,11934 - 0,62199 * y[m] 1,88 < y < 4,79 \quad (4.2)$$

$$c(y) = 5,4206 - 0,2674 * y[m] 4,79 < y < 14,44 \quad (4.3)$$

Junto con los datos aerodinámicos geométricos es necesario presentar los siguientes valores:

Los tres primeros coeficientes son los coeficientes de sustentación de la aeronave para las condiciones de vuelo de crucero, despegue y aterrizaje respectivamente, a continuación se observan los números de Mach máximo operativo y de crucero y las velocidades verdaderas (medidas en relación a la densidad a la altura de

Tabla 4.2 Datos aerodinámicos de la aeronave.

C _l g	1,95	[29]
C _l O	2,38	[30]
C _l LD	3,24	[30]
MMO	0,82	[30]
M _{cr}	0,74	[31]
V _{cr} (TAS)[kt]	430	[31]
V _{cr} (TAS)[$\frac{m}{s}$]	221,2111111	
V _{cr} (EAS)[$\frac{m}{s}$]	117,9600522	
Techocr[ft]	37000	[31]
Techocr[m]	11277,04968	[31]
acr[$\frac{m}{s}$]	295,07	[24]
rhocr[$\frac{kg}{m^3}$]	0,348331	[24]
flapsTO	15°	[32]
flapsLD	30°	[32]

vuelo) de crucero y su correspondiente conversión a velocidad equivalente: $V_{EAS} = \sqrt{\frac{\rho_{altitud}}{\rho_{SEALEVEL}}} * V_{TAS}$. Los siguientes valores se corresponden con las condiciones del aire a la altura de vuelo de crucero, velocidad del sonido y densidad, y las deflexiones utilizadas para las operaciones de despegue y aterrizaje de los dispositivos hipersustentadores presentes en el ala.

Los únicos parámetros aerodinámicos restantes son la posición a lo largo y ancho del perfil del centro aerodinámico, el cuál se define como: "el punto donde se puede considerar que actúan todas aquellas fuerzas resultado de la aerodinámica del perfil" [24], y el coeficiente de momentos del perfil. Para calcularlo se ha aprovechado la herramienta Fluent presente en el suite de Ansys y se ha realizado una simulación CFD.

4.1.1 Cálculo de C_m y centro aerodinámico

Para obtener los valores del coeficiente de momentos aerodinámicos y la posición del centro aerodinámico se va a aplicar una de las características principales del centro aerodinámico, la cuál es resultado de la propia definición física del mismo y se resume principalmente en la invariabilidad del valor del coeficiente de momento cuando este se calcula respecto al centro aerodinámico del perfil [24]. En primer lugar se ha procedido a la generación de la geometría 2D del perfil aprovechando la herramienta DesignModeler de Ansys:

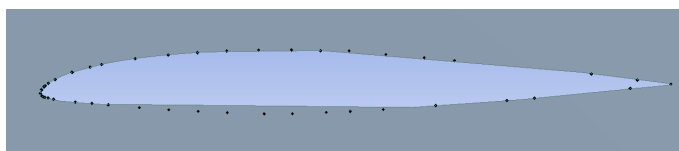


Figura 4.3 Perfil CFD.

y la geometría del volumen de control:

Se ha dibujado el perfil tomando como valor de la cuerda el de la cuerda media aerodinámica (MAC), que se define como "la cuerda de un ala aerodinámicamente equivalente y perfectamente rectangular" [24].

Una vez generadas dichas geometrías, es necesario realizar un mallado, en este caso no se han implementado excesivos pasos de refinado ya que no es el objetivo de este trabajo aunque cabe destacar que se han incluidos algunas modificaciones a fin de captar de la manera más precisa los efectos de la capa límite en la superficie del perfil:

- Body Sizing: se ha incluido un control de tamaño de cada elemento por medio de una esfera de influencia centrada en la punta del borde de ataque del perfil con un radio de 6,8 m y tamaño del elemento 0,15 m
- Edge Sizing: además del control de tamaño de los elementos alrededor del perfil, se ha especificado una subdivisión de la longitud de los elementos del borde que representa el perfil limitando el mismo a 0,009 m de manera homogénea a lo largo del mismo

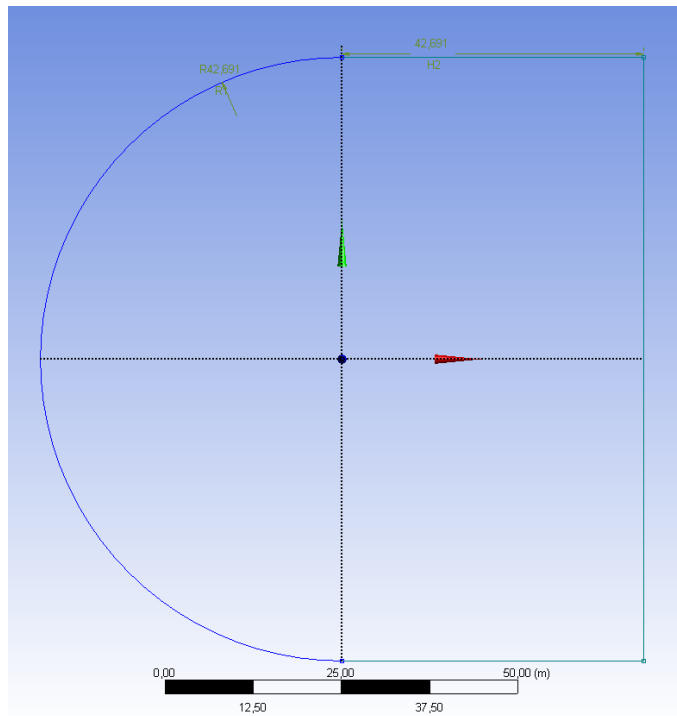


Figura 4.4 Volumen de control.

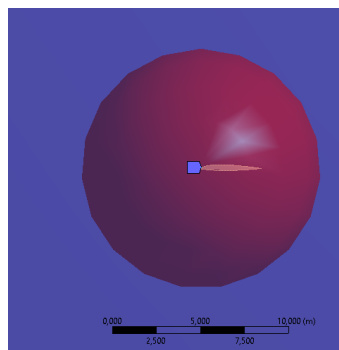


Figura 4.5 Esfera de influencia.

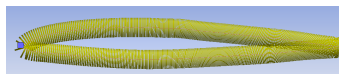


Figura 4.6 Edge sizing.

Como resultado se obtiene la siguiente malla con un total de 15760 elementos:

Una vez realizado el mallado se ha realizado una simulación de tipo estacionaria para un Reynolds de $6e7$ de manera que se asegure la simulación en condiciones turbulentas, se ha decidido esto para asegurar que la simulación representa las condiciones de fluido más semejantes a las que la aeronave se encontraría en la realidad. Para poder trabajar con los fenómenos turbulentos que surgirán se ha optado por el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ realizable. Este modelo se encuentra dentro de los denominados URANS, es decir, modelos que resuelven las turbulencias tratándolas a partir del valor medio de la velocidad del fluido y de una suma ponderada de las distintas variaciones que puedan aparecer. En este caso se trata de un modelo de dos ecuaciones, es decir, se añaden dos ecuaciones más al problema general y a partir de ellas se calcula el valor de una viscosidad de torbellino, un valor que representa el efecto de las turbulencias en los cambios de velocidad, transformando estas variaciones a esfuerzos viscosos. La denominación $k - \varepsilon$ viene de las dos variables principales que se utilizan para calcular esa viscosidad de torbellino, por un lado se denomina "k" a la energía cinética de la turbulencia, es decir, del torbellino y ε al ratio de disipación de esa energía, es

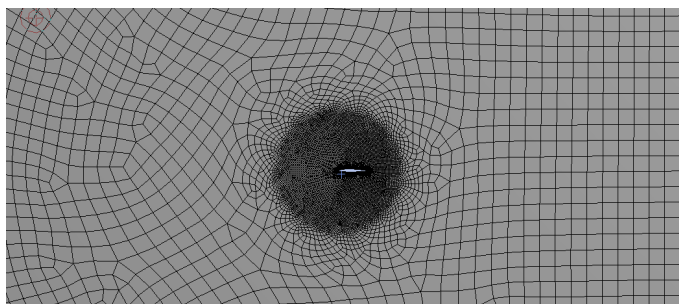


Figura 4.7 Mallado CFD.

decir, el paso de energía cinética a energía interna del fluido. Este modelo es uno de los más comunes dada su versatilidad y la propia documentación del software Ansys lo recomienda para casos de análisis como el que aquí se detalla. Por otro lado, una vez seleccionado el valor del número de Reynolds y conocida la longitud de referencia del perfil, en este caso la cuerda, se ha impuesto una velocidad del flujo de entrada al volumen de control de $15,064 \frac{m}{s}$. Este valor no se ha elegido al azar si no que se ha tomado como referencia la experiencia laboral previa en simulaciones de este tipo y la realización de análisis análogos para otros perfiles de aeronaves similares como el A350 o el A380. A partir de esto se han tomado como valores de densidad y viscosidad dinámica del aire $1,1767 \frac{kg}{m^3}$ y $1,009e-05 \frac{kg}{m*s}$. Como condiciones de contorno se ha tomado toda la geometría circular y las líneas inferior y superior como fronteras de tipo "velocity-inlet" en las que se definen las CC a partir de la velocidad inicial que tiene el fluido en las mismas; las líneas correspondientes a la silueta del perfil se han considerado paredes perfectas, es decir, no se consideran condiciones de resbalamiento impuestas ni existe transferencia de masa ya que se pretende representar una geometría perfectamente sólida. Por último, la línea vertical que se puede apreciar en la Figura 4.4 se corresponde con una salida de presión o "pressure-outlet" en la que no existe ninguna diferencia de presión con la operativa, en este caso la presión atmosférica. Esta simulación se ha realizado de manera iterativa, es decir, se han monitorizado los valores del coeficiente de momento, calculado directamente a través de la herramienta que proporciona Fluent en el apartado de "Reports", para varios puntos a lo largo del perfil, cuyas coordenadas en los ejes x (horizontal) y z (vertical) se presentan a continuación. Cabe comentar que los valores de z se corresponden con los valores de la cuerda de espesor medio obtenidos a partir de la ecuación de ajuste que toma como valores de interpolación los propuestos en [28] y que se ha tomado el intervalo de puntos considerando que la teoría de perfil simétrico define la posición del centro aerodinámico al 0,25 % de la cuerda:

Tabla 4.3 Datos aerodinámicos de la aeronave (primera iteración).

$\%x_{ac}$	Valor de x [m]	Valor de z [m]
0,23	0,785519	0,048931144
0,24	0,819672	0,048677809
0,25	0,853825	0,048395354
0,26	0,887978	0,048090735
0,27	0,922131	0,047769733
0,28	0,956284	0,04743705
0,29	0,990437	0,047096404
0,3	1,02459	0,046750619

Para estas localizaciones se ha realizado la simulación de manera sistemática variando el ángulo de ataque del perfil, variación que se representa a partir de las componentes de la velocidad, de:

Tabla 4.4 Velocidades de cada caso de estudio.

α [°]	0
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,064
v_z [$\frac{m}{s}$]	0
α [°]	0,5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,06342641
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,131456531
α [°]	1
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,06170568
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,262903051
α [°]	1,5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,05883794
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,394329549
α [°]	2
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,05482342
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,525726018
α [°]	2,5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,04966241
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,657082451
α [°]	3
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,04335531
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,788388845
α [°]	3,5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,0359026
v_z [$\frac{m}{s}$]	0,9196352
α [°]	4
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,02730485
v_z [$\frac{m}{s}$]	1,05081152
α [°]	4,5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,01756272
v_z [$\frac{m}{s}$]	1,181907818
α [°]	5
v_x [$\frac{m}{s}$]	15,00667693
v_z [$\frac{m}{s}$]	1,312914109

Los resultados de la primera iteración aparecen representados en la siguiente gráfica:

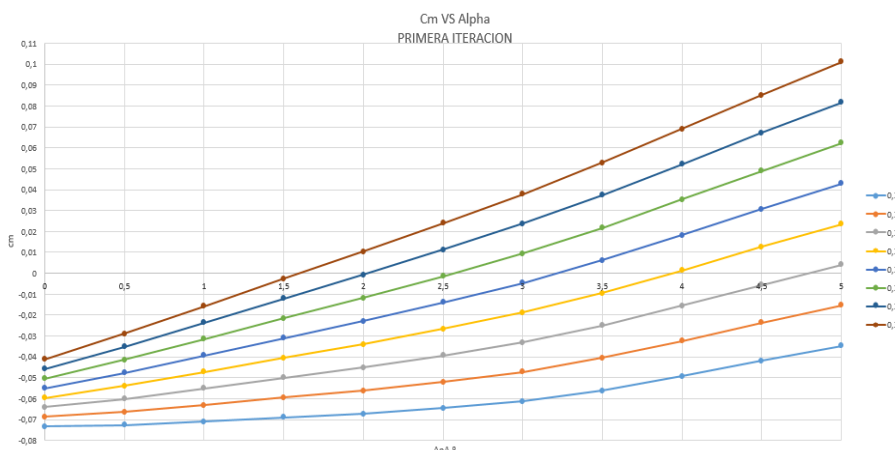


Figura 4.8 Primera iteración.

Una vez obtenidos los resultados se observa como el valor cuya desviación típica es menor es el de 0,23 por lo que se ha realizado una segunda iteración utilizando los puntos:

Tabla 4.5 Datos aerodinámicos de la aeronave (segunda iteración).

$\%x_{ac}$	Valor de x [m]	Valor de z [m]
0,19	0,648907	0,049467348
0,195	0,6659835	0,049456936
0,2	0,68306	0,049427122
0,205	0,7001365	0,049379648
0,21	0,717213	0,049316152
0,215	0,7342895	0,049238167
0,22	0,751366	0,049147128
0,225	0,7684425	0,049044372
0,23	0,785519	0,048931144

Que proporciona los siguientes valores:

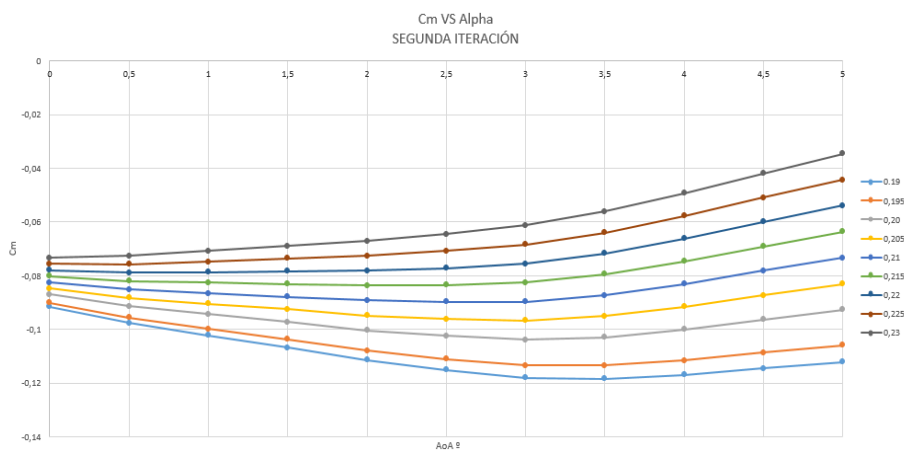


Figura 4.9 Segunda iteración.

Donde el valor con menor desviación típica (0,00466) es el de 0,205 % y que da como valor de coeficiente de momento medio -0,090965, lo que concuerda con los valores típicos de la bibliografía [3] en el que el momento aerodinámico actúa como un momento recuperador que se opone al crecimiento natural del ángulo de ataque.

4.1.2 Cálculo de pesos y envolvente de vuelo

Una vez obtenidos los datos aerodinámicos faltantes, es necesario estimar el valor del peso de las alas de la aeronave para poder aplicar las ecuaciones de diseño de la envolvente de vuelo especificadas en [21]. Para ello se han utilizado dos estimaciones extraídas de [23] y una basada en los datos de aeronaves presentes en [3].

Para aplicar las dos primeras expresiones es necesario calcular el factor de carga último, el cuál según el documento de la CS-25 se calcula como:

$$n = 2,1 + \frac{24000}{MTOW[lb] + 10000} \quad (4.4)$$

En este caso el factor de carga límite es de 2,257 por lo que se debe asumir (según lo indicado en [21]) un valor de 2,5. Siguiendo lo indicado en esta norma, el valor del factor de carga último es 1,5 veces el factor de carga límite, es decir, 3,75.

A partir de los valores indicados en Tabla 4.1 y del factor de carga calculado se puede estimar el peso del ala como:

- Estimación de Kroo:

$$W_w = 4,22 * S_{ref} + 1,642e - 06 * \frac{n_{ultimo} * b^3 * (1 + 2 * TaperRatio) * \sqrt{MTOW[lb] * MZFW[lb]}}{\left(\frac{t}{c}\right) * \cos^2(Flecha0,25c) * S_{ref} * (1 + TaperRatio)} \quad (4.5)$$

De la que se obtiene un valor de 2468,95 kg

- Estimación de Torenbeek:

$$W_w = 0,00667 * (n_{ultimo})^{0,55} * \left(\frac{t}{c} * cr\right)^{-0,3} * \left(\frac{b}{\cos(Flecha0,5c)}\right)^{1,05} * \left(1 + \sqrt{\frac{1,905 * \cos(Flecha0,5c)}{b}}\right) * \left(\frac{MZFW[kg]}{S_{ref}}\right)^{-0,3} * MZFW[kg] \quad (4.6)$$

De la que se obtiene un valor de 3063,91 kg

- Estimación basada en la bibliografía: en este caso se han tomado valores de carga alar y superficie de varias aeronaves de la bibliografía y se ha supuesto un factor de proporcionalidad resultando en 7843,32 kg

Tabla 4.6 W_w de la bibliografía.

B747 $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$	82,09182701
A400M $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$	90,29345372
C130 $\left[\frac{kg}{m^2}\right]$	86,0579889

Como valor definitivo se ha tomado la media de los tres anteriores que da como resultado 5855,59 kg. Una vez obtenidos estos valores, se puede aproximar la masa de los demás elementos estructurales a partir de las aproximaciones propuestas en [3]. Estas masas se han obtenido a partir del valor de OEW:

Una vez obtenidos los datos anteriores se puede calcular la envolvente de vuelo siguiendo lo especificado en [21]:

- Velocidad de entrada en pérdida: esta es la velocidad a la cuál se alcanza el coeficiente de fuerzas normales máximo C_{Nmx} el cuál se puede aproximar como $1,1Cl_{1g}$. La variación de esta velocidad desde un factor de carga igual a 0 al factor de carga límite, da como resultado la parábola superior

$$\sqrt{\frac{2 * MTOW[kg] * 9,81 * n}{\rho_{crucero} * S[m] * 1,1 * Cl_{1g}}} \quad (4.7)$$

Tabla 4.7 Pesos estructurales estimados.

Weng total [kg]	3932
Porcentaje Weng	0,11783039
Wlg [kg]	2669,6
Porcentaje Wlg	0,08
Whtp [kg]	667,4
Porcentaje Whtp	0,02
Wvtp [kg]	333,7
Porcentaje Wvtp	0,01
Wfus [kg]	37797,7105
Porcentaje Wfus	0,59669495

- Velocidad límite para factor de carga negativo: para el cálculo de esta velocidad se aplica la ecuación anterior considerando un factor de carga que varía entre 0 y -1. El valor del factor de carga negativo límite viene indicado en [21], la cuál indica que el factor debe ser elegido de manera que al estructura sea lo más liviana posible sin superar nunca valores inferiores a -1.
- Velocidad de crucero $V_{crucero}$: para el cálculo de la velocidad de crucero se utilizan los valores del Mach de crucero y velocidad del sonido para el techo de crucero indicados en Tabla 4.2, aplicando la propia definición del número de Mach

$$Mach = \frac{V}{a} \quad (4.8)$$

- Velocidad de picado: para el cálculo de la velocidad de picado es necesario seleccionar el mayor valor de los resultados obtenidos aplicando las tres expresiones que ofrece [21]:

$$\begin{aligned} V_D &\geq 1,25 * V_{crucero} \\ V_D &\geq 1,25 * MMO * a_{cr} \\ V_D &\geq (MMO + 0.07) * a_{cr} \end{aligned} \quad (4.9)$$

- Velocidad de cálculo de maniobra V_A : esta es la velocidad máxima alcanzable en el caso de maniobras bruscas con el factor de carga máximo
- Velocidad de entrada en pérdida para factor de carga 1: en este caso se calcula la velocidad para el coeficiente de sustentación máximo considerando un factor de carga de 1
- Velocidades con dispositivos hipersustentadores: para el cálculo de la envolvente considerando el uso de flaps se aplica la ecuación general sustituyendo el valor del factor de carga por 2 y aplicando en primer lugar un valor de coeficiente de sustentación igual al de despegue (Cl_{TO}) y para el caso de límite, que equivale a la velocidad de pérdida con flaps extendidos el de Cl_{LD} .

La envolvente de vuelo quedaría definida entonces como:

4.1.3 Cálculo de maniobras

A partir de los datos obtenidos en la sección anterior se ha procedido al cálculo de cargas para las maniobras indicada en [21]. Para este caso se han considerado tres maniobras distintas:

- Maniobra simétrica estacionaria
- Maniobra simétrica con aceleración de cabeceo
- Maniobra asimétrica estacionaria

Previo a la explicación del cálculo de los esfuerzos, se van a comentar las distintas simplificaciones que se adoptan a lo largo de toda esta sección y el criterio de signos utilizado para el cálculo de los momentos. Las hipótesis asumidas son las siguientes, todas ellas están basadas en la teoría vista a lo largo del grado y del máster, las cuales se pueden encontrar en [3] y [33] y :

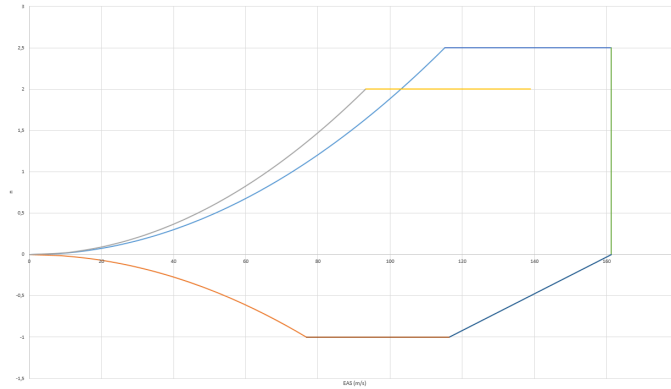


Figura 4.10 Envolvente de vuelo.

- Se supondrá que la distribución de masa a lo largo del semiala en función de la cuerda sigue la ecuación:

$$m(y) = K * c(y)^{1,2} \tag{4.10}$$

Donde se obtiene un valor de K igual a 44,6866

- Se supondrá que la distribución de la sustentación a lo largo del ala tiene una forma elíptica y se ajusta a la expresión:

$$l(y) = \left(\frac{4 * L}{\pi * b}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b/2}\right)^2} \tag{4.11}$$

- Se realizan los cálculos empleando MZFW
- Se supone que la cola del avión genera una sustentación negativa equivalente al 5% de la generada por el grupo alar
- Se considera que el centro de gravedad se encuentra al 40% de la cuerda
- Se considera que el eje de momentos torsores se encuentra al 50% de la cuerda en el encastre
- Para considerar el efecto de la sustentación generada por los flaps en la maniobra asimétrica se van a utilizar los siguientes valores extraídos de diversos ejemplos presentes en [3]: En dicha tabla se

Tabla 4.8 Circulación adimensional a lo largo del ala.

$\theta = \frac{2y}{b}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\Gamma_{alergones}$	0	0,04	0,08	0,1	0,15	0,33	0,54	0,53	0,38
$\Gamma_{inducido}$	0,1	0,21	0,3	0,38	0,44	0,48	0,49	0,46	0,39

presentan los valores de circulación adimensional para una deflexión de timón de 1 rad y una efectividad del mismo de 1. Para este caso práctico se considerará una deflexión máxima de 25° y una efectividad de 0,35. Las siguientes imágenes muestran las distribuciones anteriores extendidas, es decir, incluyendo valores intermedios obtenidos mediante interpolación:

Respecto al criterio de signos, se considerará el eje y positivo en la dirección en la que se extiende el semiala y el eje x opuesto al sentido de avance de la aeronave y paralelo al eje central de la misma, por lo que los momentos flectores se considerarán positivos si tienden a elevar las puntas de ala y los momentos torsores si tienden a reducir el ángulo de ataque. También se presenta a continuación la ecuación general utilizada para el cálculo de la distancia entre el centro de gravedad del perfil y el eje de momentos torsores:

$$x_{cg} = (0,5 * c(1,88) - 0,4 * c(y) - \tan(Flecha1) * (y - 1,88)) \text{ para } 0 \leq y < 4,79$$

$$x_{cg} = (0,5 * c(1,88) - \tan(Flecha1) * (4,79 - 1,88) - 0,4 * c(y) - \tan(Flecha2) * (y - 4,79)) \text{ para } y \geq 4,79 \tag{4.12}$$

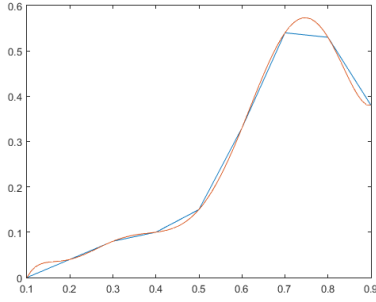


Figura 4.11 Distribución de circulación por la deflexión.

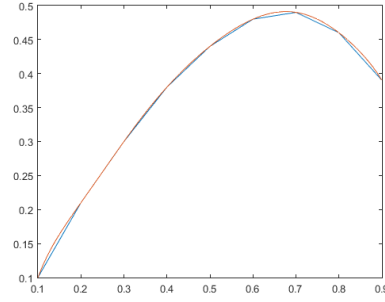


Figura 4.12 Distribución de velocidad inducida.

De manera análoga es posible calcular el brazo generado por las fuerzas aerodinámicas tomando en este caso la posición del centro aerodinámico de cada perfil (0,205%*c*). Por último cabe destacar que se ha utilizado el software MATLAB para la realización de todos estos cálculos a fin de facilitar la integración y representación de grandes vectores de valores.

Maniobra simétrica estacionaria

Para el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre el ala en esta maniobra se ha considerado el caso más exigente posible, es decir, aquel en el que la estructura de la aeronave alcanza un factor de carga máximo de 2,5. Al tratarse de un vuelo simétrico estacionario se considera que la resistencia aerodinámica queda anulada por el resto de fuerzas y que la sustentación es completamente paralela al peso. En primer lugar se calculan las cargas debidas al peso:

$$M_{FlectorPeso} = n_{mximo} * k * g * \int_{1,88}^{14,44} c(y)^{1,2} * (y - 1,88) dy = -2,849e05 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

$$M_{TorsorPeso} = n_{mximo} * k * g * \int_{1,88}^{14,44} c(y)^{1,2} * x_{cg} dy = 9,6766e04 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

A continuación se consideran los efectos debidos a la sustentación, en primer lugar es necesario calcular el valor de la sustentación máxima generada por el ala, que se puede calcular aplicando la propia definición del factor de carga:

$$L = 1,05 * n_{mximo} * 9,81 * MZFW = 1.3199e06 \text{ N} \quad (4.15)$$

A continuación los momentos generados por la ésta:

$$M_{FlectorAero} = \int_{1,88}^{14,44} l(y) * (y - 1,88) dy = 3,518e06 \text{ Nm} \quad (4.16)$$

$$M_{TorsorAero} = \int_{1,88}^{14,44} l(y) x_{ac} dy = -7,6485e05 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

Por último, es necesario considerar las cargas asociadas al motor y al propio torsor aerodinámico:

$$M_{FlectorMotor} = n_{mximo} * k * g * (4,79 - 1,88) * M_{eng} = -1,403e05 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

$$M_{TorsorMotor} = n_{mximo} * k * g * (c(4,79) * 0,5 + X_{motor}) * M_{eng} = -2,849e05 \text{ Nm} \quad (4.19)$$

$$MomentoAerodinmico = \frac{1}{2} * \rho_{SEALEVEL} * V_{crucero}^2 * C_m * \int_{1,88}^{14,44} c(y)^2 dy = -1,0843e05 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

De esta manera, las cargas a las que se ve sometida la estructura del ala durante la maniobra simétrica estacionaria son:

Tabla 4.9 Momentos totales de la maniobra simétrica estacionaria.

Flector total	3,0928e06 Nm
Torsor total	-9,5312e05 Nm

Maniobra simétrica con aceleración de cabeceo

Esta maniobra se ha calculado según lo indicado en [21], en este caso la aceleración máxima ocurre al inicio de la maniobra, en este momento el factor de carga se considera 1. Para calcular los efectos de la aceleración de cabeceo sobre la estructura se asume que el centro de gravedad de la aeronave completa está ubicado en el 30% de la cuerda media aerodinámica, cuyas coordenadas, considerando el origen en el punto de encastre del borde de ataque, son (3,5724, 7,4993) por lo que el centro de gravedad se ubica en $x=4,597$. Por otro lado, la aceleración de cabeceo se considera $\dot{q} = 3\frac{2}{s^2}$, es decir, el caso de mayor exigencia posible de los planteados en la CS-25. A partir de estas hipótesis se puede simplificar el cálculo dividiendo las cargas calculadas en la sección anterior entre 2,5 de manera que solo es necesario calcular las cargas debidas a la inercia de los distintos elementos. Para ello se definen de nuevo los brazos respectivos a las cargas de inercia:

$$\begin{aligned} BrazoInercia &= (0,4 * c(y) + \tan(Flecha1) * (y - 1,88) - CG_{aeronave}) \quad 0 \leq y < 4,79 \\ BrazoInercia &= (0,4 * c(y) + \tan(Flecha1) * (4,79 - 1,88) + \tan(Flecha2) * (y - 4,79) - CG_{aeronave}) \quad y \geq 4,79 \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$M_{FlectorInerciaAla} = \dot{q} * k * \int_{1,88}^{14,44} c(y)^{1,2} * BrazoInercia * (y - 1,88) dy = 7,5965e02 \text{ Nm} \quad (4.22)$$

$$M_{TorsorInerciaAla} = \dot{q} * k * \int_{1,88}^{14,44} c(y)^{1,2} * (0,5c(y) - x_{cg}) * BrazoInerciady = -3,2048e02 \text{ Nm} \quad (4.23)$$

$$M_{FlectorInerciaMotor} = -\dot{q} * M_{eng} * (CG_{aeronave} - X_{motor}) * (4,79 - 1,88) = -1,05e03 \text{ Nm} \quad (4.24)$$

$$M_{TorsorInerciaMotor} = -\dot{q} * M_{eng} * (CG_{aeronave} - X_{motor}) * (0,5 * c(1,88) - 0,53) = -8,8215e02 \text{ Nm} \quad (4.25)$$

Los momentos totales son:

Tabla 4.10 Momentos totales de la maniobra simétrica no estacionaria.

Flector total	1,2368e06 Nm
Torsor total	-4,4751e05 Nm

Maniobra asimétrica estacionaria

Por último es necesario calcular las cargas asociadas a la maniobra asimétrica, en esta maniobra se asume que se realiza una deflexión de los mandos durante un vuelo a velocidad de crucero hasta que el avión alcanza una velocidad estacionaria de balance (eje y) que se denota como p . Según lo indicado en [21] para esta maniobra se puede suponer que las cargas debidas a la sustentación, peso y motor son $\frac{2}{3}$ de las calculadas para la maniobra simétrica estacionaria. Para los momentos calculados se considerará positivo cuando el giro sea de derechas (el ala derecha se eleva) y el avión se encabrite (el ángulo de ataque aumente). A partir de la propia definición de los momentos flectores provocados por la deflexión de los alerones y la velocidad inducida es posible calcular la velocidad y el ángulo de balance, los cuales se relacionan de la siguiente manera:

$$p = \frac{2 * V * \tan \alpha}{\sqrt{\frac{\rho_{crucero}}{\rho_{SEALEVEL}}}} \quad (4.26)$$

Las ecuaciones que definen los esfuerzos generados son las siguientes [24]:

$$\begin{aligned} M_{FlectorVInducida} &= \int_{-14,44}^{14,44} y * l(y) dy = \\ &= \int_{-14,44}^{14,44} y * \frac{1}{2} * \rho_{SEALEVEL} * V^2 * Cl(y) * c(y) dy = \\ &= \alpha * \rho_{SEALEVEL} V^2 * \left(\frac{28,88}{2}\right)^3 * \int_0^1 \theta * \Gamma_{inducido}(\theta) d\theta \end{aligned} \quad (4.27)$$

y

$$\begin{aligned} M_{FlectorDeflexion} &= \int_{-14,44}^{14,44} y * l(y) dy = \\ &= \int_{-14,44}^{14,44} y * \frac{1}{2} * \rho_{SEALEVEL} * V^2 * Cl(y) * c(y) dy = \\ &= deflexion * efectividad * \rho_{SEALEVEL} * V^2 * \left(\frac{28,88}{2}\right)^3 * \int_0^1 \theta * \Gamma_{deflexion}(\theta) d\theta \end{aligned} \quad (4.28)$$

Considerando que los momentos se deben equilibrar al tratarse de una maniobra estacionaria, se puede obtener el valor de α en primer lugar y de p despues:

Tabla 4.11 Maniobra asimétrica.

α	0,1219 rad
Velocidad de alabeo	1,85389 $\frac{rad}{s}$

Aplicando los valores de circulación obtenidos de Tabla 4.8 se obtiene un momento flector debido a la deflexión de 5,9717e05 Nm y uno debido a la velocidad inducida de -4,7077e05 Nm y unos valores de momento torsor de -1,9143e05 Nm y 1,2863e05 Nm por lo que los esfuerzos totales sobre la estructura son:

Tabla 4.12 Momentos totales de la maniobra asimétrica estacionaria.

Flector total	2,1882e06 Nm
Torsor total	-6.9822e05 Nm

A partir de los resultados obtenidos para cada maniobra, se toman como cargas de dimensionamiento las relativas a la maniobra simétrica estacionaria al ser las de mayor valor absoluto.

4.2 Dimensionamiento del panel

En esta sección se va a comentar el proceso de dimensionamiento del panel, las hipótesis aplicadas y las teorías sobre las que se sustentan los cálculos. Para evitar cargar excesivamente el texto de citas se aclara que la teoría utilizada aquí, así como los valores de ajuste se han obtenido de las referencias [34] y [35], y en menor medida de los valores vistos a lo largo del curso en [3].

Se va a dimensionar el cajón de torsión del encastre del semiala derecha partiendo de la teoría de Farrar y del dimensionamiento del panel del extradós, el cuál es el que se ve sometido a los mayores requerimientos estructurales al estar sometido a compresión. Una de las ventajas de utilizar la teoría de Farrar es la simplificación del problema del cajón estructural, en ella se considera el ala como una viga hueca rectangular empotrada en el encastre y con el otro extremo libre. Gracias a esto es posible obtener los esfuerzos de

compresión y cortantes relativos a los momentos calculados anteriormente sin más que aplicar la propia definición de los mismo:

$$N = \frac{M_{flector}}{altura * largo} \quad (4.29)$$

$$q_T = \frac{M_{torsor}}{2 * altura * largo} \quad (4.30)$$

Se puede observar que se desprecia el esfuerzo de cortadura y que la teoría asume que los elementos que conforman el cajón tienen una rigidez lo suficientemente alta que permite despreciar los efectos de cortadura al ser considerablemente menores a los de torsión. La teoría de Farrar inicialmente se planteó para el dimensionamiento de paneles unidos por remaches en frío o por uniones temporales pero se amplió a los denominados paneles integrales, en estos paneles el conjunto formado por panel y larguerillos es un sólido único. Este tipo de paneles ofrecen algunas ventajas frente a otros con uniones:

- En primer lugar como es lógico, la cantidad de uniones entre elementos se ve notablemente reducida por lo que las superficies aerodinámicas y las zonas críticas son más limpias y ofrecen mejores resultados
- Al igual que ocurre con las uniones, la cantidad de peso añadido por el uso de sellantes y aislantes se reduce cuantitativamente de la misma manera que lo hace el riesgo de pérdidas.
- A nivel de resistencia, el uso de paneles integrales reduce significativamente las zonas libres o "flancos" por lo que la rigidez a compresión, tracción en el intradós, aumenta y por tanto las características resistivas mejoran.
- Por último, dada la ausencia de uniones y concentradores de tensiones provocados por el mecanizado o el vaciado del material aumenta la resistencia del panel a tracción, ofreciendo una mayor integridad estructural y por lo tanto una mejora en cuanto al nivel de violencia de las maniobras que puede soportar la estructura

Otra de las hipótesis que se realiza en esta teoría es que, aunque los largueros son elementos que permiten en gran medida absorber los esfuerzos de flexión, es el panel en su conjunto quien se encarga de soportar estas cargas. Por esta razón a la hora de dimensionar el cajón los valores correspondientes a los largueros y los montantes de ellos y a las costillas se han estimado a partir de los datos de ejemplo presentes en [35]. Por último, es necesario añadir que la teoría de Farrar, como se ha comentado al inicio, se planteó en un principio como un método de diseño para larguerillos en Z pero se fue desarrollando para otros tipos de paneles ya que es una aproximación ampliamente utilizada en las fases de diseño preliminar que permite obtener valores muy conservativos, lo que da margen a mejoras tanto a nivel estructural como topológico.

Respecto a la nomenclatura utilizada, las cotas utilizadas para referirse a las medidas del panel se presentan a continuación:

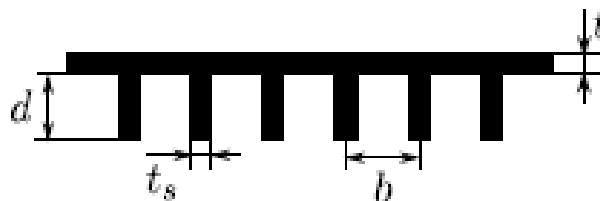


Figura 4.13 Cotas utilizadas en el panel.

Donde t y t_s son los espesores del panel y del larguerillo respectivamente, d la altura del larguerillo y b la distancia entre centros de larguerillos. De la misma manera se denotará el ancho del cajón, es decir, la longitud en el eje y , como L , su largo, distancia en x , D y la altura como H . Por último, previo al dimensionamiento del cajón es necesario seleccionar el material en el que se considerará fabricado, en este caso se ha elegido el Aluminio 7075-T6, cuyas propiedades se han extraído de [36] y son las siguientes:

Tabla 4.13 Aluminio 7075-T6.

Densidad	2804 $\frac{kg}{m^3}$
Módulo de elasticidad longitudinal	71,7 <i>GPa</i>
Módulo de elasticidad tangencial	26,9 <i>GPa</i>
Resistencia a cortadura	331 <i>MPa</i>

4.2.1 Cargas y dimensionamiento

Para el dimensionamiento de las cargas que va a soportar el panel es necesario asumir un tamaño inicial del mismo, en este caso se ha asumido un ancho de 0,5m y un largo equivalente a la distancia entre los dos largueros, los cuales se han ubicado al 15% y al 60% de la cuerda respectivamente, hipótesis tomadas de [3], por lo que el panel tendrá una longitud en x de 2,6775m. La altura del cajón se ha tomado como la media entre las alturas de los largueros resultando en 0,4292m. Como se ha comentado anteriormente, se asume que el cajón es rectangular por lo que el largo a ambos lados del mismo se considera el mismo, esta sería quizás una de las hipótesis más agresivas ya que como se puede observar en Figura 4.1 existe una flecha desde el encastre que conlleva un estrechamiento del cajón en su lado exterior.

A partir de estos datos geométricos es posible calcular los esfuerzos que debe soportar el panel sin más que aplicar las ecuaciones indicadas en (4.29) y (4.30), lo que da como resultado un axil de $2,6912e06 \frac{N}{m}$ y un flujo de cortadura de $4,1468e05 \frac{N}{m}$. Dadas las necesidades de seguridad requeridas en el entorno aeronáutico, se aplica un margen de seguridad a las cargas, es decir, se va a dimensionar el panel para unas cargas 0,5 veces mayores por lo que se multiplican los esfuerzos anteriores por 1,5.

Tabla 4.14 Cargas de dimensionamiento.

N	$2,6912e06 \frac{N}{m}$
q	$4,1468e05 \frac{N}{m}$
N_B	$4,0368e06 \frac{N}{m}$
q_B	$6,2202e05 \frac{N}{m}$

Una vez obtenidas las cargas es necesario comenzar con el dimensionamiento propiamente dicho del panel. En primer lugar se puede definir un factor de eficiencia denominado "Factor de Farrar" como:

$$F = \sigma_m * \sqrt{\frac{L}{N * E_{tang}}} \quad (4.31)$$

Esta expresión no es una ecuación natural, su desarrollo se puede obtener en [34] y es básicamente el resultado de imponer la condición sobre el panel de que el esfuerzo máximo admisible por el panel (f_0) se alcanza al mismo tiempo que se produce el pandeo local (f_e) ya que en ese momento la sección se supone que alcanza la mayor efectividad. En (4.31) los términos que aparecen son:

- El factor de eficiencia de farrar que viene nombrado como F
- El esfuerzo medio soportado por la sección antes de que ocurra el fallo, es decir, cuando esta es más eficiente $\sigma_m = \frac{N}{T}$
- El esfuerzo axil máximo que se aplica sobre el panel, N
- El ancho equivalente promedio del panel, que se corresponde con la suma del área del panel y el larguerillo $T = \frac{A_s + t * b}{b} = (1 + R_b * R_t) * t = (1 + \frac{d}{b} * \frac{t_s}{t})$
- E_{tang} el módulo de elasticidad tangencial del material

A partir del desarrollo matemático se puede observar que el factor de eficiencia depende en nuestro caso de los valores geométricos del panel ya que las cargas se han calculado previamente. De esto se puede extraer que la expresión relaciona la eficiencia estructural no solo del panel si no también de la rigidez aportada por los larguerillos, eficiencia que aparece graficada en la siguiente imagen obtenida de [34]:

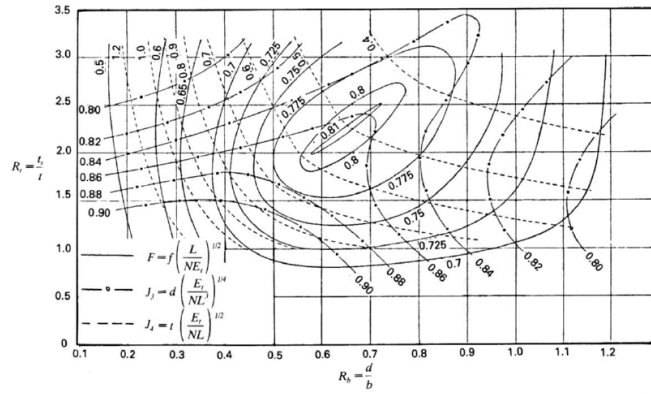


Figura 4.14 Gráfica del factor de Farrar.

Existen distintas gráficas según el tipo de larguerillo y panel, en el caso de paneles integrales se puede observar que existe un valor óptimo para el factor de Farrar que es 0,81 que equivale a unos valores de 0,65 y 2,25 para R_b y R_t . De esta manera se pueden obtener las expresiones que definen el espesor del panel y la distancia entre los larguerillos, esta última se obtiene del desarrollo comentado anteriormente, que son:

$$t = \frac{1}{F * (1 + R_b * R_t)} * \sqrt{\frac{L * N}{E_{tang}}} = 0,501 * \sqrt{\frac{L * N}{E_{tang}}} \quad (4.32)$$

$$b = 1,103 * \frac{\sqrt{F}(1 + R_b * R_t)}{\sqrt{R_b^3 * R_t * (4 + R_b * R_t)}} * \left(\frac{N * L^3}{E_{tang}} \right)^{1/4} = 1,33 * \left(\frac{N * L^3}{E_{tang}} \right)^{1/4} \quad (4.33)$$

Llegado este punto, es necesario utilizar la carga máxima a compresión que puede actuar sobre el panel. Para ello se va a asumir una relación parabólica entre los esfuerzos axiales y los flujos cortantes. Esta curva cumple con la ecuación:

$$\left(\frac{q}{q_{max}} \right)^2 + \frac{N}{N_{max}} = 1 \quad (4.34)$$

Sobre esta curva se puede aplicar un margen de seguridad de manera que se asegure aún más la capacidad estructural del panel, en este caso se ha añadido un margen de seguridad del 10%.

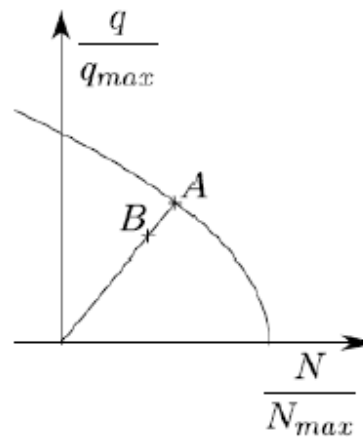


Figura 4.15 Curva de interacción de esfuerzos.

Aplicando geometría básica se puede observar que:

$$\begin{aligned}\frac{\bar{O}A}{\bar{O}B} &= \frac{\bar{O}B + \bar{B}A}{\bar{O}B} = \frac{\bar{O}B + MargenSeguridad * \bar{O}B}{\bar{O}B} = 1 + MargenSeguridad \\ \|\bar{O}A\| &= \sqrt{\left(\frac{N_a}{N_{max}}\right)^2 \left(\frac{q_a}{q_{max}}\right)^2} \\ \|\bar{O}B\| &= \sqrt{\left(\frac{N_b}{N_{max}}\right)^2 \left(\frac{q_b}{q_{max}}\right)^2}\end{aligned}\quad (4.35)$$

Se podría definir el flujo de cortadura máximo como:

$$q_{max} = \tau_{maxima} * t \quad (4.36)$$

Por lo que aplicando la propia definición del factor de Farrar y la semejanza de triángulos:

$$\begin{aligned}F &= \sigma_m * \sqrt{\frac{L}{N * E_{tang}}} = \\ &= \frac{N}{T} * \sqrt{\frac{L}{N * E_{tang}}} = \\ &= \frac{\tau_{maxima}}{q_{max} * (1 + R_b * R_t)} * \sqrt{\frac{L * N_{max}}{E_{tang}}} \\ N_a &= 1,1 * N_b \\ q_a &= 1,1 * q_b\end{aligned}\quad (4.37)$$

Una vez resuelto este sistema es posible obtener los valores geométricos del panel:

Tabla 4.15 Geometría del panel.

t	0,005 m
b	0,0939 m
d	0,0611 m
t_s	0,0112 m

A partir de estos datos y de las medidas del cajón se puede obtener un número final de larguerillos de 28, estando el centro del primer larguerillo a 0,0706 m del borde del panel. Por otro lado, a partir de los datos propuestos en [35] se obtiene la geometría de los largueros y de las costillas:

Tabla 4.16 Geometría de largueros y costillas.

$t_{larguero}$	t
$t_{cordonlarguero}$	$0,6 * t_{larguero}$
$d_{cordonlarguero}$	$0,25 * d$
$t_{costilla}$	0,004 m

Por último se han añadido unos radios de ajuste a modo de transición entre el larguerillo y el panel de $0,5 * t_s$ al igual que en el radio de los cordones de los largueros, $0,5 * t_{cordonlarguero}$ basados de nuevo en los valores observados en los distintos ejemplo de [35].

4.3 Modelado y simulación del cajón

Para el modelado 3D del cajón y su posterior mallado y simulación se ha utilizado el sistema predefinido "Static Structural" de Ansys. A lo largo de esta sección se va a comentar el proceso de modelado, los distintos mallados que se han realizado para alcanzar una convergencia menor al 2%, más adelante se verá que con el último refinado se alcanza una diferencia del 0,9% respecto a los anteriores resultados. Como información técnica el hardware utilizado para acometer las simulaciones ha sido:

- Procesador AMD Ryzen 5 3400G
- Tarjeta gráfica integrada Radeon Vega Graphics
- Ram 16 GB 3000 MHz
- SSD Kingston 250 GB
- HDD Kingston 1,5 TB

La configuración del archivo Ansys es la que se muestra a continuación:

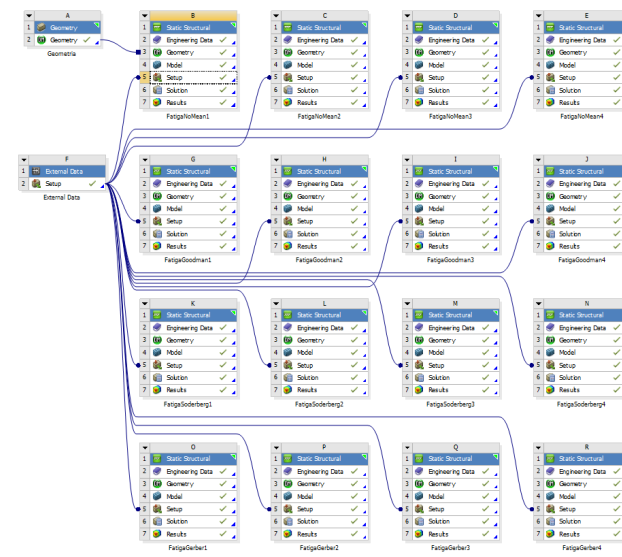


Figura 4.16 Configuración del archivo Ansys.

Dado que no es el fin de este estudio, no se va a entrar en detalle de las operaciones utilizadas para el modelado del cajón a excepción de la adición de la condición de topología compartida. Esta operación permite asegurar que la transferencia del modelo 3D al módulo de mallado de manera que las uniones entre geometrías se puede considerar "perfecta". Por otro lado, esta operación asegura que durante el mallado se impondrá una continuidad entre los nodos y elementos que están en contacto.

La geometría 3D utilizada para la simulación es:

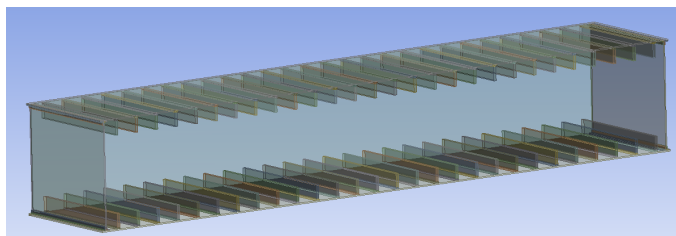


Figura 4.17 Modelo 3D del cajón.

Como se ha comentado anteriormente se han añadido unos radios de ajuste a los cordones de unión de los largueros y a la unión larguero-panels:



Figura 4.18 Radios de ajuste en larguerillos y cordones de larguero.

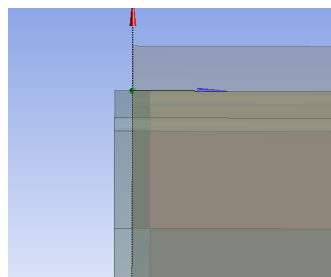


Figura 4.19 Posicionamiento de la costilla de encastre.

4.3.1 Mallado de la geometría

Se han realizado cuatro mallados para los que se ha iterado en función de los resultados obtenidos en cada simulación. Se ha tomado como criterio de convergencia el desplazamiento máximo en el eje Z, de esta manera se ofrece en la siguiente tabla los valores de las distintas mallas utilizadas:

Tabla 4.17 Test de convergencia de malla.

	ELEMENTOS	NODOS	DEFORMACIÓN [m]	CONVERGENCIA	DURACIÓN [s]
Malla Simple	25331	78445	0,028122 -0,037726		14,5
Primer Refinado	67204	447601	0,075045 -0,09788	166,8551312 159,4497164	93,4
Segundo Refinado	263028	1331334	0,08538 -0,10819	13,77173696 10,53330609	218,8
Tercer Refinado	993244	4267907	0,08463 -0,10719	0,878425861 0,924299843	3490,9

Para el cálculo de la convergencia simplemente se ha calculado como:

$$\frac{Deformacion_{i+1} - Deformacion_i}{Deformacion_i} * 100 \quad (4.38)$$

Para alcanzar los valores del último mallado se han realizado varias operaciones sobre el mallado por defecto, todas ellas basadas en los resultados que se comentarán en la posterior sección:

- Zona de largueros:

En primer lugar se han subdividido los bordes en el eje z en elementos de 1,3875e-03m, forzando un comportamiento "hard". Este valor viene impuesto por el tamaño de los elementos de los larguerillos que se comentarán más adelante.

En el eje y se han subdividido todos los bordes de largueros y cordones en 50 elementos de manera que cada uno tendrá una longitud de 0,01 m. De nuevo este valor se ha tomado en congruencia con la subdivisión impuesta al ancho del panel

En el eje x se han dividido los bordes de cordones y larguero en elementos de 2,8e-03m

Por último se ha aplicado una condición de malla estructurada en las caras de las zonas circulares de ajuste de los cordones además de un número de elementos de 10

- Zona de paneles:

Los paneles se han subdividido en 50 elementos en el eje y

Para el eje x se ha impuesto un tamaño de elemento de 2,8e-03m

- Zona de costilla:

En primer lugar se ha aplicado un método de mallado. Los métodos permiten seleccionar el tipo de elemento preferente que deben ser los elementos del sólido. En este caso se han seleccionado tetraedros de manera que la malla se adapte a las curvas de ajuste de los cordones y larguerillos.

Los bordes paralelos al eje x de la costilla se han subdividido en elementos de 2,8e-03m, por lo que concuerdan con el tamaño de elemento de los elementos de los paneles y del conjunto de los largueros

En el eje z se han subdividido los bordes en elementos de $2,775e-03m$. Aunque este tamaño no concuerda con el seleccionado para los bordes de los largueros se ha realizado de esta manera ya que no se trataba de zonas críticas tras observar los resultados de las simulaciones

- Zona de larguerillos:

Se ha subdividido la altura del larguerillo en 40 elementos, medida que se ha utilizado como condición para los elementos en contacto con los larguerillos

En el eje y, los bordes se han subdividido en 50 elementos de manera que los elementos sean coherentes con la división de los paneles

Dado que la base de los larguerillos es el doble del ancho de los mismos, debido al radio de ajuste, se ha subdividido por un lado el ancho del larguerillo en 4 elementos y el de las uniones en 8. Comentar que en este caso no se ha refinado excesivamente la zona de unión de los larguerillos ya que a la luz de los resultados obtenidos a lo largo de las simulaciones, no se han considerado zonas críticas.

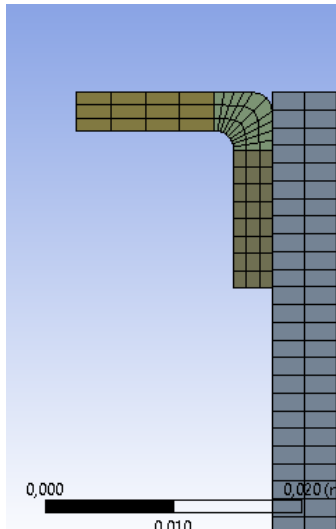


Figura 4.20 Meshado de los largueros.

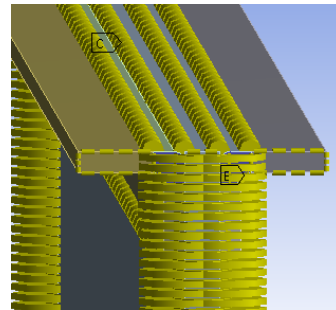


Figura 4.21 Meshado de los largueros.

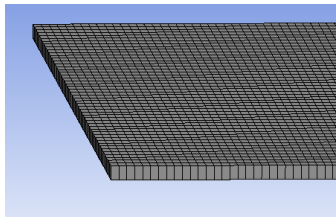


Figura 4.22 Meshado de los paneles.

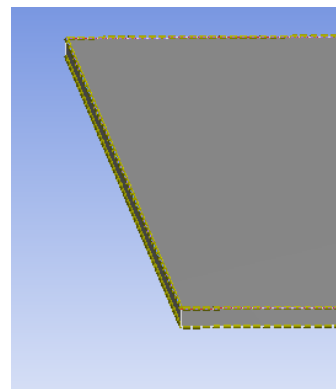


Figura 4.23 Meshado de los paneles.

4.3.2 Condiciones de simulación

A continuación se presentan las condiciones de contorno aplicadas al caso de simulación. En primer lugar se ha creado un material dentro de la biblioteca de Ansys y se han incluido las propiedades a fatiga del 7075-T6, el valor de la resistencia a fatiga para $10e03$ ciclos se ha obtenido de [37] aplicando la aproximación para aleaciones de aluminio $S_{10^3} = 0,9 * UTS$:

Se ha considerado que el cajón está fabricado íntegramente en este material ya que es una de las condiciones utilizadas en el proceso de dimensionamiento. La realidad sería distinta, existirían distintos materiales en las zonas de unión y se considerarían materiales de acabado. El primer paso tras el mallado del modelo es la definición de las condiciones de contacto entre los distintos sólidos que conforman el cajón, para este caso se han utilizado dos tipos distintos de contacto:

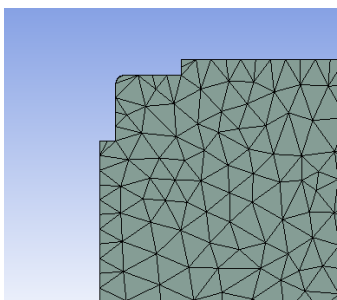


Figura 4.24 Mallado de la costilla.

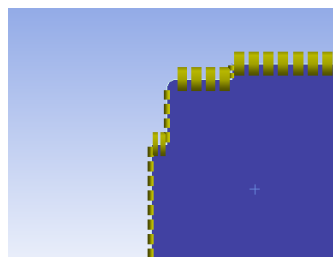


Figura 4.25 Mallado de la costilla.

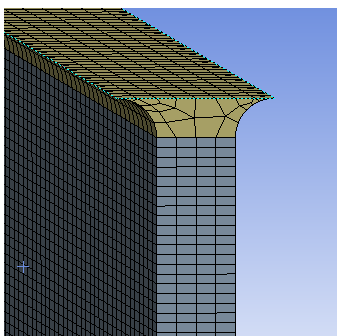


Figura 4.26 Mallado de los larguerillos.

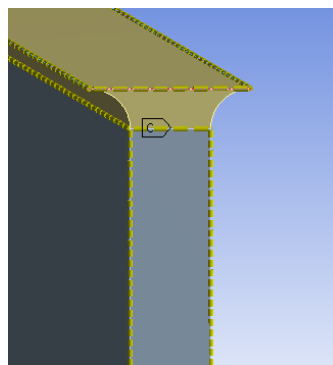


Figura 4.27 Mallado de los larguerillos.

Tabla 4.18 Propiedades del Aluminio 7075-T6.

Densidad	2804 $\frac{kg}{m^3}$
Módulo elástico	71,7 GPa
Resistencia a cortadura máxima	331 MPa
Límite elástico	503 MPa
Tensión de rotura	572 MPa
Módulo de elasticidad tangencial	26,9 GPa
Resistencia a fatiga (5e08, R=-1)	159 MPa
Modulo de Poisson	0,33
S10e3	514,8 MPa

- Contactos tipo "bonded": se ha utilizado este tipo de contacto en todos los elementos a excepción del contacto larguero-costilla ya que se ajustan a las hipótesis comentadas al inicio de esta sección. Ansys considera este tipo de conexiones como uniones "perfectas" en las que no existe separación ni deslizamiento relativo entre las caras. De esta manera se supone que existe una unión perfecta entre larguerillos y paneles y entre paneles y largueros
- Contactos tipo "no separation": este tipo de condición de contacto es similar al anterior aunque en este caso se asume solo que no existe separación, es decir, puede ocurrir un deslizamiento. Se ha utilizado este tipo de contacto entre costillas y largueros ya que de esta manera se puede aproximar de una manera más realista el movimiento que ocurriría en la estructura cuando la semiala flexa y se torsiona.

Se debe prestar atención a la unión existente entre los cordones de los largueros y éstos, en este caso se ha supuesto que existe una unión perfecta y de alguna manera se trata de "largueros integrales", esta hipótesis está basada en las propuestas de prediseños que se pueden encontrar en [35].

Por otro lado, como ya se ha comentado previamente se considera el ala como una viga empotrada con un extremo libre, por ello se han aplicado estas condiciones de contorno a las caras interiores de largueros y paneles. No se ha aplicado sobre las caras del ancho de costilla ya que sería redundante al estar encajada dentro del cajón y al estar los elementos bajo unas condiciones de contacto "perfecto" ni tampoco sobre los

cordones de los largueros ya que ellos se solo se encargan de mantener los largueros unidos a los paneles y de transmitir los esfuerzos absorbidos por estos al resto del cajón.

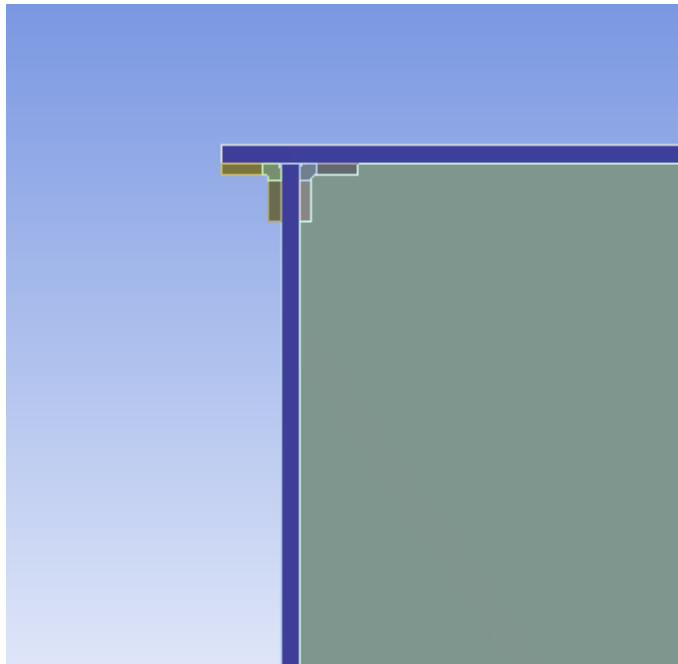


Figura 4.28 Condiciones de empotramiento.

Condiciones de carga

En este caso la definición correcta de las condiciones de carga es crítico. En esta sección solo se van a comentar las cargas estáticas, es decir, las cargas de la maniobra más restrictiva. Para definir estas cargas es necesario generar dos "puntos remotos", estos puntos son un mecanismo que ofrece Ansys para indicar la aplicación de una carga en un punto al que la estructura se encuentra conectado. Para poder definir estos puntos remotos es necesario asociarlos a una superficie de la estructura por lo que de alguna manera genera una nueva condición de contorno "remota" y añade una ecuación más. En este caso se han generado dos puntos:

- Motor: se ha utilizado esta herramienta para ubicar la posición del motor asociando este punto al borde inferior externo del panel del intradós. De esta manera, la carga que se aplique sobre este punto estará asociada en un primer lugar a esa zona de la estructura, lo que concuerda con la realidad ya que la góndola del motor está unida a los paneles del intradós. Este punto remoto se posiciona en (0,53, 2,91, -0,4392) [m] medidos desde el encastre real del semiala
- Cajones: para incluir los efectos del resto del semiala se ha generado un punto remoto centrado en lado externo del cajón y asociado a todas las caras externas de los larguerillos, paneles y largueros. De esta manera se puede incluir el efecto de los esfuerzos transmitidos por el resto del semiala. Para este punto se ha generado también un sistema de coordenadas adicional centrado en el eje de torsión del cajón. Este punto está ubicado en centro de coordenadas del sistema comentado anteriormente

Una vez comentado estos componentes, se detallan a continuación las cargas que se definen sobre los puntos remotos anteriores:

- Carga asociada al motor: esta carga es básicamente el cortante provocado por la masa del motor, para calcularlo simplemente se ha calculado el peso del motor
- Flector del ala: para calcular el flector de la sección del ala que no se ha modelado simplemente se han aplicado las ecuaciones comentadas en 4.1.3
- Torsor del ala: al igual que en el caso del flector, se han aprovechado las ecuaciones de la anterior sección variando únicamente los límites de integración

Las cargas definidas anteriormente dependen del factor de carga, se han calculado asumiendo un factor igual a la unidad ya que en el posterior análisis a fatiga se van a introducir las variaciones de carga en función de una variación del factor de carga vertical, el cual es el mismo que varía en nuestro caso ya que estamos ante una maniobra simétrica estacionaria.

Por último, se han definido las cargas del perfil a partir de la herramienta "External Data", para ello se han calculado las cargas debidas a la sustentación y a la distribución de masa a lo largo del cajón de la siguiente manera:

Código 4.1 Cargas y posicionamiento en el cajón.

```
clear all
close all
y=1.88:0.0025:2.38;
j=0;
i=1;
for j=1:199

Vpeso(i)=-1*k*integral(@c12,y(j),y(j+2))*9.81;
Vl(i)=integral(@L_y,y(j),y(j+1));
i=i+1;

end
j=0;
i=2;
for j=1:199

newy(j)=y(i);
i=i+1;

end

xpeso=0.4*c(newy);
xaerod=0.205*c(newy);
xtorsion=0.5*c(newy);
newy=newy-1.88;
CortantePeso=[newy;Vpeso];
CortanteSustentacion=[newy;Vl];
```

De esta manera se calculan las resultantes a lo largo de 200 puntos distribuidos en el ancho del panel y se combinan en un vector junto con los puntos de aplicación y volcando después estos resultados en archivo .csv. Se ha discretizado sobre tantos puntos para evitar problemas con la definición que da Ansys a las cargas de tipo fuerza, de esta manera, se puede aproximar de manera más precisa los valores puntuales de las cargas, es necesario recordar que el análisis FEM se basa en la discretización de los valores de cargas y desplazamientos sobre los nodos de los elementos de un mallado, por ello, en caso de que las cargas no estén aplicadas exactamente sobre un nodo, el software realiza un reparto en los elementos cercanos de manera que la resultante en el punto de aplicación si tenga el valor que se ha introducido. A continuación se presenta el entorno de carga bajo el que se encuentra el cajón:

Se puede observar que no se ha incluido el momento aerodinámico dentro de las cargas a las que se ve sometido el cajón, más adelante se comentará porque no es posible tratarlo dentro de este análisis al no depender de la variación del factor de carga y al ser un momento que es proporcional al cuadrado de la velocidad de vuelo.

4.3.3 Análisis de fatiga

El punto principal de esta simulación es el análisis del comportamiento a fatiga del cajón. Para ello se han aprovechado los datos presentes en [25]. En este estudio se han tomado datos de la variación del factor de carga vertical en 21 aeronaves, monitoreado a lo largo de 62264 vuelos que equivalen a aproximadamente 91600 horas. Ha sido necesario realizar un tratamiento de estos datos, es decir, poder trabajar con esas

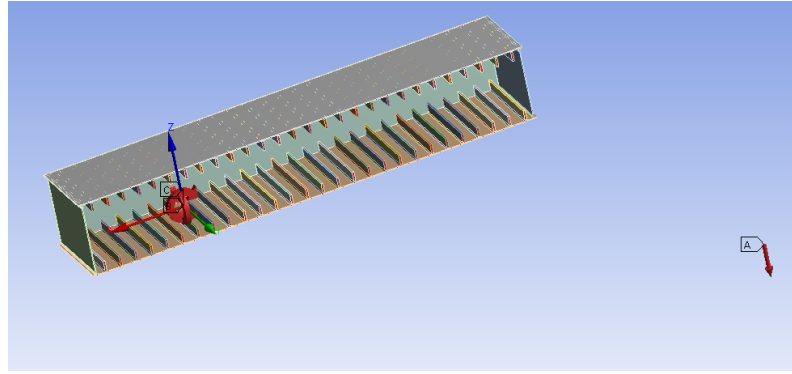


Figura 4.29 Cargas asociadas al resto del ala.

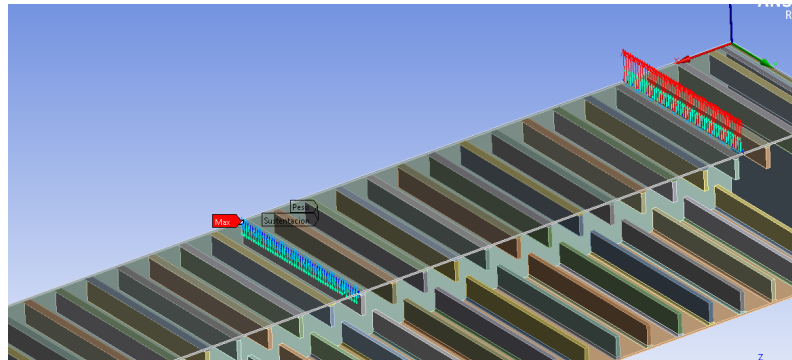


Figura 4.30 Cargas propias del cajón.

variaciones de factor de carga de manera que se puedan aplicar a un caso general como el que se trata en este documento. Para ello se ha asumido que la aeronave tiene una vida de diseño de 60000 vuelos y de ha tomado como referencia la estimación de la vida del cajón para una décima parte de esa vida de diseño y se ha calculado una duración media de cada vuelo, en este caso de 1,472 horas cada uno. Para generalizar estas medidas en primer lugar se han despreciado todas aquellas variaciones menores a 0,075 y se han agrupado en distintos intervalos de manera que ya no exista una componente temporal asociada. El resultado de esta discretización se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 4.19 Variación del factor de carga vertical.

Variación negativa	Conteo	Conteo	Variación positiva
-0.075	2,323,459	9,215	0.000
-0.150	137,427	2,273,303	0.075
-0.250	9,936	173,253	0.150
-0.350	961	19,388	0.250
-0.450	162	2,477	0.350
-0.550	38	295	0.450
-0.650	11	54	0.550
-0.750	4	11	0.650
-0.850	1	3	0.750
-0.950	1	1	0.850

Se puede observar que el conjunto de variaciones positivas tiene 9215 que equivalen a una variación de valor 0, estos datos corresponden al inicio del vuelo y se han añadido en el conjunto positivo para contar con las mismas medidas en ambos intervalos. Para generar el espectro de carga se ha utilizado el siguiente código:

Código 4.2 Generación del espectro de carga.


```
i=1;
for j=1:82478001
while i<2323460
negativo(i)=-0.075;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137428)
negativo(i)=-0.15;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9937)
negativo(i)=-0.25;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+962)
negativo(i)=-0.35;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+163)
negativo(i)=-0.45;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+162+39)
negativo(i)=-0.55;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+162+38+12)
negativo(i)=-0.65;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+162+38+11+5)
negativo(i)=-0.75;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+162+38+11+4+2)
negativo(i)=-0.85;
i=i+1;
end
while i<(2323459+137427+9936+961+162+38+11+4+1+2)
negativo(i)=-0.9
i=i+1;
end
end
j=0;
i=1;
for j=1:82478001
while i<9216
positivo(i)=0;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273304)
positivo(i)=0.075;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173254)
positivo(i)=0.15;
```

```
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19389)
positivo(i)=0.25;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2478)
positivo(i)=0.35;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2477+296)
positivo(i)=0.45;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2477+295+55)
positivo(i)=0.55;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2477+295+54+12)
positivo(i)=0.65;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2477+295+54+11+4)
positivo(i)=0.75;
i=i+1;
end
while i<(9215+2273303+173253+19388+2477+295+54+11+3+2)
positivo(i)=0.85;
i=i+1;
end
end
positivo=positivo(6001:2478000);
i=0;
j=0;
for j=1:6000
i=1;
while i<330

p1=randi([1 length(negativo)]);
x1=positivo(p1);
ciclo(i,j)=[x1];
i=i+2;

end
i=2;
while i<331

p2=randi([1 length(positivo)]);
x2=negativo(p2);
ciclo(i,j)=[x2];
i=i+2;

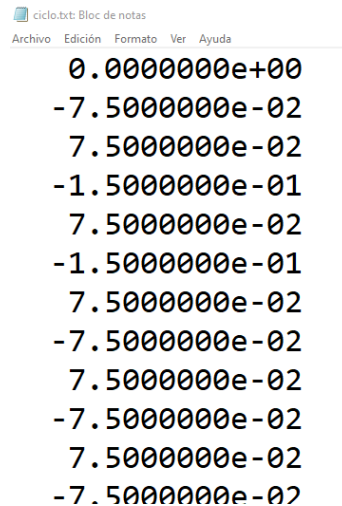
end

end

ciclo(1,1:6000)=0;
```

```
ciclo=ciclo(:);
save('ciclo.txt', 'ciclo', '-ascii', '-append')
```

De esta manera se ha generado el espectro de carga relativo a 6000 vuelos en el que ocurren en cada uno de ellos 165 ciclos combinados de manera totalmente aleatoria aprovechando las veces que ocurre cada variación como un indicador de la probabilidad de que esta ocurra. Este historial de carga se resume en un archivo .txt que tiene la forma:



```
ciclo.txt: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
0.0000000e+00
-7.5000000e-02
7.5000000e-02
-1.5000000e-01
7.5000000e-02
-1.5000000e-01
7.5000000e-02
-7.5000000e-02
7.5000000e-02
-7.5000000e-02
7.5000000e-02
-7.5000000e-02
```

Figura 4.31 Extracto del historial de carga.

Una vez obtenido este historial de carga, se va a utilizar la herramienta "Fatigue Tools" que ofrece Ansys dentro del módulo de análisis estático. El menú básico de configuración que ofrece esta herramienta es el siguiente:

- Fatigue Strength Factor: en este apartado es posible implementar factores de corrección para considerar los distintos modificadores de resistencia que se han comentado en 2. En este caso se ha mantenido un factor de modificación de 1 ya que se trata de un estudio preliminar
- Tipo de carga: en este apartado se pueden configurar los principales tipos de carga a los que se puede ver sometido un elemento. Es posible definir el tipo de carga en función del valor de R o a partir de un historial como en este caso, así como un factor de modificación en caso de que se encuentre adimensionalizado.
- Tipo de análisis: en este apartado es posible indicar si el estudio a fatiga se realiza desde la perspectiva S-N o ϵ -N y si se quiere aplicar alguna teoría para considerar los efectos de la tensión media. En este caso se ha elegido el análisis S-N
- Bin size y método de recuento: en el caso de historiales de carga se puede indicar la precisión a la hora de realizar el recuento de ciclos, en este caso 165 y la posibilidad de utilizar un método "Rainflow" de recuento simplificado de manera que el coste computacional se reduce
- Unidades: se pueden seleccionar también las unidades en las que se va a expresar la vida restante, el daño o las gráficas de recuento

En este caso la configuración de la herramienta es:

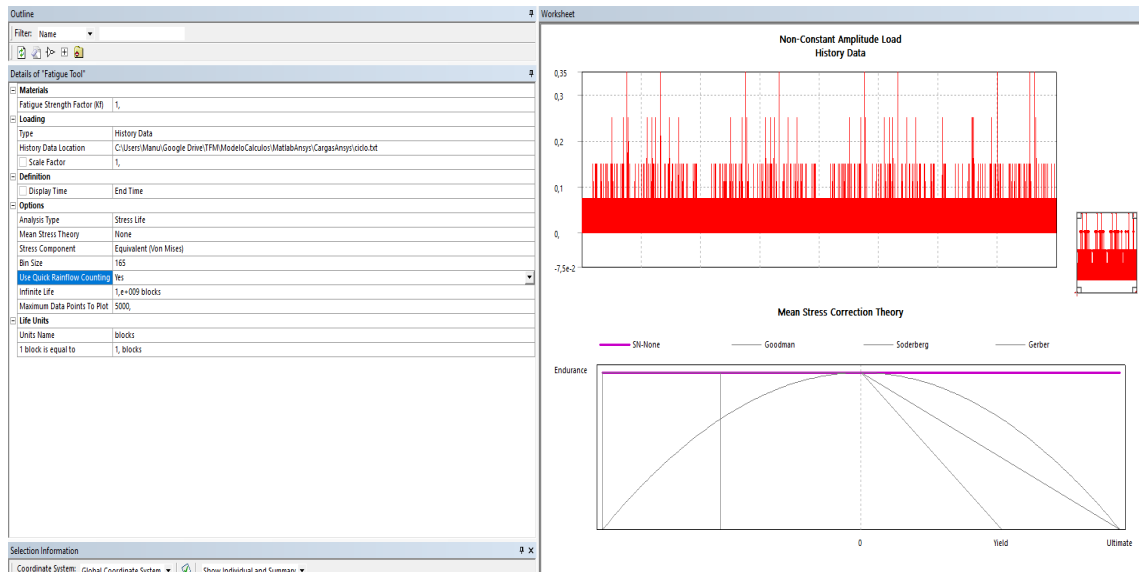


Figura 4.32 Configuración de Fatigue Tool.

Dentro de los resultados que ofrece esta herramienta se van a evaluar los siguiente:

- Life: proporciona la cantidad de unidades, en este caso bloques, restantes hasta la pérdida total de las propiedades resistentes
- Damage: da una estimación de la cantidad de unidades de "vida" consumidas respecto a los bloques totales de diseño, en este caso 10
- Safety Factor: permite estimar el factor de seguridad hasta el cuál se puede aumentar la carga antes de alcanzar el fallo estructural sin agotar la vida de diseño del elemento

A partir de la definición de estos resultados se puede razonar que los límites para este diseño serían vidas menores a 10 bloques, daños superiores a 1 y factores de seguridad menores a 1, este es el criterio que se ha utilizado para sesgar los elementos mostrados en las siguientes imágenes, por ello solo aparecen zonas o partes del cajón y no el conjunto entero. de igual manera, la resolución en el caso de la malla totalmente refinada es menor dada la alta densidad de elementos y las restricciones de capacidad del equipo utilizado.

A continuación se presentan los resultados de este análisis para los mallados predeterminados y totalmente refinados considerando las cuatro teorías de tensión media que ofrece la herramienta: No-Mean, Goodman, Soderberg y Gerber.

Vida estimada

En primer lugar se muestran los resultados de la vida esperada a fatiga:

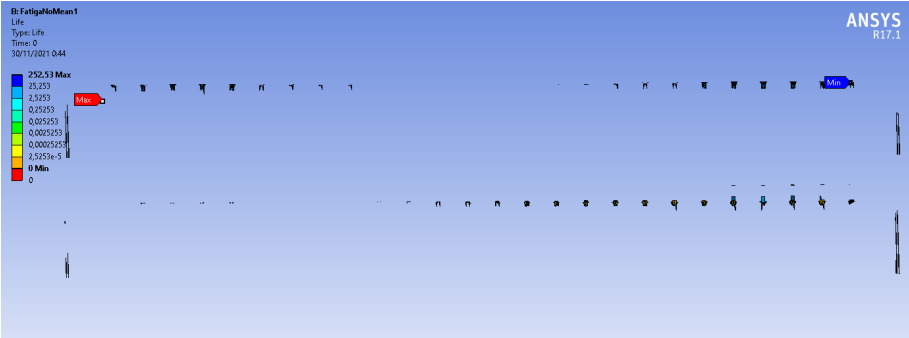


Figura 4.33 Vida No-Mean primera iteración.

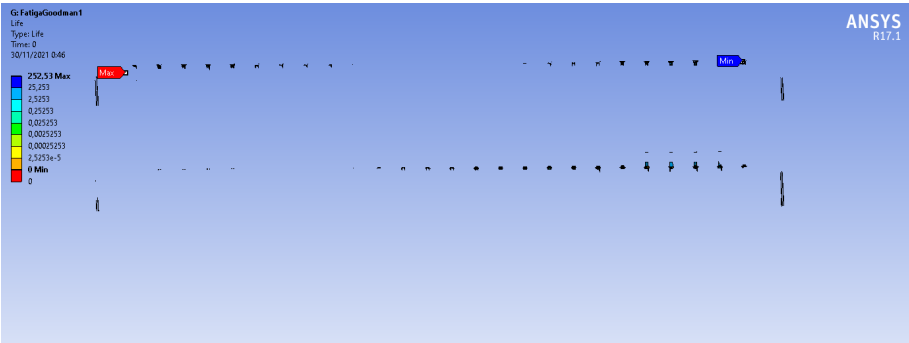


Figura 4.34 Vida Goodman primera iteración.

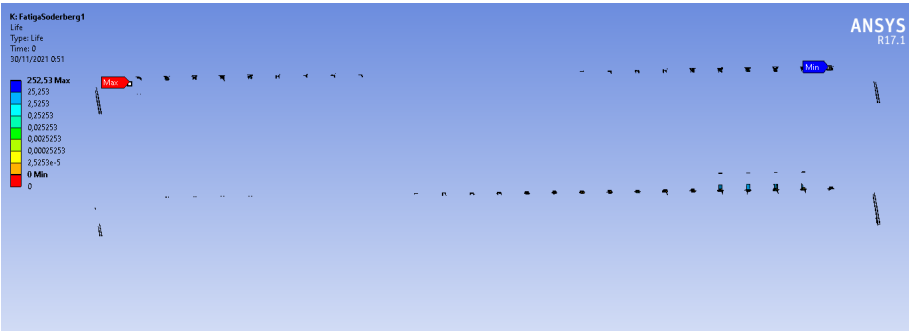


Figura 4.35 Vida Soderberg primera iteración.

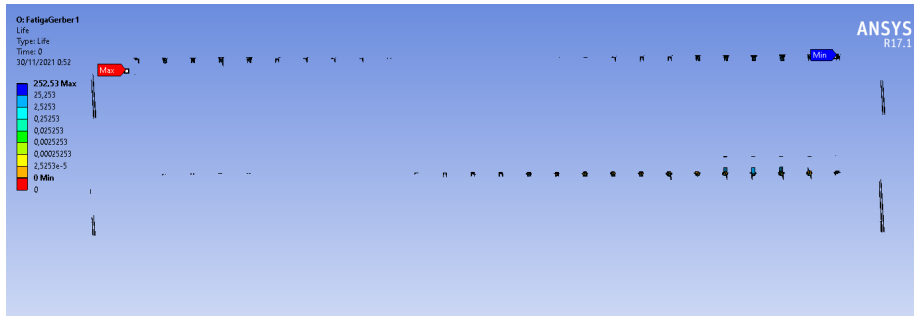


Figura 4.36 Vida Gerber primera iteración.

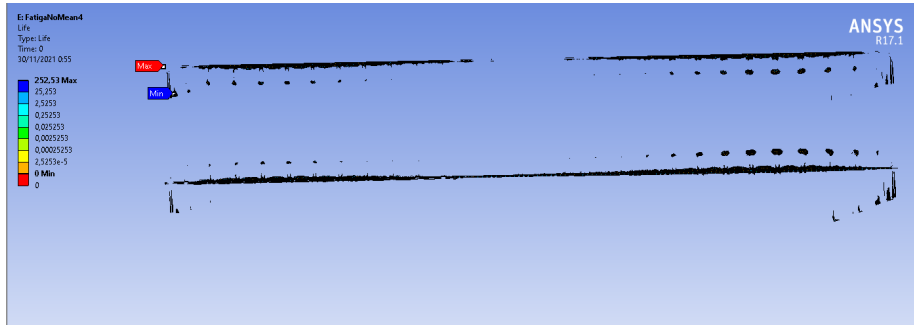


Figura 4.37 Vida No-Mean última iteración.

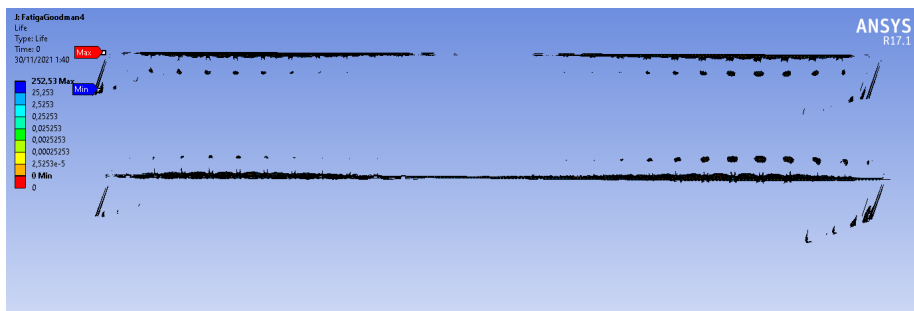


Figura 4.38 Vida Goodman última iteración.

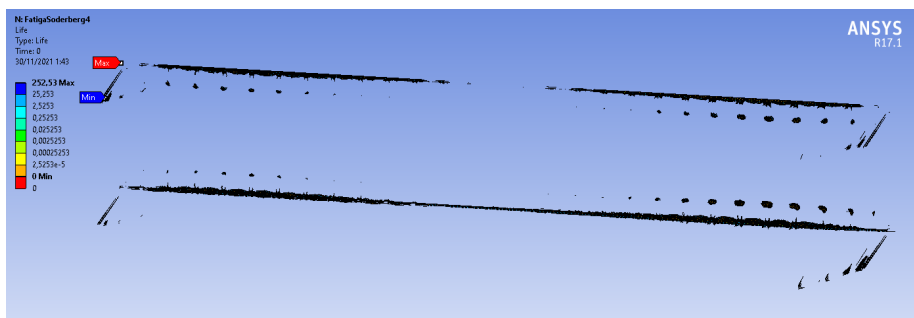


Figura 4.39 Vida Soderberg última iteración.

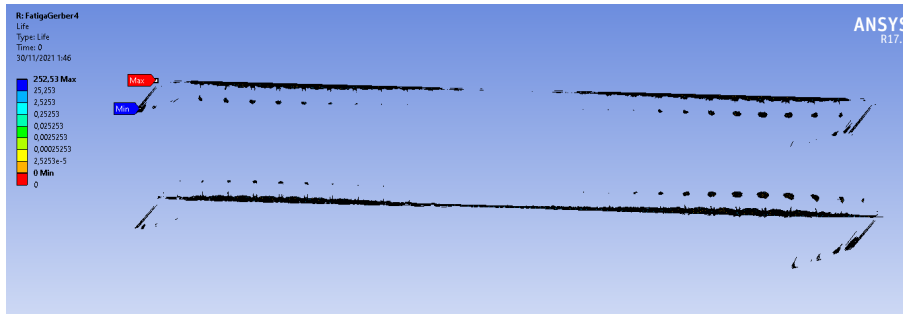


Figura 4.40 Vida Gerber última iteración.

Se puede observar que en la primera iteración los valores de vida máxima y mínima son comunes para las cuatro teorías, situándose el punto de menor vida estimada en la zona de los larguerillos del borde de ataque.

En el caso del mallado refinado se observa como los valores de vida mínima pasan a los larguerillos del borde de salida. Es lógico que estos sean los elementos que más sufran, ya que son los que se encuentran sometidos a los momentos más desfavorables, por un lado son los que se encuentran más alejados de las cargas del panel, por lo que los momentos generados por estas son mayores, por otro, el efecto de los momentos flector y torsor está centrado al 50% de la cuerda y estos larguerillos se encuentran más cercanos al eje de torsores.

Estas imágenes muestran un claro ejemplo de como el mallado afecta a los resultados, en ambos casos se han mostrado todos aquellos elementos cuya vida estimada es de 10 bloques o menos, con el mallado simple, los primeros elementos en fallar serían las conexiones de los larguerillos y las costillas, ese último tramo en el que las solicitaciones del empotramiento causan unas mayores restricciones, mientras que en el caso del mallado refinado, los resultados son mucho más claros, la vida menor a la de diseño no se alcanza en tantos elementos de los larguerillos si no que se agrupa principalmente en las conexiones y en borde empotrado de los paneles, es decir, los larguerillos son capaces de transmitir las cargas de una manera suficientemente segura y concentrarlas sobre sus bases de manera que quien soporta esas cargas es la costilla y por otro lado, el extremo empotrado del panel, el cual se ha considera empotrado Figura 4.28, concentra la mayor cantidad del daño, que en el caso real se distribuirá sobre los montantes del fuselaje y sobre los paneles cilíndricos del mismo.

Factor de seguridad

A continuación aparecen los resultados del daño acumulado:

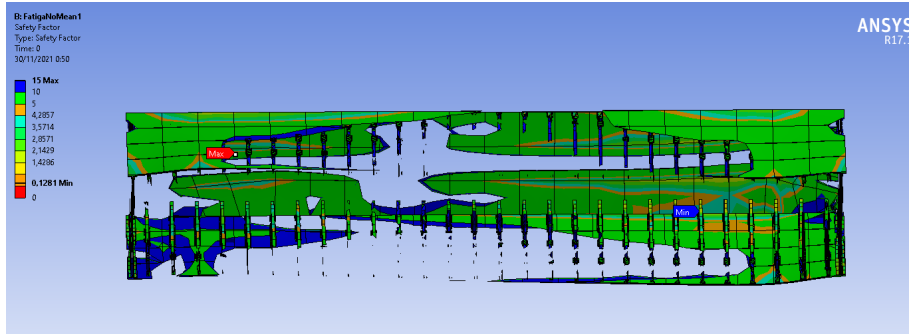


Figura 4.41 Factor de seguridad No-Mean primera iteración.

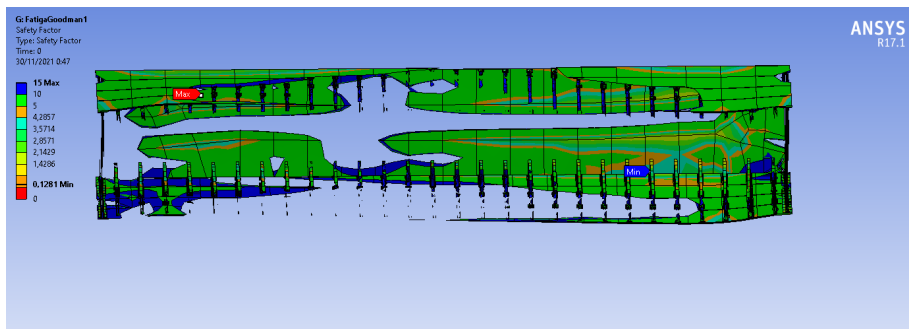


Figura 4.42 Factor de seguridad Goodman primera iteración.

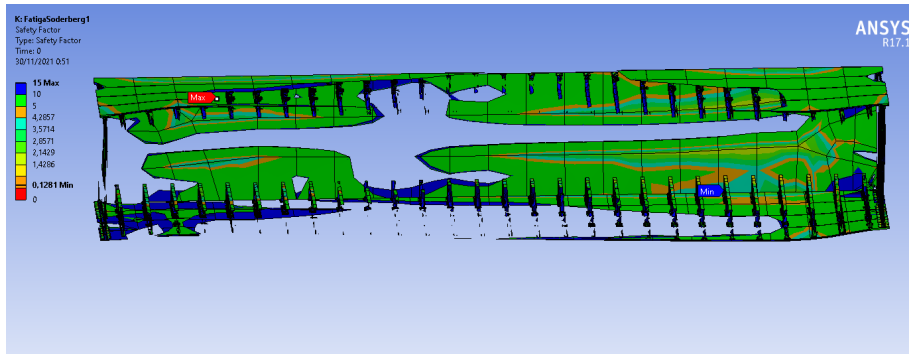


Figura 4.43 Factor de seguridad Soderberg primera iteración.

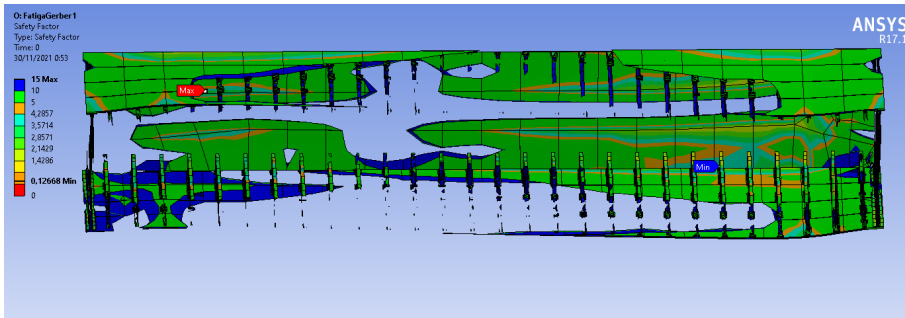


Figura 4.44 Factor de seguridad Gerber primera iteración.

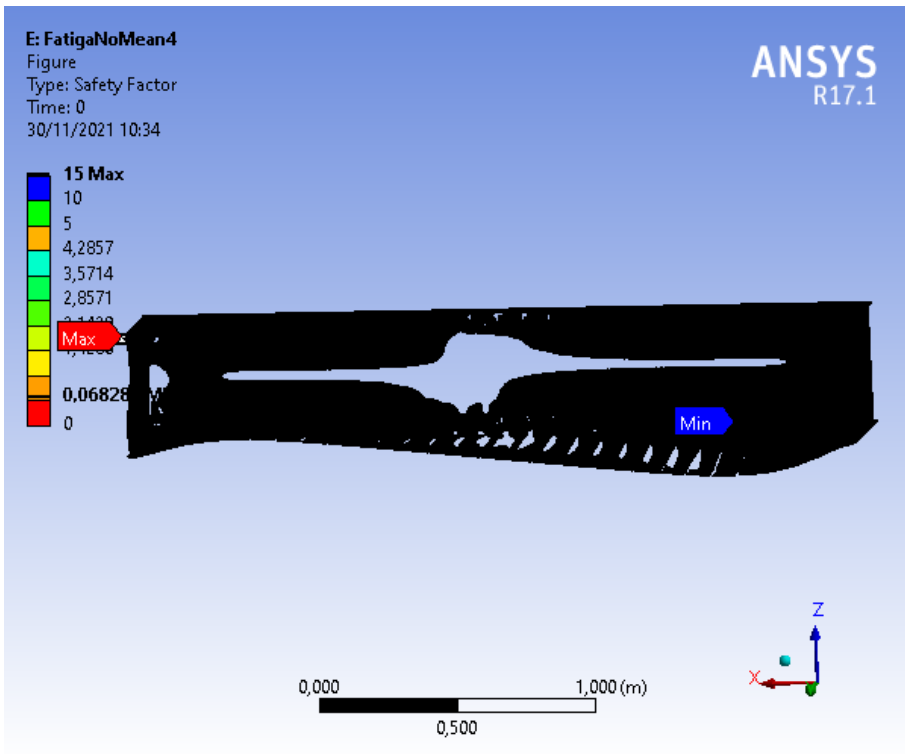


Figura 4.45 Factor de seguridad No-Mean última iteración (costilla, largueros y paneles).

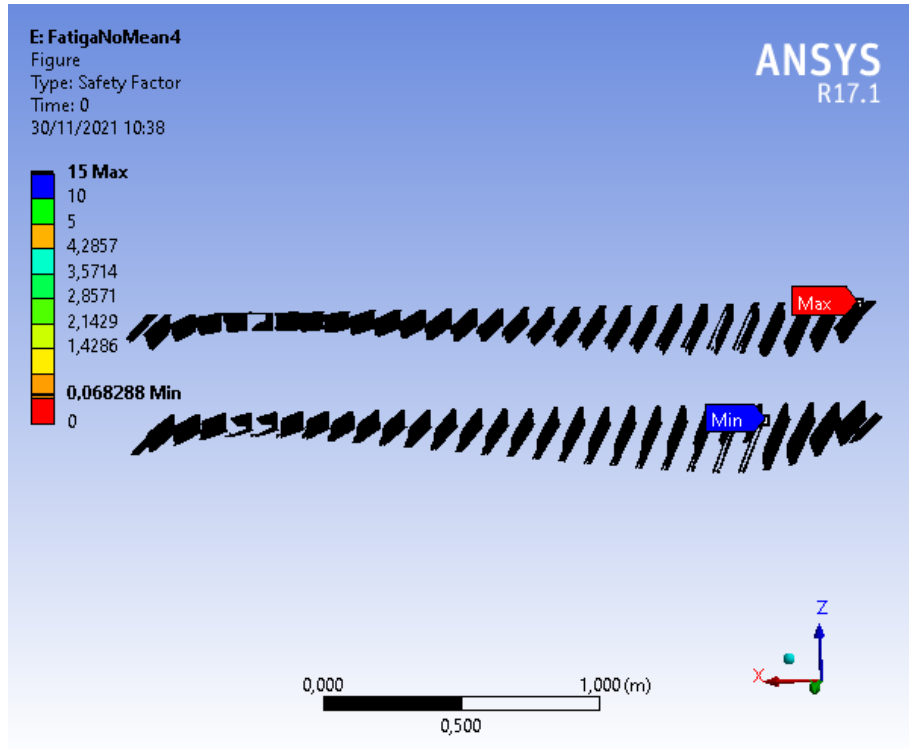


Figura 4.46 Factor de seguridad No-Mean última iteración (larguerillos).

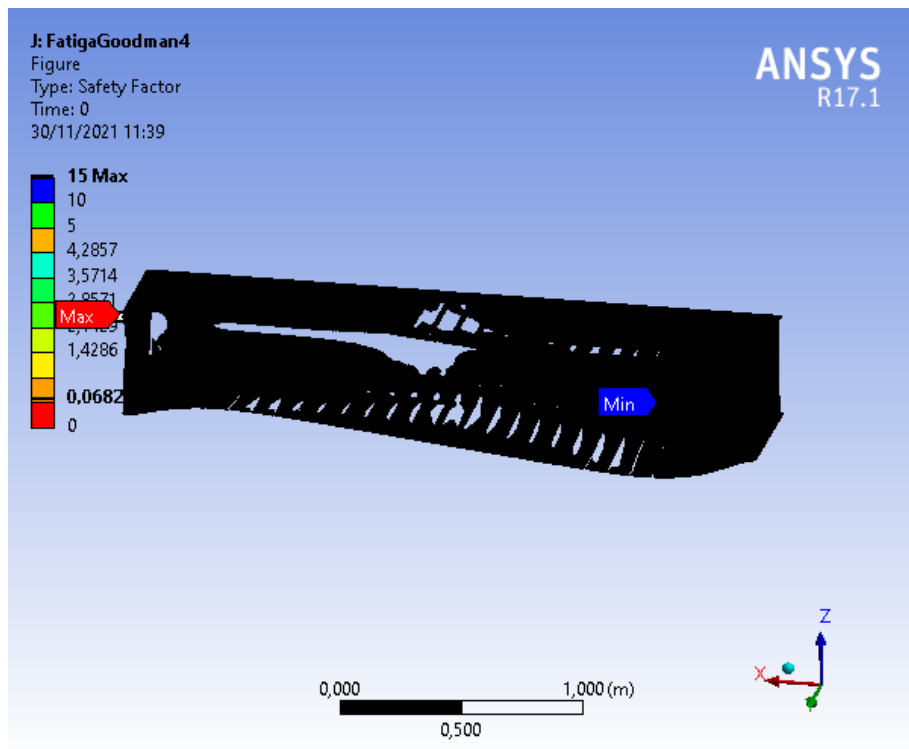


Figura 4.47 Factor de seguridad Goodman última iteración (costilla, largueros y paneles).

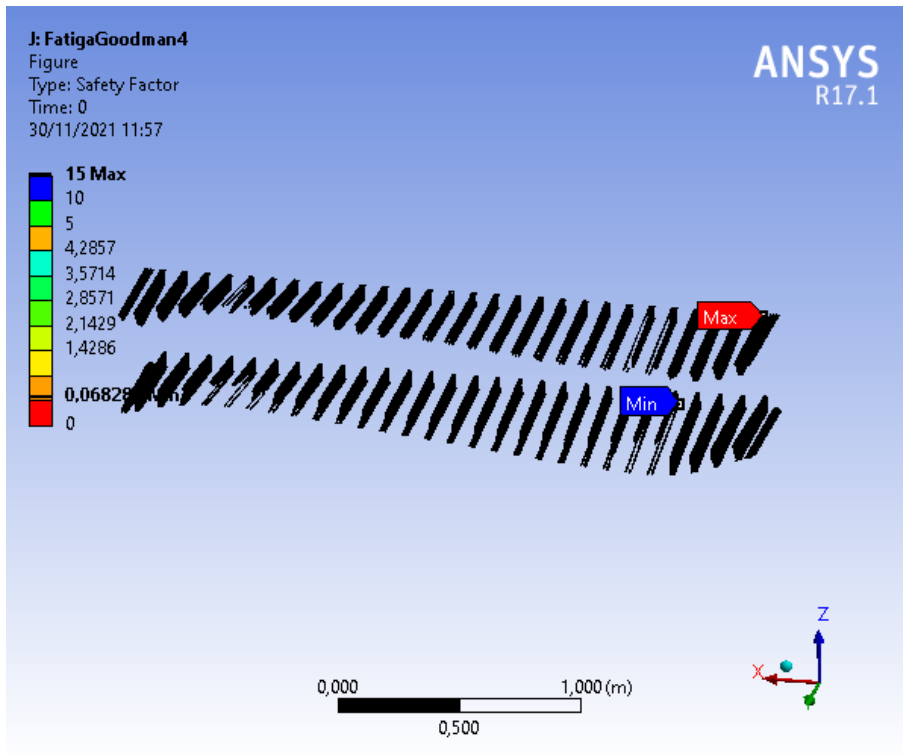


Figura 4.48 Factor de seguridad Goodman última iteración (larguerillos).

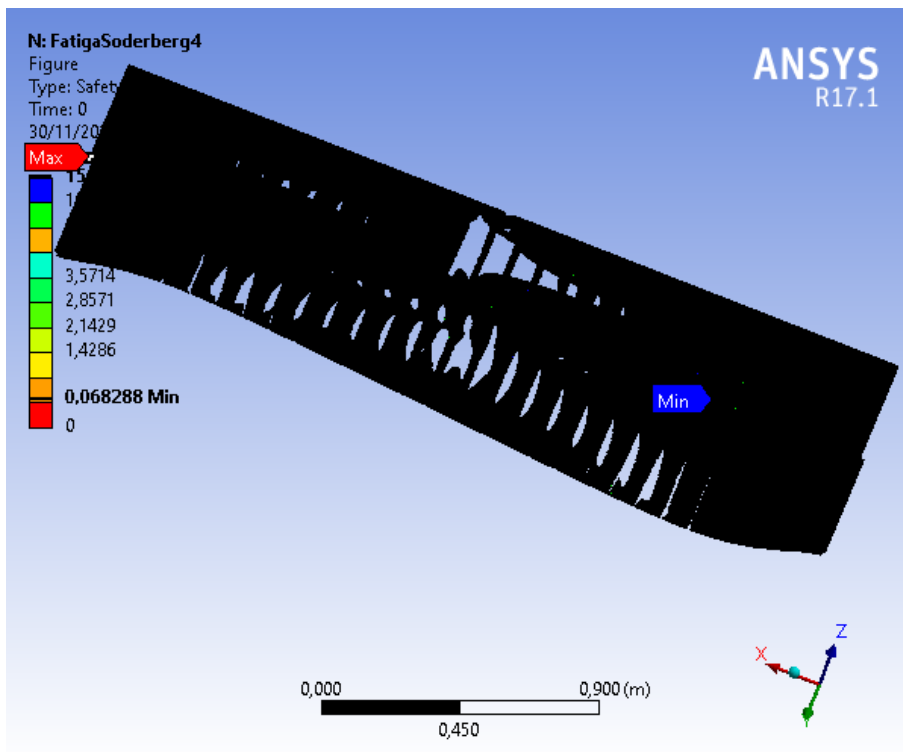


Figura 4.49 Factor de seguridad Soderberg última iteración (costilla, largueros y paneles).

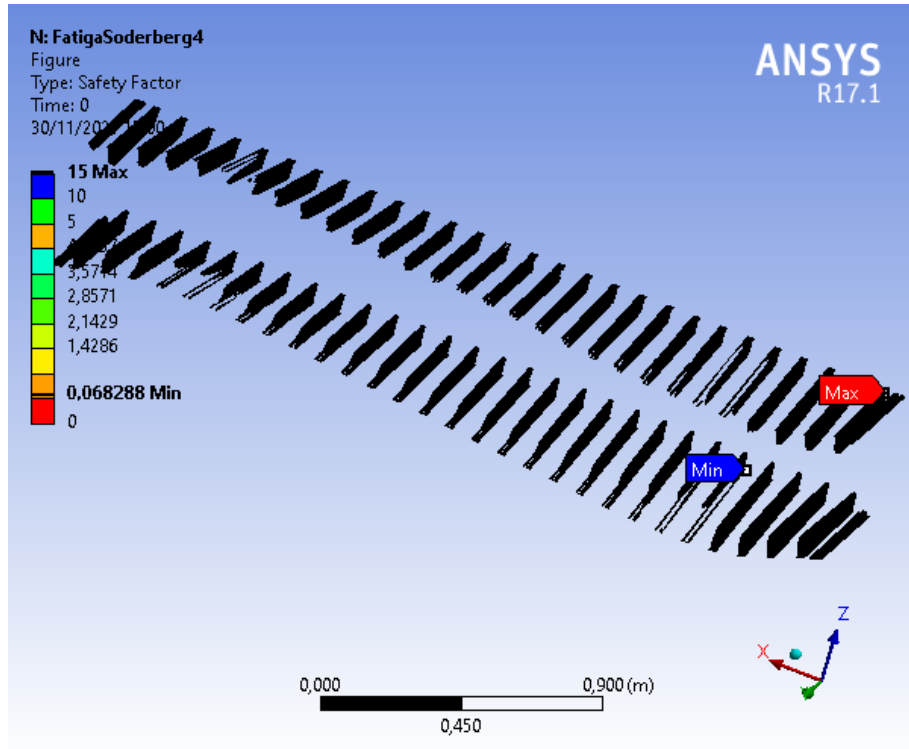


Figura 4.50 Factor de seguridad Soderberg última iteración (larguerillos).

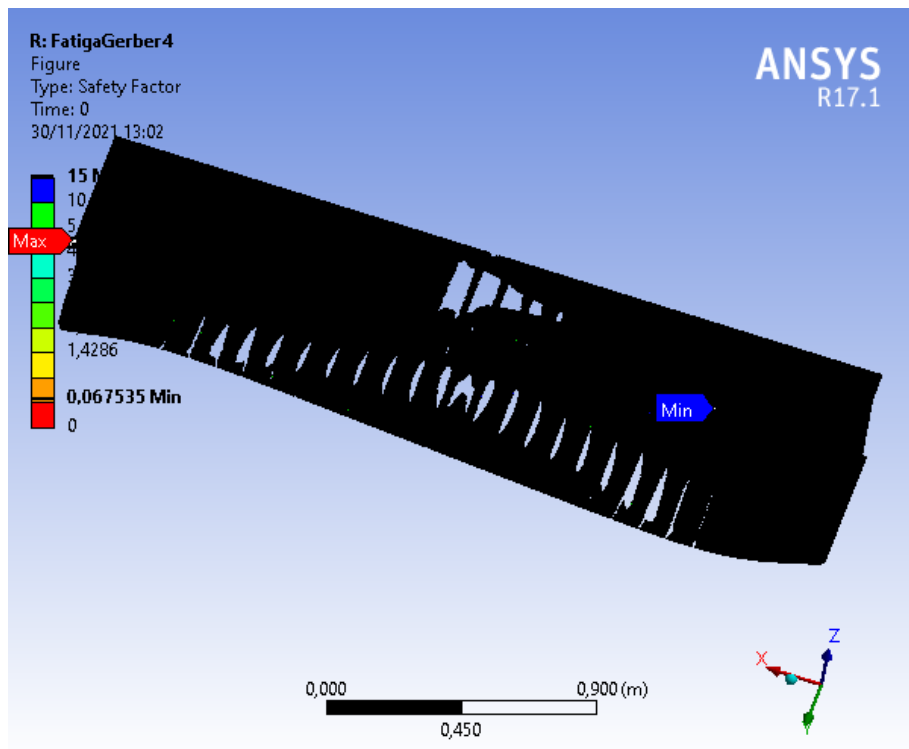


Figura 4.51 Factor de seguridad Gerberg última iteración (costilla, largueros y paneles).

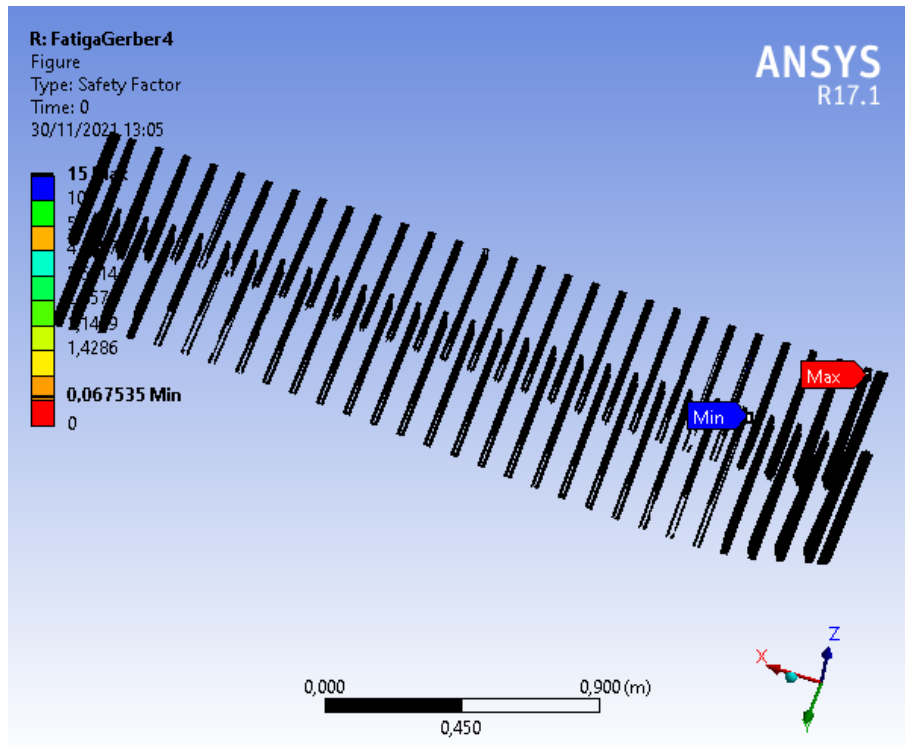


Figura 4.52 Factor de seguridad Gerberg última iteración (larguerillos).

En primer lugar es necesario aclarar que las imágenes mostradas para el mallado refinado han tenido que ser divididas ya que las herramientas de simulación no eran capaces de obtener las imágenes de los resultados con la misma resolución que para el caso simple y de esta forma se puede observar mejor las diferencias. Los resultados mostrados son todos aquellos elementos cuyo factor de seguridad es menor a 10.

Para el primer mallado se pueden observar diferencias claras entre los resultados de todas las teorías, en este caso se muestran todos los elementos cuyo factor de seguridad estimado es menor de diez. Como se comentaba en 2 la teoría de Soderberg es la más conservativa, por ello es la que presenta más elementos con un factor de seguridad menor, aunque en este caso el valor mínimo del factor de seguridad se alcanza en el caso de Gerber. De nuevo los elementos con menor factor de seguridad se agrupan principalmente en la zona de unión de los larguerillos y la costilla o incluso en la propia costilla.

En el mallado refinado se puede observar como las cuatro teorías ofrecen resultados similares, aunque de nuevo es la teoría de Soderberg la que ofrece una mayor cantidad de elementos, lo cuál es lógico al tratarse de la más conservadora. Por otro lado, se observa como en la teoría de Goodman hay una menor densidad de elementos con bajos factores de seguridad en la zona del encastre del borde de salida mientras que aparecen otro en el extremo libre. De nuevo, es la teoría de Gerber la que ofrece los menores valores de factor de seguridad y más concretamente se sitúa este valor sobre los larguerillos inferiores del borde de ataque.

Comparando ambas simulaciones se puede ver una diferencia clara del efecto del mallado, en el caso del refinado se observa que el factor mínimo de seguridad es menor que en el primer mallado para todos los casos, este valor está en torno a los 0,068 frente al 0,12 del primer mallado. Por otro lado se puede observar como para el mallado refinado se mantiene esa zona resistente de la costilla y sobre todo se ve como los elementos con mayor capacidad de "supervivencia" se localizan ahora mas cercanos al centro. Se ha seleccionado un factor de seguridad de 10 como límite para mostrar la gran diferencia que existe entre ambos mallados en la capacidad resistente de los larguerillos, se puede observar en todos los casos que en el mallado refinado, aún cuando la mayoría larguerillos no son capaces de soportar cargas diez veces mayores el panel sigue manteniendo una cierta resistencia estructural sin llegar a perderla por completo. Por otro lado también es interesante que los larguerillos "supervivientes" se localizan simétricamente a ambos extremos del panel, mientras que esa zona resiliente de los paneles se aglutina en el centro de los mismos

Daño

Como último conjunto de resultados se muestra el daño estimado por Ansys:

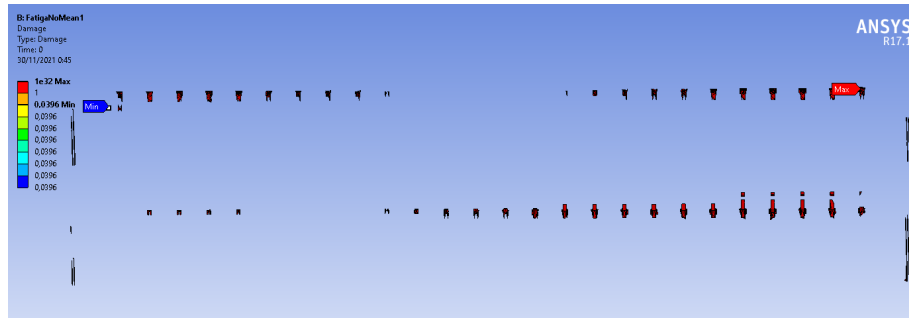


Figura 4.53 Daño estimado No-Mean primera iteración.

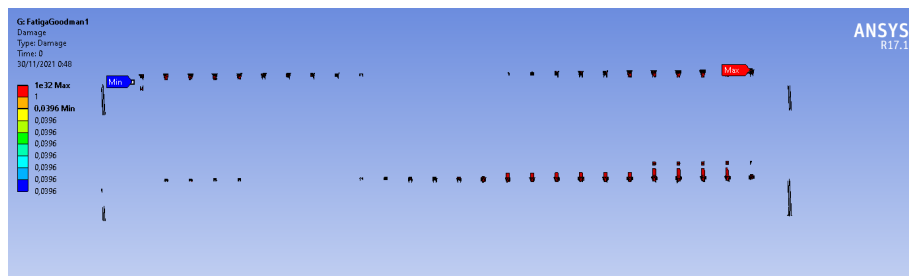


Figura 4.54 Daño estimado Goodman primera iteración.

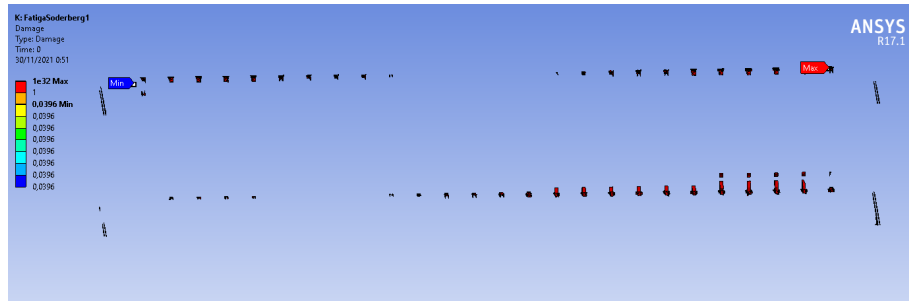


Figura 4.55 Daño estimado Soderberg primera iteración.

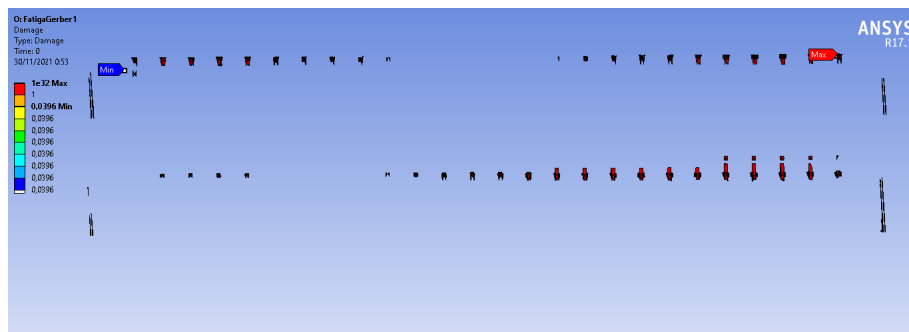


Figura 4.56 Daño estimado Gerber primera iteración.

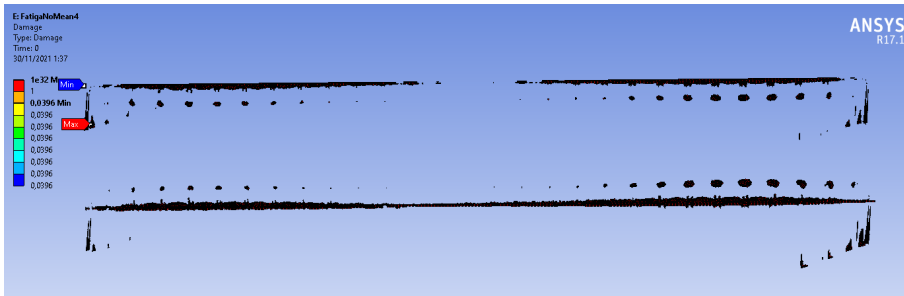


Figura 4.57 Daño estimado No-Mean última iteración.

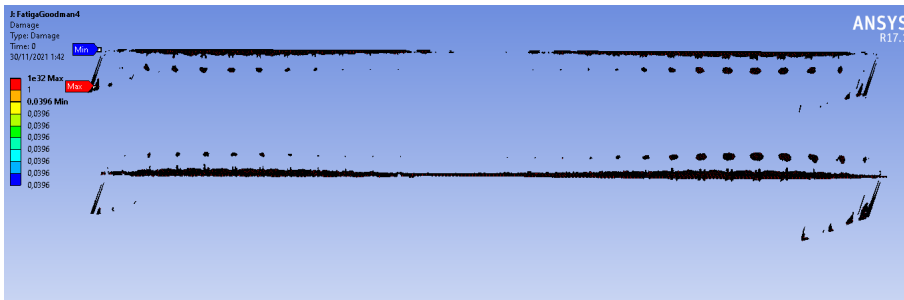


Figura 4.58 Daño estimado Goodman última iteración.

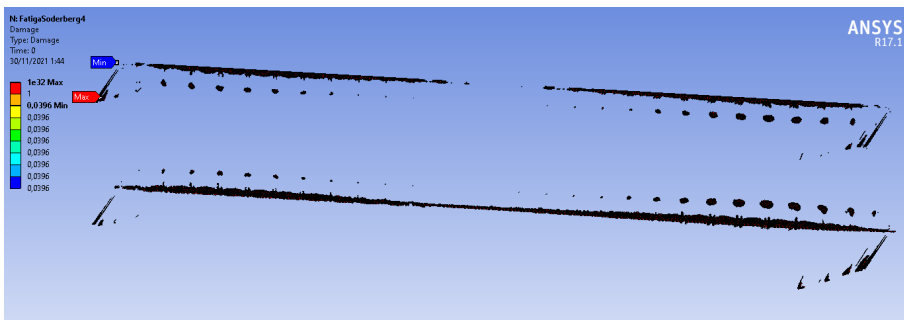


Figura 4.59 Daño estimado Soderberg última iteración.

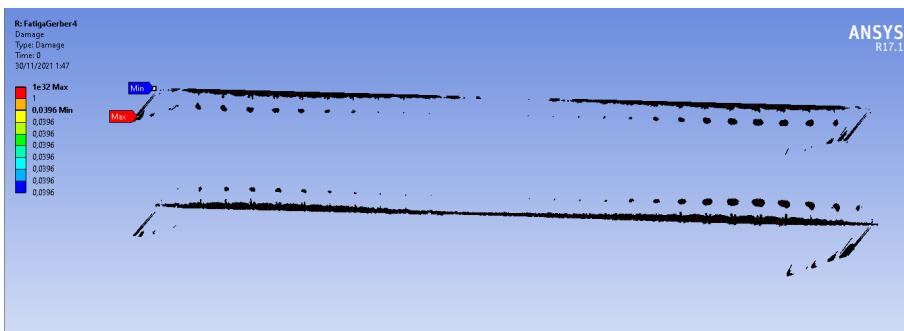


Figura 4.60 Daño estimado Gerber última iteración.

En el caso del daño estimado para la malla simple, se observa una congruencia total con las imágenes de la vida, esto es porque básicamente el daño acumulado es una medida adimensional que permite estimar la vida restante de los elementos. En este caso las simulaciones con corrección de tensión media ofrecen resultados más realistas, ya que tienen en cuenta el efecto de esta tensión sobre el efecto de los ciclos y por ello consideran mayores cantidades de daño a lo largo de la estructura.

Para la última malla, el daño estimado es coherente de nuevo con los resultados de vida que se presentan en las imágenes anteriores, aunque cabe destacar que en este caso la teoría de Goodman y el caso sin teoría de tensión media ofrecen una mayor densidad de elementos en el extremo inferior del encastre del borde de salida.

Como comparación entre los mallados utilizados se puede ver que el daño mínimo calculado con cualquiera de las teorías permanece constante, es decir, los resultados son congruentes con lo que se muestra en los resultados de vida estimada.

Conclusiones del análisis

A la vista de los resultados obtenidos a partir de las simulaciones se pueden obtener distintas conclusiones:

- En primer lugar, se observa que no existe una clara diferencia en los resultados cuando se aplican distintas teorías de tensión media, lo que corrobora lo comentado al principio del documento, que estas teorías son aproximaciones que han sido validadas a partir de ensayos, los cuales principalmente se realizan con probetas o elementos sencillos y que no son capaces de marcar una diferencia clara entre los resultados para estructuras tan complejas
- Este diseño se basa en una condición de inestabilidad estática como es el pandeo, en ningún momento se han tenido en cuenta condiciones dinámicas a la hora de realizar el dimensionamiento. Esto se debe a que en la industria aeronáutica, como se ha comentado anteriormente, la resistencia a fatiga es necesario verificarla con pruebas a tamaño real, independientemente de los resultados que se puedan obtener mediante subestructuras o simulaciones por ordenador. Por ello, las reglas básicas de diseño, como puede ser la teoría de Farrar, incluyen márgenes de seguridad y aproximaciones que pretenden cubrir los requisitos dinámicos a la hora de diseñar los elementos, previo a la verificación real de la estructura
- Siguiendo con lo anterior, se puede observar como el diseño del cajón es capaz de soportar la vida de diseño sin perder por completo su integridad estructural. No existe ningún elemento que sea incapaz de soportar la vida mínima de diseño al completo, lo cuál no supone un problema ya que a lo largo de 60000 vuelos las distintas revisiones y operaciones de mantenimiento servirán para solucionar los desperfectos que puedan surgir en los elementos
- Por otro lado, el efecto rigidizador de los larguerillos es claro, se puede ver como, aún aplicando un corte a los resultados de factor de carga 10, solo quedarían por debajo de ese corte 12 larguerillos completos de los 56 presentes en el cajón. Es decir, los larguerillos son capaces de absorber suficiente parte de los esfuerzos que actúan sobre el cajón y de distribuirlo sobre la costilla y los paneles de manera que el cuerpo principal del cajón queda seguro

5 Conclusiones y mejoras futuras

Para finalizar se van a presentar las conclusiones del trabajo y las posibles mejoras al mismo. En primer lugar, se quiere aclarar que este TFM está enfocado a servir como una guía del estado del arte de la fatiga y un modelo a la hora de afrontar un problema de diseño dentro del entorno aeronáutico de una manera sencilla, a través de una teoría ampliamente utilizada y con suficientes resultados a sus espaldas. Con todo, existen mejoras que se podrían añadir para futuros trabajos y que podrían ampliar principalmente el capítulo de simulación.

La primera conclusión y la más clara es que, como se ha visto a lo largo del trabajo, la resolución y el estudio del problema a fatiga es aún a día de hoy compleja y difícil. No existe una única solución y es necesario estudiar cada caso en detalle y fijar la información que se quiere obtener. Un claro ejemplo de esto es lo comentado en 2, existen tres enfoques principales y cada uno de ellos permite resolver solo una parte del problema, es el conjunto de los resultados obtenidos al aplicar los tres lo que permite obtener la información suficiente. Aún así por ejemplo, el método ϵ -N se basa en aproximaciones empíricas que dependen de otro de los principales problemas de la rama de la resistencia de materiales como es el comportamiento elasto-plástico del material o el método LEFM en el que es necesario realizar suposiciones acerca del crecimiento de grieta por medio de resultados obtenidos en laboratorio o a través de ensayos con probetas.

Por otro lado, el diseño a fatiga en aeronáutica es uno de los puntos críticos en la vida de la aeronave, el sector aeronáutico es uno de los que requieren un mayor estudio de posibles peligros y por tanto unos niveles de seguridad absolutos. También es uno de los sectores con requisitos económicos más altos, a diferencia por ejemplo del sector automovilístico donde existen distintas gamas de vehículos que se adaptan a las necesidades de los clientes en el sector aeronáutico se diseña con el fin de ocupar mercados que no dependen de la calidad de la aeronave si no de las operaciones que esta va a realizar por lo que es necesario que se pueda asegurar una vida útil suficiente para que la aeronave sea rentable.

Respecto al proceso práctico de diseño se ha comprobado el alto nivel de dificultad que implica el diseño a fatiga, una aeronave es una estructura compleja, que aunque puede ser enfocada de una manera modular, las pruebas a escala real son totalmente necesarias ya que como se observa en la sección de diseño y análisis, los resultados aislados sobre un solo elemento pueden no dar resultados realistas. De igual manera, como se ha podido observar a partir del test de convergencia, es necesario generar una malla lo más precisa posible para poder recoger los efectos en las zonas más críticas como pueden ser las uniones entre larguerillos y costilla o entre los cordones de los largueros y los paneles. Este proceso podría verse optimizado incluyendo el efecto del momento aerodinámico, el cual es una carga constante que depende únicamente de la velocidad de vuelo, por lo que no se vería afectado por las variaciones del factor de carga. No ha sido posible incluir esta carga ya que se trataría de un caso de carga no proporcional y de amplitud no constante. Ansys solo soporta los siguientes casos de carga:

- Amplitud constante y carga proporcional: este caso se correspondería con una combinación de cargas que varían de igual manera y cuyos valores máximos y mínimos se mantienen constantes a lo largo del tiempo
- Amplitud no constante y carga proporcional: este es precisamente el caso que se ha tratado aquí, no existen valores límite perfectamente definidos pero todas las cargas varían según el mismo factor
- Amplitud constante y carga no proporcional: este caso se puede obtener combinando dos soluciones, por ejemplo un momento que varía de manera constante a lo largo del tiempo y otro que se mantiene

constante. Ansys permite definir una combinación de soluciones en las que se puede definir el tipo de carga a partir de las diferencias de las anteriores soluciones

Esto solo confirma de nuevo lo comentado anteriormente, el fenómeno de fatiga es complejo y no se puede generalizar por lo que no existe un método único para afrontar el problema ni una ecuación general que se pueda aplicar indistintamente.

Como conclusión final me gustaría comentar como las normas y especificaciones que existen en el entorno aeronáutico son clave a la hora del diseño, como a partir de una teoría que se centra en el diseño estático es posible generar una estructura lo suficientemente resistente para un entorno de cargas variables. Es necesario remarcar que el cajón está diseñado para soportar unos esfuerzos que han sido ponderados dos veces, primero con un margen de seguridad del 50% y después aplicando un factor del 10% y aún así los resultados de la simulación muestran la capacidad de gran parte de la estructura de soportar cargas que lleguen al 400% sobre el valor de diseño utilizado. Por lo que se podría decir que el cajón es estructuralmente válido y sería un buen prediseño para un proyecto aeronáutico real. Aunque, tras lo comentado en 2 y 3 no se puede perder de vista que se han utilizado técnicas de cálculo que de ninguna manera podrían sustituir a las pruebas reales, no existe un conocimiento claro de como este software aplica las distintas ecuaciones y aproximaciones que propone la teoría pero si que deja constancia de como el uso de técnicas de análisis de elementos finitos es una solución factible para las primeras etapas de modelado de estructuras aeronáuticas.

Como posibles mejoras o continuaciones se observan las siguientes:

- Generación de un modelo que considere las cargas estáticas presentes
- Análisis de la estructura bajo otras maniobras distintas como pueden ser virajes o ascensos acelerados, de manera que se pueda ofrecer un estudio completo de todas las fases de vuelo
- Desarrollo en detalle de las nuevas teorías que aún a día de hoy siguen surgiendo en torno al problema de fatiga
- Desarrollo de un software libre enfocado a la resolución de problemas de fatiga de manera que el análisis por elementos finitos para esta clase de estudios pueda ser más accesible y pueda crecer a partir de una comunidad
- Inclusión de modelo de grieta, de manera que se pueda estudiar la aparición de la misma y el crecimiento que esta tendría durante la operación

Índice de Figuras

2.1	Diagrama S-N empírico [2]	10
2.2	Diagrama S-N teórico	11
2.3	Diagrama de Haigh [18]	11
2.4	Diagrama maestro [18]	11
2.5	Diagramas de tensión media	12
2.6	Coeficientes según acabado superficial [18]	14
2.7	Coeficientes según rugosidad [18]	14
2.8	Cromado [18]	15
2.9	Niquelado [18]	15
2.10	Efecto del shoot-peening sobre el recubrimiento [18]	15
2.11	Respuesta en deformación [2]	19
2.12	Tensiones en punta de grieta [2]	22
2.13	Modo I "Apertura a tracción"	22
2.14	Modo II "Cizalladura en el plano"	22
2.15	Modo III "Cizalladura en antiplano"	23
2.16	Zonas plásticas en punta de grieta [2]	24
2.17	Regiones de crecimiento de grieta [2]	25
2.18	Fenómeno de cierre de grieta	27
2.19	Curvas del método de Richard-Newmark [18]	28
2.20	Sensibilidad en entallas [18]	30
2.21	Factor en raíz de entalla [18]	30
2.22	Divergencia entre k_{σ} y k_{ϵ} [18]	31
2.23	$k = 8\sqrt{\pi a F}$ [4]	32
2.24	$k = S\sqrt{\pi a F}$ [4]	32
2.25	$k = p\sqrt{\pi a F_1}$ $\lambda = 1$ $k = \frac{2pR}{\sqrt{\pi a}} F_0$ $\lambda = 0$ [4]	32
2.26	Zona plástica en la entalla [4]	33
3.1	Flujo de diseño	39
3.2	Flujo de diseño estructural	42
3.3	Diagrama de los requisitos fail-safe	47
3.4	Gráfica de crecimiento de grieta respecto al tiempo	48
3.5	Envolvente de vuelo [21]	49
4.1	Cotas [26]	57
4.2	Perfil Encastre	58
4.3	Perfil CFD	59
4.4	Volumen de control	60
4.5	Esfera de influencia	60
4.6	Edge sizing	60
4.7	Mallado CFD	61
4.8	Primera iteración	63

4.9	Segunda iteración	63
4.10	Envolvente de vuelo	66
4.11	Distribución de circulación por la deflexión	67
4.12	Distribución de velocidad inducida	67
4.13	Cotas utilizadas en el panel	70
4.14	Gráfica del factor de Farrar	72
4.15	Curva de interacción de esfuerzos	72
4.16	Configuración del archivo Ansys	74
4.17	Modelo 3D del cajón	74
4.18	Radio de ajuste en larguerillos y cordones de larguero	75
4.19	Posicionamiento de la costilla de encastre	75
4.20	Mallado de los largueros	76
4.21	Mallado de los largueros	76
4.22	Mallado de los paneles	76
4.23	Mallado de los paneles	76
4.24	Mallado de la costilla	77
4.25	Mallado de la costilla	77
4.26	Mallado de los larguerillos	77
4.27	Mallado de los larguerillos	77
4.28	Condiciones de empotramiento	78
4.29	Cargas asociadas al resto del ala	80
4.30	Cargas propias del cajón	80
4.31	Extracto del historial de carga	83
4.32	Configuración de Fatigue Tool	84
4.33	Vida No-Mean primera iteración	85
4.34	Vida Goodman primera iteración	85
4.35	Vida Soderberg primera iteración	85
4.36	Vida Gerber primera iteración	86
4.37	Vida No-Mean última iteración	86
4.38	Vida Goodman última iteración	86
4.39	Vida Soderberg última iteración	86
4.40	Vida Gerber última iteración	87
4.41	Factor de seguridad No-Mean primera iteración	88
4.42	Factor de seguridad Goodman primera iteración	88
4.43	Factor de seguridad Soderberg primera iteración	88
4.44	Factor de seguridad Gerber primera iteración	89
4.45	Factor de seguridad No-Mean última iteración (costilla, largueros y paneles)	89
4.46	Factor de seguridad No-Mean última iteración (larguerillos)	90
4.47	Factor de seguridad Goodman última iteración (costilla, largueros y paneles)	90
4.48	Factor de seguridad Goodman última iteración (larguerillos)	91
4.49	Factor de seguridad Soderberg última iteración (costilla, largueros y paneles)	91
4.50	Factor de seguridad Soderberg última iteración (larguerillos)	92
4.51	Factor de seguridad Gerber última iteración (costilla, largueros y paneles)	92
4.52	Factor de seguridad Gerber última iteración (larguerillos)	93
4.53	Daño estimado No-Mean primera iteración	94
4.54	Daño estimado Goodman primera iteración	94
4.55	Daño estimado Soderberg primera iteración	94
4.56	Daño estimado Gerber primera iteración	94
4.57	Daño estimado No-Mean última iteración	95
4.58	Daño estimado Goodman última iteración	95
4.59	Daño estimado Soderberg última iteración	95
4.60	Daño estimado Gerber última iteración	95

Índice de Tablas

2.1	Valores de parámetros	10
2.2	Parámetros de los casos de carga	11
2.3	Ecuaciones de tensión media	12
2.4	Aproximación del coeficiente de tamaño	13
3.1	Criterios de diseño para estructuras aeronáuticas [7]	39
4.1	Datos bibliográficos de la aeronave	58
4.2	Datos aerodinámicos de la aeronave	59
4.3	Datos aerodinámicos de la aeronave (primera iteración)	61
4.4	Velocidades de cada caso de estudio	62
4.5	Datos aerodinámicos de la aeronave (segunda iteración)	63
4.6	W_w de la bibliografía	64
4.7	Pesos estructurales estimados	65
4.8	Circulación adimensional a lo largo del ala	66
4.9	Momentos totales de la maniobra simétrica estacionaria	68
4.10	Momentos totales de la maniobra simétrica no estacionaria	68
4.11	Maniobra asimétrica	69
4.12	Momentos totales de la maniobra asimétrica estacionaria	69
4.13	Aluminio 7075-T6	71
4.14	Cargas de dimensionamiento	71
4.15	Geometría del panel	73
4.16	Geometría de largueros y costillas	73
4.17	Test de convergencia de malla	75
4.18	Propiedades del Aluminio 7075-T6	77
4.19	Variación del factor de carga vertical	80

Índice de Códigos

4.1	Cargas y posicionamiento en el cajón	79
4.2	Generación del espectro de carga	80

Bibliografía

- [1] R. I. Stephens, A. Fatemi, R. R. Stephens, and H. O. Fuchs, *Metal Fatigue in Engineering*, 2nd ed. John Wiley & Sons, 2000, no. 4.
- [2] J. A. Bannantine, J. J. Comer, and J. L. Handrock, *Fundamentals of metal fatigue analysis*, 1st ed. Prentice Hall, 1990.
- [3] R. L. Cabaco, “Diseño Estructural de Aeronaves,” 2020.
- [4] N. Dowling, “Fatigue at Notches and the Local Strain and Fracture Mechanics Approaches,” in *Fracture Mechanics*. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, pp. 247–247–27. [Online]. Available: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?STP34917S>
- [5] D. Socie, N. Dowling, and P. Kurath, “Fatigue Life Estimation of Notched Members,” in *Fracture Mechanics: Fifteenth Symposium*. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, pp. 284–284–16. [Online]. Available: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?STP32560S>
- [6] A. O. Payne, “The fatigue of aircraft structures,” *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 8, no. 1, pp. 157–203, jan 1976.
- [7] M. C.-Y. Niu, *Airframe Structural Design: Practical Design Information and Data on Aircraft Structures Second Edition*, 2nd ed. Hong Kong Conmilit Press Ltd. Lockheed Aeronautical Systems Company Burbank, California, 2002.
- [8] I. Sánchez Cubero, *Apuntes de Resistencia de materiales I y II, Grado en Ingeniería Mecánica*, 2018.
- [9] J. Schijve, “Fatigue of aircraft materials and structures,” *International Journal of Fatigue*, vol. 16, no. 1, pp. 21–32, jan 1994.
- [10] R. Wanhill, L. Molent, and S. Barter, “Milestone Case Histories in Aircraft Structural Integrity,” in *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering*, dec 2016.
- [11] McEvily AJ , Author and Walter M , Reviewer, “Metal Failures: Mechanisms, Analysis, Prevention,” *Applied Mechanics Reviews*, vol. 55, no. 4, pp. B71–B72, jul 2002. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1115/1.1483355>
- [12] B. A. C. Tiffany, and J. Gallagher, “Threats to Aircraft Structural Safety Including a Compendium of Selected Structural Accidents/Incidents,” p. 167, mar 2010.
- [13] F. P. Carballo, J. C. Delgado, and J. C. M. Vallejo, *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*. Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales, 2002. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=CkkZjwEACAAJ>
- [14] T. Nyman, “Fatigue and Residual Strength of Composite Aircraft Structures,” no. 99, pp. 1–36, 1999.
- [15] A. S. H. Makhlof and M. Aliofkhazraei, *Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Aerospace and Automotive Industries*, 2015.

- [16] R. Talreja and C. V. Singh, *Damage and failure of composite materials*, 2012.
- [17] “fatiga | Definición | Diccionario de la lengua española | RAE - ASALE.” [Online]. Available: <https://dle.rae.es/fatiga{#}otras>
- [18] A. Fatemi and L. Yang, “Cumulative fatigue damage and life prediction theories: A survey of the state of the art for homogeneous materials,” *International Journal of Fatigue*, vol. 20, no. 1, pp. 9–34, jan 1998.
- [19] L. Wang, F. W. Brust, and S. N. Atluri, “The elastic-plastic finite element alternating method (EPFEAM) and the prediction of fracture under WFD conditions in aircraft structures: Part III: Computational predictions of the NIST multiple site damage experimental results,” *Computational Mechanics*, vol. 20, no. 3, pp. 199–212, 1997.
- [20] J. J. C. Newman, *An improved method of collocation for the stress analysis of cracked plates with various shaped boundaries*, NASA, Ed., 1971.
- [21] EASA, “CS-25 Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Aeroplanes,” no. December, 2011.
- [22] Boeing, “Boeing. (2006). Boeing 737 Airplane Characteristics for Airport Planning. The Economic Journal, 80(318), 307. <https://doi.org/10.2307/2230120> Boeing 737 Airplane Characteristics for Airport Planning,” *The Economic Journal*, vol. 80, no. 318, p. 307, 2006.
- [23] O. Al-Shamma and A. Rashid, “Aircraft weight estimation in interactive design process.”
- [24] J. D. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill Education, 2010. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=xwY8PgAACA AJ>
- [25] “DOT/FAA/TC-12/17 Development and Assessment of Simplified Stress Sequences for Fuselage Structures,” 2014.
- [26] “Boeing: Airport Compatibility - CAD 3-View Drawings for Airport Planning Purposes.” [Online]. Available: <https://www.boeing.com/commercial/airports/3{ }view.page>
- [27] Boewiki, “CFM International CFM56-2/3,” 2008.
- [28] “BOEING 737 MIDSPAN AIRFOIL (b737c-il).” [Online]. Available: <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=b737c-il>
- [29] E. Obert, R. Slingerland, D. J. W. Leusink, T. van den Berg, J. H. Koning, M. J. L. van Tooren, and T. H. D. A. der Luchtvaart- en Ruimtevaarttechniek, *Aerodynamic Design of Transport Aircraft*. Ios Press, 2009. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=V1DuJfPov48C>
- [30] “Butterworth-Heinemann - Civil Jet Aircraft Design - Aircraft Data File - Boeing Aircraft.” [Online]. Available: <https://booksite.elsevier.com/9780340741528/appendices/data-a/table-2/table.htm>
- [31] “Aircraft Performance Database > B734.” [Online]. Available: <https://contentzone.eurocontrol.int/aircraftperformance/details.aspx?ICAO=B734>
- [32] M. P. Bearce, M. F. Coker, L. E. Robert, J. R. Ratley, J. M. Eitel, T. B. Company, and A. R. Reserved, “737 Flight Crew Training Manual,” vol. 767, 2008.
- [33] S. Eberhardt and A. Silva, *Apuntes de Cálculo de Aeronaves, Grado en Ingeniería Aeroespacial*, 2016.
- [34] D. J. Farrar, “The Design of Compression Structures for Minimum Weight,” *Journal of the Royal Aeronautical Society*, vol. 53, no. 467, pp. 1041–1052, nov 1949.
- [35] Elmer Franklin Bruhn, “Analysis and Design of Flight Vehicle Structures,” p. 362, 1973.
- [36] “ASM Material Data Sheet.” [Online]. Available: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7075T6>
- [37] R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*. Pearson Prentice Hall, 2006. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=tmviAAAACA AJ>

Glosario

AASHTO American Association of State and Highway and Transportation Officials. 6

ASTM American Society for Testing and Materials. 2, 18, 24, 28

BCC Acero de Base Cúbica Central. 9

EASA European Aviation Safety Agency. 39, 43, 48, 49

FAA Federal Aviation Administration. 39, 43, 50

FAR Federal Aviation Regulations. 43, 48

FEM Método de Elementos Finitos. 57

HCF High Cycles Fatigue. 2, 30

INTA Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial. 55

LCF Low Cycles Fatigue. 2, 9, 17, 31, 35

LEFM Linear Elastic Fracture Mechanics. 32–36, 55

LOV Limits Of Validity. 50

RA Roughness Average. 13

RAAF Royal Australian Air Force. 45

RMS Root Mean Square. 34

SAE Society of Automotive Engineers. 4, 18

USAF United State Air Force. 5, 6, 44

WFD Widespread Fatigue Damage. 50