



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Máster

Aplicación de modelos de daño de fatiga multiaxial en aceros de bajo contenido en carbono. Validación de la metodología aplicada en la predicción de vida a fatiga en probeta y en componente real sometidos a fatiga.

Autor

Soledad Zeballos Fuentes

Directores

José Luis Nuñez Bruis
Susana Calvo Molina

EINA – Máster en Mecánica Aplicada
Curso 2012/2013

RESUMEN

El presente documento de memoria recoge las actividades realizadas y los resultados obtenidos en el desarrollo una metodología para analizar el comportamiento resistente y a fatiga de uno de los componentes que forma parte de la atracción denominada “Saltamontes”, el brazo móvil cuyo movimiento de “salto” es proporcionado por un cilindro hidráulico.

El marco de este proyecto se centra en el desarrollo y aplicación de una metodología que permitan estimar la vida a fatiga de forma fiable en componentes reales consiguiendo estructuras con mejores prestaciones en un tiempo y bajo un coste razonable.

Para lograr dicho objetivo, se han marcado una serie de pautas específicas a cumplir que marcan el contenido del presente documento de memoria:

- Revisión de los modelos de daño existentes en bibliografía, y el estudio de aquellos que más se adecúen al componente analizado.
- Evaluación del comportamiento resistente del componente real del caso práctico, mediante análisis por el método de los elementos finitos.
- Análisis de las propiedades mecánicas del material empleado en la fabricación del componente y realización de la caracterización del material en probetas bajo ensayos a fatiga multiaxial.
- Determinación de modelos de daño de fatiga multiaxial, y su posterior validación con datos experimentales de probetas caracterizadas a fatiga con curvas S-N y ϵ -N.
- Estimación de vida a fatiga en el componente y conclusiones de la aplicación de la metodología.

Estos objetivos permiten obtener como conclusión, el desarrollo de una herramienta que permite analizar una nueva historia de carga para el desarrollo de un nuevo concepto de atracción, y ver cómo dicha historia de carga afecta a la vida a fatiga, dando la posibilidad de tomar decisiones antes de la fabricación.

AGRADECIMIENTOS

A Carlos y a mis hijos, por animarme a seguir adelante cada día.

A mi director de proyecto y compañero JLN, por sus consejos y su guía.

Y en especial, a mi codirectora y compañera, SCM, por sus ratos extras dedicados a ayudarme y guiarme en el mundo de la fatiga, y de la que espero poder seguir aprendiendo en el futuro.

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN MECÁNICA APLICADA**Aplicación de modelos de daño de fatiga multiaxial en aceros de bajo contenido en carbono. Validación de la metodología aplicada en la predicción de vida a fatiga en probeta y en componente real sometidos a fatiga.****TABLA DE CONTENIDOS**

1. Introducción al problema	5
2. Objetivo	7
2.1. Planteamiento general del proyecto	7
3. Estado de la técnica fatiga multiaxial	9
3.1. Introducción	9
3.2. Teorías de fatiga multiaxial.....	11
4. Recuento de ciclos	17
5. Análisis estructural del componente	22
5.1. Descripción del componente	22
5.2. Modelo de elementos finitos y condiciones de contorno	23
5.3. Caso de carga y cargas aplicadas	24
5.4. Resultados del análisis resistente	25
5.4.1. Tensiones de Von Mises.....	25
5.4.2. Desplazamientos.....	28
6. Análisis a fatiga.....	31
6.1. Caracterización del material.....	31
6.1.1. Descripción del ensayo uniaxial.....	32
6.1.2. Descripción del ensayo biaxial.....	38
6.2. Modelos multiaxiales de predicción de daño	41
6.3. Análisis a fatiga del componente real.....	45
6.3.1. Introducción	45
6.3.2. Historia de carga del componente	45
6.3.3. Modelos de daño aplicados sobre el componente real	48
7. Conclusiones y líneas de continuación	49
8. Referencias.....	52
ANEXO I – Ficheros de Matlab: Modelos de daño aplicados.....	56

1. INTRODUCCIÓN AL PROBLEMA

La mayoría de los componentes reales se hallan sometidos, en condiciones de servicio, a estados de tensión y deformación complejas, debidas a la aplicación de cargas repetitivas que varían con el tiempo. Un gran número de las roturas producidas en componentes son debidas al fenómeno de fatiga.

Es por ello que a la hora de diseñar estructuras, hay que tener en cuenta dichos estados de tensión y deformación que pueden llegar a hacer que los componentes fallen. Esto obliga a realizar un análisis de fatiga y no una simple comprobación del estado límite de rotura, para garantizar la seguridad en las condiciones de servicio previstas.

La fatiga puede definirse como el deterioro que se desarrolla bajo la acción de ciclos repetidos de carga o deformación de cierta amplitud en un determinado componente. Un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión más baja que la necesaria para producir rotura con una sola aplicación de carga. En la actualidad, a nivel industrial, lo más extendido es el uso de criterios de fatiga uniaxial basados en teorías de fatiga clásicas [2,3], en los cuales el criterio se basa en si el fenómeno de fatiga ocurre a bajos o altos ciclos con aproximaciones únicas (curvas “S-N” o método de vida total, o curvas “ ϵ -N” o método de deformación local).

Sin embargo, en determinados casos y para ciertas aplicaciones con zonas sometidas a estados de tensión combinados, se ha demostrado que es necesario recurrir a métodos que consideren criterios de fatiga multiaxial, puesto que las teorías uniaxiales pueden ser no conservadoras.

La acumulación de daño por el efecto de la fatiga, la deformación plástica o el desgaste son fenómenos que aparecen y que pueden causar fallos en componentes. El estudio de estos componentes presenta dificultades como la determinación de la historia de carga aleatoria a la que se encuentran sometidos y la caracterización del estado tensional multiaxial que alcanza el componente en las zonas críticas. La complejidad del estado tensional alcanzado en estas zonas justifica el hecho de que el estudio de fatiga en componentes tenga que abordarse desde el punto de vista de la multiaxialidad. La realización de un ensayo del componente real es inviable, ya que es un ensayo destructivo y conlleva un coste muy elevado, lo que hace necesario desarrollar metodologías que aceleren dicha caracterización.

Un ejemplo de componente sometido a cargas cíclicas son las atracciones de feria. Son estructuras y máquinas diseñadas para proporcionar, mediante aceleraciones y giros en distintas direcciones, sensaciones extremas a sus usuarios. Como consecuencia, deben protegerlos contra riesgos de accidentes que puedan producirse por deficiencias de diseño, de su construcción o uso de las mismas.

En el presente proyecto se desarrolla una metodología para analizar el comportamiento resistente y a fatiga de uno de los componentes que forma parte de la atracción denominada “Saltamontes”, el brazo móvil cuyo movimiento de “salto” es proporcionado por un cilindro hidráulico.

En la actualidad, la estimación de vida a fatiga de los aparatos de feria viene recogida en la normativa UNE EN 13814:2006. El anexo A de dicha norma, recoge las expresiones utilizadas en el Eurocódigo ENV 1993-1-1:1992, parte 9, basadas en la regla de daño acumulado y curvas S-N, lo que indica que no se tienen en cuenta los efectos de biaxialidad.

Sin embargo, cuando el componente está sometido a un estado de carga biaxial, los criterios de estimación de vida basados en teorías uniaxiales pueden ser no conservadoras, siendo necesario la aplicación de modelos de daño multiaxiales.

La bibliografía sobre fatiga multiaxial es extensa, y contiene una gran cantidad de teorías elaboradas por diferentes autores que requieren ser analizadas para decidir la validez de las mismas en el estudio del componente o sistema que nos ocupa: el material y el estado tensional son los dos factores que influyen sobre la adecuación de los modelos de daño al componente en cuestión.

En el estudio de la fatiga multiaxial tienen especial importancia los siguientes aspectos:

- estado de carga del componente
- mecanismos de formación y crecimiento de grietas
- relación tensión - deformación bajo cargas cíclicas
- relación de un parámetro físico (tensión, deformación o energía) con la vida del componente

Un modelo predictivo de vida a fatiga puede considerarse completo y satisfactorio cuando es capaz de predecir tres características del comportamiento a fatiga: la localización crítica, los ciclos de fallo a fatiga y la orientación de las grietas a fatiga.

El objetivo principal del proyecto es desarrollar una metodología para la estimación de la vida a fatiga de un componente real y su aplicación en el análisis de un componente de un aparato de feria.

Este documento recoge en la sección 3 un resumen sobre los conceptos generales de la fatiga multiaxial y los modelos de daño aplicados en el presente trabajo, así como un resumen sobre el conteo de ciclos. En la sección 4, se realiza un análisis resistente del brazo de feria con el fin de obtener el estado tensional del mismo. Una vez realizado, en la sección 5 se hace una caracterización del material del componente a fatiga, así como la implementación de diferentes modelos de daño, seleccionando el que mejor ajusta a los ensayos experimentales, para posteriormente, realizar su aplicación sobre el componente real.

Finalmente, se presentan las principales conclusiones obtenidas en el presente proyecto, así como las posibles líneas futuras de investigación en esta temática.

2. OBJETIVO

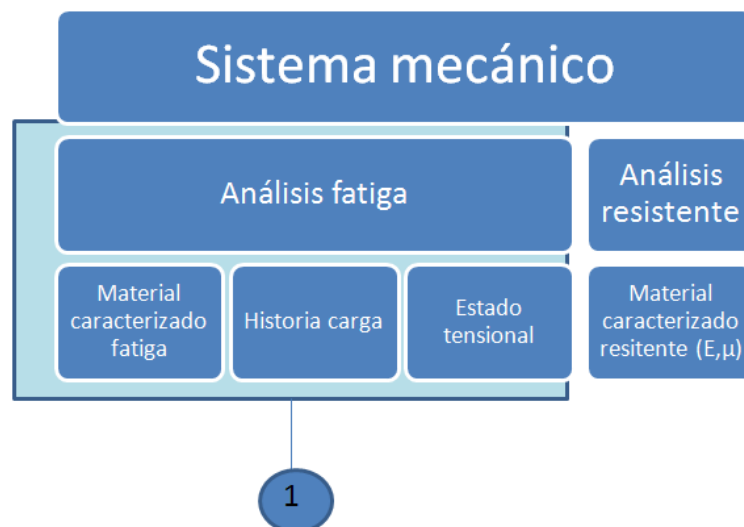
El objetivo del proyecto es desarrollar una metodología que permitan estimar la vida a fatiga de forma fiable en componentes reales consiguiendo estructuras con mejores prestaciones en un tiempo y bajo un coste razonable.

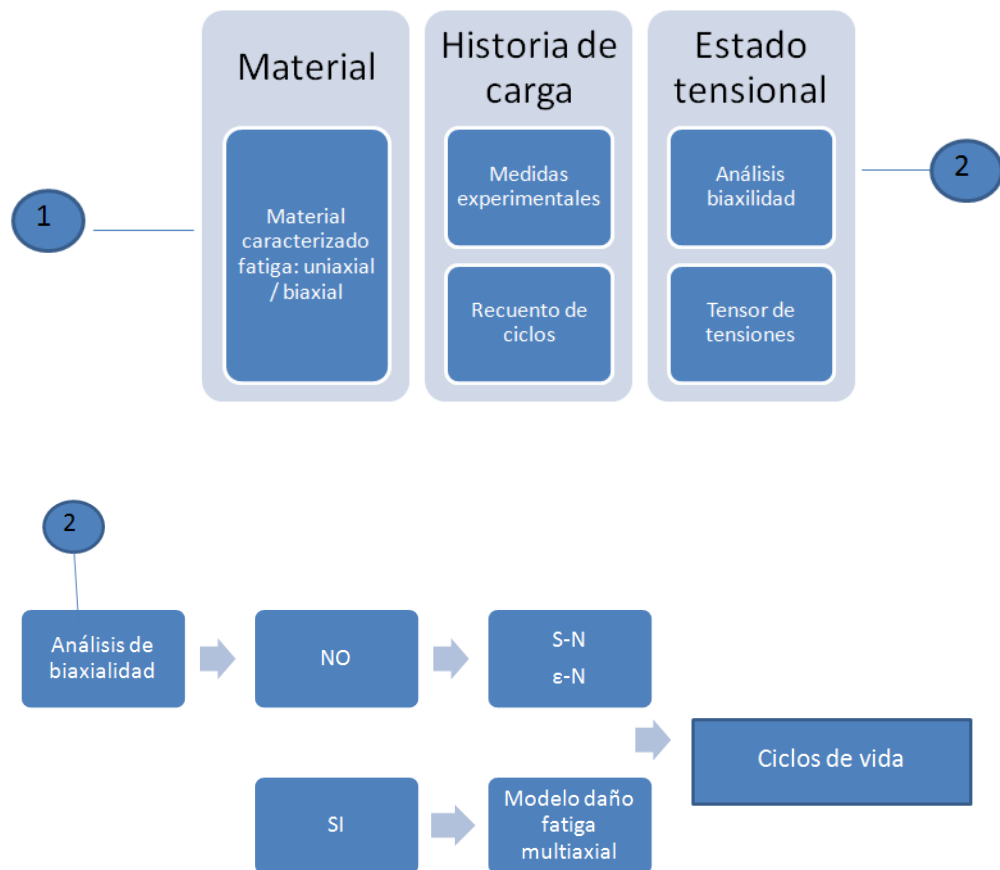
Los objetivos específicos a cumplir que marcan el contenido del presente documento de memoria son los siguientes:

- Revisión de los modelos de daño más extendidos en bibliografía, y el estudio de aquellos que más se adecúen al componente analizado.
- Evaluación del comportamiento resistente mediante análisis por el método de los elementos finitos del componente real del caso práctico.
- Análisis de las propiedades mecánicas del material empleado en la fabricación del componente y realización de la caracterización del material en probetas bajo ensayos a fatiga multiaxial.
- Determinación de distintos modelos de daño de fatiga multiaxial, basados en planos críticos o aproximaciones energéticas y su posterior validación con datos experimentales de probetas caracterizadas a fatiga con curvas S-N y ϵ -N.
- Estimación de vida a fatiga en el componente.
- Conclusiones de la aplicación de la metodología.

2.1. Planteamiento general del proyecto

A continuación se presenta un esquema resumen sobre la aplicación de la metodología seguida en el presente proyecto, y que servirá como estructura del mismo.





3. ESTADO DE LA TÉCNICA FATIGA MULTIAXIAL

3.1. Introducción

Los componentes de máquinas, vehículos y en general, la mayoría de los tipos de estructuras están sometidos en su funcionamiento a cargas oscilatorias generando estados tensionales complejos que pueden llevar a la degradación de las propiedades mecánicas e incluso a rotura del componente. Es lo que se conoce como fatiga.

Cuando se analiza la fatiga desde el punto de vista uniaxial, los modelos a aplicar son o bien métodos S-N o bien métodos ε -N. Sin embargo, en fatiga multiaxial existen numerosas teorías generadas por diferentes autores.

Las primeras metodologías de predicción de vida a fatiga multiaxial se centraron en la búsqueda de parámetros de tensiones o deformaciones equivalentes basados en las teorías de plasticidad estáticas, como los criterios de von Mises o Tresca [1]-[10]. En estas teorías se considera que el fallo es un fenómeno volumétrico, definido por el valor de un parámetro global sin tener en cuenta efectos del estado de tensión (torsión-flexión, tracción-compresión y tracción biaxial), la tensión media o la historia tensión-deformación [24]. Tras otras investigaciones se demostró la influencia del estado tensional y de deformaciones en la resistencia a fatiga de un componente y que las predicciones de vida basadas en teorías de uniaxialidad en general pueden ser no conservadoras.

El parámetro físico utilizado en las distintas teorías se ha ido adaptando al conocimiento existente sobre el problema. La extrapolación inicial a partir de las teorías de fallo estáticas se realizó tomando como parámetro característico el estado de tensión. Posteriormente se constató la importancia del comportamiento elastoplástico en el fondo de las entallas, y la situación de control por deformación existente en el material. Esto favoreció la utilización de la deformación como parámetro básico de la correlación. En las últimas décadas se ha constatado la importancia del comportamiento elastoplástico multiaxial en carga no proporcional, lo que ha hecho ver la conveniencia de utilizar ambos parámetros, tensiones y deformaciones, en la correlación del fenómeno. Una forma de realizar esta integración es a través de la energía de deformación cíclica. Al mismo tiempo el avance paralelo de la mecánica de la fractura ha permitido comprender de forma global la naturaleza física de la fatiga, como fenómeno básicamente de propagación de grietas.

Se han propuesto una gran cantidad de criterios de fatiga multiaxial, pero no existe consenso en la manera de clasificar los diferentes modelos de daño. Una de las clasificaciones propuestas distingue entre modelos para altos ciclos (HCF) y bajos ciclos (LCF) de vida a fatiga. En las referencias [1]-[4]-[14]-[20] se encuentran diversas clasificaciones de criterios válidos para HCF. En [27] se distinguen cuatro categorías: criterios basados en tensiones, criterios basados en deformaciones, criterios basados en energía y aproximaciones de plano crítico. En [26] se hace referencia a aproximaciones basadas en tensiones, aproximaciones energéticas y aproximaciones de plano crítico. En [8]-[29] los criterios de fatiga multiaxial se dividen en modelos empíricos, aproximaciones globales o modelos de plano crítico, siendo la mayoría de los modelos incluidos en esta clasificación basados en tensiones o en parámetros energéticos. En el presente proyecto, las investigaciones de fatiga multiaxial se han clasificado en tres grandes grupos de acuerdo a lo propuesto por Calvo en [5]:

- Aproximaciones basadas en tensiones
- Aproximaciones basadas en deformaciones
- Aproximaciones basadas en criterios energéticos

Pueden distinguirse hasta cinco categorías diferentes de criterios de fatiga basados en tensiones para metales [1]. Teorías de parámetros equivalentes definidas como una extensión de los criterios clásicos de fallo estático. En segundo lugar, hasta finales de la década de los cincuenta del siglo pasado, se propusieron varias fórmulas empíricas para tratar algunos datos

de fatiga (Haigh [27], Gerber [27], Marin, Gough [26] y Pollard,...). El tercer grupo incluye los criterios basados en el concepto de plano crítico (McDiarmid, Findley [4]-[21]-[26]-[27]), donde se considera que las fisuras por fatiga tienen origen en ciertos planos materiales donde la combinación de tensiones es significativa. La cuarta categoría comprende los criterios basados en los invariantes de tensión, también denominados como aproximaciones globales, (Sines, Crossland [10]-[27]). Finalmente, existen teorías basadas en aproximaciones microscópicas propuestas por primera vez en 1973 por Dang Van [8]-[19]-[29]. Puesto que a escala microscópica un metal no es isótropo ni homogéneo sino que está constituido de cristales de orientación aleatoria, Dang Van consideró que el fallo a fatiga no ocurre si y sólo si la respuesta de los granos orientados más desfavorablemente y sujetos a pequeñas fluctuaciones de la carga están sometidos a una agitación elástica (término traducido del inglés *elastic shakedown*). Basados en esta hipótesis autores como Papadopoulos [22]-[23], Deperrois [23] o Morel [17]-[18] propusieron modelos que buscan un plano crítico que contenga la dirección más probable de deslizamiento de los cristales.

Las aproximaciones basadas en deformaciones incluyen modelos de parámetros equivalentes y modelos de plano crítico. El primer grupo fue introducido en la década de los cuarenta en un intento de correlacionar ensayos de fatiga multiaxial de bajos ciclos. El segundo grupo de aproximaciones, intentan reflejar la naturaleza física del daño a fatiga (el mecanismo de daño) en su formulación. El concepto de plano crítico está basado en el modo de fractura o el mecanismo de iniciación de grietas. Destacan dentro de este grupo autores como Brown y Miller [12]-[19]-[21], Fatemi y Socie [7]-[21] o Smith, Watson y Topper [7]-[12]-[26].

Actualmente existe un consenso general sobre la incapacidad de los métodos clásicos, basados en la existencia de un parámetro equivalente, de explicar adecuadamente todos los casos de fatiga multiaxial, especialmente en presencia de cargas no proporcionales y de tensiones medias no nulas. Por este motivo ha ido generando aceptación el concepto de plano crítico basado en el modo de fractura o el mecanismo de iniciación de grietas. Dependiendo del material, del estado de tensión, del ambiente y de la amplitud de tensión o deformación, la vida a fatiga estará controlada por grietas que crecen a lo largo de planos de cortadura o de tracción. Un modelo de plano crítico debe ser capaz de predecir la vida a fatiga y de determinar el plano dominante de fallo. Así, estos modelos en lugar de basar la predicción de vida en una medida escalar del estado de carga, sin considerar la orientación de la grieta, centran la atención en la sollicitación a la que se ve sometido cierto plano del material que se considera será el origen de ésta [19]-[26]-[28]. Es decir, considera que el daño a fatiga y el crecimiento de grieta es esencialmente un proceso direccional y asume que la acumulación de daño se produce en planos particulares. Esto es lo que diferencia a este tipo de criterios de las aproximaciones equivalentes de tensión y deformación, las cuales suman el daño que se produce a lo largo de la historia de carga en diferentes planos. Debido a las diferentes posibilidades de fallo, dominado por tracción o cortadura, no existe un único modelo de daño que correlacione datos de ensayos para todos los materiales y para todos los regímenes de vida.

Las grietas de fatiga normalmente se inician en planos de máxima cortadura y crecen en Modo II (modo de cortadura), cambiando a Modo I cuando las tensiones principales alcanzan un valor determinado [1]-[2]. En materiales frágiles o en aquellos donde el inicio de grieta se produce debido a imperfecciones en el material, el crecimiento se produce en Modo I, siendo la fase de incubación y de crecimiento por tensiones cortantes prácticamente inexistente. Tal y como ya se ha comentado, el que se produzca uno u otro tipo de comportamiento depende de diversos factores entre los que destacan la magnitud de los esfuerzos, la naturaleza de la biaxialidad y el propio material. Por ello es difícil aplicar reglas generales, y establecer un único modelo que realice buenas predicciones para un material y carga dados en diferentes situaciones. Además el fenómeno se complica puesto que puede haber interacciones entre el daño que se acumula en diferentes planos, es decir, el crecimiento de grieta en un plano particular puede impedir el progreso de crecimiento en otros planos y conducir a un incremento en la vida de fatiga.

Las aproximaciones de plano crítico basadas en tensiones se utilizan para la predicción de vida a fatiga en el dominio de altos ciclos y asumen que para vidas largas las cargas aplicadas

son pequeñas y la estructura o componente se comporta elásticamente de forma que las deformaciones y las tensiones son linealmente dependientes. Estas aproximaciones usan en la definición del parámetro de fatiga multiaxial las tensiones máximas principales, las tensiones máximas de cortadura o las tensiones de cortadura octaédricas. Por el contrario, las aproximaciones de plano crítico basadas en deformaciones son normalmente utilizadas para predecir vida a fatiga en el dominio de bajos ciclos, cuando las cargas aplicadas son elevadas y provocan la aparición de deformaciones plásticas locales.

Las aproximaciones basadas en energía utilizan el producto de las tensiones y deformaciones para cuantificar el daño a fatiga [14]. Se han propuesto diferentes parámetros de energía para analizar la fatiga multiaxial. Los criterios energéticos pueden ser divididos en tres grupos, dependiendo de la densidad de energía de deformación por ciclo asumida como parámetro de daño bajo fatiga multiaxial. Existen criterios basados en la energía de deformación elástica para el dominio de altos ciclos de fatiga (HCF), criterios basados en la energía de deformación plástica para el régimen de fatiga a bajos ciclos (LCF) y finalmente criterios basados en la suma de la energía de deformación elástica y plástica para altos y bajos ciclos de fatiga.

El trabajo plástico se calcula integrando el producto de las tensiones y de los incrementos de deformación plástica (área del ciclo de histéresis) para cada una de las seis componentes de las tensiones. La suma de las seis integrales es el trabajo plástico por ciclo. La determinación de los ciclos de histéresis requiere cuidadosas consideraciones de reglas de endurecimiento y reglas de flujo, especialmente para historias de carga no proporcionales, ya que la forma del ciclo de histéresis depende del camino de carga.

Las investigaciones de Morrow en plasticidad cíclica han servido como base para el desarrollo de otros modelos energéticos como los propuestos por Garud [21]-[28] o Ellyin [26]. Sin embargo, estos parámetros han sido criticados por la falta de adherencia a fundamentos rigurosos de la mecánica del medio continuo puesto que al trabajar con una variable escalar (energía) se elimina del modelo el estudio de la orientación de grieta.

Por este motivo, las investigaciones más recientes se centran en modelos de daño a fatiga basados en criterios energéticos combinados con conceptos de plano crítico. Donde destacan los modelos propuestos por Liu [12]-[15]-[26], Chu [12]-[26] y Glinka [12]-[21]-[26].

3.2. Teorías de fatiga multiaxial

Cuando se analizan componentes bajo la hipótesis de fatiga uniaxial, tan sólo es necesario decidir entre el uso de dos aproximaciones: ‘método de vida total o S-N’ para régimen de altos ciclos o ‘método de la deformación local o ϵ -N’ para régimen de bajos ciclos. Cuando la fatiga se analiza teniendo en cuenta la multiaxialidad presente en el frente de la grieta, es posible aplicar los diferentes modelos de daño que se han venido desarrollando a lo largo de los últimos años. No existe consenso acerca de cuál de estos modelos de daño es más general y es que la vida a fatiga bajo condiciones multiaxiales se ve afectada por el estado de cargas, por el material y por el modo de aparición de grieta, entre otros factores. En este apartado se estudia en detalle los modelos propuestos por Brown y Miller (BM), Fatemi y Socie (FS) y Smith, Watson y Topper (SWT), y la teoría de Chu, basada en energía combinado con plano crítico.

En bibliografía, se recogen resultados experimentales que son comparados con modelos de predicción de plano crítico, obteniéndose buena correlación entre los resultados. Los modelos de plano crítico dan mejores estimaciones que los criterios convencionales. Los modelos basados sólo en deformaciones (BM) son válidos para altos y bajos ciclos, pero no cuentan con el endurecimiento cíclico debido a la no proporcionalidad de la carga. Sin embargo, otros modelos como SWT, FS o Ellyin son válidos para altos y bajos ciclos y para cargas no proporcionales y proporcionales.

El estado de carga de la fatiga multiaxial puede dividirse en dos tipos: proporcional y no proporcional. Un estado de carga es proporcional cuando las componentes del tensor de

tensiones permanecen proporcionales entre sí en unos ejes fijos al material. En caso de que esto no ocurra, la carga es no proporcional. A lo largo de la aplicación de una carga cíclica con amplitud constante, las tensiones varían con el tiempo, por lo tanto varía también el tamaño del círculo de Mohr. En la Figura 1 se muestra una carga proporcional y no proporcional para un caso que combina fuerza axial y de torsión (a). Las cargas de la figura b, donde las máximas tensiones axiales y de torsión se dan a la vez, están en fase. Si las cargas se aplican fuera de fase 90° (d) el camino de tensión forma una elipse (c) y la relación entre cargas varía con el ciclo, es un ejemplo de carga no proporcional.

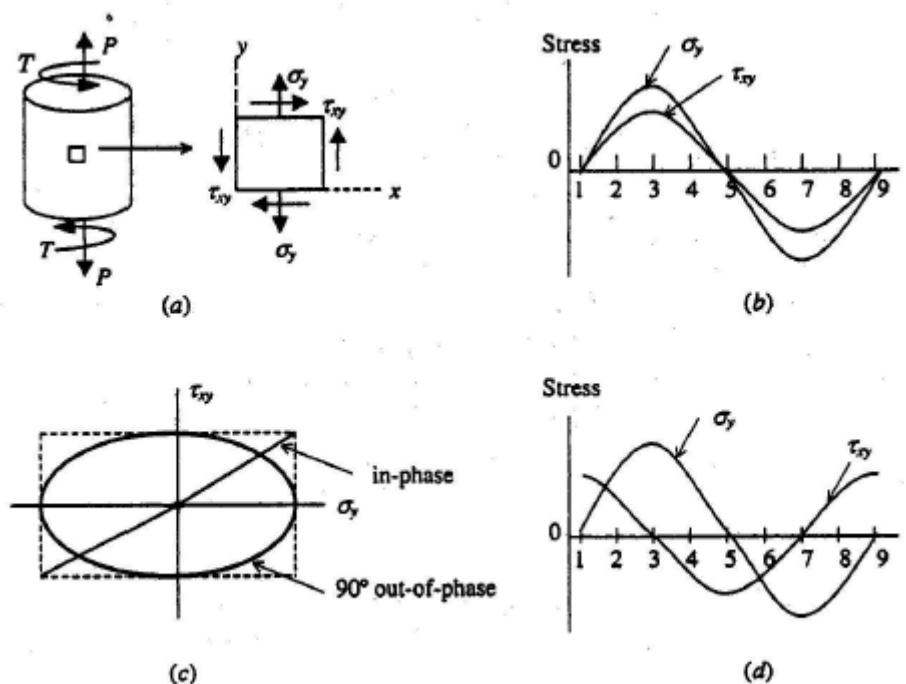


Figura 1.-Cargas proporcionales y no proporcionales

Teorías basadas en deformaciones

Los modelos de daño basados en deformaciones están asociados con fatiga a bajos ciclos (LCF) donde aparece una plasticidad significativa. Estos modelos aparecen ante la necesidad de nuevas estructuras (turbinas, aviones,...) que no pueden ser diseñadas para vida infinita. Los primeros modelos fueron versiones basadas en deformaciones de los criterios de plasticidad estáticos, y copias de los primeros modelos basados en tensiones. En este apartado se estudian los modelos que han conseguido mayor aceptación o son representativos de un grupo de parámetros determinado. Un modelo adecuado debe incluir los siguientes parámetros que tienen influencia en el mecanismo de daño:

- Plasticidad cíclica
- Estado de tensiones
- Carga no proporcional
- Tensión media

Brown y Miller [21]-[26] desarrollaron una aproximación basada en la interpretación física del mecanismo de crecimiento de grieta a fatiga pero formulada en término de deformaciones. De acuerdo a la Figura 2 está claro que la deformación de cortadura, γ , actuando en el plano de máxima cortadura hace que crezca la grieta a fatiga, pero entre otras cosas, al progreso de la grieta se opone la fricción entre las caras de la grieta. Si se aplica una tensión o

deformación de tracción normal al plano, entonces las superficies se separan y la resistencia de la fricción desaparece y se acumula más daño en los extremos de la grieta. Bajo estas circunstancias, se espera que el daño acumulado a fatiga sea mayor y la vida por lo tanto se reduzca.

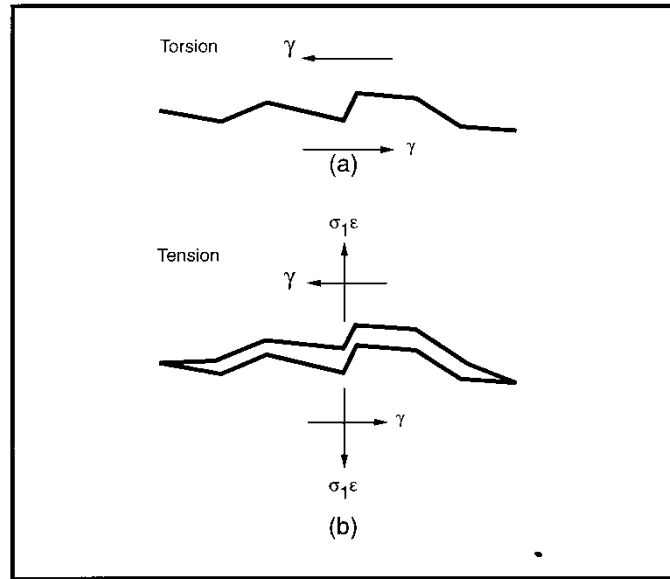


Figura 2.- (a) Deformación de cortadura (b) Deformación de cortadura y tensión-deformación normales.

Fueron *Brown* y *Miller* quienes formularon estas ideas por primera vez proponiendo una formulación de dos parámetros, la deformación de cortadura y la deformación normal cíclicas. Una formulación simple para esta aproximación es dada por la ecuación 3.2.1.

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\epsilon_n = C \quad (3.2.1)$$

donde $\Delta\gamma_{\max}/2$ es la máxima amplitud de deformación angular, $\Delta\epsilon_n$ es el rango de deformación normal en el plano $\Delta\gamma_{\max}$ y S es una constante dependiente del material que pondera la importancia de la deformación normal para los diferentes materiales.

Brown y *Miller* propusieron que la máxima deformación de cortadura es la fuerza primaria en el inicio de grieta y que la deformación normal al plano de máxima cortadura es un factor que modifica a la primera. Esta teoría ha sido modificada por *Kandil (KBM)* [12]-[21] y más tarde por *Fash* para desarrollar una ley de daño basada en propiedades cíclicas uniaxiales (3.2.2)

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\epsilon_n = \frac{\alpha\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + \beta\epsilon'_f(2N_f)^c \quad (3.2.2)$$

donde E es el modulo de Young, σ'_f es el coeficiente de resistencia a la fatiga a tracción, ϵ'_f es el coeficiente de ductilidad a la fatiga a tracción, y b y c son los exponentes de resistencia y ductilidad a la fatiga a tracción, respectivamente. Las constantes α y β pueden calcularse con las expresiones (3.2.3) y (3.2.4):

$$\alpha = (1 + \nu_e) + S \frac{(1 - \nu_e)}{2} \quad (3.2.3)$$

$$\beta = (1 + \nu_p) + S \frac{(1 - \nu_p)}{2} \quad (3.2.4)$$

donde ν_e y ν_p son el coeficiente de Poisson elástico y plástico, respectivamente.

Los efectos de la tensión media se introducen utilizando la aproximación de tensión media de *Morrow*, restando la tensión media del coeficiente de resistencia a la fatiga. Teniendo en cuenta que la tensión media en el plano de máxima amplitud de deformación angular, $\sigma_{n,media}$, es la mitad de la tensión media axial, conduce a la ecuación (3.2.5).

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n = \frac{\alpha\sigma_f' - 2\sigma_{n,media}}{E}(2N_f)^b + \beta\varepsilon_f'(2N_f)^c \quad (3.2.5)$$

En posteriores trabajos y basados en las investigaciones de *Brown y Miller*, *Fatemi y Socie (FS)* [12]-[19]-[26]-[27] desarrollaron un parámetro de daño que reemplaza el término de deformación normal por la tensión normal como se muestra en (3.2.6)

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right) = C \quad (3.2.6)$$

donde $\Delta\gamma_{\max}/2$ es la máxima amplitud de deformación angular, $\sigma_{n,\max}$ es la tensión normal máxima actuando en el plano de máxima amplitud de deformación angular, σ_y es el límite de plasticidad monotónico del material y k es una constante del material.

La máxima tensión normal se normaliza con el límite de plasticidad para preservar el carácter adimensional de la deformación. El valor de k se puede obtener ajustando los datos de fatiga a partir de ensayos uniaxiales de fatiga (tracción o torsión simples). Para vidas de fatiga elevadas (HCF, high cycle fatigue), el parámetro k puede ser aproximado por 1, mientras que en vidas cortas este parámetro se reduce hasta valores de 0.4-0.6, de acuerdo con las investigaciones que *Fatemi y Socie* realizaron a través de ensayos experimentales.

Los efectos de tensión media en este modelo son tenidos en cuenta mediante el término de máxima tensión normal, puesto que se cumple (3.2.7)

$$\sigma_{n,\max} = \sigma_{n,a} + \sigma_{n,m} \quad (3.2.7)$$

donde $\sigma_{n,a}$ y $\sigma_{n,m}$ son las tensiones normales alterna y media, respectivamente. El endurecimiento adicional que se produce cuando las cargas actuantes son no proporcionales, es considerado también mediante éste término ya que el endurecimiento adicional es producido por un incremento en la tensión normal alternante, $\sigma_{n,a}$.

La ecuación (3.2.6) se puede escribir en términos de propiedades deformación angular-vida obtenidas a partir de ensayos de torsión utilizando normalmente probetas cilíndricas de pared delgada como (3.2.8)

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,\max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2N_f)^{b_o} + \gamma_f' (2N_f)^{c_o} \quad (3.2.8)$$

donde G es el módulo de cizalladura, τ_f' es el coeficiente de resistencia a la fatiga por cortadura, γ_f' es el coeficiente de ductilidad a la fatiga por cortadura, y b_o y c_o son los exponentes de resistencia y ductilidad a la fatiga por cortadura, respectivamente.

En esta aproximación el plano crítico se define como aquel que experimenta la máxima amplitud de deformación angular y la vida a fatiga se estima basada en el daño acumulado en este plano.

Existen estudios [12] basados en las teorías de plano críticos en los que proponen modelos que no incluyen constantes de material, integrando parámetros de deformación con el parámetro de energía donde se utiliza el rango de tensiones normalizado (3.2.9)

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \Delta\varepsilon_n + (\Delta\sigma_n \Delta\varepsilon_n) \left(\frac{1}{2\sigma_{0.2}} \right) = f(N_f) \quad (3.2.9)$$

donde $\Delta\epsilon_n$ es el rango de deformación normal en el plano crítico y $\sigma_{0.2}$ es límite elástico (0.2%).

El modelo de plano crítico de *Brown y Miller* descrito hasta el momento ha sido desarrollado principalmente utilizando materiales para los cuales el mecanismo de daño dominante es el crecimiento y nucleación de grietas por cortadura. Se necesita un modelo de daño alternativo para materiales que fallan predominantemente por el crecimiento de grietas en planos de máxima tensión o deformación a tracción, como por ejemplo en aceros de fundición o acero inoxidable bajo algunas historias de carga. En estos materiales, las grietas nuclean a cortadura, pero tempranamente la vida es controlada por grietas que crecen en planos perpendiculares a la máxima tensión o deformación principal, como se ilustra en la Figura 3.

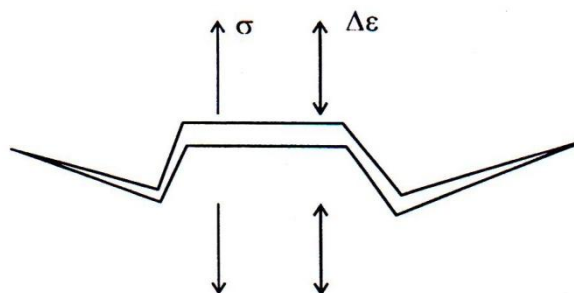


Figura 3.- Crecimiento de grieta a tracción.

Smith, Watson y Topper [12]-[19]-[26] propusieron un modelo donde los parámetros que gobiernan el daño a fatiga son definidos en función de la máxima amplitud de deformación principal, $\Delta\epsilon_n/2$, y la máxima tensión normal en el plano de máxima amplitud de deformación principal, $\sigma_{n,max}$. En esta aproximación el plano crítico se define como aquel que experimenta la máxima amplitud de deformación normal y la vida a fatiga se estima basada en el daño acumulado en este plano. La ecuación (3.2.10) muestra el parámetro de daño de *Smith-Watson-Topper* (SWT).

$$\frac{\Delta\epsilon_n}{2} \sigma_{n,max} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (3.2.10)$$

donde E es el modulo de Young, σ_f' es el coeficiente de resistencia a la fatiga a tracción, ϵ_f' es el coeficiente de ductilidad a la fatiga a tracción, y b y c son los exponentes de resistencia y ductilidad a la fatiga a tracción, respectivamente.

Este modelo fue originalmente desarrollado y continúa siendo usado como corrección para tensiones medias en situaciones de carga uniaxial. El parámetro de *SWT* puede ser utilizado en el análisis de componentes sometidos a cargas proporcionales y no proporcionales fabricados con materiales que fallen principalmente debido a grietas de tracción en Modo I.

Al igual que antes, los efectos de la tensión media y del endurecimiento adicional debido a cargas no proporcionales se incorporan a través del término de máxima tensión normal.

El modelo de *Brown y Miller* propone usar la deformación normal junto con la máxima deformación de cortadura. En dicho modelo las constantes de material miden la sensibilidad entre la nucleación de grieta a cortadura inicial y el crecimiento bajo tensión o deformación normales. Aunque la mayoría de la vida a fatiga se consume en el crecimiento de pequeñas microgrietas, no se pueden correlacionar datos de tracción y torsión mediante la máxima deformación de cortadura. Para la misma deformación máxima de cortadura, la tracción genera más daño que la torsión. Este fenómeno se explica a través de los círculos de Mohr. En el caso de tracción, el plano que experimenta la máxima deformación de cortadura también experimenta tensión y deformación normal cíclicas. Así, las microgrietas que crecen en el plano de máxima deformación de cortadura están sujetas a cargas combinadas en Modo I y Modo II. En el caso de

torsión, tanto la tensión como la deformación normales son cero, lo que hace que estas microgrietas estén sujetas solamente a cargas en Modo II.

El modelo de *Smith-Watson-Topper* considera el crecimiento de grietas en Modo I, donde las tensiones y deformaciones de cortadura son cero en el plano de máxima deformación normal. El efecto del estado de tensión es introducido a través del término de tensión normal.

Teorías basadas en energía combinando plano crítico

Desde un punto de vista mecánico no hay justificación para sumar deformaciones cortantes con deformaciones normales, como ocurre en algunos de los modelos de plano crítico explicados en las secciones 3.2.3 y 3.2.4. Sin embargo, se puede demostrar que este tipo de expresiones surgen de forma natural al considerar la energía elástica requerida para propagar una grieta a fatiga. En término de mecánica de la fractura, los factores de intensidad de deformación se definen para cargas en Modo I y Modo II como (3.2.11).

$$\begin{aligned}\Delta K_I(\varepsilon) &= YE\Delta\varepsilon(\pi a)^{\frac{1}{2}} \\ \Delta K_{II}(\varepsilon) &= YG\Delta\gamma(\pi a)^{\frac{1}{2}}\end{aligned}\quad (3.2.11)$$

donde, Y es un parámetro adimensional dependiente de la geometría del componente y de la forma de la grieta, E es el módulo de Young, G es el módulo de cizalladura, $\Delta\varepsilon$ es el rango de deformación normal, $\Delta\gamma$ es el rango de deformación tangencial y a es la longitud de grieta. Se ha propuesto el ratio de energía de descarga como el parámetro que domina el crecimiento de grieta y que las grietas se propagarán en la dirección del ratio de máxima energía de deformación. Los factores de intensidad de deformación para grietas en Modo I y Modo II pueden combinarse en un único factor de intensidad de deformación equivalente basado en el ratio de energía de deformación (3.2.12).

$$\Delta K_{eq}(\varepsilon) = \left[(\Delta K_I(\varepsilon))^2 + (\Delta K_{II}(\varepsilon))^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2.12)$$

Suponiendo $E=2.6G$ y sustituyendo (3.2.11) en (3.2.12) se obtiene (3.2.13)

$$\Delta K_{eq}(\varepsilon) = GY\sqrt{\pi a} \left[\Delta\gamma^2 + 2.6\Delta\varepsilon^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2.13)$$

Si se asume que ratios de crecimientos iguales producen vidas iguales, cualquier combinación de $\Delta\varepsilon$ y $\Delta\gamma$ que produzcan un valor constante de la ecuación (3.2.13) producirán la misma vida a fatiga. Modelos de plano crítico como los propuestos por *Brown y Miller* y la mecánica de la fractura elástico lineal identifican los mismos parámetros mecánicos para controlar la vida a fatiga, las deformaciones normal y de cortadura cíclicas.

Para situaciones elastoplásticas, la integral J puede ser una formulación más apropiada para definir un parámetro equivalente de la mecánica de la fractura. Así, la integral J se define de manera análoga al factor de intensidad de tensión como (3.2.14).

$$\begin{aligned}J_I &= f(n)Y_I\Delta\sigma\Delta\varepsilon\pi a \\ J_{II} &= f(n)Y_{II}\Delta\tau\Delta\gamma\pi a\end{aligned}\quad (3.2.14)$$

donde $f(n)$ es una función del exponente de deformación al endurecimiento, $\Delta\sigma$ es el rango de tensión normal y $\Delta\tau$ es el rango de tensión tangencial. Las integrales J se pueden sumar para obtener el parámetro total equivalente (3.2.15)

$$J = J_I + J_{II} \quad (3.2.15)$$

Sustituyendo la ecuación (3.2.14) y teniendo en cuenta que $Y_I \approx Y_{II}$ resulta (3.2.16)

$$J = f(n)Y\pi a[\Delta\sigma\Delta\varepsilon + \Delta\tau\Delta\gamma] \quad (3.2.16)$$

Estos cálculos sugieren que los parámetros de fatiga deberían ser escritos en términos de tensiones y deformaciones en el plano de grieta.

Chu [12]-[26] y otros utilizaron un parámetro para combinar el trabajo normal y el trabajo por cortadura. En un intento para incluir el efecto de las tensiones medias, reemplazaron los rangos de tensiones por las tensiones máximas, como indica (3.2.17).

$$\Delta W^* = \left(\tau_{n,\max} \frac{\Delta\gamma}{2} + \sigma_{n,\max} \frac{\Delta\varepsilon}{2} \right)_{\max} \quad (3.2.17)$$

Este parámetro de daño está definido en función del máximo valor de ΔW^* y no en función de los máximos valores de deformación normal o de cortante.

La expresión que relaciona la vida a fatiga se obtiene sustituyendo los valores apropiados de los coeficientes elásticos y plásticos de Poisson obteniéndose (3.2.18).

$$\Delta W^* = 1.02 \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + 1.04 \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (3.2.18)$$

La elección de los modelos a aplicar, tal y como se ha visto en análisis de los distintos modelos de fatiga multiaxial existentes en la bibliografía, no es sencilla. Existen autores [31] donde proponen la elección del modelo basándose en la comparativa de los modelos calculados con parámetros de deformaciones (cortantes frente a normales) y determinando un ratio de daño con el cual se realizaría la elección.

En el presente proyecto, se ha caracterizado el material a fatiga mediante la ejecución de ensayos, aplicándose posteriormente los modelos multiaxiales aquí detallados, y eligiendo aquel que mejor correlación guarda con los resultados experimentales.

4. RECuento DE CICLOS

Para poder predecir la vida de un componente bajo la acción de una historia de carga de amplitud variable, es necesario reducir la historia de carga compleja a un número de eventos que pueden ser comparados con datos de pruebas de amplitud constante. Este proceso se denomina recuento de ciclos, y puede separarse en dos fases:

- fase preparatoria al recuento en la cual se realizan un análisis de las señales que forman la historia de carga. Consiste en determinar las características físicas de cada señal al nivel individual y establecer las posibles relaciones matemáticas entre las señales que forman la historia de carga, tanto en el dominio temporal (permite visualizar la evolución de los valores considerados frente al tiempo) como el dominio frecuencial (permite descomponer la señal temporal en una serie de señales sinusoidales caracterizadas por una amplitud y una frecuencia).
- fase del recuento de ciclos más adecuada en función de las características de las señales que forman la historia de carga, del tipo de material estudiado y del modelo de daño utilizado para estimar la vida a fatiga del componente.

A continuación se realiza una revisión de las principales técnicas de recuentos de ciclos de forma resumida, pudiendo ampliarse dicha información en [39].

La metodología consiste en contar los ciclos de histéresis contenidos en una historia de carga aleatoria. La definición del “ciclo” puede cambiar según el método utilizado así como el resultado del recuento.

Se pueden clasificar las metodologías de recuento de ciclos en función del número de señales que forman la historia de carga (uniaxial o multiaxial).

Carga uniaxial

Los principales métodos estadísticos constan de:

- Recuento de cruce de nivel (Nivel crossing)
Se utiliza para evaluar la frecuencia con la cual cruza una señal un determinado nivel, siendo posible reconstruir a partir de esta información los ciclos presentes de forma conservadora. Tras haber listado el número de cruces por niveles se procede a la reconstrucción y recuento de ciclos completos. Existen varios métodos para “reconstruir” los ciclos completos. La combinación más perjudicial de conteo, desde un punto de vista a la fatiga, es obtenida formando, primero, el ciclo de mayor rango posible. El siguiente posible mayor ciclo se forma usando los conteos restantes disponibles, y así hasta que todos los conteos sean usados.

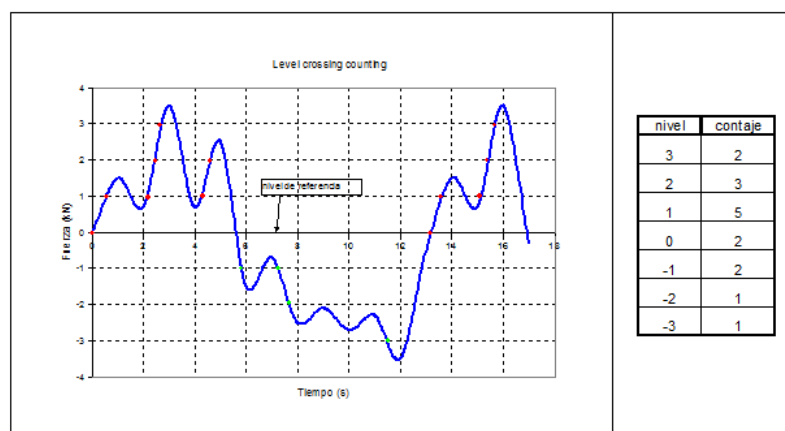


Figura 4.- Historia de carga método cruce de nivel

- Recuento de picos (Peak counting)
Se basa en identificar los valores máximo (picos) sobre los valores mínimos (valles) bajo el nivel de referencia de la variable considerada. Tras haber registrados los niveles picos y valles, se reconstruye la historia de carga. La historia más perjudicial en términos de fatiga es obtenida formando primero los ciclos de mayor rango posible. Este procedimiento continúa hasta que todos los conteos han sido usados.

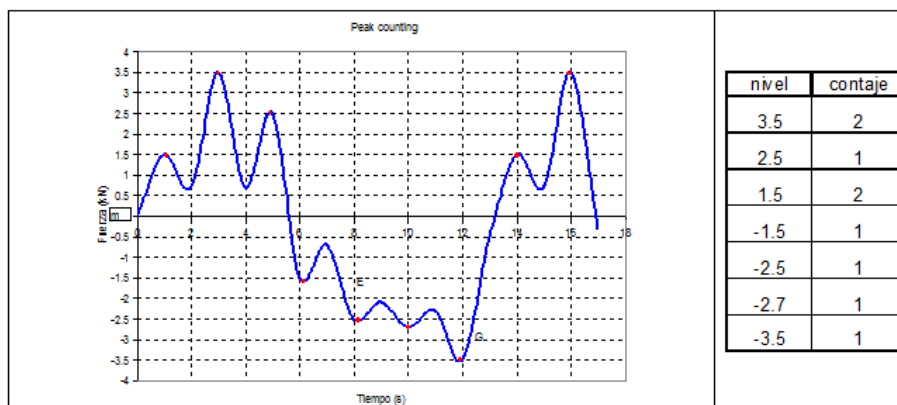


Figura 5.- Historia de carga método recuento de picos

Los principales métodos basados en fenómeno físicos:

- Recuento de pares de rango (Range pair counting)

En el recuento de rango simple, el rango de deformación entre cada “reversal” es registrado. El rango es positivo si está formado por un valle seguido por un pico. El rango es negativo si está formado por un pico seguido por un valle. En este método, los rangos positivos, negativos o ambos pueden ser contados. Si se cuentan solamente los rangos positivos o negativos, cada rango cuenta como un ciclo. En el caso de contabilizar los rangos positivos y negativos, cada rango cuenta como un medio ciclo. En la realización de análisis de fatiga se incluyen los efectos de rango medio. Cuando los valores medios son registrados, este procedimiento es llamado método de conteo de media de rango simple (“simple range mean counting”).

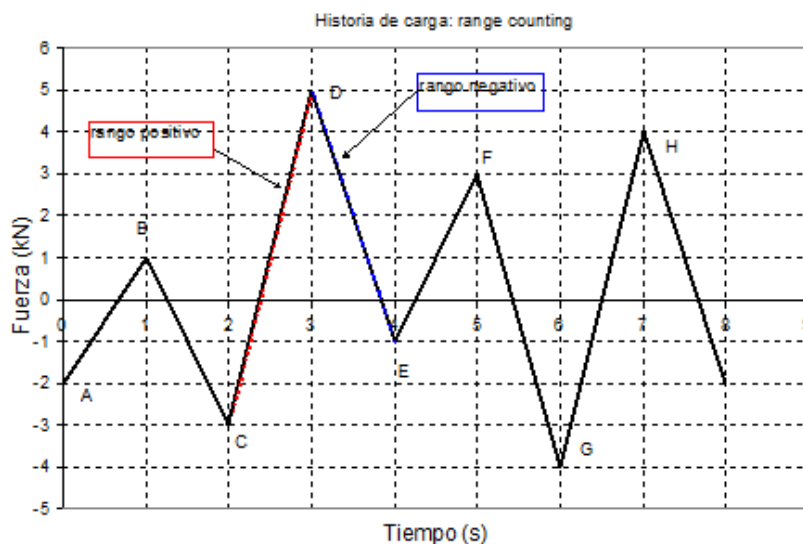


Figura 6.- Historia de carga método rango simple

En el recuento de pares, el rango se cuenta como un ciclo cuando puede separarse con una excursión de la señal de mismo valor y de sentido inverso. El inconveniente de esta técnica es que quedan partes de la señal sin registrar. Este método se distingue del método de simple rango por el hecho que el pico y el valle que definen cada rango tienen que ser consecutivos.

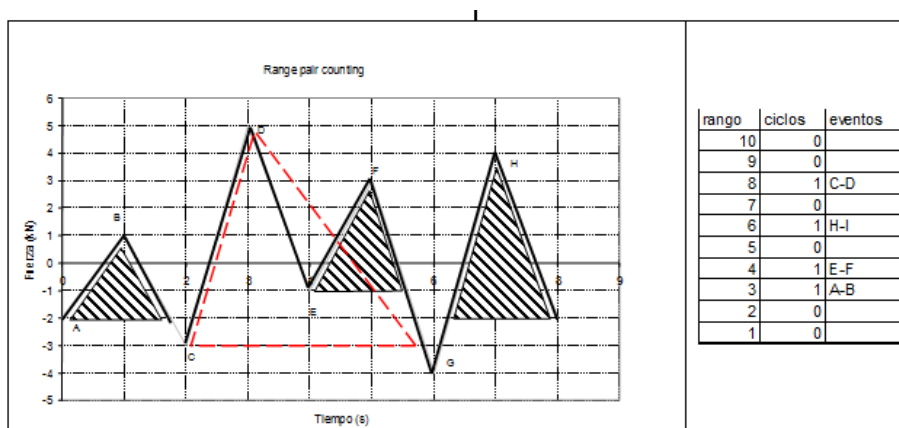


Figura 7.- Historia de carga método pares de rango

- Para una mayor descripción sobre este método, se recomienda la lectura de [39].
- Corrientes de lluvia (Rainflow).
La ventaja de este método es su capacidad a seguir los bucles de histéresis de la curva tensión-deformación.
Para la aplicación es necesario graficar la función que representa los valores extremos de la señal considerada (máximos y mínimos) frente al tiempo y en un segundo paso orientar el eje del tiempo verticalmente, incrementándose hacia abajo. Los ciclos son definidos de forma que la lluvia “gotea” hacia el interior.

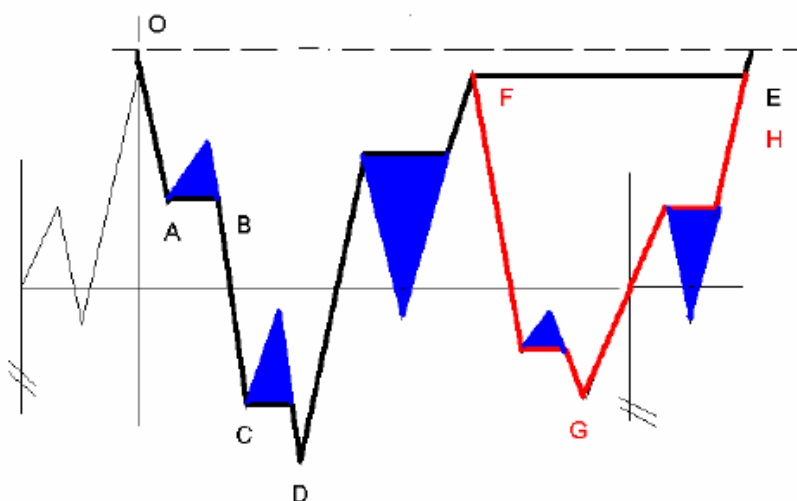


Figura 8.- Historia de carga método Rainflow

Carga multiaxial

No existe un procedimiento de recuento en fatiga multiaxial claramente aceptado, en particular en el caso de que exista un desfase entre las cargas. La dificultad es encontrar una definición fiable de un parámetro de tensión o de deformación efectiva para poder establecer un procedimiento de contado de ciclos a partir de una historia de carga multiaxial de amplitudes variables. En este apartado se describen tres tipos de metodologías de recuento:

- La metodología basada en el recuento Rainflow uniaxial de un variable equivalente.
La idea de la mayoría de los métodos de recuento multiaxial es reducir las historias de carga/deformación a una historia unidimensional equivalente mediante una única variable de conteo. Una vez definida esta variable, se puede proceder al recuento de ciclos utilizando el método Rainflow uniaxial.
La definición de la variable de recuento depende del tipo de modelos que se van a utilizar para estimar el daño provocado por la historia de carga. El problema que conlleva la representación de la historia de carga en una

dimensión es que el tensor tensión/deformación pueda cambiar mientras que la variable de recuento es constante. Por lo tanto es importante seleccionar un variable de recuento que refleje los fenómenos físicos que subyacen en el proceso de iniciación de grietas.

- La metodología de Wang and Brown.

Un método más reciente aplicando un método de recuento de ciclos multiaxial basado en el comportamiento de endurecimiento por deformación bajo carga de amplitud variable no proporcional. Este método de recuento es independiente de los parámetros de daño a fatiga y está basada en el comportamiento de histéresis por deformación.

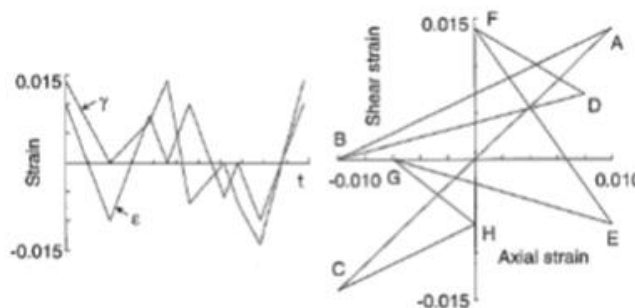


Figura 9.- Historia de carga método WB

- El método PDRM (Path dependent Maximum Range)

Este método tiene en cuenta el camino de carga a la hora de hacer el recuento de ciclo. Según los autores,[40] esta metodología se puede aplicar al caso tridimensional, tanto para tensiones como deformaciones. Consiste en determinar la mayor distancia posible o rango entre dos puntos P y Q en el espacio de tensión a lo largo de una historia de carga o de sus bloques segmentados. La longitud del camino de carga es calculada sumando las longitudes de los segmentos de camino de carga que se hayan recogido y que hacen que haya un aumento monótonico de la distancia a lo largo del tiempo desde el punto de inicio P hasta el segundo punto Q.

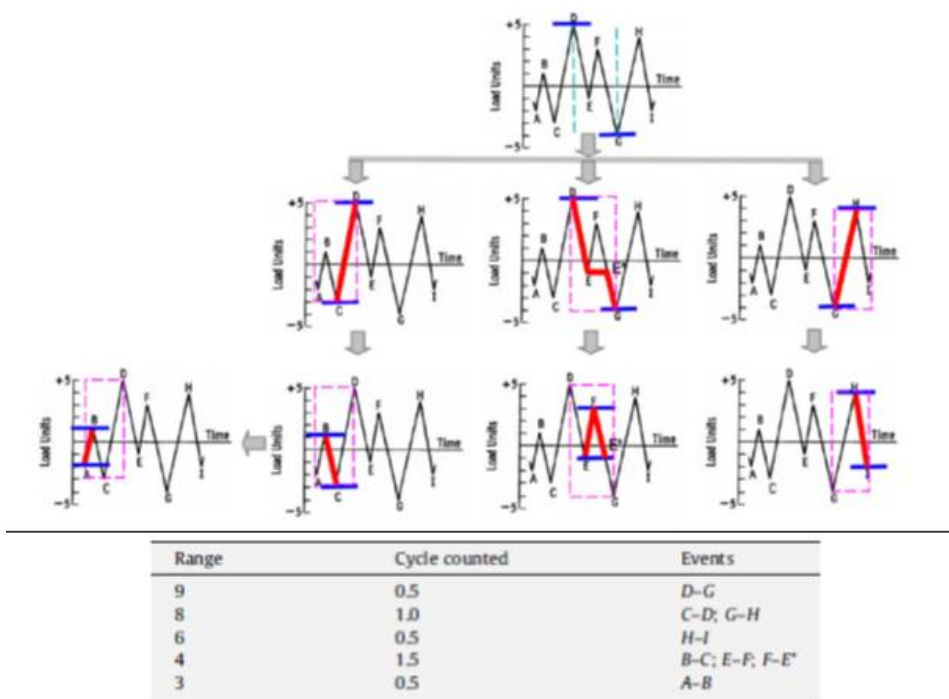


Figura 10.- Recuento PDRM en una carga ASTM

5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL COMPONENTE

En esta sección se recoge el análisis resistente llevado a cabo sobre la estructura del brazo de aparato de feria analizada en el proyecto.

5.1. Descripción del componente

El componente analizado forma parte de una atracción de feria de brazos móviles, compuesto por unos brazos metálicos unidos a un módulo central. En el extremo de cada brazo se coloca un grupo de asientos individuales. En condiciones de servicio, el eje central transmite un movimiento giratorio horizontal en el sentido horario. Al mismo tiempo, cada brazo se puede mover de manera independiente en el plano vertical mediante un cilindro neumático.

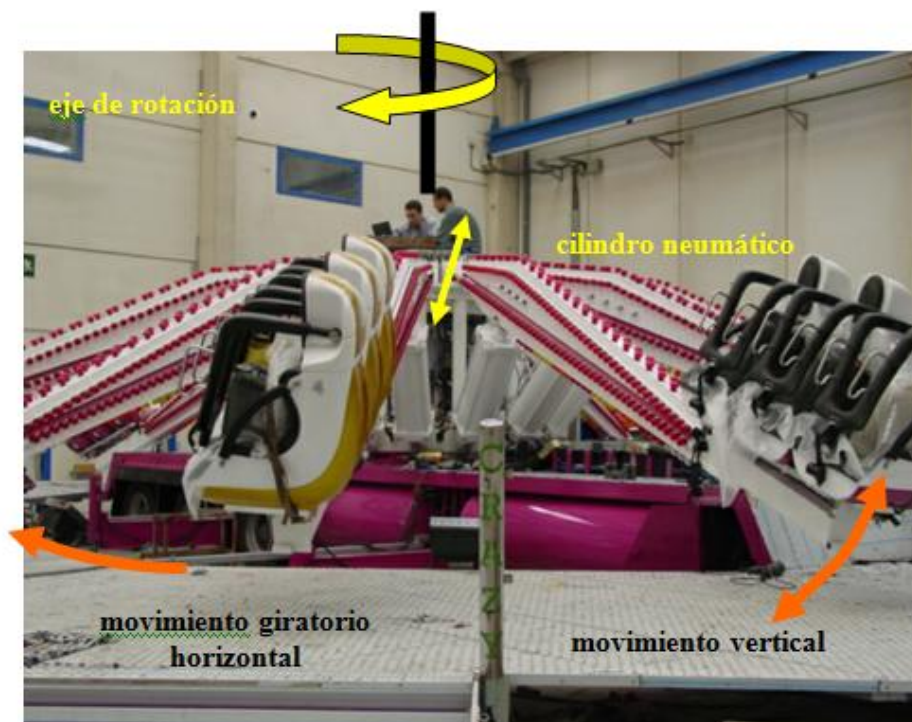


Figura 11.- Atracción de feria analizada

Actualmente, el movimiento de “salto” es proporcionado por el cilindro neumático. El brazo se encuentra sometido, durante su funcionamiento, a cargas de viento, y a cargas de uso donde la aceleración debida al “salto” del brazo medida en la estructura de los pasajeros decrece desde 4g hasta 2g.

El ciclo de operación normal de la estructura consiste en un determinado número de movimientos alternativos del brazo entre la posición inferior y la posición superior. En cada “salto”, la altura de la posición superior depende de la fuerza suministrada por el cilindro neumático. Actualmente, el brazo analizado tiene vida infinita, verificado según el Eurocódigo.

Se quiere analizar un nuevo concepto de atracción, mediante la incorporación de un efecto de “parada en seco” que actúe junto al salto. Este nuevo efecto conllevará un rediseño en el sistema mecánico de la atracción, cuyo análisis queda fuera del alcance del presente proyecto. Para la realización de la estimación de vida a fatiga de este nuevo concepto, se ha considerado la historia de carga futura más extrema, considerada la más desfavorable para la vida del componente.

La estructura del brazo consiste en chapas de acero de diferentes espesores, unidas entre sí mediante cordones de soldadura. El material utilizado en el cálculo es acero St 52 modelado para el análisis como lineal, homogéneo e isótropo, y cuyas propiedades mecánicas aparecen en la Tabla 1:

Módulo Young (N/m ²)	2.1E11
Coefficiente Poisson	0.3
Límite elástico (MPa)	355

Tabla 1.- Propiedades del material

En la Figura 12 se muestra el brazo analizado y la nomenclatura de sus componentes.

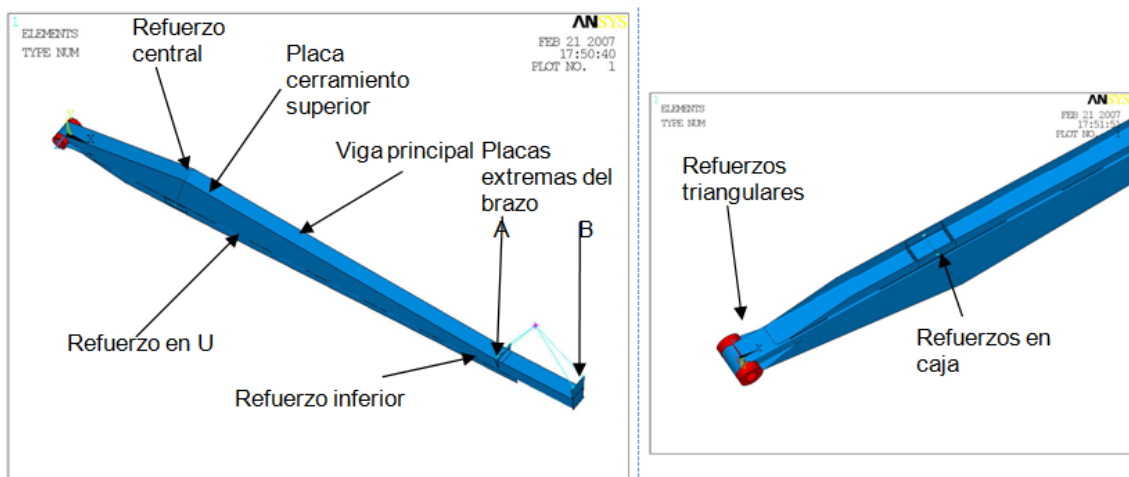


Figura 12.- Brazo móvil de la atracción de feria utilizado en el análisis: componentes

5.2. Modelo de elementos finitos y condiciones de contorno

El análisis del sistema se realiza mediante el método de los elementos finitos, con el programa comercial ANSYS 14.5. La siguiente figura muestra una vista general del modelo de elementos finitos utilizado en el análisis.

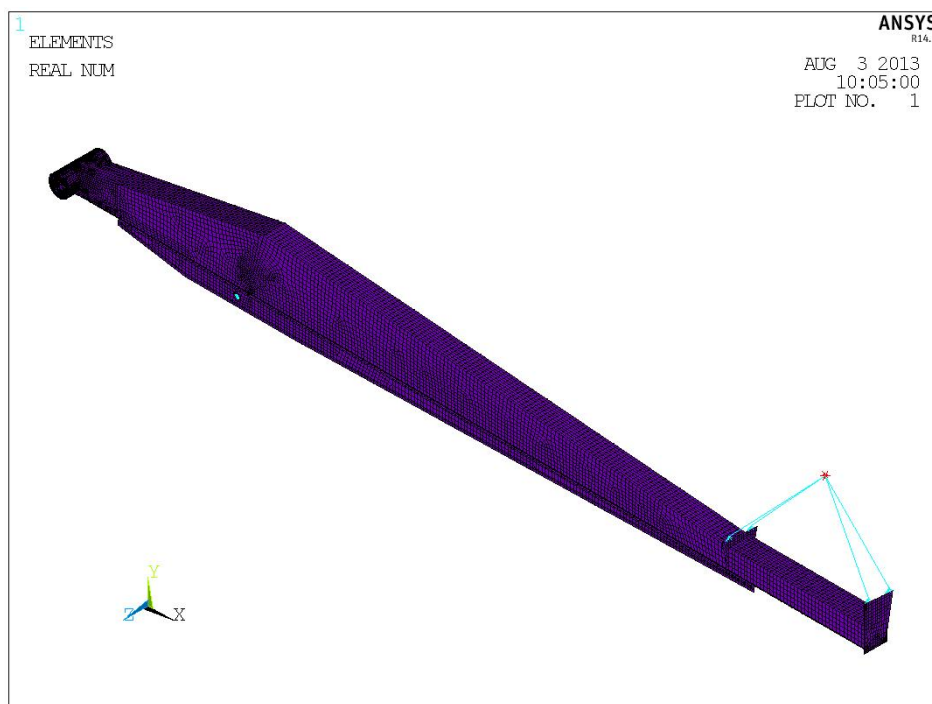


Figura 13.- Brazo móvil de la atracción de feria utilizado en el análisis

Los perfiles y pletinas se modelan a través de su superficie media, asignando a cada elemento su espesor correspondiente, y se simulan mediante elementos placa SHELL181.

Para la modelización de los cilindros de amarre a máquina, se utilizan elementos SOLID45, definidos por ocho nodos.

Se utilizan elementos BEAM189 con una rigidez elevada, en las estructuras auxiliares necesarias para la aplicación de cargas y restricciones.

Para considerar en los análisis el efecto de la masa de los elementos no modelados, afectados por las aceleraciones que se aplican en los distintos casos de carga, se utilizan elementos MASS21, colocados en el centro de gravedad correspondiente.

Las condiciones de contorno aplicadas se dividen en:

- Cordones de soldadura: Se simulan acoplando los desplazamientos y las rotaciones en las tres direcciones espaciales en los nodos correspondientes.
- Restricciones aplicadas para evitar penetraciones entre componentes: Se aplican acoples para evitar interferencias.
- La unión del cilindro neumático con el brazo se realiza restringiendo el desplazamiento en los nodos colocados en el centro de agujeros de los pasadores.
- Restricción del desplazamiento en dirección radial y de rotación de los nodos situados en la superficie interior del cilindro (área de soporte sobre la pista externa de los rodamientos).

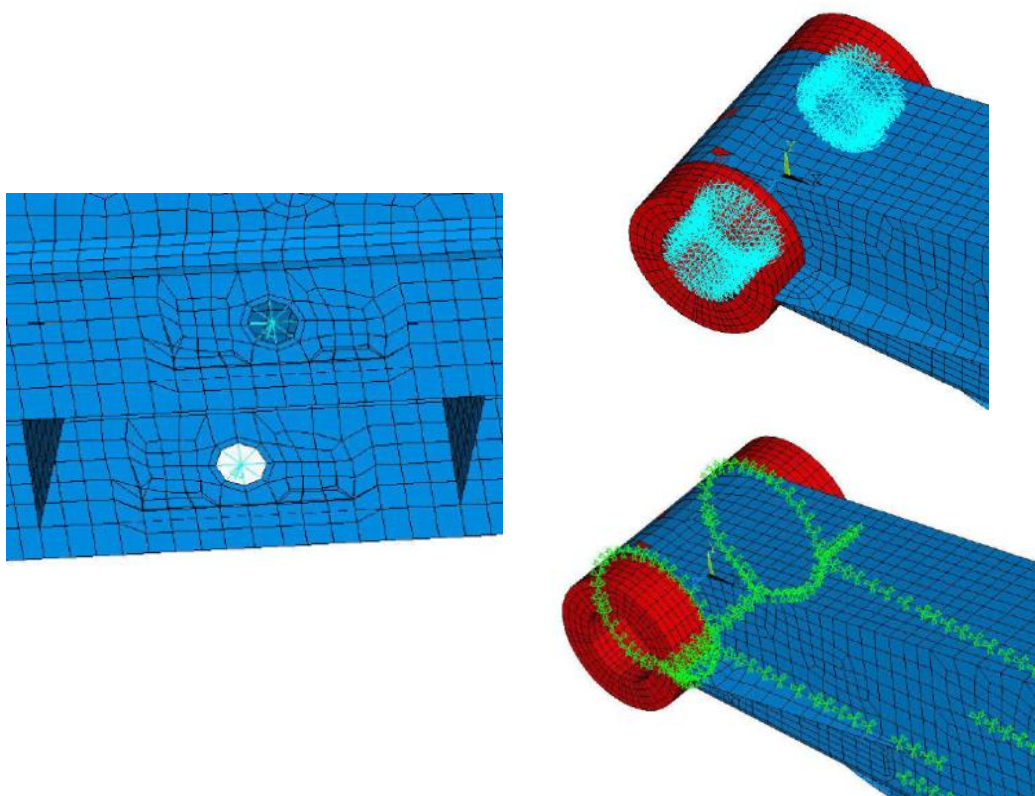


Figura 14.- Restricciones aplicadas en el modelo: unión cilindro neumático con brazo; soporte sobre pista externa de rodamiento; cordones de soldadura.

5.3. Caso de carga y cargas aplicadas

Para el análisis resistente, se ha considerado un solo caso de carga: brazo cargado completamente, bajo acciones de ambas aceleraciones, fuerzas centrífugas y carga máxima de viento.

Por tanto, las cargas aplicadas son:

- Aceleración debida al movimiento de salto del brazo: el efecto de la aceleración se introduce mediante aceleración angular en el eje Z global (ver sistema de coordenadas en la Figura 13. Se realiza el cálculo resistente con el valor máximo de 4g.
- Aceleración debida al movimiento extra(para el nuevo concepto de atracción) de "parada en seco": el efecto de la aceleración se introduce mediante aceleración angular en el eje Y global. Se realiza el cálculo resistente con el valor máximo de 1g.
- Fuerzas de rotación: este efecto se considera mediante velocidad angular alrededor del eje de giro, y como fuerza aplicada sobre el elemento masa para incluir el efecto sobre las personas. La velocidad angular considerada es de 1.5 rad/s, alrededor del eje de giro vertical del aparato, situado a -1,77 m de la posición del origen global en la dirección X.
- Efecto de la gravedad: se ha introducido mediante un vector aceleración debidamente orientado en dos componentes: -3.83 m/s^2 en el eje X y -9.03 m/s^2 en el eje Y, para tener en cuenta la posición del brazo respecto al sistema global de coordenadas.
- Fuerzas del viento: este efecto se introduce mediante la aplicación de la presión que ejerce el viento sobre los laterales del brazo, y como una fuerza puntual sobre las personas. Estas cargas de viento se calculan según la UNE EN 13814 "*Maquinaria y estructuras para parques y ferias de atracciones. Seguridad*", basada en el Eurocódigo ENV 1991-1-2-4: "*Bases de proyecto y acciones en estructuras. Acciones de viento*".

En la Figura 15 se presenta un esquema de las cargas antes mencionadas:

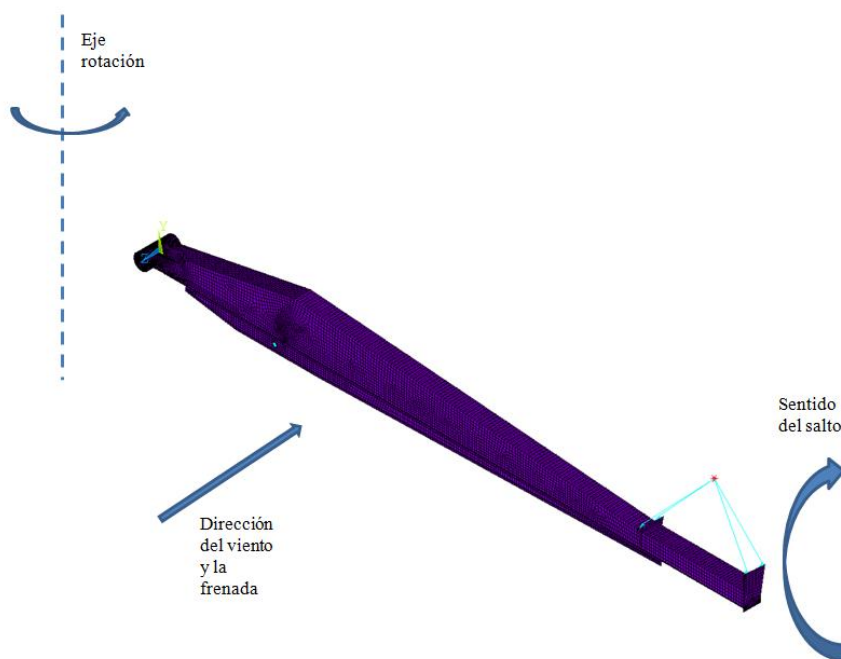


Figura 15.- Esquema de cargas aplicadas al modelo

5.4. Resultados del análisis resistente

Los resultados obtenidos en el análisis resistente se analizan en términos de tensiones de Von Mises y máximos desplazamientos de la estructura.

5.4.1. Tensiones de Von Mises

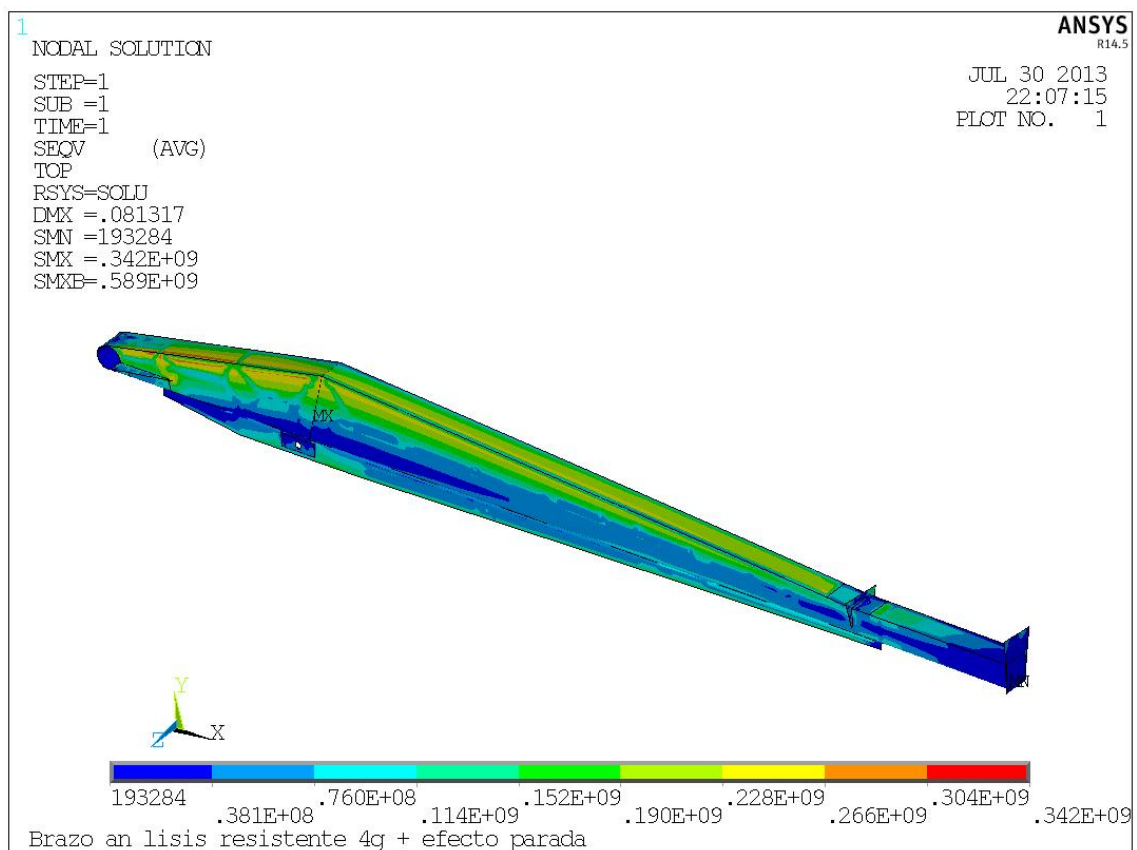
En la Tabla 2 se recogen los valores máximos de tensión obtenidos en la estructura:

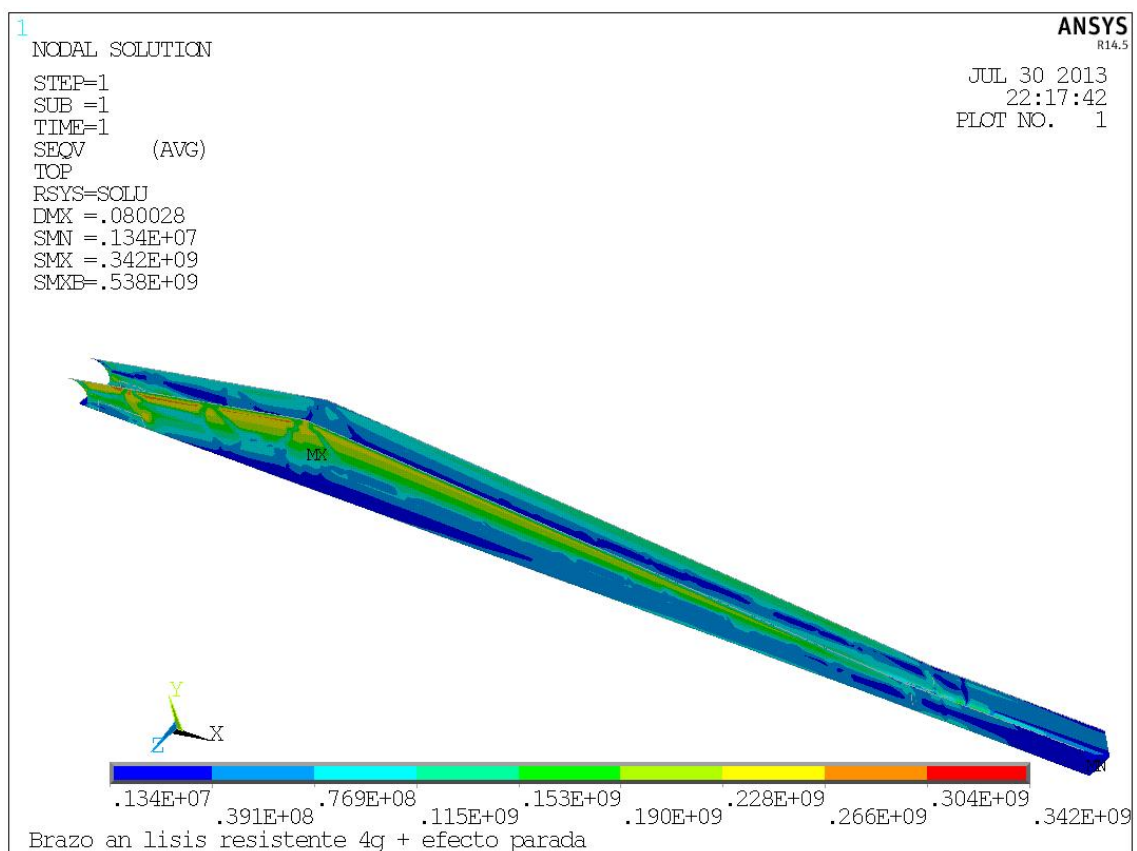
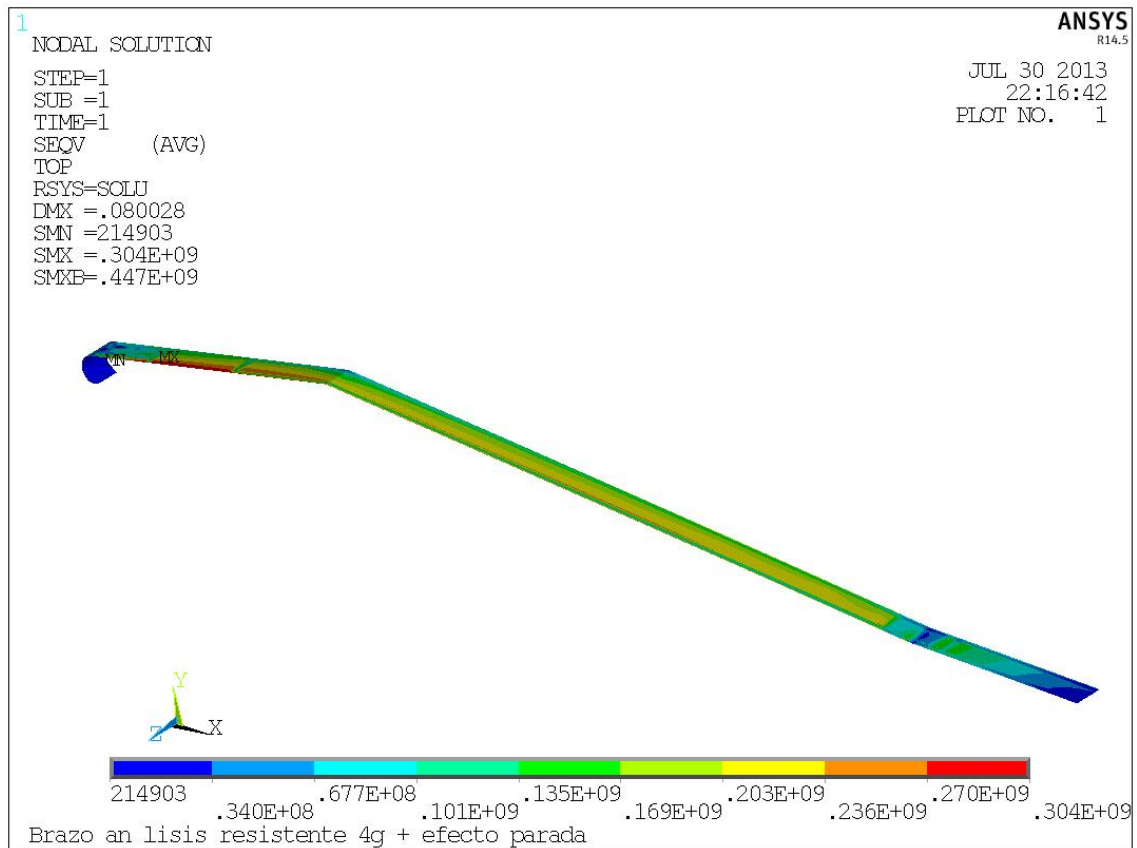
Componente	σ_{\max} (MPa)
Viga central	342
Zona de caja	293
Placa cerramiento superior	304

Tabla 2.- Resultados análisis resistente. Tensiones.

En todos los componentes, el valor máximo es inferior al límite elástico del material (355 MPa).

A continuación se presentan algunos resultados gráficos de dichas tensiones.





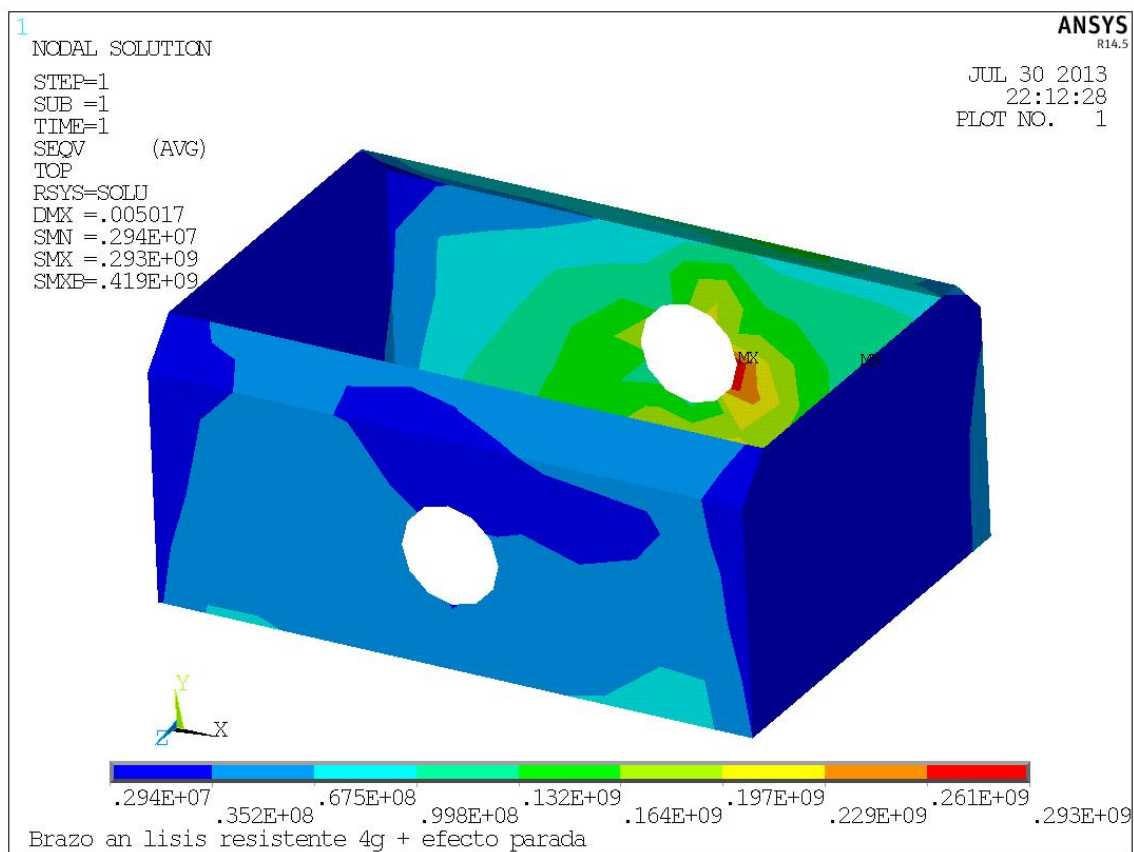


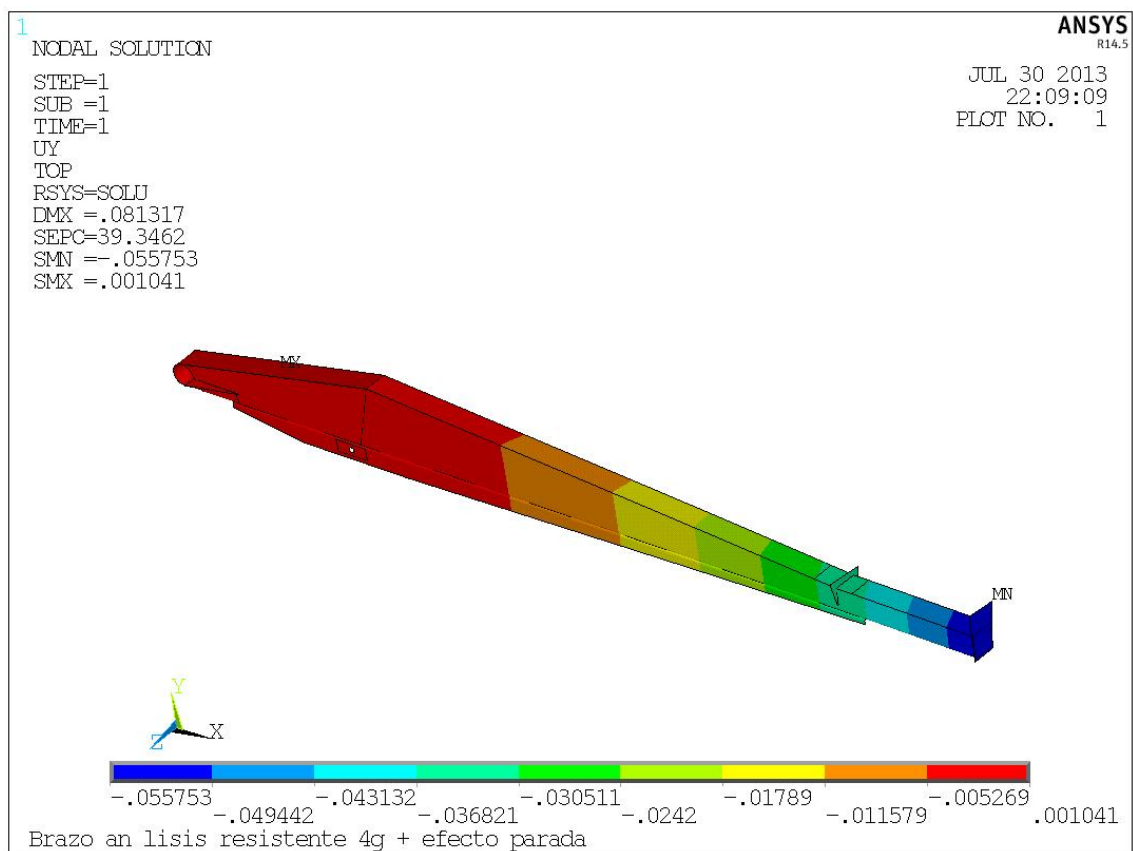
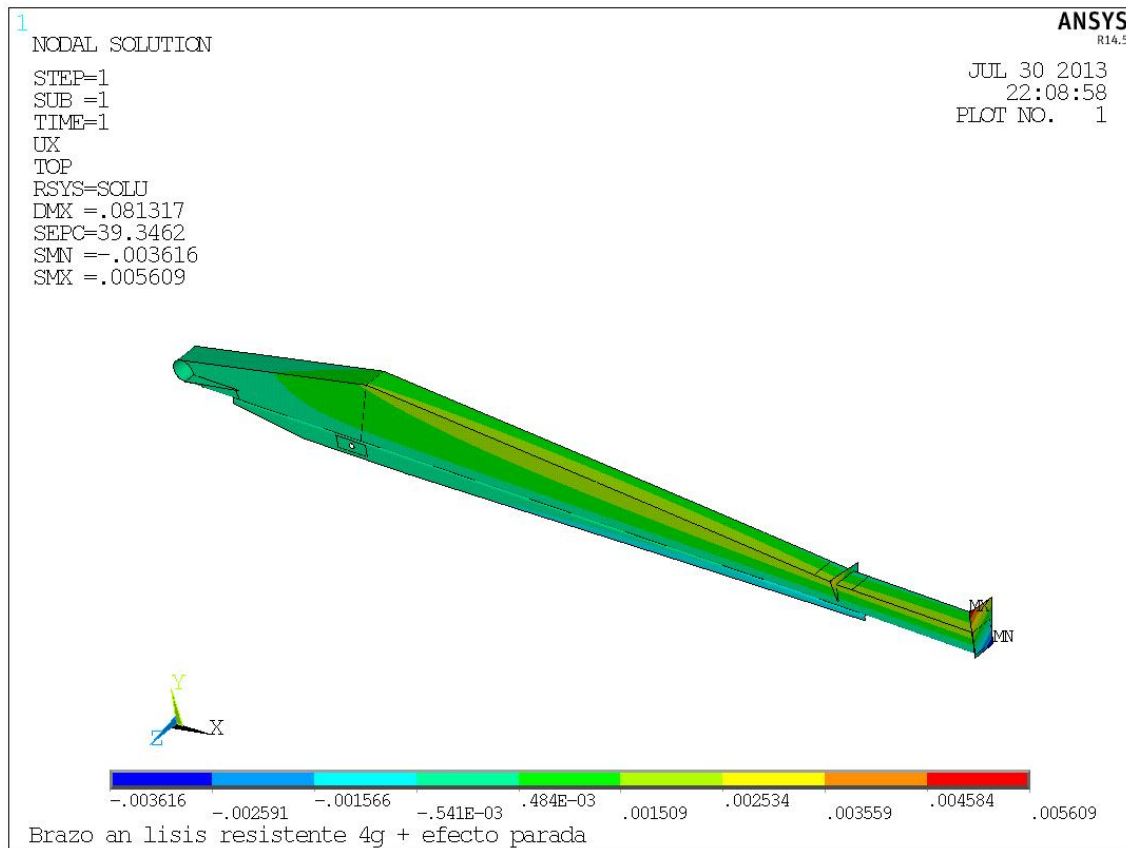
Figura 16.- Tensiones de Von Mises (MPa)

5.4.2.Desplazamientos

En la Tabla 3 se recogen los valores máximos de desplazamiento obtenidos en la estructura:

Ux (mm)	Uy (mm)	Uz (mm)
-3.61/5.60	-55.75/1.04	-59.32/0.23

Tabla 3.- Resultados análisis resistente. Desplazamientos.



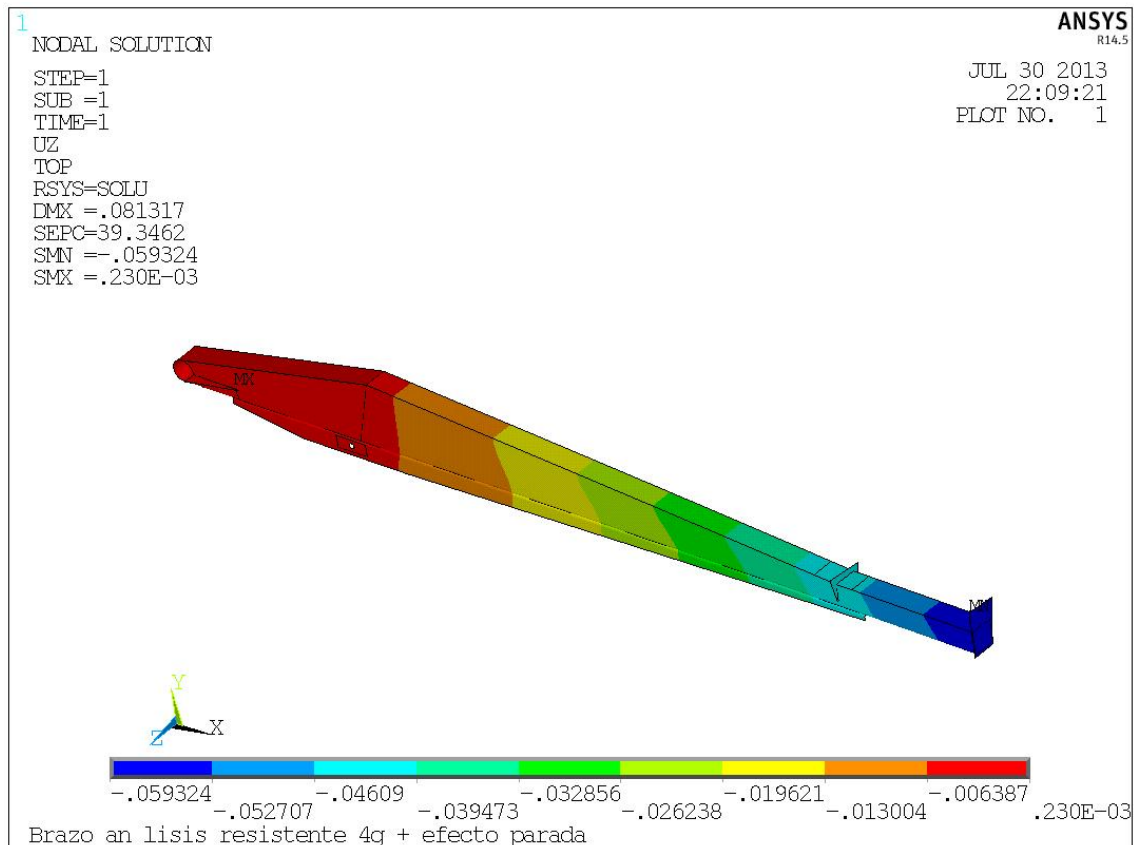


Figura 17.- Desplazamientos (m)

Los máximos desplazamientos se obtienen en las direcciones Z e Y, direcciones coincidentes con el movimiento de salto y de "frenada" incluida en el nuevo concepto. En el análisis llevado a cabo para el nuevo movimiento del brazo, ninguna de las zonas supera el límite elástico del material (355MPa). Las máximas tensiones se encuentran en la zona de soldadura de la caja, obteniéndose también altas tensiones en la zona de los refuerzos triangulares situados en el lateral de la viga principal. Debido al nuevo movimiento de "parada en seco" que se quiere incluir en el ciclo de viajes de la atracción, aparece en esta zona un estado tensional biaxial.

Definiendo el ratio de biaxialidad como el cociente entre la tensión principal mínima entre la máxima $a_e = \sigma_2 / \sigma_1$ y analizando la zona anteriormente mencionada, puede observarse un comportamiento multiaxial en el área estudiada. En las siguientes figuras se muestra el comportamiento de la zona alrededor de la cartela triangular, así como el ratio de biaxialidad.

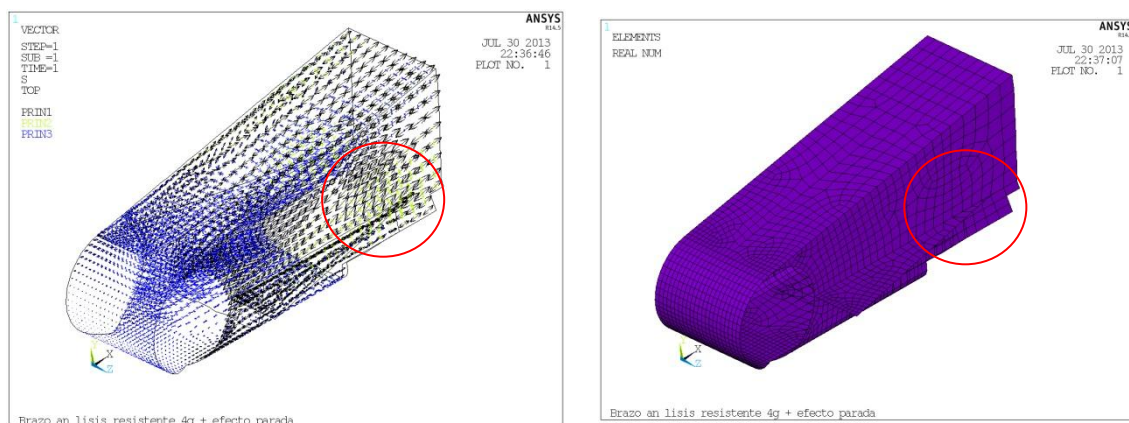


Figura 18.- Tensiones principales en la zona analizada

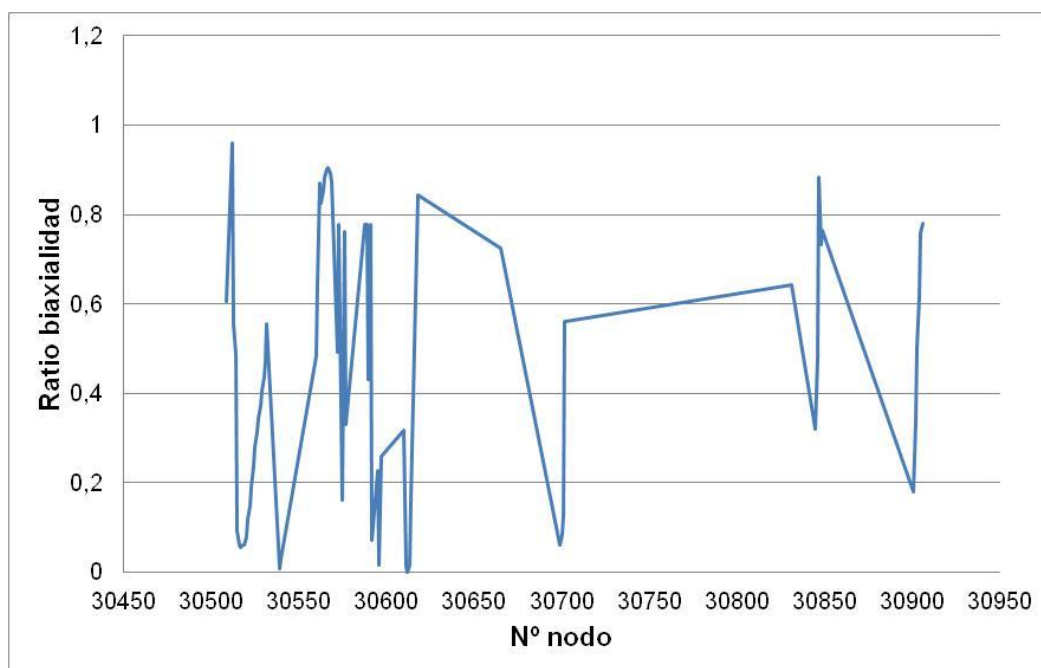


Figura 19.- Ratio de biaxialidad en la zona analizada

No hay un consenso general sobre el ratio a partir del cual se considera un estado tensional biaxial, pero como norma general y adoptada en este proyecto, se toma como el valor de 0.2, por lo tanto, en la zona de estudio, por presentar un comportamiento biaxial, precisará la utilización de un modelo de daño multiaxial para su análisis a fatiga.

6. ANÁLISIS A FATIGA

En este apartado del proyecto se describe la caracterización a fatiga del acero S355, realizado de acuerdo a procedimientos de ensayo basados en la norma ASTM E468-90 y ASTM E606-92, así como la obtención de la historia de carga que actúa sobre el brazo y los modelos de daño aplicados.

6.1. Caracterización del material

La caracterización experimental se ha realizado con probetas de dos geometrías diferentes: una plana de 25x8x3 mm para el ensayo tensión-compresión, y otra tubular mecanizada a partir de una barra maciza de 30mm de diámetro de acero para el ensayo de torsión. En la probeta tubular el hueco interior se mecanizó mediante un mandrinado consiguiendo niveles de rugosidad superficiales exteriores e interiores de entorno 1-5 μm . previo al ensayo, se realizó un pulido para eliminar cualquier marca superficial procedente del mecanizado.

El material utilizado para los ensayos corresponde a un acero estructural de bajo contenido en carbono S355 (según UNE EN10025-2:2006), cuya composición química y propiedades monotónicas se muestran en la Tabla 4.

Composición química								
%C	%Mn	%Si	%P	%S	%Al	%Cr	%Ni	%Mo
0.17	1.235	0.225	0.010	<0.01	0.032	0.072	0.058	0.016
Propiedades monotónicas								
σ_y (MPa)		σ_u (MPa)		E (MPa)		G (MPa)		
386		639		206e03		77e03		

Tabla 4.- Composición química y propiedades monotónicas del material caracterizado

6.1.1.Descripción del ensayo uniaxial

El ensayo uniaxial tensión-compresión se llevó a cabo aplicando una onda senoidal en una máquina servohidráulica INSTRON 8872, con capacidad de 25kN axial. El ensayo de torsión se llevó a cabo en una máquina servohidráulica biaxial INSTRON 8850, con capacidad de 100kN axial y 750Nm de par. Los controles durante ambos ensayos fueron por deformación. Las medidas y el control por deformación se realizaron mediante un extensómetro dinámico axial-torsión biaxial, como se muestra en la figura.

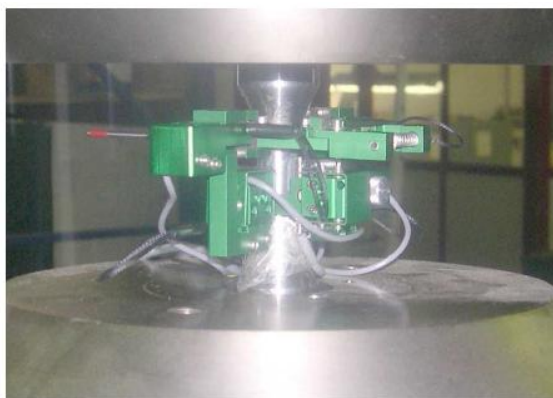


Figura 20.- Extensómetro biaxial utilizado en los ensayos de fatiga torsional

La selección de los niveles de amplitud de deformación se realizó en base a caracterizaciones monotónicas previas [33], para obtener resultados de ciclos de vida comprendidos entre 10^4 y 10^6 (bajos y altos ciclos).

Para el ensayo uniaxial ($R=-1$) se realizaron 5 niveles, 3 repeticiones por nivel con un rango de deformación axial comprendido entre 0.15% y 0.2%. Para el ensayo de torsión ($R=-1$), se realizaron 4 niveles, 3 repeticiones por nivel con un rango de deformación angular comprendido entre 0.34% y 0.4%. Los ensayos se realizaron a una frecuencia de entre 3-10Hz, y el criterio de fallo en inicio de grieta fue una caída en la amplitud del 10% y del par del 10%.

En la Tabla 5 se muestran los resultados del ensayo uniaxial tensión-compresión y en la Tabla 6, los ensayos de torsión llevados a cabo.

Nº ensayo	ε_a (%)	σ_a (MPa)	Nf
1	0.2	281.16	64710
2	0.2	290.83	38685
3	0.2	279.41	94907
4	0.18	274.08	93974
5	0.18	273.18	161585

6	0.18	273.19	142942
7	0.17	276.48	274622
8	0.17	270.44	236083
9	0.17	270.09	192869
10	0.16	263.078	226521
11	0.16	257.68	374295
12	0.16	264.34	295734
13	0.15	254.18	426517
14	0.15	253.01	1212701
15	0.15	258.16	392807

Tabla 5.- Resultados de los ensayos tensión-compresión uniaxial

Nº ensayo	γ_a (%)	τ_a (MPa)	Nf
1	0.0040	206.31	124408
2	0.0040	206.87	129370
3	0.0040	209.88	86331
4	0.0038	203.49	318735
5	0.0038	204.15	106675
6	0.0038	203.51	117296
7	0.0036	198.29	181162
8	0.0036	202.69	209569
9	0.0036	201.74	321370
10	0.0034	198.93	224361
11	0.0034	190.62	495019
12	0.0034	194.47	706836

Tabla 6.- Resultados de los ensayos de torsión uniaxial

La tensión normal se calcula como la carga máxima aplicada en la sección transversal, de acuerdo a:

$$\sigma_a = \frac{F}{A_o}$$

donde F es el valor medio de la carga correspondiente al ciclo de vida medio en condiciones estables, y A_o es el área de la sección transversal de la probeta al comienzo del ensayo.

La tensión tangencial de la probeta tubular se determinó por la expresión:

$$\tau_a = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{\Gamma}{d_o^3} \cdot \frac{d_o}{d_o^4 - d_i^4}$$

donde Γ es el par aplicado en Nmm, d_o el diámetro exterior y d_i en interior, de acuerdo a la normativa ASTM E 2207-02.

El modelo que describe el comportamiento a fatiga uniaxial en metales es el propuesto por Ramberg-Osgood [34] que utiliza la siguiente ecuación para la curva cíclica σ - ε .

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} \quad \varepsilon_{a,e} = \frac{\sigma_a}{E} \quad \varepsilon_{a,p} = \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}}$$

donde

K' es el coeficiente de resistencia cíclico,

n' es el exponente de endurecimiento,

ε_a y σ_a son las amplitudes de deformación y de tensión del ensayo.

Y el modelo de Basquin [35] para la curva ε - N_f .

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c$$

donde

σ'_f y ε'_f son los coeficientes de resistencia y ductilidad a la fatiga,

b y c son los exponentes de resistencia y ductilidad a la fatiga,

De forma similar, las ecuaciones que relacionan las deformaciones cíclicas respecto a las tensiones de cortadura resultantes vienen expresadas por:

$$\gamma_a = \gamma_{a,e} + \gamma_{a,p} \quad \gamma_{a,e} = \frac{\tau_a}{G} \quad \gamma_{a,p} = \left(\frac{\tau_a}{K'_\gamma} \right)^{\frac{1}{n'_\gamma}}$$

donde

K'_γ es el coeficiente de resistencia cíclico torsional,

n'_γ es el exponente de endurecimiento torsional,

γ_a y τ_a son las amplitudes de deformación angular y de tensión tangencial del ensayo.

Y el modelo de Coffin-Manson [36,37] para la curva γ - N_f .

$$\gamma_a = \frac{\tau'_f}{G} \cdot (2N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_f \cdot (2N_f)^{c_\lambda}$$

donde

τ'_f y γ'_f son los coeficientes de resistencia torsional y ductilidad torsional a la fatiga,

b_γ y c_λ son los exponentes de resistencia y ductilidad a la fatiga.

Los parámetros cíclicos uniaxiales mostrados en la siguiente tabla, se obtienen a partir de la expresión bilogarítmica log-log de la obtenida ε -Nf. Esta curva se divide en dos términos: elástico y plástico. En ellas se observa un ablandamiento del material durante el ciclado al compararse con la monotónica, como se observa en las Figura 21 y Figura 22.

Propiedades cíclicas uniaxiales	
Coeficiente de resistencia K'	720.94 MPa
Exponente de endurecimiento n'	0.1258y
Resistencia de fluencia cíclica σ'_y	330 MPa
Coeficiente de resistencia a fatiga σ'_f	525.31 MPa
Exponente de resistencia a fatiga b	-0.0521
Coeficiente de ductilidad a fatiga ε'_f	0.0662
Exponente de ductilidad a fatiga c	-0.3987

Tabla 7.- Propiedades cíclicas del material caracterizado

Propiedades cíclicas torsionales	
Coeficiente de resistencia K'_γ	518.44 MPa
Exponente de endurecimiento n'_γ	0.1390
Resistencia de fluencia cíclica τ'_y	220 MPa
Coeficiente de resistencia a fatiga τ'_f	386.49 MPa
Exponente de resistencia a fatiga b_γ	-0.05034
Coeficiente de ductilidad a fatiga γ'_f	0.0814
Exponente de ductilidad a fatiga c_γ	-0.3317

Tabla 8.- Propiedades cíclicas torsionales del material caracterizado

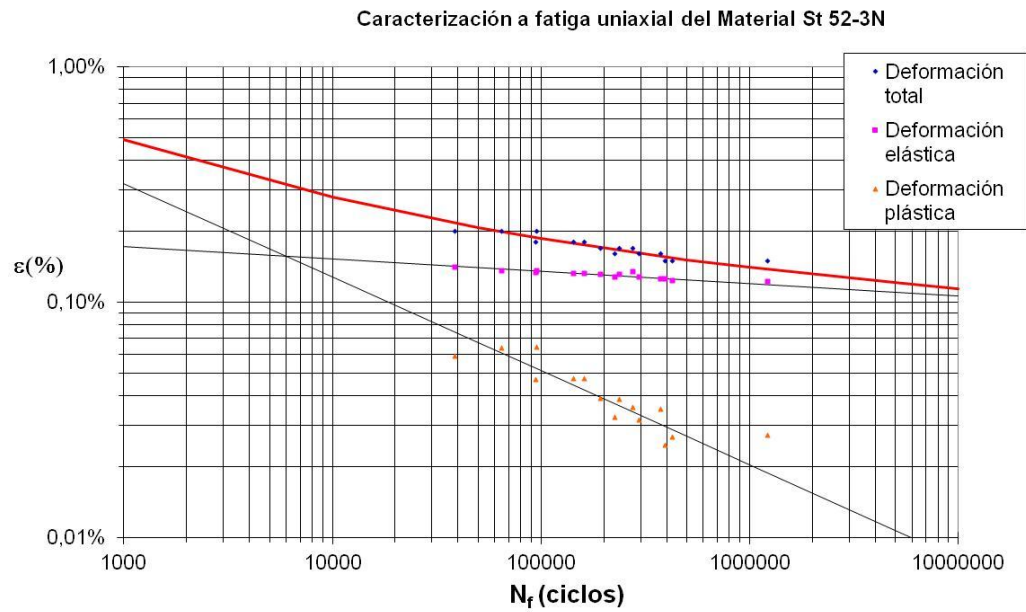


Figura 21.- Curva deformación-vida del acero S355 J2 (ensayo tensión-compresión uniaxial)

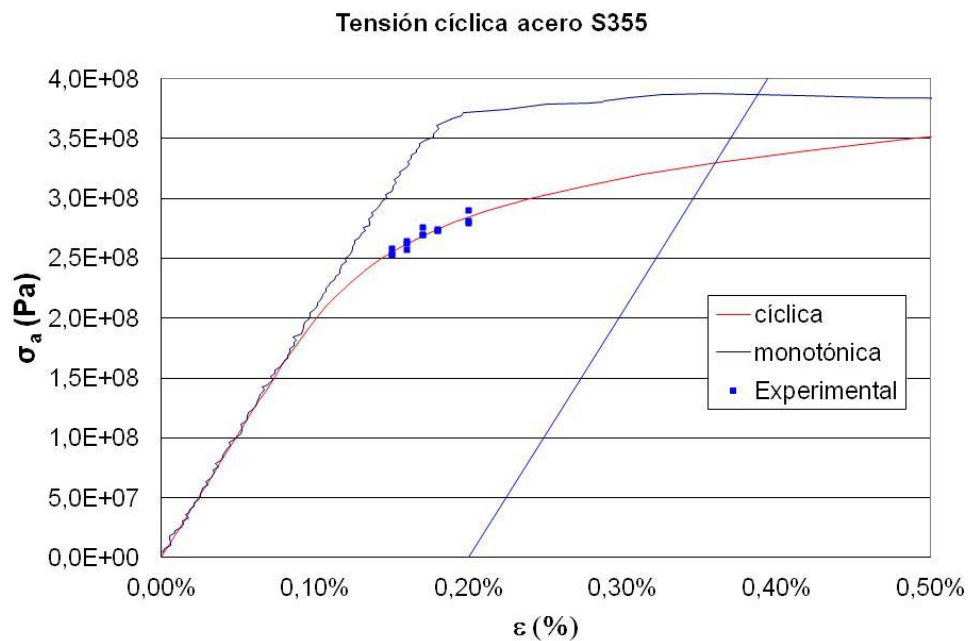


Figura 22.- Curva cíclica del acero S355 J2 (ensayo tensión-compresión uniaxial)

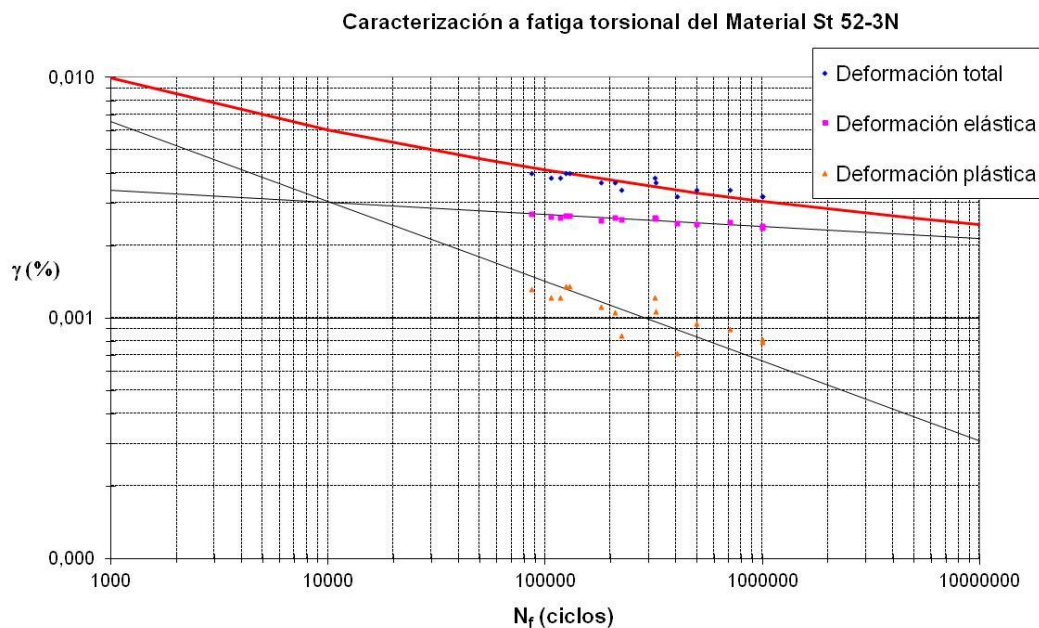


Figura 23.- Curva deformación-vida del acero S355 J2 (ensayo torsión uniaxial)

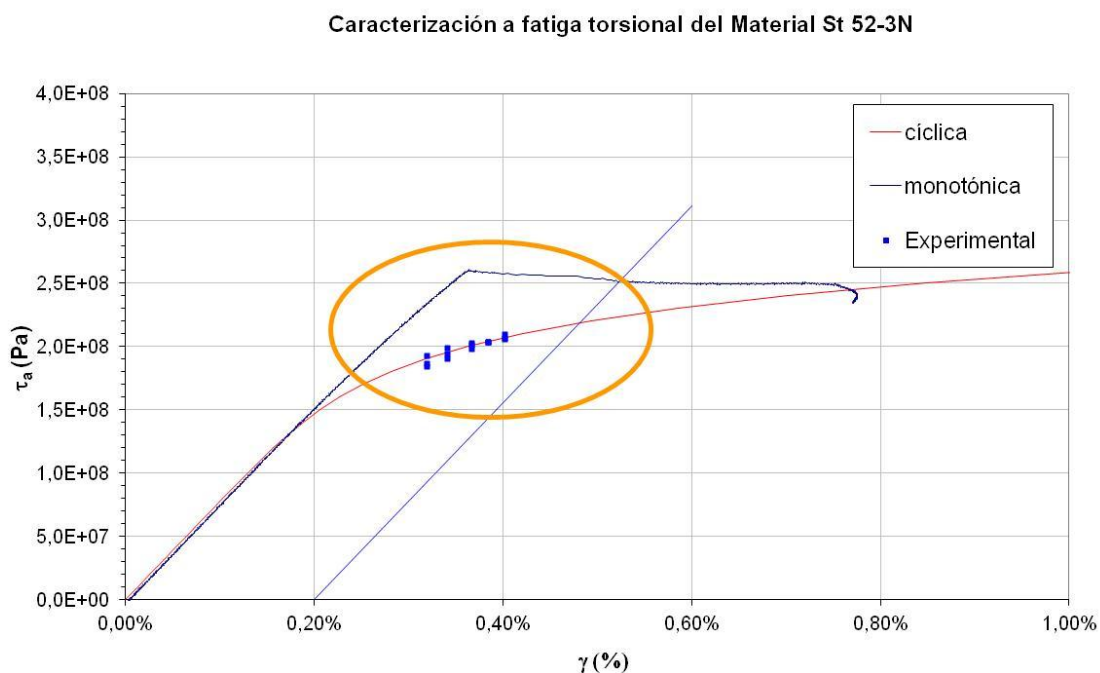


Figura 24.- Curva cíclica del acero S355 J2 (ensayo torsión uniaxial)

La superficie de fractura fue observada utilizando microscopía SEM después de la apertura de la grieta en laboratorio por métodos mecánicos. El origen y la progresión de la grieta se caracterizan por la presencia de estrías de fatiga perpendiculares a la dirección del desarrollo de la fractura.

En los ensayos de torsión, la fractura se desarrolla a lo largo de varios planos con distintas orientaciones. Con el fin de observar la superficie de fractura por microscopía SEM, se ensayó hasta rotura sin extensómetro una de las probetas ($\gamma=0.0040$) controlando por par. Se observa cómo el origen y la progresión de la grieta están contenidas en planos de 45° por la presencia de estrías perpendiculares a la dirección de la progresión de la fractura.

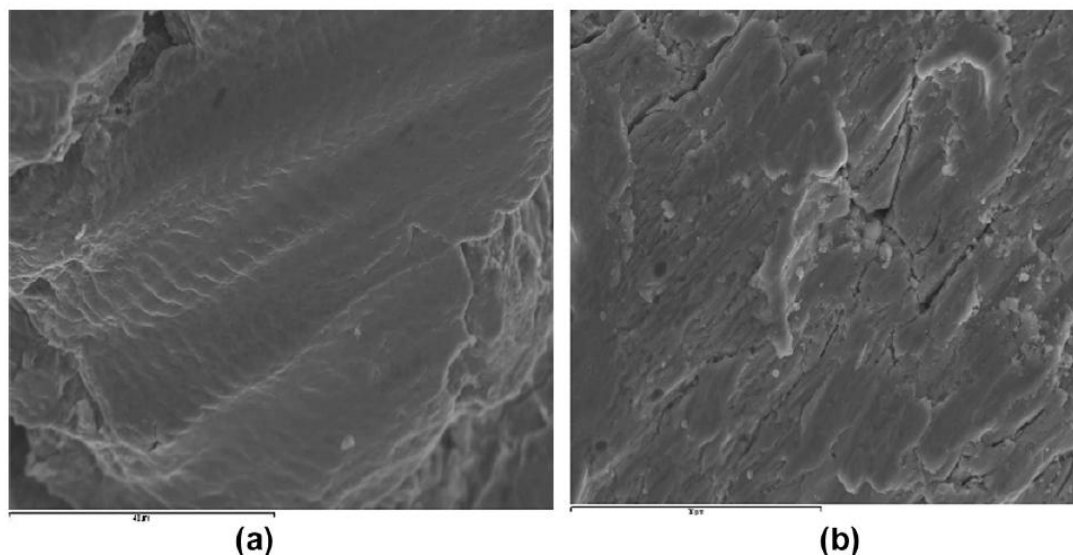


Figura 25.- Micrografía obtenida por SEM: a)1500xensayo ϵ_a 0.2, σ_a 281.16MPa, N_f 64710;b) 2000xensayo γ_a 0.0040, N_f 124408

6.1.2. Descripción del ensayo biaxial

El ensayo biaxial tensión-compresión se llevó a cabo de la misma manera y en la misma máquina que la descrita anteriormente. La selección de los niveles de carga bajo cargas proporcionales y 90° no proporcionales se realizó para obtener resultados de ciclos de vida comprendidos entre cien mil y un millón de ciclos (bajos y altos ciclos). Se realizaron 9 niveles para carga proporcional y 6 para no proporcional. Cada nivel se define por un par de datos fijos de deformación angular y deformación normal. El ratio de biaxialidad λ (γ_a/ϵ_a) determina la relación entre esas deformaciones. La selección fue :

$$\epsilon_1=0.0015 \quad \gamma_1=0.0032$$

$$\epsilon_2=0.0011 \quad \gamma_2=0.0028$$

$$\epsilon_3=0.0009 \quad \gamma_3=0.0026$$

El criterio de fallo en inicio de grieta fue una caída en la amplitud del 20% y del par del 20%.

En la Tabla 9 se muestran los resultados del ensayo biaxial 0° (en fase) y en la Tabla 10, 90° (fuera de fase) llevado a cabo.

Nº ensayo	γ_a (%)	ϵ_a (%)	Nf	λ
1	0.0032	0.0015	91936	2.13
2	0.0032	0.0015	36147	2.13
3	0.0028	0.0015	141938	1.87
4	0.0028	0.0015	103138	1.87

5	0.0026	0.0015	47894	1.73
6	0.0026	0.0015	162119	1.73
7	0.0032	0.0011	179628	2.91
8	0.0032	0.0011	72011	2.91
9	0.0028	0.0011	179446	2.55
10	0.0028	0.0011	268051	2.55
11	0.0026	0.0011	196232	2.36
12	0.0026	0.0011	662706	2.36
13	0.0032	0.0009	248009	3.56
14	0.0032	0.0009	188219	3.56
15	0.0028	0.0009	624521	3.11
16	0.0028	0.0009	1 millón	3.11
17	0.0026	0.0009	406996	2.89
18	0.0026	0.0009	870886	2.89
19	0.0024	0.0009	759229	2.67

Tabla 9.- Resultados de los ensayos biaxial 0° en fase

Nº ensayo	γ_a (%)	ϵ_a (%)	Nf	λ
20	0.0032	0.0015	19078	2.13
21	0.0032	0.0015	9838	2.13
22	0.0032	0.0009	38376	3.56
23	0.0032	0.0009	65674	3.56
24	0.0028	0.0011	44319	2.55
25	0.0028	0.0011	44800	2.55
26	0.0028	0.0009	158248	3.11
27	0.0028	0.0009	521107	3.11
28	0.0026	0.0009	248540	2.89
29	0.0026	0.0009	95229	2.89
30	0.0026	0.0015	46196	1.73
31	0.0026	0.0015	47996	1.73

Tabla 10.- Resultados de los ensayos biaxial 90° fuera de fase

En las Figura 26, Figura 27 y Figura 27 se muestran los resultados experimentales obtenidos en términos de ϵ -N, en una escala log-log.

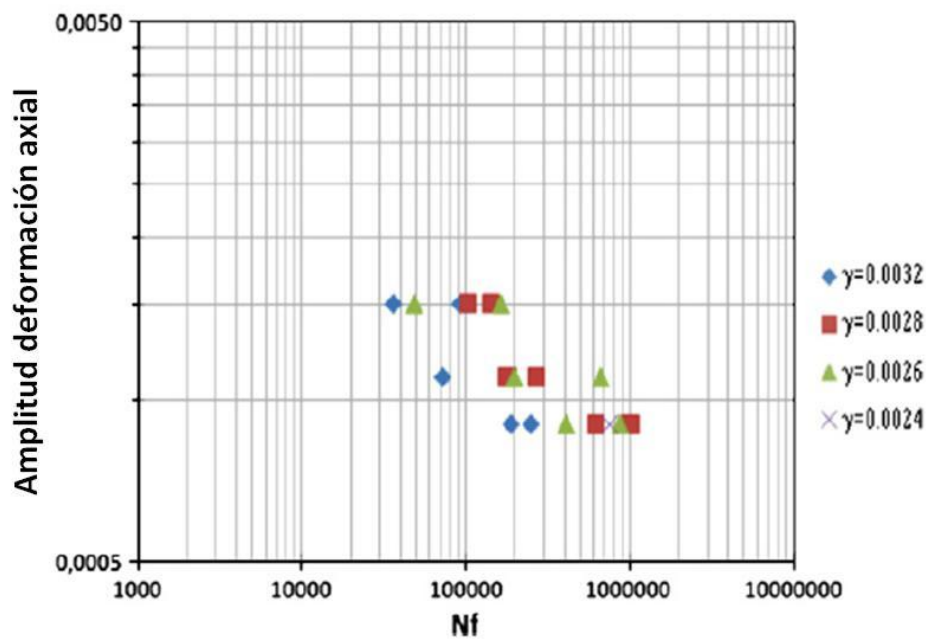


Figura 26.- Resultados de los ensayos biaxial 0° en fase

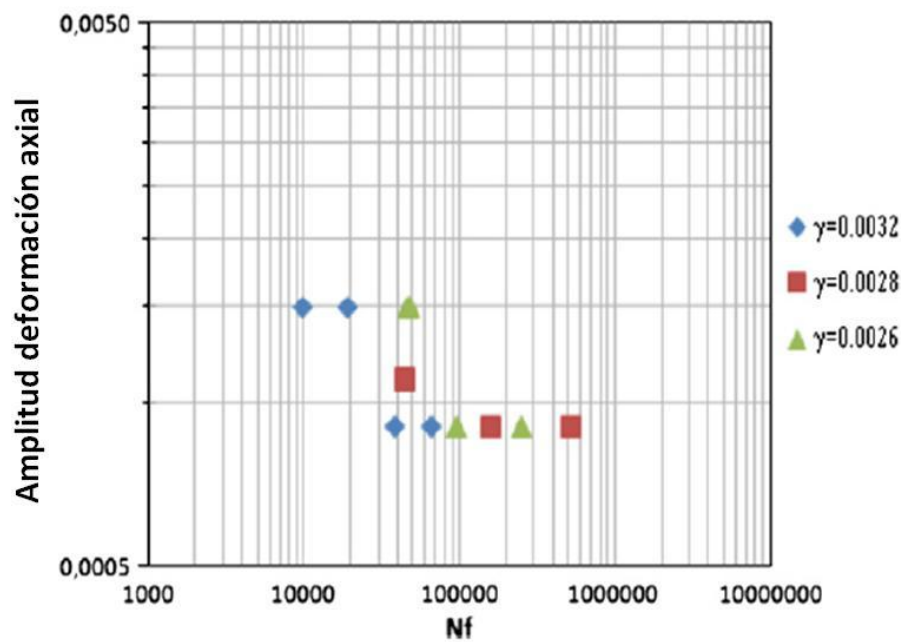


Figura 27.- Resultados de los ensayos biaxial 90° fuera de fase

En la Figura 28 se muestran unas fotografías de las probetas de los ensayos correspondientes a $\gamma_a=0.0032$ y $\epsilon_a=0.0009$, en fase y fuera de fase, así como un esquema de la distribución de tensiones debidas a la multiaxialidad de la carga.

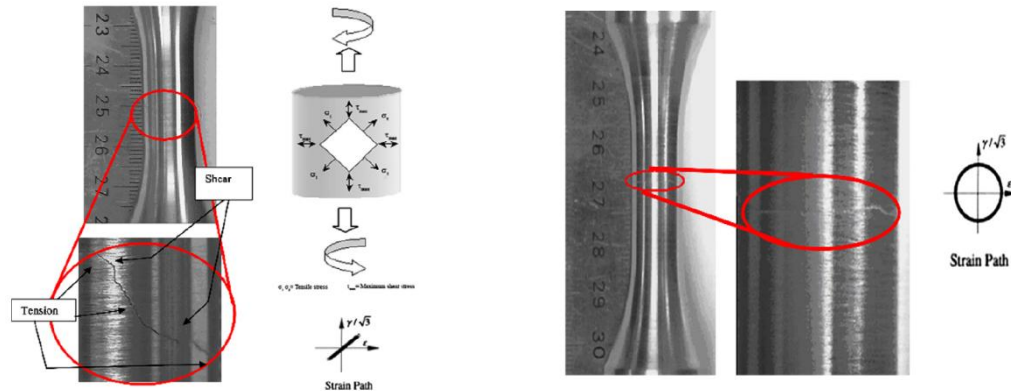


Figura 28.- Resultados de los ensayos biaxial en fase (izquierda) y fuera de fase(derecha)

En la mayoría de las probetas en fase se observa una combinación en la dirección de crecimiento de la grieta, a 45° en planos longitudinales y transversales, mientras que en las probetas con desfase, el crecimiento de la grieta es perpendicular al eje longitudinal de la probeta.

6.2. Modelos multiaxiales de predicción de daño

El objetivo de esta sección es la estimación de vida con diferentes modelos multiaxiales y analizar cuál de ellos se ajusta mejor a los resultados obtenidos experimentalmente.

El concepto de plano crítico está basado en el modo de fractura o el mecanismo de iniciación de grietas. Cuando la nucleación y el crecimiento de grieta se produce a lo largo de planos de máxima tensión o deformación de tracción, puede aplicarse el modelo SWT, mediante la ecuación 3.2.10 detallada en el apartado 3.

Por otro lado, Brown y Miller Fueron propusieron una formulación de dos parámetros, la deformación de cortadura y la deformación normal cíclicas, mediante la ecuación 3.2.1 detallada en el apartado 3.

En el método de BM, aparece el parámetro S, que representa la influencia de la deformación normal sobre el crecimiento de la grieta. Es un parámetro que varía según el número de ciclos, y que puede adoptar un valor promedio según la siguiente expresión:

$$S = \frac{\frac{\tau_f'}{G} (2N_f)^{b\gamma} + \gamma_f' (2N_f)^{c\gamma} - (1 + \mu_e) \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b - (1 + \mu_p) \epsilon_f' (2N_f)^c}{(1 - \mu_e) \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + (1 - \mu_p) \epsilon_f' (2N_f)^c}$$

En este proyecto, se ha analizado el valor de dicho parámetro mediante la sustitución de los ciclos desde 1E5 hasta 1E10.

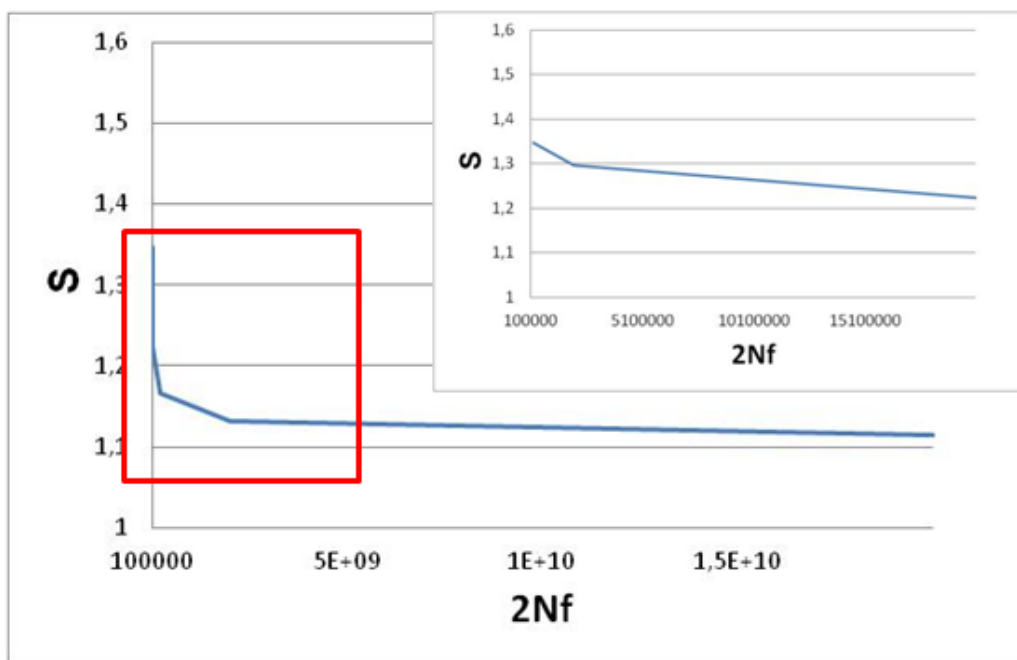


Figura 29.- Sensibilidad del parámetro S frente a los ciclos de vida

Para el cálculo aquí presentado se ha utilizado un valor promedio de S de 1.2, dado que la vida objetivo del componente se estima mayor de 100000 ciclos.

La aplicación del modelo de FS viene expresada en la ecuación 3.2.6. En el método de FS, aparece el parámetro k, que representa la influencia de la tensión normal adimensionalizada con σ_y sobre el crecimiento de la grieta. Es un parámetro que varía según el número de ciclos, y que puede adoptar un valor promedio según la siguiente expresión:

$$k = \left(\frac{\frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_f \cdot (2N_f)^{c_\gamma}}{(1 + \nu_e) \cdot \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \cdot \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c} - 1 \right) \cdot \frac{\sigma_y}{\sigma'_f \cdot (2N_f)^b}$$

En este proyecto, se ha analizado el valor de dicho parámetro mediante la sustitución de los ciclos desde 10 hasta 1E10.

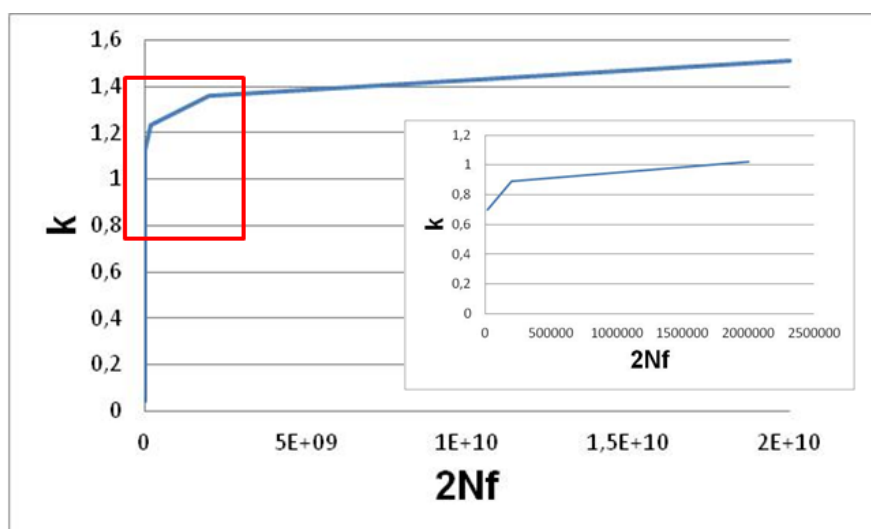


Figura 30.- Sensibilidad del parámetro k frente a los ciclos de vida

Para el cálculo aquí presentado se ha utilizado un valor promedio de k de 0.85, dado que la vida objetivo del componente se estima mayor de 100000 ciclos.

El modelo de Chu combina el trabajo normal y el trabajo por cortadura. La expresión que explica este fenómeno es la ecuación 3.2.17 del apartado 3.

A continuación se muestran unas gráficas con la comparativa de los ciclos de vida experimentales frente a los resultados estimados por los criterios antes mencionados. Las líneas de puntos por encima y por debajo de la diagonal corresponden a un error en la vida a fatiga de un factor de 2.

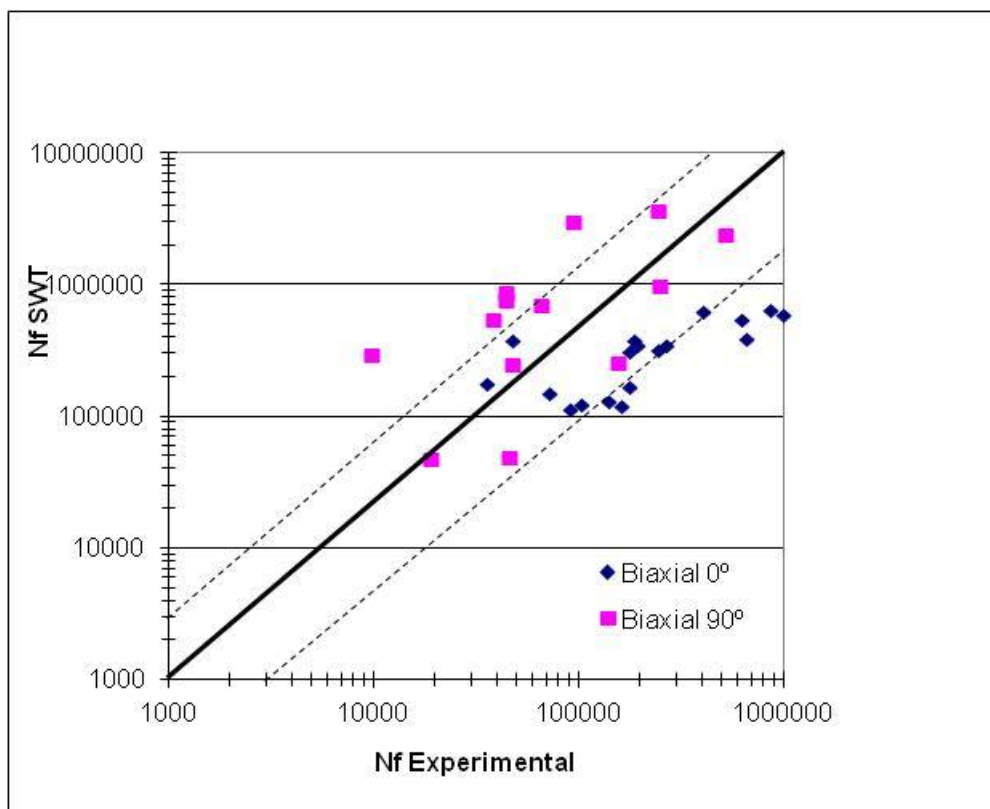


Figura 31.- Representación ciclos de vida según SWT frente a ciclos de vida experimental.

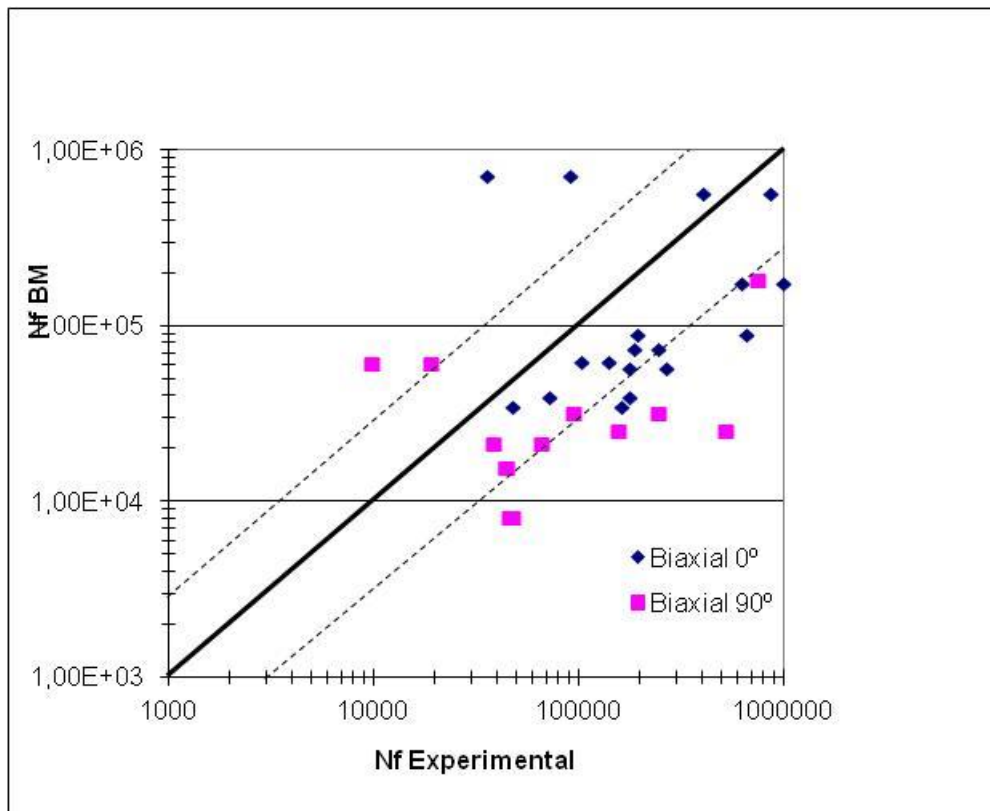


Figura 32.- Representación ciclos de vida según BM frente a ciclos de vida experimental.

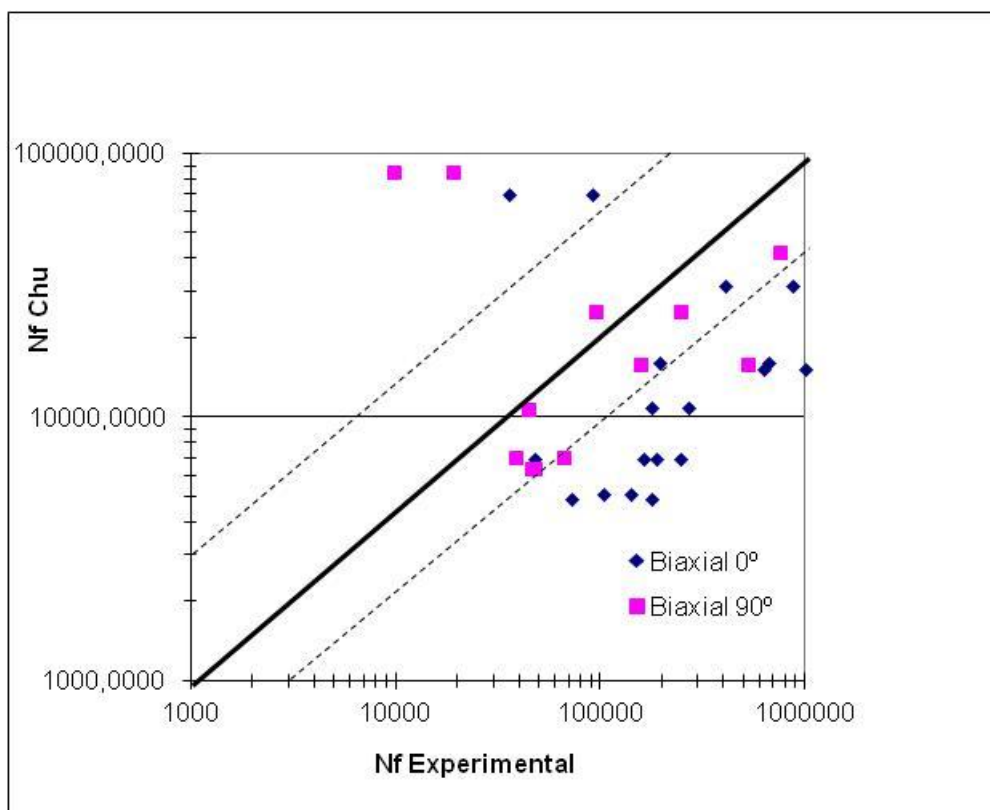


Figura 33.- Representación ciclos de vida según Chu frente a ciclos de vida experimental.

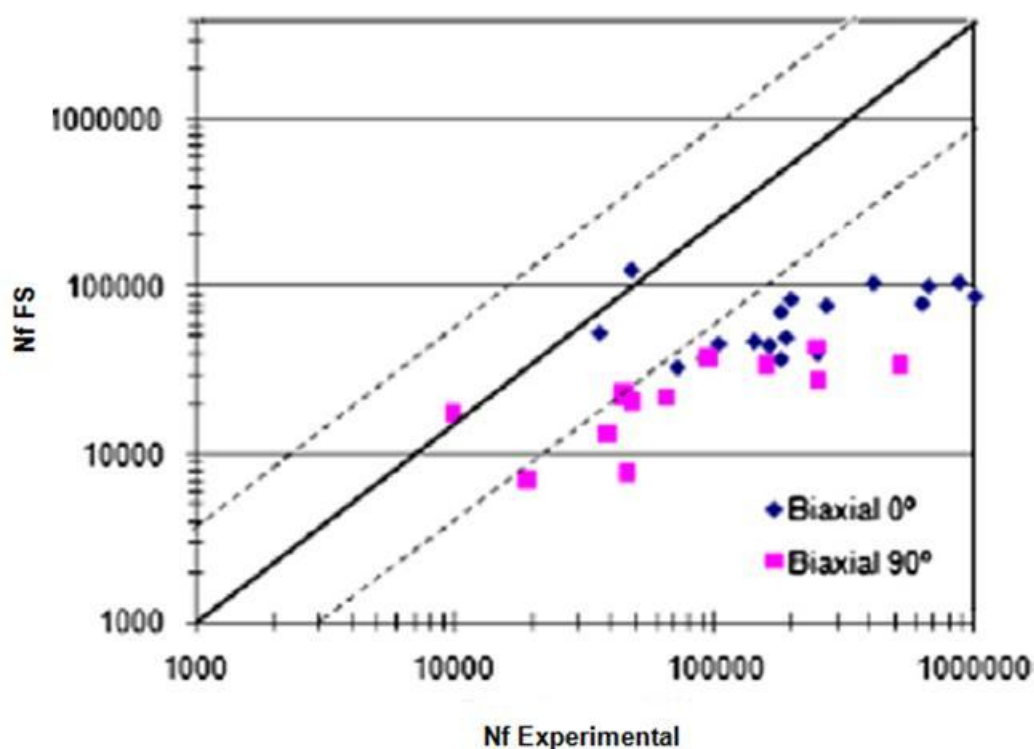


Figura 34.- Representación ciclos de vida según FS frente a ciclos de vida experimental.

Tanto para el caso en fase como en desfase, la aplicación del modelo de FS estima vidas por debajo de las experimentales. En el caso de historias en fase, el modelo de SWT sitúa la mayoría de los resultados en la zona de banda de resultados admisibles, así como el modelo de BM. Sin embargo, el modelo de Chu estima vidas por debajo de las experimentales, como el modelo de FS.

En el caso de historias en desfase, el modelo de SWT el que estima vidas dentro de la banda de seguridad, a pesar de tener ciertos valores del lado no conservador. Tanto el modelo de Chu como el de BM estiman vidas inferiores.

Por lo tanto, el modelo que se aplicará para el desarrollo de la metodología aquí descrita corresponde al modelo de SWT.

6.3. Análisis a fatiga del componente real

6.3.1.Introducción

En esta sección se realiza el análisis del componente real, el brazo de feria, desde el punto de vista de fatiga. Para ello, se realiza un análisis mediante el método de los elementos finitos con el software comercial ANSYS 14.5 para obtener el estado tensional del componente. La zona a analizar, tal y como se ha comentado con anterioridad en el apartado del análisis resistente, corresponde a la zona cercana a la soldadura de los refuerzos triangulares según el estado de carga al que se encuentra sometido el brazo de la atracción, con un ratio de biaxialidad de entorno a 0.5.

6.3.2.Historia de carga del componente

El comportamiento original del brazo es el siguiente: cuando el brazo se encuentra en el punto más alto, comienza a descender en caída libre, por la acción del peso. Su velocidad va

aumentando progresivamente hasta una determinada altura, cuando el cilindro comienza a actuar ejerciendo una acción vertical hacia arriba, frenando y posteriormente alzando el sistema. Cuando el cilindro deja de actuar, el brazo alcanza su punto más alto y el ciclo comienza de nuevo. Tal y como se ha comentado en la sección 5.1, se quiere analizar un nuevo concepto de atracción, mediante la incorporación de un "golpe" que simule una frenada entre cada salto. Para la estimación de vida a fatiga se considerará este caso extremo por ser el más desfavorable.

Sin tener en cuenta la modificación del ciclo de funcionamiento del nuevo concepto de atracción, se realizan medidas experimentales con el objetivo de obtener los valores máximos de aceleración que puede sentir la persona colocada en el asiento del aparato de feria, en condiciones normales de utilización.

Para medir la aceleración en los tres ejes principales del saltamontes de feria, se instrumenta un brazo de la atracción. En los asientos, se coloca una carga que simula el peso de una persona. Se sitúa un acelerómetro triaxial (por su alta precisión) en las protecciones de seguridad del asiento central de una de las góndolas. En la siguiente figura se muestran los ejes de medida del acelerómetro.

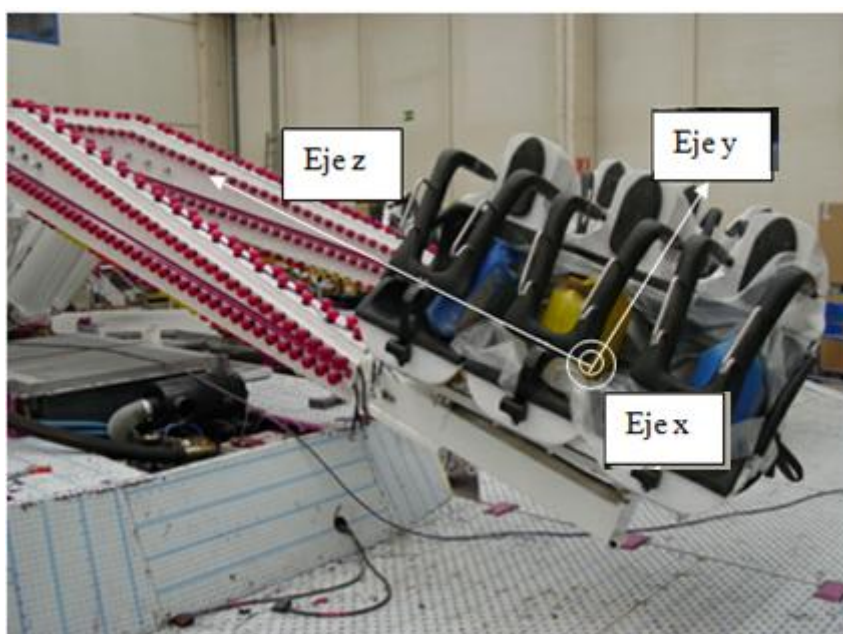


Figura 35.- Extremo del brazo instrumentado.

Los acelerómetros se conectan al sistema de adquisición de datos situado en el asiento contiguo, compuesto de tarjeta de adquisición de datos y un portátil.

Se realizan y registran en una señal continua los diferentes movimientos que realiza la atracción en un ciclo de funcionamiento normal. Los mismos movimientos se repiten con la combinación de maniobras diferentes realizadas durante los viajes de la atracción de feria.

Normalmente, la señal recogida en los ensayos presenta problemas de ruido e interferencias propias del sistema de captación de la misma. Para facilitar su posterior tratamiento, se procede al filtrado de la señal. El filtro seleccionado fue uno de paso bajo de 0.05 Hz de frecuencia de corte, para evitar los pequeños picos de la señal sin afectar la amplitud de la misma. En la Figura 36 se muestra la historia de carga en el eje vertical recogida en un modelo de brazo del aparato de feria durante su funcionamiento normal realizando los distintos movimientos propios de la atracción.

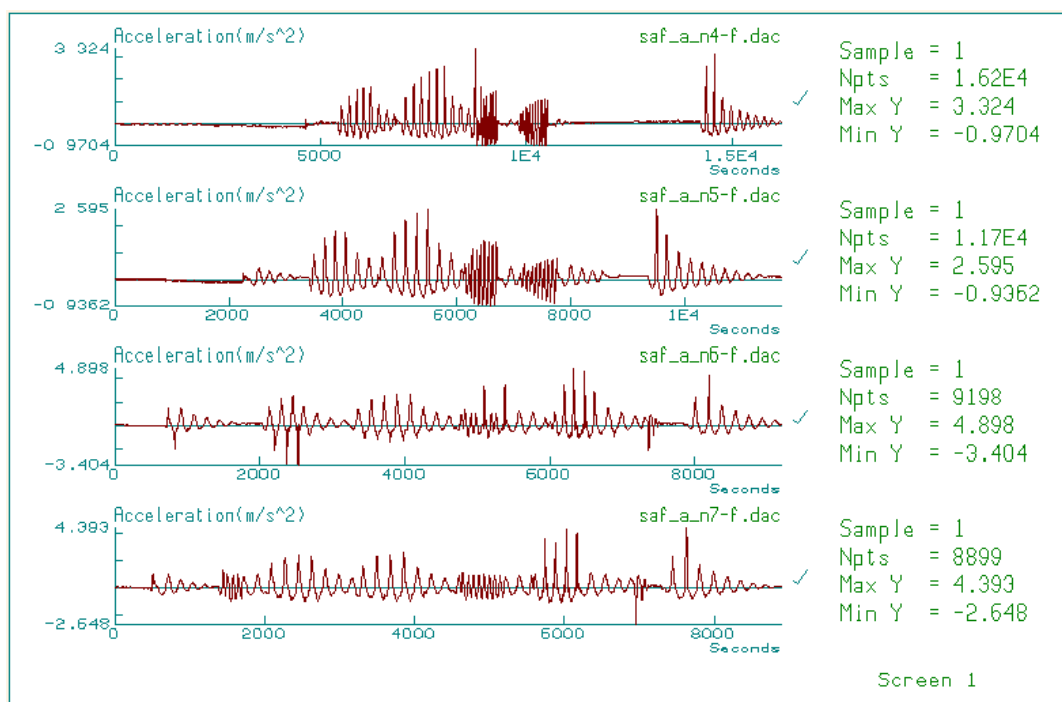


Figura 36.- Historia de carga. Aceleraciones verticales en g

Debida a la gran cantidad de información recogida en el ensayo, es necesario condensar la historia de carga mediante un recuento de ciclos. En este caso, el recuento se ha realizado aplicando el método Rainflow. La clasificación se realiza en términos de rango de señal y del valor medio de la misma.

Como resultado de este recuento, se obtiene un resumen de las aceleraciones verticales correspondientes al "salto" y sus frecuencias de aparición en el brazo del aparato de feria representativas del funcionamiento real del brazo, y se recogen en la Tabla 11:

Aceleración (g)	Frecuencia (%)
4	5
3.5	15
3	25
2.5	25
2	30

Tabla 11.- Casos de carga para el análisis a fatiga

La estimación de vida a fatiga se realiza en la zona próxima a los detalles soldados más solicitados. En las estructuras metálicas soldadas, es muy probable que las grietas de fatiga comiencen a propagarse a partir de las soldaduras, debido a que la mayoría de los procesos de soldadura dejan discontinuidades a partir de las cuales pueden propagarse las fisuras.

El nodo analizado corresponde al nodo 31473, siendo el nodo que presenta mayor tensión principal S11 de tracción. Dicho nodo está situado en una muy cercana a la soldadura de los refuerzos triangulares, y tiene un ratio de biaxialidad de 0.5.

El material de la zona de las soldaduras tiene otras propiedades, que no han sido analizadas en el presente proyecto.

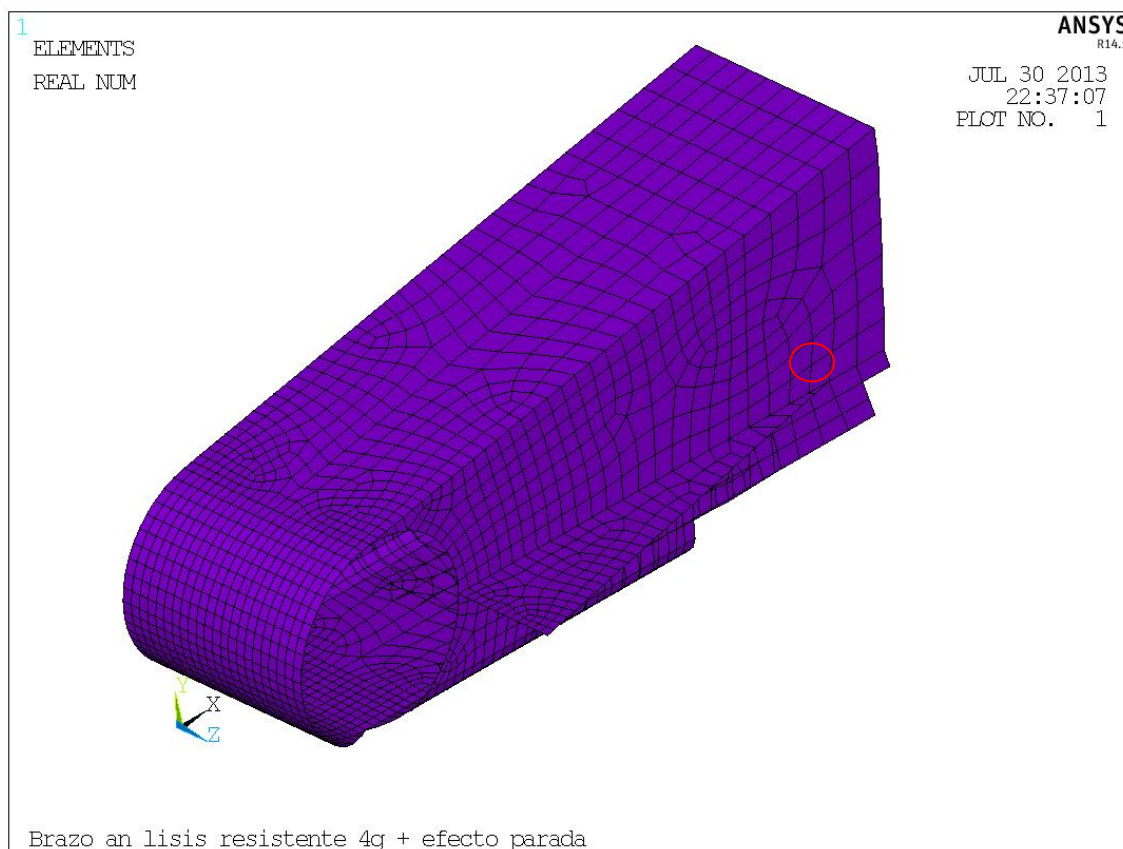


Figura 37.- Nodo 31473 de la zonas a analizar en la estimación de vida a fatiga

6.3.3. Modelos de daño aplicados sobre el componente real

En este apartado se detalla la aplicación en el brazo de feria para el análisis a fatiga de la zona seleccionada mediante la aplicación de los modelos de daño seleccionados anteriormente tras la caracterización del material mediante ensayos.

De los modelos aplicados en el apartado sobre la caracterización del material, se aplicará al componente real el que más correlación tenga con los resultados experimentales, el modelo de SWT.

Para la obtención de la historia de carga de un viaje del brazo de feria, se han calculado 5 casos de carga, uno por cada aceleración vertical o salto del brazo, mediante el software comercial Ansys V14.5. En cada uno de los casos, se ha determinado el tensor del nodo 31473, correspondiente al de mayor tensión principal de tracción situado en la zona de interés.

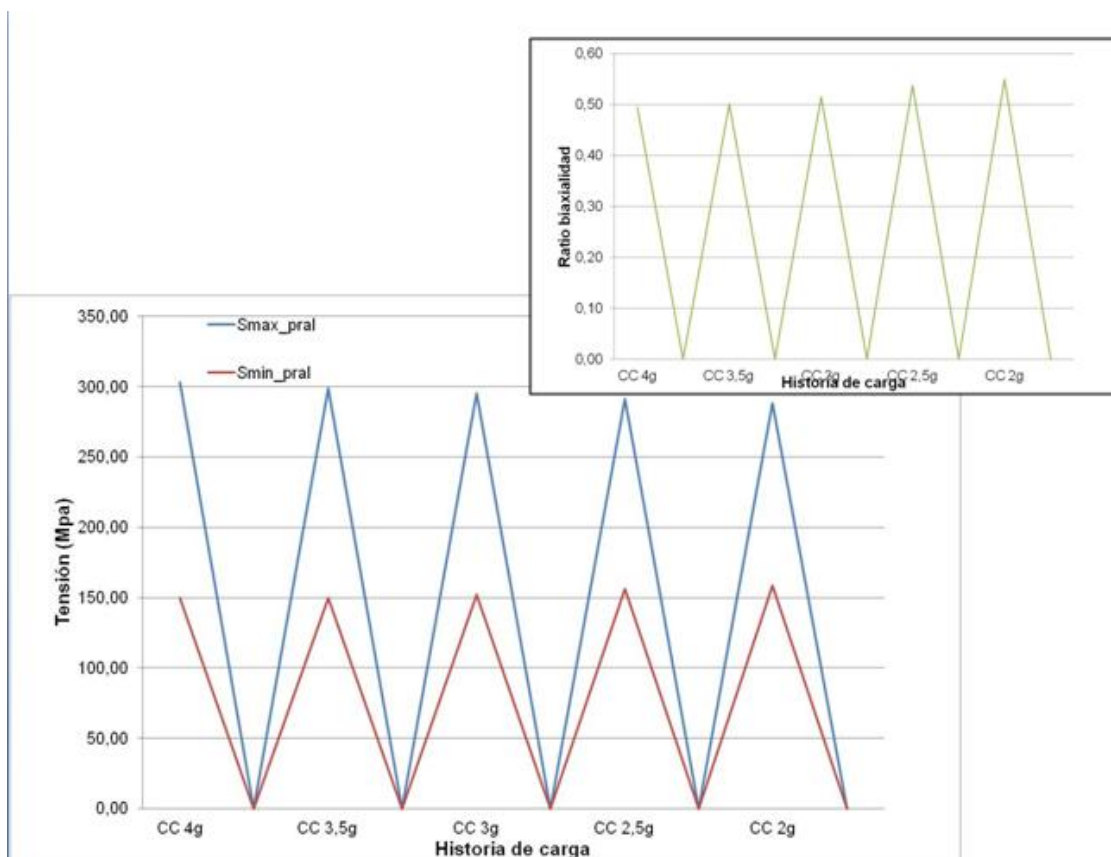


Figura 38.- Ratio de biaxialidad en el nodo analizado en cada caso de carga

Como puede verse en la gráfica, no existe mucha variación en los valores de las tensiones principales, en torno a 300MPa en las tensiones máximas y entorno a valores de 150 MPa en las mínimas, dando un ratio de biaxialidad de 0.5.

Los distintos modelos aplicados han sido programados en Matlab. En el Anexo I del presente proyecto se incluyen los ficheros utilizados.

Una vez obtenido el tensor correspondiente del nodo analizado, se pasa a Matlab mediante una matriz, y se ejecuta el programa, obteniendo como resultado los ciclos de vida para cada modelo aplicado.

El modelo finalmente aplicado es el de SWT, que según las observaciones extraídas en el apartado 6.2 es el que mejor correla los resultados estimados con los experimentales. Este modelo, aplicado en nuestro componente, da un número de ciclos para la estimación de vida a fatiga de $1.54 \text{ E}7$.

7. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE CONTINUACIÓN

La estimación de vida a fatiga de los componentes ha pasado a ocupar una parte muy importante a la hora de diseñar un elemento sometido a cargas cíclicas. Sin embargo, la fatiga multiaxial sigue resultando compleja.

Actualmente, el brazo de feria tiene vida infinita. La principal conclusión del presente proyecto es el desarrollo de una herramienta que permite analizar una nueva historia de carga para el desarrollo de un nuevo concepto de atracción, y ver cómo esta nueva historia de carga afecta a la vida a fatiga, dando la posibilidad de tomar decisiones antes de la fabricación.

En el presente proyecto se ha querido proponer una metodología que permitan estimar la vida a fatiga de forma fiable en componentes reales que no puedan ser ensayados debido al coste que esto supone.

Para ello, se ha realizado en primer lugar, un análisis resistente del brazo de fería para determinar las cargas a las que está sometido durante el funcionamiento de la atracción. A partir de estos resultados, se analizan las zonas de interés mediante el análisis del ratio de biaxialidad que caracteriza un comportamiento multiaxial del componente, y por tanto, la posibilidad de aplicar modelos de daño multiaxial sobre el mismo.

Para poder aplicar estos modelos, se analizan las propiedades mecánicas del material empleado en el componente, así como la caracterización en probetas bajo ensayos a fatiga multiaxial. Una vez obtenidas dichas propiedades, puede realizarse la aplicación de los modelos de daño de fatiga multiaxial, mediante su implementación en Matlab.

En este proyecto ha quedado recogida y aplicada dicha metodología, obteniéndose resultados para modelos de daño de acuerdo a la historia de carga a la que está sometido el brazo durante su funcionamiento, así como a las características del material de fabricación analizado.

Como líneas de continuación, se plantean las siguientes:

- Actualmente, estructuras metálicas similares al brazo de fería, se comprueban a fatiga mediante la aplicación del Eurocódigo, ENV 1993-1-1:1992, parte 9, basadas en la regla de daño acumulado y curvas S-N. Podría realizarse una comparativa entre ambas aproximaciones, teniendo en cuenta que habría que caracterizar el material soldado. En la referencia [44] se muestra una gráfica (originaria del libro *Fatigue strenght of welded structures*, de S.J.Maddox) en la que aparece un ensayo de fatiga sobre tres elementos diferentes correspondientes al mismo material: material original, elemento con entalla y elementos soldados en ángulo. Tal y como se ve, aunque el efecto de concentrador de tensiones de borde de agujero es similar al efecto de la soldadura, la estimación de vida a fatiga es inferior en el caso soldado.

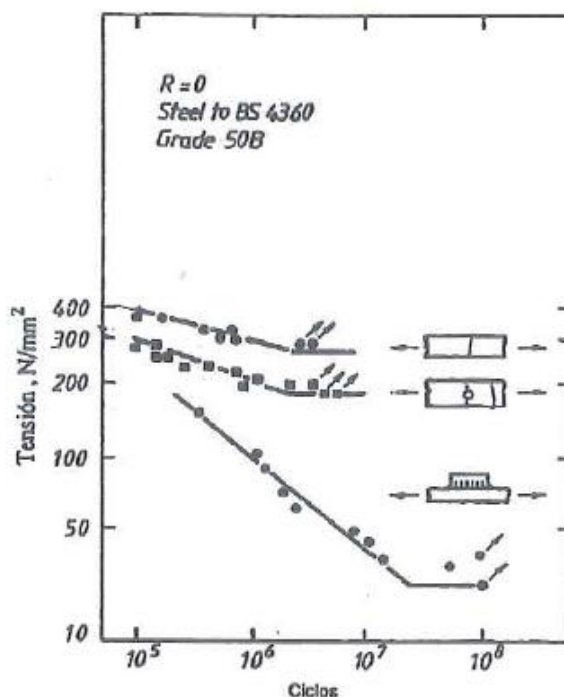


Figura 39.- Curva S-N para diferentes disposiciones

- Debido a la complejidad y el coste de los ensayos necesarios para caracterizar materiales de forma multiaxial, se propone la aceleración de dicha caracterización mediante técnicas termográficas.
- Instrumentación permanente del brazo como ejemplo de prognosis (mantenimientos predictivos).
- En cuanto a la metodología en sí aplicada en el presente proyecto, una línea de continuación sobre la que ya se ha comenzado a trabajar, es la mejora de la obtención de la historia de carga. Esta mejora comprende la aplicación de una macro para obtener resultados de Ansys, y una posterior lectura automática desde Matlab.
- Para que esta metodología sea extensible, se podría realizar una programación mediante la cual, independientemente del programa de cálculo origen, puedan aplicarse los distintos modelos de daño.

8. REFERENCIAS

- [1] Anglada, M.J., Alcalá, J., Llanes, L.M., Mateo A.M., Salán, M.N. *Fractura de materiales*, Ediciones UPC, 2002
- [2] Ayneto, X. *Fatiga de componentes y estructuras. Diseño, desarrollo y diagnosis*, 1998
- [3] Banvillet, A., Palin-Luc, T., Lasserre, S. *A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion*. International Journal of Fatigue 25 755-769, 2003
- [4] Bernasconi, A. *Efficient algorithms for calculation of shear stress amplitude and amplitude of the second invariant of the stress deviator in fatigue criteria applications*. International Journal of Fatigue 24 649-657, 2002
- [5] Calvo, S. *Determinación de la probabilidad de fallo en componentes metálicos sometidos a estados multiaxiales de tensión mediante la utilización de elementos finitos probabilistas y modelos estadísticos de daño acumulado*. Abril 2008. Tesis Doctoral
- [6] Carpinteri, A., Spagnoli, A. *Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals*. International Journal of Fatigue 23, 2001, 135-145
- [7] Das, J., Sivakumar, S.M. *An Evaluation of Multiaxial Fatigue Life Assessment Methods for Engineering Components*, International Journal of Pressure Vessels and Piping 76 741-746, 1999
- [8] ERRI B168 RP19. *Dimensionnement des roué. Critère de fatigue multiaxial. Rapport final*. Octubre 2004.
- [9] Garud, Y.S., *A New Approach to the Evaluation of Fatigue Under Multiaxial Loadings*, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 103, April 1981
- [10] Garud, Y.S., *Multiaxial Fatigue: A Survey of the State of the Art*, Journal of Testing and Evaluation. JTEVA, Vol. 9, N° 3, May 1981, pp. 165-178
- [11] Golos, K.M. *Multiaxial fatigue criterion with mean stress effect*. Int. J. Pres. Ves. And Piping 69, 1996, 263-266
- [12] Han, C., Chen, X. Kim, K.S. *Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading*, International Journal of Fatigue 24 913-922, 2002
- [13] Lagoda, T. *Energy models for fatigue life estimation under uniaxial random loading. Part I: The model elaboration*. International Journal of Fatigue 23 pp. 467-480, 2001
- [14] Lagoda, T., Macha, E. *Energy approach to fatigue life estimation under combined tension with torsion*. VII Summer School of Fracture Mechanic, Pokrywna (Poland), 2001

- [15] Liu, K.C., Wang, J.A. *An Energy Method for Predicting Fatigue Life, Crack Orientation, and Crack Growth under Multiaxial Loading Conditions*, International Journal of Fatigue 23 S129-S134, 2001
- [16] Molina Sánchez, B. *Estudio de la creación, desarrollo y método de detección de grietas en ruedas ferroviarias*, Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid. Octubre 2006.
- [17] Morel, F. *A critical plane for life prediction of high cycle fatigue under multiaxial variable amplitude loading*. International Journal of Fatigue 22 S101-S119, 2000
- [18] Morel, F., Palin-Luc, T., Froustey, C. *Comparative study and link between mesoscopic and energetic approaches in high cycle multiaxial fatigue*. International Journal of Fatigue 23 pp. 317-327, 2001
- [19] *MSC/Fatigue Theory Book*. Chapter 6 : Multiaxial Fatigue
- [20] Palin-Luc, T., Lasserre, S. *An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue*. Eur. J. Mech., A/Solids 17, n° 2, 237-251, 1998
- [21] Pan, W., Hung, C., Chen, L. *Fatigue Life Estimation under Multiaxial Loadings*, International Journal of Fatigue 21 3-10, 1999
- [22] Papadopoulos, I.V. *Long life fatigue under multiaxial loading*. International Journal of Fatigue 23 pp. 839-849, 2001
- [23] Papadopoulos, I.V., Davoli, P., Gorla, C., Filippini, M., Bernasconi, A. *A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals*. International Journal of Fatigue Vol. 19 N. 3 pp.217-235, 1997
- [24] Park, J. , Nelson, D. *Evaluation of an energy-based approach and a critical plane approach for predicting constant amplitude multiaxial fatigue life*, International Journal of Fatigue 22 23-39, 2000
- [25] Santos, J., Freitas, M., Li, B., Trigo, T.P. *Fatigue assesment of mechanical components under complex multiaxial loading*. Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture.
- [26] Socie, D.F., Marquis, G.B. *Multiaxial Fatigue*. Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, Pa.
- [27] Stephens, R., Fatemi, A., Stephens, R., Fuchs, H. *Metal Fatigue in Engineering*, Wiley-Interscience Publication
- [28] Varvani-Farahani, A. *A new energy-critical plane parameter for fatigue life assessment of various metallic materials subjected to in-phase and out-of-phase multiaxial fatigue loading conditions*, International Journal of Fatigue 22 295-305, 2000

- [29] Weber, B. *Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque*. These doctorales. 1999
- [30] Jing Li-Zhang, Z. *A new multiaxial fatigue damage model for various metallic materials under the combination of tension and torsion loadings*, International Journal of Fatigue 31 776-781, 2009
- [31] De-Guang Shan. *Selection of multiaxial fatigue damage model based on the dominated loading modes*, International Journal of Fatigue 33 735-738, 2011
- [32] JLNúñez. *High and low cycle fatigue life estimation of welding steel under constant amplitude loading: Analysis of different multiaxial damage models and in-phase and out-of-phase loading effects.*, International Journal of Fatigue 33 578-587, 2011
- [33] Procedimiento ITA “*Procedimiento para la determinación de la curva de fatiga γ - N y ϵ - N en materiales metálicos*”.
- [34] Rambert W, Osgood WR. *Description of stress-strain curves by three parameters*. NACA Tech.Note.
- [35] Basquin OH. *The exponential law of endurance tests*. In:Proc. ASTM, vol.10, Part II;1910.
- [36] Tavernelli JF, Coffin Jr LF. Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue. Trans. ASME, J.Basic Eng. 1; Vol. 84(Nº4);1962.
- [37] Manson, S.S. Discussion of reference 23. Trans. ASME, J.Basic Eng. 1; Vol. 84(Nº4); 962.
- [38] Procedimiento ITA “*Procedimiento para ensayos de fatiga biaxial de amplitud constante en fase y fuera de fase en materiales metálicos*”.
- [39] Informe ITA “*Metodología de recuentos de ciclos en historias de carga de amplitud variable y técnicas asociadas de tratamiento de señal*”.
- [40] Pingsha Dong, Zhigang Wei, Jeong K. Hong, S. A path-dependent cycle counting method for variable –amplitude multiaxial loading, International Journal of Fatigue 2010;30: 720-734
- [41] UNE EN 13814: 2006, *Maquinaria y estructuras para parques y ferias de atracciones. Seguridad*.
- [42] UNE EN 1993-1-1:2013(1992), *Eurocódigo 3: Proyectos de estructuras de acero. Parte 1-1:Reglas generales y reglas para edificios*.
- [43] UNE EN 1993-1-9:2013(1992), *Eurocódigo 3: Proyectos de estructuras de acero. Parte 1-9:fatiga*.

- [44] "Diseño y construcción de uniones soldadas (módulo III Ingeniero Europeo de Soldadura). J. Cañas, F.Paris, R. Picón. Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla.

ANEXO I – FICHEROS DE MATLAB: MODELOS DE DAÑO APLICADOS

A continuación, se incluyen los ficheros de Matlab utilizados para la programación de los modelos de daño de fatiga multiaxial aplicados en el presente proyecto.

```

%% S
clear, clc;
%%%% Cargar la Matriz del historial de carga del brazo feria%%%%
load ('stress.mat')
Smacro=stress';
S2_ini=0.0;
angInc=5.0;
angMax=36;
%
%cálculo sigma alpha
%
%for ang=0:5:180
for ang=0:angMax
    for i=1:length(Smacro(1,:))
        % ang +1 para evitar acceder a la posición 0 del vector Smacro
        alpha=(ang*angInc*pi)/180;

        results(ang+1,i,1)=1/2*(Smacro(1,i)+Smacro(2,i))+1/2*(Smacro(1,i)-
        Smacro(2,i))*cos(2*alpha)+Smacro(4,i)*sin(2*alpha); %S
        results(ang+1,i,2)=1/2*(Smacro(1,i)-Smacro(2,i))*sin(2*alpha)-
        Smacro(4,i)*cos(2*alpha); %T

        results(ang+1,i,3)=1/2*(Smacro(7,i)+Smacro(8,i))+1/2*(Smacro(7,i)-
        Smacro(8,i))*cos(2*alpha)+1/2*(Smacro(10,i))*sin(2*alpha); %E
        results(ang+1,i,4)=1/2*(Smacro(7,i)-Smacro(8,i))*sin(2*alpha)-
        (1/2*(Smacro(10,i))*cos(2*alpha)); %G/2
    end
end
% Cálculo del máximo y min de S, T, E y G en cada uno de los planos
for ang=0:angMax
    resultsMax(ang+1,1)=max(results(ang+1,:,1));%sigma max
    resultsMax(ang+1,2)=max(results(ang+1,:,2));%tao max
    resultsMax(ang+1,3)=max(results(ang+1,:,3));% epsilon max
    resultsMax(ang+1,4)=max(results(ang+1,:,4)); %2*G
    resultsMin(ang+1,1)=min(results(ang+1,:,1));%sigma min
    resultsMin(ang+1,2)=min(results(ang+1,:,2));%tao min
    resultsMin(ang+1,3)=min(results(ang+1,:,3));% epsilon min
    resultsMin(ang+1,4)=min(results(ang+1,:,4)); %2*G min
end
%incrementos max-min
for ang=0:angMax
    resultsInc(ang+1,1)=max(results(ang+1,:,1))-
    min(results(ang+1,:,1));%inc sigma
    resultsInc(ang+1,2)=max(results(ang+1,:,2))-
    min(results(ang+1,:,2));%inc tao
    resultsInc(ang+1,3)=max(results(ang+1,:,3))-
    min(results(ang+1,:,3));%inc epsilon
    resultsInc(ang+1,4)=2*(max(results(ang+1,:,4))-
    min(results(ang+1,:,4)));%inc 2G
end
%llamada al cálculo del modelo FS
display('Modelo FS, ciclos Nf')
FS;%x es el numero de ciclos Nf
% Modelo SWT: máximo E
initValue=0.0;
for ang=0:angMax
    if resultsInc(ang+1,3)>initValue
        maxValue=resultsInc(ang+1,3);
    end
end

```

```

        initValue=maxValue;
        angle=ang+1;
    end
end
u=resultsInc(angle,1);
v=resultsInc(angle,2);
w=resultsInc(angle,3);
p=resultsInc(angle,4);
y=resultsMax(angle,1);
z=resultsMax(angle,2);
resultsFS=[u,v,w,p,y,z];%datos entrada para el modelo SWT
%llamada al cálculo del modelo SWT
display('Modelo SWT, ciclos NfSWT')
SWT;
% Modelo CHU: energía+plano crítico
for ang=0:angMax
    resultsChu(ang+1,1)=resultsMax(ang+1,2)*(resultsInc(ang+1,4))/2;
    resultsChu(ang+1,2)=resultsMax(ang+1,1)*(resultsInc(ang+1,3))/2;
    resultsChu(ang+1,3)=resultsChu(ang+1,1)+resultsChu(ang+1,2);
end
u=max(max(resultsChu));%datos entrada para el modelo Chu
%llamada al cálculo del modelo CHU
display('Modelo CHU, ciclos Nfchu')
CHU;
% Modelo BM con s=0.45 max G
initValue=0.0;
for ang=0:angMax
    if resultsInc(ang+1,4)>initValue
        maxValue=resultsInc(ang+1,4);
        initValue=maxValue;
        angle=ang+1;
    end
end
u=resultsMax(angle,1);
v=resultsInc(angle,1);
w=resultsInc(angle,4);
y=resultsInc(angle,3);
resultsBM=[u,v,w,y];%datos entrada para el modelo BM en el primer
plano
%llamada al cálculo del modelo BM
display('Modelo BM, ciclos Nf')
BM

```

Modelo SWT

```

%Datos material:
E=206000;
G=77000;
Sy=386;
K1=720.94;
n1=0.1258;
Sf=525.31;
b=-0.0521;
ef1=0.0662;
c=-0.3987;
%datos torsión
Stao=518.44;
n2=0.139;
tf=386.49;
bf=-0.05034;
gf=0.0814;
cg=-0.3317;

```

```

k_fs=0.883;

fun1=@(Nfa,h,j) abs(h*j-Sf^2/E*(2*Nfa)^(2*b)-Sf*ef1*(2*Nfa)^(b+c));

% for
h=y;
j=w/2;
SWT2=@(Nfa) fun1(Nfa,h,j);

[Nfa,fval]=fminbnd(SWT2,1000,1E50)

%end

```

Modelo BM

```

%Datos material:
E=206000;
G=77000;
Sy=386;
K1=720.94;
n1=0.1258;
Sf=525.31;
b1=-0.0521;
ef1=0.0662;
c=-0.3987;
%datos torsión
Stao=518.44;
n2=0.139;
tf=386.49;
bf=-0.05034;
gf=0.0814;
cg=-0.3317;
s_bm=1.21;

BM1=@(Nf,f,d,g,e) abs(f-(d*g*(2*Nf)^b1)-(e*ef1*(2*Nf)^c));

% for
a=w/2;
b=u-(v/2);
c=s_bm*y;
d=1.3+(0.7*s_bm);
e=1.5+(0.5*s_bm);
f=a+c;
g=(Sf-2*b)/E;

BM2=@(Nf) BM1(Nf,f,d,g,e);

[Nf,fval]=fminbnd(BM2,1000,1E50)

%end

```

Modelo Chu

```

%Datos material:
E=206000;
G=77000;
Sy=386;
K1=720.94;
n1=0.1258;
Sf=525.31;

```

```
b1=-0.0521;
ef1=0.0662;
c=-0.3987;
%datos torsión
Stao=518.44;
n2=0.139;
tf=386.49;
bf=-0.05034;
gf=0.0814;
cg=-0.3317;
k_fs=0.85;

CHU1=@(Nf,a) abs(a-((1.02*Sf^2/E)*(2*Nf)^(2*b1))-
(1.04*Sf*ef1*(2*Nf)^(b1+c)));

% for
a=u;
CHU2=@(Nf) CHU1(Nf,a);

[Nf,fval]=fminbnd(CHU2,1000,1E50)

%end
```