

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO EN FATIGA DE UN BRAZO DE ELEVALLUNAS SOMETIDO A ENSAYOS DE FUNCIONALIDAD

Curriel Sanz E. ⁽¹⁾, Alegre J.M. ⁽²⁾, Sáez Fernández A. ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Grupo Antolín Ingeniería. Ctra Madrid-Irún, Km-244.8 09007. Burgos

⁽²⁾ Area de Mecánica de Medios Continuos y TE. Universidad de Burgos.

Resumen. En el presente trabajo se ha desarrollado una metodología de diseño para simular el comportamiento en fatiga de un elevallunas sometido a cargas cíclicas de funcionalidad. Dicho mecanismo elevallunas ha sido montado en el vehículo completo para conseguir que las condiciones de contorno sean idénticas a las que se producen en su funcionamiento real. La primera etapa para la caracterización a fatiga del elevallunas consiste en poder determinar los esfuerzos a los que se encuentran sometidos sus componentes durante el ciclo de funcionalidad, para lo cual se ha utilizado una combinación de técnicas experimentales con la simulación numérica del mecanismo. Una vez establecidos los esfuerzos en cada elemento durante la subida-bajada de la luna, se ha efectuado una simulación mediante EF para determinar la vida en fatiga del componente más solicitado, que resulta ser uno de los brazos del elevallunas. El ajustado diseño de este tipo de componentes hace que la rotura de los mismos se produzca para un número de ciclos inferior a 50.000, por lo que ha sido necesario utilizar las teorías de fatiga triaxial con las curvas deformación-vida para el diseño en bajo número de ciclos. Los resultados muestran que la metodología desarrollada puede ser empleada en las primeras etapas de desarrollo para reducir el número de prototipos y ajustarse a los valores exigidos para su correcta durabilidad.

Abstract. This paper presents a design methodology developed to simulate the fatigue behavior of an electric windows subjected to functionality cycles. The mechanisms have been assembled in the complete car structure in order to achieve realistic boundary conditions. The first stage for fatigue characterization of the electric windows mechanisms is to obtain the stress and strains levels during the functionality cycle. In order to achieve this objective a combination between experimental measures and numerical simulations has been used. After the experimental determination of the reaction forces during the functionality cycle FE simulations have been effected in order to obtain the fatigue life for the more stressed part. A number of cycles below 50.000 are typical in electric windows mechanism and as consequence low cycle fatigue approach has been used. The results show that the methodology presented has been applied for the initial design steps in order to reduce the number of prototypes and approach to the values required for their correct durability.

1. INTRODUCCIÓN

Un automóvil puede considerarse como una estructura compleja formada por multitud de componentes mecánicos sometidos a cargas cíclicas como consecuencia de situaciones de funcionalidad. En general estas cargas de fatiga son complejas, y requieren de la realización de ensayos realísticos del mecanismo completo para efectuar correctamente el diseño de cada una de sus partes.

Sin embargo, estos ensayos son largos y costosos, y además, si posteriormente se efectúan modificaciones al diseño inicial se deben realizar nuevos ensayos, incrementando el coste y la duración de esta etapa.

En consecuencia, la aplicación de cualquier técnica que consiga la predicción de vida del mecanismo en la etapa de diseño permitiría reducir el número de prototipos y, por lo tanto los costes y tiempo de desarrollo, permitiendo obtener una mayor seguridad en el diseño realizado. Para alcanzar este objetivo es aconsejable establecer una adecuada metodología de diseño que combine las técnicas experimentales y numéricas [1-5].

Uno de los mecanismos que presentan un elevado índice de fallos debido a la funcionalidad es el elevallunas. Este artículo presenta los pasos desarrollados para el diseño en fatiga del mecanismo de un elevallunas formado por dos brazos articulados, sometido a ciclos de funcionalidad (subida y bajada de la luna) para obtener una metodología directamente aplicable al diseño.

Dada la sensibilidad de los estudios de fatiga es muy importante considerar las cargas y fuerzas de reacción entre las partes del mecanismo lo más parecidas a la situación real de funcionamiento. En muchas ocasiones, los ensayos de fatiga se realizan con el mecanismo montado en un banco de ensayos rígido, lo que difiere bastante de su colocación real en la puerta del vehículo. En el presente trabajo, todos los ensayos se han efectuado con el elevallunas montado en su puerta lo cual se traduce en una situación muy próxima a la situación real del componente en el vehículo.

La metodología presentada ha sido aplicada para los primeros pasos del diseño reduciendo el número de prototipos y obteniendo buenos resultados de la predicción de vida en fatiga.

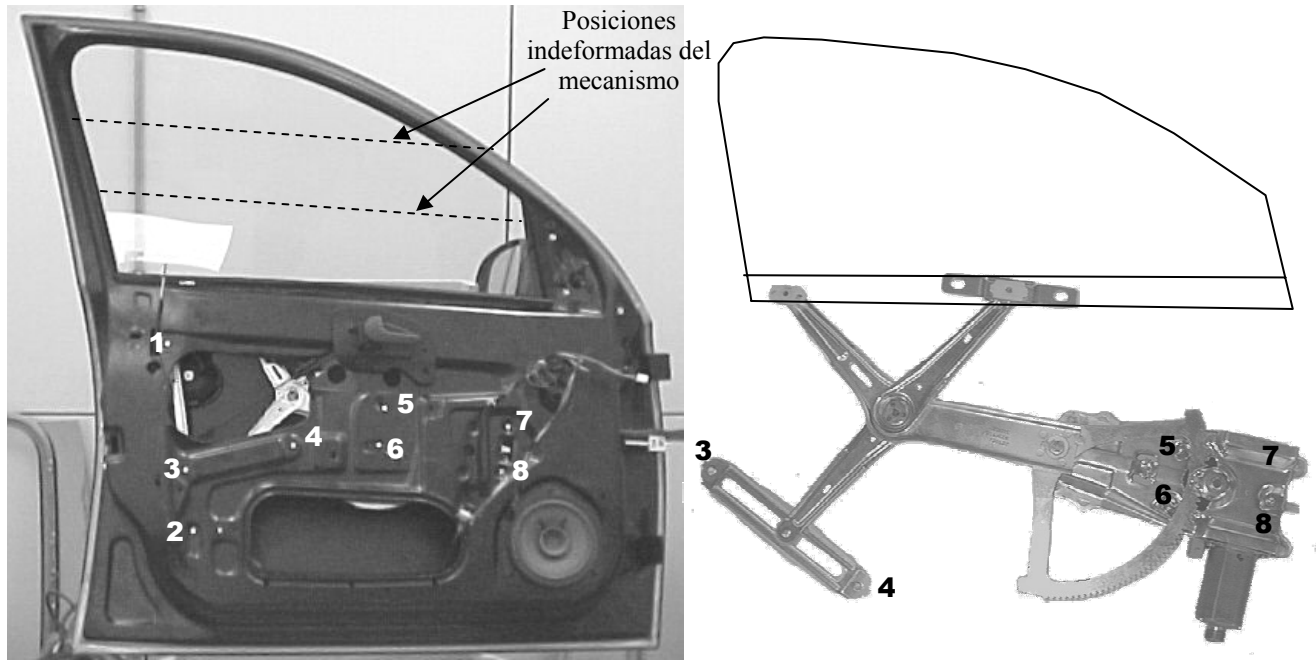


Figura 1. Mecanismo del elevallunas.

2. DESCRIPCION DEL MECANISMO DEL ELEVALLUNAS

En la Figura 1 se presenta un esquema del mecanismo del elevallunas utilizado en el presente estudio. El mecanismo está formado por un doble brazo que guía a la luna durante su movimiento de funcionalidad. Se encuentra anclado a la chapa interior de la puerta del vehículo en 6 puntos mediante tornillería convencional.

La curvatura de la luna da como resultado una deformación del mecanismo y chapa durante el ciclo de funcionalidad. Existen dos posiciones indeformadas del mecanismo localizadas entre la posición de luna-arriba y luna-medio, y la posición de luna-abajo y luna-medio respectivamente, como se presenta en la Fig 1. En consecuencia el mecanismo analizado se encuentra deformado en las posiciones de luna-arriba y luna-abajo. Sin embargo la deformación absoluta es inferior a la de un mecanismo con posición indeformada en las posiciones extremas y máxima en el centro. Estas dos configuraciones son típicas en el diseño de mecanismos elevallunas.

3. PROPIEDADES DEL MATERIAL PARA EL DISEÑO EN FATIGA

Cuando los valores de la deformación en varios puntos superen el valor de plastificación el diseño en fatiga se requiere de la aplicación de las técnicas de diseño para bajo número de ciclos [3-7]. Además en estos componentes donde las cargas son complejas se producen estados biaxiales que hacen necesaria la consideración de las teorías de fatiga multiaxial. Según estas teorías se considera el fallo del componente cuando el daño en cualquier punto alcanza el valor

unidad. En ese instante se considera que se ha iniciado una fisura en el componente que da lugar al fallo de la pieza. En consecuencia no se considera la etapa de propagación de la fisura, sino solo la etapa de iniciación, que evidentemente es la que consume la mayor parte del número de ciclos en la vida de la pieza.

Para poder obtener las tensiones y deformaciones durante los ciclos de carga es necesario conocer la curva de comportamiento cíclico del material. Dicha curva se obtiene a partir de ensayos de tracción cíclicos con diferentes incrementos de deformación [7]. Con los ciclos estabilizados de dichos ensayos se obtiene la curva de comportamiento cíclico de material que puede ajustarse mediante una ley tipo Ramberg-Oswood,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{1/n'} \quad (1)$$

Donde $E = 207 \text{ GPa}$ es el módulo de elasticidad del material. K' y n' aparecen recogidos en la Tabla 1.

Además de la ley de comportamiento cíclico, se necesita conocer la curva deformación-vida del material E-N. Dicha curva de resistencia a la fatiga puede ajustarse con una ley tipo Coffin-Manson,

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

donde $\Delta \varepsilon / 2$ es la amplitud de deformación, $2N_f$ es el número de inversiones para el fallo, y σ'_f , ε'_f , b y c son constantes del material cuyo significado aparece en la Fig 7, y cuyos valores se presentan en la Tabla 1.

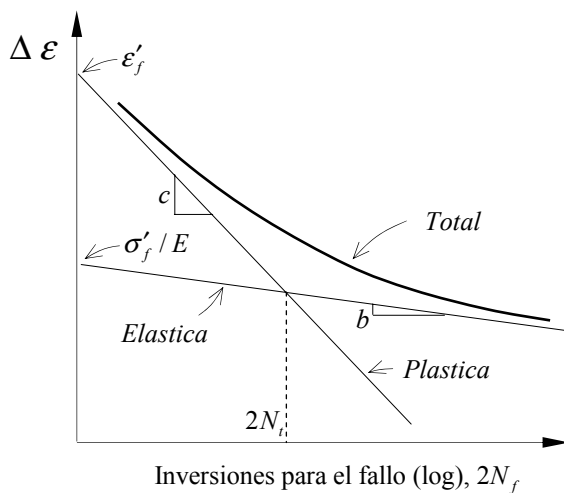


Figura 2. Parámetros de ajuste de la curva E-N.

Tabla 1. Propiedades del material para el estudio de la vida en fatiga (low cycle fatigue analysis)

K'	1058
n'	0.24
σ'_f (MPa)	976
ϵ'_f	0.76
b	- 0.14
c	- 0.59

El efecto de la tensión media en fatiga multiaxial también ha sido considerado utilizando la teoría de Smith, Watson y Topper [6] basada en consideraciones energéticas. En su aproximación, multiplicando ambos términos de la ecuación (2) por la tensión máxima $\sigma_{\max} = \sigma_m + \Delta\sigma/2$ que conduce a,

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (3)$$

Según este modelo no se considera daño en el material cuando $\sigma_{\max} < 0$.

Finalmente, para cada punto del componente sometido a un estado biaxial se obtiene la máxima deformación principal, mediante la teoría del plano crítico, que utiliza el tensor de deformaciones para determinar la orientación en la que se produce el máximo daño que es acumulado en dicho punto a lo largo del ciclo de fatiga.

4. METODOLOGIA DE DISEÑO

Para la definición del ciclo de funcionalidad se considera como punto de partida la posición de luna bajada. El ciclo consiste en una subida del mismo, bloqueo en la parte superior durante un periodo aproximado de tres segundos y bajada del mismo hasta la posición inicial.

La primera etapa para la caracterización a fatiga del elevallunas consiste en poder determinar los esfuerzos a los que se encuentra sometido cada componente durante el ciclo de funcionalidad. Esta tarea no es trivial, debido fundamentalmente al movimiento de los mismos, al desconocimiento de los esfuerzos reales que se transmiten por la acción del motor, a las pérdidas debidas al rozamiento entre los diversos componentes así como la presencia de diferentes materiales. Además, debido a la poca rigidez de la chapa donde se encuentra anclado el mecanismo del elevallunas, todos los puntos de anclaje sufren desplazamientos y giros, variables durante el ciclo de funcionalidad.

En consecuencia, para determinar los esfuerzos en cada componente durante la funcionalidad ha sido necesario efectuar una simulación por elementos finitos del conjunto del mecanismo, para lo cual es imprescindible conocer las condiciones de contorno del mismo en sus puntos de anclaje con la chapa que lo sustenta a lo largo del ciclo de funcionalidad. Para ello se ha efectuado una medida experimental de los desplazamientos en varios puntos característicos de la unión mecanismo-chapa. Los puntos de medida fueron los correspondientes a la fijación del elevallunas a la chapa interior (3 a 8) que aparecen esquematizados en la Figura 1, los de fijación de la guía de la luna a la chapa (1 y 2).

Posteriormente, con el objetivo de validar las medidas experimentales se han instrumentado mediante galgas extensométricas varios puntos accesibles de los brazos del mecanismo, y los resultados experimentales se han comparado con los obtenidos de la simulación numérica.

Una vez validada la simulación numérica, los resultados de las tensiones y deformaciones en varias posiciones del mecanismo a lo largo del ciclo permiten determinar la vida a fatiga de cada zona mediante la teoría de bajo número de ciclos comentada en el apartado anterior.

5. MEDIDA DE LOS DESPLAZAMIENTOS EN LOS PUNTOS DE ANCLAJE

Para la realización de las medidas de los desplazamientos en los puntos de anclaje se ha utilizado una cadena de adquisición tipo Datbook 200, compuesta por un módulo de adquisición para galgas (DBK 43 A), de 8 entradas y otro módulo para LVDT (DBK 52), de 16 entradas analógicas.

Para poder obtener los seis movimientos de cada punto de anclaje, los tres desplazamientos y los tres giros, se ha instrumentado cada uno de ellos con LVDTs. Para ello se ha colocado una extensión en T a cada tornillo, tal y como se presenta en la Figura 3, y se han posicionado dos LVDT, que permiten mediante unas sencillas operaciones calcular un desplazamiento y un giro. Durante el ensayo de funcionalidad (subida-bajada de la luna) se han registrado los desplazamientos medidos por los LVDTs.

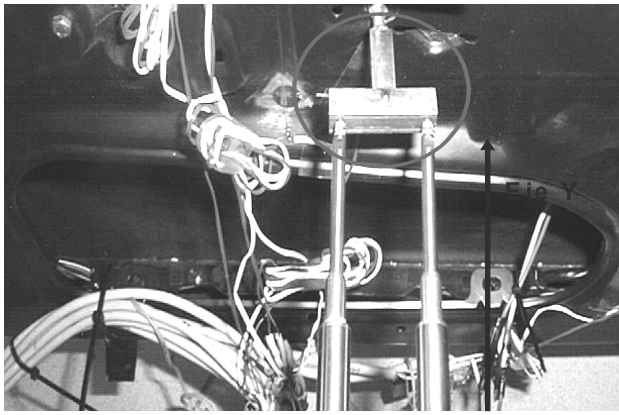


Figura 3. Esquema de la colocación de los LVDTs en el punto de anclaje número 6.

En la Figura 4 se presenta la medida de los dos LVDT en el punto de anclaje número 6 durante un ciclo de funcionalidad. Las zonas que aparecen reflejadas en la Figura 3 se corresponden con la posición de luna abajo (zona 1), periodo de subida de la luna (zona 2), tiempo de bloqueo en la posición superior (zona 3), periodo de bajada (zona 4) y posición de luna abajo (zona 5). A partir de los datos medidos se determinaron los desplazamientos del punto en la dirección de los LVDTs y el giro correspondiente. Un análisis similar se ha efectuado para todos los puntos descritos en la Figura 1.

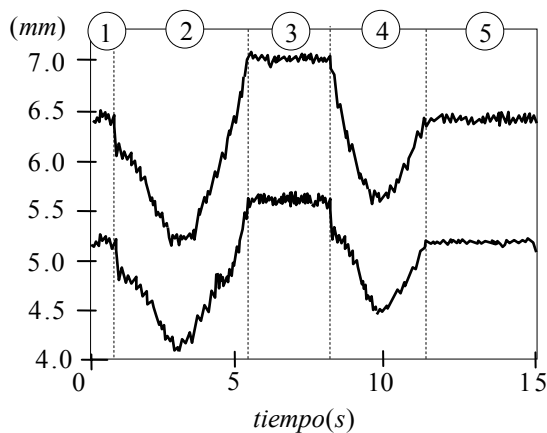


Figura 4. Registro de los desplazamientos medidos por los LVDT en el punto de anclaje número X.

Los desplazamientos en la dirección perpendicular a la chapa llegan a alcanzar valores en torno a los 2 mm, para los puntos 4, 5 y 6 correspondientes con la zona central de la chapa. Valores inferiores han sido obtenidos para el resto de los puntos de anclaje. Los desplazamientos en las direcciones longitudinal y transversal son sensiblemente diferentes, como se desprende de la mayor rigidez de la chapa en esas direcciones. En cuanto a los valores de los giros se han observado valores en torno a 0.3° , lo cual revela que la mayor deformación, como cabía esperar, se produce en la dirección perpendicular a la chapa.

6. SIMULACION NUMERICA DEL MECANISMO DEL ELEVALLUNAS

Los desplazamientos obtenidos en cada uno de los puntos de anclaje se utilizaron como definición de las condiciones de contorno del elevallunas para la simulación numérica del mecanismo completo. Dado que se dispone de todos los desplazamientos y giros de los apoyos en cada una de las posiciones del mecanismo, desde luna abajo hasta luna arriba, resulta inmediato efectuar una simulación del estado tensional en cada una de las posiciones por las que pasa el elevallunas en su recorrido. En definitiva se trata de realizar un análisis elástico-lineal de cada de las posiciones cuasiestáticas del mecanismo.

Para dicho análisis se ha utilizado el programa Ansys 6.0 [8]. Los elementos utilizados fueron cuadriláteros tipo Shell con las condiciones de espesor reales de cada pieza. En la Figura 5 se presenta el modelo de elementos finitos desarrollado, mostrando el mallado empleado para el análisis. Los elementos utilizados fueron tipo Shell. En la Fig 6 se presenta el mapa de deformaciones equivalentes en la posición luna arriba.

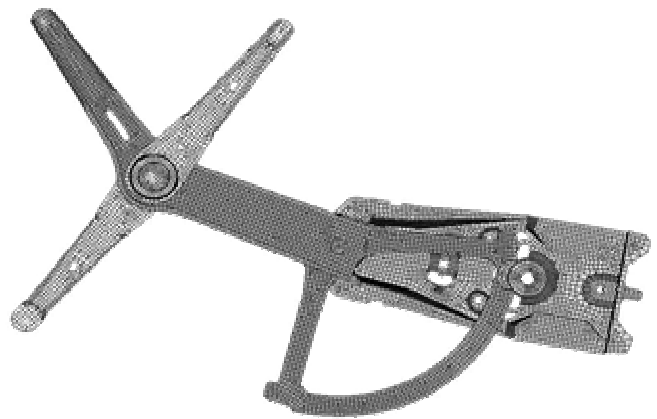


Figura 5. Mallado 3D del mecanismo completo con sus uniones para el análisis por EF.

Para el caso de luna arriba, las tensiones más elevadas aparecen en el brazo-guía-luna y aunque en el caso de luna abajo este máximo se da en la zona del brazo-sector, los siguientes valores más elevados se dan en el brazo-guía-luna. Esto marca sobre que brazo se realizará la simulación del ciclo de fatiga, el cual coincide con el brazo en el que se han observado las roturas por fatiga.

Las deformaciones y tensiones en varios puntos del brazo guía-luna se sitúan ligeramente por encima del límite elástico del material, lo que generará deformaciones permanentes en el componente, las cuales han sido observadas en el estudio visual de varios elevallunas que han trabajado en estas condiciones. Por otro lado esta aparición de tensiones y deformaciones próximas al límite elástico en ciertas zonas justifica la necesidad de efectuar un análisis de fatiga considerando la teoría de diseño para bajo número de ciclos.

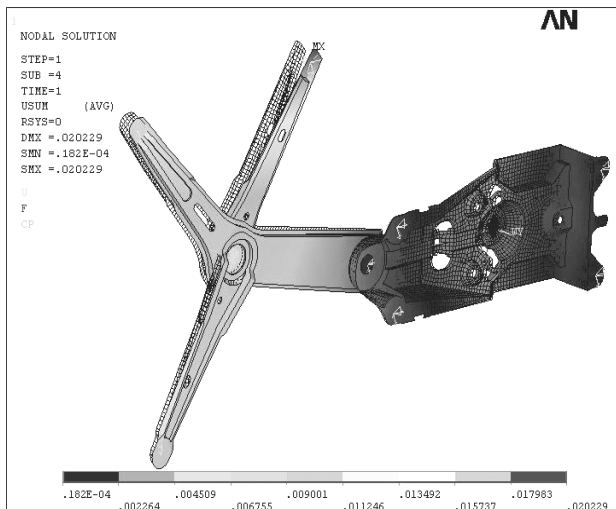


Figura 6. Deformaciones del mecanismo del elevallunas en la posición de luna arriba.

7. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Para la obtención de una correcta metodología de trabajo a la hora de diseñar un sistema mecánico, es fundamental validar las simulaciones por EF mediante los datos obtenidos de los ensayos reales. Para ello, en este trabajo se han situado galgas extensométricas en varios puntos accesibles del brazo del elevallunas para poder comparar dichas medidas tensionales con las obtenidas de la simulación numérica. En la Figura 7 se presenta la situación de las galgas colocadas en los brazos del elevallunas.

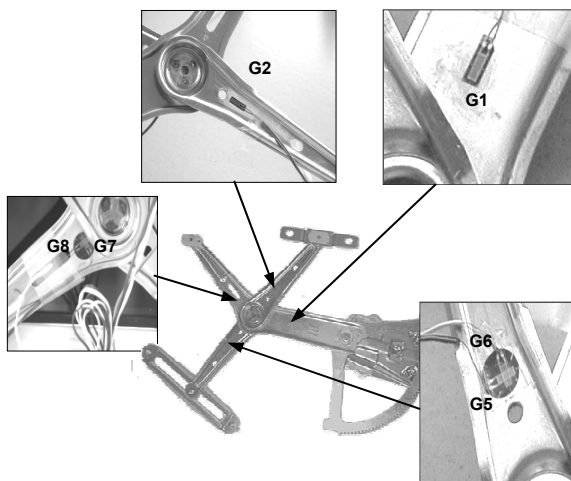


Figura 7. Colocación de las galgas en el brazo del elevallunas.

Por su parte, en la Tabla 2 se recogen las medidas obtenidas por dichas galgas en la posición de luna arriba, comparada con los resultados de la simulación en dichos puntos. Las diferencias observadas entran dentro de los límites razonables para considerar totalmente válida la simulación efectuada.

Tabla 2. Comparación entre las medidas de la deformación. Experimentales (galgas) y mediante la simulación numérica (FE).

Punto	Bloqueo superior		Bloqueo inferior	
	FE	Experim..	FE	Experim.
G1	$-129 \cdot 10^{-6}$	$-115 \cdot 10^{-6}$	$-257 \cdot 10^{-6}$	$-228 \cdot 10^{-6}$
G2	$-200 \cdot 10^{-6}$	$-185 \cdot 10^{-6}$	$-152 \cdot 10^{-6}$	$-142 \cdot 10^{-6}$
G5	$-93.5 \cdot 10^{-6}$	$-85 \cdot 10^{-6}$	$-87.5 \cdot 10^{-6}$	$-80 \cdot 10^{-6}$
G6	$55 \cdot 10^{-6}$	$50 \cdot 10^{-6}$	$60 \cdot 10^{-6}$	$54 \cdot 10^{-6}$
G7	$-120 \cdot 10^{-6}$	$-110 \cdot 10^{-6}$	$-353 \cdot 10^{-6}$	$-330 \cdot 10^{-6}$
G8	$-86 \cdot 10^{-6}$	$-79 \cdot 10^{-6}$	$-85.6 \cdot 10^{-6}$	$-80 \cdot 10^{-6}$

Los máximos errores entre la simulación y el ensayo han sido del 13% y el menor del 7%. Puede decirse que estos valores son aceptables y se puede dar por bueno el modelo de elementos finitos empleado para representar al mecanismo real en las posiciones de estudio.

Se puede observar que la simulación proporciona valores siempre ligeramente superiores a los medidos experimentalmente. Esto se traduce en una suposición de esfuerzos mayor a los reales, que se traducirá finalmente en la simulación de un número de ciclos resistido por pieza ligeramente inferior al real, situándonos en el diseño del lado de la seguridad.

8. ANÁLISIS DE LA VIDA EN FATIGA DEL MECANISMO

Una vez efectuada la simulación del mecanismo, así como su comprobación experimental, se puede abordar el estudio de cada uno de los componentes objeto de análisis en fatiga. Para ello se ha utilizado el software de fatiga N-Code [8] que incorpora las teorías mencionadas en el presente análisis.

El proceso consisten utilizar el análisis por EF presentado en el apartado anterior, considerando un comportamiento elástico lineal para el material. Cuando las tensiones en alguna zona sobrepasen el límite elástico se aplica la corrección de Neuber utilizando la curva de comportamiento cíclico. Este análisis es suficientemente válido para el caso de pequeñas zonas plásticas confinadas, y que resulta perfectamente válida para el presente estudio.

A partir de los estados tensionales en varias posiciones del mecanismo se han aplicado las teorías de fatiga triaxial y daño acumulado, obteniendo el mapa de daño en cada punto de la pieza analizada.

Para la visualización de los resultados es necesario utilizar de nuevo un postprocesador elementos finitos, para lo cual en este trabajo se ha utilizado el programa Ansys. De esta forma se ha determinado el daño acumulado en la pieza para cada ciclo de funcionalidad. En la Figura 8 se presenta el mapa de vida acumulada para un daño total de valor unidad aplicando la metodología previamente expuesta.

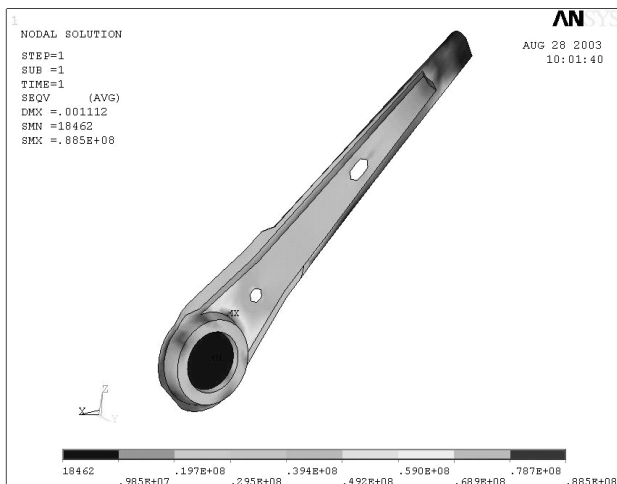


Figura 8. Mapa de vida para el brazo del elevallunas para un ciclo de funcionalidad.

El número de ciclos de funcionalidad obtenidos de la simulación numérica hasta que se alcanza un daño unidad en el primer elemento ha sido de 24.850 ciclos. A partir de ese instante se considera la aparición de una fisura en dicho punto, la cual necesitaría un determinado número de ciclos para su propagación hasta la rotura final del componente. Sin embargo, y dado que las tensiones son elevadas es de suponer una rápida propagación de la fisura en un número de ciclos muy pequeño, y despreciable frente al número de ciclos calculados hasta la iniciación de la misma.

En consecuencia se ha considerado que una vez alcanzado un daño de valor unidad en un punto cualquiera del componente se produce la rotura de la pieza, y este número de ciclos será tomado como el valor de diseño proporcionado en el presente estudio.

9. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha estudiado el comportamiento en fatiga de un mecanismo elevallunas sometido a ciclos de funcionalidad. Como primer paso para poder abordar el cálculo en fatiga de los componentes se han combinado las técnicas experimentales con las simulaciones numéricas con el objetivo de poder determinar las condiciones de contorno del mecanismo durante el ciclo de subida-bajada de la luna.

A partir de las medidas de los desplazamientos de los puntos de anclaje, en algún caso superior a 2 mm en los puntos centrales de la chapa, se ha simulado el mecanismo del elevallunas en diferentes posiciones a lo largo de su recorrido. Las deformaciones y tensiones en el brazo guía-luna superan en algún punto las correspondientes al límite elástico del material, por lo que se hace necesario el estudio en fatiga para bajo número de ciclos.

Se ha determinado una vida para los componentes en

torno a 25.000 ciclos, inferiores a los requerimientos de diseño, por lo que se hace necesario introducir mejoras en dicho brazo. Estos resultados coinciden con los procedentes de mecanismos que han estado trabajando en vehículo. En estos mecanismos, se han detectado roturas en torno a 35.000-40.000 ciclos. Las diferencias observadas son sin embargo admisibles, y la metodología de simulación permite tener un modelo numérico con el realizar las oportunas acciones de mejora de forma rápida y económica.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo ha sido financiado con el proyecto de colaboración “Metodología, simulación numérica y validación experimental del comportamiento en fatiga multiaxial para componentes de automoción”, desarrollado entre la Universidad de Burgos y el Grupo Antolín Ingeniería.

BIBLIOGRAFIA

1. J. Tang, V. Ogarevic and C. -S. Tsai (2001). An integrated CAE environment for simulation-based durability and reliability design. *Advances in Engineering Software* **32**, Issue 1. 1-14.
2. F. A. Conle and C. -C. Chu (1997) Fatigue analysis and the local stress-strain approach in complex vehicular structures. *International Journal of Fatigue* **19**, Issue 93, 317-323.
3. A. K. Lynn and D. L. DuQuesnay (2002). Computer simulation of variable amplitude fatigue crack initiation behaviour using a new strain-based cumulative damage model. *International Journal of Fatigue* **24**, Issue 9. 977-986
4. C. Han, X. Chen and K. S. Kim (2002). Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading. *International Journal of Fatigue* **24**. Issue 9. 913-922
5. Ioannis V. Papadopoulos (2001) Long life fatigue under multiaxial loading. *International Journal of Fatigue* **23**, Issue 10. 839-849.
6. Smith R.A., Watson P., Topper T.H.(1970): A stress-strain parameter for the fatigue of metals. *Journal of Materials* **5**.. 767-778.
7. Suresh S. (1998) Fatigue of Materials. *CRC Press*.
8. Ansys 6.0 Manual.
9. N-Code manual.