

Metodología de predicción de la vida a fatiga de uniones soldadas en estructuras de vehículos de transporte colectivo

J.A. Pérez Fernández, F. Badea Romero, A. Martín López, D. Arribas Mantelli

*Instituto Universitario de Investigación del Automóvil
Universidad Politécnica de Madrid
jesus.perez.fernandez@upm.es*

Las roturas por fatiga en las uniones soldadas de estructuras de vehículos de grandes dimensiones y de transporte de pasajeros (V.G.D.T.P) son un modo muy común de fallo en las mismas.

Para la obtención de resultados fiables del comportamiento de la estructura, es necesaria la determinación de las solicitaciones sufridas por estos vehículos durante su funcionamiento [3] así como la frecuencia de las mismas. Con el fin de caracterizar dichas solicitaciones se han registrado la aceleraciones en diferentes autobuses de la Empresa Municipal de Transportes (EMT) de Madrid, circulando en 17 líneas urbanas.

Se ha realizado también un análisis sobre modelos MEF de V.G.D.T.P. urbanos, de la magnitud de cada componente de esfuerzo sobre sus elementos con el fin de obtener una configuración de ensayo a fatiga de subcomponentes estructurales con uniones soldadas comunes en V.G.D.T.P. Se ha utilizado en estos ensayos un equipo de video-correlación como soporte para la elaboración de la curva S-N y la validación del modelo detallado MEF del subcomponente.

Finalmente mediante los modelos MEF del subcomponente y la función de probabilidad de cada nivel de solicitación se puede determinar la fiabilidad y grado de sobredimensionamiento de la subestructura.

Este método aporta por tanto un nuevo enfoque del análisis de las estructuras de los V.G.D.T.P. que posibilita futuros trabajos de optimización estructural.

1. INTRODUCCIÓN

La fatiga es la causa de fallo más común en V.G.D.T.P. así como el criterio de diseño más exigente. Por tanto el diseño estructural de estos vehículos exige la consideración en detalle de las zonas con mayor probabilidad de fallo por fatiga, es decir, discontinuidades en la sección del material y en la geometría donde se suele producir una concentración de tensiones, las cuales se producen principalmente en uniones soldadas de la estructura [1,2]. Es por tanto de vital importancia el conocimiento del comportamiento a fatiga de estas uniones soldadas [3].

El conocimiento de las solicitaciones a las que están sometidos los V.G.D.T.P. [4] es necesario para la obtención de unos resultados que se ajusten a la realidad de funcionamiento de la estructura. En el presente trabajo se presenta una caracterización de las aceleraciones longitudinales y transversales sufridas por 10 autobuses diferentes de la Empresa Municipal de Transportes (EMT) de Madrid, obtenidas experimentalmente durante su circulación en 17 líneas urbanas, sumando un total de aproximadamente 280 horas de funcionamiento. Para la obtención de éstas aceleraciones se instaló en cada V.G.D.T.P. un equipo de posicionamiento GPS, cuya utilización se ha extendido en los últimos años y se ha mostrado como una alternativa atractiva a los acelerómetros tradicionales ya que tienen un coste menor, son sencillos de operar y mantener y son capaces de proveer datos de forma estable en durante largos periodos de tiempo con es el caso abarcado [9,10].

De forma análoga se ha realizado un análisis sobre modelos MEF de V.G.D.T.P, del que se obtuvieron las componentes de los esfuerzos a los que se ve sometida la estructura, posibilitando así la elaboración de un plan de ensayos a fatiga de subcomponentes. Debido

a la imposibilidad de realizar ensayos a fatiga de todas las configuraciones posibles de uniones soldadas que se pueden encontrar en un V.G.D.T.P, se ha realizado y validado un modelo detallado FEM del subcomponente que sea capaz de reproducir de forma fiel las tensiones a las que se ve sometido. Para el proceso de validación se ha utilizado un equipo de videocorrelación (DIC)[5], que permite obtener el mapa de distribución de tensiones en el área medida.

En la metodología presentada en este trabajo, se busca desvincular el compromiso existente en modelos de elementos finitos entre precisión y coste. Consiguiendo un nivel de precisión en la predicción de vida a fatiga de uniones soldadas alto con un coste computacional bajo.

La totalidad del presente trabajo está desarrollado en el marco del proyecto "Optimización del diseño de autobuses y semirremolques integrando técnicas de ensayo virtual" (OPTIVIRTEST), financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación

2. CONDICIONES DE CONTORNO

Para la obtención de las aceleraciones longitudinales y transversales fueron instalados en 10 autobuses urbanos de la Empresa Municipal de Transportes de Madrid (EMT) sistemas de posicionamiento GPS, con un equipo de adquisición que permitiera almacenar los datos de posición y velocidad instantáneos durante su funcionamiento.

Con los datos de posición registrados en coordenadas WGS84 (World Geodetic System), el primer paso realizado es la conversión de estas a coordenadas planas UTM (Universal Transverse Mercator), obteniendo así las coordenadas X e Y de la posición del autobús. Conocidas la posición y velocidad instantánea del vehículo podemos calcular las aceleración longitudinal [6]. En la ecuación 1 se muestra la forma de calcular la aceleración longitudinal para el instante 'i':

$$Acc. \text{ long}_i \left[\frac{m}{s^2} \right] = \frac{V_i - V_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (1)$$

La aceleración lateral [4] responde a la ecuación 2 por lo que necesitamos conocer para su cálculo la velocidad y el radio de curvatura que esta describiendo el vehículo en ese instante. La velocidad es conocida, y el radio de curvatura se calcula como el radio de la circunferencia formada por 3 puntos correspondientes a los puntos de la posición en los instantes i-1, i e i+1, es decir $R(X_{i-1}, Y_{i-1}), (X_i, Y_i), (X_{i+1}, Y_{i+1})$.

$$Acc. \text{ lat}_i \left[\frac{m}{s^2} \right] = \frac{V^2}{R_i} \quad (2)$$

A modo de ejemplo se muestra en la "figura 1" las aceleraciones longitudinales y laterales obtenidas en un periodo de tiempo concreto de funcionamiento y para un modelo de autobús.

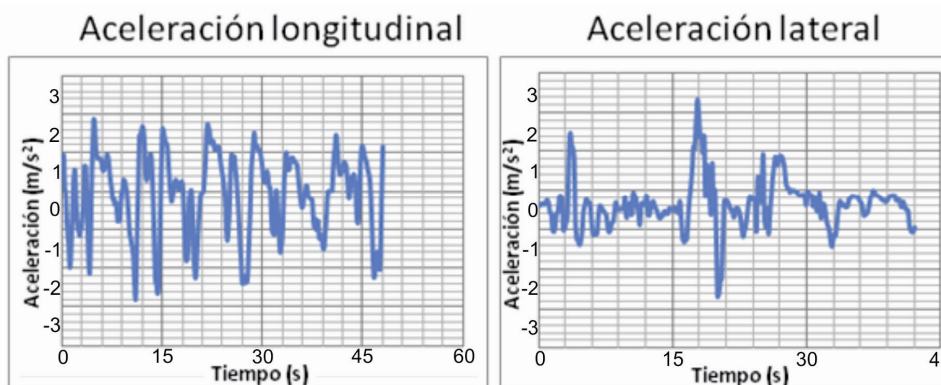


Figura 1. Ejemplo de aceleraciones longitudinales y laterales de un modelo y trayecto aleatorio.

Para la obtención de los histogramas correspondientes a las aceleraciones, que relacionan cada nivel de aceleración sufrida con el número de sucesos, se implementó una rutina en el software Matlab [7], que procesa en varias fases los datos hasta la obtención de los histogramas definitivos. Primeramente se computaron todos los datos registrados con el GPS, posteriormente se eliminaron los instantes correspondientes a detenciones y finalmente se eliminaron los tramos de velocidad constante de las aceleraciones longitudinales, y los tramos rectos de las aceleraciones laterales. De esta forma se consiguió tener en cuenta únicamente los instantes de aceleración-frenado para las aceleraciones longitudinales, y los instantes de giro para las aceleraciones laterales. En la “figura 2” se muestran los histogramas finales obtenidos.

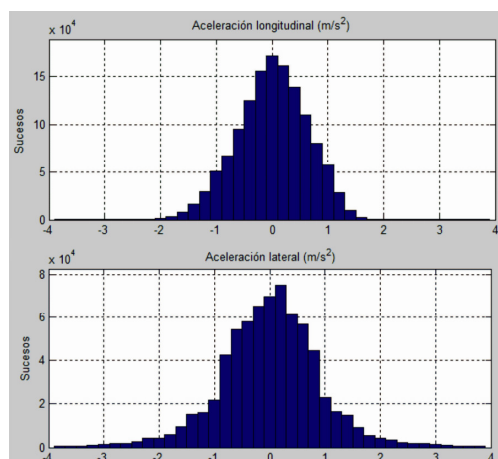


Figura 2. Histogramas de aceleraciones longitudinales y laterales

Como se puede observar en la “figura 2”, las aceleraciones longitudinales y laterales obtenidas se asemejan a una distribución normal. Tras realizar el estudio de bondad e ajuste a una distribución normal de cada componente de aceleración se concluye que la aceleración longitudinal se ajusta a una distribución $N(\mu=0, \sigma=0.67)$, con un error máximo de 0.038m/s^2 , y la aceleración lateral a una distribución $N(\mu=0.005, \sigma=0.92)$, con un error máximo de 0.16m/s^2 .

3. CONFIGURACIÓN DE ENSAYOS DE SUBCOMPONENTES DE V.G.D.T.P.

Con la finalidad de caracterizar las tensiones a las que se ven sometidas las uniones soldadas de las estructuras de V.G.D.T.P., se construyeron subcomponentes estructurales para posteriormente someterlos a diferentes cargas y obtener un mapa tensional completo con un equipo de videocorrelación, tal como se explica con mayor detalle en el apartado siguiente.

Debido a las significativas diferencias en la resistencia a fatiga de las uniones de estructuras de V.G.D.T.P. en función de la componente de esfuerzo a la que se vean sometidas, es de gran utilidad conocer qué tipo de esfuerzo predomina para realizar los ensayos de laboratorio sometiendo al subcomponente estructural a este mismo tipo de esfuerzo.

Para realizar una comparativa entre los tipos de esfuerzos presentes en la estructuras de un autobús, se modeló mediante el programa de elementos finitos ANSYS [8] la estructura completa con elementos tipo barra, y tras aplicarle las aceleración de la gravedad y una serie de aceleraciones laterales y longitudinales, se obtuvieron las tensiones de sus elementos divididas de tracción-compresión y flexión tal como se muestra en la “figura 3”, donde se aprecia de forma cualitativa que las tensiones de flexión son mayores a las de tracción-compresión.

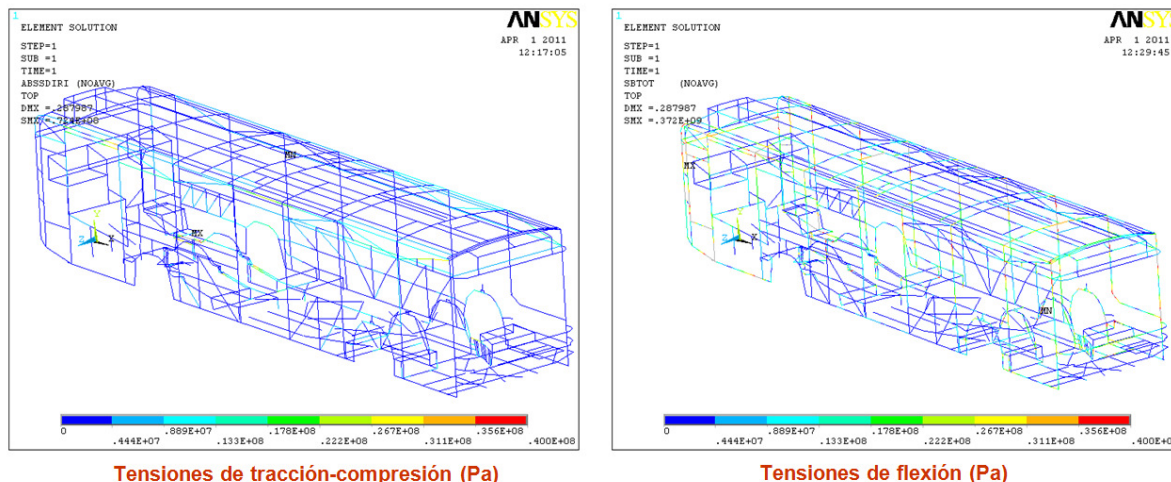


Figura 3. Tensiones de tensión-compresión y flexión sufridas por la estructura

En la “figura 4” se muestra un histograma del número de elementos que están sometidos a cada pareja de valores de tensión tracción-compresión frente a tensión de flexión. Donde se aprecia la mayor magnitud de las tensiones de flexión, llegando éstas a valores de 50MPa, mientras que las tensiones de tracción o compresión no superan los 20 MPa.

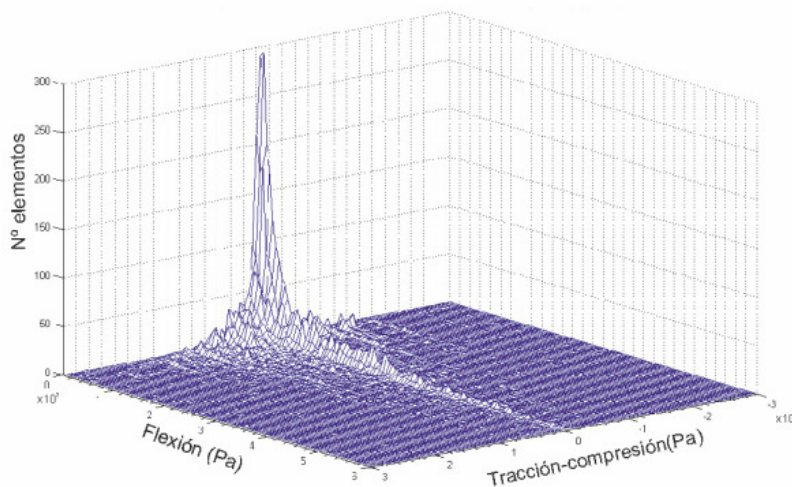


Figura 4. Comparación de la componente de tensión de cada elemento del modelo

En base a los resultados obtenidos se concluyó finalmente realizar los ensayos sobre subcomponentes, sometiendo estos a esfuerzos de flexión pura.

4. ENSAYOS Y VALIDACIÓN DEL MODELO DETALLADO

Una vez decidida la configuración de los ensayos ya se puede proceder a la fabricación la los subcomponentes estructural. El tipo de perfil escogido para la fabricación fue un perfil rectangular 60x40x3mm, ya que se trata de un tipo de perfil muy común en las estructuras de V.G.D.T.P., especialmente entre los pilares de las ventanas del mismo. En la “figura 5” se muestra al subcomponente fabricado y preparado para ser ensayado.

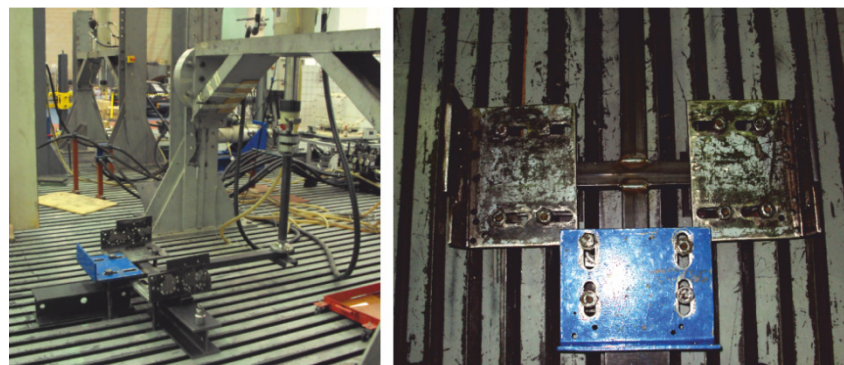


Figura 5. Montaje del subcomponente estructural

Como se observa en la figura, el cilindro actuador en su carrera de subida y bajada, somete al subcomponente a un esfuerzo de flexión. Mediante la realización de varios ensayos se consiguió comprobar la calidad de ajuste de la curva S-N obtenida de forma teórica mediante el método analítico de Mischke y SAE [3] (“figura 6”).

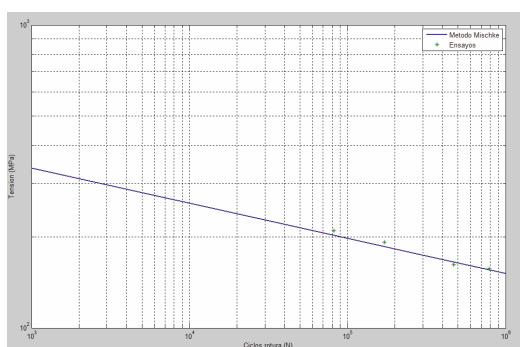


Figura 6. Comparación de la curva S-N del método Mischke y los resultados de componentes ensayadas

Por otro lado, mediante la utilización de un equipo de videocorrelación (DIC), se obtuvo un mapa tensional completo de toda la zona de la unión soldada, lo que permitió la validación de un modelo de elementos finitos detallado del subcomponente.

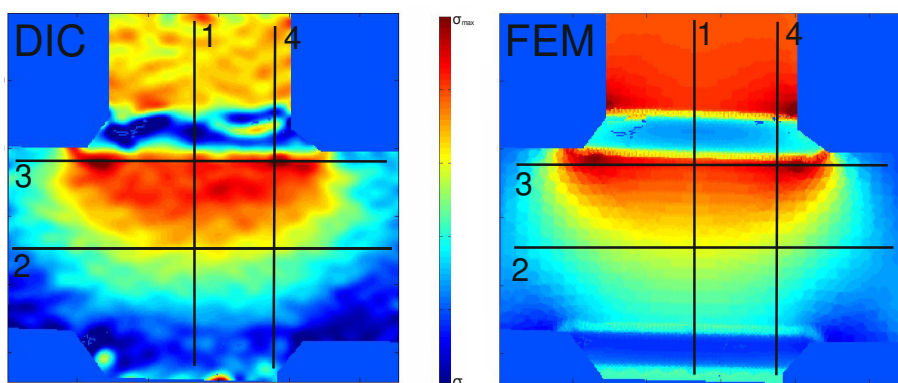


Figura 7. Comparación de mapas tensionales entre DIC y FEM

En la “figura 7” se puede observar una comparación entre las tensiones obtenidas con el equipo DIC y con el modelo de elementos finitos, realizado con elementos tipo placa para el perfil, y elementos tupo volumen en el cordón de soldadura.

Se observa la similitud en la distribución de tensiones obtenidas por ambos métodos, así como la proximidad en las zonas de concentración de las mismas, en la zona del cordón de soldadura se distingue una clara bajada en las tensiones, de forma más irregular en los resultados obtenidos con el DIC, debido a las irregularidades que muestra el cordón en la realidad. Sobre las cuatro líneas trazadas en la “figura 7” se realizó una comparación de las tensiones a lo largo de estas, como se observa en la “figura 8” el modelo FEM se ajusta con una buena precisión a los resultados obtenidos con el equipo DIC, se obtienen valores ligeramente superiores en el modelo FEM, por lo que el error estará del lado de la seguridad en cualquier caso.

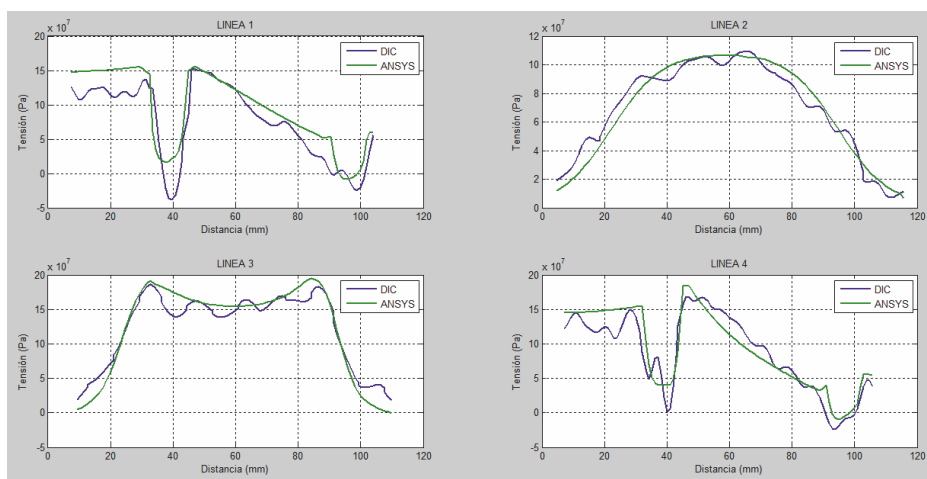


Figura 8. Comparación tensiones entre DIC y FEM

5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA SOBRE UN MODELO COMPLETO

Con los datos obtenidos hasta ahora (Apartados 2 a 4), podemos aplicar la metodología de predicción de vida a fatiga sobre las uniones del tipo de las ensayadas (60x40x3mm) en un modelo de V.G.D.T.P. completo. Tal y como se muestra en el diagrama de flujo de la metodología aplicada (“figura 9”), primeramente se introdujeron como entradas de aceleraciones longitudinales y laterales, las distribuciones normales obtenidas en el apartado 2, discretizadas en 20 clases, de donde se obtuvieron los momentos que sufren los nodos en estudio, estos momentos se introdujeron en el modelo detallado para encontrar la relación entre estos y la tensión máxima sufrida por la unión. A la tensión máxima obtenida le corresponderá un numero de ciclos de vida a fatiga según la curva S-N. Por otro lado, a cada nivel de aceleración le corresponde también un numero de sucesos, obtenidos de la distribución normal, extrapolando los datos a la vida total de un V.G.D.T.P. Finalmente, aplicando la regla de Palmgren-Miner (ecuación 3) podremos comprobar si la unión falla o no a fatiga.

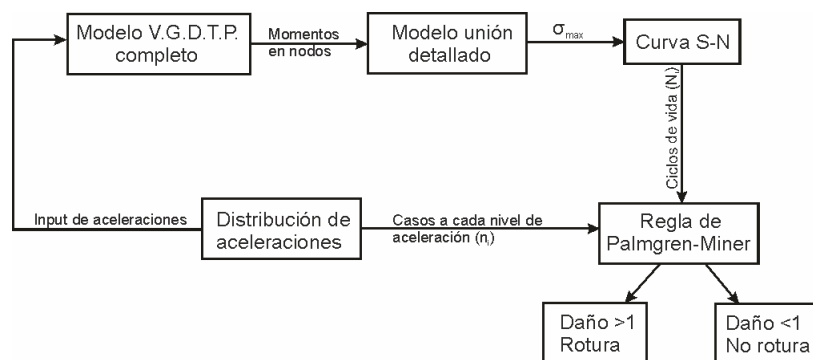


Figura 9. Diagrama de flujo de la metodología de predicción de vida a fatiga

$$Daño = \sum_i^k \frac{n_i}{N_i} \quad (3)$$

En la “figura 11” se puede observar la estructura del autobús completo, modelado con elementos tipo barra, se han marcado en color rojo las uniones del tipo de las ensayadas presentes en el modelo estudiado.

6. RESULTADOS

Una vez aplicada la metodología a los nodos del modelo completo, se obtiene un valor de daño sobre cada unión durante la vida útil del V.G.D.T.P. si este valor de daño supera la unidad, esto significa que la unión presentará fallo a fatiga, si por el contrario el valor es menor que la unidad, la unión aguantará más tiempo sin fallo, valores de daño igual a cero, significan que la vida de la unión es infinita, es decir, las tensiones sufridas están en todo momento por debajo del límite de fatiga y la unión no romperá nunca debido a ésta. Se observa en la “figura 10” el daño en cada una de las uniones para aceleración longitudinal, lateral así como la suma de ambas, que será el daño total sufrido por la unión.

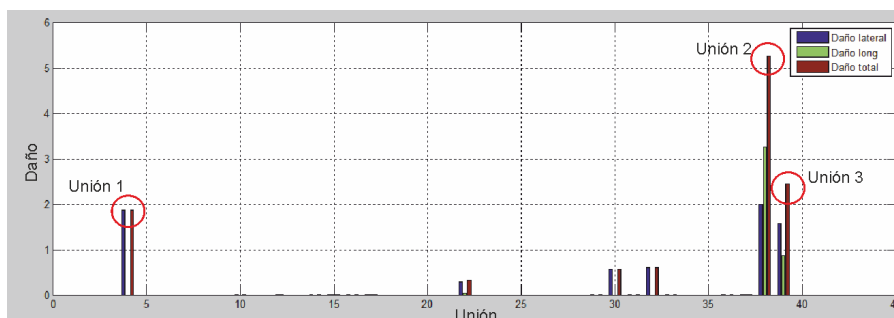


Figura 10. Daño total de las uniones estudiadas

Observamos en la “figura 10” que existen 3 uniones soldadas que presentarían fallo a fatiga antes de la finalización de la vida útil del V.G.D.T.P., la localización de estas 3 uniones en el modelo se presenta en la “figura 11”, hay que tener en cuenta, que las solicitaciones del modelo se realizaron bajo la hipótesis conservadora de plena carga. Aún bajo esta hipótesis, el 60% de las uniones estudiadas no sufrirán tensiones por encima del límite de fatiga, el resto presentaran fallo una vez terminada su vida útil menos las 3 expuestas que presentaran fallo.

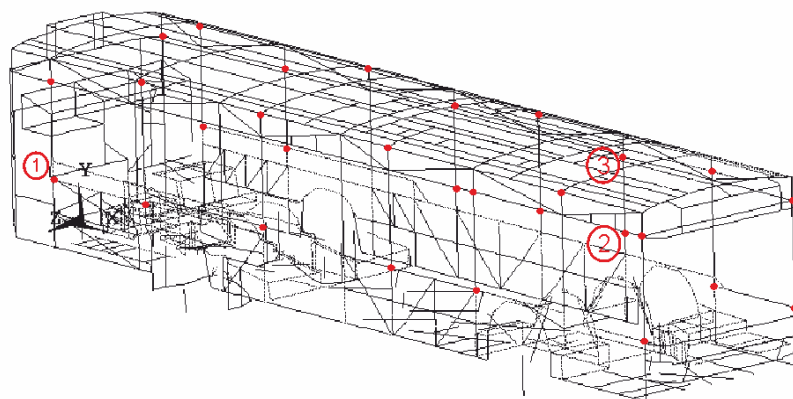


Figura 11. Uniones que presentan fallo por fatiga

Se puede deducir también de la “figura 11” que las sollicitaciones de aceleración lateral causan un daño mayor sobre las uniones soldadas estudiadas a las aceleraciones longitudinales, ya que existen varios nodos con un daño superior a cero debido a aceleraciones laterales, y de igual a cero para aceleraciones longitudinales.

7. CONCLUSIONES

La metodología presentada permite predecir el fallo a fatiga de las uniones soldadas de V.G.D.T.P., la obtención de las aceleraciones sufridas por estos vehículos de forma experimental, permite ajustarnos de forma precisa a la realidad de los esfuerzos a los que el chasis está sometido.

Por otro lado los valores de tensión máxima y la localización de las zonas de concentración de tensiones se han obtenido con un equipo de correlación digital de imágenes, por lo que su ajuste a la realidad también fue bastante preciso, siéndolo por tanto también el modelo de elementos finitos detallado de la unión modelada.

Los resultados obtenidos tienen un carácter conservador, debido la hipótesis de carga plena del modelo, así como a los valores de tensión máximos obtenidos en el modelo detallado de la unión, ligeramente superiores a los valores medidos con el equipo DIC, especialmente en las zonas de concentración de tensiones.

Se presenta, por tanto, una metodología validada de predicción de la vida a fatiga de las uniones de las estructuras de V.G.D.T.P.

8. REFERENCIAS

- [1] E. Alcalá, A. Martín, R. Grimaldi. *Nonlinear simulation of flexural bending for bus and coach structural joints*, World Automotive Congress, F2010D023 (2010).
- [2] F. Badea, E. Alcalá, R. Grimaldi, A. Ogando, F. Aparicio, *Optimización de uniones y estructuras de autobuses*, Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, (2010).
- [3] H. Malón, *Desarrollo de un método innovador de análisis del comportamiento frente a cargas de fatiga en uniones soldadas y componentes estructurales de semirremolques*, Tesis Doctoral, Univ. de Zaragoza, Zaragoza, (2010).
- [4] E. Alcalá, A. Martín, F. Badea, J.A. Pérez, D. Arribas, R. Lagunilla, *Tendencias en cálculo estructural y optimización de Autobuses y Autocares*, Revista COIIM, Madrid, España, (2011).
- [5] M.A.Sutton, J.J.Orteu, H.W. Schreier, *Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements*, Springer Science+Business Media, New York, USA, (2009).
- [6] Aparicio F, Vera C, Díaz P, *Teoría de los Vehículos Automóviles*, (2001).
- [7] Mathworks Inc. *User Manual Documentation*, (2011).
- [8] Ansys Inc, *Structural Analysis Guide*. (2007).
- [9] Joonho Ko, Randall Guensler, Michael Hunter, *Analysis of effects of driver/vehicle characteristics on acceleration noise using GPS-equipped vehicles*, Transportation Research, Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA, (2009).
- [10] Qianxin Wang, Tianhe Xu, *Precision Acceleration Determination Method Based on Combining GPS Carrier Phase and Doppler*, Elsevier Ltd, China, (2011).