

# Diseño frente a fatiga de semirremolques cisterna

*Fatigue Design of Tanker Trailers*

*Miralbes, R.; Castejon, L.*

## ABSTRACT

- The aim of this paper is to establish a methodology for the fatigue analysis of a cryogenic tanker semi-trailer vehicle to allow to design with this against this failure. Failure will be analyzed in the base material of the weld and heat affected zones (HAZ) facing the most critical manoeuvres to which the vehicle may be subjected. So, critical manoeuvres must be established in the fatigue calculation, the material model, etc. There will be also a numerical-experimental correlation of fatigue welded test pieces allowing the validation of the numerical weld model.
- **Key words:** trailer, tanker, cryogenic, test piece, numerical, F.E.M., weld, vehicle, fatigue.

## RESUMEN

El propósito de este artículo es establecer una metodología para el diseño frente a fatiga de un semirremolque cisterna que permita dimensionar este tipo de vehículos frente a este tipo de fallo. Se analizará el fallo tanto del material base como de las soldaduras y de las zonas afectadas térmicamente (ZAT) frente a las maniobras más desfavorables a las que puede estar sometida esta parte del vehículo articulado. Para ello será necesario definir las maniobras, establecer la metodología de cálculo frente a fatiga, el modelo de material, etc.

Se realizará además una correlación numérico-experimental de probetas soldadas frente a fatiga, lo que nos permitirá validar el modelo numérico de soldadura utilizado.

**Palabras clave:** semirremolque, cisterna, probeta, numérico, M.E.F., soldadura, vehículo, fatiga.

## 1. INTRODUCCIÓN

La fatiga es un fenómeno que se caracteriza por la rotura o fallo de los materiales bajo cargas inferiores a su resistencia estática, cuando aquellas son

cíclicas. El material no pierde resistencia estática cuando una pieza o un conjunto mecánico están sometidos a una serie de ciclos de esfuerzos variables generados por el movimiento de la propia pieza o del conjunto mecánico o por la aplicación de cargas variables. Este fallo se suele caracterizar por ser repentino y sin indicios en las deformaciones de la pieza que adviertan del daño.

Hay que destacar que el fallo por fatiga suele producirse en zonas donde el material sufre sollicitaciones que pueden superar las deformaciones plásticas, ya que existe una mayor probabilidad de aparición de fisuras y microgrietas. Mientras la carga no supere el límite elástico del material, dichas grietas pueden ser tratadas como perturbaciones y sus efectos serán mínimos, salvo que el número de ciclos sea muy alto. Sin embargo si se sobrepasa dicho límite, la grieta suele tender a crecer o, como se conoce en ciencia de materiales, se propaga la grieta, produciendo un fallo progresivo de la pieza o de la estructura<sup>[1]</sup>.

Hay que destacar que la fatiga es uno de los fallos en ciencia de materiales más difícil de prever, ya que resulta complicado reconocer las condiciones que lo producen, incluso en piezas sometidas a esfuerzos dentro del rango elástico; también es difícil

reconocer las cargas que pueden provocar la fatiga; así pues, una carga intermitente - e incluso baja - puede provocar con un número suficiente de ciclos un fallo debido a este fenómeno.

Respecto a los vehículos, existen amplios estudios de fatiga de componentes y de piezas asociadas con el mundo automovilístico; en este sector, predomina sobre todo el análisis a fatiga de los sistemas de rodadura de vehículos [2,3], al ser los elementos más críticos de cualquier vehículo en términos de seguridad y al ser los elementos sometidos a mayores esfuerzos.

Actualmente se están construyendo máquinas de ensayo para vehículos completos, lo que permite simular el comportamiento estructural de los vehículos frente a un conjunto de maniobras consideradas como críticas, utilizando diversos actuadores sobre los diversos grados de libertad de la estructura que permiten introducir las fuerzas o los desplazamientos equivalentes.

Sin embargo, en el sector del transporte pesado en la rama de semirremolques, no existen ni bancos de ensayo ni metodologías de cálculo que se hayan aplicado a semirremolques. En la actualidad los semirremolques se continúan diseñando atendiendo a criterios estáticos de rigidez y de resistencia; como alternativa se presenta un método novedoso de análisis de vehículos semirremolque, adaptando consideraciones y metodologías del sector de la automoción. Esto se debe fundamentalmente a que actualmente se ha llegado a unos niveles de optimización estructural basada en la resistencia de materiales que hace que empiecen a aparecer fallos por fatiga en determinados elementos debido a procesos repetitivos de carga.

Es por ello que se ha desarrollado una nueva metodología de diseño de semirremolques basada tanto en el cálculo resistente estático como en el cálculo frente a fatiga. El objetivo principal es obtener semirremolques más ligeros, pero que tengan una suficiente vida útil frente a fatiga.

Hay que destacar que el estudio frente a fatiga tiene un factor muy alto de incertidumbre y que es un proceso muy complejo y extenso. También hay que resaltar que las consideraciones realizadas pueden trasladarse tanto a otro tipo de cisternas como a vehículos semirremolque en general.

## 2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

Tradicionalmente el diseño de los semirremolques cisterna se basaba en la introducción de pequeñas modificaciones en vehículos similares (respaldada por años de experiencia), con el objeto de mejorar sus características (menor peso, mayor capacidad de carga, menor coste, etc.). Estos nuevos diseños se introducían en el mercado en un lote pequeño de vehículos con clientes de confianza y se iba analizando el comportamiento de los mismos antes de introducir la mejora a todos los vehículos que se producían. Esto suponía una metodología de diseño muy poco eficiente

tanto desde un punto de vista de tiempo como de datos obtenidos para el rediseño, ya que eran escasos y dependían en gran medida de la utilización del vehículo.

En la actualidad esta metodología se ha ido abandonando y se han empezado a aplicar metodologías de diseño basadas en la rigidez y en la resistencia de materiales utilizando técnicas numéricas como los elementos finitos. Con esta metodología para cualquier diseño de semirremolque se pueden obtener los datos más significativos para cada maniobra a ensayar: flechas/deformación, tensiones, coeficiente de seguridad en tensión, etc.

Con ello se establecen unos coeficientes de seguridad mínimos para cada maniobra habitual (reposo, frenada, escalón, aparcamiento sobre patas), generalmente de 2.

Si se observan las curvas S-N del acero y del aluminio, generalmente con esos niveles tensionales nos encontramos con una vida a fatiga que puede considerarse muy elevada (superior a  $10^7$  ciclos), por lo que en muchos diseños se considera que ese límite es infinito, al producirse el fallo muy por encima de la vida útil del elemento analizado.

Tras ello se pueden realizar rediseños en función de los resultados obtenidos, modificando los espesores, los materiales, la geometría, etc., hasta llegar a un diseño optimizado en términos de rigidez y resistencia, pero teniendo en cuenta el peso que debe reducirse al mínimo posible.

Sin embargo se ha observado que en la vida real, los semirremolques cisterna no sólo están sometidos a maniobras habituales, sino que suelen estar sometidos a ciertas maniobras críticas en las cuales el vehículo sufre cargas y esfuerzos mayores, por lo que estas maniobras deben tenerse en cuenta para un correcto diseño del vehículo. Estas maniobras se pueden incluir dentro del cálculo estático, pero el diseño de los vehículos para que cumplan frente a resistencia con un coeficiente de seguridad en tensión superior (límite elástico/tensión von Mises) a 2 no es eficiente, ya que el diseño que se genera es excesivamente conservador y, por tanto, el vehículo es excesivamente pesado y caro.

Es por ello que hay que analizar casos de carga extremos desde un punto de vista estático con un coeficiente de seguridad en tensión bajo (se ha considerado 1,2) y, posteriormente, analizar el vehículo frente a fatiga para obtener la vida útil del vehículo, la cual debe ser superior a un valor establecido previamente.

Al analizar el conjunto de maniobras extremas (frenada de emergencia, aceleración, giro en curva, giro de radio mínimo, etc.), solo hay una en la que el vehículo tiene unos niveles tensionales lo suficientemente altos como para que se produzca fallo por fatiga. Esta maniobra es la maniobra de giro de radio mínimo, en la que la cabeza tractora se coloca perpendicular al semirremolque tirando de éste. Esta maniobra se produce con cierta asiduidad en vehículos pesados, en concreto cuando se va marcha atrás para entrar en una nave y, con la experiencia que se tiene, se ha observado que la mayoría de roturas que se producen en vehículos pesados están ligadas a esta maniobra realizada de forma asidua, lo que implica que el semirremolque suele

fallar por fatiga, por lo que se debe tener en cuenta en el diseño del vehículo.

Es por ello que la metodología de diseño utilizada para este caso de carga es, por un lado el cálculo elástico de la maniobra de giro de radio mínimo con un coeficiente de seguridad superior a 1,2 y, posteriormente, el cálculo frente a fatiga, que debe superar un número determinado de ciclos de fatiga. Para este caso concreto se ha considerado que el vehículo debe superar un número de ciclos de 20.000 (200 días/año \* 10 maniobras/día \* 10 años de vida útil) para que el diseño sea correcto. Como la fatiga debe considerarse desde un punto de vista probabilístico, hay que tener en cuenta un porcentaje de supervivencia, es decir, un porcentaje de vehículos que supere los 20.000 ciclos. En este caso se ha considerado un 95% de probabilidad de supervivencia.

Con ello se establecen los criterios necesarios para el análisis frente a fatiga del vehículo frente a cargas extremas.

### 3. CASO DE GIRO DE RADIO MÍNIMO

La maniobra de giro de radio mínimo es una maniobra extrema del vehículo que en la vida real se produce con relativa frecuencia (2/3 veces al día) y que por tanto debe incluirse dentro del diseño de semirremolques.

La maniobra se produce generalmente cuando un vehículo articulado intenta maniobrar en espacios reducidos, generalmente dando marcha atrás para aparcar en un lugar determinado, girando la cabeza tractora con respecto al semirremolque, con un ángulo de giro mayor o menor (el más desfavorable es con 90°).

Entonces el semirremolque tiende a pivotar sobre el eje central en el caso de semirremolques de tres ejes o sobre el punto central de los dos ejes en semirremolques de dos ejes, arrastrando transversalmente los ejes restantes.

Este arrastre transversal de las ruedas provoca unos esfuerzos muy altos sobre la zona de ejes y la unión con la cabeza tractora, zonas en las que, por experiencia de los constructores de semirremolques, se produce fallo por fatiga con el tiempo.

Es por ello que es necesario analizar esta maniobra frente a fatiga para un correcto dimensionamiento del semirremolque.

Para simular la maniobra de giro de radio mínimo se ha utilizado la modelización empleada por otros autores [4].

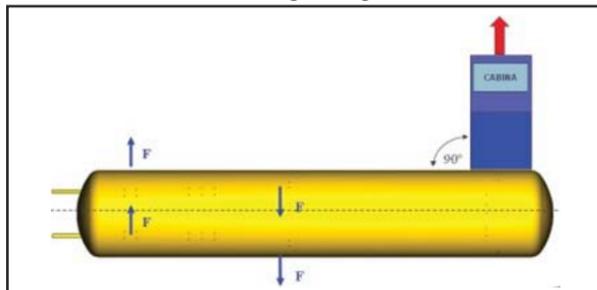


Fig. 1: Maniobra de giro de radio mínimo

Hay que destacar que, para este tipo de vehículos, la realización de esta maniobra está prohibida por normativa, sin embargo existe constancia de que en ciertas ocasiones se producen con un grado mayor o menor de severidad (mayor o menor ángulo de giro).

### 4. MODELIZACIÓN DE LOS MATERIALES

Para la modelización de los materiales se ha utilizado la aproximación de **Bäumel Jr.** y **Seeger**. Además, se han incluido los efectos del acabado superficial y de los procesos de fabricación, mediante una serie de coeficientes que mayoración de la carga:

$$\sigma_e = \sigma_e' \cdot C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{tratamiento} \cdot \dots$$

Siendo  $C_n$  los factores debidos al tratamiento térmico, la tipología de carga, el acabado superficial, etc. que están especificados en la bibliografía existente para los diversos materiales.

$\sigma_e'$  es la tensión real y  $\sigma_e$  es la tensión mayorada.

Los materiales utilizados han sido Acero 304L y 316L.

### 5. MODELIZACIÓN DE LAS SOLDADURAS

La unión por soldadura es un método muy habitual de unión de piezas en vehículos, sobre todo de aquellas en las que no se prevé la necesidad de desmontarlas siendo generalmente necesario que sean del mismo material. En función de la longitud del cordón de soldadura podemos distinguir dos tipos de uniones soldadas: soldadura por cordón y por puntos; esta última no se emplea en el mundo del semirremolque.

Dentro de la soldadura por cordón podemos distinguir entre diversos tipos de soldadura: soldadura a tope, soldadura a solape y soldadura en ángulo. Cada uno de estos tipos de soldadura debe considerarse de una forma diferente.

En general existen fórmulas de cálculo que permiten analizar soldaduras cuando están sometidas a unos esfuerzos simples, sin embargo, en el caso de los semirremolques esto no es posible, ya que suelen existir combinaciones complicadas de esfuerzos que pueden ser incluso variables a lo largo del cordón de soldadura. Por ello resulta complicado, o incluso imposible, analizar las soldaduras de esta forma para un vehículo de nuestras características.

Existen diversos tipos de soldadura, aunque generalmente en el caso de los semirremolques el método de soldadura habitual es por arco eléctrico con aportación de material. Este es uno de los procedimientos más utilizados para la soldadura, pero tiene la desventaja de ser un proceso totalmente manual, por ello los resultados obtenidos dependen en gran medida de la pericia del soldador, lo que aporta un factor de variabilidad considerable. Hay que decir

que, para las cisternas criogénicas, la normativa obliga a la inspección mediante rayos X de las soldaduras, por lo que muchos de los defectos asociados (inclusiones, grietas, burbujas de aire, etc.) se detectan mediante esta técnica de análisis y son subsanados posteriormente, así se reducen las imperfecciones de las soldaduras.

El principal inconveniente de la soldadura es que, debido al calor aportado, aparecen una serie de efectos sobre las piezas a unir (dilataciones, modificaciones de las propiedades del material, etc.) en las zonas cercanas al cordón de soldadura que se conocen habitualmente como zonas afectadas térmicamente (ZAT's).

Estas ZAT's tienen una anchura que dependerá del proceso de soldadura. Así pues, los procesos de soldadura por láser generan unas ZAT's de un tamaño mínimo (< 1mm), mientras que en una soldadura manual por arco con un cordón de soldadura delgado (< 5 mm) estas zonas suelen ser de 2 a 3 mm, mientras que si es grueso (> 5 mm) son de entre 4 y 10 mm. En el caso particular de los semirremolques, se puede considerar que las zonas afectadas térmicamente se encuentran entre los 3 y los 10 mm, según el cordón de soldadura que varía entre los 3 y los 8 mm de espesor.

El efecto del calentamiento por el arco eléctrico, genera además unas tensiones de origen térmico. Estas se deben a que, bien sea durante el calentamiento del material o durante el enfriamiento del mismo, el embridaje impide la libre expansión/contracción del material, por lo que aparecen estas tensiones. Las tensiones residuales deben considerarse, ya que pueden producir fallos por:

- Fractura frágil
- Fisuración por tenso corrosión
- Colapso de estructuras perfectamente diseñadas por la aparición de cargas residuales de soldadura
- Problemas de estabilidad dimensional

Estas tensiones son difíciles de cuantificar, ya que dependen tanto del propio proceso de soldadura <sup>[5]</sup> (calor aportado, tensión de soldadura, velocidad de soldado, tipo, etc.), de la pericia del soldador, del embridaje de las piezas, del grosor de las piezas, de las dimensiones de las diversas piezas, etc. Dentro de estos factores, el más importante es el grado de embridaje de las piezas a soldar, ya que, cuanto mayor sea, menos posibilidad tiene el material de expandirse y, por tanto, más tensiones se generan. Por otro lado, cuanto mayor longitud tenga la pieza, menor pretensión aparecerá en la soldadura, ya que existirá más longitud hasta el embridaje y, por ello, las tensiones se relajarán.

Según los estudios de diversos autores <sup>[5]</sup> para diversos aceros, las tensiones residuales pueden ser muy variables, en función de los factores anteriormente considerados. Lo que sí que se sabe sin estudios en detalle es que para uniones de menos de 25 mm., a lo largo del espesor, las tensiones residuales serán prácticamente constantes, pero que son necesarios estudios mediante técnicas experimentales para determinar correctamente su valor en un vehículo. La causa principal es la difícil modelización numérica de la

soldadura. También se sabe que en piezas sometidas a fatiga, estas tensiones disminuyen conforme aumenta el número de ciclos, debido a los cambios microestructurales del material. Además existen multitud de teorías y ensayos diferentes con resultados distintos, ya que es un tema en el que se está investigando y del que existen resultados contradictorios.

En el caso particular abordado, ha sido imposible cuantificar las tensiones residuales, tanto experimental como numéricamente, debido tanto a la gran cantidad de uniones que hay como a la variabilidad (tanto de la secuencia de soldadura como del proceso). Por ello en este artículo, se han utilizado las directrices de la norma británica BS 7910 y de la norma UNE EN 729.

Con ello podemos observar que, si las soldaduras se realizan por ambos lados, las tensiones residuales se considerarán - por la norma - como nulas y, si se hacen por un único lado, pueden llegar a considerarse iguales al límite elástico.

En el caso de los vehículos cisterna todas las soldaduras se realizan con un espesor que impida la aparición de tensiones residuales, por ello no se ha considerado este efecto ni en el cálculo mecánico ni en el cálculo frente a fatiga.

Para la modelización de las soldaduras se han desarrollado tres modelos numéricos diferentes:

#### MODELO 1

Este modelo no considera la contribución de las soldaduras sobre el vehículo completo. Por ello las piezas son unidas entre sí en los nodos correspondientes, pero no se hace ninguna discriminación de propiedades de los materiales en las ZAT's ni se modelan los cordones de soldadura. En las uniones a tope y en ángulo, únicamente se hacen solidarios los nodos de la arista correspondiente, mientras que en las uniones a solape se unen las piezas por las zonas donde estén las soldaduras y se introduce un contacto en el resto de la zona solapada.

Para simular las uniones por puntos únicamente se unen los dos nodos correspondientes entre las piezas.

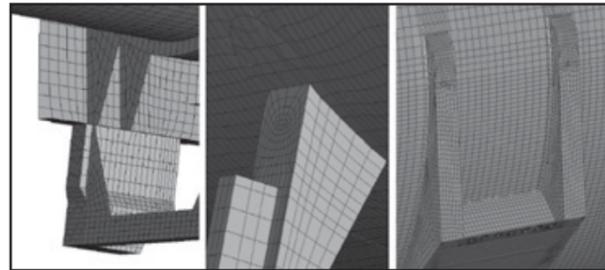


Fig. 2: Uniones de varias zonas mediante el modelo 1 de soldaduras

Las principales ventajas de este tipo de modelización es que resulta muy fácil de implementar, al solo tener que incluir las zonas de unión y los contactos. Además para una misma pieza, el número de elementos y nodos resulta menor y, por tanto, los requerimientos computacionales son menores.

El principal inconveniente es que no simula el cambio de propiedades de las ZAT's ni de la ZBS (Zona bajo soldadura), pero para un cálculo elástico, los resultados obtenidos serán idénticos. Tampoco incluye las soldaduras, por lo que las uniones se realizan en esquina y las tensiones locales en las uniones son mayores y falsas, aunque más desfavorables y conservadoras.

### MODELO 2

En este modelo se simulan tanto las soldaduras como la variación de propiedades en las ZAT's debido al efecto de la soldadura. Para ello, se definen tres zonas de ZAT's alrededor del cordón de soldadura, a las que se les introducen las propiedades obtenidas mediante el durómetro en una probeta soldada con las mismas características que la soldadura a analizar.

Por otro lado, en la zona bajo el cordón de soldadura (ZBS) se introducen otras propiedades caracterizadas también mediante el durómetro tras eliminar la soldadura. Para unir las diversas piezas se utiliza el cordón de soldadura que se modela mediante elementos volumétricos en soldaduras a tope o en ángulo y, mediante elementos lámina en soldaduras a solape, con el espesor mínimo de la soldadura. Las soldaduras no cumplen con el criterio de lámina o de placa, por lo que difícilmente podrían considerarse con elementos lámina; sin embargo se ha utilizado esta simplificación que está contemplada dentro de la norma BS 7910 y que establece que el comportamiento del elemento lámina será idéntico en resistencia al de la soldadura, si se considera que la lámina tiene el espesor mínimo de la soldadura; este espesor mínimo es el que tendría la soldadura en la zona central en un plano perpendicular al del elemento lámina utilizado.

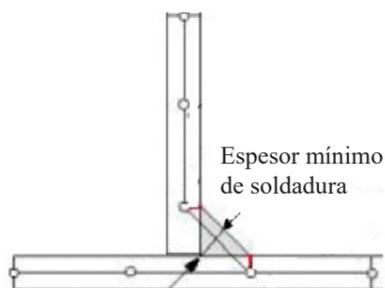


Fig.3: Espesor mínimo de soldadura

En el caso de la simulación mediante elementos volumétricos existe una incompatibilidad de grados de libertad entre elementos volumétricos (3 grados de libertad) y elementos lámina (6 grados). Para transmitir esos grados de libertad adicionales se ha empleado un conector "multipoint constrain" de tipo "SS LINEAR" recomendado por el programa comercial.

La modelización de las soldaduras por puntos se realizaría de forma similar al primer modelo, pero se incluyen alrededor las ZAT'S y la ZBS.

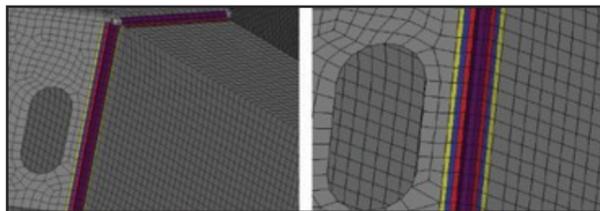


Fig.4: Uniones a tope en un plumín utilizando el modelo 2 de soldaduras

La ventaja de este modelo es que simula con un alto grado de similitud la soldadura, por lo que es muy adecuado en problemas próximos o que ya estén en plasticidad. Además reduce la concentración localizada de tensiones en la soldadura.

El principal inconveniente es que resulta complicado realizar una discretización del problema debido a la complejidad para realizar la malla y que no permite el cálculo de las soldaduras con programas comerciales, aunque si que permite calcular las ZAT'S y el material base. Esto se debe a que los programas comerciales permiten el cálculo de las soldaduras como elementos lámina o como elementos tipo viga (unión por puntos), pero no con elementos tipo volumétrico, como es el caso. Se podría realizar el cálculo implementando nuevas subrutinas destinadas a programas comerciales, pero eso excede del propósito del proyecto.

Otro inconveniente es que para obtener las propiedades del material en las zonas afectadas térmicamente es necesario realizar un análisis mediante durómetro de la zona afectada térmicamente a intervalos regulares con el fin de obtener las propiedades mecánicas en dichas regiones.

### MODELO 3

Con este método lo que se hace es definir tres zonas claramente diferenciadas: la soldadura, la zona afectada térmicamente (que para este caso designaremos como TOE) y el material base. Esto permite calcular por un lado el material base y la zona afectada térmicamente y, posteriormente, calcular las soldaduras de acuerdo con la norma BS7608 [6]. Este método de análisis está implementado y correlado en el programa comercial *MSC-Fatigue* que se ha empleado para la realización de los cálculos.

Para implementar el método es necesario, durante la discretización, simular tanto la soldadura como las TOEs, únicamente mediante elementos lámina de cuatro nodos. Para cada zona, a lo ancho del cordón se debe utilizar únicamente un elemento tanto para la soldadura como para el TOE, de ello la especial complejidad para la implementación: este aspecto está determinado por el programa *MSC-Fatigue*[7]. En el caso de piezas unidas en ángulo, la inclinación del cordón de soldadura debe ser la mitad del ángulo entre las piezas, mientras que, en soldaduras a tope y a solape, las soldaduras serán rectas o prácticamente (ya que en las soldaduras a solape se introduce un pequeño espacio entre las piezas para introducir el contacto, al cual se le ajusta el sobrecerramiento).

Las propiedades de las TOEs se calculan como las más desfavorables de las obtenidas a partir del ensayo con durómetro.

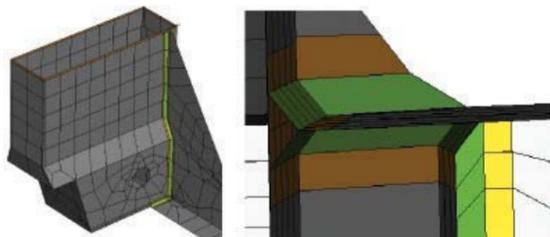


Fig. 5: Unión a tope del soporte de la suspensión con el arriostramiento de la suspensión

Las principales ventajas de este método son que permite calcular posteriormente la vida a fatiga de las diversas soldaduras<sup>[8]</sup> y que ofrece un grado de precisión aceptable utilizando el diagrama de Haigh corregido para material de soldadura. El principal inconveniente es la dificultad para implementar el método, sobre todo en soldaduras complicadas y el mayor coste computacional derivado de la necesidad de utilizar una malla más densa.

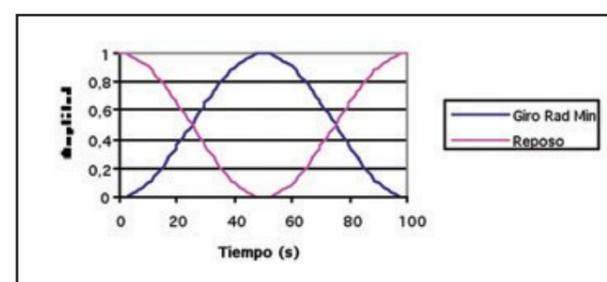
## 6. CALCULO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS DE UN SEMIRREMOLQUE CISTERNA AUTOPORTANTE FRENTE AFATIGA

Para el análisis a fatiga, se han utilizado los casos de giro de radio mínimo y de reposo; estos casos se han analizado previamente de forma estática mediante el programa comercial *Abaqus*. Se ha empleado una discretización detallada con elementos tipo lámina S4R con un total de elementos de 235.423 y con 218.835 nodos, con un tamaño de elemento variable en función de la zona y de la experiencia previa, pero de alrededor de 5 mm en las zonas analizadas; para analizar la convergencia de la discretización se han calculado ambos casos de carga con elementos de tipo bilineal S8R y se ha constatado que el error en tensión y en deformación en la zona era despreciable (< 1.2%), por lo que los resultados obtenidos son independientes del tamaño de malla.

Estos resultados estáticos se han utilizado como punto de partida para el análisis de fatiga mediante *MSC Fatigue* con el modelo 3 de soldadura con un cordón de soldadura de 6 mm: se ha empleado este modelo, ya que permite tanto el cálculo de las soldaduras como de las ZAT's, mientras que el modelo 1 no permite dicho cálculo y el modelo 2 necesita de un subrutina de postproceso para analizar dichas regiones. Además este tipo de modelo necesita de una discretización complicada, pero no tanto como la del modelo 2 y está implementado dentro del programa *MSC Fatigue* y avalado por la *British Standard*.

Para realizar el cálculo a fatiga ha sido necesario introducir el caso de reposo debido a que, en la maniobra de giro de radio mínimo, se parte del estado de reposo y se realiza la maniobra, por lo que es necesario incluirlo como estado inicial. Si esto no se hiciera, la amplitud de los esfuerzos no sería real, ya que incluiría el proceso de carga del vehículo (reposo). Solo se ha calculado el giro de radio mínimo en una única dirección debido a la simetría del vehículo.

Ala hora de imponer el caso de carga en el programa *MSC Fatigue*, se han empleado dos curvas senoidales como las que aparecen en la Gráfica 1, con el objeto de que el cálculo sea lo más parecido posible a la realidad. La utilización de dos curvas se debe a que el caso de giro de radio mínimo se debe calcular con la totalidad de la carga desde el punto de reposo: es por ello que, para definir el caso de carga, se debe partir de un estado inicial de deformación debido al estado de reposo y, tras ello, reducirlo de forma cosenoidal hasta 0 a la vez que se aumenta el caso de carga de giro de radio mínimo de 0 a 1 senoidalmente y tras ello volver al caso inicial de reposo: por ello se han empleado estas dos curvas seno y cosenoidales. La escala de tiempo es arbitraria y no influye en los resultados, por lo que se ha empleado un tiempo equivalente al tiempo que se tarda en la realidad en hacer la maniobra y volver al estado inicial.



Gráfica 1: Función de forma para la imposición del caso de carga

Para el cálculo de fatiga, es de suponer que el vehículo romperá en un número de ciclos inferior a  $10^6$  (bajo número de ciclos), con lo que nos encontramos con un problema de iniciación de grieta. Se han empleado los resultados en tensión para el problema y para los materiales y se ha utilizado la fórmula de **Bäumel Jr. y Seeger**<sup>[9]</sup> para obtener las curvas de fatiga de los materiales a partir de las propiedades mecánicas de los mismos (límite elástico, límite de fluencia, módulo de Young).

Respecto al acabado superficial, el material se ha considerado forjado y las piezas, salvo aquellos perfiles comerciales, conformadas en frío, ya que, por lo general, son sometidas a diversos pliegues hasta llegar a conseguir su forma. En el caso de los perfiles comerciales se ha considerado de conformado en caliente. No se han considerado factores de carga ni de tamaño, pero si el resto de factores.

Ya que las cargas que hay en las diversas piezas pueden ser en cualquier dirección, se ha empleado la *corrección*

por biaxialidad de Hoffman-Seeger<sup>[10]</sup> que incluye el propio programa; no se ha empleado triaxialidad al no emplearse elementos volumétricos.

Como parámetros de resolución se ha empleado la *corrección de Gerber*<sup>[11]</sup> para la tensión, una certeza de supervivencia del 95%, y la tensión máxima en las direcciones principales. No se ha empleado ningún coeficiente de seguridad frente a fatiga.

Con todo ello, ya se puede proceder a realizar el cálculo a fatiga del vehículo. En un primer paso se analizará el comportamiento a fatiga sin soldaduras y, en un segundo paso, se analizará el comportamiento a fatiga de las soldaduras.

Para la simulación del efecto de la temperatura<sup>[12]</sup>, en vez de utilizar la corrección por temperatura, se han introducido curvas de materiales en función de la temperatura y se ha asignado a cada zona el material en función de la posición y de su temperatura, ya que prácticamente solo existe una zona que se encuentre a una temperatura variable (los apoyos) y el resto se encuentra a temperatura ambiente o a la temperatura de la carga.

### 6.1. ANÁLISIS DEL MATERIAL BASE

Para realizar el estudio de fatiga, ha sido necesario realizar dos análisis diferentes, por un lado del material base y las zonas afectas térmicamente, es decir, todo menos las soldaduras, y, por otro, de las soldaduras. Los resultados obtenidos para el material base se pueden observar en las Figuras 9, 10 y 11.

Al observar detalladamente la Fig. 9, se puede observar que el fallo por fatiga aparece en la zona de king-pin y en la zona del arriostamiento de los ejes, como era de esperar, al ser las zonas más solicitadas del vehículo en esta maniobra. En el resto del vehículo no se produce fallo por fatiga. Hay que destacar que, en los semirremolques, el fallo del vehículo por fatiga se produce casi siempre, independientemente del tipo de vehículo, en una de esas dos zonas.

Al analizar los resultados que aparecen en la Fig. 10 que refleja los resultados obtenidos en la zona de arriostamiento, se observa que el fallo por fatiga en la región se produce principalmente en el primer y en el tercer eje y, concretamente, en las zonas de unión del soporte con el perfil del bastidor y en el perfil transversal del arriostamiento de los soportes. De acuerdo con la experiencia previa de fallo por fatiga en semirremolques, esas son las zonas en las que se han detectado en estos vehículos los fallos por fatiga. Hay que señalar que el fallo por fatiga se produciría de acuerdo con los resultados obtenidos en al menos 223.000 ciclos.

Al observar la Figura 11, se aprecia como la zona más afectada por la fatiga es la zona cercana al *king-pin*, concretamente la placa de king-pin, como era de esperar según la experiencia previa en este tipo de vehículos. Hay que destacar que en esta zona el fallo por fatiga se produce en un número menor de ciclos, concretamente en 27.000 ciclos, por lo que en la mayoría de los casos, el fallo por fatiga se producirá antes en esta zona.

### 6.2. ANÁLISIS DE LAS SOLDADURAS

Para el análisis con soldaduras se han mantenido tanto las cargas como los parámetros de resolución, y los materiales son los mismos que se emplearon en el análisis sin soldaduras, lo único que hace el programa es introducir en esas zonas una corrección debida a la soldadura. Se ha analizado todo el vehículo, pero únicamente las zonas cercanas al *king-pin* y a los ejes son en las que aparece fallo por fatiga, tal como se aprecia en las Figuras 9, 10 y 11.

Se observa que el fallo por fatiga se produce en principalmente en la soldadura del arriostamiento (Fig. 12) del soporte con el propio soporte, debido a las altas sollicitaciones mecánicas de la zona, pero el resto de las soldaduras de dicha zona resisten adecuadamente.

Respecto al número de ciclos, en esta zona el fallo aparece a partir de los 57.000 ciclos.

Al observar la zona de *king-pin* (Fig. 13), se puede apreciar como existen diversas soldaduras afectadas por la fatiga, principalmente las pertenecientes a la omega del *king-pin*, que son las encargadas de transmitir los esfuerzos desde el cuerpo de la cisterna al king-pin.

En las imágenes anteriores, se puede observar como la soldadura del *king-pin* no sufre a fatiga. Eso se debe al grosor del cordón de soldadura empleado (15 mm), que evita que aparezca fallo por fatiga en esta zona.

Respecto al número de ciclos, en esta zona el fallo aparece a partir de los 65.400 ciclos. Con todo ello, se puede concluir que la zona más afectada frente a fatiga es la zona del metal en la placa de *king-pin*, aunque las soldaduras de los arriostamientos de los soportes y de la omega de king-pin también están afectadas. Sin embargo, el número de ciclos frente a la maniobra de giro de radio mínimo que puede soportar el vehículo es de al menos 27.000 ciclos, por lo que se supera el criterio de seguridad mínimo establecido en el Capítulo 2 y por tanto el diseño del vehículo frente a fatiga es adecuado.

## 7. CORRELACIÓN NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS FRENTE A FATIGA

Debido a la complejidad del problema y a la dificultad que entraña la realización de una correlación numérico-experimental del modelo completo de vehículo cisterna, se ha realizado una correlación de las soldaduras y de los materiales para un conjunto de probetas a solape con el mismo tipo de material base y de soldadura, con el objetivo de validar el comportamiento numérico de la soldadura y del material base.

Para ello se ha realizado un análisis a tracción de cinco análisis de fatiga y siete probetas en cada uno, con el objetivo de obtener la media y el percentil 50; estas probetas tienen las dimensiones reflejadas en la norma UNE-EN-ISO 6892 e incluyen una soldadura a solape.

Las probetas son del mismo material que el que compone la cisterna y con el mismo proceso de soldadura y el mismo

material de aporte, por lo que es de esperar que los resultados obtenidos y las características del material frente a fatiga sean extrapolables.

Las soldaduras se han modelado de la misma forma que la cisterna y siguiendo los mismos criterios, a excepción del porcentaje de supervivencia que ha sido del 50%. A continuación se muestra una imagen del modelo de elementos finitos utilizado.

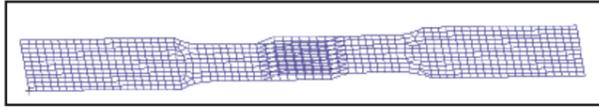


Fig. 6: Modelo de elementos finitos de probeta a solape con soldadura

Estos son los casos de carga analizados utilizando una maquina de tracción *Instron* y los resultados numéricos obtenidos.

Fuerza Máxima (kN)	Fuerza Mínima (kN)	Experimental		Numérico			Error (%)
		Ciclos de vida	Zona de fallo	Ciclos de vida en el material base	Ciclos de vida en la ZAT	Zona de fallo	
60	10	94000	ZAT	132000	81400	ZAT	15,48
55	15	143000	ZAT	231000	139000	ZAT	2,88
60	0	103000	ZAT	212000	93400	ZAT	10,28
55	0	151000	ZAT	308000	145000	ZAT	4,14
50	20	342000	ZAT	420000	323000	ZAT	5,88

Tabla 1: Comparativa numérico-experimental para probetas soldadas a solape en número de ciclos

Como se puede observar, existe una alta correlación entre los resultados numéricos y los experimentales que nos permite validar el modelo de soldadura y las propiedades de los materiales.

A continuación se muestran diversas imágenes de los resultados obtenidos numéricamente para el primer caso de fatiga de la Tabla.

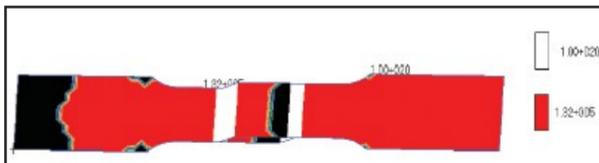


Fig. 7: Resultados obtenidos frente a fatiga para el material base en el caso de carga 60-10 kN en número de ciclos para el material base

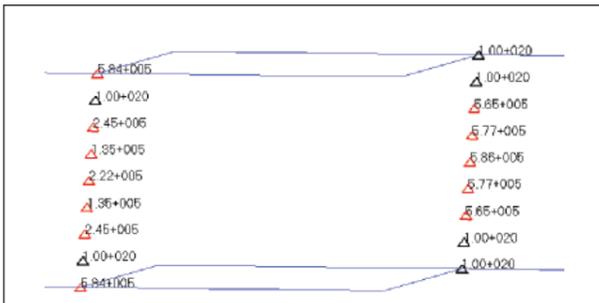


Fig. 8: Resultados obtenidos frente a fatiga para las soldaduras en el caso de carga 60-10 kN en número de ciclos para las soldaduras

## 8. CONCLUSIONES

La principal conclusión que se extrae es que la metodología utilizada permite analizar las soldaduras, las zonas afectadas térmicamente y el material base de cualquier vehículo semirremolque que, como se ha observado mediante la correlación numérico-experimental, permite un alto grado de precisión.

Esto permite analizar, dimensionar y optimizar todo tipo de semirremolques para ser analizados frente a fatiga, por lo que es una herramienta muy útil para poder obtener la vida útil del vehículo y analizarlo frente a maniobras extremas en las que no se emplean criterios estáticos.

Con ello se puede realizar un correcto diseño de un semirremolque, al incluir el efecto de fatiga en los casos de carga más desfavorables.

Se han presentado diversos modelos de soldaduras, pero hay que destacar que se ha seleccionado el modelo 3 que permite analizar frente a fatiga el vehículo teniendo en cuenta tanto las soldaduras, las ZATs y el material base.

Respecto al vehículo analizado hay que destacar que aparecen fallos por fatiga en el material base de los arriostramientos de los ejes y las ZATs próximas a dichos arriostramientos y las de la zona de *king-pin*. Se ha observado en los vehículos que existen en el mercado actualmente que, si estos están expuestos a condiciones de carga y funcionamiento extremas de forma continuada ( las que se analizan mediante el caso de carga utilizado), aparecen grietas, fisuras y fallos en las mismas zonas, lo que permite validar los resultados obtenidos, aunque no se sabe experimentalmente el número

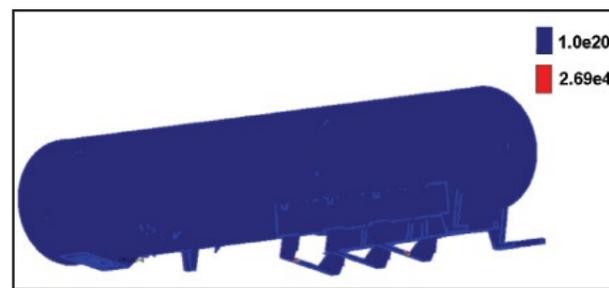


Fig. 9: Resultados obtenidos en el material base de la cisterna en ciclos de carga



Fig. 10: Resultados obtenidos en el material base y las ZAT's de la cisterna en ciclos de carga. Detalle de la zona de eje

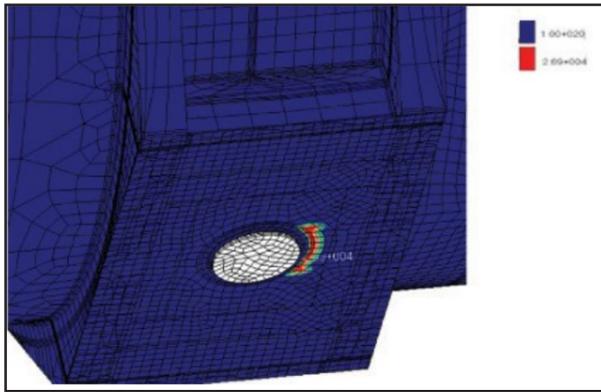


Fig. 11: Resultados obtenidos en el material base y las ZATs de la cisterna en ciclos de carga. Detalle de la zona del King Pin

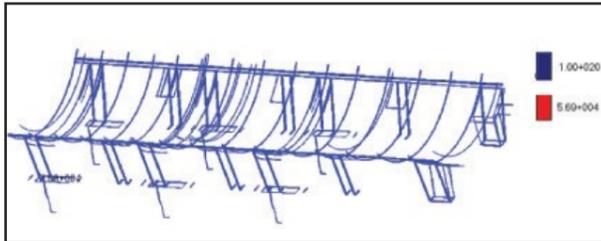


Fig. 12: Resultados obtenidos en las soldaduras de la cisterna en ciclos de carga. Detalle de la zona de ejes.

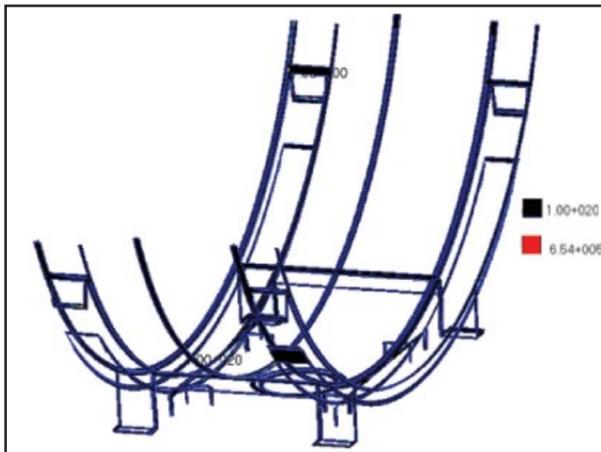


Fig. 13: Resultados obtenidos en las soldaduras de la cisterna en ciclos de carga. Detalle de la zona de King-Pin.

de ciclos de carga necesario; sin embargo, la correlación numérico-experimental mediante probetas muestra una gran correlación con los resultados numéricos.

Además, el vehículo analizado está diseñado satisfactoriamente frente a fatiga según los criterios establecidos con anterioridad.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Solin J, Marquis G. "Fatigue *Design of Components*"; Fatigue Design 95, Helsinki, Finland, 5-8 September 1995.
- [2] Kang Wj, Kim Ak, Kim Gh. "Fatigue failure prediction of press fitted parts subjected to a cyclic loading condition by finite element methods" FATIGUE & FRACTURE OF ENGINEERING MATERIALS & STRUCTURES Vol: 30 Issue: 12 p: 1194-1202 Published: DEC 2007
- [3] Necmettin K, "Optimal design of an automotive diaphragm spring with high fatigue resistance". International Journal of Vehicle Design (IJVD), Vol. 40, No. 1/2/3, 2006.
- [4] Carrera M, Castejón L et al, "Fatigue Analysis of a Semi Trailer Axle Support by Means of F.E.M. and Application of Elasticplastic Models for Welding Joints and Thermally Affected Zones", COMPLAS VIII, 2003
- [5] Ghost A, Oehlers DJ. "Residual Strength Approach to Fatigue Design and Analysis". Journal of structural engineering, ISSN 0733-9445, Vol. 121, N° 9, 1995 , p. 1271-1279
- [6] MSC Fatigue User's Guide
- [7] Austen IM et al. "A Review of Fatigue Crack Growth Characterization by LinearElastic Fracture Mechanics (LEFM) Part 3 — Corrosion Fatigue" (British Steel/The Welding Institute), 1989.
- [8] Bae Dh, Lee Gy, Park Sk "Fatigue design approach for the spot-welded T-type member using a simulated single spot-welded joint". INTERNATIONAL JOURNAL OF AUTOMOTIVE TECHNOLOGY Vol: 9 Issue: 2 p: 197-201 Published: APR 2008
- [9] Baumel A Jr, Seeger T. "Materials Data for Cyclic Loading" Elsevier, 1990, New York.
- [10] Hoffmann M, Seeger T. "Estimating multi-axial elastic-plastic notch stresses and strains in combined loading." *Biaxial and Multi-axial Fatigue, EGF3. Edited by M. W. Brown and K.J. Miller, MEP, pp. 3-24, 1989.*
- [11] Gerber WZ. "Calculation of the allowable stresses in iron structures". 1874. Bayer ArchifEngineering:101-110.
- [12] Guo T, Aq Li, Wang H. "Influence of ambient temperature on the fatigue damage of welded bridge decks". INTERNATIONAL JOURNAL OF FATIGUE Vol: 30 Issue: 6 p:1092-1102 Published: Jun 2008