

## EXPERIMENTAL TEST AND OPTIMIZATION BY MEANS OF THE FINITE ELEMENT METHOD OF A SUB-FRAME FOR TRUCK WITH CRANE

Malón Litago, Hugo<sup>1</sup>; Valladares Hernando, David<sup>1</sup>; Carrera Alegre, Marco<sup>1</sup>; Castejón Herrer, Luis<sup>1</sup>; Martín-Buro Martín, Pedro<sup>2</sup>; Lozano Martín-Buro, Ramón<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universidad de Zaragoza, <sup>2</sup> Industrias Zamarbu S.L

Today the crane assembly on trucks is done by installing steel sub-frames. These sub-frames reinforce and stiffen the original chassis of the trucks. The correct design of these components allows the proper functioning of crane and withstands the efforts that these vehicles are subjected in the daily work.

More frequent use of large load cranes in trucks of 2, 3 or 4 axles require the manufacture of large size sub-frames. These sub-frames increase the tare of the truck and therefore reduce the useful load.

In addition a wrong design of a sub-frame may generate to breakage of the sub-frame or the truck chassis, due to stresses generated by the crane.

This paper shows the experimental tests carried out to determine the critical manoeuvres in the daily work of a crane. Besides it includes the design, optimization and experimental analysis carried out in the development of a new model of sub-frame for trucks.

**Keywords:** *Design; Optimization; Sub-frame; Truck; FEM; Experimental test*

## ENSAYO Y OPTIMIZACIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS DE UN BASTIDOR AUXILIAR DE CAMIÓN CON GRÚA AUTOPORTANTE

Hoy en día el montaje de grúas de autocarga sobre vehículos industriales se realiza mediante la instalación de bastidores auxiliares con perfiles de acero, que refuerzan y rigidizan la estructura para que la grúa funcione correctamente y el vehículo aguante los diferentes esfuerzos a que es sometido por el trabajo diario de la grúa.

El incremento en el uso de grúas de gran capacidad de carga sobre camiones de 2,3 y 4 ejes, hace necesaria la fabricación de bastidores auxiliares de grandes dimensiones para reforzar el chasis del camión, penalizando seriamente la tara y en consecuencia la carga libre del vehículo.

Además un diseño erróneo de los bastidores auxiliares puede dar lugar a la rotura de los mismos o bien a la rotura del bastidor del camión, debido a los esfuerzos a los cuales son sometidos por la grúa.

En este trabajo se muestran los ensayos experimentales realizados para determinar las maniobras críticas al trabajar con la grúa autoportante. Así como el trabajo de diseño, optimización y ensayo experimental realizado en el desarrollo de un nuevo modelo de chasis auxiliar para camiones.

**Palabras clave:** *Diseño; Optimización; Bastidor auxiliar; Camión; MEF; Ensayo experimental*

## 1. Introducción

Hoy en día el montaje de grúas de autocarga sobre vehículos industriales se realiza mediante la construcción de bastidores con perfiles de acero laminado en caliente y aceros en general, que refuerzan y rigidizan la estructura del vehículo para que la grúa funcione correctamente y para que el vehículo aguante los diferentes esfuerzos a que es sometido por el trabajo diario de la grúa.

El incremento en el uso de grúas de gran capacidad de carga sobre vehículos de 2, 3 y 4 ejes, hace necesario en la fabricación de los bastidores el uso de grandes cantidades de acero para reforzar el chasis del camión, lo cual penaliza seriamente la tara y en consecuencia la carga libre que el vehículo puede transportar.

Por otro lado, un estudio erróneo o el montaje de bastidores con características mecánicas insuficientes puede dar lugar a que el vehículo se rompa literalmente debido a los esfuerzos a que le somete la grúa en las maniobras de elevación, tal y como se muestra en la figura 1.

**Figura 1: Fallo a rotura en bastidor de camión con grúa autoportante**



Dada la especial peligrosidad asociada a la elevación de masas a través de grúas de carga instaladas sobre camiones, se hace necesario el análisis del comportamiento mecánico de estos dispositivos de forma que se asegure un adecuado funcionamiento estructural en el bastidor del vehículo durante las maniobras de movimiento de la carga.

La problemática asociada al empleo de este tipo de maquinaria en la elevación de cargas se ha estudiado por diversos autores en diferentes enfoques como son la seguridad, la estabilidad y el comportamiento dinámico.

En materia de seguridad, Bernold, Lorenc y Luces (1997) presentaron los componentes básicos que debe recoger un sistema de prevención de accidentes para grúas y también en 1997 desarrollaron un sistema de monitorización inteligente a través de sensores y dispositivos electrónicos integrados capaz de detectar estados de carga peligrosos. Beavers et al (2006) concluyeron que el 84% de víctimas mortales de accidentes en el uso de grúas entre los años 1997 y 2003 recogidos por la OSHA (Administración de salud y seguridad laboral de EEUU) procedían del empleo de grúas móviles con celosía o telescópicas montadas sobre camiones o vehículos oruga.

Por su parte, Posiadala (1997) desarrolló un modelo dinámico de grúa sobre camión en el cual se tuvo en cuenta la flexibilidad del sistema de soporte y el comportamiento cinemático debido al sistema de control del cambio de longitud y de inclinación del brazo telescópico y del cambio de longitud del cable del que cuelga la carga. También en este sentido Sun y Kleeberger (2003) estudiaron la influencia del sistema de control en el comportamiento dinámico de grúas móviles. Abo-Sanab y Sepehri (2006) estudiaron la estabilidad a vuelco en grúas móviles teniendo en cuenta todos los factores que podrían afectarles tales como el balanceo de la base, los desplazamientos de la suspensión del vehículo y los neumáticos, las condiciones del suelo bajo las ruedas y apoyos, la fricción, los movimientos de la carga transportada, la extensión telescópica de la grúa o el sistema de accionamiento hidráulico.

Sochacki (2006) y Mijailovic (2011) estudiaron la estabilidad dinámica en grúas montadas sobre camión en función de condiciones específicas de geometría y carga.

Partiendo de este conjunto de problemáticas, y como aportación adicional a este campo de investigación, este artículo se centra en una metodología de análisis y optimización del comportamiento resistente y a rigidez del chasis y del bastidor auxiliar de un camión portador de grúa de carga. Un correcto comportamiento estructural del mismo en las diferentes condiciones de carga a que podrá estar sometido va a resultar indispensable para asegurar además la estabilidad y la seguridad del vehículo en operaciones de elevación.

## 2. Objetivos

Esta tarea se desarrolló en labor conjunta de la empresa ZAMARBU S.A. y la Universidad de Zaragoza, estableciéndose con claridad desde un primer momento los principales objetivos perseguidos en el proyecto para su correcto desarrollo, así como el alcance del mismo. Mediante la utilización y aplicación de los medios adecuados se pretende conseguir lanzar al mercado un nuevo modelo de vehículo optimizado respecto de los actuales. Uno de los principales objetivos es conseguir el aligeramiento del conjunto de bastidor auxiliar – caja de carga, mediante la utilización de materiales ligeros o de alta resistencia específica así como a través del rediseño de la geometría inicial de los mismos. Otro de los objetivos perseguidos ha sido el de mejorar el comportamiento estructural de la caja mediante el rediseño y optimización de algunos componentes y subestructuras que presentan en la actualidad valores inadecuados de rigidez o de resistencia. En algunos casos hay determinadas zonas que presentan problemas antes fallos prematuros debidos al fenómeno de fatiga en metales (Malón, 2010).

Entre los objetivos específicos que se persiguen, se pueden citar los siguientes:

- **Disminución de la tara actual:** es uno de los parámetros considerados de gran importancia y que representa uno de los mayores problemas en la actualidad. La justificación a esta necesidad estriba en que un aligeramiento de la estructura deriva en una serie de ventajas medioambientales como son la reducción de emisiones contaminantes y el ahorro de combustible. Para conseguir este objetivo se ha estudiado la incorporación de materiales novedosos utilizados cada vez mas en los medios de transporte, como es el caso de las aleaciones de aluminio y de los aceros de alta resistencia específica, con los que se proporcionen soluciones aligeradas frente a conceptos clásicos.
- **Durabilidad del producto:** es otro de los puntos clave a la hora de comercializar el vehículo. Una adecuada durabilidad del mismo supone una serie de ventajas que repercuten tanto en la empresa fabricante como, por supuesto, en el cliente.
- **Disminución de costes:** se pretende obtener un nuevo producto mediante la introducción de una serie de cambios pero teniendo en cuenta siempre los costes derivados de la realización de los mismos. Es uno de los parámetros que influyen directamente en todas las partes implicadas en un proceso productivo como éste. Desde el punto de vista empresarial una reducción de costes del producto supone una mayor competitividad industrial con las consecuencias positivas que ello supone sobre todo para la relación empresa-cliente.

Adicionalmente se han tenido también en cuenta otra serie de parámetros como la seguridad, la facilidad de manejo y operabilidad del vehículo, la estética del mismo, y, en general, cualquier otro que contribuya a la mejora del modelo actual.

En última instancia, el objetivo con que puede resumirse este proyecto es el obtener un nuevo bastidor auxiliar porta grúa para camión rígido, el cual suponga una novedad

tecnológica respecto a los conceptos clásicos, punto de partida de este estudio. Además se desarrollará una metodología para el cálculo de camiones rígidos, analizando la influencia en el comportamiento a rigidez y resistencia de las maniobras críticas que deben realizar este tipo de vehículos.

### **3. Metodología**

Partiendo de una configuración inicial de bastidor auxiliar y basculante para camión rígido con grúa, y mediante la utilización de técnicas de carácter numérico y experimental, se han introducido una serie de modificaciones en su diseño atendiendo a criterios de estabilidad, ligereza, resistencia, y rigidez, hasta desarrollar un primer prototipo de vehículo aligerado con grúa que presente un diseño optimizado con respecto a los vehículos de este tipo existentes en la actualidad.

En la metodología empleada para la correcta ejecución de las diferentes fases del proyecto se han combinado tanto tareas de análisis numérico a través de técnicas computacionales como otras de carácter experimental basadas en técnicas extensiométricas.

En una primera etapa durante el proceso de optimización se han desarrollado una serie de modelos numéricos del conjunto camión rígido y falso bastidor, tanto del modelo inicial, como de las optimizaciones realizadas, hasta llegar a un modelo que cumpla con la totalidad de los objetivos planteados. Todos los modelos numéricos propuestos se han simulado mediante la utilización de paquetes de software comerciales que basan su funcionamiento en el Método de los Elementos Finitos. Cada estructura ha sido calculada reproduciendo numéricamente su comportamiento ante determinados casos de carga y condiciones de contorno las cuales corresponderían a la realización de una serie de maniobras por parte de este tipo de vehículos, consideradas como críticas o de máxima exigencia (Miralbes y Castejon, 2008). De esta forma se obtiene numéricamente el comportamiento tanto a rigidez como a resistencia de la estructura ante tales casos de carga o maniobras críticos. En esta etapa fue fundamental por tanto definir aquellas maniobras consideradas como críticas en el funcionamiento del vehículo y que van a configurar el comportamiento estructural límite deseable por parte del mismo.

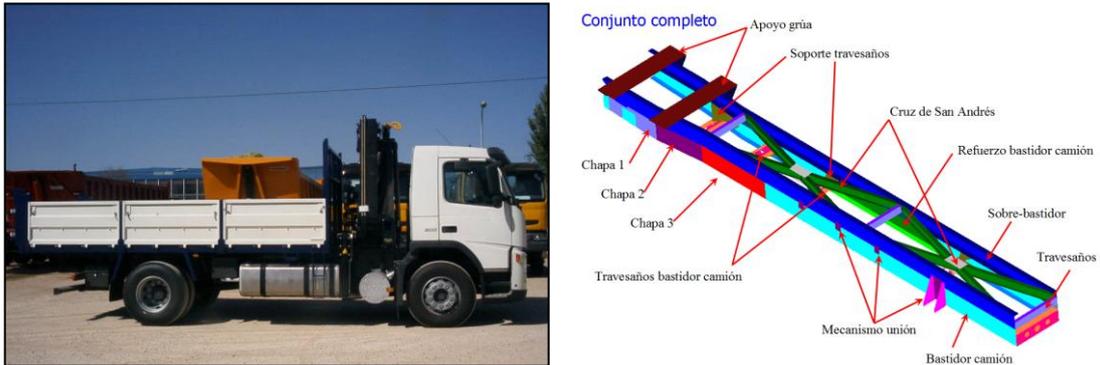
Tras cada batería de casos simulados se procedió a realizar una reunión entre las partes implicadas en el proyecto, la empresa Zamarbu S.A. y el grupo de investigación VEHIVIAL de la Universidad de Zaragoza, con el fin de adoptar las decisiones de optimización oportunas, basadas tanto en los cálculos obtenidos por el ente investigador como en la experiencia del fabricante.

Además de los métodos de simulación numérica, en una segunda etapa se han utilizado otros métodos de diseño basados en la realización de una serie de ensayos de tipo extensiométrico, con objeto de conocer los niveles de deformación, y por lo tanto de tensión, en determinados puntos de la estructura considerados como críticos. La realización de este tipo de ensayos no solamente ha servido para conocer de forma real el comportamiento de la estructura si no que también permitió validar de forma óptima los distintos modelos numéricos considerados mediante la obtención de las correspondientes correlaciones numérico-experimentales (Miralbes y Castejon, 2008)

### **4. Caso de estudio**

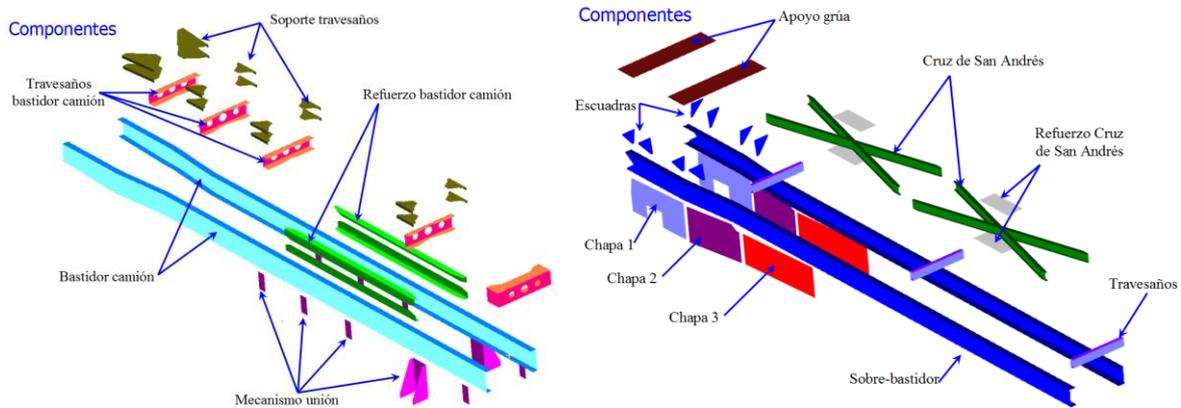
Como punto de partida del proyecto se ha analizado el camión rígido de dos ejes con caja y grúa de autocarga que se indica en la figura 2. A continuación se describen los pasos seguidos para llegar a obtener una configuración optimizada en el sobre-bastidor auxiliar que se incorpora al bastidor de partida del vehículo para que la grúa funcione adecuadamente.

**Figura 2: Camión rígido con grúa autoportante objeto de análisis**



En la figura 3 se describen los componentes que conforman el bastidor de partida del vehículo y el sobre-bastidor auxiliar que refuerza al inicial y se coloca sobre el mismo.

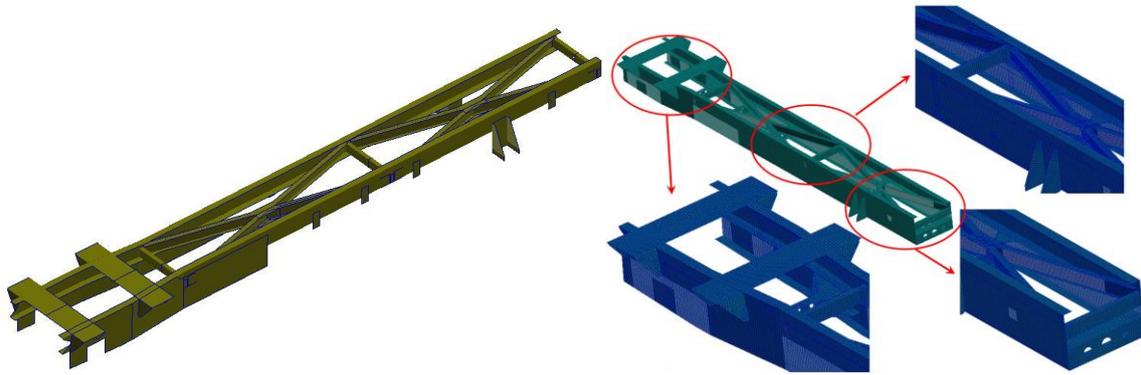
**Figura 3: Componentes del bastidor (izquierda) y del sobre-bastidor (derecha)**



#### 4.1 Modelo de elementos finitos

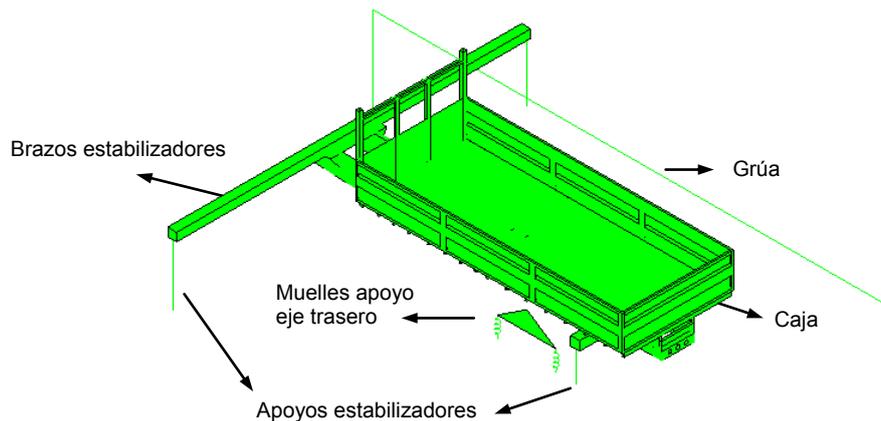
El modelo de elementos finitos del vehículo se ha realizado a través del software comercial de preproceso PATRAN MD R2.1 y se ha calculado y llevado a cabo el postproceso de los resultados con el programa comercial de cálculo por el Método de los Elementos Finitos ABAQUS Standard. La ventaja de utilizar un programa de estas características para llevar a cabo cálculos estáticos y de estabilidad, reside en que permite tener en cuenta la deformación de los materiales en las simulación de los ensayos de estabilidad, la cual también influye en la tendencia a la inestabilidad o vuelco lateral de la estructura vehicular. Todas las uniones tanto soldadas como atornilladas se han simulado utilizando nodos equivalentes entre piezas diferentes (Carrera, 2006). El modelo inicial de bastidor con sobre-bastidor consta de 73157 nodos y de 80298 elementos tipo "shell" S3R y S4R.

**Figura 4: Modelo de elementos finitos de bastidor con sobre-bastidor**



La simulación del apoyo del vehículo a través de los ejes del sistema de rodadura se ha realizado de forma simplificada, incorporando en la posición de cada rueda muelles ideales tipo "springa" con una rigidez equivalente a la que correspondería al conjunto de la suspensión y los neumáticos, conectados a la estructura con elementos rígidos tipo "rigid" R3D4.

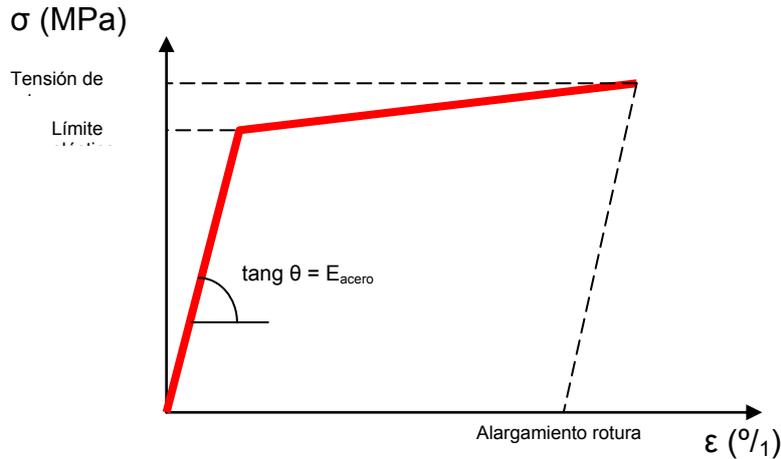
**Figura 5: Modelo de elementos finitos con estabilizadores y caja**



También se han simulado de forma simplificada los brazos estabilizadores en posición extendida utilizando elementos tipo lámina S4R los cuales se han apoyado en sus extremos a elementos barra rígidos R2D2 con desplazamientos restringidos en los nodos inferiores que apoyarían en el suelo. Sobre este modelo inicial de bastidor con sobre-bastidor se incorporó la caja en dos posibles configuraciones de ensamblaje: atornillada o soldada al bastidor. Además se valoró la influencia en los resultados de rigidez de incorporar la caja al modelo de elementos finitos o de simplemente simular su peso aplicando fuerzas sobre el bastidor, así la influencia como de considerar el vehículo con o sin carga transportada en la caja. La grúa se modelizó a través de elementos barra rígidos R2D2 y masas puntuales simulando la carga a elevar. El modelo completo de bastidor con caja y todos elementos correspondientes a la grúa, a los estabilizadores y al apoyo sobre ejes del vehículo constó finalmente de 145898 nodos y 138698 elementos.

Para caracterizar el comportamiento mecánico del acero en el programa de elementos finitos ABAQUS, se ha utilizado un modelo de material isótropo con comportamiento elasto-plástico correspondiente al modelo de plasticidad de metal clásico de Mises (Hibbitt, Karlsson & Sorensen, 2010). La curva tensión real – deformación del mismo introducida en ABAQUS se ha aproximado con una curva bilineal obtenida a partir de los valores de límite elástico, límite de rotura y alargamiento de rotura de la forma indicada en la figura 6.

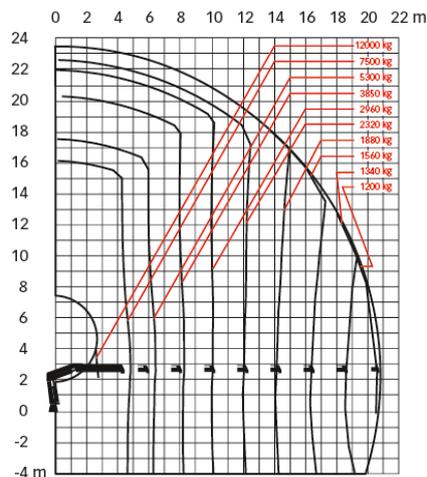
Figura 6: Curva elasto-plástica de caracterización del acero



#### 4.2 Definición de casos de carga a analizar

Una vez desarrollado el modelo de elementos finitos fue necesario definir los casos de carga objeto de análisis que permitirán establecer si el comportamiento del vehículo es el adecuado ante diferentes maniobras a que pueda estar sometido en condiciones de funcionamiento. En una primera iteración se consideraron los siguientes casos de carga globales del vehículo (ADR 2009): Reposo, aceleración vertical 2g hacia arriba, aceleración longitudinal 1g y aceleración transversal 1g, todos ellos teniendo en cuenta el peso de la grúa y el de la caja y carga. En este estudio inicial, con la excepción del caso de aceleración transversal donde aparecieron tensiones de Von Mises cercanas al límite elástico en algunos componentes, no se obtuvo información relevante en los elementos del bastidor. Dada la escasa frecuencia de estos casos de carga globales (utilizados en el análisis de transporte de mercancías peligrosas), se decidió centrar el análisis estructuras en aquellas maniobras de elevación de la grúa más desfavorables, las cuales van a generar los mayores esfuerzos y deformaciones en la estructura conjunta de bastidor y sobre-bastidor. Como punto de partida se consideró el rango de funcionamiento de la grúa autoportante HIAB XS 422 especificado en la ficha técnica por el fabricante (HIAB), y se tomó la máxima masa de elevación para la máxima extensión telescópica de la misma. En la grafica de la figura 7 se puede observar que estas condiciones corresponden a una masa de 1200 kg elevada a una distancia de 20.8 m.

Figura 7: Curvas de elevación (masa-altura-distancia) para la grúa HIAB XS 422

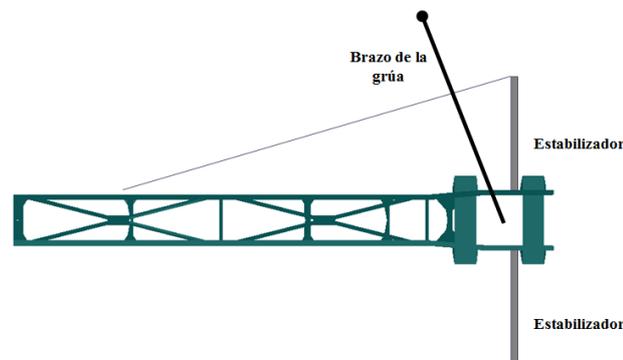


Una vez establecidas estas condiciones límite de elevación de la grúa se definieron tres casos de carga locales, correspondientes a tres posiciones de orientación de la misma respecto al vehículo que pueden generar máxima inestabilidad (Valladares et al, 2014). Serían los siguientes:

1. Grúa extendida en posición longitudinal con carga máxima.
2. Grúa extendida en posición transversal con carga máxima.
3. Grúa extendida formando ángulo de  $90^\circ$  con la línea que une el extremo del estabilizador delantero con la rueda trasera con carga máxima. (Figura 8)

En estos tres casos se tuvo en cuenta la carga en reposo del propio vehículo, si bien mientras en los casos 1 y 2 el apoyo del vehículo se consideró sobre los cuatro estabilizadores, en el caso 3 el apoyo se consideró sobre los dos estabilizadores delanteros y sobre las ruedas traseras del vehículo.

**Figura 8: Grúa formando  $90^\circ$  con la línea unión de estabilizador delantero y rueda trasera**



Llegados a este punto, tal como se indicó anteriormente y dado el desconocimiento de qué opciones serían las más desfavorables desde el punto de vista estructural se contemplaron las siguientes posibilidades de análisis en el modelo de elementos finitos:

1. Análisis del vehículo con o sin caja (aplicando fuerzas verticales sobre el bastidor)
2. Análisis con o sin carga en la caja.
3. Análisis con la caja ensamblada al bastidor con uniones soldadas o con uniones atornilladas
4. Análisis con vehículo apoyado en los cuatro estabilizadores o en los dos estabilizadores delanteros y las ruedas traseras.

Estas cuatro opciones fueron evaluadas con modelos de elementos finitos a través de numerosas iteraciones para los casos de carga indicados de diferente orientación de la grúa. De este modo, la consideración de este amplio abanico de posibilidades de simulación aseguró una adecuada fiabilidad en los resultados numéricos al mismo tiempo que se pudo llegar a establecer una nueva metodología de diseño para el bastidor auxiliar de un camión rígido con grúa autoportante.

El criterio seguido en aquellos casos en que se obtuvo reacción de signo negativo o inestabilidad en alguno de los apoyos de los estabilizadores o de las ruedas traseras consistió dejar libertad al apoyo para perder el contacto libremente con el suelo y por tanto permitir alcanzar la máxima deformación estructural en el bastidor y sobre-bastidor. No obstante esta situación no ocurriría en la realidad, dado que este vehículo en concreto se haya equipado con un sistema de seguridad para la grúa capaz de detectar condiciones de

inestabilidad en las maniobras de elevación e impedir su funcionamiento en aquellos casos en que pudiera existir riesgo de vuelco.

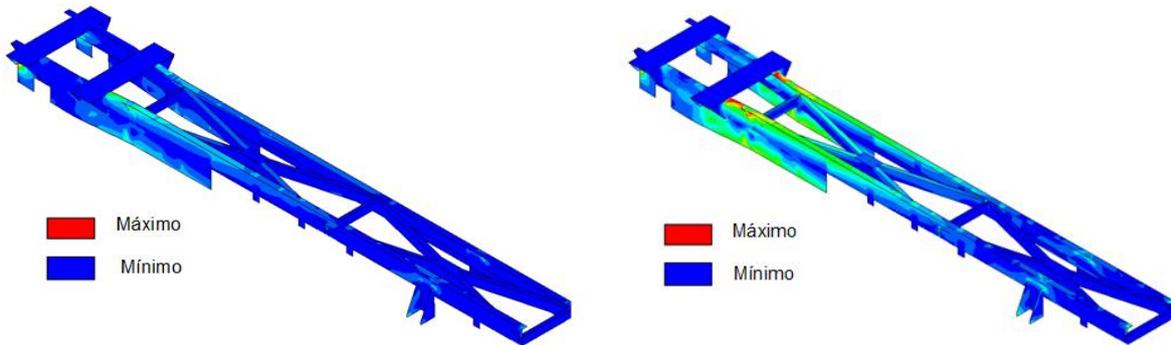
#### 4.3 Resultados del análisis por el MEF del vehículo original

Con el planteamiento de los casos de carga a analizar definido se realizaron una serie de iteraciones dónde fue posible determinar en el vehículo original aquellos componentes del bastidor auxiliar más solicitados a esfuerzos, aquellos otros sobredimensionados en cuanto a espesor o geometría así como aquellos componentes que podrían eliminarse del diseño sin afectar al funcionamiento del vehículo. Adicionalmente se pudieron establecer aquellas condiciones más desfavorables de entre las consideradas, tal como se recoge a nivel general a continuación:

- **Comparativa de resultados con carga y sin carga en la caja:** El caso de caja con carga presentó un estado tensional más desfavorable en la mayoría de los componentes que en el caso sin carga sobre la caja, a excepción de los componentes críticos, largueros y refuerzos laterales, donde las tensiones obtenidas fueron prácticamente iguales. El análisis de rigidez muestra un comportamiento similar para los casos con o sin carga en la caja. De estos resultados se decidió considerar el vehículo con carga en la caja.
- **Comparativa de resultados para unión de la caja soldada o atornillada al bastidor:** En la mayoría de los componentes presenta un mejor comportamiento la caja soldada al sobre-bastidor del camión que la unión atornillada. En los componentes críticos, largueros del sobre-bastidor y refuerzo lateral, la influencia del tipo de unión de la caja al sobre-bastidor no es apreciable. El vehículo presenta también menores desplazamientos y por tanto mejor comportamiento a rigidez en la configuración con la caja soldada al falso-bastidor
- **Comparativa de resultados de apoyo sobre estabilizadores o sobre estabilizadores delanteros y ruedas traseras:** Los casos de carga en los cuales el camión se apoya únicamente en los cuatro estabilizadores extendidos (caso recomendado por el fabricante), presentan mejor comportamiento que los casos en los cuales los estabilizadores traseros están recogidos y el camión apoya en los estabilizadores y las ruedas de los ejes traseros del camión. Además en los casos de carga en los cuales el camión se apoya sobre los cuatro estabilizadores extendidos presenta menores desplazamientos y mejor comportamiento a rigidez que el resto casos analizados.

De estos resultados en el modelo inicial se decidió como más adecuado considerar en la metodología de análisis numérico del vehículo: la inclusión de carga en la caja, analizar tanto el caso de caja atornillada como soldada, y también analizar las dos posibilidades de apoyo con cuatro estabilizadores o con los dos delanteros y las ruedas traseras. La consideración de todas estas opciones en el diseño va a garantizar un correcto funcionamiento estructural y van a permitir llevar a cabo la optimización del vehículo una vez validados experimentalmente los modelos numéricos. En la figura 9 se muestra una imagen de la distribución de tensiones de Von Mises para dos de los casos analizados.

**Figura 9: Mapa de tensiones equivalentes de Von Mises en bastidor auxiliar. Caso de apoyo sobre estabilizadores con caja soldada, carga a 90° (izda.) y carga longitudinal (dcha.)**



## 5. Validación experimental del modelo numérico

La validación experimental del modelo numérico desarrollado se realizó a través de una serie de ensayos extensiométrico en las instalaciones de Zamarbu S.A., con objeto de determinar la deformación y tensión existente en puntos clave del camión rígido ante maniobras críticas de elevación y movimiento de la carga con la pluma extensible. Se realizaron ensayos en dos configuraciones de ensamblaje de la caja: una primera batería de ensayos con la caja unida al sobre-bastidor por medio de tornillos y una segunda batería de ensayos con la caja soldada al sobre-bastidor.

Para ello se colocaron galgas extensiométricas unidireccionales en cada una de las dos cruces de San Andrés del vehículo, en puntos del ala superior de las mismas, mientras que se aplicó una roseta extensiométrica en el extremo del sobre-bastidor. Se realizaron tres fases de medición, correspondientes a los siguientes ensayos:

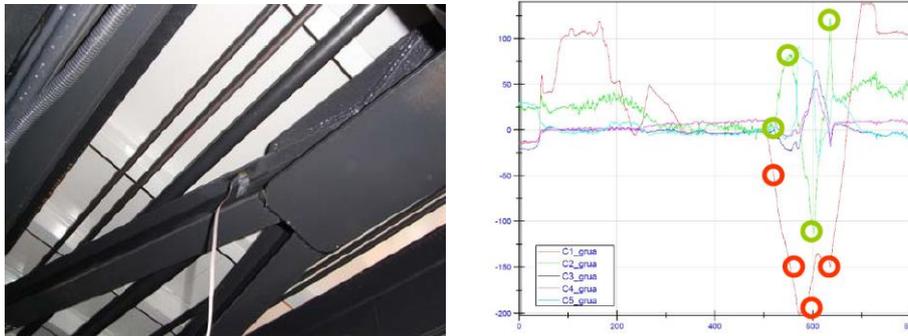
1. Extensión de estabilizadores delanteros y traseros y elevación del vehículo sobre los mismos.
2. Elevación de la carga con todos los estabilizadores extendidos y el vehículo elevado respecto al suelo. Se hizo girar a una carga máxima de 2.525 kg, a 12 m del eje de la grúa, entre ambos puntos perpendiculares a la dirección longitudinal del vehículo, recorriendo la parte trasera del mismo (valores conforme a la ficha técnica de HIAB). En la figura 10 se recogen tres imágenes del ensayo.
3. Repetición del ensayo previo con las ruedas del vehículo sobre el suelo primeramente, y posteriormente con los estabilizadores traseros recogidos.

Con estos resultados se validaron los modelos numéricos, calculados con los mismos casos de carga, obteniéndose por ejemplo una excelente correlación con una variación en tensión equivalente inferior al 6% con respecto a los ensayos en el punto situada en la cruz delantera (figura 11) para la grúa orientada en posición longitudinal y entre el 0.7% y el 33% en ese mismo punto para la grúa orientada en posición crítica (a 90° respecto a la línea estabilizador-ruedas traseras). El comportamiento general obtenido en los diferentes casos analizados también estuvo conforme con las simulaciones, recogiéndose en las galgas extensiométricas deformaciones o valores de tensión más reducidos en los ensayos con la caja soldada con respecto a los ensayos con la caja atornillada (figura 11).

**Figura 10: Ensayo de elevación de masa de de 2525 kg (dos bloques: 1590 + 935 kg) a 12 m. Giro de 180° de izquierda a derecha**



**Figura 11: Galga unidireccional en Cruz de San Andrés. Gráfica Tiempo-Microdeformación recogida en las galgas en el ensayo de giro de 180° con apoyo en estabilizadores y caja atornillada**



## 6. Optimización estructural del bastidor auxiliar

Una vez validado el modelo numérico se procedió a optimizar la estructura del bastidor auxiliar, proponiéndose diversas modificaciones en componentes, materiales y geometrías, los cuales fueron analizados en los modelos de elementos finitos con los diferentes casos de carga hasta conseguir alcanzar los objetivos del proyecto. Se pueden resumir las modificaciones incorporadas al diseño de sus componentes de la siguiente forma:

- **Largueros sobre bastidor:** Reducción de espesor, con posibilidad de cambio de material. Diseño de refuerzo en la zona de unión del larguero con la ménsula de la grúa.
- **Travesaños:** Variación geométrica de los travesaños. El único travesaño que presenta tensiones considerables es el delantero, no siendo los valores de coeficiente a seguridad inferiores al 1.7 en ninguno de los casos. Se propone reducir el tamaño y/o el espesor de los travesaños central y trasero.
- **Refuerzos laterales:** En los cálculos aparece concentración de tensiones en el punto de unión del bastidor con el sobre-bastidor y los cartabones de la ménsula. Se plantea la posibilidad de realizar una modificación geométrica y de material del cartabón de la ménsula para evitar la concentración de tensiones debida a la unión de los diversos componentes. También una reducción de espesor, reforzando la zona delantera de la misma con una placa adicional atornillada.
- **Cartabones ménsula:** Modificaciones geométricas para evitar que coincida el extremo de los mismos con la unión del bastidor con el sobre-bastidor. Las máximas tensiones aparecen en los cartabones delanteros y traseros, mientras que las existentes en los centrales no llegan a ser muy elevadas. Se plantea por lo tanto una

reducción de espesor y tamaño de los cartabones centrales así como la posibilidad de cambio de material en todos estos componentes.

- **Cruz de San Andrés:** En función de los resultados obtenidos tanto de los ensayos como de los cálculos realizados por el MEF, se plantea una reducción de espesor o suprimir la Cruz de San Andrés trasera. En lo referente a la delantera se propone mantener la configuración actual o modificarla mediante un cambio de material.

## 7. Conclusiones

Se ha desarrollado un modelo innovador de sobre-bastidor de camión rígido, el cual presenta un comportamiento resistente superior a los modelos actuales, al mismo tiempo que mantiene el comportamiento a rigidez.

El diseño de sobre bastidor desarrollado presenta una reducción de masa de 232 kg, lo que supone una reducción del 22,88% respecto del modelo inicial, y que para un peso total del vehículo de 5000 kg supondría para el vehículo una reducción en consumo de combustible comprendida entre el 2,8% y el 4,6% (Bandivadekar et al, 2008). En el proceso de optimización se ha prestado especial atención al fenómeno de fallo prematuro por fatiga, localizando los puntos críticos que podrían sufrirlo, como son la soldadura entre ménsula, largueros y cartabones, y optimizando la geometría o el material de los componentes a fin de evitar el fallo catastrófico.

En todas las fases del diseño y optimización se ha tenido en cuenta el coste de puesta en funcionamiento del nuevo conjunto, siendo analizado en detalle por la empresa Zamarbu S.A. En el proceso desarrollado y como resultados adicionales, se ha obtenido la causa del fallo de componentes en modelos de sobre bastidor actuales, lo que ha permitido modificar varios de estos componentes estructurales, así como mejorar las reparaciones de vehículos existentes que presentan este tipo de fallos.

Concluyendo, con el proceso de optimización de bastidor auxiliar para un camión rígido con grúa autoportante desarrollado en el presente proyecto se ha obtenido una metodología de análisis numérico basada en el Método de los Elementos Finitos, la cual apoyada por ensayos extensiométricos a prototipos reales, ha permitido desarrollar un modelo innovador de bastidor auxiliar y caja de camión rígido, que presenta mejor comportamiento que los existentes en la actualidad, reduciendo la tara de los mismos.

### Agradecimientos:

El estudio mostrado ha sido realizado en el marco del proyecto “Desarrollo de un método de cálculo, optimización y ensayo de un bastidor fijo y grúa de autocarga” del programa HITO de la Comunidad de Castilla la Mancha, financiado por la Comunidad de Castilla la Mancha y fondos FEDER.

## 8. Bibliografía

- ADR (2009). *Acuerdo europeo sobre el transporte internacional de mercancías peligrosas por carretera*. Ministerio de Fomento. Gobierno de España.
- Abo-Shanab, R.F., & Sepehri, N. (2006). Tip-over responses of hydraulic mobile cranes. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 30-3. 391-412.
- Bandivadekar, A., Bodek, K., Cheah, L., Evans, C., Groode, T., Heywood, J., Kasseris, E. Krommer, M., Weiss, M. (2008). *On the Road in 2035. Reducing Transportation's Petroleum Consumption and GHG Emissions*. Laboratory for Energy and the Environment. Massachusetts Institute of Technology.

- Beavers, J. E., Moore, J. R., Rinehart, R. & Schriver, W. R (2006). Crane-related fatalities in the construction. *Journal of Construction Engineering and Management*, 132-9, 901-910.
- Bernold, L.E., Lorenc, S.J. & Luces, E. (1997). On-line assistance for crane operators. *Journal of Computing in Civil Engineering*, 11-4, 248-259.
- Bernold, L.E., Lorenc, S.J. & Luces, E. (1997). Intelligent technology for truck crane accident prevention. *Journal of Construction Engineering and Management*, 123-3, 276-284.
- Carrera, M. (2006). *Desarrollo de conceptos innovadores de semirremolques mediante la aplicación de técnicas numéricas y experimentales. Diseño de una bancada de ensayos de fatiga para su simulación frente a maniobras crítica. Tesis doctoral.* Universidad de Zaragoza. España
- HIAB. Hiab XS 422 Rango 34–41 tm. <http://www.hiab.es/Productos/Gr%C3%BAas-de-Carga/> [Consultado 8 Abril 2014]
- Malon, H. (2010). *Desarrollo de un método innovador de análisis de comportamiento frente a cargas de fatiga de uniones soldadas y componentes estructurales de semirremolque.* Tesis doctoral. Universidad de Zaragoza. España
- Mijailovic, R. (2011). Modelling the dynamic behaviour of the truck-crane. *Transport*. 26-4. 410-417.
- Miralbes, R. & Castejon, L. Design and optimization of crane jibs for forklift trucks. *Dyna*. 83-5, 282-290.
- Porsiadala, B. (1997). Influence of crane support system of motion of the lifted load. *Mechanism and Machine Theory*. 32-1. 9-20.
- Sochacki, W. (2007). The dynamic stability of a laboratory model of a truck crane. *Thin-Walled Structures*. 45, 10-11. 927-930.
- Valladares, D., Carrera, M. Miralbes, R. & Castejon, L. (2014). Analysis of the torsional rigidity of a dump semi-trailer under unfavourable load conditions. *International Journal of Vehicle Design*. 64-2/3/4. 304-324