

DESIGN OF ACCESORIES FOR THE COPUPLING IN FORKLIFT TRUCKS: CRANE GIBS AND PALLET BOX LOCK

DISEÑO DE ACCESORIOS PARA EL ACOPLAMIENTO EN CARRETILLAS MANIPULADORAS: PLUMINES Y PORTAPALETES.

Ramon Miralbes

Hugo Malon

Luis Castejon

Universidad de Zaragoza

Abstract

The aim of this paper is the development of a new design methodology based on the finite elements method applied to mechanical design projects, principally focused on accessories for forklift trucks accessories: pallet box lock and crane gibs.

So the developed methodology takes in care some aspects: mesh, load cases, material simulation, stiffness /strength design criterions, result analysis and application of some re-design methodologies: "try and error" and automatic computer design.

This methodology is applied in some existent pallet box lock and crane gibs (telescopic, tubular and closed box) designs. So it has been used numerical tools to analyze the structural safety of these elements and for their mechanical optimization. It has been tried to reduce the weight in the less critical zone and increasing the material quantity in other zones to obtain the weight and price optimized design.

It has been made some extensiometrical analysis in some of these elements with good results that allow the validation of the numerical methodology.

Keywords: *crane gibs, FEM, strength, stiffness, design*

Resumen

El objetivo de este artículo es la presentación de una metodología de diseño basada en el método de elementos finitos aplicada a proyectos de diseño mecánico, en particular para los principales accesorios de las carretillas manipuladoras: los portapalets y los plumines.

Para ello se presenta la metodología de diseño utilizada, teniendo en cuenta los siguientes aspectos: discretización MEF, análisis de casos de carga, simulación de materiales, criterios de diseño frente a rigidez y/o resistencia, análisis de resultados y aplicación de diversas técnicas de rediseño: prueba y error o rediseño automatizado por el ordenador.

Esta metodología se aplica a diversos diseños de portapalets existentes y de plumines tanto telescópicos, de cajón cerrado y de estructura tubular. Por ello, se utilizan las herramientas numéricas para analizar la seguridad de dichos elementos y para su optimización mecánica, reduciendo el peso en las zonas menos solicitadas y aportando material estructural en otras; con todo ello se consigue un diseño optimizado en peso y precio.

Además se realizan diversos análisis extensiométricos a algunos de los elementos con resultados satisfactorios, que permiten validar las metodologías numéricas utilizadas.

Palabras clave: plumín, MEF, rigidez, resistencia, diseño

1. Introducción

El artículo presenta una metodología para el diseño y optimización para elementos mecánicos, basada en el método de los elementos finitos y que se ha aplicado en el artículo a diversos conjuntos mecánicos resistentes, en particular en el diseño de plumines (de cajón cerrado, en celosía y telescópicos) y de portapalets para carretillas manipuladoras. Para ello se diseña desde un punto de vista multi criterio, teniendo en cuenta criterios de rigidez, resistencia, peso, normativa, fabricación, etc.

Esto permite, utilizando únicamente medios computacionales, realizar diseños estructurales que pueden ser analizados y rediseñados sin necesidad de fabricar prototipos de los elementos mecánicos, lo que supone un considerable ahorro en el proceso de diseño, tanto desde un punto de vista económico como temporal, y permite analizar cada pieza/zona de forma separada y diseñarla adecuadamente.

Además se pueden obtener las zonas más desfavorables y las zonas menos solicitadas de cualquier diseño y optimizar la utilización de material con el objetivo de obtener un diseño óptimo.

En esta metodología se establecen unos criterios para la realización de los ensayos numéricos mediante elementos finitos; para ello se definen los materiales, la forma de introducir las cargas, las condiciones de contorno, la simulación de elementos no estructurales, la simulación de los contactos, el contacto entre piezas, la simulación de las soldaduras, etc.

Además se analiza la normativa aplicable a cada tipo de accesorio y, en función de ésta, se establecen los criterios de rigidez y/o resistencia que debe cumplir el diseño para que sea aceptado como válido.

Por otro lado se analizan dos metodologías de optimización estructural: prueba y error vs. Optimización automática.

Finalmente se comparan los resultados obtenidos de forma numérica con los obtenidos de forma experimental para los diseños finales de algunos elementos mecánicos, con el objetivo de analizar el grado de correlación numérico-experimental.

2. Normativa aplicable

En cualquier cálculo de elementos mecánicos es imprescindible tener en cuenta la normativa aplicable para los mismos. Estos elementos deben ser analizados según la normativa UNE-EN 1726-1/1M: 2004 "Seguridad de las carretillas de manutención. Carretillas autopropulsadas de capacidad hasta 10 000 Kg inclusive y tractores industriales con un esfuerzo de tracción al gancho hasta 20 000 N inclusive."

Esta norma resulta adecuada para el cálculo de los portapalets, pero resulta insuficiente para el cálculo de los plumines ya que es poco restrictiva por ello ha sido necesario recurrir como hacen otros autores (Miralbes, Castejon, 2008; Sun, Kleebager, 2003); a la norma la norma UNE-58536: "Reglas para el cálculo de las estructuras de las grúas móviles de uso general".

2.1. UNE-EN- 1726-1/1M

La normativa UNE-EN 1726-1/1M se va a aplicar en el diseño de portapalets para carretillas manipuladoras. Esta normativa no es excesivamente restrictiva, pero resulta adecuada para este tipo de conjuntos mecánicos sencillos.

Respecto al apartado que es de interés en este artículo, lo que indica la norma es:

“Los componentes estructurales de la carretilla y sus accesorios, deben soportar una carga estática de $1.33Q_1$ y $1.33Q_2$ durante quince minutos.

- Q_1 es la carga nominal a la altura de elevación normalizada y a la distancia normalizada del centro de carga, de acuerdo con lo indicado en la placa de capacidades.

- Q_2 es la capacidad real a la altura máxima de elevación de acuerdo con lo indicado en la placa de capacidades.

Como consecuencia del ensayo, no debe ser visible ningún daño ni deformación permanente”

En esta normativa, únicamente se tiene en consideración la carga útil a transportar y el peso propio en cada una de las posiciones del portapalets, por lo que las únicas cargas a introducir son el peso propio y una carga de 1330 Kg.

2.2. UNE-EN- 58326

La normativa UNE-58356, presenta una serie de hipótesis de carga (Tabla 1 de la norma) y que se calculan como combinación de una serie de cargas a las que se les aplica un coeficiente de mayoración (Tabla 5 de la norma):

Cargas principales:

- Peso Propio del plumín (G)
- Carga de Servicio (F): peso de la carga útil levantada más el peso de los accesorios (F_0 : bloque de poleas, gancho, cable, poleas de redireccionamiento,...).
- Efectos dinámicos producidos por la elevación y el descenso de la carga en servicio (Φ): reconsideran al aplicar el factor Φ a la carga en servicio.

Este factor se calcula mediante la fórmula:

$$\Phi = 1.1 + 0.13 \cdot V_h (m/s) \quad (1)$$

con $V_h < 1.5$ m/s $\Phi = 1.3$ para el resto de los casos

con V_h la velocidad de elevación máxima de cada elemento (cable, carga,...)

- Fuerzas debidas a los efectos de la inercia de los movimientos de la grúa: translación (T), giro (S) y alcance (L). Estas fuerzas se aplicaran por separado tanto al peso propio como a la carga de servicio y se explicará más adelante.

Cargas adicionales

Cargas debidas al viento en su posición más desfavorable, tanto en servicio (W_i), de la norma 53-113, como fuera (W_o), delimitado por el fabricante. Serán posteriormente explicadas.

Cargas especiales:

Carga de ensayo estático de la norma UNE 58-501 en el apartado 11.6: Es una norma de vuelco en la que la estructura soporta una carga de 1.25 veces la carga nominal.

Con ello utilizando el método de “coeficientes de seguridad parciales y tensiones límites”, las hipótesis de carga que nos aparecen son las siguientes, utilizando los coeficientes de mayoración de la tabla 5 de la norma.

Condiciones normales de carga

- Caso 1: Carga normal sin viento

$$1.2 \cdot G + 1.35 \cdot \phi \cdot F + 1.5 \cdot T / S / L \quad (2)$$

Es decir que habrá que calcularlo en rotación, en translación y en aumento del alcance, por separado.

- Caso 2: Carga normal con viento

$$1.09 \cdot G + 1.2 \cdot \phi \cdot F + 1.35 \cdot T / S / L + 1.2 \cdot W_i \quad (3)$$

Condiciones especiales de carga:

- Caso 3: Fuera de servicio con viento

$$1.09 \cdot G + 1.2 \cdot F_0 + 1.35 \cdot T / S / L + 1.9 \cdot W_0 \quad (4)$$

- Caso 4: En montaje con viento: este caso particular no se va a dar nunca en nuestra estructura.

- Caso 5: Carga de ensayo estático

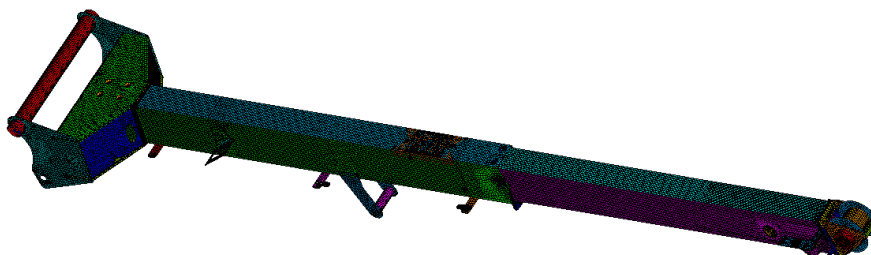
$$1.09 \cdot G + 1.09 \cdot F_0 + 1.09 \cdot 1.25 \cdot (F - F_0) \quad (5)$$

Al observar estos casos de carga, se observa como son más desfavorables que el caso de carga establecido por la normativa UNE-1726 y que contienen a éstos.

3. Metodología de cálculo mediante el MEF

El método de los elementos finitos (M.E.F.), presenta grandes ventajas para el cálculo y dimensionamiento de elementos sometidos a sollicitaciones mecánicas, ya que permite de una forma fácil y sencilla, la modificación de los espesores y materiales, además de la obtención de mapas de tensiones y de desplazamientos (Z Zienkiewicz, Taylor, 2006) Debido a la simplicidad que presenta el cálculo de estructuras en celosía, de cajón cerrado fijo y de portapalets, se expondrá la metodología empleada para el cálculo de un plumín telescópico, cuyos principios se podrán aplicar al resto de los plumines de forma sencilla y directa. (ver Fig. 1). Para este caso particular se ha empleado el programa comercial ABAQUS para realizar la simulación mediante elementos finitos.

Figura 1: Modelo de elementos finitos de un plumín telescópico



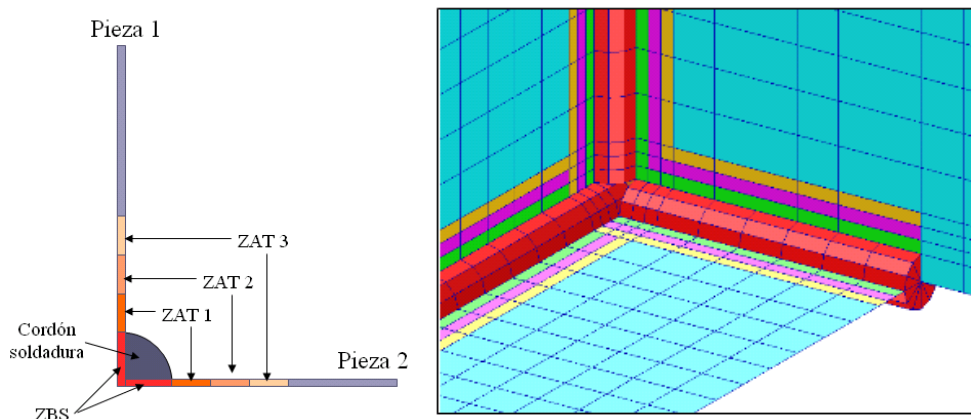
3.1 Modelado del material

Para modelar el material utilizado, se ha partido de la curva tensión-deformación de cada material y, suponiendo que estamos siempre en la zona elástica, los únicos valores que necesitamos son los límites elásticos, el módulo de Young, la densidad y el coeficiente de poisson.

3.2 Modelado de las soldaduras

El método de los elementos finitos permite el perfecto modelado de las soldaduras (ver figuras 2 y 3). Así pues, si se observa con detenimiento una soldadura, se puede ver que, debido al proceso de soldadura aparecen unas zonas afectadas térmicamente en los alrededores del cordón de soldadura. Estas zonas se denominarán como ZAT's y la zona que queda bajo el cordón de soldadura como ZBS. Al realizar en dichas zonas un ensayo de dureza, se pueden obtener las propiedades de dichas zonas tras el proceso de soldadura, aunque, por lo general presentaran un límite elástico mayor pero un comportamiento a fatiga peor (salvo para aceros de alto límite elástico). Es por ello que, al tener un mayor límite elástico, emplearlos para estas zonas el límite elástico normal para dicho material.

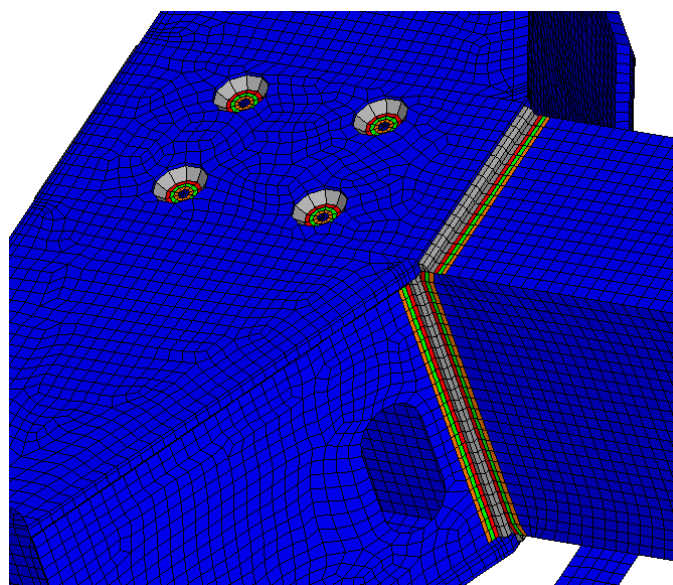
Fig. 2 y 3: Zona de soldadura a tope. Soldadura en una esquina incluyendo ZBS y ZATs



Por ello para simular las soldaduras, si no es necesario realizar un análisis de fatiga de la soldadura, solo sería necesario modelar el cordón de soldadura mediante elementos volumétricos.

Por otro lado, la realización y la modelización de las soldaduras, depende de la forma de éstas. En el caso de una soldadura a tope, la modelización se realizaría como se aprecia en la figura 4, uniendo las diversas piezas en las esquinas y en la soldadura.

Fig. 4: Zona de soldadura a solape



3.3 Modelado del cilindro hidráulico

Los plumines telescópicos, contienen en su interior un cilindro hidráulico que permite extender o retraer el plumín

Este elemento, en su posición de reposo, tanto extendido como encogido, únicamente transmite esfuerzos axiales entre ambas partes del plumín, por lo que, para modelarlo, se sustituye por una barra rígida, debido a su gran rigidez en comparación con el plumín, que únicamente pueda transmitir esfuerzos axiales.

3.4 Simulación de los elementos no estructurales

Los plumines suelen llevar asociados ciertos elementos no estructurales que suelen tener asociada una determinada masa: latiguillos, válvulas selectoras, el propio peso del cilindro hidráulico con el aceite, etc.

Estas masas aparecen a veces incluso descentradas respecto al eje del plumín, lo que genera una torsión que debe ser incluida. Es por ello que, para modelarlo se colocan en las zonas de unión de estos elementos con el plumín unas fuerzas y momentos equivalentes.

4. Criterios de Rigidez y de Resistencia

Para poder realizar los análisis, resulta imprescindible establecer unos criterios de resistencia que deben satisfacer los diseños anteriores, que, según la norma 1726, establecen que:

Tensión límite combinada (empleando el criterio de Von Mises):

$$\sigma_{V.M.,max} \leq \frac{\text{Limite_Fluencia}}{1.11} \quad (6)$$

Cálculo a pandeo

$$\sigma_{compresionmax} < 0.9 \cdot \frac{\text{Limite_pandeo}}{1.11} \quad (7)$$

Cálculo de la tensión límite de cortadura

$$\tau_{max} < \frac{\text{Limite_pandeo}}{1.92} \quad (8)$$

Con todo ello, ya se puede proceder al cálculo de estos elementos empleando las diversas metodologías de cálculo estructural y de resistencia de materiales.

Respecto al cálculo de las soldaduras, la norma UNE-58356, permite el cálculo adicional de las soldaduras del plumín, por lo que es conveniente estudiarlas. Así pues, el cálculo se realiza de forma similar al resto de los casos, pero lo único que varía es el coeficiente de seguridad que se aplica a esta zona y que hay que verificarlas con respecto a cuatro criterios:

Tabla 1: Coeficientes de seguridad en las soldaduras

Tensión límite combinada	Tensión límite a tracción			Tensión límite a compresión		Tensión límite de cortadura	
	Soldadura a Tope con Preparación	Soldadura a Tope sin preparación	Cordón de Soldadura	Soldadura a Tope	Cordón de Soldadura	Soldadura a Tope	Cordón de Soldadura
1,11	1,11	1,25	1,57	1,11	1,39	1,57	1,92

5. Estimación de las cargas debidas a los diversos movimientos para los plumines

El cálculo de las fuerzas debidas a la inercia de la grúa, es más difícil de calcular y, dependen de cada vehículo, de los frenos que lleve montado, del sistema hidráulico, etc. (Miralbes, Castejon, 2008).

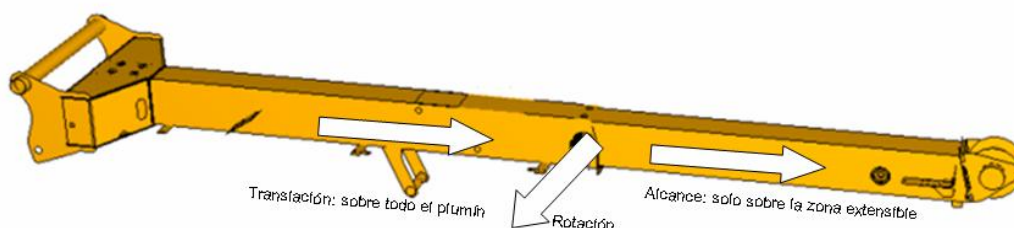
Es por ello que, para una correcta cuantificación de las mismas sería necesario un ensayo con acelerómetros, pero ya que ello no es siempre posible, se intentará adaptar la fórmula empleada para los factores dinámicos, a partir de las velocidades máximas recomendadas en la normativa de grúas UNE-58-507-77 que establece la tabla 1 de velocidades:

Tabla 2: Velocidades máximas admisibles en una grúa

Carga Maxima	Menos de 10 T	De 10 a 15 T	De 15 a 20 T	De 20 a 30 T	De 30 a 40 T	Mas de 40 T	
Velocidad de Traslacion (m/s)	2,78	2,36	1,94	1,39	1,25	0,97	
Velocidad de Rotación (rad/s)	0,37	0,31	0,25	0,25	0,21	0,21	
Velocidad maxima en punta de rotación para un alcance de 16 metros	5,91	5,02	4,02	4,02	3,35	3,35	
Carga Maxima	Hasta 2.5 T	De 2.5 a 4 T	De 4 a 6 T	De 6 a 10 T	De 10 a 15 T	De 15 a 25 T	Mas de 25 T
Velocidad de Alcance (m/s)	0,62	0,45	0,31	0,23	0,15	0,10	0,08

Tras ello, observando cada movimiento por separado, aunque cada aceleración debe aplicarse en la dirección correspondiente:

Figura 5: Movimientos existentes en un plumín telescópico



- Traslación: es la debida a la translación de la grúa, en nuestro caso de la carretilla y, en especial durante el proceso de frenado, donde se producirá la deceleración máxima. El cálculo se realizará introduciendo una aceleración en dirección longitudinal al plumín, en las dos direcciones. Para conocer esta aceleración, sería conveniente saber el tiempo mínimo

de deceleración, el cual se desconoce, aunque se estimará aproximadamente por un segundo. De esa forma, la máxima deceleración sería aproximadamente de 2.8 m/s² que es un valor razonable.

- Rotación: es la que se produce en carretillas giratorias, cuando esta tiende a girar y su valor máximo ocurrirá con el máximo alcance de la máquina con el plumín. En este caso surgen dos tipos de aceleraciones tangenciales, por un lado la debida a la fuerza centrífuga y por otro lado la que podría surgir por la aceleración o deceleración necesaria para alcanzar la velocidad de rotación o para parar, siendo este último caso el que presenta una mayor deceleración. De esta forma:

$$a_{centrif} = \frac{v_{tra}^2}{r} \quad (9)$$

y que para el caso más desfavorable podría ser de 2.2 m/s², aunque variaría según la distancia de cada zona.

$$a_{acel_fren,max} = \frac{v_{rot,max}}{t_{frenada}} - a_{centrif} = \frac{\Omega_{rot} \cdot r_{alc,max}}{t_{frenada}} - \Omega_{rot}^2 \cdot r_{alc,max}$$

$$a_{acel_rot,max} = \frac{v_{rot,max}}{t_{frenada}} \quad (10)$$

y con un tiempo de frenada de 2 segundos, se obtiene que, la máxima deceleración en la rotación es de 3 m/s²

- Alcance: es la debida al movimiento del brazo telescópico al desplegarse o al plegarse, pero presenta unas velocidades muy pequeñas, por lo que, las deceleraciones o aceleraciones serán ridículas en comparación al resto y a la gravedad.

6. Cargas de Viento

El cálculo de estas cargas, como se mencionó anteriormente se calcula según la norma UNE 53-113 que establece que la fuerza que actúa sobre la cara incidente frente al viento en condiciones normales de funcionamiento (w_i) es:

$$P_{viento,ele} = P \cdot C_{f,elemento} \quad (11)$$

- P_{viento} : la presión del viento por unidad que, en nuestro caso se utilizará 125 N/m² (tabla 1 de la UNE 53-113)

- $C_{f,elemento}$ depende de la forma del elemento sobre el que incida el aire y, en nuestro caso se referirá en todas las zonas de exposición para plumines de cajón cerrado a la forma del cajón (tabla 2 de la norma UNE 53-113). En el caso de celosías se empleará 1.7 salvo que sea de perfil tubular (tabla 2 de la norma UNE 53-113).

Para introducir dicha carga, se colocará en dirección transversal al plumín en toda la sección incidente.

En relación a las fuerzas debidas a viento en tempestad (w_o), estos plumines no suelen estar diseñados para trabajar en estas situaciones ya que ante este tipo de efectos climáticos no va a estar el plumín montado, pero, por si fuera necesario, se calcularía utilizando un valor

de P de 800 N/m² para alturas menores a 20 m o de 1100 N/m² para alturas entre 20 y 100 m.

7. Aplicación a un plumín telescópico

La aplicación a plumines telescópicos resulta prácticamente directa. El único inconveniente que aparece es la simulación de las zapatas de fricción

Para permitir el desplazamiento relativo de ambos cajones en los plumines telescópicos y para permitir la transmisión de esfuerzos entre ellos, se emplean las denominadas pastillas de fricción. Estos elementos van fijados a uno de los dos cuerpos e impiden que se produzca una fricción entre los cuerpos excesiva que pueda llegar a dañar el plumín.

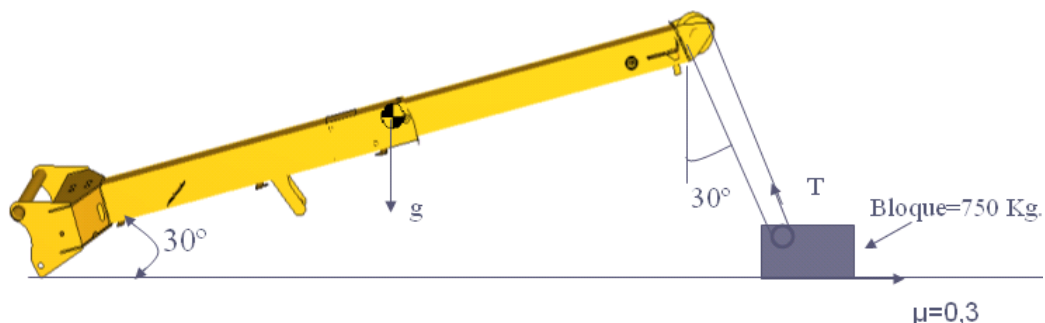
Es por ello que es necesario incluir estas piezas para un perfecto dimensionamiento del plumín y para que los esfuerzos que aparecen en la estructura se transmitan de la forma adecuada, permitiendo un modelado veraz tanto en términos de tensión como de desplazamiento, al permitir un giro relativo entre ambos cuerpos

Por ello, lo que se hace es colocar estos elementos unidos al cuerpo correspondiente, modelándolos como elementos volumétricos y ajustando las tolerancias a las establecidas en el proceso de fabricación. Con respecto al otro cuerpo, se establecen unos contactos con fricción y con ello se consigue modelar el comportamiento de una forma eficaz.

Para nuestro caso particular de plumín, debido a su forma de utilización, se han incluido tres casos adicionales de carga que sería conveniente analizar. Estos casos son:

- Caso adicional 1: plumín con la hipótesis de carga del caso 1, con un ángulo de inclinación de 30° y arrastrando la máxima capacidad de carga.

Fig. 6: Caso adicional 1 para el plumín telescópico



Este caso de carga no debería producirse a lo largo de la vida del plumín, al no estar inicialmente diseñado para funcionar de esta forma, pero, se ha incluido como cálculo adicional de seguridad frente a este tipo de maniobras de arrastre, al igual que el siguiente caso de carga.

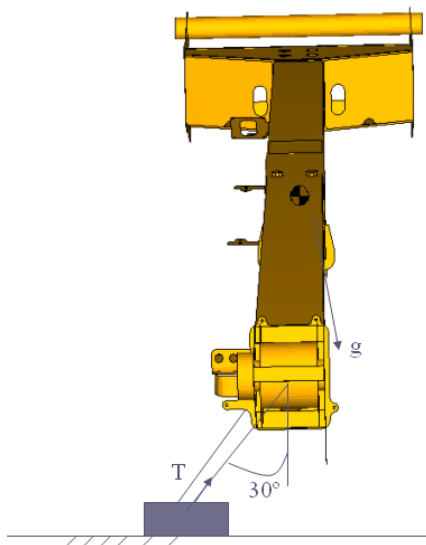
Para realizar este cálculo, se modificarían las direcciones de la gravedad en el modelo de elementos finitos y las fuerzas aplicadas y, respecto a la carga de servicio (F) se sustituiría por el valor de T y se variaría su dirección de aplicación. El valor de T se obtendría de la siguiente expresión:

$$T = \frac{F \cdot \mu}{\cos(\alpha)} \quad (12)$$

siendo μ el coeficiente de fricción del bloque con el terreno que se considerará de 0.3 y α el ángulo que forma el plumín con la horizontal.

- Caso adicional 2: plumín con la hipótesis de carga del caso 1 y arrastrando la máxima carga lateralmente con un ángulo de arrastre de la carga de 30° .

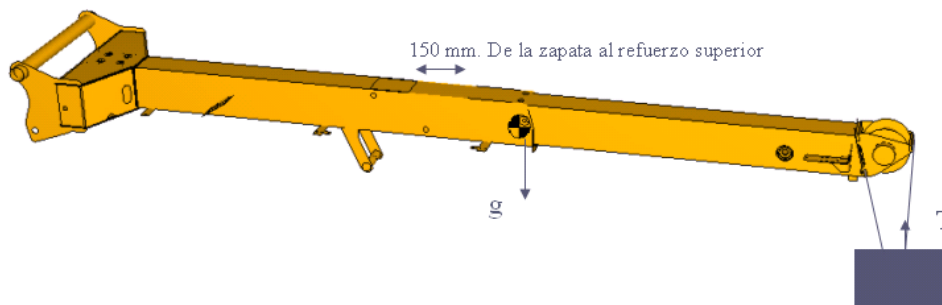
Fig. 7: Caso adicional 2 para el plumín telescópico



Este caso se calcula de forma similar al caso de carga 1, pero únicamente se varía el ángulo de aplicación de F y se valor que se sustituye por el valor de la tensión (T) que se obtiene de forma análoga al anterior caso de carga.

- Caso adicional 3: Caso de Carga 1 en medio recorrido.

Fig. 8: Caso adicional 3 para el plumín telescópico



Los plumines telescópicos están diseñados para trabajar únicamente en dos posiciones: totalmente recogido y totalmente extendido, pero como en casos anteriores, se ha incluido este tipo de caso de carga como medida de seguridad.

Hay que destacar que estos plumines en las zonas de contacto para la posición de máximo recorrido, suelen contar con unos rigidizadores locales, ya sean barbas o sobrepesores locales por soldadura de otros elementos. Es por ello que, es posible que en un estado intermedio de desplazamiento de los cajones, estos elementos no actúen, pudiendo producirse concentraciones locales de tensiones que sería necesario cuantificar. Por ello, en este caso de carga, se define una posición intermedia de un cuerpo respecto al otro, pero más próxima a la posición de máximo desplazamiento entre cuerpos; más concretamente a una distancia en la que las pastillas superiores estén a una distancia aproximada del borde de su rigidizador correspondiente de, una vez sus dimensiones máximas.

Una vez establecidos los casos de carga adicionales, las cargas, los materiales, contactos, etc. se procede a realizar el cálculo numérico y el postproceso. Para realizar el postproceso

se debe analizar para cada pieza del conjunto las tensiones de Von Mises y los cortantes, de acuerdo a lo especificado en el punto 4 del artículo. A continuación se presentan algunos de los resultados globales en términos de desplazamiento y deformación.

Fig. 9: Tensión de Von Mises para el caso de carga adicional 1

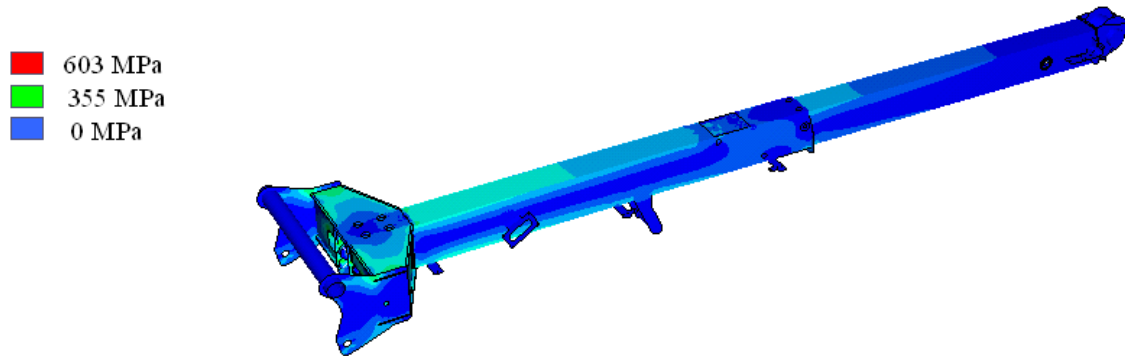
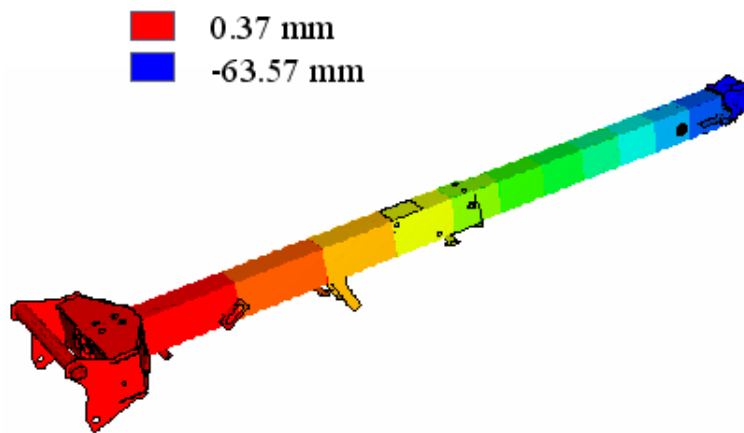


Fig.10: Desplazamiento vertical para el caso adicional 3



Para realizar el proceso de rediseño se utiliza la metodología de prueba y error.

Tras el proceso de diseño y optimización se ha llegado a un plumín telescópico optimizado que cumple frente a los criterios de rigidez y resistencia especificados por la normativa y por la empresa, con un peso final de 434.7 Kg. frente a uno inicial de 498.2 Kg. lo que supone un ahorro en peso y el material del 12%.

Para realizar la optimización se emplean los límites establecidos en las ecuaciones 1 a 3 para cada una de las diversas piezas que conforman el conjunto. Así pues, en cada una de las piezas se examina tanto la tensión de Von Mises, la tensión de cortadura y la de pandeo de las piezas. Después con cada una de las tensiones obtenidas se obtiene el coeficiente de seguridad de cada una de las piezas utilizando la siguiente fórmula:

$$C.Seg = \frac{\sigma_{e_mat}}{\max(\sigma_{V.M.Max}, \tau_{max}, \sigma_{comp.max})} \quad (12)$$

Si C.Seg. es mayor que el establecido por el diseñador (en nuestro caso particular de 1.11) se puede plantear la reducción de los espesores de la pieza hasta acercarnos a espesores

próximos o emplear materiales con peores propiedades. En caso de que sea inferior se procederá de forma contraria aumentando espesores o mejorando la calidad del material utilizado. Esto se realizará con las piezas que se considere necesario, teniendo en cuenta tanto los materiales disponibles por la empresa como los espesores de chapa. Una vez hecho esto se procederá a realizar de nuevo el cálculo y se analizará para observar el comportamiento de las piezas modificadas y ver si cumple los criterios establecidos, pudiéndose proceder sucesivamente hasta llegar a una configuración óptima de espesores.

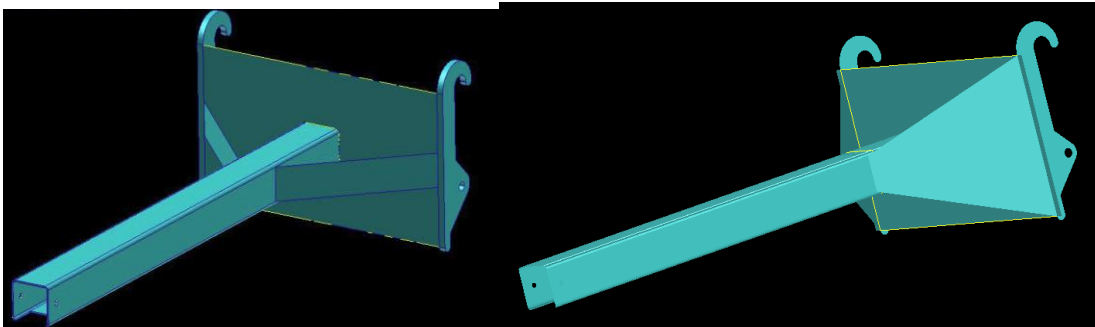
8. Aplicación a un plumín de cajón cerrado

En el caso de plumines de cajón cerrado, se puede realizar un pre dimensionamiento previo del plumín utilizando las ecuaciones clásicas de resistencia de materiales (Ortiz Berrocal, 1980) y los perfiles cuadrados comerciales más habituales. Este proceso permite obtener un primer perfil de partida. Este se debe calcular según los casos de carga establecidos en el apartado 2.2

En el caso estudiado se debe diseñar un plumín con una capacidad de carga de 1.000 Kg. A 1.500 mm, por lo que el perfil seleccionado ha sido un perfil de 135x135x5 debidamente reforzado y modificado.

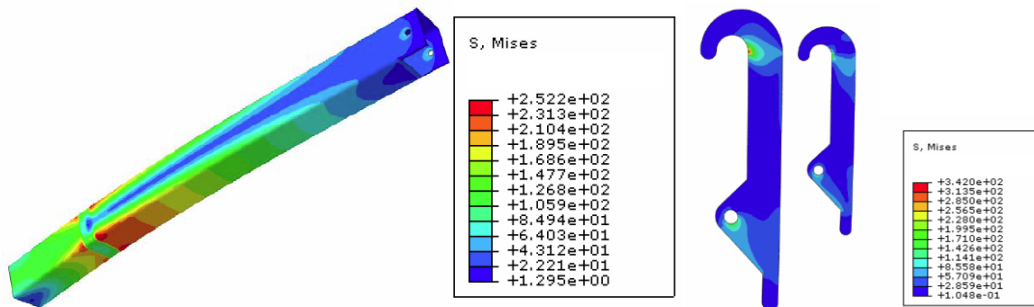
Posteriormente se ha generado un modelo CAD y se ha procedido a realizar análisis mediante elementos finitos y rediseños. En la figura 11 se puede observar el proceso de rediseño del plumín desde el modelo inicial al final.

Fig.11: Modelos inicial (izq.) y final (der.) de plumín de cajón cerrado



La metodología de elementos finitos ha permitido obtener para cada pieza las tensiones de Von Mises y el coeficiente de seguridad. En la figura 12 se muestran algunos resultados para algunas piezas.

Fig.12: Tensiones de Von Mises para el diseño final en las piezas de perfil cerrado (izq.) y de chapas de acoplamiento (der)



La utilización de elementos finitos ha permitido además optimizar la forma de algunos perfiles y reducir el espesor, de forma que se ha obtenido un plumín final un 29.5% más ligero y resistente. En la tabla 3 se muestra la comparativa en peso del modelo inicial y el final.

Tabla 3: Comparativa en peso de los modelos inicial y final de plumín de cajón cerrado

Masa (Kg)	Tirantes	Enganche	Perfil	Trasera	Collarín	Conjunto
Preliminar	7.87	13.65	28.8	29.5	-	79.82
Final	8.62	9.47	23.04	14.76	0.681	56.25

9. Aplicación a un plumín de estructura tubular

Al igual que para el caso anterior, se ha realizado un proceso de rediseño enfocado a plumines tubulares, los cuales son más ligeros, pero con un proceso de fabricación más laborioso y costoso. Los casos de carga y condiciones de contorno son idénticos al caso anterior y el proceso de modelado y de rediseño es similar, aunque en este caso concreto se utilizan elementos tipo viga en lugar de elementos tipo lámina. También se puede realizar un pre-diseño utilizando ecuaciones clásicas de resistencia de materiales (Ortiz Berrocal, 1980)

En la figura 13 se muestran los diseños iniciales y finales y en la tabla 4 la comparativa en pesos

Fig.13: Modelos inicial (izq.) y final (der.) de plumín de estructura tubular

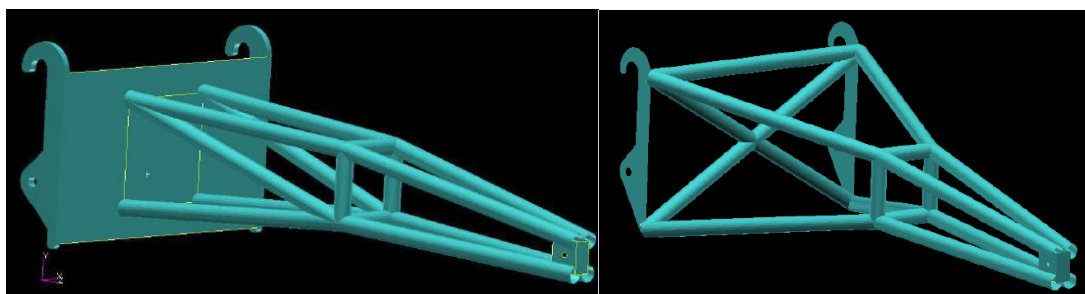


Tabla 4: Comparativa en peso de los modelos inicial y final de plumín de estructura tubular

Masa (Kg)	Barras	Enganche	Punta	Trasera	Conjunto
Preliminar	28.8	13.65	0.464	29.52	72.46
Final	22.55	14.28	0.929	4.2	41.93

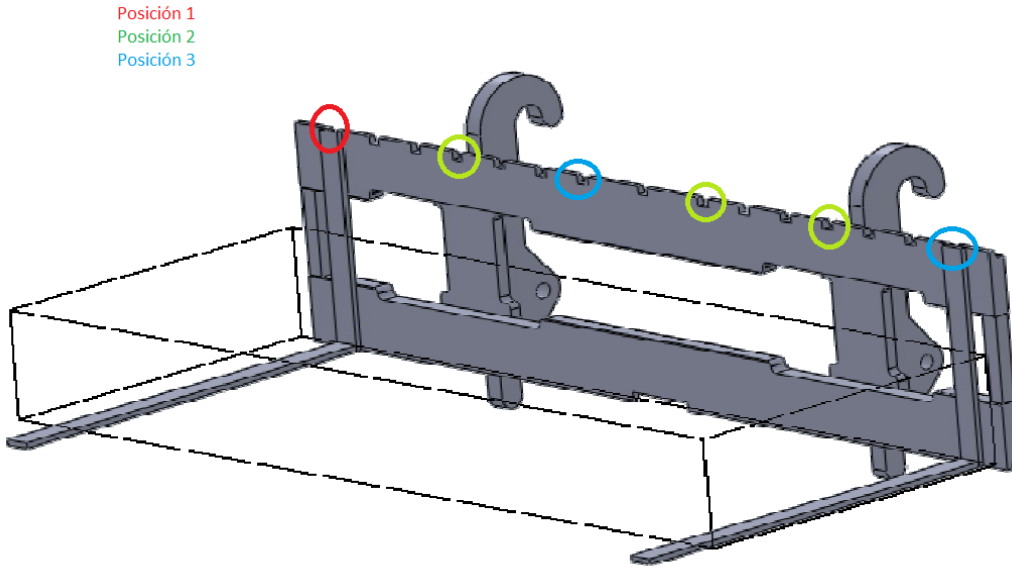
Las principales conclusiones del siguiente análisis, son que, para obtener un diseño resistente, no es necesario utilizar una chapa en la parte posterior y que es recomendable que los perfiles tubulares terminen en la chapa de unión con la carretilla manipuladora; esto permite aumentar de forma considerable la resistencia del conjunto.

También se ha observado que las barras diagonales posteriores no son necesarias y se pueden eliminar.

10. Aplicación a un portapalets

En el caso del portapalets, este elemento se calcula para soportar el peso de las uñas y de la carga, que en este caso es de 1000 kg. pero se mayor a con una carga de 1330 kg. según la normativa. El cálculo es estático y se analizan tres posiciones de colocación de las uñas (ver fig. 14) y según lo establecido en el apartado 2.1

Fig. 14: posiciones de colocación de la carga



Se han eliminado las uñas, que son elementos comerciales y se han colocado las fuerzas y momentos equivalentes en las zonas de contacto para simplificar el cálculo.

Se han analizado las tensiones y los desplazamientos y, en este caso particular se ha realizado una optimización estructural informatizada utilizando el software MSC.Patran.Optimize.

En la imagen siguiente aparecen las zonas a optimizar (en blanco) según el programa, al estar poco cargadas

Fig. 15: zonas susceptibles de ser eliminadas según el programa MSC.Patran Optimize.



A partir de los datos obtenidos anteriormente, las modificaciones realizadas han sido:

Eliminación de 40 cm de la parte superior a lo largo del larguero inferior manteniendo uniforme la superficie previamente redondeada en el paso del modelo de partida al modelo de estudio.

Como consecuencia de dicha reducción de altura del larguero, por cuestiones de diseño y restricciones de altura total del portapalets, es necesario aumentar la largura de los dos tubos laterales en 40 cm cada uno.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos en tensión para este modelo optimizado, obteniéndose una reducción en peso de 3.47 Kg y un peso final de 104.3 Kg.

Tabla 4: tensiones máximas por piezas para el portapalets.

PIEZA	MATERIAL	LIMITE ELÁSTICO	PESO	TENSIÓN	TENSIÓN MÁXIMA	CS
Larguero Superior	ST52	355 MPa	34,62 Kg	P1-236 MPa P2-56,1 Mpa P3-212 Mpa	236 MPa Posición 1	1,5 OK
Larguero Inferior	ST52	355 MPa	31,5 Kg	P1-223 MPa P2-25 MPa P3-183 MPa	223 MPa Posición 1	1.59 OK
Gancho	ST52	355 MPa	11,84 Kg (cada uno)	P1-196 MPa P2-75 MPa P3-219 MPa	219 MPa Posición 3	1,62 OK
Pletina	ST52	355 MPa	5,54 Kg (cada una)	P1-236 MPa P2-62,4 MPa P3-182 MPa	236 MPa Posición 1	1.5 OK
Tubo	ST52	355 MPa	0,515 Kg (cada uno)	P1-230 MPa P2-21 MPa P3-94 MPa	230 MPa Posición 1	1.54 OK

11. Análisis extensiométrico

Para verificar el comportamiento del conjunto mecánico, validar la metodología de cálculo numérico y comprobar el grado de error de esta técnica numérica con respecto a la realidad, se ha realizado un análisis extensiométrico del conjunto mecánico, en el cual mediante tres galgas extensiométricas (ver figura 16) unidireccionales se han obtenido las deformaciones en tres puntos del plumín seleccionados con anterioridad, atendiendo a criterios tanto de accesibilidad, representatividad, predominio de las tensiones en una dirección principal, etc.

Fig. 16: Galgas extensiométricas 1(izq.) y 2(der.)



Para realizar la correlación numérico-experimental se ha realizado el caso de carga 5 del punto 3. El resto de los casos de carga son difíciles de realizar experimentalmente de forma correcta debido principalmente a las cargas de viento. Hay que destacar que con este caso de carga se puede validar la metodología utilizada y los resultados numéricos, por lo que no es necesario realizar ensayos con otros casos de carga.

Como se observa en la gráfica 1, las galgas 1 y 3 trabajan a tracción mientras que la galga 2 trabaja a compresión.

Como se puede apreciar en las figuras 17 a 19, los resultados experimentales y numéricos presentan un alto grado de correlación, con un error como máximo del 12% en la galga 3 que es la que presenta una tensión menor, y por tanto en el que el error es más acusado en porcentaje.

Fig. 17: Comparativa de resultados en la galga 1

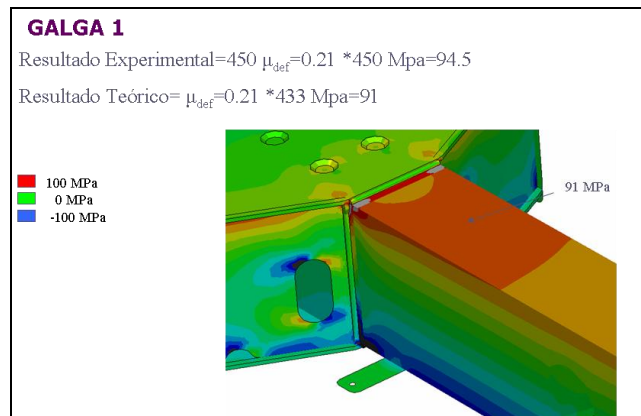


Fig. 18: Comparativa de resultados en la galga 2

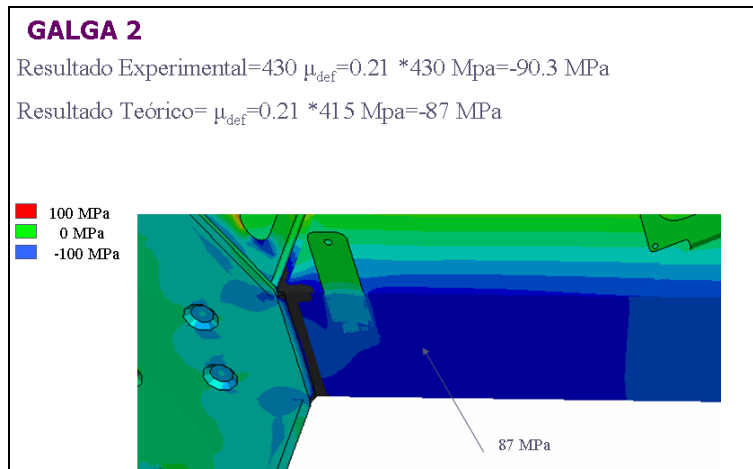
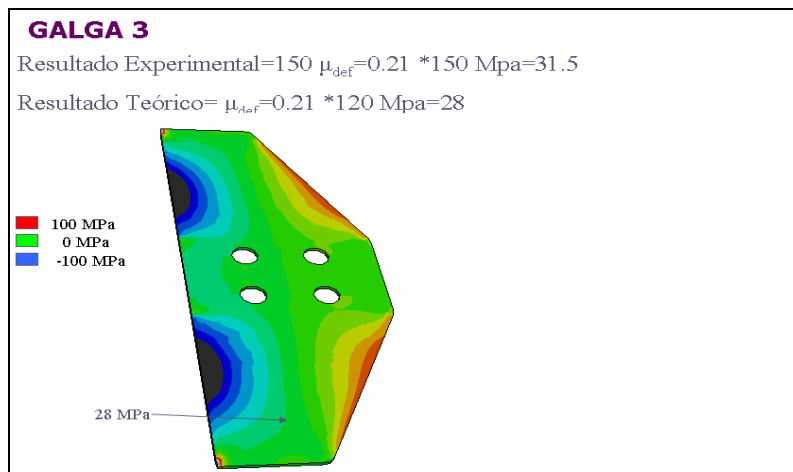
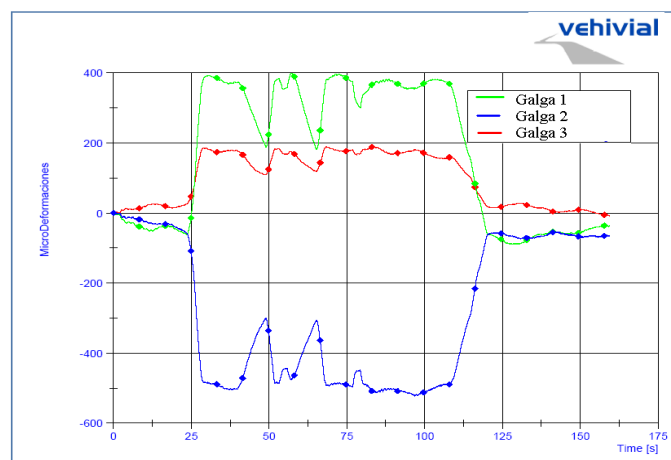


Fig. 19: Comparativa de resultados en la galga 3



Gráfica 1: Grafica de micro deformaciones frente al tiempo para el ensayo extensiométrico en cada una de las galgas



12. Conclusiones

Las principales conclusiones que se obtienen del artículo son que, utilizando la metodología de diseño mediante elementos finitos se pueden obtener diseños mecánicos más resistentes y ligeros, ya que la herramienta permite analizar cada una de las piezas y de las zonas por separado y permite, de una forma rápida y sencilla, modificar la geometría, el material, los espesores, etc.

Con ello el proceso de diseño se abarata y se reduce el tiempo de desarrollo necesario.

También se ha observado mediante el análisis extensiométrico, que los resultados obtenidos numéricamente son muy similares a los obtenidos experimentalmente por lo que las condiciones de contorno, cargas, metodología de discretización utilizada, etc. son adecuadas y permite reproducir fielmente el comportamiento real de los diversos modelos.

En lo referente al proceso de optimización, se han utilizado dos metodologías diferentes: automática y mediante "prueba y error". Se ha observado que son ambas igual de válidas, pero hay que resaltar que la metodología automática tiene la ventaja de mostrar de forma rápida y gráfica las zonas susceptibles de ser rediseñadas. Además permite modificar automáticamente el diseño por lo que es una herramienta muy potente.

13. Referencias

Miralbes R.; Castejon L.; "Design and Optimisation of Crane Jibs for Forklift Trucks". DYNA 2008 Vol. 83, no 5, pp. 282-290.

Ortiz Berrocal L.; "Resistencia de materiales". 3º Edición. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales: Madrid, 1980, pp. 112-187.

Sun, G.F; Kleeberger, M.; "Dynamic responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drive system". En "Mechanism And Machine Theory". 4º edición. Oxford: Ed. Edelweisser. 2003. Vol. 38, no12, pp. 1489-1508.

Zienkiewicz O.C. y Taylor R.L., "El Método de los Elementos Finitos. Vol. 1, las bases". 8º Edición. Dover, Ed. Dover 2006. pp. 134-179.

Correspondencia (Para más información contacte con):

Ramón Miralbés Buil. Dep. Ing . de Diseño y Fabricación. Ed. Torres Quevedo. C/ Maria de Luna s/n
50017 Zaragoza
Phone: +34/97676188
Fax: + 34/976762670
E-mail : miralbes@unizar.es
URL :