



CARACTERIZACIÓN DE UN ELEVADOR TIPO TIJERA PARA VEHÍCULOS

AUTOR:

ENRIQUE MURILLO JULIAN

A CARGO DE LA ESCUELA UNIVERSITARIA
DE INGENIERIA TÉCNICA INDUSTRIAL

DIRECTORA DE PROYECTO: PAULA CANALÍS MARTÍNEZ

ZARAGOZA NOVIEMBRE DE 2011

ÍNDICE

- 1 Objeto y alcance del proyecto.
- 2 Peticionario del proyecto.
- 3 Descripción del elevador.
 - 3.1 Tipos de elevadores.
 - 3.2 Principio de funcionamiento.
 - 3.2 Componentes del elevador.
- 4 Estudio de factores para el diseño.
- 5 Análisis del diseño.
- 6 Parámetros del diseño.
 - 6.1 Capacidad máxima del elevador.
 - 6.2 Distancia máxima entre ejes del vehículo.
 - 6.3 Ancho máximo del vehículo.
 - 6.4 Distancia mínima entre las ruedas del vehículo.
 - 6.5 Altura máxima del elevador.
 - 6.6 Esquema del elevador.
- 7 Análisis de cargas
- 8 Diseño y selección de los elementos de potencia hidráulicos.
- 9 Diseño y selección de los elementos mecánicos.
- 10 Diseño y montaje de la estructura en SolidWorks.
- 11 Cálculo estático del elevador utilizando la herramienta de CAE SolidWorks.
 - 11.1 Estudio de movimiento de la estructura.
 - 11.2 Estudio estático de la estructura.
 - 11.2.1 Estudio estático de la posición más baja de la estructura.
 - 11.2.2 Estudio estático de la posición más elevada de la estructura.
- 12 Diseño final del elevador.

13 Conclusiones.

14 Bibliografía.

ANEXOS

Anexo 1 - Análisis analítico de la posición más elevada y la posición más baja de la estructura.

Anexo 2 - Cálculo y diseño del pistón y del vástagos del cilindro hidráulico.

Anexo 3 - Cálculo y diseño de las barras y pasadores de la estructura.

Anexo 4 - Modelado de la estructura en SolidWorks.

Anexo 5 - Ensamblaje de la estructura en SolidWorks.

Anexo 6 - Estudio y análisis de movimiento de la estructura con SolidWorks.

Anexo 7 - Estudio de la estructura en la posición más baja con SolidWorks.

Anexo 8 - Estudio de la estructura en la posición más elevada con SolidWorks.

Anexo 9 - Comparativa entre las dos configuraciones de la estructura.

Anexo 10 - Estudio de la estructura con las mejoras seleccionadas.

1. Objeto y alcance del proyecto

El objeto de este proyecto consiste en explicar cómo se realiza el diseño, cálculo y modelado de los elementos que forman parte de un elevador de vehículos concebido para trabajos de carrocerías, cambio de neumáticos, revisión de frenos, etc.

La secuencia seguida para la realización de este proyecto es la siguiente:

- 1) Estudio previo de los componentes del proyecto, este diseño previo consistirá en enumerar las partes que componen el ensamblaje y analizar las uniones entre los diferentes subconjuntos.
- 2) Cálculo analítico en la posición inferior y superior con objeto de obtener la posición más desfavorable a la que tiene que estar sometida la estructura, para más tarde dimensionar analíticamente en esta posición todos los elementos de la estructura.
- 3) Modelado en 3D y ensamblaje de todas las piezas de la estructura, utilizando SolidWorks (software de diseño asistido por ordenador).
- 4) Simulación de movimiento para comprobar la fuerza ejercida en todo momento por el cilindro y confirmar la fuerza obtenida en los cálculos analíticos.
- 5) Comprobación de los resultados de la simulación con los obtenidos analíticamente.

- 6) Mejora del diseño de los elementos de la estructura basándose en los resultados obtenidos en los estudios realizados en SolidWorks.

2. Peticionario del proyecto

Este proyecto está realizado por encargo del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza.

3. Descripción del elevador

3.1 Tipos de elevadores

Entendemos como elevador de automóviles, toda aquella maquinaria de trabajo que permite, mediante un sistema hidráulico, eléctrico o mecánico, ascender y descender los vehículos de transporte durante las tareas de reparación o mantenimiento.

La categoría utilizada para designar los elevadores según el tipo de actividad que vaya a desempeñar dentro del taller son:

- Grupo A: Este grupo engloba a los elevadores para talleres de mecánica general, es decir, elevadores que nos sirven para la reparación, inspección, etc. de todas las piezas y partes de un vehículo.
- Grupo B: En este grupo están los elevadores para servicios de mantenimiento e inspección rápida.
- Grupo C: Aquí sólo entran los elevadores utilizados para alinear direcciones.

Dentro estas categorías se encuentran los diferentes tipos de elevadores, los más comunes son:

- Elevador de automóvil de dos columnas
- Elevadores de automóvil de cuatro columnas
- Elevadores tijera

Cada tipo de elevador de vehículo cumple con un requisito diferente según la manipulación que se quiera emplear en el coche.

Elevador de automóvil de dos columnas

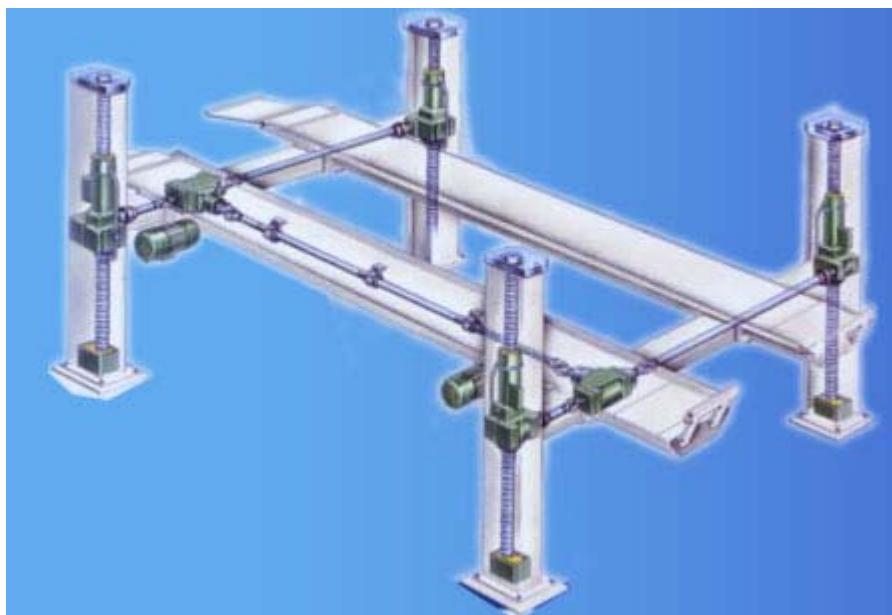


Estos son los principales elevadores de coches que podemos encontrar en cualquier taller mecánico, esto se debe al gran rendimiento y buena accesibilidad que ofrece a la hora de reparar o prestar un servicio completo al vehículo.

Un elevador de dos columnas es casi indispensable hoy en día a la hora de trabajar sobre las partes inferiores de un coche, esto se debe a que es el único elevador que permite manipular cualquier elemento del vehículo, sea cual sea su posición.

Los elevadores de dos columnas, están compuestos de una estructura dividida en dos partes. La parte fija se compone de dos columnas, cada una de ellas cumple la función de guía en toda su carrera ascendente o descendente, normalmente en este tipo de elevadores se aprovecha para instalar una serie de extras como bloqueos de seguridad. La parte móvil es la parte clave del elevador, ya que es la que transporta los brazos elevadores durante todo el recorrido.

Elevador de automóviles de cuatro columnas:



Se compone de los mismos mecanismos que el elevador de dos columnas en cuanto a funcionamiento se refiere, lo único que varía es que tiene cuatro apoyos, lo que le confiere mayor estabilidad y mayor capacidad de carga.

Elevador de tipo tijera:



El elevador de tijeras es un elevador que esta constituido por una estructura metálica y un circuito hidráulico impulsado por un motor eléctrico, se diferencia de los dos elevadores anteriores principalmente en que la forma de elevación es diferente. Una de las características importantes del elevador de tijeras es la posibilidad de posicionamiento del vehiculo a una altura adecuada en la cual se logra realizar diferentes tipos de trabajos necesarios para el mantenimiento preventivo y correctivo del auto motor.

Se compone de dos plataformas, en cada una de las plataformas hay dos cilindros y dos estructuras tipo tijera. Cada plataforma se acopla a la base del vehiculo generando una gran seguridad, con total estabilidad gracias a que posee brazos de expansión para vehículos de mayor amplitud.

Su sistema hidráulico compuesto por dos vástagos en cada una de las dos plataformas de la estructura y una bomba accionada por un motor eléctrico, nos brinda la fuerza necesaria para elevar la estructura con un considerable grado de seguridad.

Posee un sistema de seguridad continua va trabando el elevador cada quince centímetros, dando un factor de seguridad total contra descensos del vehículo no deseados, permitiendo al operario controlar su herramienta.

Es un elevador de poco mantenimiento que optimiza el tiempo dentro del taller.

3.2 Principio de funcionamiento



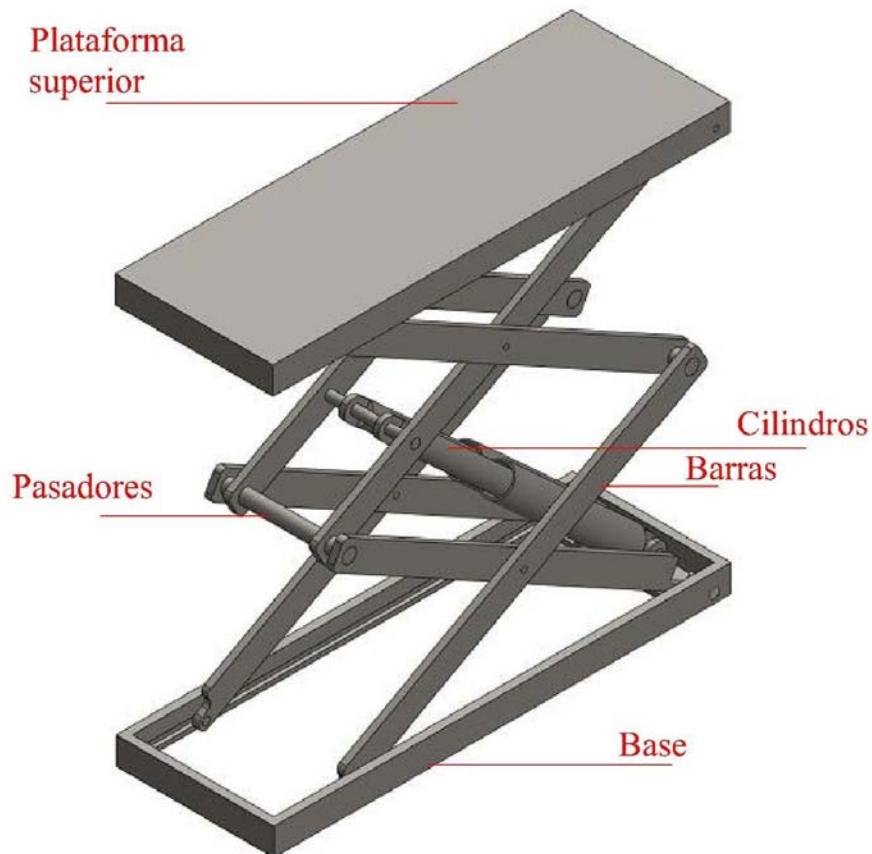
El principio de funcionamiento del elevador se basa en una estructura metálica que utiliza la geometría y funcionamiento de las tijeras para aumentar la distancia mediante la fuerza que será aplicada por dos cilindros hidráulicos.

A medida que el vástago avanza va elevando la estructura, ya que al estar unido a ella cuanto más avanza mayor ángulo adquiere el cilindro con respecto a la horizontal. En el caso del elevador planteado en el proyecto la estructura al cerrarse queda totalmente plegada, las barras no se ven puesto que quedan ocultas por la base y la plataforma superior, consiguiendo así un diseño bastante compacto que ocupa poco sitio y siendo cómodo de transportar.

La potencia del elevador se diseñará y construirá en base a procesos de construcción, tales como las teorías de rotura de barras y pasadores; y teorías de estructuras de nudos articulados, aprovechando el principio de la prensa hidráulica, todo esto junto con una correcta utilización de componentes y materiales.

En este elevador la bomba es el aplicador de la fuerza que nos permite levantar el vehículo, teniendo el elevador y el pistón como receptor y aplicador de la fuerza respectivamente. Sin olvidarnos de que nuestro conductor, el fluido incompresible, que es el agente transmisor de la fuerza.

3.3 Componentes del elevador



Como el elevador escogido para este proyecto es del tipo tijera se procederá a enumerar y describir los componentes del elevador, empezaremos de abajo arriba (mostrados en la figura anterior):

- Base de la estructura: Es el elemento que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Se encuentra empotrado al suelo, con lo que no se puede mover.

- Barras: De sección rectangular y maciza, aunque con diferentes terminaciones debido a las posiciones que ocupan dentro de la estructura, están unidas entre si, a la base y a la tapa superior mediante pasadores y son el nexo de unión para que la estructura se eleve.
- Cilindro hidráulico: Es el elemento que nos da la fuerza necesaria para levantar la estructura.
- Plataforma superior: Chapa sobre la cual descansa el vehículo cuando el elevador está extendido.
- Pasadores y barras cilíndricas de unión: De sección circular, el tipo de análisis depende de su longitud (como pasador o como barra), sirven como unión entre los distintos elementos del elevador.
- Piezas anti-torsión: colocadas entre las dos tijeras del elevador le confieren a este mayor rigidez para soportar la torsión provocada por el peso del vehículo.

4. Estudio de factores para el diseño

Basándose en el diseño del elevador de tipo tijera XT-300 de la empresa rsf-maquinaria, los parámetros de diseño se establecerán de acuerdo a las necesidades y aplicaciones de un elevador de baja altura tipo tijera, las principales características a tener en cuenta son el tamaño y el peso de los vehículos, sin olvidar los parámetros de seguridad necesarios para los operarios que estén en contacto con el equipo. A parte de estos los principales factores a tener en cuenta en el diseño son:

- Peso máximo del elevador: Diseñamos todos los elementos del elevador basados en los esfuerzos que produzcan o reciban
- Altura máxima de elevación: Diseñamos todos los elementos del elevador basados en los esfuerzos que produzcan o reciban.
- Distancia máxima entre los ejes del vehículo: Dimensionamiento de la longitud de apoyo del bastidor del vehículo.
- Anchura máxima del vehículo: Dimensionamiento de anchura para el apoyo del bastidor del vehículo.
- Distancia entre las ruedas: El vehículo debe poder ingresar libremente en el elevador.
- Trabajos a realizar en el vehículo: Los parámetros de diseño están dirigidos a que el trabajo y las actividades necesarias a ejecutarse en el elevador se hagan con la mayor comodidad posible.

5. Análisis del diseño

Las diversas opciones que pueden proyectarse para la construcción del elevador son múltiples, pero para las necesidades de este caso serán las siguientes:

- Trabajos a realizar: debido a la necesidad de optimizar el tiempo y el trabajo que se requiere los talleres profesionales se debe diseñar un elevador que nos sirva para trabajos de mantenimiento preventivo y correctivo en los diversos sistemas que conforman el automóvil de una forma fácil y sencilla.
- Análisis funcional: el elevador debe de ser de fácil transporte y que la infraestructura donde va a alojarse no necesite grandes mantenimientos, además debe tener sistemas de potencia que se pueda encontrar en cualquier lugar donde sea requerido.
- Construcción permisible: Algo muy importante que se debe tomar en cuenta es la factibilidad en el acceso a los materiales para las construcción del elevador, refiriéndose a que el costo de mantenimiento sea asequible y que sus accesorios y repuestos se puedan encontrarse en el mercado local.

6. Parámetros del diseño

6.1 Capacidad máxima del elevador

El elevador será diseñado específicamente para levantar automóviles tipo turismo que no sobrepasen los 3000Kg con un factor de seguridad de 3.

6.2 Distancia máxima entre ejes del vehículo

Considerando la distancia promedio que existe entre ejes en la mayoría de los automóviles se ha seleccionado una plataforma de 1575mm para la plataforma.

6.3 Ancho máximo del vehículo

La distancia máxima transversal que deberán tener los automóviles para poder utilizar el elevador es de 1960mm.

6.4 Distancia mínima entre las ruedas del vehículo

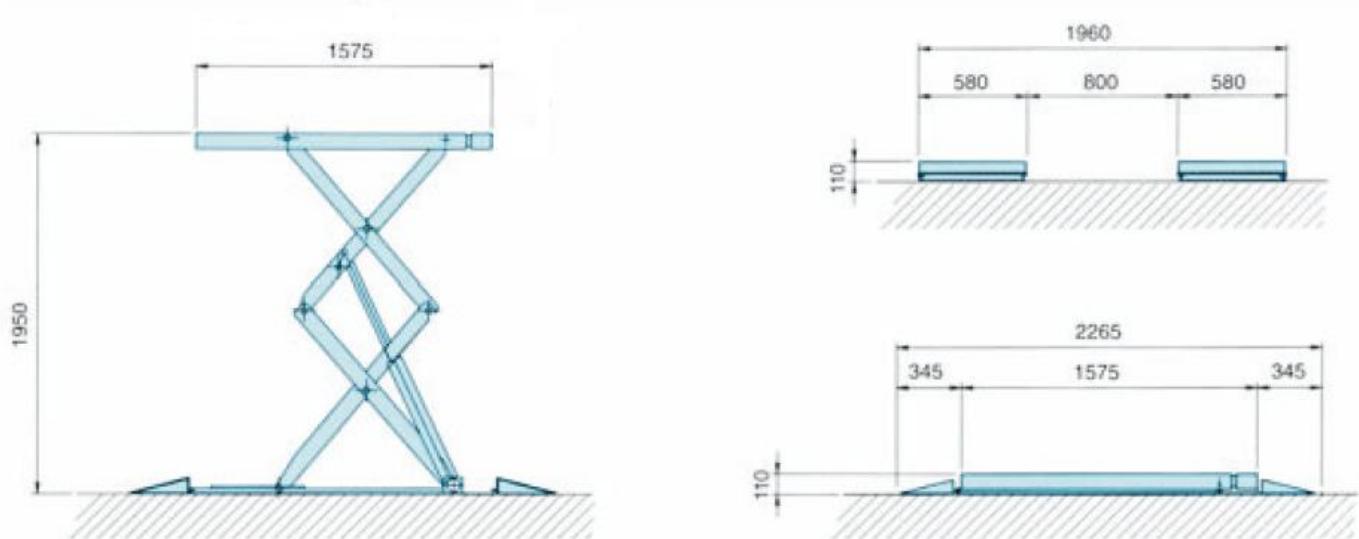
La distancia mínima entre las llantas de un vehículo para ser elevado es de 1100mm, por lo tanto la anchura del elevador debe estar alrededor de esa longitud, aquí se ha tomado 800mm como separación entre plataformas.

6.5 Altura máxima del elevador

La altura máxima a la que podrá ascender el elevador sin que pierda estabilidad cuando un vehículo se encuentra encima de él será de 1900mm.

6.6 Esquema del elevador.

El esquema utilizado para empezar a diseñar y a calcular los esfuerzos en la estructura ha sido el siguiente:



7 Análisis de cargas

Al realizar el estudio de cargas y reacciones y teniendo en cuenta las dimensiones fijadas en los parámetros de diseño, se ha considerado determinar el peso parcial de los vehículos, concluyendo que aunque el peso de los vehículos normales se distribuye en una proporción del 60% del peso total en la parte delantera y 40% en la parte posterior, se considerará que se distribuye en una proporción del 50% tanto en la parte delantera como en la trasera con el fin de facilitar los cálculos y simplificarlos. Los cilindros hidráulicos se ubicarán en la parte central del elevador para compensar cualquier desequilibrio en el peso del automóvil.

Se ha considerado para el análisis de cargas dos momentos, el primero cuando el vehículo rompe la inercia y empieza a elevarse y el segundo momento cuando el elevador se encuentra en el punto más extendido, para tratar de verificar cual de los dos momentos es el más desfavorable (aunque a priori ya se adivina que será el primero). En estos dos momentos se calcularán las reacciones y fuerzas máximas en la estructura y la fuerza que deberán generar los cilindros hidráulicos.

Todos los cálculos se encuentran en el **Anexo 1** y de las hipótesis de trabajo utilizadas en el.

8. Diseño y selección de los elementos de potencia hidráulicos



El sistema de potencia necesita elementos que generen y transmitan potencia a la estructura metálica para que esta a su vez reciba potencia y por medio del mecanismo de tijera procedan a romper el momento de inercia para poder así levantar el vehículo. El sistema de potencia consta de tres elementos principales como son el motor eléctrico que acciona la bomba, la bomba y los cilindros oleohidráulicos, en este proyecto sólo se diseñará y calculará el cilindro oleohidráulico como se ve en el **Anexo 2**. Todos los cálculos y las conclusiones finales referentes a los cilindros oleohidráulicos se encuentran en el **Anexo 2**.

9. Diseño y selección de los elementos mecánicos

El elevador de tijera concentra sus mayores esfuerzos en la estructura articulada, por tal razón el prediseño de cada uno de los elementos que la conforman se realizará según la teoría del cortante máximo y la teoría de barras sometidas a tracción/compresión y flexión analíticamente, para posteriormente terminar el diseño con las herramientas de SolidWorks. Hay que tener en cuenta el material a utilizar en la estructura articulada para que aguante todos los esfuerzos sin problemas.

En este punto es necesario tener en cuenta que por factor de seguridad y riesgo laboral los elementos empleados deben cumplir con las normas de seguridad vigentes, en este caso se utilizará un coeficiente de seguridad de 3.

Todos los cálculos de diseño de componentes mecánicos de la estructura aparecen en el **Anexo 3**.

10. Diseño, montaje y modelado en SolidWorks

El diseño, modelado y montaje de los componentes del elevador se realizará en SolidWorks, partiendo del diseño previo analítico. Todo esto aparece detallado en los anexos **Anexo 4** y **Anexo 5**, junto con todo lo referido a una breve explicación del programa y todas las operaciones que se han tenido que realizar con el.

Se realizarán dos montajes:

-El primer montaje se realizará según el modelo tomado en cuenta de la empresa rsf-maquinaria, modelo X-300, con lo que los cilindros hidráulicos se encontrarán apoyados al lado de los apoyos fijos de la estructura.



- El segundo montaje será igual que el primero en cuanto a la estructura articulada se refiere, pero con la dirección de los cilindros hidráulicas contraria, es decir, estos se apoyarán al lado de los apoyos móviles de la estructura.



Más adelante se compararán los dos montajes en cuanto a tensiones en la estructura, deformaciones y desplazamientos, comprobación de pasadores, etc, para comprobar cual es más viable mediante una tabla de características.

11. Cálculo estático del elevador utilizando la herramienta de CAD SolidWorks

En este apartado se resumen los estudios realizados en SolidWorks tanto los estudios estáticos en la posición más baja y en la posición más alta del elevador, como el estudio de movimiento.

A partir de estos estudios se determinarán las tensiones y deformaciones a las que están sometidas las barras, así como el coeficiente de seguridad que hay en todos los elementos de la estructura, que deberá ser mayor de 3, y la comprobación de pasadores y fuerzas resultantes en los apoyos G y H.

11.1 Estudio de movimiento de la estructura

El estudio de movimiento se ha realizado con la herramienta SolidMotion del programa SolidWorks, como se puede observar en el **Anexo 6**, en el cual están todas las conclusiones referentes a este apartado.

11.2 Estudio estático de la estructura

11.2.1 Estudio estático de la posición más baja de la estructura

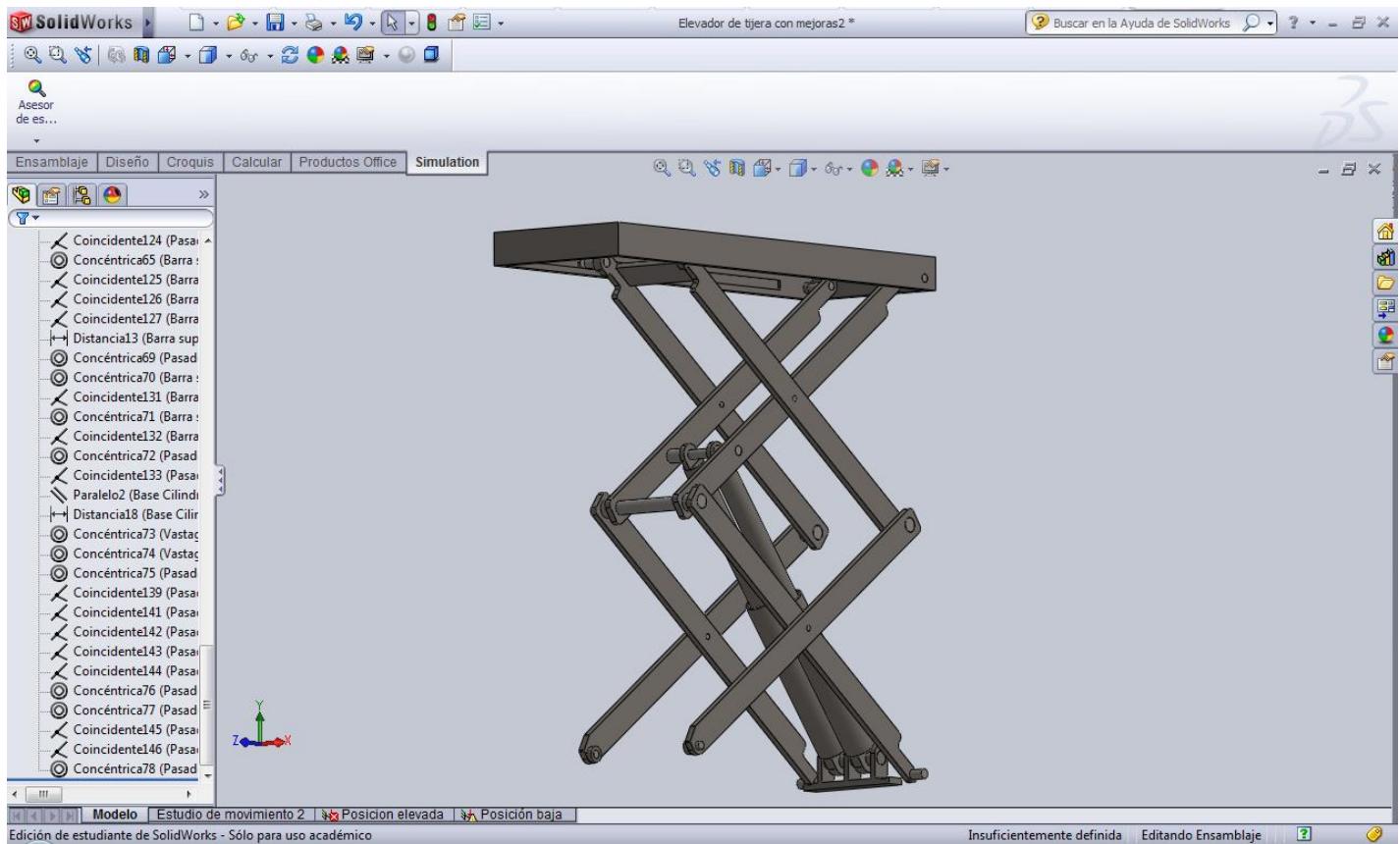
El estudio estático de la estructura en la posición más baja ha sido realizado en el **Anexo 7**, también se ha comparado las dos configuraciones del cilindro planteadas al principio de la memoria en el **Anexo 9**, en el cual están todas las conclusiones referentes a este apartado.

11.2.2 Estudio estático de la posición más elevada de la estructura

El estudio estático de la estructura en la posición más elevada ha sido realizado en el **Anexo 8**, en el cual están todas las conclusiones acerca de este apartado.

12 Diseño final del elevador.

Como se muestra en el **Anexo 10** el elevador ha sido sometido a algunas variaciones o mejoras con el fin de mejorar su rendimiento de trabajo, el diseño final de la estructura es este:



12 Conclusiones

El objetivo inicial del proyecto era el diseño de un elevador de tipo tijera que pudiera elevar vehículos de hasta 3000kg.

Por lo tanto se puede concluir que se han cumplido todos los objetivos iniciales, ya que se ha utilizado la herramienta SolidWorks para diseñar todas las piezas y sus aplicaciones SolidMotion y SolidSimulation para calcular las tensiones en toda la estructura (incluidas partes de las piezas muy difíciles de calcular analíticamente), visualizar como se van a deformar todas las piezas del conjunto y como se va a comportar la estructura en el movimiento. Todo esto siendo el menor coeficiente de seguridad 3, pudiendo garantizar por completo la seguridad de la máquina, ya que ninguna de las piezas diseñadas va a trabajar en la zona de deformaciones permanentes.

13 Bibliografía

- www.rsf-Maquinaria.com.
- Libro de la asignatura de Diseño de Mauinas.
- Tutoriales de SolidWorks.
- “Cálculo y construcción de Máquinas”-- A. Serrano Nicolás

Anexos

Anexo 1 – Análisis analítico de la posición más elevada y la posición más baja de la estructura



En este apartado se llevaran a cabo los cálculos analíticos para el dimensionado primario de la estructura, que más adelante se completarán con la herramienta SolidWorks, aplicando la teoría de fallo del cortante máximo, debido a que es una teoría un poco más conservadora que la teoría de Von Misses.

Se van a estudiar la posición inferior y la posición superior con el fin de determinar cuál es la situación más desfavorable y la fuerza que deben generar los cilindros hidráulicos. La posición inferior se considerara cuando el elevador entra en contacto con el coche y la superior es la altura máxima que puede alcanzar la estructura.

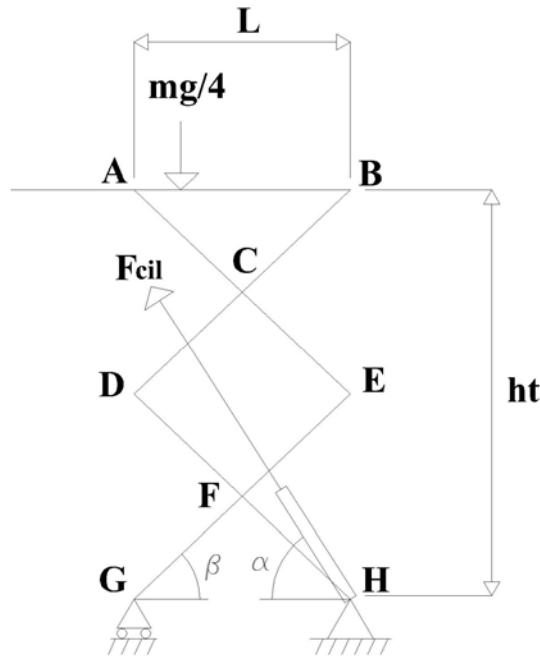
Para simplificar los cálculos y como la estructura es simétrica, se tendrá en cuenta solamente una de las cuatro tijeras, ya que el elevador está dividido en dos plataformas compuestas por dos tijeras cada una, a la cual se le aplicará la fuerza de un solo cilindro, ya que al ser una estructura simétrica y poseer dos cilindros la fuerza se divide por la mitad entre las dos estructuras, y la cuarta parte de la masa máxima que puede levantar la estructura. El peso de la estructura no se tendrá en cuenta en estos cálculos, más tarde con el programa SolidWorks se realizará un calculo mucho mas exacto en los que si que se incluirá.

Todas las ecuaciones y estudios se plantearán en la peor situación, es decir, bajo la acción del peso máximo admisible por la estructura, el cual se dividirá entre cuatro, para respetar la hipótesis antes planeada, y cada una de esas cuatro partes recaerá sobre cada una de las cuatro tijeras.

Posición Superior:

Se plantean las ecuaciones de sólido libre en todas las barras de la estructura. Se considera que el punto A y el apoyo G no tienen reacción horizontal debido a que deben deslizar para que la estructura se levante.

La estructura se plantea como una estructura de barras articuladas, con la consiguiente hipótesis de que no existen momentos torsores en los pasadores. El esquema de la estructura es el siguiente:



Los datos de trabajo cuando la estructura se encuentra en el punto más elevado son:

Longitud G-H = 1000mm \rightarrow L

Altura total B-H = 1900mm \rightarrow h_t

$mg/4 = (3000\text{kg} * 9.8\text{N/Kg})/4 = 7350\text{N}$

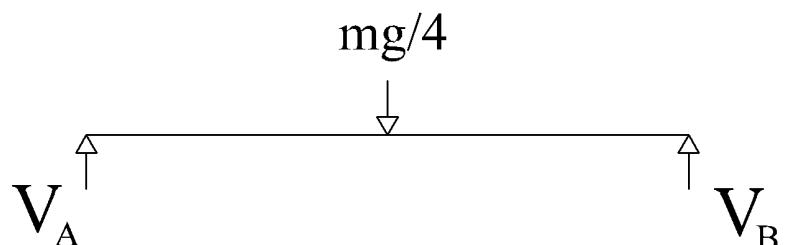
$\alpha = 57,72^\circ$ \rightarrow ángulo que forma el cilindro con el eje horizontal

$\beta = 43,5^\circ$ \rightarrow ángulo que forman las barras con el eje horizontal

Longitud de las barras = 1380mm

Longitud de la plataforma superior = 1550mm

Barra A-B:

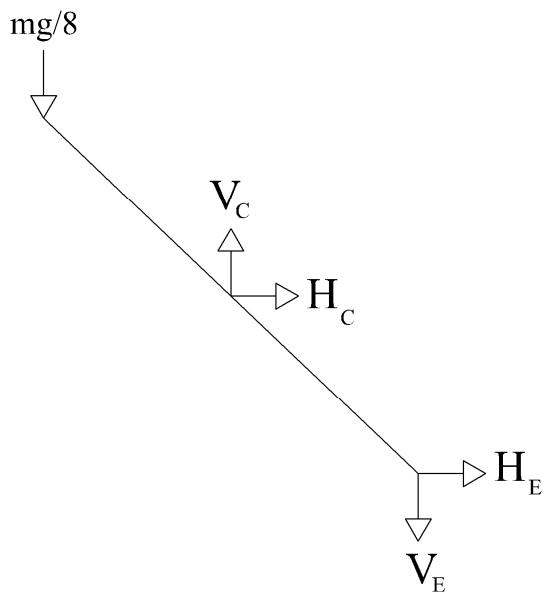


$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow H_B = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V_A + V_B - mg/4 = 0$$

$$\Sigma M_Z = 0 \rightarrow -(mg/4)*(L - 775) + V_B * L = 0$$

Barra A-E:

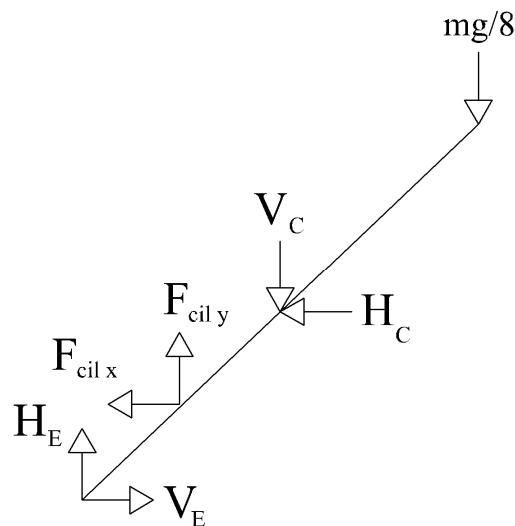


$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow H_C + H_E = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V_C - V_E - V_A = 0$$

$$\Sigma M = 0 \rightarrow (V_A) * L - V_C * (L/2) - H_C * (h_t/4) = 0$$

Barra B-D:

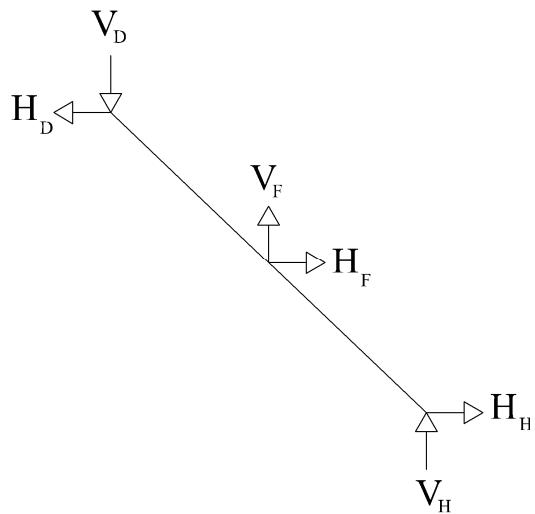


$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow H_D - F_{cilX} - H_C = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{cilY} + V_D - V_C - V_B = 0$$

$$\Sigma M = 0 \rightarrow -(V_B)*L - V_C*(L/2) - H_C*(h_t/2) + F_{cilY}*(L/4) + F_{cilX}*(h_t/2) = 0$$

Barra D-H:

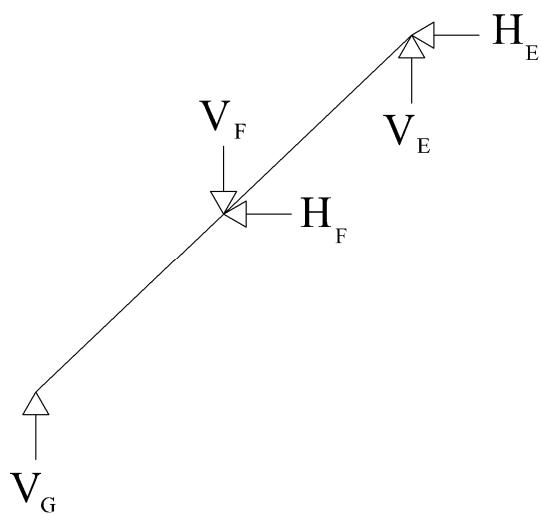


$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow H_F - H_D + H_H = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V_F + V_H - V_D = 0$$

$$\Sigma M = 0 \rightarrow V_D*L + H_D*(h_t/2) - V_F*(L/2) - H_F*(h_t/4) = 0$$

Barra E-G:



$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow -H_F + H_E = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow V_E - V_F + V_G = 0$$

$$\Sigma M = 0 \rightarrow V_E * L + H_E * (h_t/2) - V_F * (L/2) + H_F * (h_F/4) = 0$$

Debido a que son dieciséis ecuaciones con dieciséis incógnitas y analíticamente sería muy costoso solucionarlo se ha utilizado el programa EES (Engineering Equation Solve) para que lo resuelva, los resultados obtenidos del mismo son:

- Fuerza del cilindro:

$$F_{cil} = 21736 \text{ N} = 21,736 \text{ KN}$$

$$F_{cil_x} = 11608 \text{ N}$$

$$F_{cil_y} = 18377 \text{ N}$$

- Reacciones en las barras:

$$V_A = 4747 \text{ N}$$

$$H_A = 0 \text{ N}$$

$$V_B = 2603 \text{ N}$$

$$H_B = 0 \text{ N}$$

$$V_C = 9495 \text{ N}$$

$$H_C = -1,221 \text{ N}$$

$$V_D = -6279 \text{ N}$$

$$H_D = 11607 \text{ N}$$

$$V_E = 4748 \text{ N}$$

$$H_E = 1,221 \text{ N}$$

$$V_F = 9497 \text{ N}$$

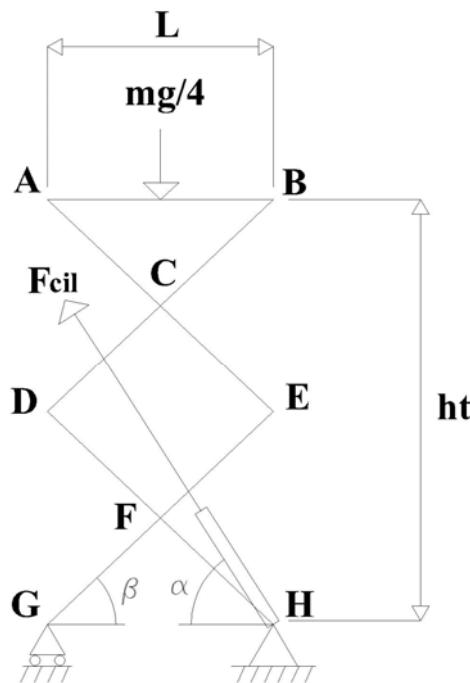
$$H_F = -1,221 \text{ N}$$

$$V_G = 4749 \text{ N}$$

$$V_H = -15776 \text{ N}$$

$$H_H = 11608 \text{ N}$$

Posición Inferior:



Las consideraciones y la estructura son exactamente las mismas que en la posición superior, lo único que cambian son los datos de trabajo:

Longitud G-H = 1373,6mm \rightarrow L

Altura total A-B = 220mm \rightarrow ht

$$mg/4 = (3000\text{kg} \cdot 9.8\text{N/Kg})/4 = 7350\text{N}$$

$$\alpha = 7,6^\circ$$

$$\beta = 4,57^\circ$$

Longitud de las barras = 1380mm

Las ecuaciones de sólido rígido son las mismas que en el caso anterior, por lo que volveremos a utilizar la herramienta informática EES, pero cambiando los datos de trabajo, los resultados obtenidos son:

- Fuerza del cilindro:

$$F_{cil} = 138959 \text{ N} = 138,959 \text{ KN}$$

$$F_{cil_x} = 137738 \text{ N}$$

$$F_{cil_y} = 18378 \text{ N}$$

- Reacciones en las barras:

$$V_A = 3675 \text{ N}$$

$$H_A = 0 \text{ N}$$

$$V_B = 3675 \text{ N}$$

$$H_B = 0 \text{ N}$$

$$V_C = 7352 \text{ N}$$

$$H_C = -26,28 \text{ N}$$

$$V_D = -7351 \text{ N}$$

$$H_D = 137712 \text{ N}$$

$$V_E = 3677 \text{ N}$$

$$H_E = 26,28 \text{ N}$$

$$V_F = 7356 \text{ N}$$

$$H_F = -26,28 \text{ N}$$

$$V_G = 3679 \text{ N}$$

$$V_H = -14707 \text{ N}$$

$$H_H = 137738 \text{ N}$$

Se comprueba que aunque en el eje vertical las fuerzas producidas son muy parecidas en los dos momentos, en el eje horizontal las fuerzas son mucho mayores en la posición inferior, por lo tanto se puede decir que la posición inferior es mucho más desfavorable, ya que la fuerza que tiene que realizar el cilindro para empezar a elevar la estructura es mucho mayor que en el momento de la posición superior debido a que el ángulo de inclinación es mucho menor.

Anexo 2 – Cálculo y diseño del pistón y del vástago del cilindro oleohidráulico

Se utilizará la fuerza calculada en el momento más desfavorable para diseñar el cilindro hidráulico, primero el pistón y después el vástago.

El material escogido para diseñar el pistón y el vástago del cilindro es un acero F-1250/34CrMo4 con una tensión de fluencia de $\sigma_F = 700\text{Mpa}$.

Como la fuerza que debe ejercer el cilindro para empezar el movimiento es bastante elevada, $F_{\text{cil}}=138,959\text{KN}$, lo primero que se hace es fijar la presión de trabajo del cilindro, en este caso se ha escogido $P=200\text{bar}$ entre las presiones comerciales más comunes. Conociendo la fuerza que tiene que hacer el actuador hidráulico, se calcula el área necesaria del pistón para aguantar esa presión.

Del área necesaria se obtiene el diámetro del pistón, si no coincide con un diámetro comercial se elegirá en la tabla mostrada a continuación el más cercano y recalcularemos la presión necesaria en el cilindro.

Diámetro del pistón (D = mm)	Área Pistón (mm ²)	Fuerza de empuje (kN)							
		Presión (bar)							
6	10	40	60	100	150	200	250		
25	491	0.3	0.5	2.0	3.0	5.0	7.5	10.0	12.5
32	804	0.5	0.8	3.3	4.9	8.2	12.3	16.4	20.5
40	1257	0.8	1.3	5.1	7.7	12.8	19.2	25.6	32.0
50	1963	1.2	2.0	8.0	12.0	20.0	30.0	40.0	50.0
63	3117	1.9	3.2	12.7	19.1	31.8	47.7	63.6	79.4
80	5027	3.1	5.1	20.5	30.7	51.2	76.9	102.5	128.1
100	7854	4.8	8.0	32.0	48.0	80.1	120.1	160.1	200.2
125	12272	7.5	12.5	50.0	75.1	125.1	187.6	250.2	312.7
160	20106	12.3	20.5	82.0	123.0	205.0	307.4	409.9	512.4
200	31416	19.2	32.0	128.1	192.1	320.2	480.4	640.5	800.6

Una vez fijado el diámetro interior se calcula el espesor necesario en el cilindro. Para dimensionar el espesor del cilindro habrá que estudiar las tensiones que se producen.

Para el cálculo de estas tensiones hay que distinguir entre dos suposiciones, que el cilindro sea de pared delgada o que sea de pared gruesa, puesto que las tensiones no son las mismas en ambos casos, se deberá cumplir en cualquiera de los dos casos:

$e < d/40 \rightarrow$ Si el espesor es de pared delgada.

$e > d/40 \rightarrow$ Si el espesor es de pared gruesa.

Como el espesor del cilindro es desconocido, en principio no se puede determinar cuál de las hipótesis es la acertada, así que se supondrá pared delgada y al final del cálculo si no cumple la hipótesis se pasará a realizar el cálculo como pared gruesa.

Dimensionado del pistón:

Como datos iniciales $P=20 \text{ MPa}$.

$F_{\text{cilindro}}=138,959 \text{ KN}$.

$$P = F_{\text{cilindro}}/A_{\text{pistón}} = F_{\text{cilindro}}/(\pi * R_p^2) \rightarrow A_p = 138959/20 = 6947,95 \text{ mm}^2$$

$$A_p = (\pi * R_p^2) \rightarrow R_p = 47,03 \text{ mm} \rightarrow D_p = 94,05 \text{ mm} \approx 95 \text{ mm}$$

Como no hay pistones comerciales con ese diámetro se elige el de 100mm y se recalcula la presión necesaria para realizar la fuerza determinada.

$$A_{\text{pistón}}=7853,98 \text{ mm}^2;$$

$$P = F_{\text{Cilindro}}/A_{\text{pistón}}=17,59 \text{ MPa}, \text{ próxima a la fijada en el inicio.}$$

- hipótesis de pared delgada:

Para este cálculo el coeficiente de seguridad (C_s) escogido será de 3. Una vez calculadas las tensiones en los distintos ejes se pasa a calcular la tensión de Von Misses.

$$\sigma_x = P * D_p / (2 * e) = 17,69 * 100 / (2 * e) = 884,5 / e = \sigma_1;$$

$$\sigma_z = P * D_p / (4 * e) = 442,25 / e = \sigma_2;$$

$$\sigma_r = 0 = \sigma_3;$$

Sustituyendo valores y despejando el espesor de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma_{VM} = \sigma_F / C_s = 700 / 3 = 233.33 \text{ MPa.}$$

$$e = 4,6 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm} ;$$

Ahora hay que comprobar si se cumple la hipótesis de pared delgada, $e < D_p / 40$.
 $e < 100 / 40 = 2.5 \rightarrow$ incorrecto, el espesor debería ser menor de 2.5mm, por lo que se utilizara la hipótesis de pared gruesa.

- Hipótesis de pared gruesa:

Los datos iniciales para esta hipótesis serán:

$$P_o = 0 \text{ MPa};$$

$$P_i = 17,69 \text{ MPa};$$

$$R_o = R_i + e$$

$$R_i = 50\text{mm};$$

$$C_s = 3$$

Las tensiones son las siguientes:

$$\sigma_{\square} = [P_i * (R_i^2 + R_o^2)] / (R_o^2 - R_i^2) = \sigma_1;$$

$$\sigma_z = (P * R_i^2) / (R_o^2 - R_i^2) = \sigma_2;$$

$$\sigma_r = -P_i = \sigma_3;$$

Como introducir estas tensiones en el cálculo de Von Mises sería muy costoso, lo que se ha utilizado es un proceso iterativo que da valores al espesor desde el que se haya obtenido en la hipótesis de pared delgada hasta conseguir que la tensión equivalente sea menor que la tensión admisible, es decir, $\sigma_{VM} < \sigma_{adm}$.

[mm]	e	R _i	R _o	σ ₁	σ ₂	σ ₃	σ _{VM} [MPa]
6	50	56	156,76	69,54		-17,69	151,1

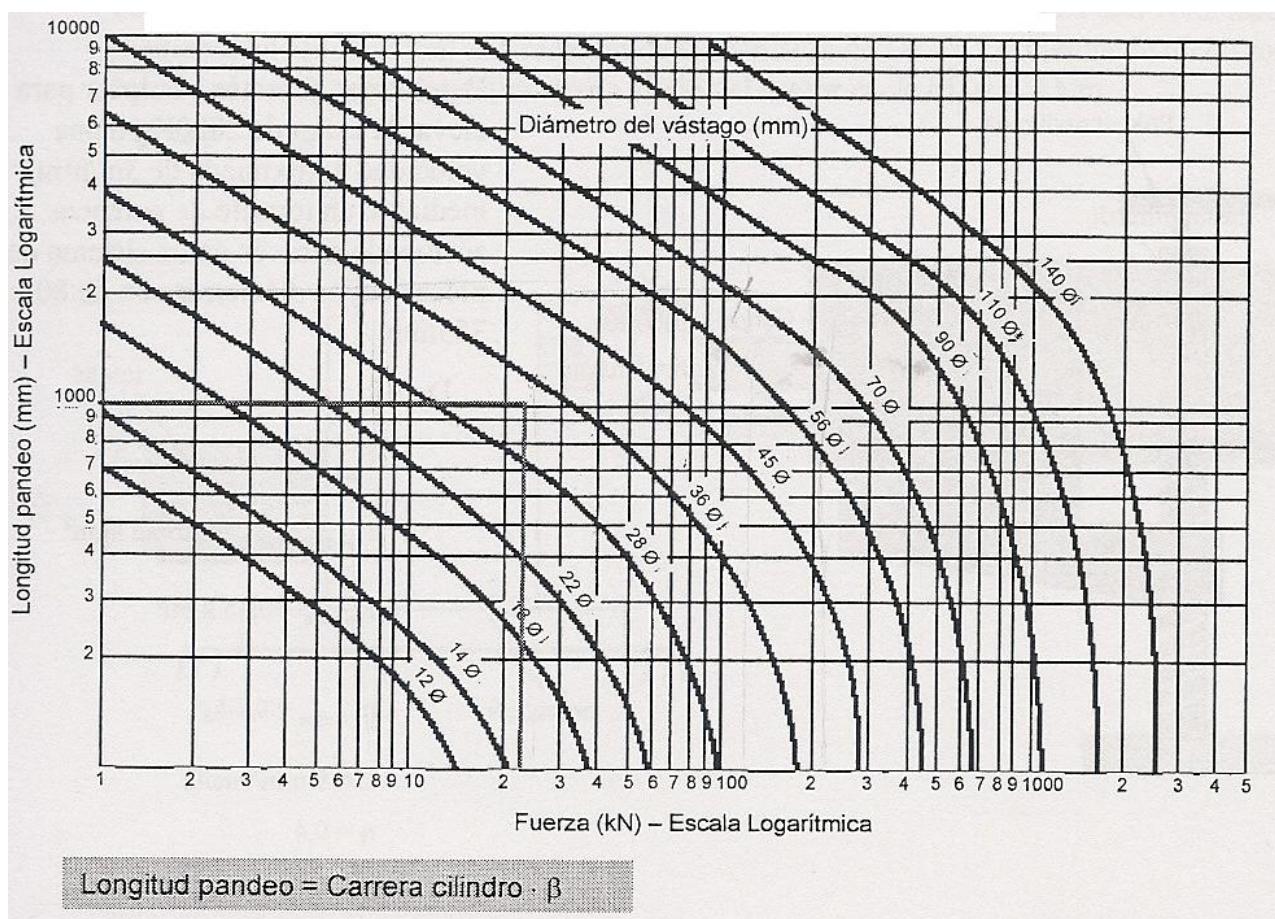
$$\sigma_{adm} = 233\text{MPa} > \sigma_{VM} = 151,078 \text{ MPa}$$

Ahora hay que comprobar si cumple la hipótesis de pared gruesa, $e > D_p/40$
 $D_p/e < 40 \rightarrow 100/6 = 16,7 < 40 \rightarrow$ La hipótesis de pared gruesa es correcta.

$$e_{piston} = 6\text{mm} \rightarrow D_p = (50+6)*2 = 112\text{mm}.$$

Dimensionado del vástago:

El vástago no se calcula como el pistón aunque esté sometido a la misma fuerza de compresión, en esta ocasión hay que calcular para evitar el pandeo, basta con determinar cuál es la esbeltez y la fuerza que ha de realizar el vástago y seleccionar en la tabla que hay a continuación el diámetro necesario.



La clasificación de las columnas en función de su esbeltez se encuentra en la tabla que hay a continuación, la cual muestra el factor pandeo en función de las condiciones de apoyo, en este caso corresponde a $\beta=2$.

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rigidamente		
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

$$L_k \text{ (Longitud efectiva)} = L * \beta = 365,18 * 2 = 730,36 \text{ mm}$$

$$\text{carrera del vástago} = 365,18 \text{ mm}$$

Entrando en la tabla que se ha señalado antes con la fuerza ejercida por el cilindro y la longitud efectiva del vástago se escoge un diámetro de 70mm.

Anexo 3 – Cálculo y diseño de las barras y pasadores de la estructura articulada

A continuación se realizarán los diagramas de esfuerzos mediante el programa de cálculo de vigas y estructuras Mefi, con el fin de determinar donde se encuentra la sección más cargada de la estructura, el momento en el que se estudiarán las vigas será el más desfavorable, es decir, la posición más baja o inicio del movimiento.

El programa nos muestra los diagramas de esfuerzos cortantes y axiles y los diagramas de momentos flectores.

Una vez encontrado el punto más desfavorable se diseñarán las barras según la teoría de Bernoulli-Navier, mediante la hipótesis de flexión compuesta y todas las condiciones que ello impone. La fórmula es la siguiente:

$$\sigma(x, y, z) = \frac{N_z(x)}{A} + \frac{zI_z - yI_{yz}}{I_zI_y - I_{yz}^2}M_y(x) - \frac{yI_y - zI_{yz}}{I_zI_y - I_{yz}^2}M_z(x)$$

Donde cada una de las variables son:

N(x) → Fuerza de tracción o compresión a la que está sometida la barra.

A → Área de la sección de la barra que recibe la fuerza (a calcular).

I_z → Inercia en eje z.

I_y → Inercia en el eje y.

M → Momento producido en cada un de los ejes.

En este caso solo hay momento en ‘y’, y como la sección a emplear (sección rectangular) es simétrica respecto a los ejes ‘z’ e ‘y’, I_{zy} es también igual a cero, con lo que la ecuación se simplifica bastante, quedando así:

$$\sigma_x = N_x/A \pm (M_z/I_z)*y$$

Los pasadores se calcularan para que no fallen ni por aplastamiento ni por cortante directo.

El material escogido para diseñar el toda la estructura, tanto de barras como de pasadores, es el mismo que para el cilindro hidráulico, acero F-1250/34CrMo4 con $\sigma_f=700\text{Mpa}$, con la excepción del pasador del apoyo H en el que se utilizará un acero F-1260 normalizado con $\sigma_f=1250\text{Mpa}$, debido a que debe ser más pequeño por cuestiones de diseño.

Cálculo de barras:

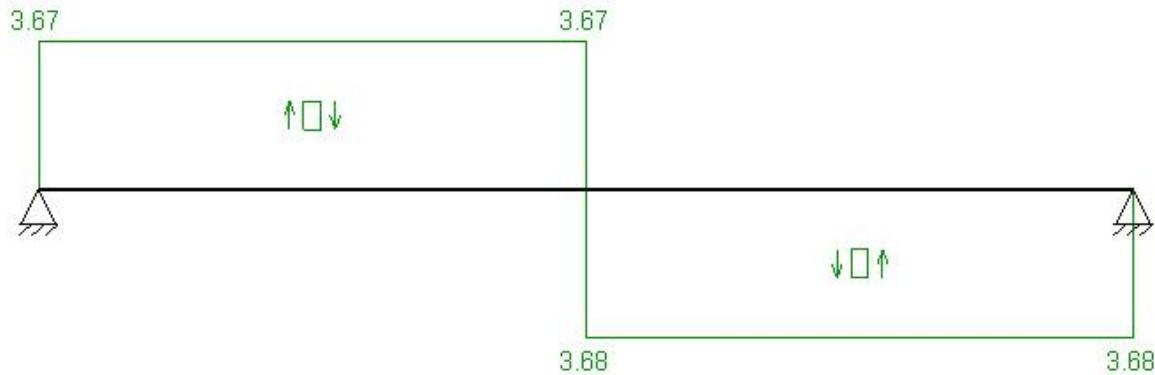
En este apartado sólo se muestra el diagrama de sólido libre, el modelado se realizará en el **Anexo 4** que es como quedara definitivamente la pieza. Los axiles y cortantes están expresados en KN y los momentos en KN*m.

Barra A-B:

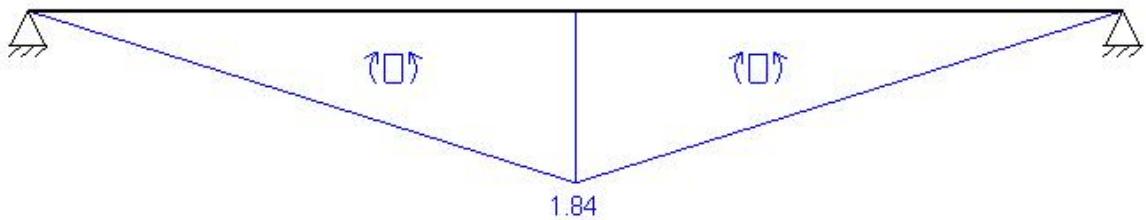
- Axiles (KN):

Esta barra carece de esfuerzos axiles

- Cortantes (KN):

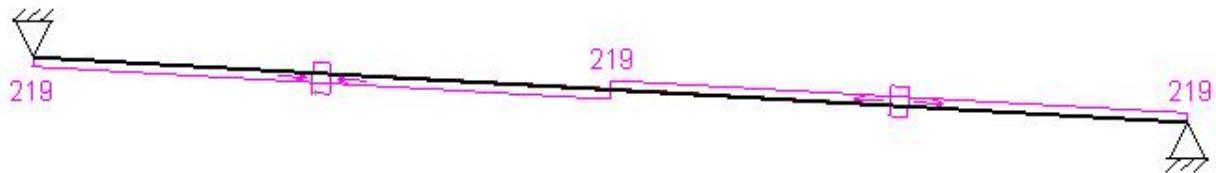


- Momentos (KN*m)

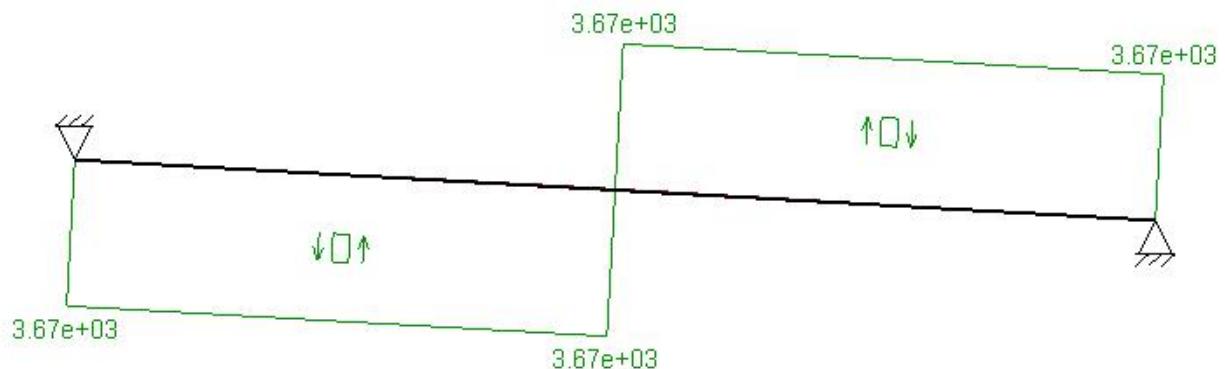


Barra A-E:

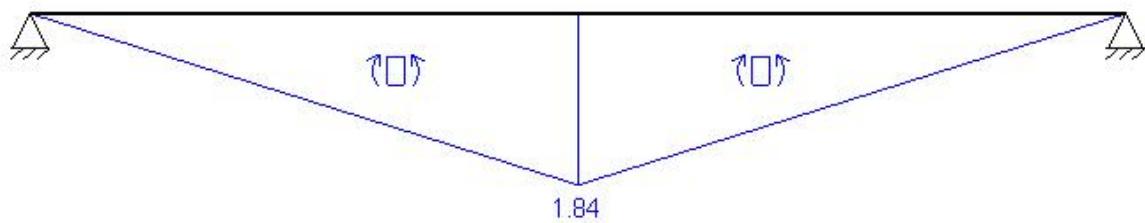
- Axiles (N):



- Cortantes (N):

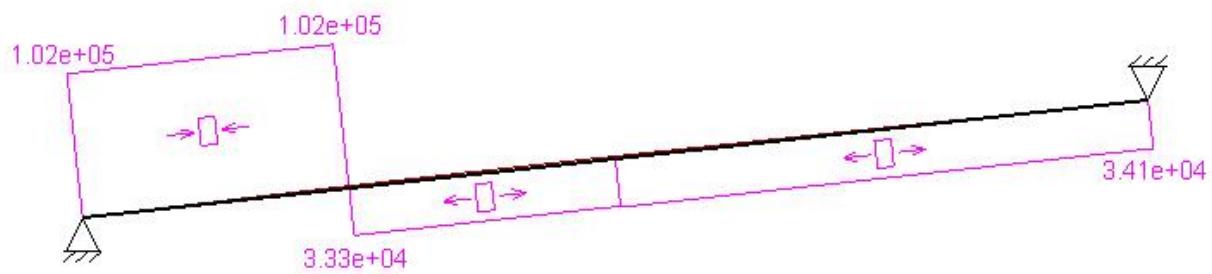


- Momentos (KNm):

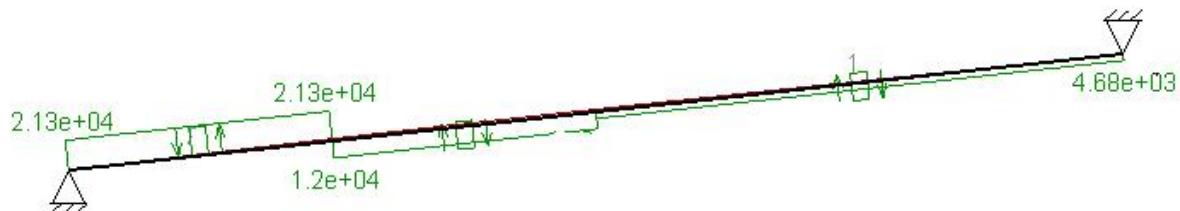


Barra B-D:

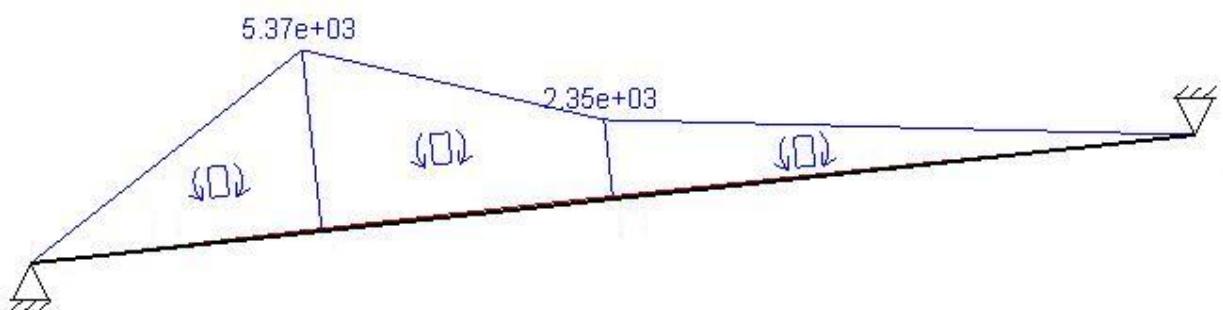
- Axiles (N):



- Cortantes (N):

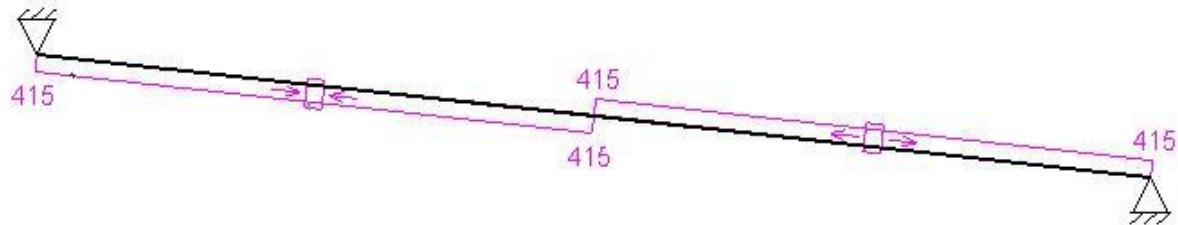


- Momentos (Nm):

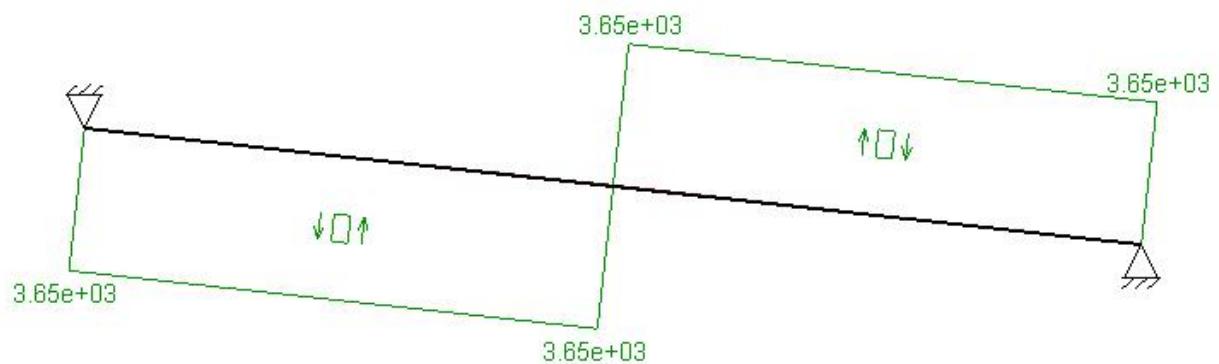


Barra D-H:

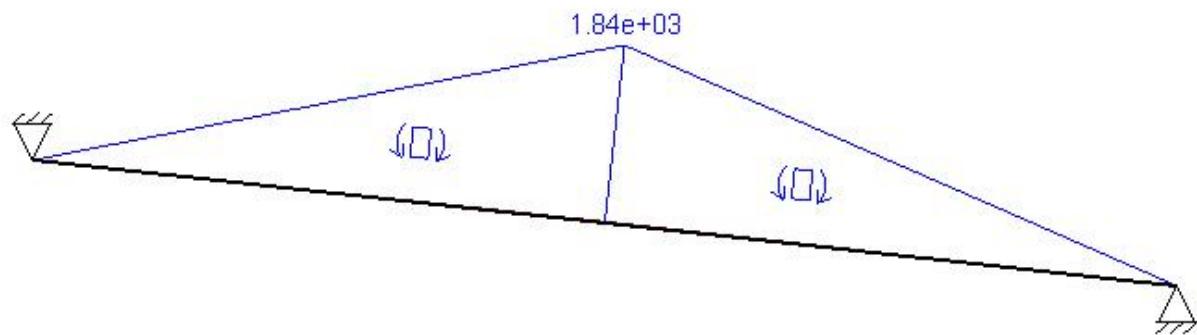
- Axiles (N):



- Cortantes (N):

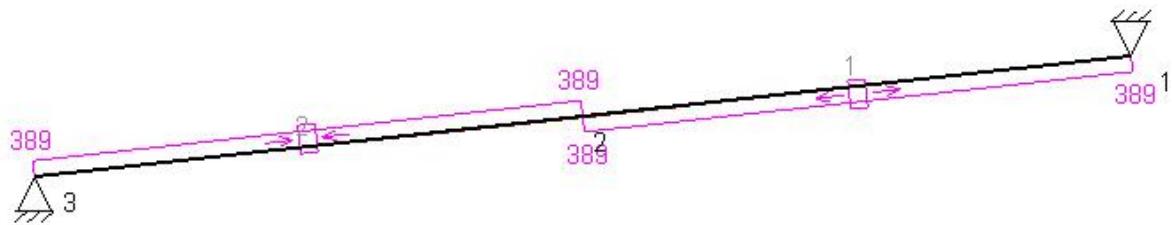


- Momentos (Nm):

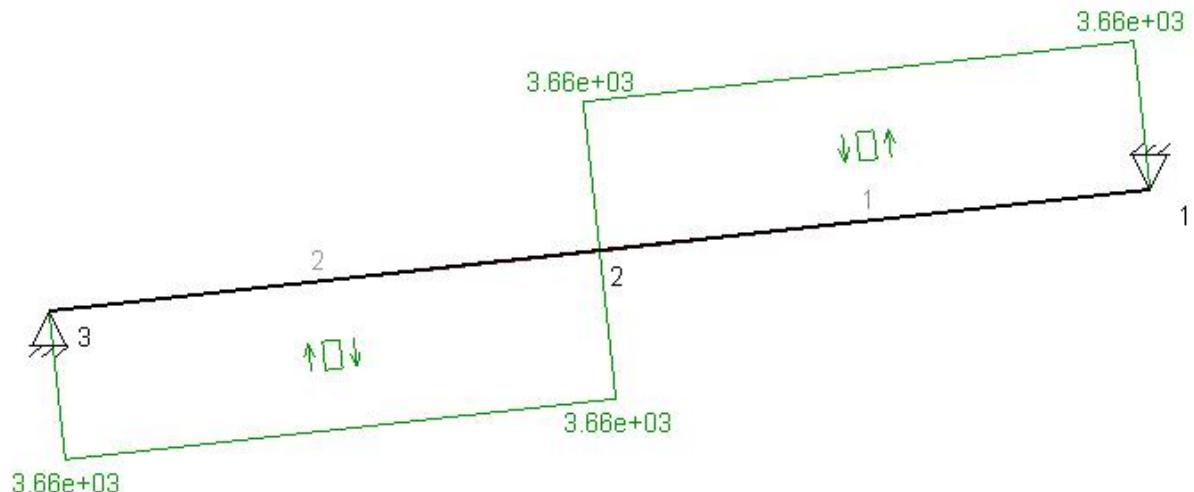


Barra D-H:

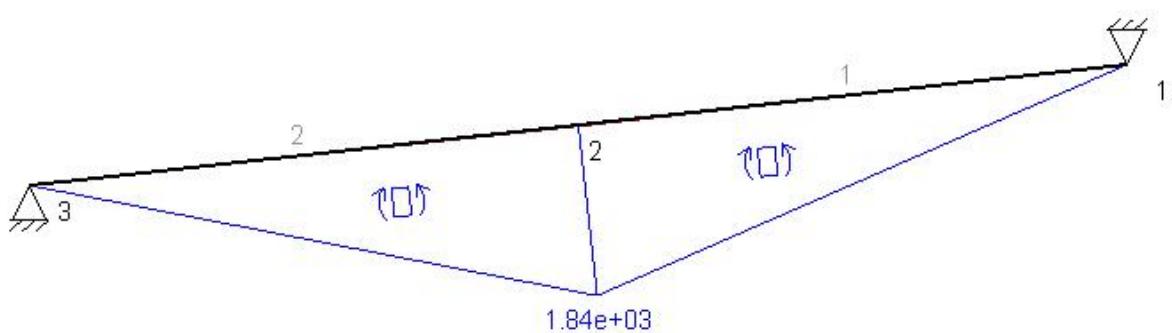
- Axiles (N):



- Cortantes (N):



- Momentos (Nm):



El punto más desfavorable de toda la estructura se encuentra en la barra B-D, exactamente en el punto donde actúa el cilindro hidráulico con unas fuerzas de:

- Axil: $N=102000 \text{ N}$
- Cortante: $V=21300 \text{ N}$
- Momento: $M_z=5370000 \text{ Nm}$

Ahora utilizando los esfuerzos y el momento obtenidos diseñaremos la sección de las barras con la ecuación de Bernouilli-Navier.

$$\sigma_x = N_x/A \pm (M_z/I_z)*y \rightarrow \sigma_x = N_x/A \pm (M_z/W_z)$$

Para saber la tensión máxima que puede soportar el material se utiliza la teoría de fallo del esfuerzo cortante máximo o criterio de Tresca. Con un coeficiente de seguridad de 3.

$$\tau_{adm} = \sigma_f/(2*C_s) = 700/(2*3) = 116.67 \text{ MPa};$$

$$\text{Según los círculos de Mohr} \rightarrow \tau_{adm} = \tau_{max} = \sqrt{[(\sigma_x/2)^2 + \tau_{xy}^2]} = \sigma_x/2$$

$$\text{Por lo tanto} \rightarrow 2*\tau_{adm} = N_x/A \pm (M_z/W_z)$$

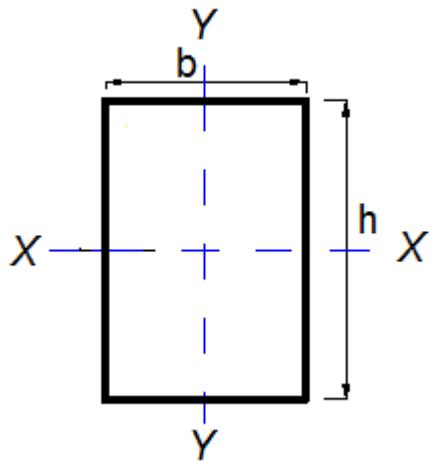
Quedan entonces dos incógnitas, 'A' e 'Wz', relacionadas directamente, para resolverlo se despreciará el axil, $N=0$, al principio como se ve a continuación:

$$2*\tau_{adm} = M_z/W_z = 5370000/W_z = 2*116.67 = 233.33 \text{ MPa}$$

$$W_z = 23014,61 \text{ mm}^3 = 23,014 \text{ cm}^3$$

Habiendo obtenido el módulo resistente se pasa a diseñar la sección, será una sección rectangular, se empezará escogiendo y dejando fija la altura, $h=100\text{m}$.

Para una sección rectangular $\rightarrow W_z = (b \cdot h^2)/6 \rightarrow b=1,382\text{cm} \approx 1,4\text{cm} = 14\text{mm}$



$$A = b \cdot h = 100 \cdot 14 = 1400\text{mm}^2$$

$$I_z = 1166666,67\text{mm}^4$$

$$W_z = 23333,3\text{mm}^3$$

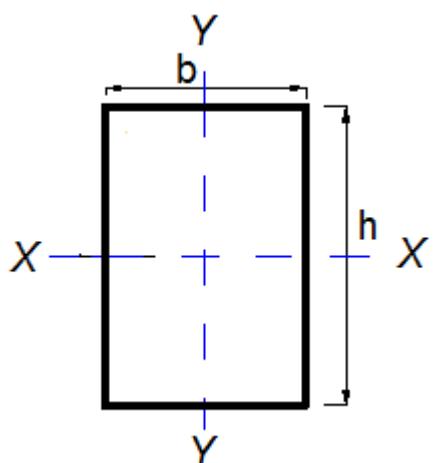
Se comprueba utilizando la fórmula de Bernouilli-Navier completa:

$$\sigma_x = N_x/A + M_z/W_z = 102000/1400 + 5370000/23333,33 = 303\text{MPa}$$

$$\tau_{\max} = \sigma_x/2 = 303/2 = 151,5\text{MPa} > \tau_{\text{adm}} = 116,67\text{MPa};$$

Como la tensión resultante es mayor que la tensión admisible no sirve esta sección, habrá que buscar otra de mayor tamaño.

La siguiente sección escogida es:



$$b = 25\text{mm}$$

$$h = 100\text{mm}$$

$$A = 2500\text{mm}^2$$

$$W_z = 41666,67\text{mm}^3$$

$$I_z = 2083333,33\text{mm}^4$$

$$\sigma_x = N_x/A + M_z/W_z = 102000/2500 + 5370000/41666.67 = 169,68 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \sigma_x/2 = 169,68/2 = 95,9 \text{ MPa} < \tau_{\text{adm}} = 116.67 \text{ MPa} \rightarrow \text{Esta sección es válida}$$

Cálculo de pasadores:

Se calcularán los pasadores a cortadura y a aplastamiento, y la teoría de fallo del esfuerzo cortante máximo o criterio de Tresca.

- Pasadores A y B:

La fuerza que soportan estos dos pasadores es de $\rightarrow F_A = F_B = 3675 \text{ N}$

- Fallo a cortadura:

La cortadura que se produce en estos dos pasadores es simple, ya que sólo hay un plano de corte.

$$\tau_F = 0.5 * \sigma_F = 0.5 * 700 = 350 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{adm}} = \tau_F / C_s = 350 / 3 = 116.67 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{adm}} = F_A / A \rightarrow A = 3675 / 116.67 = 31.499 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 3.16 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{\text{adm}} = \sigma_F / C_s = 700 / 3 = 233.33 \text{ MPa}$$

$$A = F_A / \sigma_{\text{adm}} = 3675 / 233.33 = 15.75 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A=d \cdot e \rightarrow e = 1.57 \approx 2 \text{ mm}$$

Por lo tanto los pasadores A y B tendrán un diámetro de 10mm y, aunque se aumentará a 20mm para que no haya excesivas concentraciones de tensiones, y un espesor en contacto con la barra de 2mm.

- Pasadores C y F:

Lo único que cambia con respecto a los pasadores anteriores a la hora de calcular es que la fuerza recibida ahora está en dos ejes diferentes. Como el pasador C recibe una fuerza mayor, aunque bastante parecida, esa es la que se utilizará para calcular los dos pasadores.

$$H_F = 26,28 \text{ N}$$

$$V_F = 7356 \text{ N}$$

$$F_F = \sqrt{[H_F]^2 + [V_F]^2} = 7356,1 \text{ N}$$

- Fallo a cortadura:

$$\tau_{adm} = F_F / A \rightarrow A = 7356 / 116.67 = 63,05 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 4,48 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$A = F_F / \sigma_{adm} = 7356 / 233.33 = 31,53 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A=d \cdot e \rightarrow e = 7,04 \approx 7 \text{ mm}$$

Los pasadores C y F tendrán un diámetro de 20mm porque un diámetro de 10mm es muy pequeño y daría lugar a concentración de tensiones y un espesor en contacto con la barra de 6mm.

- Pasadores D y E:

Se utilizará la fuerza sobre el pasador D para calcular los dos pasadores, ya que es la mayor.

$$H_D = 137712 \text{ N}$$

$$V_D = 7351 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{[H_D]^2 + [V_D]^2} = 137908,057 \text{ N}$$

- Fallo a cortadura:

$$\tau_{\text{adm}} = F_D / A \rightarrow A = 137908,057 / 116,67 = 1182,035 \text{ mm}$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 19,4 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$A = F_D / \sigma_{\text{adm}} = 137908 / 233,33 = 591,04 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A = d \cdot e \rightarrow e = 30,5 \text{ mm}$$

Por lo tanto los pasadores D y E tendrán un diámetro de 40mm y un espesor en contacto con la barra de 30mm.

- Pasador G:

$$F_G = 3679 \text{ N}$$

- Fallo a cortadura:

$$\tau_{adm} = F_G/A \rightarrow A = 3679/116.67 = 31,53 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 3,16 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$A = F_G/\sigma_{adm} = 3679/233.33 = 16,77 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A = d * e \rightarrow e = 4,94 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

Por lo tanto el pasador G tendrá un diámetro de 6mm, pero lo aumentaremos al modelarlo en SolidWorks para que no sea demasiado pequeño y un espesor en contacto con la barra de 5mm.

- Pasador H:

$$V_H = 14707 \text{ N}$$

$$H_H = 137738 \text{ N}$$

$$F_H = 138520,95 \text{ N}$$

- Fallo a cortadura:

La cortadura que se produce en este pasador es simple.

$$\tau_{adm} = F_H/A \rightarrow A = 138520,95/116,67 = 1187,29 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 19,44 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$A = F_H/\sigma_{adm} = 138520,95/233,33 = 593,67 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A = d * e \rightarrow e = 30 \text{ mm}$$

Por lo tanto el pasador H tendrá un diámetro de 40mm y un espesor en contacto con la barra de 30mm.

- Pasadores del cilindro:

El cilindro tiene dos pasadores, uno en el que apoya el vástago y otro en el que apoya el pistón, los dos tienen las mismas condiciones para el cálculo, por lo que los calcularemos como si fuesen uno solo.

- Fallo a cortadura:

La cortadura en este caso es doble:

$$\tau_{adm} = F_{cil} / (2 * A) \rightarrow A = 138959 / (2 * 116.67) = 795,52 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow R = 15,91 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento:

$$A = F_H / \sigma_{adm} = 138959 / 233,33 = 595,55 \text{ mm}^2$$

El área hallada es la proyectada sobre la cara que recibe la fuerza:

$$A = d * e \rightarrow e = 37 \text{ mm}$$

Por lo tanto los pasadores del cilindro tendrán un diámetro de 32mm, y un espesor en contacto con la barra de 37mm.

Anexo 4 - Modelado de la estructura en SolidWorks

A continuación se muestran todos los componentes del elevador modelados en SolidWorks.

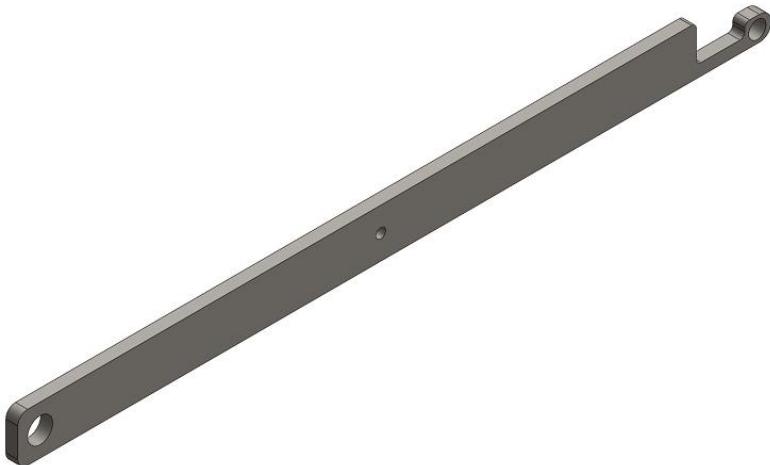
- Base del elevador:

La base del elevador en un principio debía tener una longitud de 1575mm, pero debido al aumento de la longitud de las barras por motivos de diseño la base se ha aumentado en longitud hasta 1675mm, ya que sino no caben las barras al plegarse.



- Barra G-E:

Después de modelar, la barra G-E tiene una longitud de 1550mm en vez de los 1380mm planteados al principio, esto se debe a que ha sido necesario aumentar la distancia entre el agujero central F y el agujero lateral G para que al cerrarse la estructura el pasador D de la barra superior no choque con el pasador G, quedando una distancia mayor entre F y G que entre E y F. También se le ha hecho una disminución de sección en las cercanías del apoyo G por problemas de interferencias con los pasadores superiores al cerrarse la estructura.



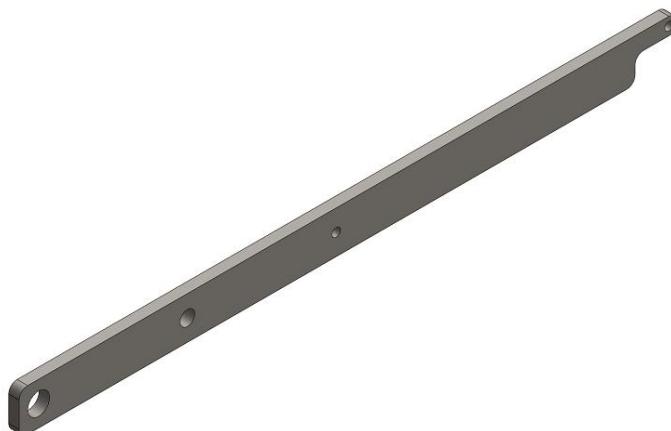
- Barra D-H:

En esta barra también se ha aumentado la distancia entre F y H para evitar problemas de interferencias con otros pasadores, así como reducir la sección en las cercanías del agujero lateral H.



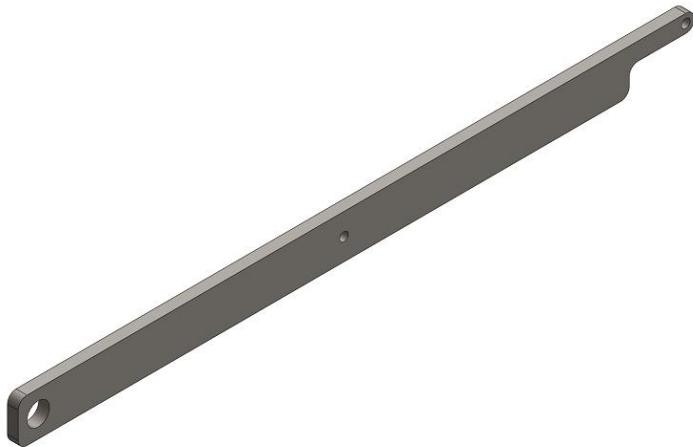
- Barra D-B:

Al igual que en las dos barras anteriores en esta barra también se ha aumentado la distancia entre C y B y se ha reducido la sección en las cercanías del agujero B para evitar problemas de interferencias.



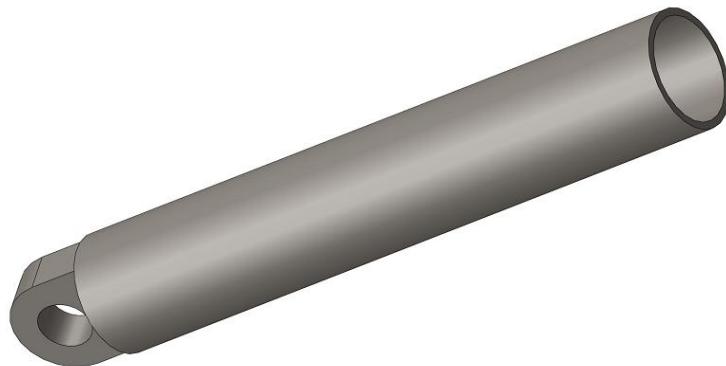
- Barra A-E:

Al igual que en las tres barras anteriores en esta barra también se ha aumentado la distancia entre C y A y se ha reducido la sección en las cercanías del agujero A para evitar problemas de interferencias.



- Pistón Cilindro:

Se ha modelado según el análisis.



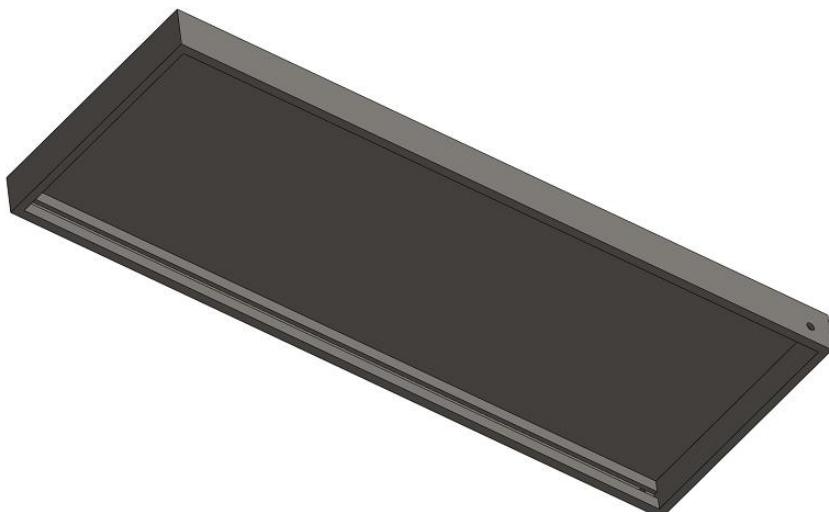
- Vástago cilindro:

Se ha modelado según el análisis.



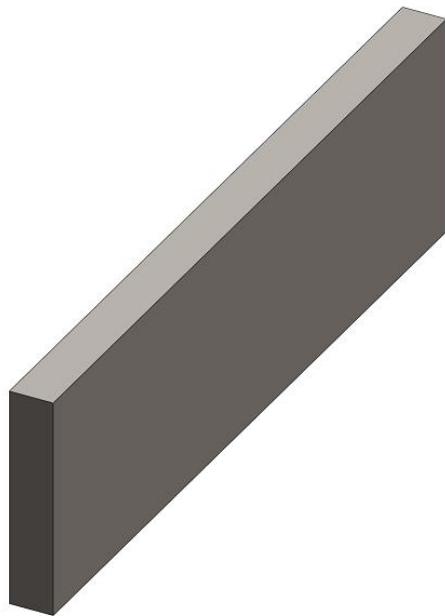
- Tapa superior:

La tapa superior al igual que la base de la estructura ha aumentado su longitud hasta 1675mm.



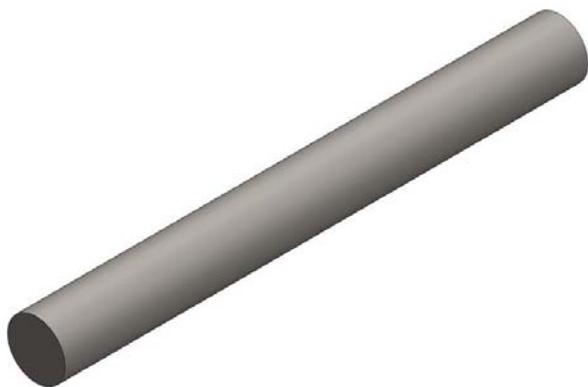
- Barra anti-torsión:

Esta barra se coloca entre las barras superiores de la estructura A-E para minimizar los esfuerzos de torsión provocados por el peso del vehículo, tiene un espesor de 20mm.



- Pasadores:

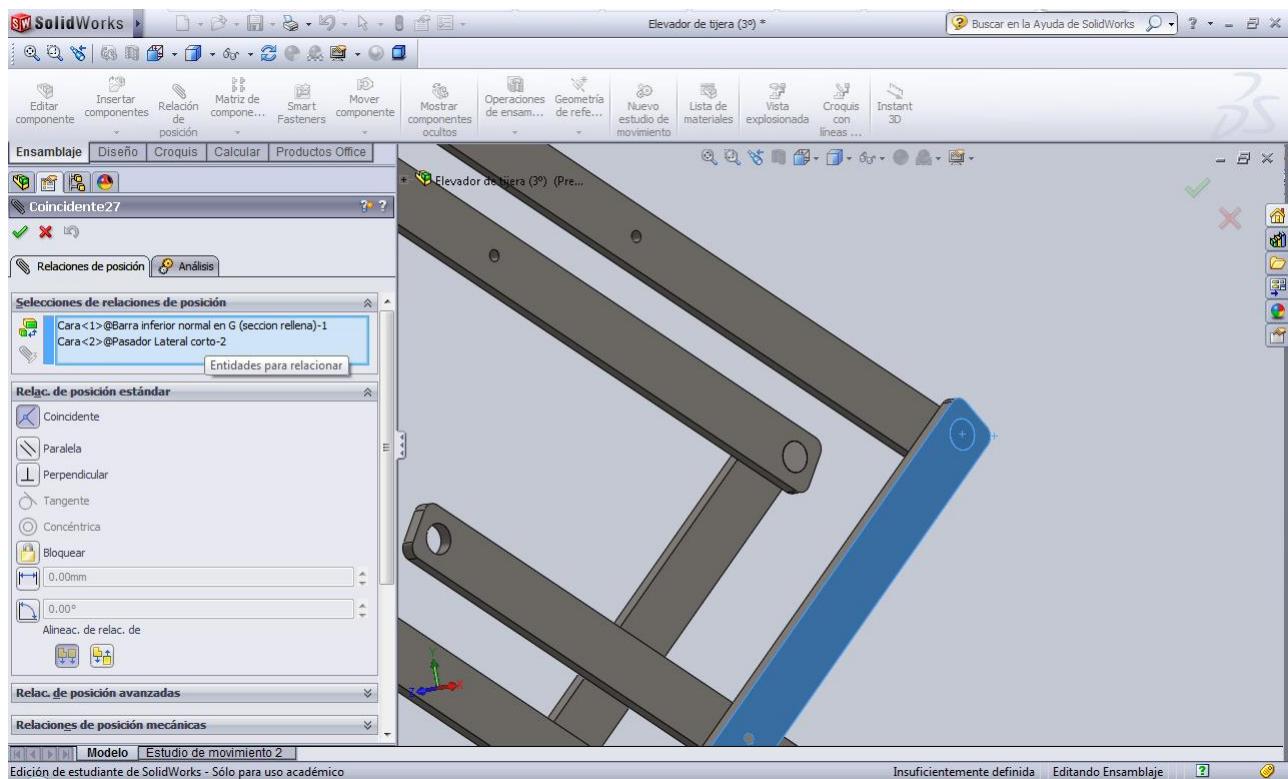
Solo se muestra una imagen, ya que son todos de sección circular y lo único que varía es la longitud.



Anexo 5 - Ensamblaje de la estructura en SolidWorks.

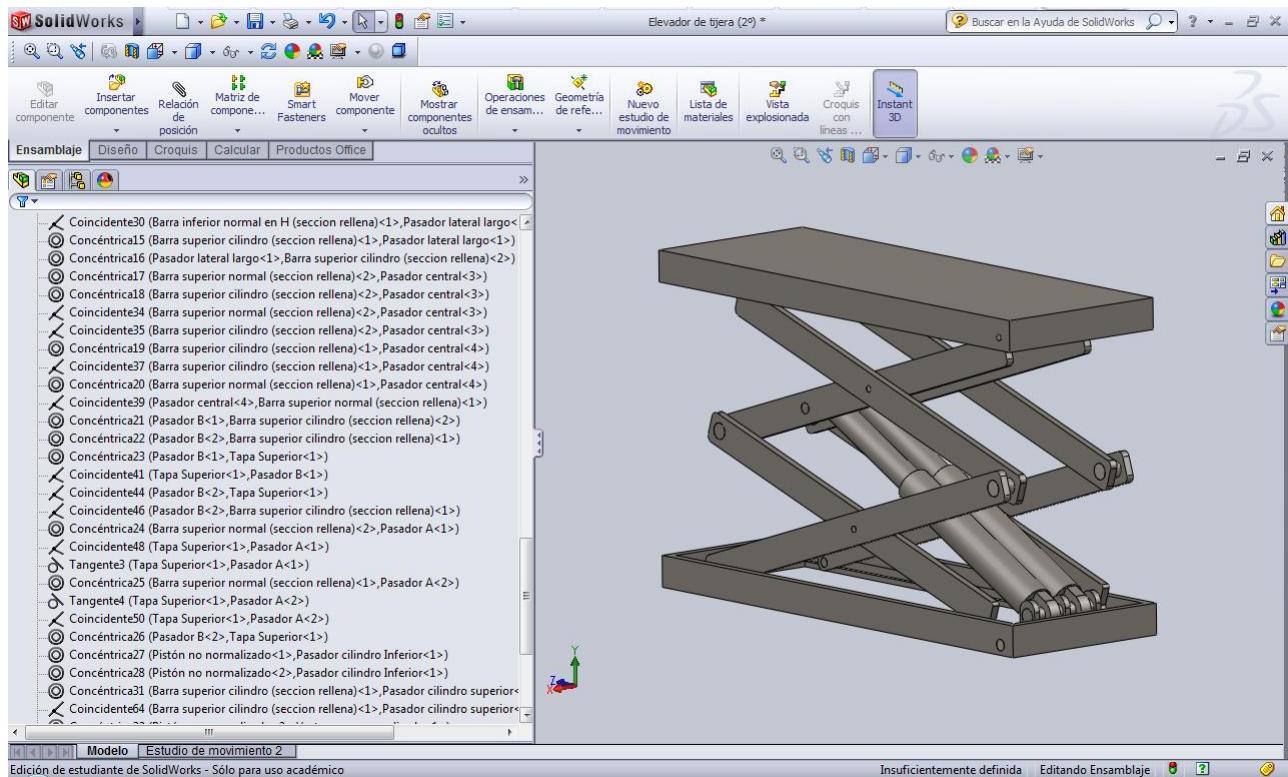
Después de haber realizado los estudios analíticos se pasa a la realización de los estudios mediante el software de CAD SolidWorks, pero antes se debe realizar el ensamblaje de las distintas piezas modeladas.

Mediante las diferentes relaciones de posición, tales como coincidencia o concentricidad, como se muestra en la imagen, se van ensamblando las diferentes piezas que componen la estructura.



Utilizando todas las relaciones de contacto necesarias correctamente se llega al resultado final de la estructura.

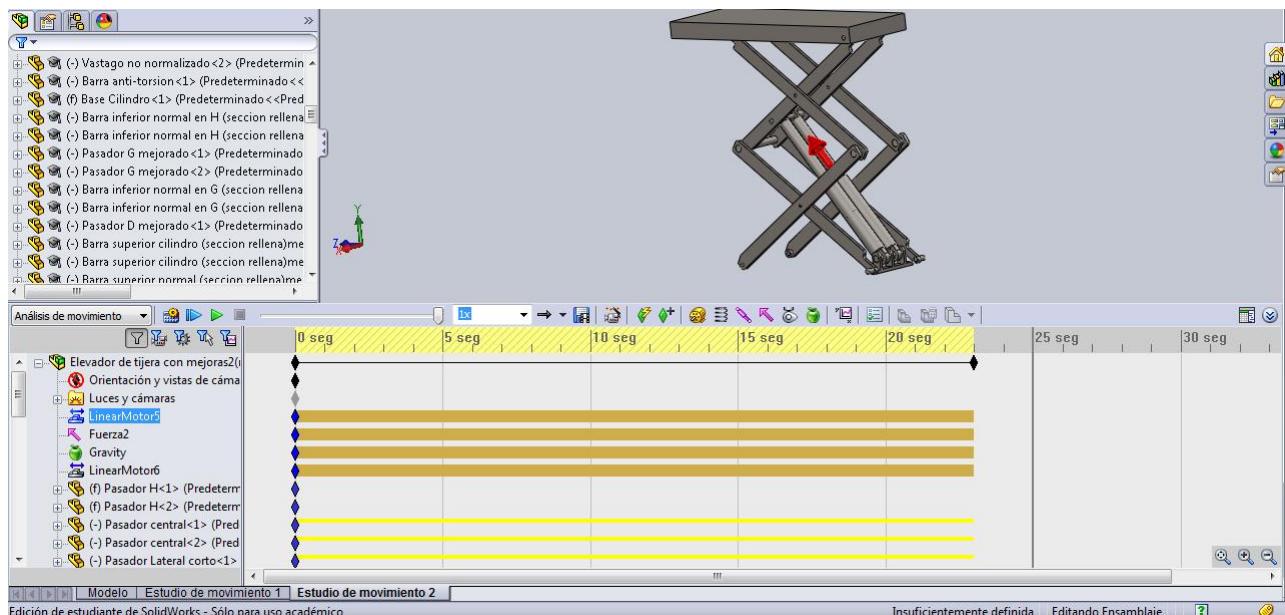
Caracterización de un elevador tipo tijera para vehículos



Anexo 6 - Estudio y análisis de movimiento de la estructura en SolidWorks.

Mediante el SolidWorks Motion se puede realizar un análisis de movimiento del elevador, para ello hay que imponer una serie de condiciones:

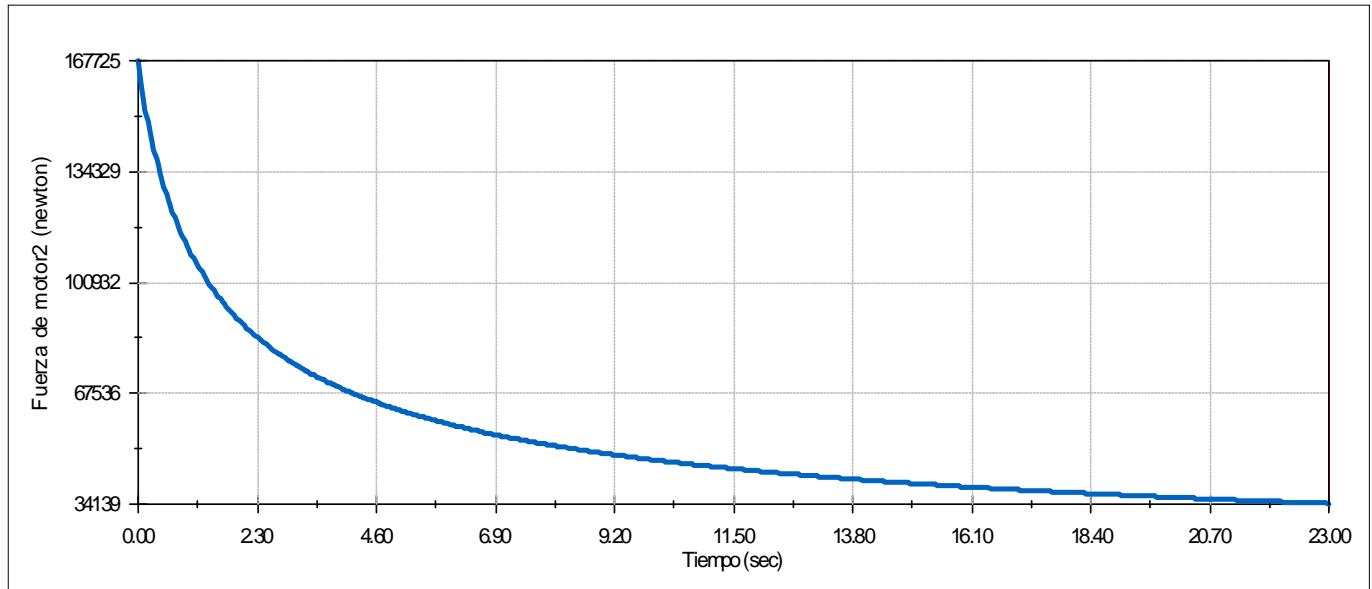
- Colocar dos motores lineales, uno en cada vástago de los cilindros hidráulicos.
- Añadir una fuerza de 1500kg en la cara superior de la tapa del elevador.
- Añadir la fuerza de la gravedad.



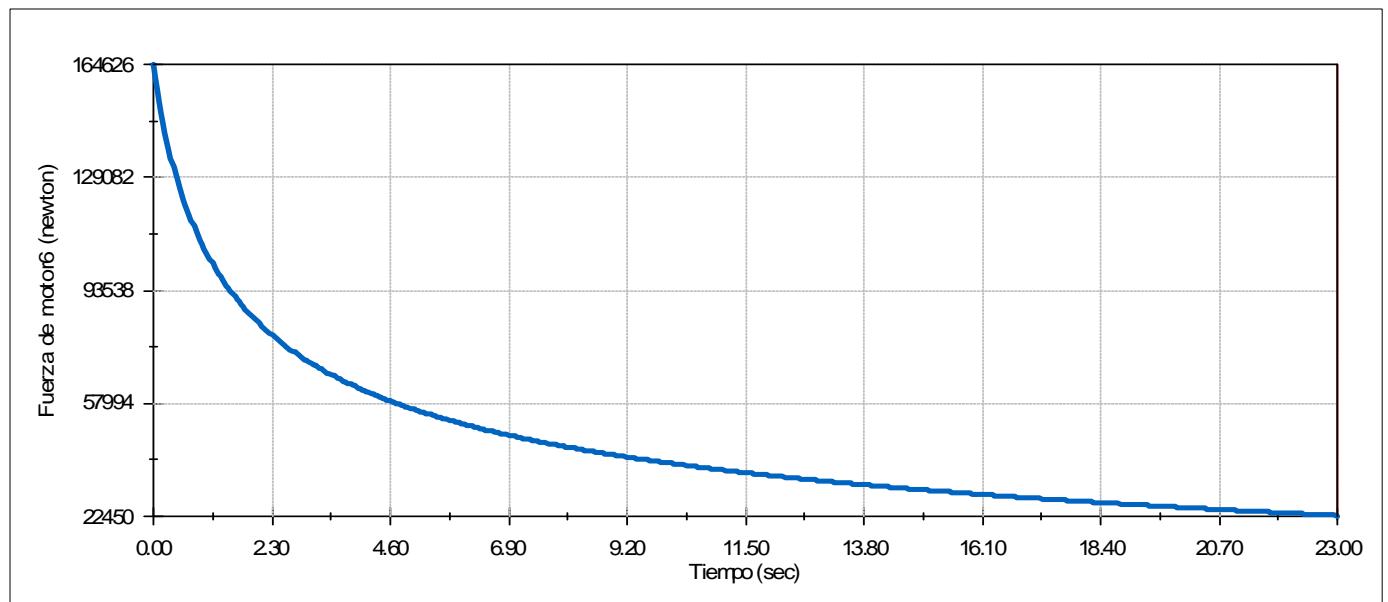
El análisis permitirá comprobar si está bien hecho el cálculo previo en el que hemos obtenido la fuerza necesaria del cilindro, o por lo contrario hay que recalcular la estructura. Además el SolidWorks Motion nos permite realizar videos del elevador en el proceso de ascensión.

Una vez definido el análisis de movimiento se selecciona calcular y aparecerá el gráfico que abajo se muestra, tal como se ha definido, representa la fuerza del motor a lo largo del tiempo de ascensión.

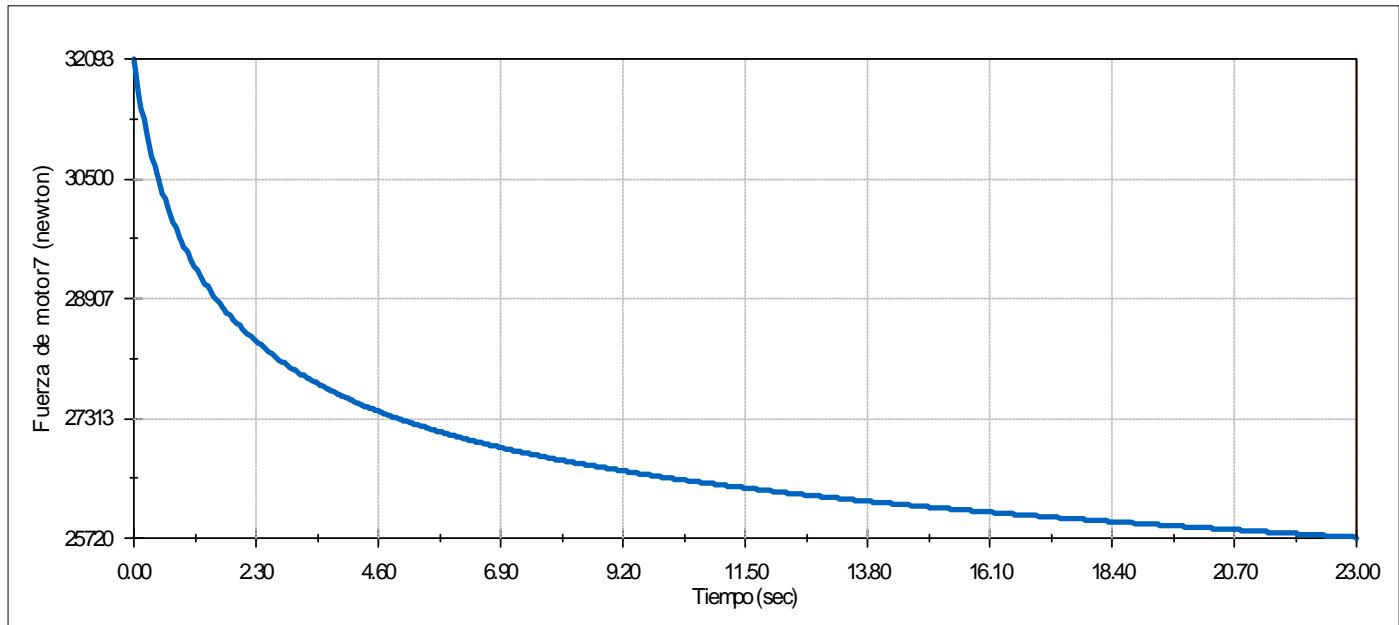
- Fuerza total en el cilindro:



- Fuerza del cilindro en el eje horizontal:



- Fuerza del cilindro en el eje vertical:



Si se observa el gráfico se llega a la misma conclusión alcanzada en el estudio previo, la situación en la que el cilindro realiza más fuerza es la inicial, es decir en la posición inferior.

El valor calculado en el estudio previo y el obtenido mediante la herramienta de trabajo SolidWorks Motion no difiere mucho, 138959 N es el valor obtenido previamente y mediante ordenador 167725 N, si comparamos las fuerzas en el eje vertical y en el eje horizontal se comprueba que siguen la misma función que en los cálculos analíticos. La tabla siguiente muestra la comparativa entre los dos cálculos en la posición inferior.

	Cálculos analíticos (N)	Cálculos SW (N)
Fuerza total	138959	167725
Fuerza vertical	18378	32093
Fuerza horizontal	137738	164626

Las diferencias en estos resultados pueden deberse a la variación del ángulo de aplicación de la fuerza supuesto en el cálculo analítico con respecto al ángulo real que forma el actuador con el suelo, a la aplicación realista del peso del vehículo respecto a la plataforma superior, a la variación de dimensiones de las barras de la estructura al modelarla en SolidWorks y a la aplicación de la fuerza de la gravedad (unos 5000N), que no se tuvo en cuenta en los cálculos analíticos.

Anexo 7 - Estudio de la estructura en la posición más baja con SolidWorks

En este anexo se pretende explicar como se han realizado los distintos estudios estáticos en la posición más baja de la estructura y cuales son los resultados obtenidos, las conclusiones se analizarán en el apartado 9 de la memoria.

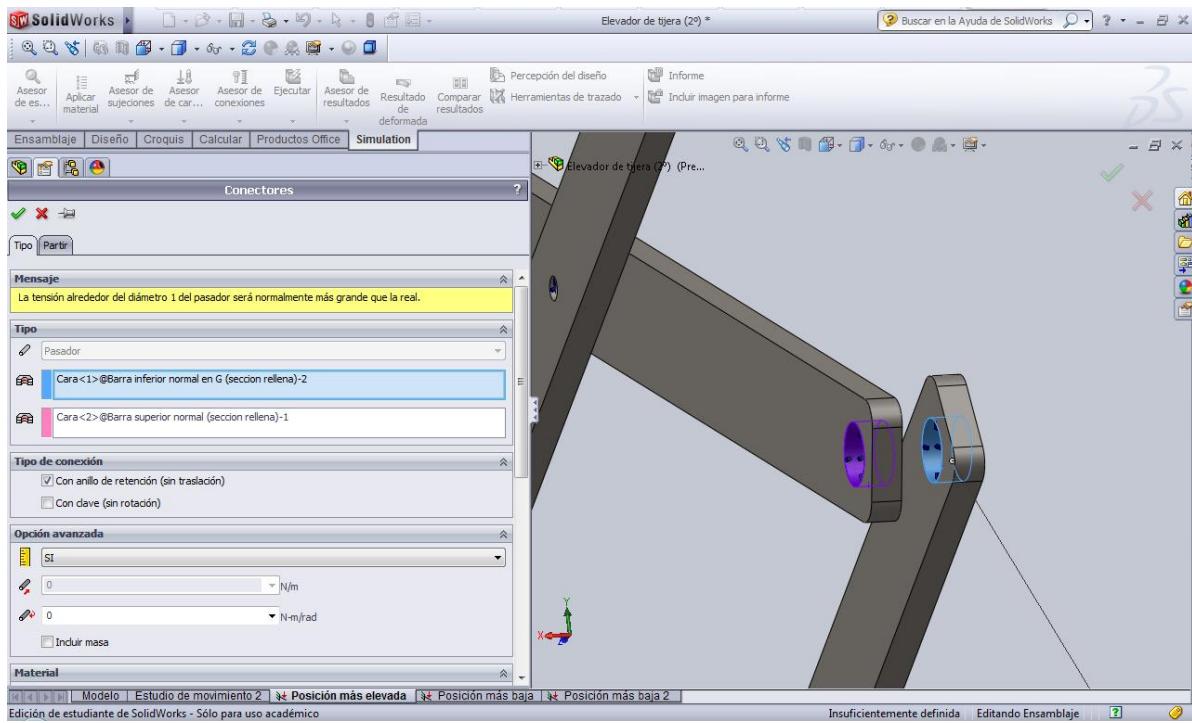
Se realizarán dos estudios, en el primer estudio se comprobará que la estructura trabaja igual que en el análisis realizado analíticamente (comprobación de pasadores y reacciones en los apoyos), el segundo será ya el definitivo, ya que se calcularán todas los esfuerzos de forma realista, cambiando un poco las condiciones de contorno respecto a las calculadas analíticamente, y teniendo el peso de la estructura.

Para el estudio estático se utiliza el software SolidWorks Simulation con las siguientes condiciones:

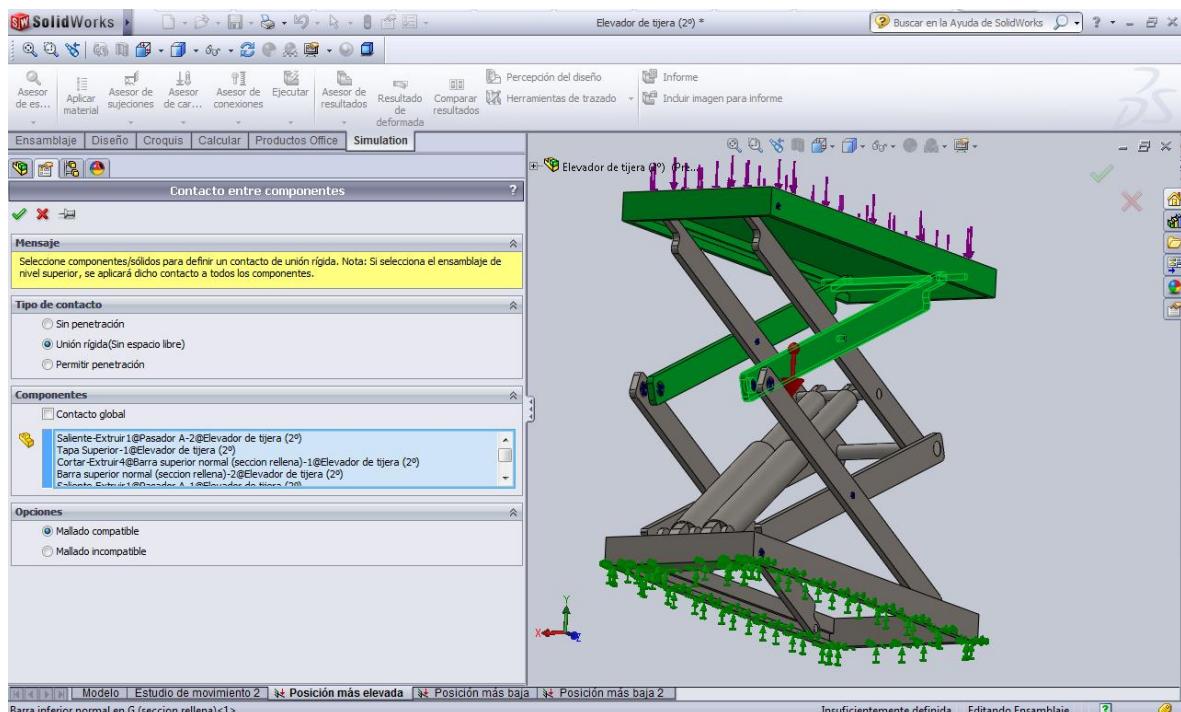
- Primero se eliminan todos los pasadores, excepto los que vayan a trabajar como barras, los cuales son:
 - Pasador superior del cilindro
 - Pasadores del apoyo A
 - Pasadores del apoyo G
 - Pasador en D

A estos pasadores se les va a tratar como barras para comprobar si aguantan la flexión producida debido a las deformaciones y tensiones de la estructura. El resto de pasadores se les tratará como pasadores según las opciones de SolidWorks Simulation adjuntándoles los datos de resistencia.

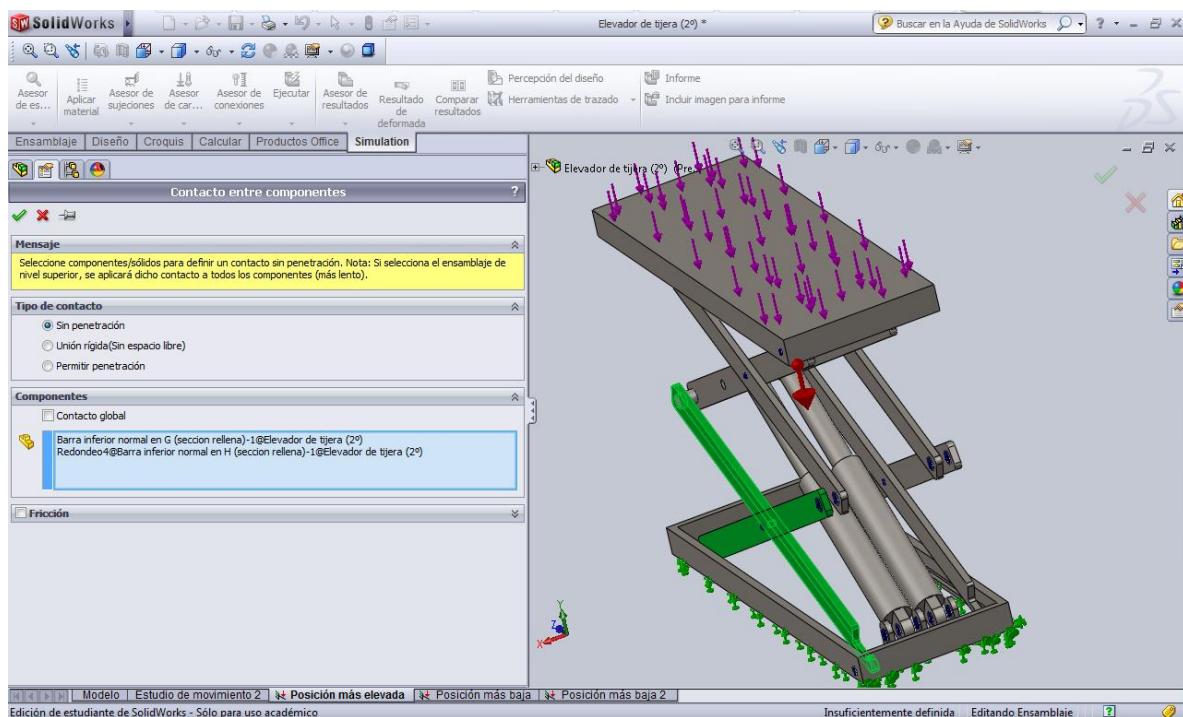
Caracterización de un elevador tipo tijera para vehículos



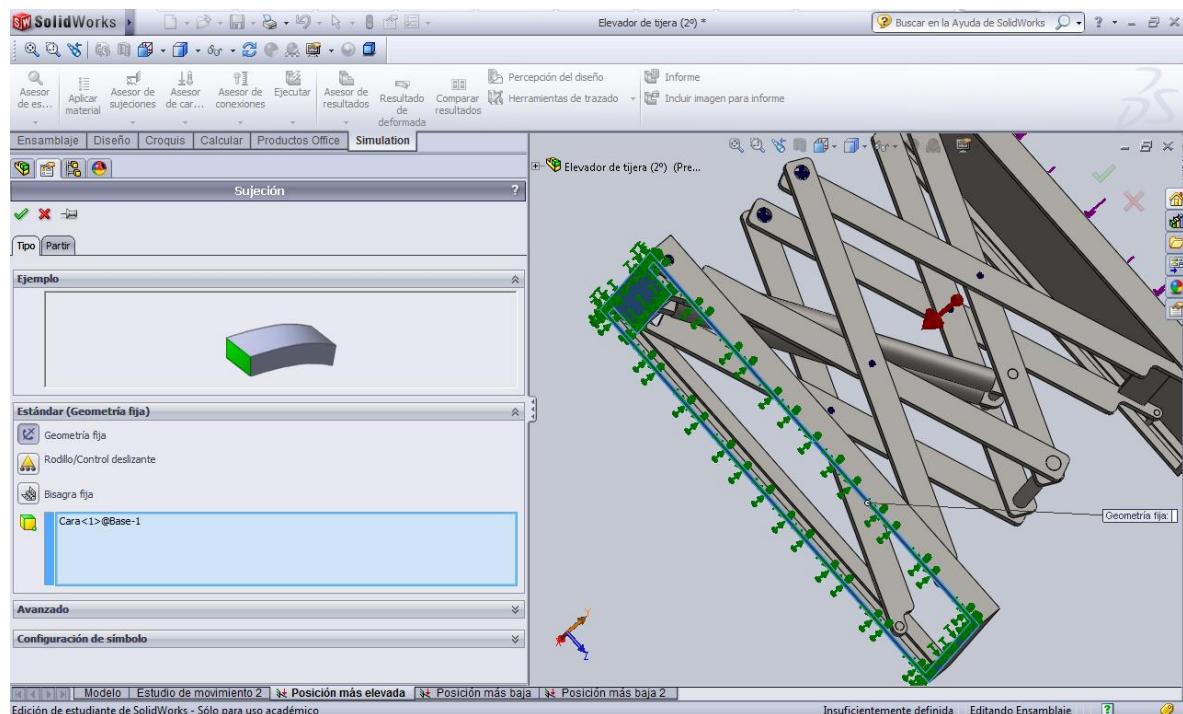
- Después se eligen los contactos entre componentes, en este caso solo se utilizará unión rígida y contacto entre componentes sin penetración.
 - Unión rígida: Se utilizará en las situaciones en las que dos componentes se deban comportar como si estuviesen soldados como la unión entre el pistón, el vástago y el pasador superior.



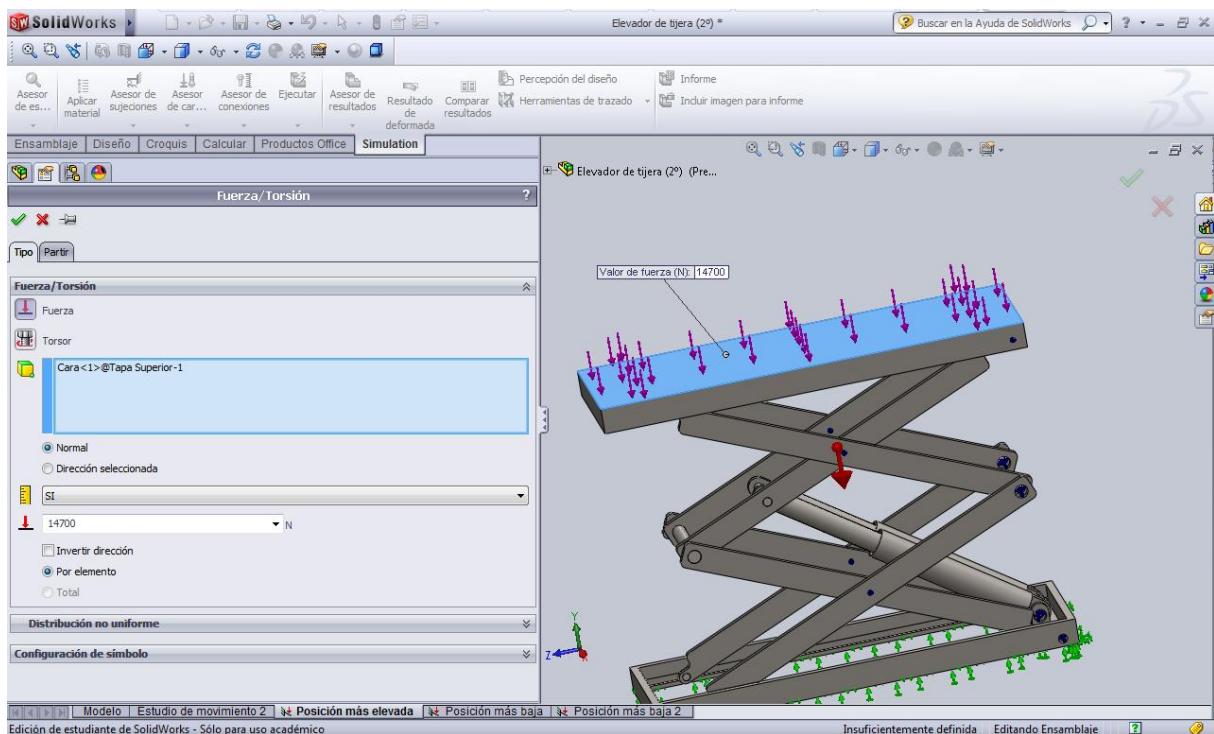
-Contacto sin penetración: Se utilizará en las situaciones donde dos piezas al deformarse deban moverse juntas, pero sin estar soldadas, como las barras de cada nivel de la tijera.



- Elegir las sujeciones, como la de impedir el movimiento en la base.



- Elegir las fuerzas que van a actuar, en este caso una fuerza de 1500kg que actúe sobre la cara superior de la plataforma de la tijera y la fuerza de la gravedad.



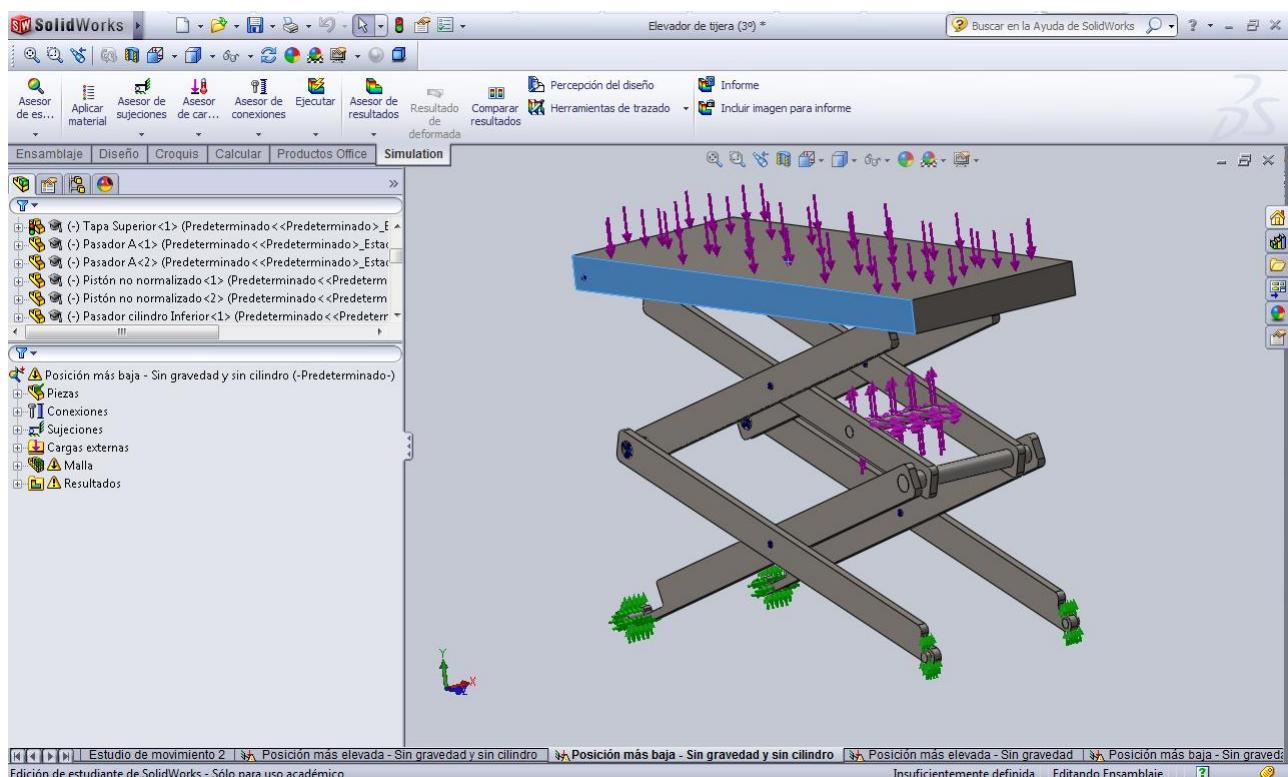
- Por último sólo queda crear la malla y ejecutar el análisis.

-Primer análisis (Comprobación de trabajo):

Para comprobar que la estructura trabaja como se ha planteado en el **Anexo 1** se utilizará la siguiente configuración:

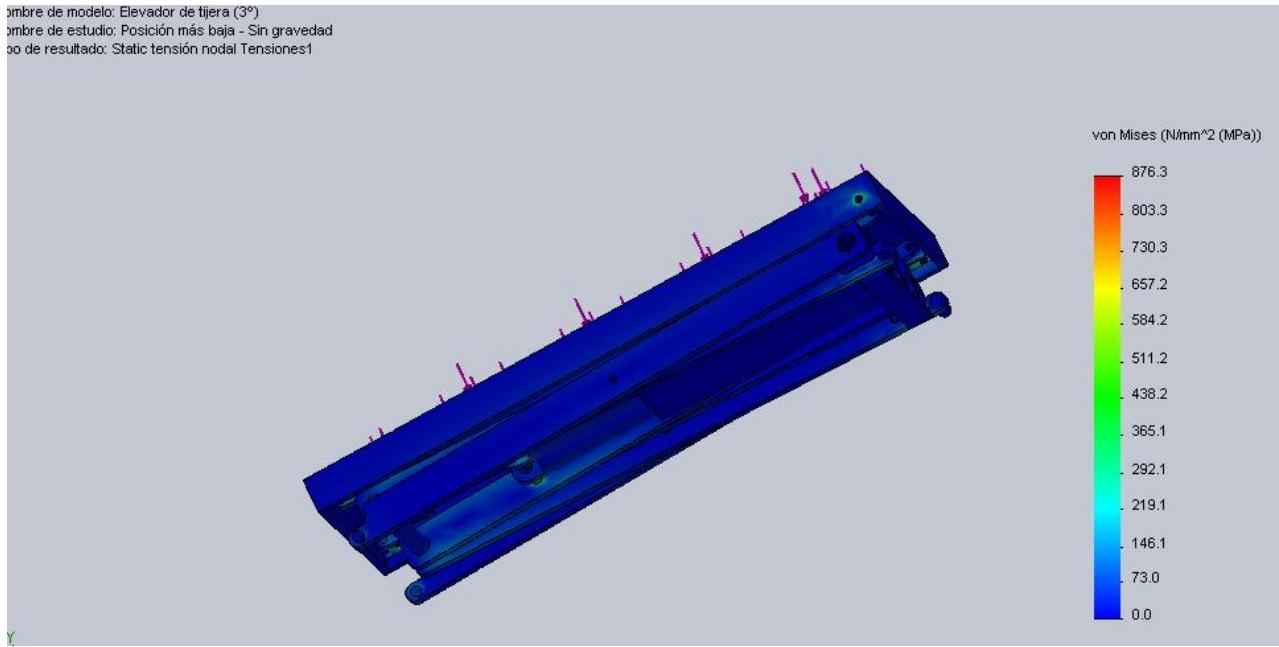
- Se eliminan todos los pasadores, la plataforma superior, la base de la estructura y los pistones y vástagos del cilindro. Con esto se consigue dejar la estructura exactamente igual a la analizada analíticamente.

- Al eliminar el cilindro se aplican las cargas que debe hacer el cilindro, calculadas analíticamente, en el pasador superior del mismo. Las fuerzas ejercidas por el peso del vehículo se aplicarán en los agujeros de los respectivos pasadores superiores, utilizando la carga calculada analíticamente.
- En el apoyo H se restringe el movimiento en las tres direcciones y en el apoyo G se restringe el movimiento en la dirección horizontal.
- Despreciamos la gravedad, ya que en el análisis analítico no la hemos tenido en cuenta.
- Mallamos y ejecutamos el análisis.



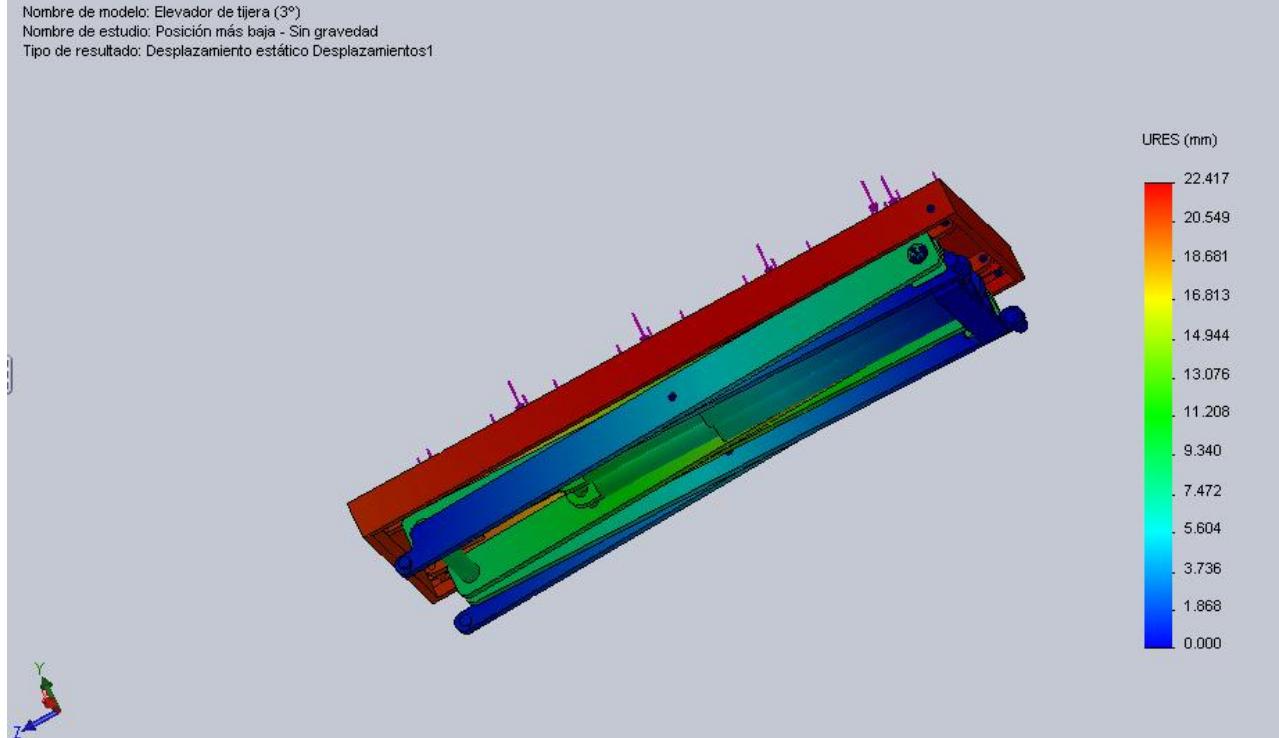
- Tensiones:

Nombre de modelo: Elevador de tijera (3°)
Nombre de estudio: Posición más baja - Sin gravedad
Tipo de resultado: Static tension nodal Tensiones1



- Deformaciones:

Nombre de modelo: Elevador de tijera (3°)
Nombre de estudio: Posición más baja - Sin gravedad
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1



En la siguiente tabla se han enumerado los pasadores con sus respectivas fuerzas y momentos para compararlo con el análisis analítico:

	Análisis analítico				Análisis SolidWorks			
	$F_x(N)$	$F_y(N)$	$F_z(N)$	M_f	$F_x(N)$	$F(N)_y$	$F_z(N)$	M_f
Pasador A	-	3675	-	-	-	3675	-	-
Pasador B	-	3675	-	-	-	3675	-	-
Pasador C	-	7352	26,28	-	9837	7095	22754	50,182
Pasador D	-	7351	137712	-	25092	7630	160000	-
Pasador E	-	3677	26,28	-	584,49	3422	22752	557,03
Pasador F	-	7356	26,28	-	6334	505,09	22704	219,88
Apoyo G	-	3679	-	-	-	3908	-	-
Apoyo H	-	14707	137738	-	406	7112	137730	-

Fuerzas en N y momentos en Nm.

En la tabla anterior se ha tomado el eje Z como el horizontal, el eje Y como el vertical y el eje X como el perpendicular a la estructura.

Como se puede apreciar las reacciones en los apoyos y en los pasadores son relativamente diferentes en los dos estudios, eso se debe a que en el análisis analítico no se ha tenido en cuenta los momentos torsores ni las fuerzas en el eje X y a que las dimensiones de la estructura modelada en SolidWorks han variado debido a motivos de diseño, lo que provoca un cambio a la hora de los cálculos, por lo tanto se puede decir que la estructura trabaja según lo planteado al principio.

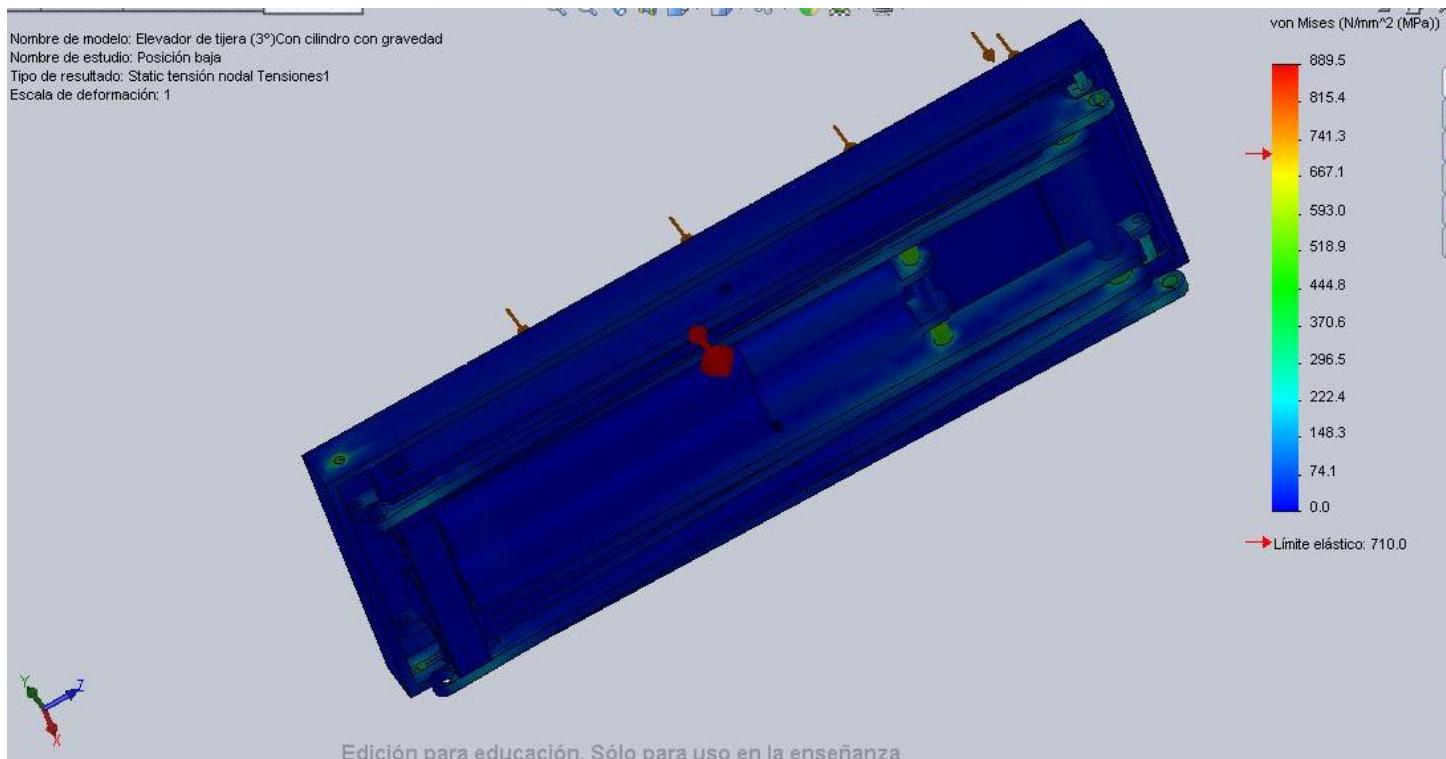
- Segundo análisis (trabajo real de la estructura):

La configuración utilizada para este caso es la siguiente:

- Se eliminan todos los pasadores excepto los que van a trabajar como barras.
- En el apoyo H se restringe el movimiento en las tres direcciones y en el apoyo G se restringe el movimiento en la dirección horizontal.
- Se añaden la fuerza vertical producida por el peso máximo admisible por la estructura y la fuerza de la gravedad.
- Al mallar hay que realizar un control de mallado en los dos pistones de los cilindros debido a que el espesor es muy pequeño y con el tamaño de malla elegido para el resto de la estructura el programa no permite mallarlos.

- Tensiones:

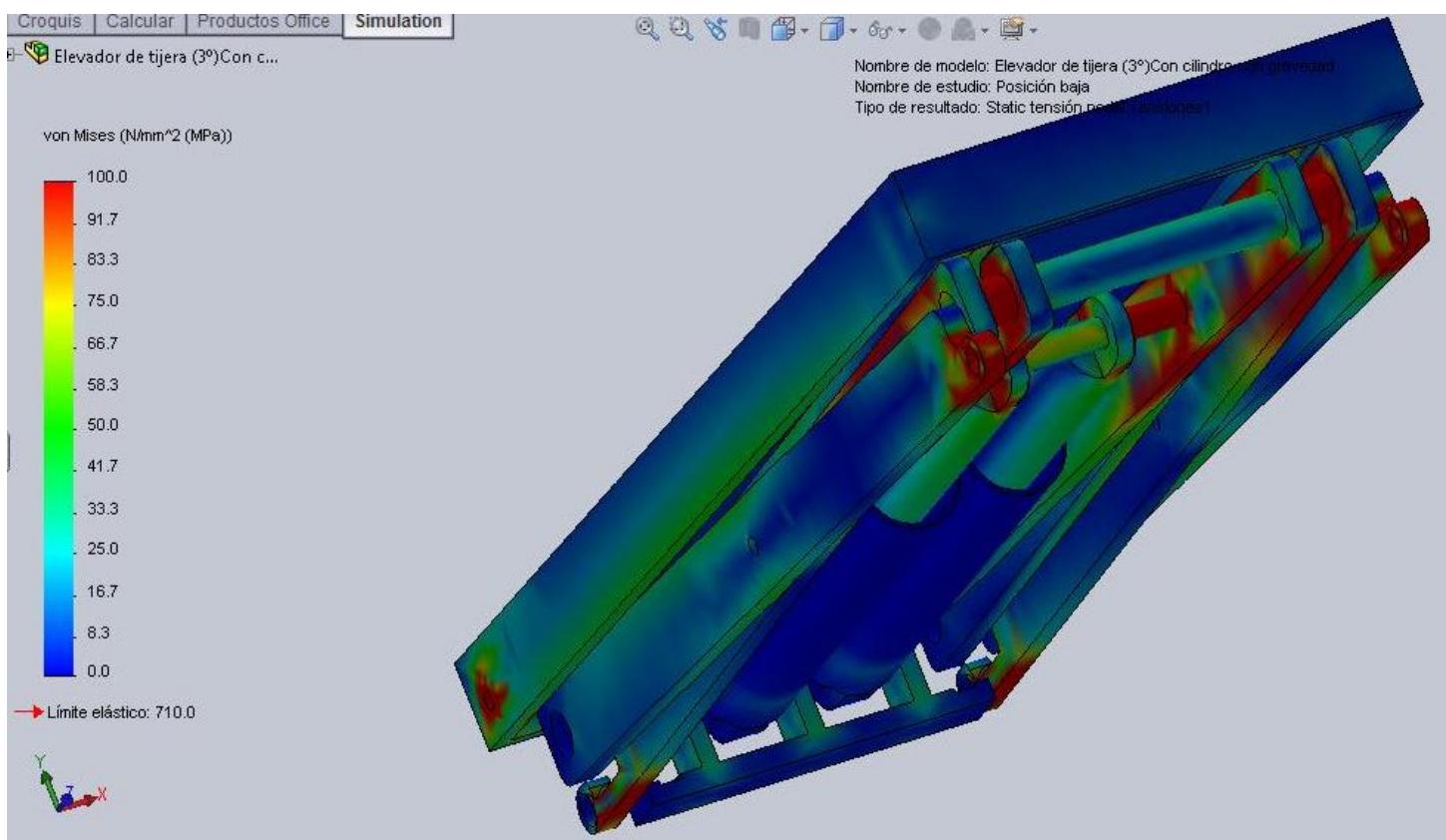
La distribución de las tensiones producidas en las estructuras se muestra en la siguiente imagen:



La tensión máxima es 889,5MPa, está por encima del límite de fluencia del material escogido, pero es puntual, más adelante en las mejoras de la estructura se diseñará para evitar estas tensiones tan altas. Se puede ver en la imagen que donde hay mayores tensiones es en el pasador A, en el pasador donde apoya el vástago (centro de la figura) y en el pasador D.

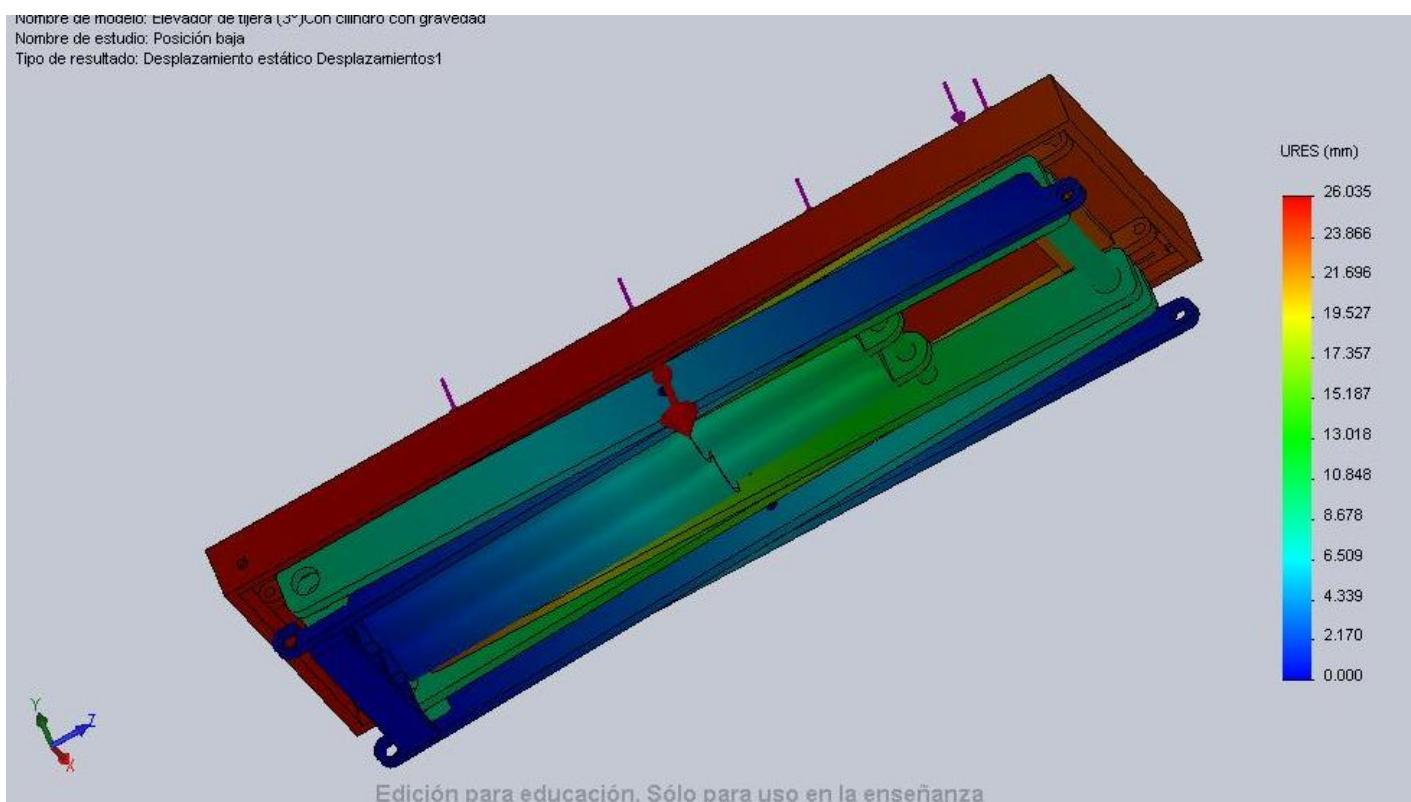
Modificando la leyenda de 0-100MPa se comprueba que las barras trabajan de la forma correcta, sufriendo mayores tensiones la zona superior e inferior de la sección

circular, tendiendo más a la inferior, debido a la flexión resultante, y en las cercanías de los agujeros, debido a las concentraciones de tensiones.



- Desplazamientos:

Los desplazamientos producidos en la estructura se muestran en la siguiente imagen, la deformada tiene escala de 1:

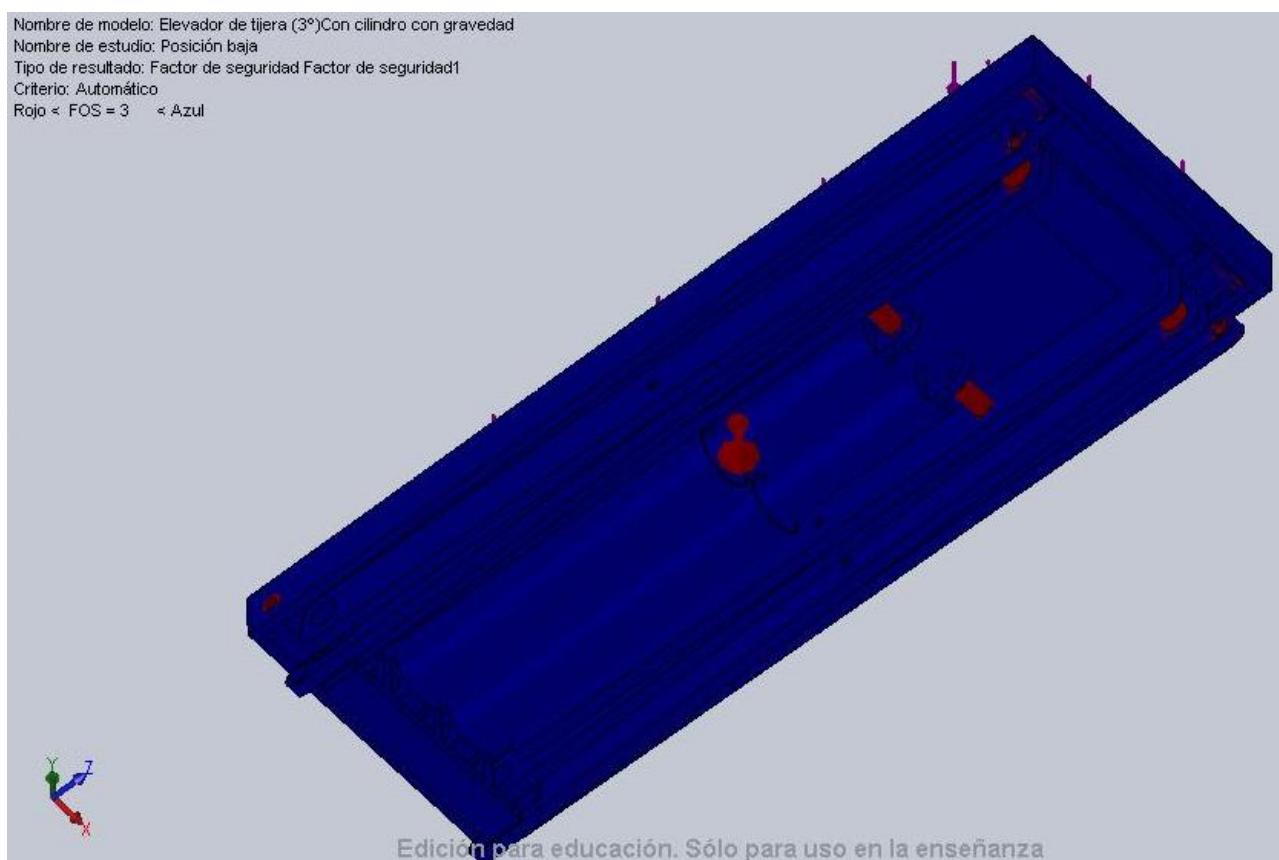


El desplazamiento máximo es 26.005mm producido en la parte superior de la estructura, más concretamente en la plataforma superior, este resultado es asumible puesto que su valor es muy pequeño en relación con el resto de dimensiones del elevador y porque las tensiones que produce están dentro de límite permitido, más adelante se realizarán mejoras para disminuir estos desplazamientos. El resto de barras sufren unos desplazamientos menores disminuyendo conforme más cerca están de la base.

En este estudio no aparece reflejada la deformada, ya que las distancias son muy pequeñas y no se verían bien las distribuciones de los diferentes resultados.

- Factor de seguridad:

Para comprobar los componentes del elevador que no cumplen con el mínimo factor de seguridad establecido ($C_s=3$) se tiene la siguiente imagen:



En esta imagen se ve que las piezas que no cumplen con el factor de seguridad mínimo son el pasador D, el pasador A, el pasador del vástago (centro de la figura), los agujeros de los respectivos pasadores y los agujeros B y G de las barras.

Haciendo la comprobación de los pasadores con SolidWorks nos señala que no cumplen con el factor de seguridad, además de los antes mencionados, los pasadores centrales. Todo esto es debido al aumento de fuerzas con el peso de la estructura y los momentos flectores no tenidos en cuenta al principio del proyecto.

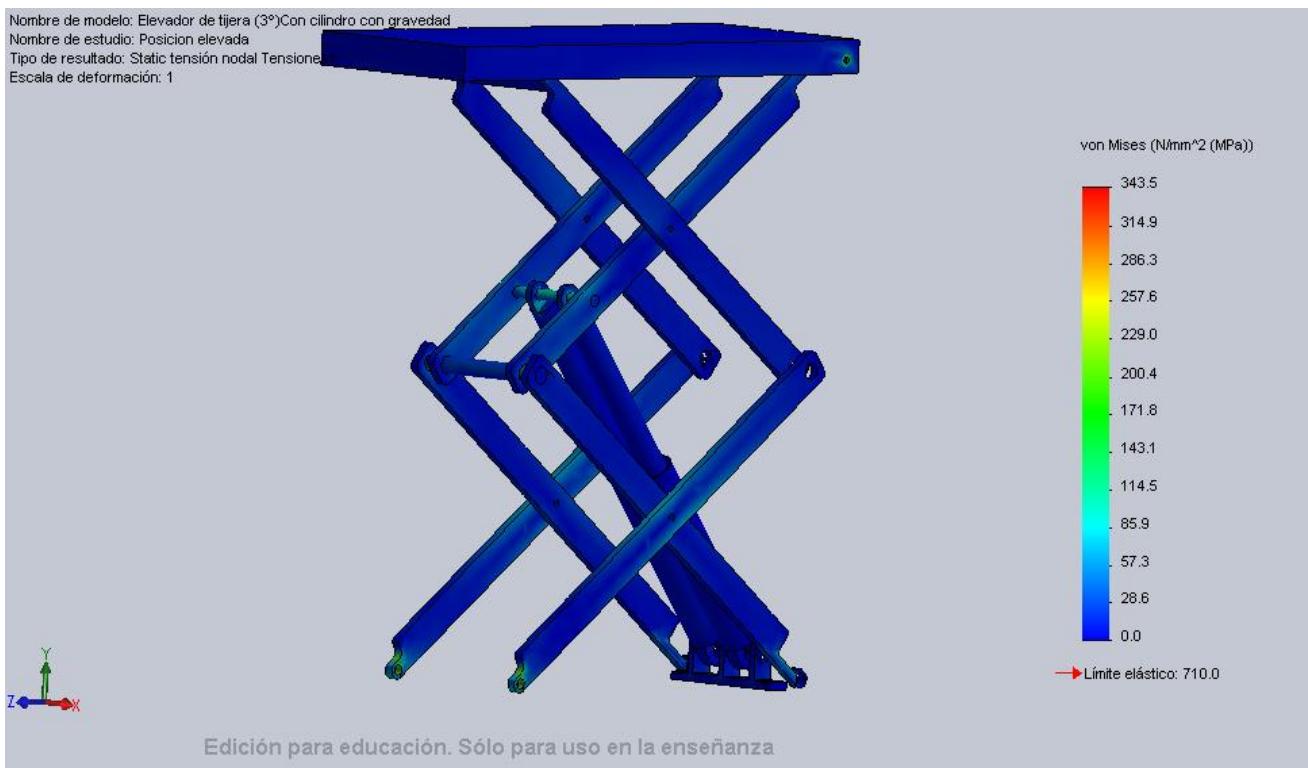
Anexo 8 - Estudio de la estructura en la posición más elevada con SolidWorks

En este apartado no se realizará la comprobación de trabajo como en el **Anexo 7**, ya que ya ha quedado constancia de que trabajan de la misma forma todas las barras a como se ha planteado analíticamente, por lo tanto este apartado sólo se limitará a mostrar los resultados obtenidos en el estudio. La configuración utilizada en SolidWorks será la misma que en el estudio de la posición más baja.

Se procederá entonces con los resultados obtenidos:

- Tensiones:

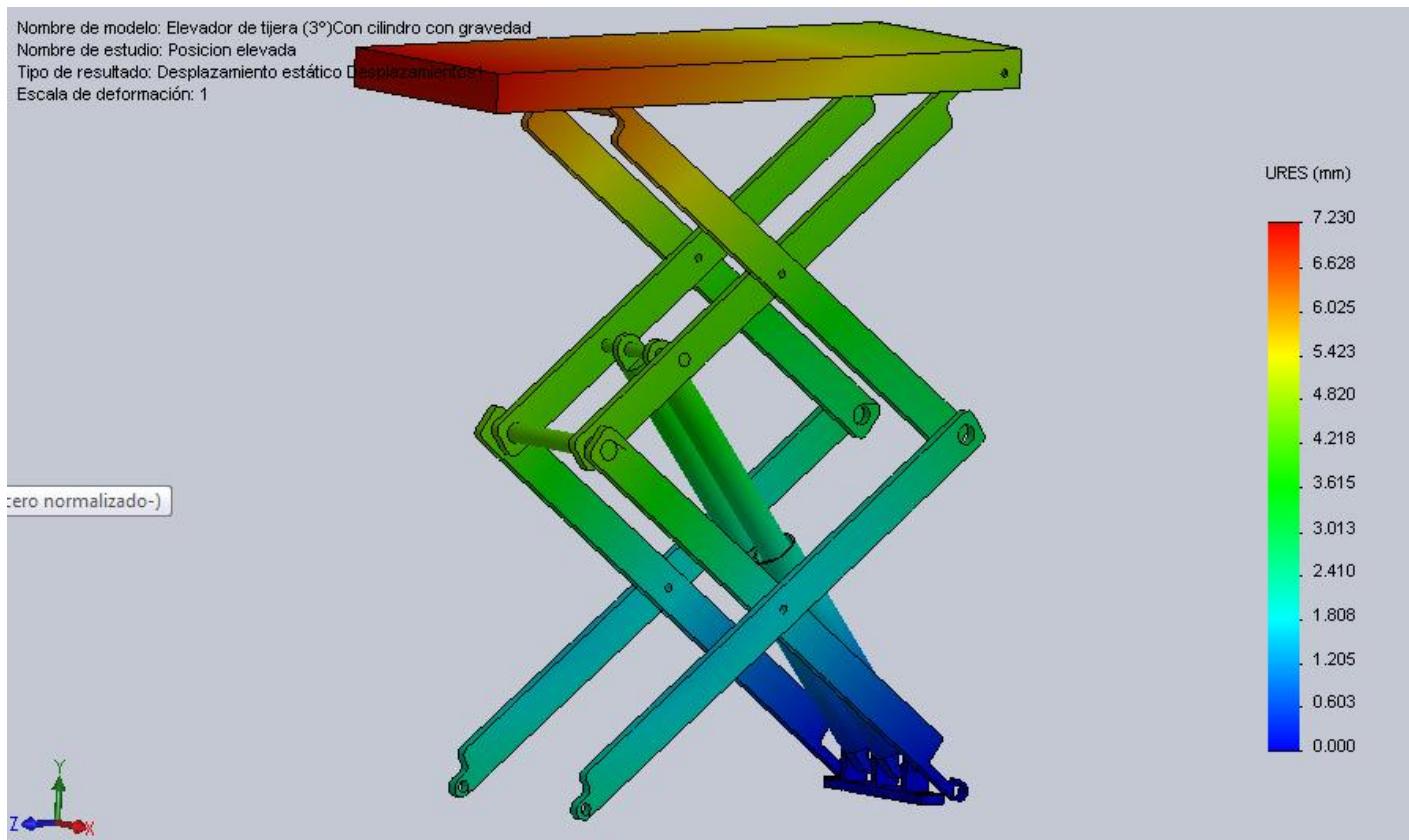
La distribución de las tensiones producidas en las estructuras se muestra en la siguiente imagen:



La tensión máxima es 343,5MPa, está por encima del límite de fluencia del material escogido, pero es tan bajo y sólo se produce en unos pocos momentos puntuales que no merece más mención.

- Desplazamientos:

Los desplazamientos producidos en la estructura se muestran en la siguiente imagen:



El desplazamiento máximo es 7,23mm producido en la parte superior de la estructura, más concretamente en la plataforma superior, este resultado es asumible puesto que su valor es muy pequeño en relación con el resto de dimensiones del elevador y porque las tensiones que produce están dentro de límite permitido. El resto de barras sufren unos desplazamientos menores disminuyendo conforme más cerca están de la base.

- Factor de seguridad:

En este estudio no hace falta ver la imagen donde se muestran las partes que no cumplen el factor de seguridad de tres porque eso solo se produce en unas pocas zonas puntuales y con unos valores muy próximos a tres.

Anexo 9 - Comparativa entre las dos configuraciones de la estructura según la posición del cilindro.

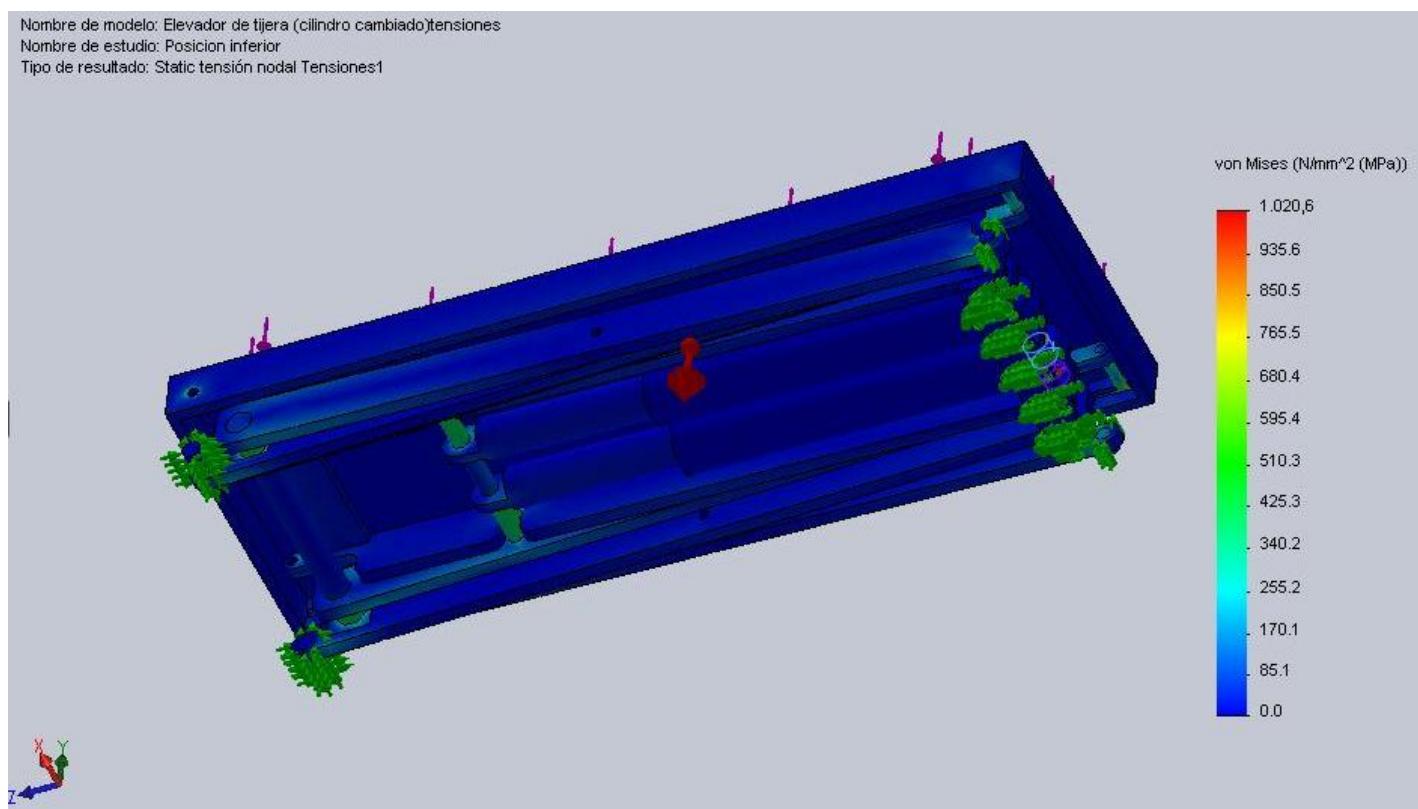
En este apartado se va a comparar el estudio en la posición más baja de la estructura articulada estando el cilindro en la posición escogida inicialmente con los resultados obtenidos en los estudios estáticos en la posición más baja de la misma estructura, pero con el cilindro en la configuración contraria (aparece la imagen en el apartado 10 de la memoria), para verificar cual de las dos posiciones es la más beneficiosa para la estructura y cual de las dos el cilindro debe generar menos fuerza.

Como los estudios de la estructura con el cilindro en la posición estándar ya han sido reflejados en el **Anexo 7** y en el **Anexo 8**, sólo se mostrarán los resultados de la estructura con el cilindro en la posición contraria.

- Resultados de los estudios estáticos de la estructura con el cilindro en la posición contraria:

Este estudio ha sido realizado con las mismas configuraciones de SolidWorks en cuanto a sujeteciones, contacto y fuerza, por lo que se procederá a reflejar los resultados directamente.

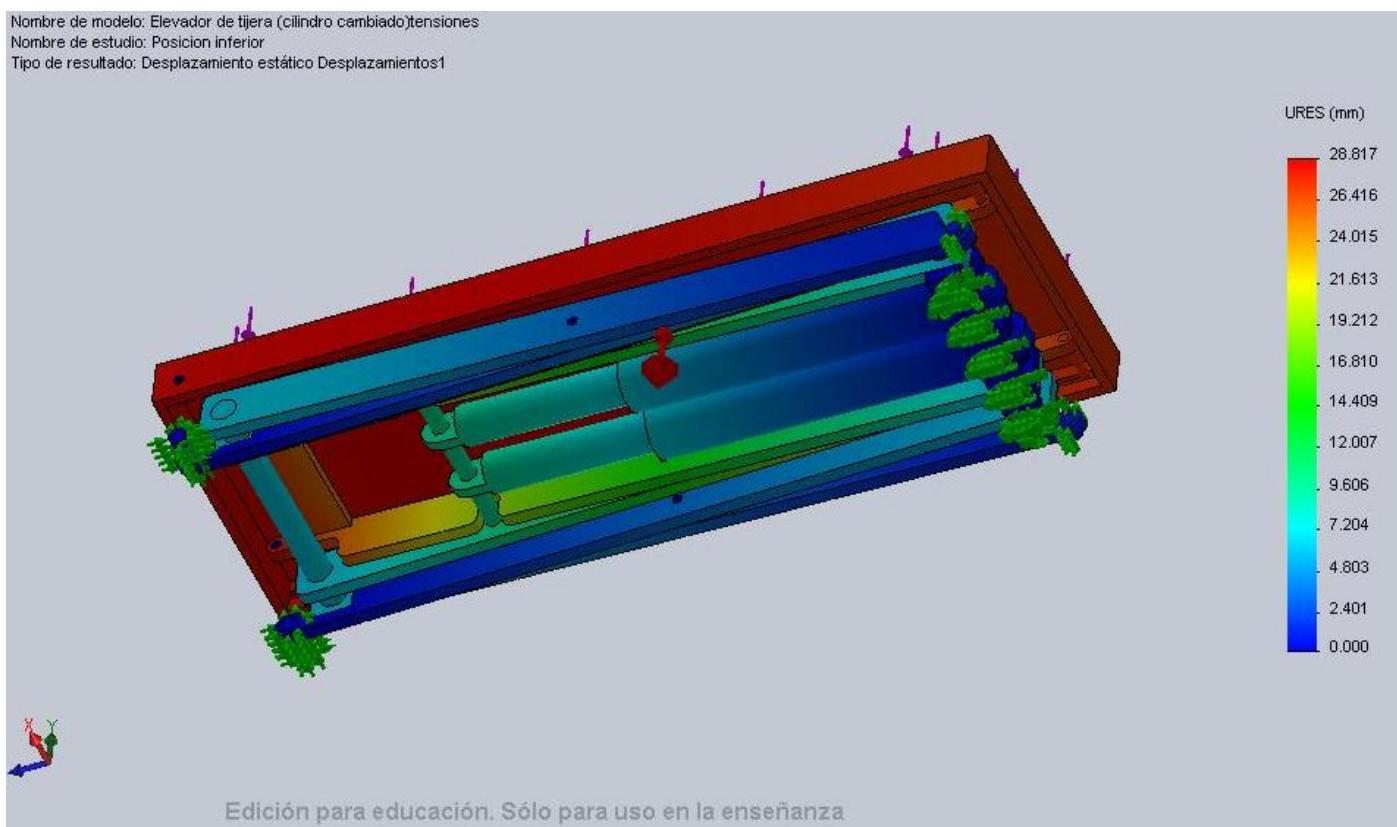
- Tensiones:



La tensión máxima es de 1020,6MPa, todas las barras trabajan dentro del límite del factor de seguridad de 3, 233.33MPa, pero se aprecia que el pasador donde apoya el vástago (centro de la imagen) y el pasador en D (a la izquierda de la imagen) sobrepasan la tensión admisible, seguramente provocado por la flexión producida.

También se aprecia que la reducción de sección realizada para que el pasador donde apoya el vástago sufre un incremento de tensión.

- Desplazamientos:



El desplazamiento mayor es de 28,8mm producido en la tapa de la estructura, la distribución de los desplazamientos es normal.

-Coeficiente de seguridad:

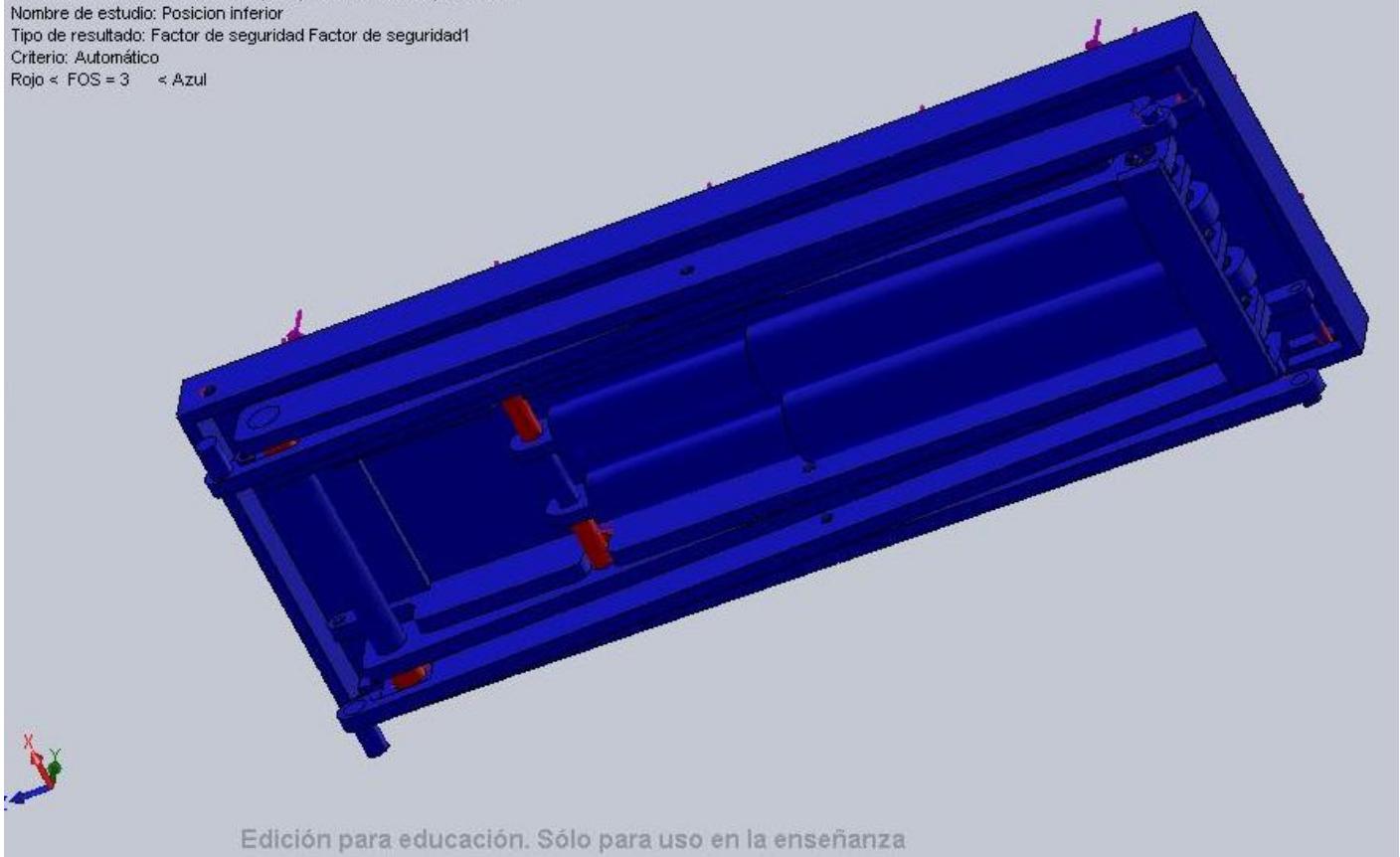
Nombre de modelo: Elevador de tijera (cilindro cambiado) tensiones

Nombre de estudio: Posicion inferior

Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1

Criterio: Automático

Rojo < FOS = 3 < Azul



Las piezas que no cumplen con el factor de seguridad de 3 son las mismas que en la estructura con la configuración normal.

Comparaciones y conclusiones:

	Estructura Normal				Estructura con el cilindro cambiado			
	F_x	F_y	F_z	M_f	F_x	F_y	F_z	M_f
Pasador A	16477	4395,8	22339	-	1968,2	4364,5	18226	-
Pasador B	412,51	3959,6	22176	492,61	18181	3980	18239	1373,9
Pasador C	3761,1	7274,1	17625	126,98	1992,7	7015,5	9944,1	190,85
Pasador D	18	840	303,47	-	233	1169,2	33,53	-
Pasador E	171,56	2610,6	4625,5	243,4	781,5	2716,7	8316,5	390,52
Pasador F	1238	7649,4	4625,5	152,96	2042	6578,2	22422	218,72
Apoyo G	0	5324	0	-	0	3492,3	0	-
Apoyo H	73	2381	14882	-	797,67	4109,6	14106	-
Apoyo del cilindro	24	4852	29386	-	2	5065,2	28115	-

Fuerzas en N

Momentos en Nm

	Estructura 1	Estructura 2
Máximo desplazamiento (mm)	26,005	28,8
Máxima tensión (MPa)	889,5	1020,6

Estructura 1 → Estructura inicial

Estructura 2 → Estructura con el cilindro en el lado contrario

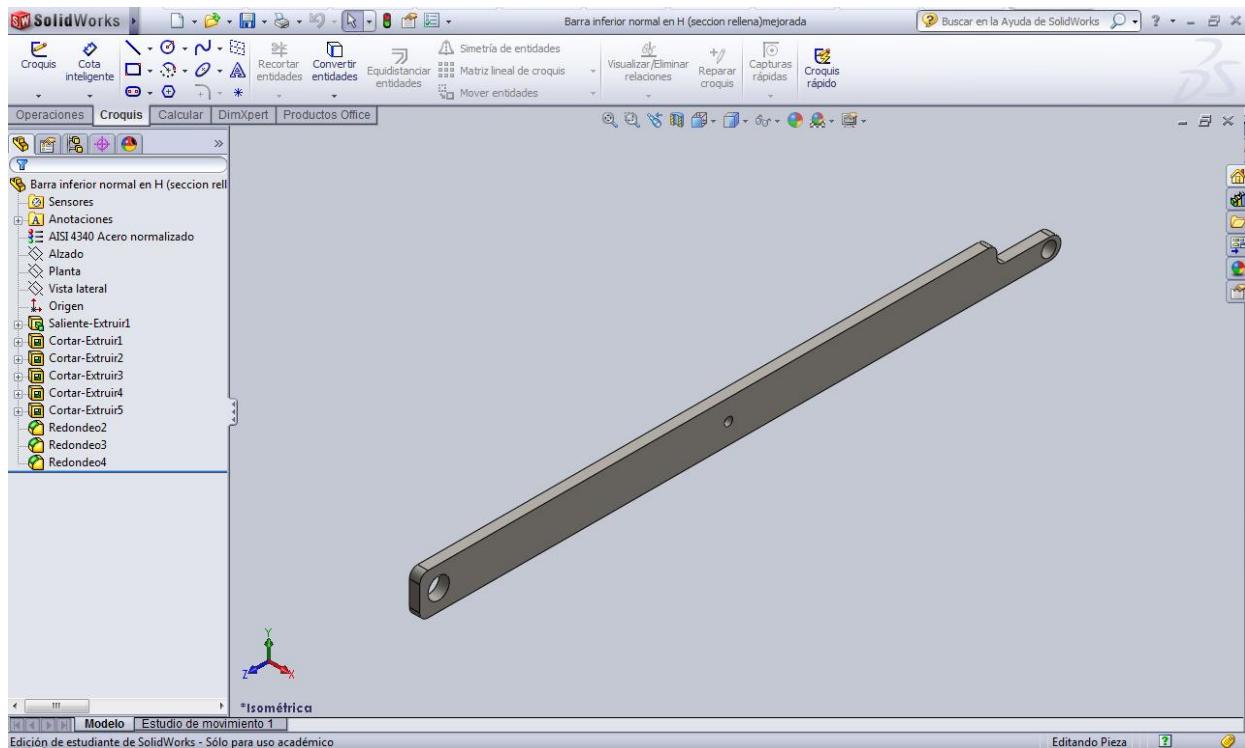
En conclusión se puede ver que la configuración de la estructura que se había elegido en primer lugar es la mejor opción, debido a que las tensiones producidas son en general menores y recibe unas deformaciones también menores. Por lo tanto esta será la configuración en la que se implementarán las mejoras.

Anexo 10 - Estudio de la estructura con las mejoras seleccionadas.

Después de analizar la estructura en las dos configuraciones planteadas se va aadirán las mejoras de la estructura en los puntos donde el coeficiente de seguridad es menor de tres. La estructura no cumple el factor de seguridad requerido en los pasadores A, B, D, F, H y G, en el pasador en el que se apoya vástago, en las cercanías del punto G de la barra G-E, en las cercanías del punto H de la barra H-D y en las cercanías del punto B de la plataforma superior. Las mejoras a realizar se van a enumerar a continuación:

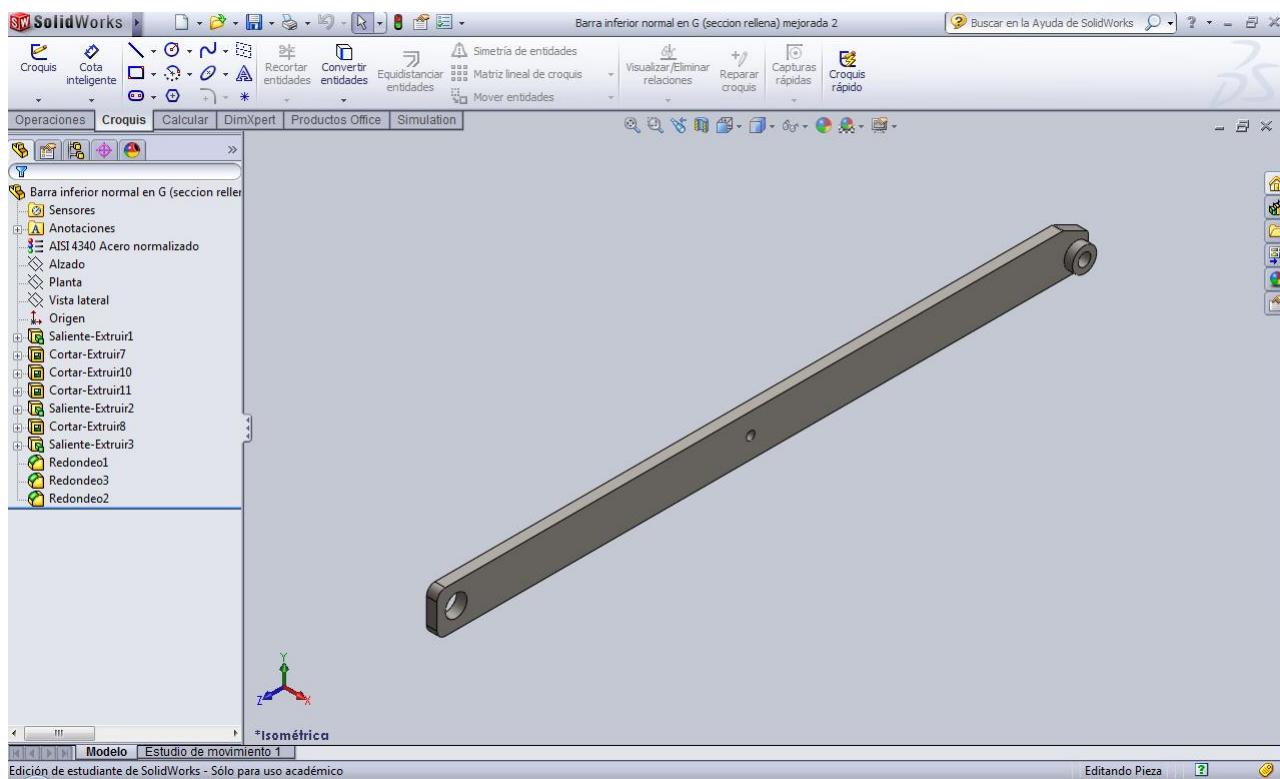
- Barra H-D punto H:

Como en esta barra no se cumple el factor de seguridad únicamente en las cercanías del punto H, lo que se va a hacer es quitar parte de la reducción de sección y aumentar el espesor en el punto H.



- Barra G-E punto G:

Al igual que la anterior, esta barra únicamente no cumple con el coeficiente de seguridad en las cercanías del punto G, por lo tanto lo que se hará es quitar parte de la reducción de sección y aumentar el espesor de la sección en esa zona:

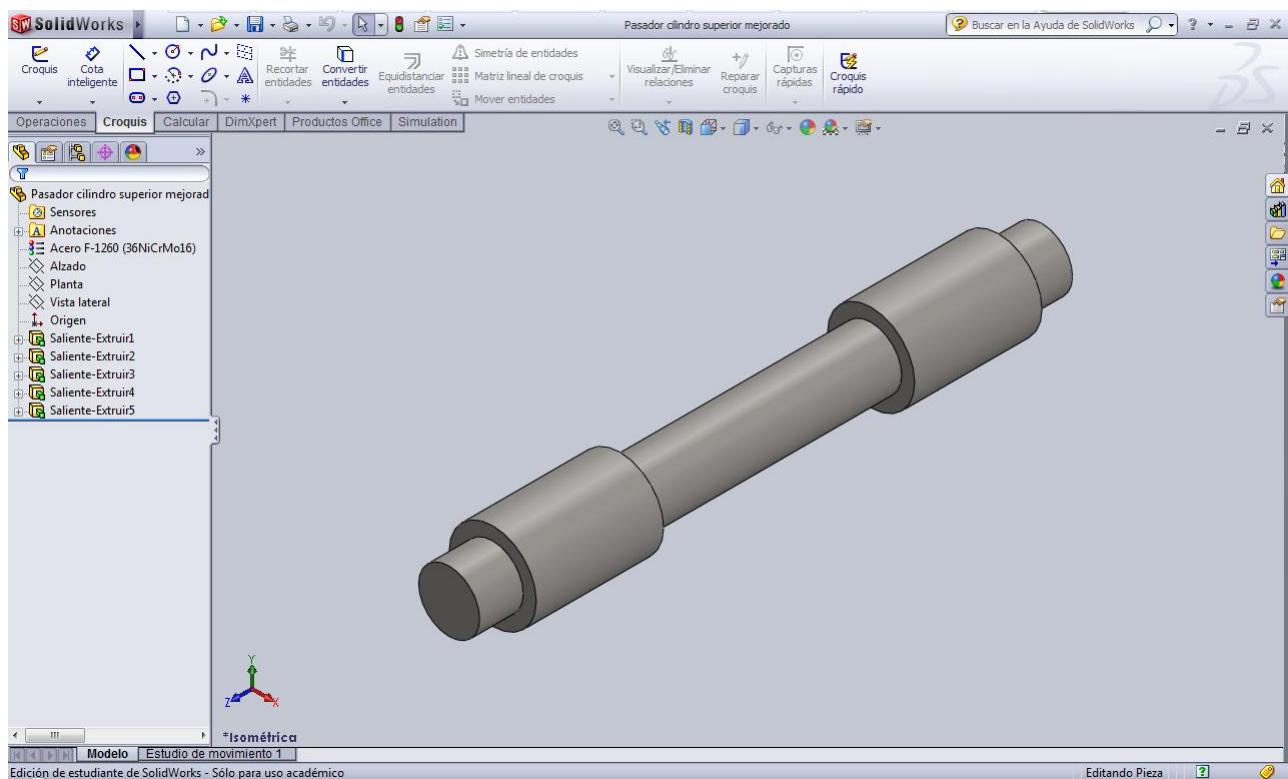


- Pasadores B, C, F, H y G:

En estos pasadores únicamente se va a cambiar el material que tenían al principio, F-1250, por un F-1260 con una tensión de fluencia mayor ($\sigma_f=1200\text{MPa}$), como excepción al pasador C y B se aumentará en 10mm y 15mm respectivamente, ya que en la zona superior es donde más tensiones se producen.

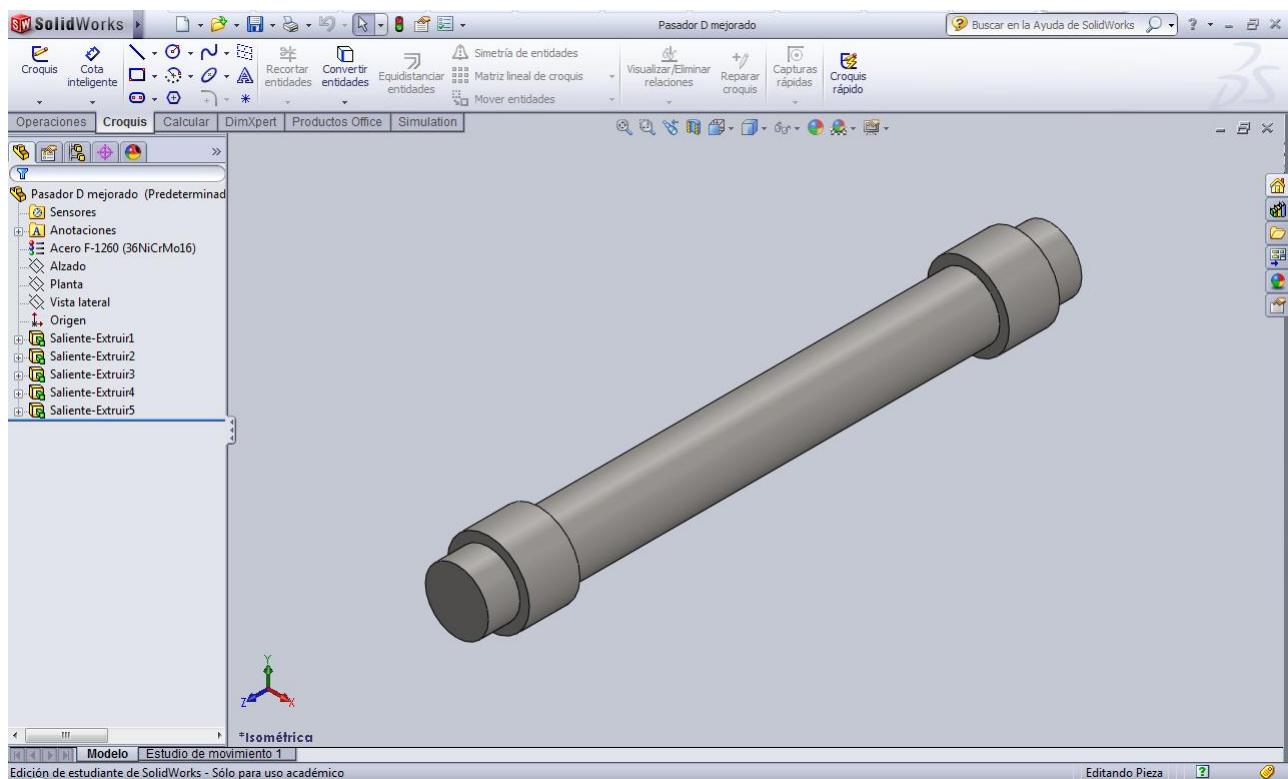
- Pasador del vástago:

En este pasador se va a cambiar el material por un acero F-1260, y se va a aumentar el diámetro en 15mm en la disposición que se ve a continuación:



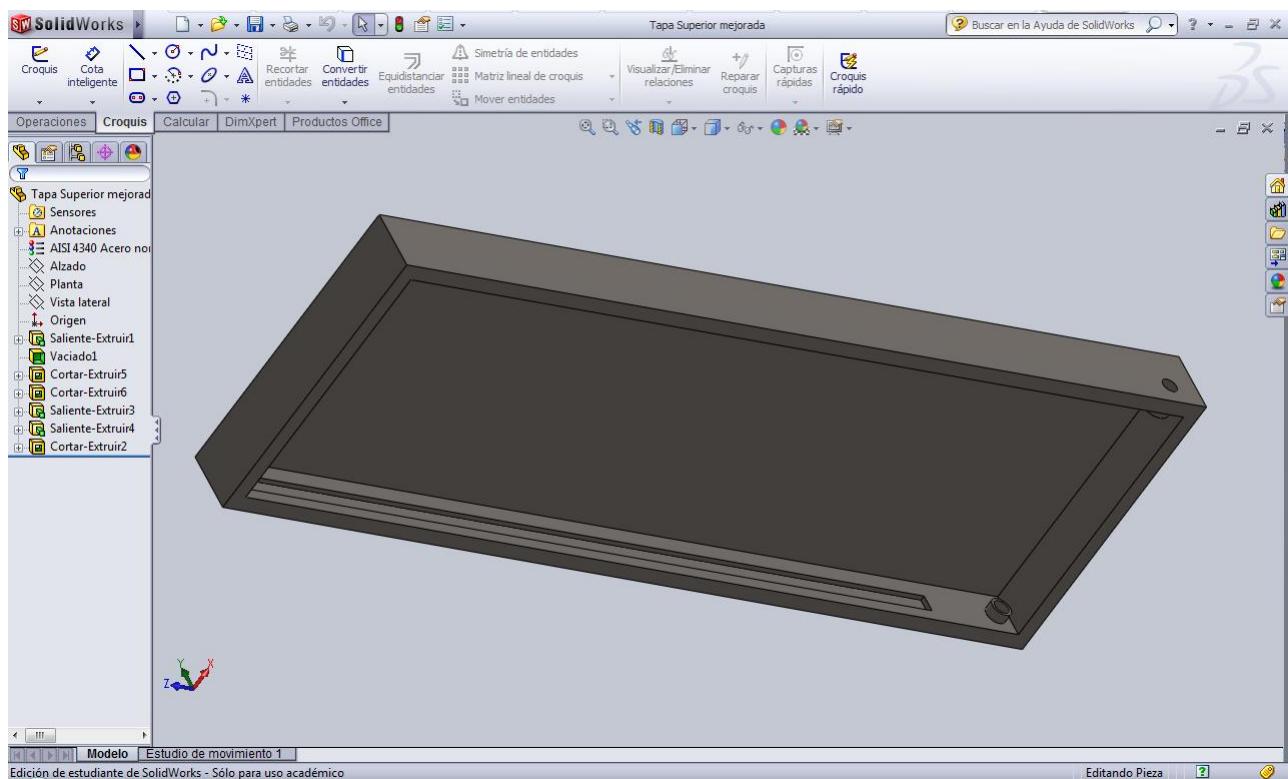
- Pasador D:

En este pasador se va a cambiar el material por un acero F-1260, y se va a aumentar el diámetro en 15mm en la disposición que se ve a continuación:



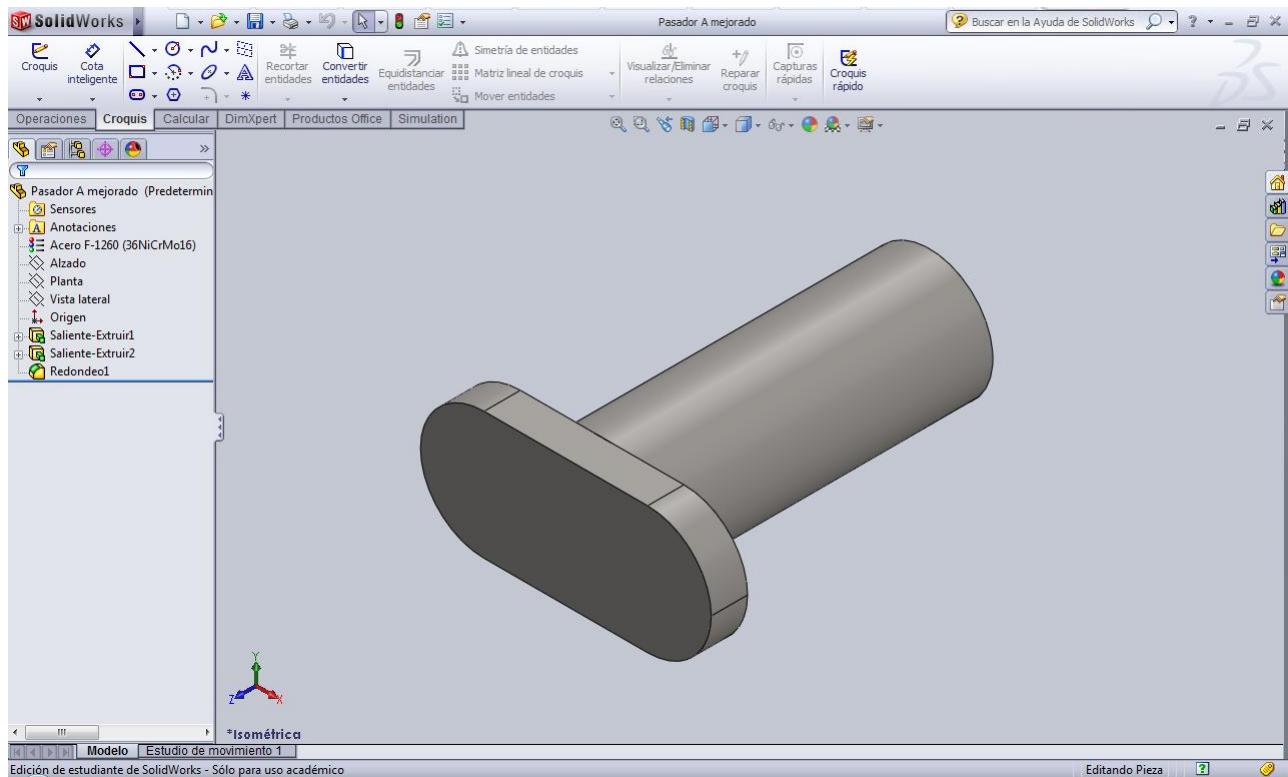
- Plataforma superior en punto B:

En la plataforma superior se va a realizar un aumento del espesor en las cercanías del punto B, incrementar la longitud total y aumentar el espesor de toda la pieza.



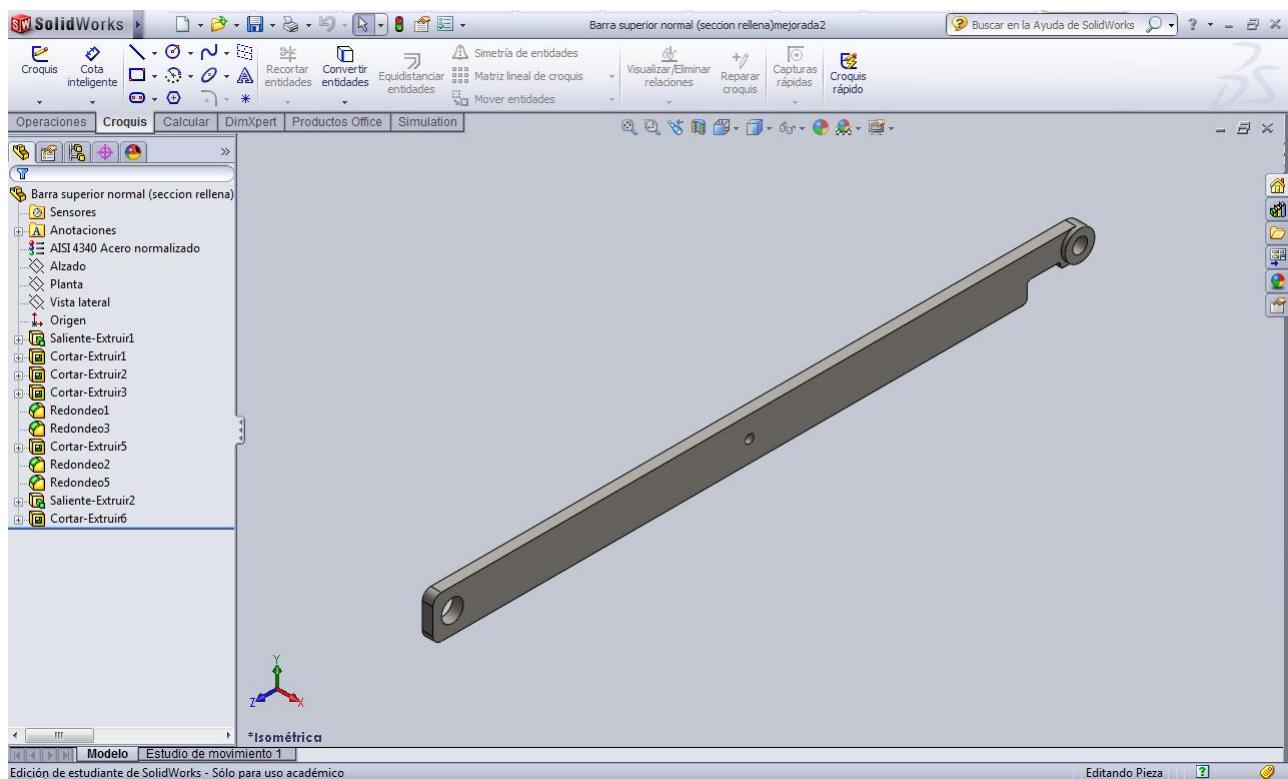
- Pasador A:

A este pasador se le ha cambiado el material por un F-1260 y se ha aumentado su diámetro en 15mm, ademas se le ha ensanchado la sección en la parte que debe deslizar en la guía de la plataforma superior.



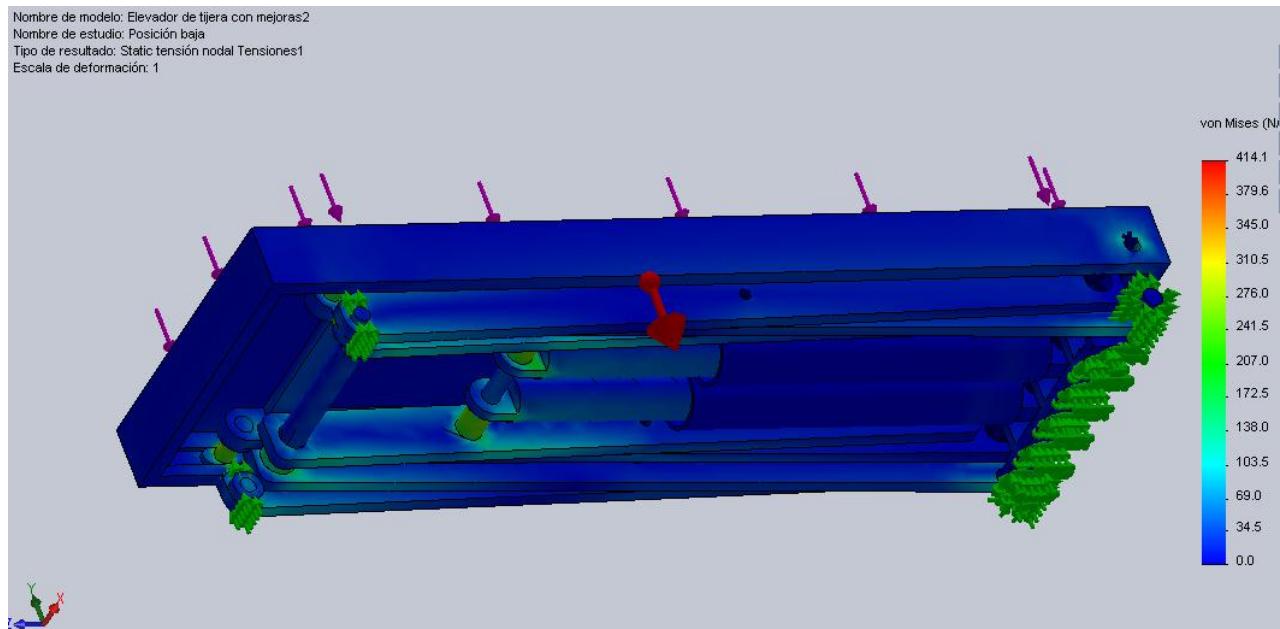
- Barra A-E:

En esta barra se ha aumentado el espesor de la sección en las cercanías del agujero A.

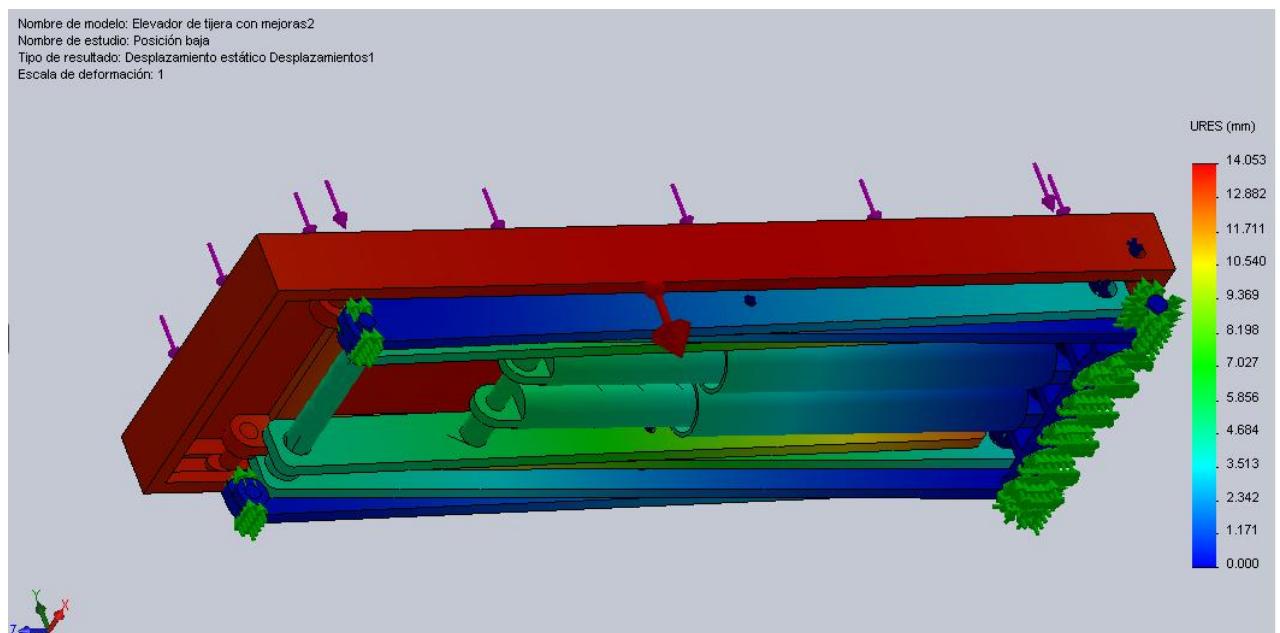


Con todas estas mejoras se vuelve a analizar la estructura de la misma forma y con las mismas condiciones de contorno anteriormente descritas para los estudios estáticos.

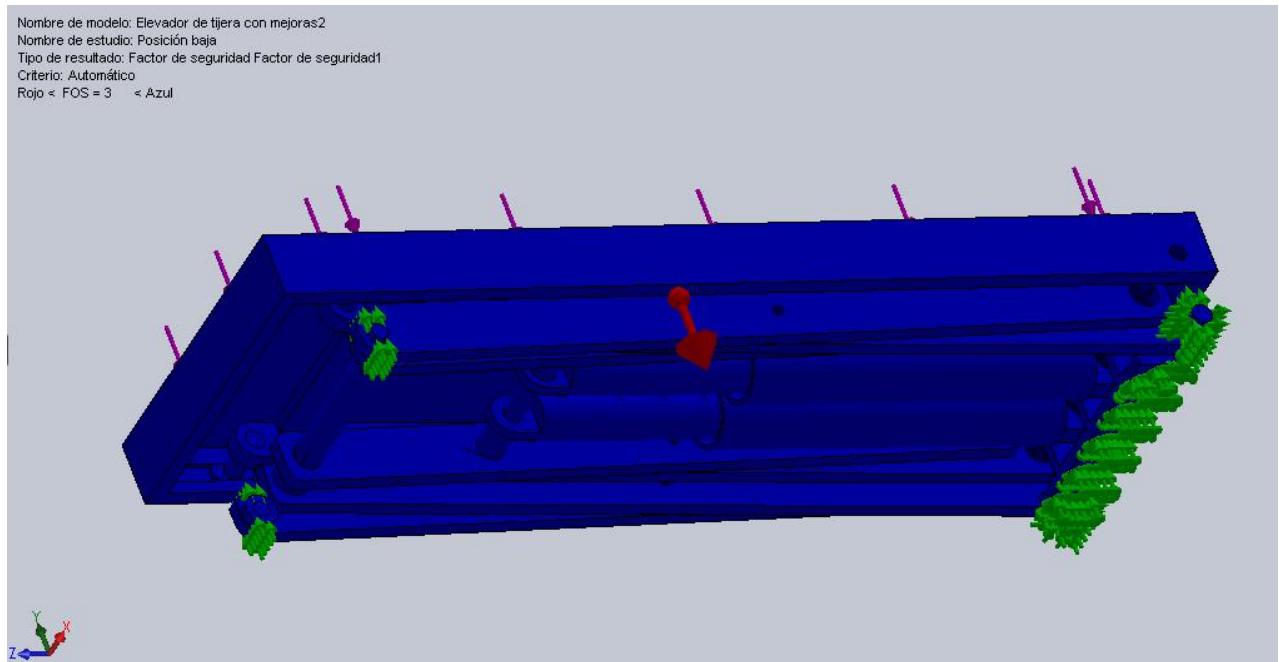
- Tensiones:



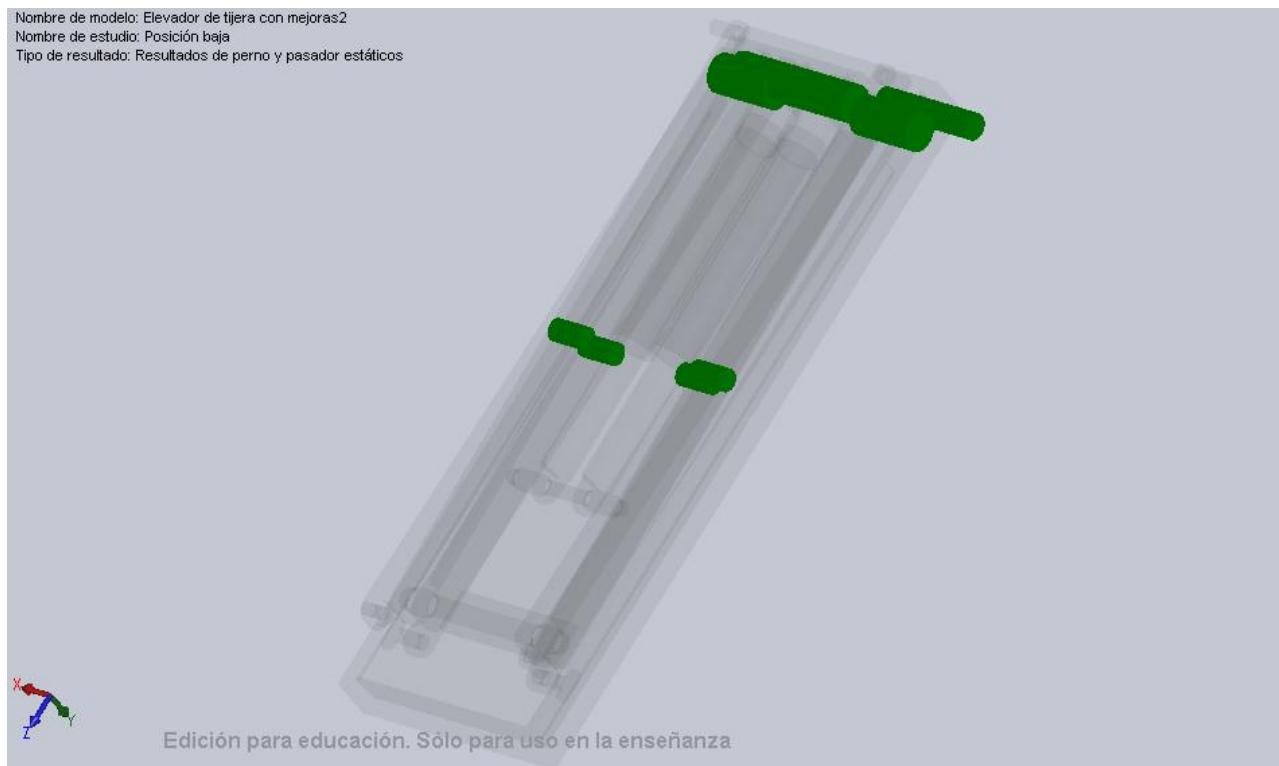
- Deformaciones:



- Factor de seguridad:



- Comprobación de pasadores:



En las cuatro imágenes anteriores se comprueba que la estructura trabaja bien bajo las condiciones impuestas, con las mejoras realizadas en la estructura se ha conseguido disminuir la tensión máxima de 889'5MPa a 414'1MPa, que está por debajo del máximo permitido, que es 416,7MPa, también se ha conseguido disminuir el desplazamiento máximo de 26mm a 14mm, por último decir que como muestra la última imagen todas las piezas de la estructura cumplen el factor de seguridad de 3, incluyendo la comprobación de los pasadores.

Como conclusión final se puede decir que la estructura está correctamente diseñada y cumple con todos los requisitos requeridos al principio del proyecto.