



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

Elevador compacto de accionamiento  
hidráulico para motocicletas off-road

Hydraulic compact lift for off-road  
motorcycles

Autor/es

David Rocha Fernández

Director/es

Paula Canalís Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura.

Año 2018

## Resumen

El objeto del siguiente proyecto es el de diseñar, dimensionar, presupuestar y fabricar un pequeño elevador de tipo tijera para motocicletas off-road de tamaño reducido, dado que la oferta en el mercado con las características deseadas es reducida.

Siguiendo el cronograma planteado en la propuesta, el primer paso fue el de buscar información: tiendas de venta online, tiendas físicas, observar las carencias del elevador que dispongo actualmente y fijarme en las prestaciones de los que más me interesaban.

En segundo lugar, se plantean las necesidades, las dimensiones, peso, puntos de apoyo de mi motocicleta, centro de la problemática que intenta resolver este proyecto.

Una vez decidido el concepto de diseño y las necesidades técnicas a solventar, se lleva a cabo un diseño en 2D, seguido de un diseño en 3D utilizando Solidworks que permitiera buscar las primeras interferencias. Con esto se tiene una primera mirada de la cinemática del problema, es necesario un estudio analítico de las fuerzas.

A partir de ese modelo, se plantea una estructura alámbrica con la cual poder obtener los DSL, con los que se hayan las fuerzas en las reacciones y se calcula una sección mínima, que permite escoger unos perfiles y dimensionar la estructura de manera correcta.

Con los perfiles seleccionados, se revisa de nuevo en busca de interferencias, se detallan métodos de unión y se plantea el que se esperaba fuera el diseño definitivo.

Una vez decidido, se dibuja en una herramienta de CAD 3D, en este caso, SolidWorks, elegido por estar habituado al uso del programa y la posibilidad de analizar una vez dibujado el ensamblaje a un estudio estático mediante el módulo de elementos finitos integrado.

Con el diseño final en 3D, se observa problemas en la estructura. Se generaban interferencias no previstas en los diseños anteriores. Por ello fue necesario rediseñar algunos elementos repetidas veces hasta que el diseño y análisis arrojó una solución que se consideró aceptable.

Finalmente se procedió al despiece y dibujo de planos con todas las medidas exactas, pesos y materiales. También se elaboró un escandallo de costes para evaluar la viabilidad económica del proyecto.

Con todo este trabajo, la conclusión fue que, aunque el diseño mecánicamente hablando podía llevarse a cabo, ni por tiempo de fabricación, ni por coste, presentaba ninguna ventaja frente a las opciones comerciales.

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./Dª. David Rocha Fernández

con nº de DNI 73160513C en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster) Grado Elevador compacto de accionamiento hidráulico para motocicletas off-road

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 23 de noviembre de 2018

Fdo:

# Índice

Capítulo 1 – Memoria .....	5
1.1.- Objeto .....	5
1.2.- Alcance .....	5
1.3.- Antecedentes .....	5
1.4.- Documentación y herramientas utilizadas .....	8
1.4.a.- Bibliografía .....	8
1.4.b.- Programas utilizados en el estudio .....	8
1.5.- Requisitos de Diseño .....	9
1.6.- Diseño conceptual.....	10
1.7.- Primer diseño en 3D con SolidWorks y definición de la geometría base .....	10
1.8.- Planteamiento de los DSL de la tijera.....	11
1.8.a.- DSL Apoyo Superior.....	13
1.8.b.- DSL Barra AD.....	14
1.8.c.- DSL Barra CB.....	14
1.8.d.- DSL Barra CF .....	15
1.8.e.- DSL Barra ED .....	15
1.9.- Resolución del sistema de ecuaciones de la tijera .....	16
1.10.- Diagramas de esfuerzos MEFI .....	18
1.10.a.- Diagrama de esfuerzos en la barra CF – POSICIÓN SUPERIOR.....	18
1.10.b.- Diagrama de esfuerzos en la barra CF – POSICIÓN INFERIOR.....	19
1.11.- Análisis resultados diagramas de esfuerzos.....	20
1.12.- Diseño y cálculo de los componentes .....	20
1.12.a.- Diseño y cálculo perfiles de la tijera.....	20
1.12.b Diseño y cálculo de los pasadores de la tijera .....	23
1.13.- Diseño en SolidWorks y modificación por interferencias .....	32
1.14.- Estudio estático por elementos finitos en SolidWorks .....	35
1.14.a. - Distribución de tensiones .....	35
1.14.b. - Distribución de desplazamientos .....	37
1.14.c. - Distribución de coeficiente de seguridad.....	38
1.15.- Presupuesto .....	39
1.9.- Conclusiones .....	40

## 1- Memoria

### 1.1.- Objeto

El objeto del siguiente proyecto es el de obtener un dispositivo con el que de una manera rápida, cómoda, fiable y sobre todo ocupando el menor espacio posible sea capaz de elevar mi motocicleta para poder efectuar trabajos de mantenimiento sobre la misma.

### 1.2.- Alcance

El proyecto pretende abarcar desde el diseño conceptual hasta la fabricación del primer prototipo, pasando por el cálculo de fuerzas y momentos en toda la geometría, el dimensionamiento de los componentes y la generación de un presupuesto detallado del mismo.

### 1.3.- Antecedentes

En primer lugar, se hizo un estudio de las diferentes opciones ya existentes en el mercado. Aquí me gustaría diferenciar los modelos disponibles en tres grandes tipos, correspondientes con los tres grandes grupos de motocicletas que existe:

- a.- Moto de carretera
- b.- Scooter
- c.- Moto off-road

#### a.- Moto de carretera



Ilustración 1

Tienen un carenado que cubre toda la cuna e imposibilita el elevarlas por esta zona. Las opciones disponibles para realizar labores de mantenimiento y que el vehículo esté recto, pasan por levantar el eje trasero desde sus extremos.

b.- Scooter*Ilustración 2*

Al disponer por normativa todos los modelos de caballetes, son auto portantes, por tanto solo queda por conseguir la altura deseada para mejorar la comodidad en el trabajo. Las opciones existentes en el mercado se basan en una plataforma en la que el vehículo apoya completamente su estructura como si estuviera en el suelo. Una vez arriba y con el caballete puesto, elevan mediante un mecanismo de tijera hasta la altura deseada.

c.- Moto off-road*Ilustración 3*

Este es el caso que más nos interesa, ya que sobre el que versa el estudio de este proyecto.

Al igual que en las motocicletas de carretera, tenemos el eje trasero libre y se podría levantarla desde esa zona, con la que ya conseguiríamos tener el vehículo en vertical, pero al igual que en los casos anteriores, careceríamos de altura.

Este segundo punto se podría conseguir con la combinación de una plataforma como las que utilizan las scooter, pero ya se convierte en una solución demasiado voluminosa. Pero hay una característica en estos vehículos que nos encamina a utilizar una solución más simple, tienen la cuna bajo el motor con un espacio libre considerable y totalmente plano, lo que nos da un punto de apoyo firme. Además, coincide prácticamente con el cdg del vehículo. En resumen, este tipo de vehículo está diseñado para elevarlo desde esa zona.

La solución comercial más utilizada por ser la más simple y la más económica es esta:



Ilustración 4

Con este mecanismo se consigue una alta estabilidad, pero no se eleva el vehículo y para algunos trabajos, resulta incómodo.

Aunque existen otros tipos de elevadores bastante interesantes y menos comunes en los que se utiliza un mecanismo de doble tijera para conseguir una altura que además de regulable, es bastante mayor a las otras opciones más comunes:



Ilustración 5

Es por ello, que se va a encaminar el diseño hacia una solución similar, pero con elementos comerciales, métodos de fabricación simples y un presupuesto lo más ajustado posible.

## 1.4.- Documentación y herramientas utilizadas

### 1.4.a.- Bibliografía

- Apuntes de la asignatura “Criterios de diseño de Maquinas” de la Universidad de Zaragoza
- Apuntes de la asignatura “Resistencia de materiales” de la Universidad de Zaragoza
- Libro “Timoshenko Resistencia de materiales” de James M. Gere
- Web “Materials 4 me” para la consulta de precios. URL: <https://es.materials4me.com/>
- Web “Incafe2000” como catálogo de medidas comerciales y consulta de precios. URL: <https://www.incafe2000.com/>
- Web “Aceros Griñon” para consulta equivalencias material

### 1.4.b.- Programas utilizados en el estudio

- EES
- MEFI
- SolidWorks
- Excel
- Word
- PowerPoint
- Skyciv (Para la generación y análisis de diagramas de esfuerzos)



### 1.5.- Requisitos de Diseño

En primer lugar, se efectúa un análisis de las características técnicas más significativas de las diferentes motocicletas off-road existentes en el mercado.

Las condiciones de contorno para este problema son:

1. Altura libre bajo la cuna
2. Ancho zona estable cuna
3. Largo zona estable cuna



Ilustración 6

Viendo el global de las 3 medidas, la más limitante hacia el diseño es la altura libre bajo la cuna. Por ello comparo una de las más altas, con la mía (una de las más bajas)

Distancia libre al suelo Derbi Senda X-Race → 330 mm

Distancia libre al suelo KTM EXC 520 → 380 mm

Para el vehículo principal, que es sobre el que se centra este proyecto, se tiene una altura de 330 mm. Al ser la más baja, hace que sea compatible con esta y con el resto de motocicletas del mercado. La zona estable de la cuna en este modelo, tiene unas dimensiones de 300 x 160

Y para poder trabajar de manera cómoda tanto sentado como de pie, se plantea una altura de elevación de 500 mm.

La masa a levantar inicialmente se considera de 100 kg de peso piloto + 100 kg de peso motocicleta. = 200 kg de peso conjunto. Se tienen en cuenta ambas masas dado que en ocasiones el trabajo a realizar requiere subirse sobre la motocicleta.

Quedaría:

Condición de contorno	Valor
Altura de elevador plegado	< 330 mm
Ancho plataforma elevador	> 160 mm
Largo elevador	> 300 mm
Masa a levantar	200 kg

### 1.6.- Diseño conceptual

En la siguiente imagen puede observarse el primer diseño conceptual tras analizar las diferentes opciones en el mercado. Es el que se consideró mas acertado y que cubría de mejor manera las necesidades planteadas en el anterior punto.

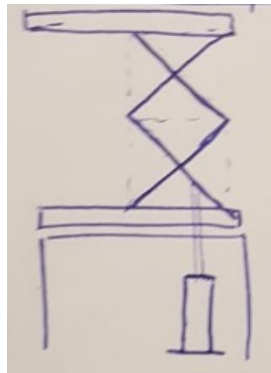


Ilustración 7

### 1.7.- Primer diseño en 3D con SolidWorks y definición de la geometría base

Una vez con la idea base plasmada en papel, se pasa a realizar un primer diseño con la herramienta de CAD SolidWorks. Eligiendo unos perfiles de manera arbitraria, pero siempre yendo hacia medidas comerciales.

El poder generar un diseño regulable, a escala y con la capacidad de poder editar las medias de varios elementos a la vez, lo hace una herramienta muy versátil para generar un primer diseño desde el diagrama conceptual.

Una vez hecho el diseño, el método de trabajo utilizado se muestra en el siguiente diagrama

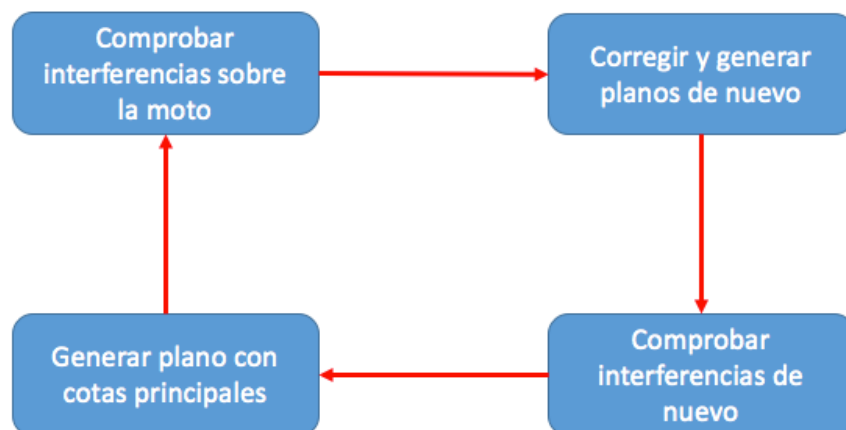


Ilustración 8

Así hasta obtener un resultado cuyas medias EXTERNAS fueran compatibles con el hueco bajo la cuna del motor. Puede verse en la ilustración 9 a continuación

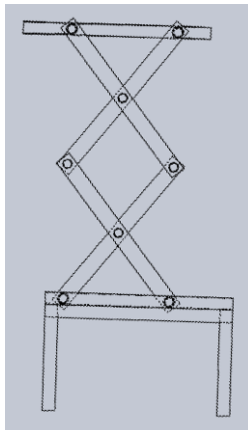


Ilustración 9- Primer diseño que encajaba con medidas externas

### 1.8.- Planteamiento de los DSL de la tijera

Con el primer diseño ya planteado y dibujado, y con la estructura alámbrica totalmente clara, se pasa al planteamiento de los diagramas de sólido libre para poder conocer exactamente el valor de las fuerzas a las que están sometidos todos los componentes

El sistema se plantea con las siguientes premisas:

- Se debe analizar la posición superior y la inferior para determinar la más desfavorable
- No se tiene en cuenta el peso propio de la estructura
- El peso de la motocicleta se considera repartido por toda la plataforma

La nomenclatura utilizada para el planteamiento de los diagramas de sólido libre de las distintas barras, es la mostrada en la ilustración 10

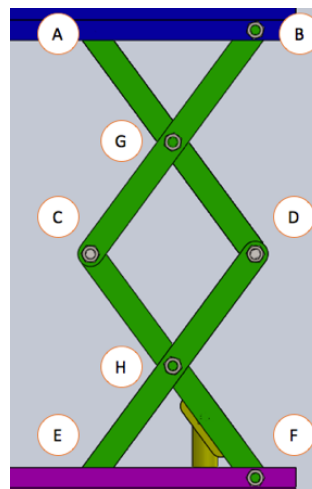


Ilustración 10- Diagrama nomenclatura DSL

Además, se utilizará esta nomenclatura para las siguientes constantes:

$\alpha \rightarrow$  Ángulo que forma la tijera con la horizontal

$C_s \rightarrow$  Coeficiente de seguridad

$L_{apsup} \rightarrow$  Longitud apoyo superior

$L_B \rightarrow$  Longitud de las barras de la tijera (entre centros)

$L_{basecil} \rightarrow$  Longitud horizontal de la fuerza del cilindro al punto F

$L_{fija} \rightarrow$  Longitud fija desde el punto F al inicio de la deslizadera

$m_{moto} \rightarrow$  Masa del vehiculo + piloto

$g \rightarrow$  Gravedad

En la ilustración 11 se representan gráficamente las longitudes  $L_{fija}$  y  $L_{basecil}$

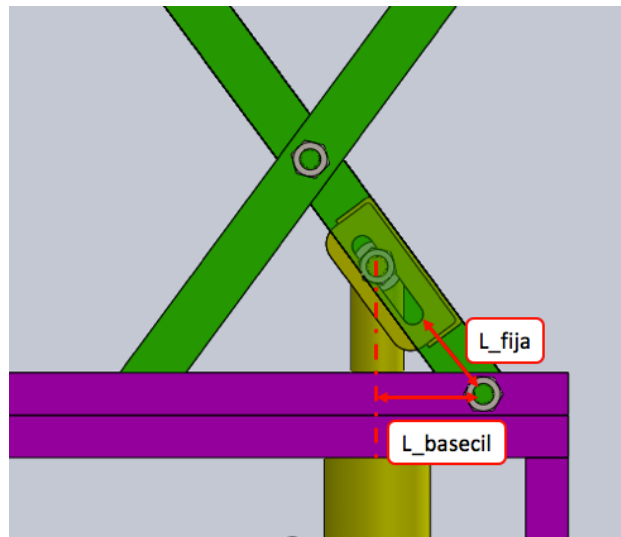
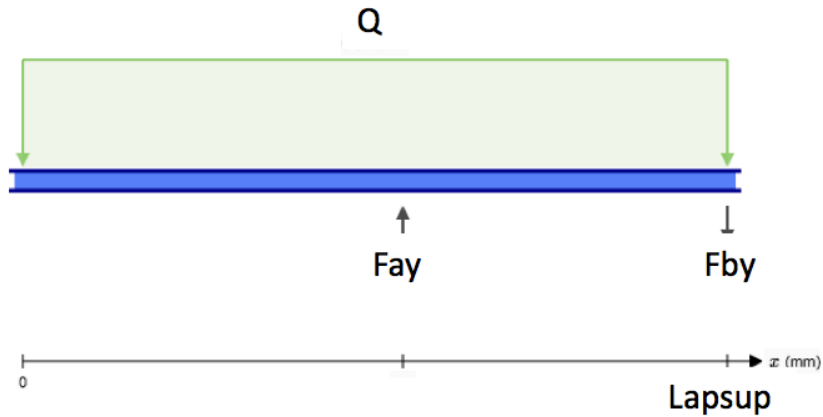


Ilustración 11

Una vez definida la nomenclatura, podemos pasar a la realización de los diagramas de sólido libre de las diferentes barras de la tijera empezando por el apoyo superior, que es donde se va aplicar directamente toda la fuerza de la motocicleta.

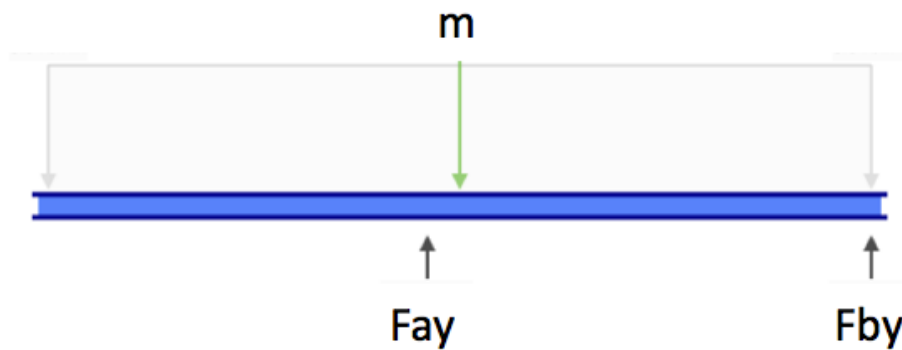
## 1.8.a.- DSL Apoyo Superior

Podemos representarlo como una carga distribuida a lo largo de toda la plancha, ya que la cuna apoya la totalidad de su superficie sobre la plancha.



Esta carga distribuida a su vez, se puede representar como si fuera una carga puntual en el centro de la viga.

El diagrama queda según se muestra a continuación:



Con sus respectivas ecuaciones:

$$F_{bx} = 0$$

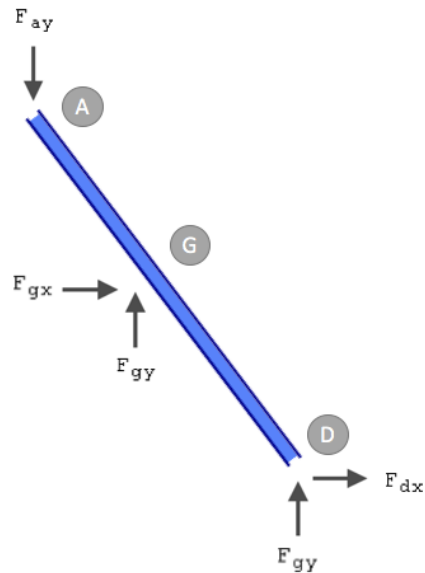
$$F_{ay} + F_{by} + 1 / 2 \cdot m_{moto} \cdot C_s = 0$$

$$- F_{ay} \cdot L_{AB} + 1 / 2 \cdot m_{moto} \cdot g \cdot C_s \cdot \frac{L_{apsup}}{2} = 0$$

Como puede verse en las ecuaciones de arriba se ha incluido un  $C_s$  que mayor las cargas

Se continúa planteado los DSL del resto de barras:

1.8.b.- DSL Barra AD

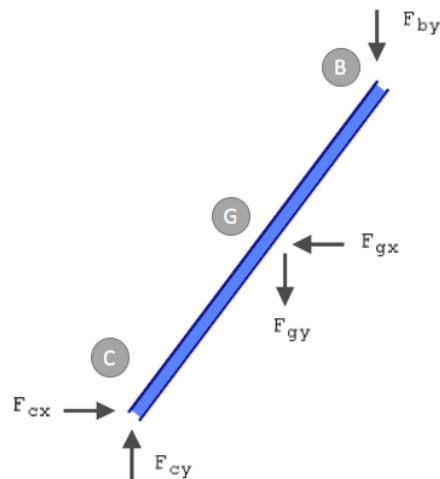


$$F_{gx} + F_{dx} = 0$$

$$-F_{ay} + F_{gy} + F_{dy} = 0$$

$$F_{ay} \cdot L_B \cdot \cos(\alpha) - F_{gx} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \sin(\alpha) - F_{gy} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \cos(\alpha) = 0$$

1.8.c.- DSL Barra CB

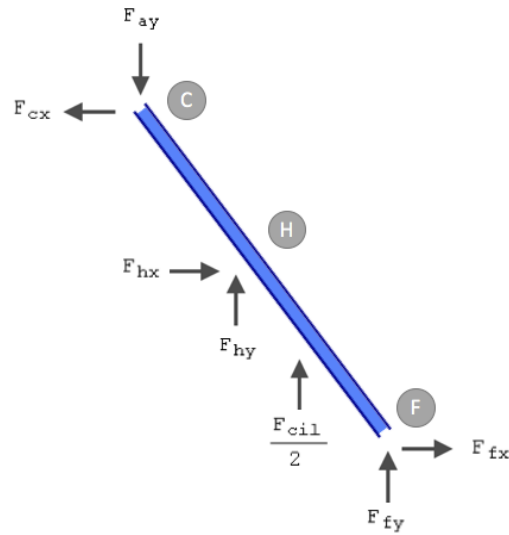


$$F_{cx} - F_{gx} = 0$$

$$F_{cy} - F_{gy} - F_{by} = 0$$

$$-F_{gy} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_{gx} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \sin(\alpha) - F_{by} \cdot L_B \cdot \cos(\alpha) = 0$$

1.8.d.- DSL Barra CF



$$- F_{cx} + F_{hx} + F_{fx} = 0$$

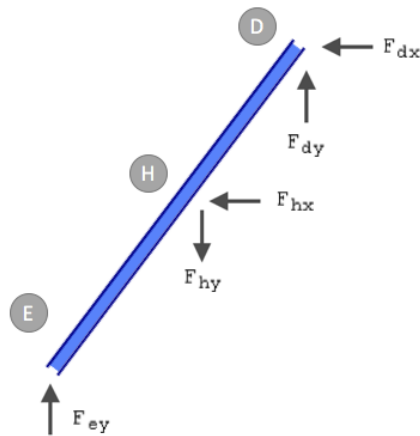
$$- F_{cy} + F_{hy} + \frac{F_{cil}}{2} + F_{fy} = 0$$

$$-\frac{F_{cil}}{2} \cdot (\text{Increase } L_{guia} + L_{tija}) \cdot \cos(\alpha) - F_{hx} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \sin(\alpha)$$

$$- F_{hy} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_{cy} \cdot L_B \cdot \cos(\alpha)$$

$$+ F_{cx} \cdot L_B \cdot \sin(\alpha) = 0$$

1.8.e.- DSL Barra ED



$$- F_{dx} - F_{hx} = 0$$

$$F_{ey} - F_{hy} + F_{dy} = 0$$

$$- F_{ey} \cdot L_B \cdot \cos(\alpha) + F_{hy} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \cos(\alpha) - F_{hx} \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \sin(\alpha) = 0$$

### 1.9.- Resolución del sistema de ecuaciones de la tijera

Una vez con los diagramas de sólido libre y ecuaciones planteadas, nos encontramos ante un sistema de 17 ecuaciones con 17 incógnitas, resoluble.

El software elegido para calcular todas las incógnitas ha sido EES por haberlo utilizado a lo largo de la carrera en diferentes asignaturas.

Tras introducir todas las ecuaciones en el programa, haremos dos cálculos, el primero representando la posición inferior, y el segundo representando la superior. Esto lo conseguimos modificando una de las constantes, el ángulo. Con esto podremos analizar ambos casos y poder determinar cuál es la más desfavorable con lo que poder dimensionar todos los componentes en consecuencia

El sistema completo se encuentra en los anexos.

Los resultados obtenidos tras el cálculo con EES son los siguientes:

Posición Superior		Posición Inferior	
alpha	54.07 °	alpha	5.65°
C_s=	1.5	C_s=	1.5
F_ay	1363	F_ay	803.6
F_bx	0	F_bx	0
F_by	-1513	F_by	-953.6
F_cil	7357	F_cil	7357
F_cx	-108.7	F_cx	-1516
F_cy	1363	F_cy	803,6
F_dx	108,7	F_dx	1516
F_dy	-1513	F_dy	-953.6
F_ey	-1363	F_ey	-803.6
F_fx	-3,27E-08	F_fx	6,90E-06
F_fy	-3119	F_fy	-4797
F_gx	-108.7	F_gx	-1516
F_gy	2876	F_gy	1757
F_hx	-108.7	F_hx	-1516
F_hy	-2876	F_hy	-1757
G	9.81	G	9.81
IncreaseL_guia	42.25	IncreaseL_guia	0.2929
L_AB	162	L_AB	274.7
L_apsup	300	L_apsup	300
L_B	276	L_B	276
L_basecil	60	L_basecil	60
L_fija	60	L_fija	60
M_moto	200	M_moto	200

Tabla 1 Fuerzas en N, longitudes en mm (Fuente propia)



En la tabla anterior se puede observar como la mayor fuerza se encuentra, como era de esperar, en el punto de unión del cilindro hidráulico con la tijera, que es el componente que eleva todo el conjunto. Por tanto será la barra en la que nos centraremos, la barra CF.

Quedará por definir la posición mas desfavorable para estudiarla en profundidad, dado que, con los resultados de la tabla superior, no acaba de quedar del todo claro.

Para ello, pasamos a introducir ambas geometrías junto con sus respectivas fuerzas en el programa MEFI, capaz de calcular los esfuerzos máximos de un manera cómoda. Lo resultados se muestran en las siguientes páginas.

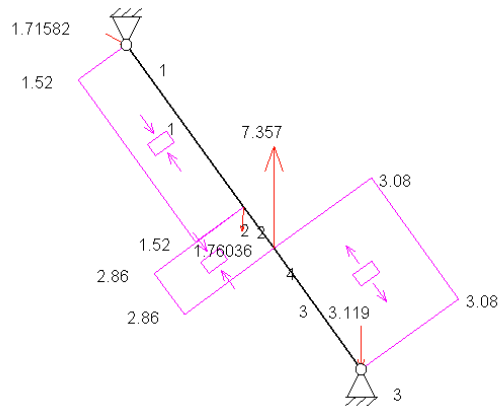
1.10.- Diagramas de esfuerzos MEFI

1.10.a.- Diagrama de esfuerzos en la barra CF – POSICIÓN SUPERIOR

**BARRA CF (estado 1)**

Esfuerzos axiales

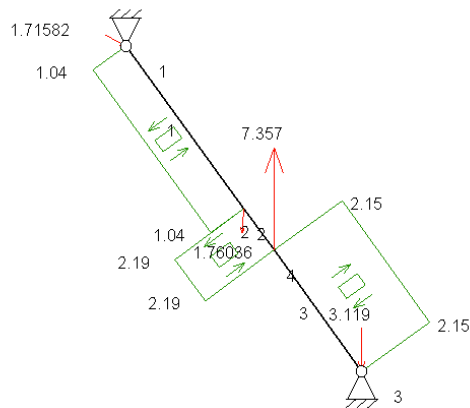
**MEFI**



**BARRA CF (estado 1)**

Esfuerzos cortantes

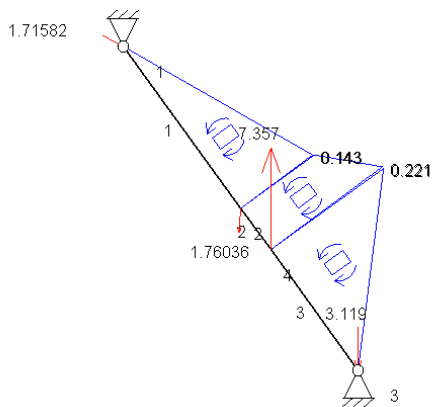
**MEFI**



**BARRA CF (estado 1)**

Momentos flectores

**MEFI**

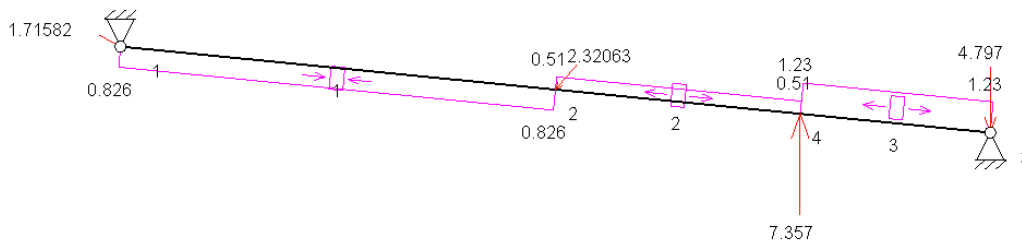


1.10.b.- Diagrama de esfuerzos en la barra CF – POSICIÓN INFERIOR

BARRA CF (estado 1)

Esfuerzos axiales

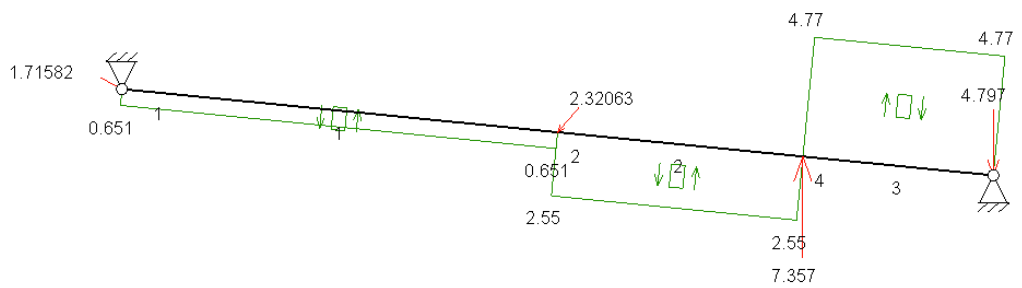
MEFI



BARRA CF (estado 1)

Esfuerzos cortantes

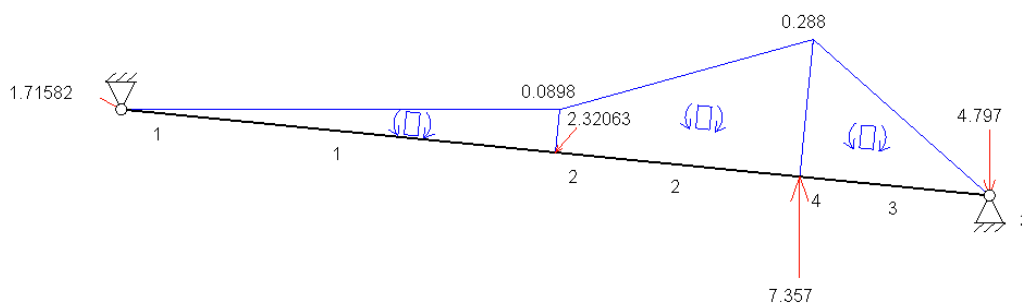
MEFI



BARRA CF (estado 1)

Momentos flectores

MEFI



### 1.11.- Análisis resultados diagramas de esfuerzos

El resumen de los resultados obtenidos en las dos páginas anteriores queda resumido en la siguiente tabla:

	ANALISIS RESULTADOS ESTUDIO MEFI BARRA CF	
	POSICION SUPERIOR	POSICION INFERIOR
Esfuerzo Axil Máximo	3080 N	1230 N
Esfuerzo Cortante Máximo	2190 N	4770 N
Momento Flector Máximo	0,221 kNm	0,288 kNm

Tabla 2

Como puede verse en la comparativa de diagramas, la posición más desfavorable es la inferior. Lo cual tiene lógica, ya que, a diferencia de otros sistemas de elevación por tijera, aquí el cilindro no pivota desde su base, en todo momento esta recta y por tanto transmitiendo toda su fuerza hacia la tijera, ya que solo tiene componente Y.

En la posición inferior (plegado), la barra CF está prácticamente perpendicular al cilindro, soportando casi toda la componente.

Con los esfuerzos calculados, podemos pasar a dimensionar los distintos componentes

### 1.12.- Diseño y cálculo de los componentes

#### 1.12.a.- Diseño y cálculo perfiles de la tijera

Tras el análisis y cálculo de las fuerzas en el punto más alto del elevador y el punto más bajo del mismo, se observa que la posición más desfavorable es cuando la tijera se encuentra plegada.

En concreto, donde se registran los mayores esfuerzos es en la barra CF, donde actúa el cilindro hidráulico que levanta todo el sistema. Por ello, el dimensionamiento de todas las barras se hará acorde a las necesidades de sección de esta.

Las componentes de esfuerzos en el punto X (unión del cilindro hidráulico con la barra CF) son:

- Esfuerzo AXIL  $\rightarrow 1,2328 \text{ kN} = 1233,8 \text{ N}$
- Esfuerzo CORTANTE  $\rightarrow 4,7728 \text{ kN} = 4772,8 \text{ N}$
- Esfuerzo por MOMENTO FLECTOR  $\rightarrow 0,2878 \text{ kNm} = 287800 \text{ Nmm}$

Para dimensionar las barras utilizaremos el módulo resistente de la sección que deberá ser mayor que:

$$W \geq \frac{M_f}{\sigma_{adm}}$$

Como puede observarse esta fórmula depende del material elegido, aplicándola para los dos aceros más comunes (S275 y S355), tenemos los siguientes valores:

S275

$$W \geq \frac{287800 \text{ Nmm}}{275 \text{ MPa}} = 1046,54 \text{ mm}^3$$

S355


$$W \geq \frac{287800 \text{ Nmm}}{355 \text{ MPa}} = 810,70 \text{ mm}^3$$

Como vamos a usar perfiles comerciales de sección rectangular, lo más fácil es generar una tabla paramétrica mediante Excel en la que representemos el momento resistente de los perfiles de sección rectangular en función de sus medidas externas, para ver cual se adapta mejor a nuestras necesidades:

MODULO RESISTENTE DE LA SECCION EN MM^3		$W_z = (b \cdot h^2) / 6$						
	3	4	5	6	8	10	12	14
10	50,0	66,7	83,3	100,0	133,3	166,7	200,0	233,3
12	72,0	96,0	120,0	144,0	192,0	240,0	288,0	336,0
14	98,0	130,7	163,3	196,0	261,3	326,7	392,0	457,3
16	128,0	170,7	213,3	256,0	341,3	426,7	512,0	597,3
18	162,0	216,0	270,0	324,0	432,0	540,0	648,0	756,0
20	200,0	266,7	333,3	400,0	533,3	666,7	800,0	933,3
25	312,5	416,7	520,8	625,0	833,3	1041,7	1250,0	1458,3
30	450,0	600,0	750,0	900,0	1200,0	1500,0	1800,0	2100,0
35	612,5	816,7	1020,8	1225,0	1633,3	2041,7	2450,0	2858,3
40	800,0	1066,7	1333,3	1600,0	2133,3	2666,7	3200,0	3733,3
45	1012,5	1350,0	1687,5	2025,0	2700,0	3375,0	4050,0	4725,0
50	1250,0	1666,7	2083,3	2500,0	3333,3	4166,7	5000,0	5833,3
60	1800,0	2400,0	3000,0	3600,0	4800,0	6000,0	7200,0	8400,0
70	2450,0	3266,7	4083,3	4900,0	6533,3	8166,7	9800,0	11433,3
80	3200,0	4266,7	5333,3	6400,0	8533,3	10666,7	12800,0	14933,3
90	4050,0	5400,0	6750,0	8100,0	10800,0	13500,0	16200,0	18900,0
100	5000,0	6666,7	8333,3	10000,0	13333,3	16666,7	20000,0	23333,3

Tabla 3

		MODULO RESISTENTE MINIMO MM SEGÚN EL MATERIAL
	S355	810
	S275	1046



En amarillo aparecen las secciones que cumplen el modulo resistente mínimo para el S355, y en verde para el S275.

Analizando las opciones posibles, se llega a la conclusión de que la solución que mejor se adapta es la del perfil 30x6 en acero S355:

$$W = \frac{b \cdot h^3}{6} = 900 \text{ mm}^3 > 810,70 \text{ mm}^3 \quad OK$$

Una vez con el perfil elegido, será necesario comprobar la resistencia del mismo a pandeo.

Para el caso que nos atañe, tenemos una barra articulada-articulada que responde a la siguiente fórmula:

$$P_{criticapandeo} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 6 \cdot 30^2\right)}{150^2} = 1\,974\,743'34 \text{ N}$$

Obviamente para que falle por pandeo una barra de longitud tan corta, era de esperar que fuese necesario una fuerza desproporcionada, pero por terminar los cálculos:

$$\sigma_{criticapandeo} = \frac{P_{criticapandeo}}{A} = \frac{1\,974\,743}{30 \cdot 6} = 10970 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{criticapandeo} \gg \sigma_{material}$$

Por último, es necesario comprobar la barra a flexión compuesta:

$$\sigma_T = \frac{M_f}{W} + \frac{N}{A} = 326,63 \text{ Mpa} < 355 \text{ Mpa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_T} = \frac{355}{326} = 1,089$$

Se confirma por tanto la utilización de perfiles 30x6 para las barras de las tijeras con un coeficiente de seguridad mayor que 1 además de encontrarse las cargas mayoradas en los DSL.

## 1.12.b Diseño y cálculo de los pasadores de la tijera

En la tijera tenemos 3 tipos diferentes de pasadores en cuanto a diseño conceptual, pero a la hora de su dimensionamiento, el método de cálculo es el mismo.

Se separarán en estos 3 grupos:

- a.- Pasadores interiores tijera
- b.- Pasadores tijera-mesa superior, inferior FIJOS
- c.- Pasadores tijera-mesa superior, inferior MOVILES

a.- Pasadores interiores tijera

Son los que se ubican en la parte interna de la estructura, los cuatro que aparecen en la siguiente figura:

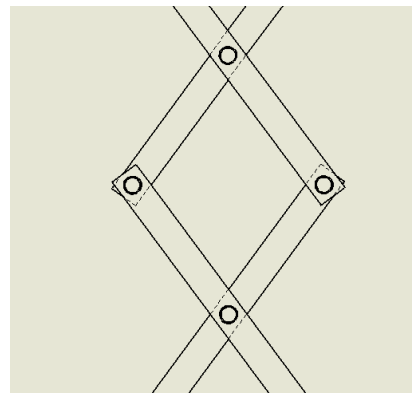


Ilustración 12

Los diagramas del mecanismo planteado para esas uniones son los siguientes:

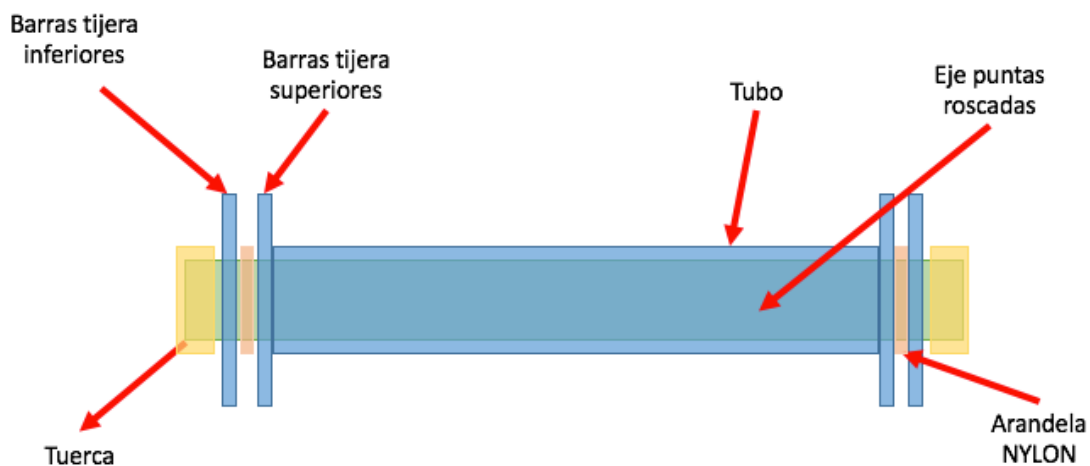


Ilustración 13

Se busca un sistema simple de mantener las barras de la tijera en su posición. Para evitar la fricción entre ellas se utiliza una arandela de nylon. Finalmente, para cerrar todo el paquete, utilizamos dos tuercas con freno, una en cada extremo.

b.- Pasadores tijera-mesa superior, inferior FIJOS

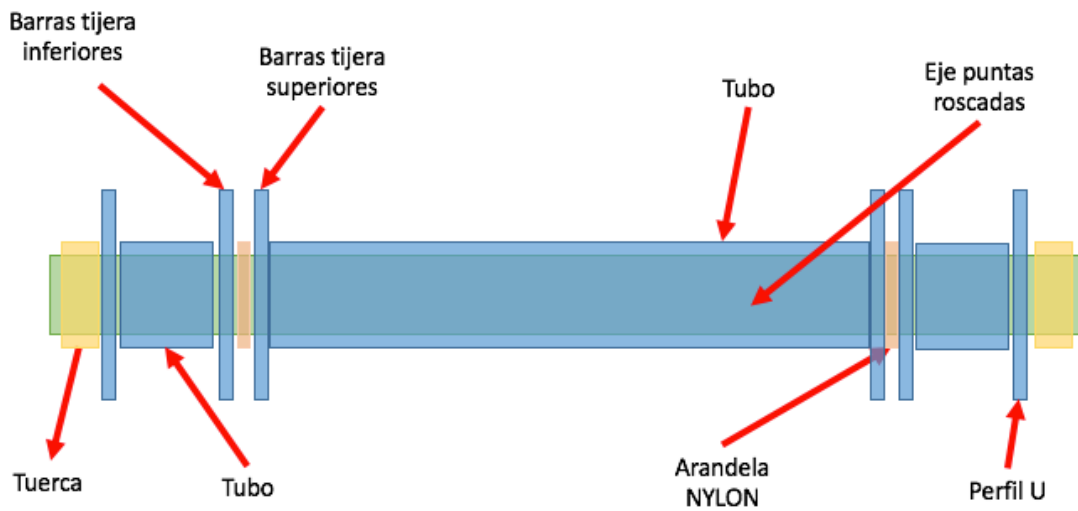


Ilustración 14

En esta otra posición, lo único que se ha incluido ha sido un tubo a modo de casquillo de nylon separador entre las barras de tijera inferiores y el perfil en U, que actúa tanto de separador como de cojinete plástico para permitir el deslizamiento.

c.- Pasadores tijera-mesa superior, inferior MOVILES

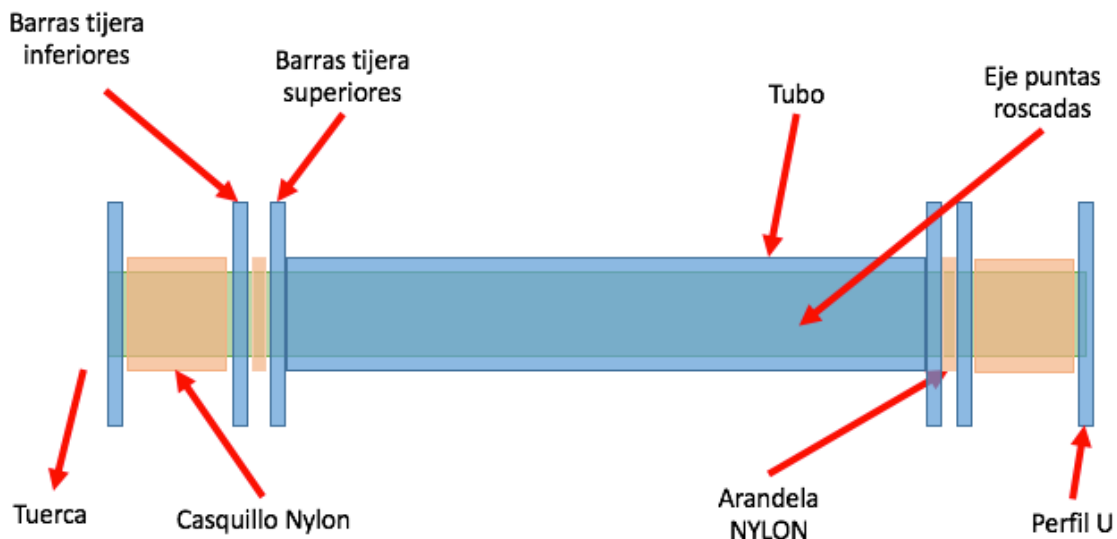


Ilustración 15



En la última posición están los ejes móviles a través de las guías en U. Para estos, la opción planteada consta de la instalación de un casquillo de nylon, la eliminación de las tuercas y el recorte de la longitud del eje a ras de la pared. Al ir guiado, no existe riesgo de que el paquete se abra.

La idea general del proyecto es hacer todo lo más económico posible y para ellos, todo lo que pueda salir de elemento comerciales o hacer piezas que sean iguales, siempre saldrá más económico. Por ello, se dimensionarán los 8 pasadores con las fuerzas del más solicitado. En este caso es el punto F con una fuerza de 3198 N

El pasador está sometido a una cortadura simple. El cortante máximo admisible se calcula con la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} = \frac{275}{2 \cdot 1,5} = 91,66 \text{ MPa}$$

En este caso tenemos cortadura simple, por tanto, la tensión que aparecerá en la zona de corte será:

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \frac{3198}{A}$$

Igualando tensiones, se obtiene un área mínima de:

$$A \geq 34,89 \text{ mm}^2 \rightarrow \emptyset \geq 6,67 \text{ mm}$$

Dado que para el pasador del cilindro hemos escogido una varilla de 10mm, repetimos elección para no incrementar variedad de elementos comerciales.

Faltará realizar la comprobación por aplastamiento del pasador elegido. Resolviendo el siguiente sistema se obtiene que:

$$\sigma_{adm} = \frac{275}{1,5} = 183 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F_f}{\sigma_{adm}} = \frac{3198}{183} = 17,47 \text{ mm}^2$$

Despejando el área y posteriormente el espesor correspondiente para un diámetro de barra de 10mm:

$$e \geq 1,74 \text{ mm}$$

Simplemente las barras de la tijera ya miden 6mm, por tanto, cumplen con las especificaciones.

### 1.5.6.c.- Diseño y cálculo de la unión de la cabeza del cilindro y la tijera

Esta unión estará resuelta por 4 partes:

- 1.- Acople vástago cilindro – eje
- 2.- Eje para transmitir el movimiento
- 3.- Orejetas
- 4.- Placa unión orejetas – barras tijera

Aparecen todas en la siguiente captura del diseño final:

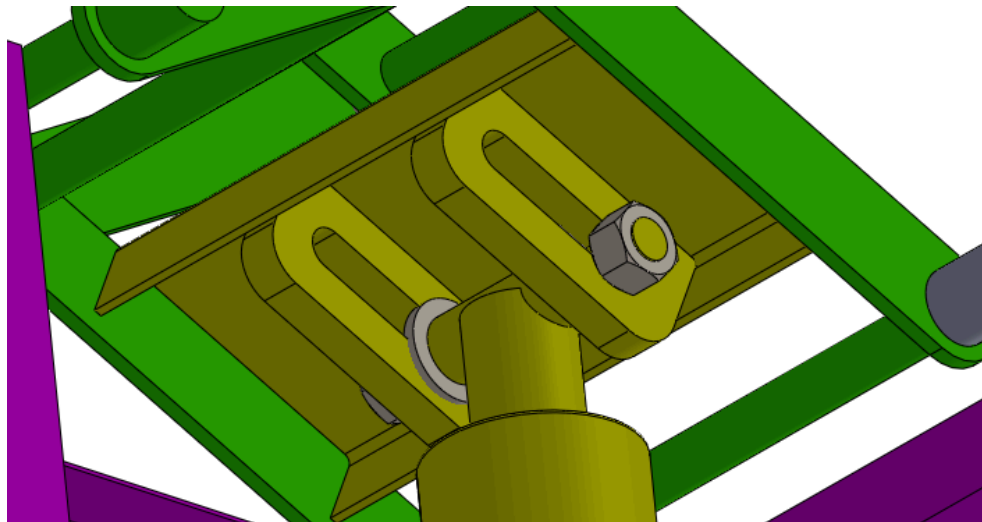


Ilustración 16 – Detalle unión cilindro-tijera

#### Acople vástago cilindro – eje

El primer punto puede conseguirse mediante dos tubos soldados a T. Para la conexión con el cilindro necesitaríamos un tubo de  $\varnothing_{int}$  21 (diámetro de salida del vástago del cilindro) y para la conexión con el eje de orejetas un  $\varnothing_{int}$  10 (Se dimensiona en el siguiente punto). El resultado sería una conexión de este tipo:



Ilustración 17

Eje para transmitir el movimiento

El pasador más solicitado es el del cilindro que está sometido a doble cortadura atendiendo a la situación de carga mostrada en la siguiente imagen:

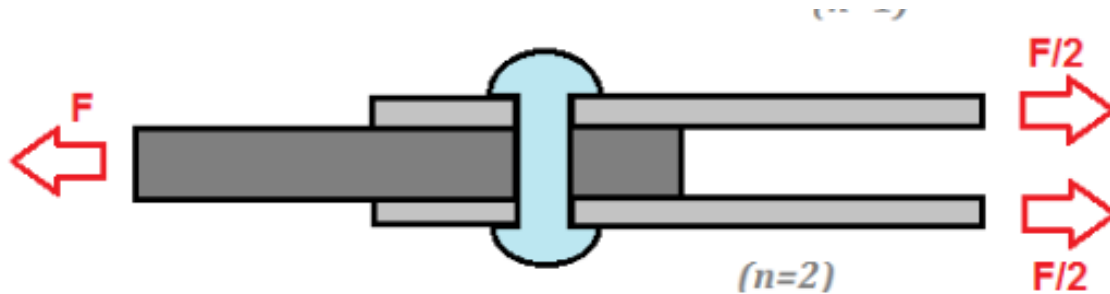


Ilustración 18

Una explicación esquemática de la estructura de esta unión sería la siguiente:

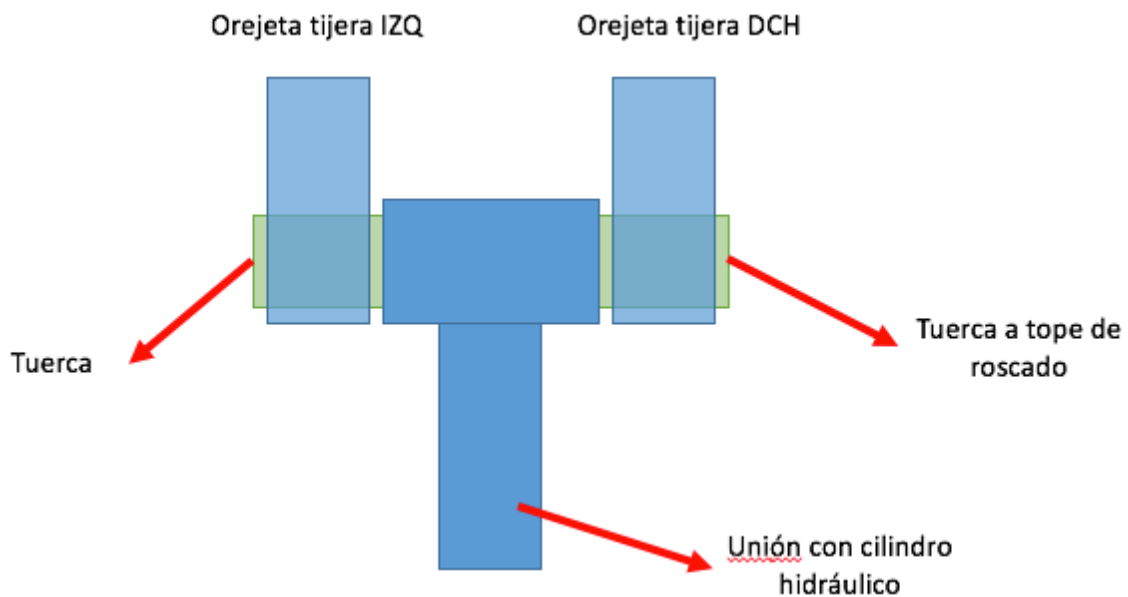


Ilustración 19

Teniendo en cuenta que está trabajando a cortadura, se efectuará comprobación de resistencia a cortante del pasador:

Estamos ante un caso de doble cortadura, por tanto tenemos dos planos de corte. La tensión que aparece en cada uno de las secciones responderá al siguiente sistema:

Tensión en cada sección

$$\tau = \frac{F_{cilindro}/2}{A}$$

Tensión cortante máxima admisible por el material

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s}$$

Sustituyendo datos en la primera ecuación queda:

(F\_cilindro = Fuerza máxima que va a hacer el cilindro con la carga máxima permitida, obtenida en el punto 2.2)

$$\tau = \frac{9810}{2 \cdot A}$$

El coeficiente de seguridad elegido para el pasador es de 1,5, por lo que la tensión cortante máxima admisible para el material de trabajo será:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{275}{2 \cdot 1,5} = 91,66 \text{ MPa}$$

Con este dato ya podemos acudir a la ecuación anterior y dimensionar el área del pasador para que la tensión cortante máxima que aparece en el mismo sea menor o igual que la tensión cortante máxima admisible.

Imponiendo esta condición puede obtenerse el área mínima necesaria y a partir de ahí el diámetro del pasador.

$$\tau \leq \tau_{max,adm} \rightarrow \frac{9810}{2 \cdot A} \leq 91,66 \rightarrow A \geq 53,51 \text{ mm}^2$$

Este área nos da un diámetro mínimo de 8,25 mm. Por tanto seleccionamos para la fabricación de este eje una varilla de **Ø 10 mm**

### Comprobación por aplastamiento

El siguiente paso será comprobar que el diámetro de varilla para la fabricación del eje cumple también por fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{C_s} = \frac{275}{1,5} = 183,33 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F_{cil}}{\sigma_{adm}} = \frac{9810}{183,33} = 53,5 \text{ mm}^2$$

Dado que el área de contacto es igual al diámetro por el espesor, despejando el espesor necesario se obtiene:

$$e \geq \frac{A}{\varnothing} = \frac{53,5}{10} = 5,35 \text{ mm}$$

Este espesor mínimo de contacto se consigue simplemente con el ancho de los perfiles. Por tanto se puede concluir que no existe problema de fallo por aplastamiento.

### Orejetas

A diferencia de otros mecanismos de elevación por tijera, en este caso el cilindro hidráulico no pivota desde su base, por lo que la transmisión del movimiento no se puede llevar a cabo mediante unas bieletas.

Para solventar la problemática de que el movimiento del cilindro fuera en todo momento vertical, se ha optado por la inclusión de unas orejetas que actúan como deslizaderas para el eje diseñado en el anterior punto.

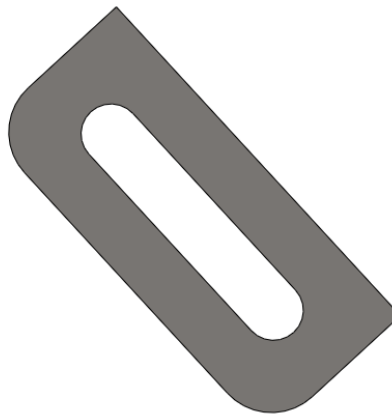


Ilustración 20

Gracias a este sistema, es posible transmitir el movimiento vertical del cilindro a uno rotacional de la barra CF, pivotando desde el punto F y elevando el conjunto en consecuencia.

Los cálculos del mismo pueden encontrarse en el anexo 1

### Placa unión orejetas – barras tijera

Como método de unión entre las orejetas y las barras CF de ambos lados de la tijera, la solución plateada consta de una chapa plegada soldada tanto a las dos orejea como a las dos barras. Se utiliza chapa de 3mm para unificar espesores con la plancha superior e inferior.

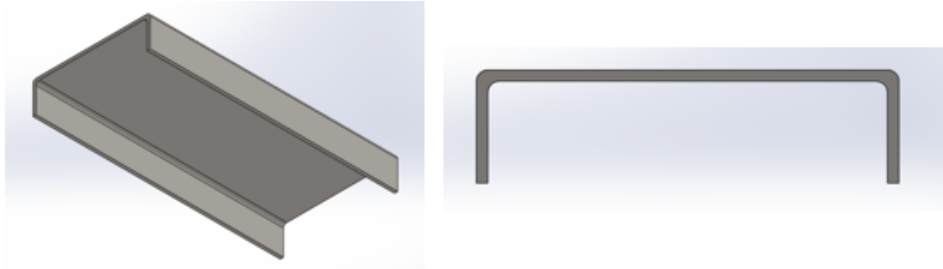


Ilustración 21

El motivo de plegarla en los extremos es el de facilitar la soldadura y asegurar que queda un conjunto estable

#### 1.5.6.d.- Diseño y cálculo de los cojinetes de deslizamiento

Estas piezas son las encargadas de transmitir el movimiento desde las tijeras hacia las mesas inferior y superior. Por las condiciones geométricas de los perfiles utilizados, no existe elementos comerciales que se puedan utilizar. Por ello la solución ha sido la de fabricarlos a partir de redondo de nylon. Quedará por tanto comprobar si este material resiste los esfuerzos a los que se encuentra sometida esta pieza.

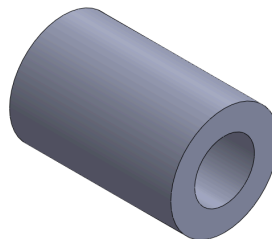


Ilustración 22

Toda la fuerza se la transmite el eje de su interior y reacciona con el perfil en U que actúa como deslizadera. Planteando las fórmulas para el caso más desfavorable (Punto F) se tiene:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{C_s} = \frac{45}{1,5} = 30 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F_f}{\sigma_{adm}} = \frac{4797}{30} = 160 \text{ mm}^2$$

Las medidas del pasador necesario por geometría del diseño dan un área de apoyo de  $190 \text{ mm}^2$ , mayor que la mínima calculada, por tanto, el componente no fallará.

1.5.6.e.- *Diseño y cálculo de la mesa inferior*

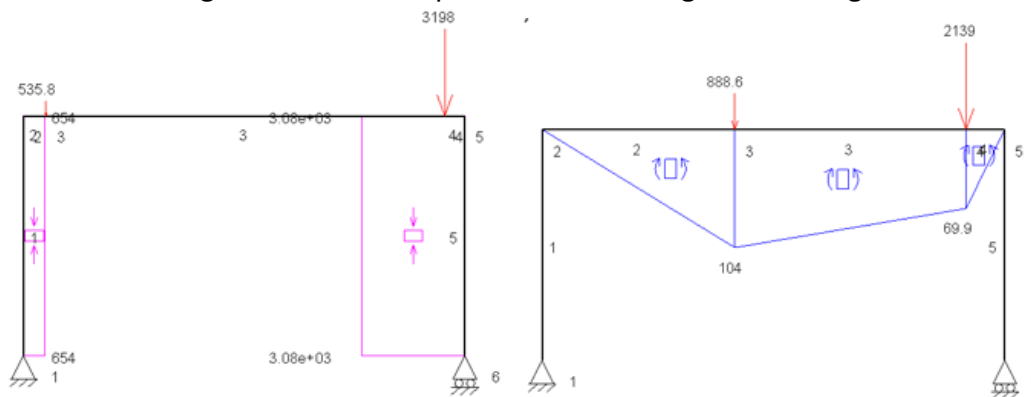
La construcción de la mesa inferior esta compuesta por un bastidor de cuatro perfiles cortados a 45º y posteriormente soldados, sobre el que se ensamblan sus correspondientes patas en cada esquina:



Ilustración 23 Vista en planta mesa inferior

Como en el resto de componentes, se analiza el caso mas desfavorable. Para el caso de las patas, es la posición inferior, pero para el caso del travesaño horizontal, es la posición superior.

Pueden verse los diagramas de ambas posiciones en las siguientes imágenes:



Y como cuadro resumen de los esfuerzos:

ANALISIS RESULTADOS ESTUDIO MEFI MESA INFERIOR		
	POSICION SUPERIOR	POSICION INFERIOR
Esfuerzo Axil Máximo	1500 N	1165
Esfuerzo Cortante Máximo	1500 N	1165
Momento Flector Máximo	23,2 NM	52 Nm

Tabla 4

Tras realizar los cálculos pertinentes en el anexo 2, elegimos una sección para la estructura de dimensiones 20x20x1

### 1.13.- Diseño en SolidWorks y modificación por interferencias

Una vez con la estructura alámbrica definida y los cálculos realizados en puntos anteriores, se modela el sistema en Solidworks en busca de interferencias, problemas y con el fin de definir un diseño completo de la estructura.

El diseño en 3D se ha regido por la siguiente estructura:

1.- Modelado de cada pieza por separado en función de las secciones calculadas en los puntos previos.

2.- Creación de diferentes ensamblajes, separados por los siguientes cuatro puntos:

- Mesa inferior
- Mesa superior
- Tijera
- Cilindro hidráulico

3.- Ensamblaje de los 4 ensamblajes previos

En el diseño en 3D los principales problemas por interferencias dentro del ensamblaje han sido el solapamiento de los perfiles de la tijera con ambas mesas, tanto superior como inferior. Se observa en la siguiente ilustración:

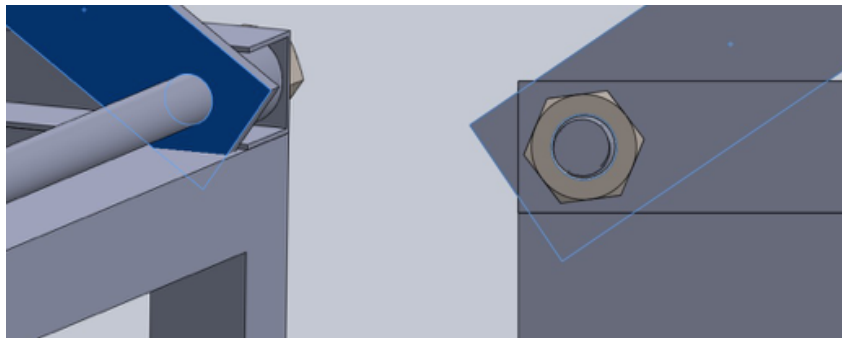


Ilustración 24

La primera opción para eliminar la interferencia fue redondear las puntas para evitar que las esquinas se solapasen. No se logró el resultado esperado

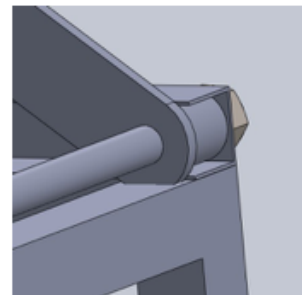


Ilustración 25



La siguiente solución planteada, fue disminuir la altura de los travesaños entre los pilares 10 mm, para salvar la curva que realiza la barra CF al elevarse. Puede verse el resultado:

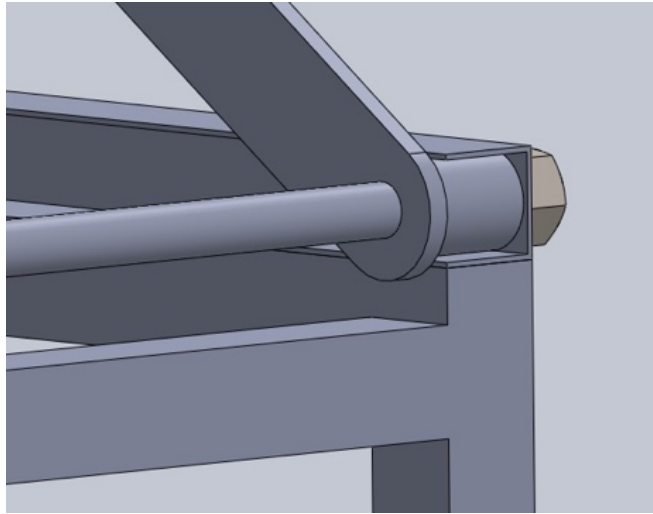


Ilustración 26

Esta solución era óptima para la mesa inferior, pero al intentar replicar el mismo método operativo en la mesa superior, existía la obligación de elevar la estructura de la mesa superior en 20 mm, dado que esta no tiene “patas” y por tanto no tenía un hueco libre que poder aprovechar para desplazar los travesaños.

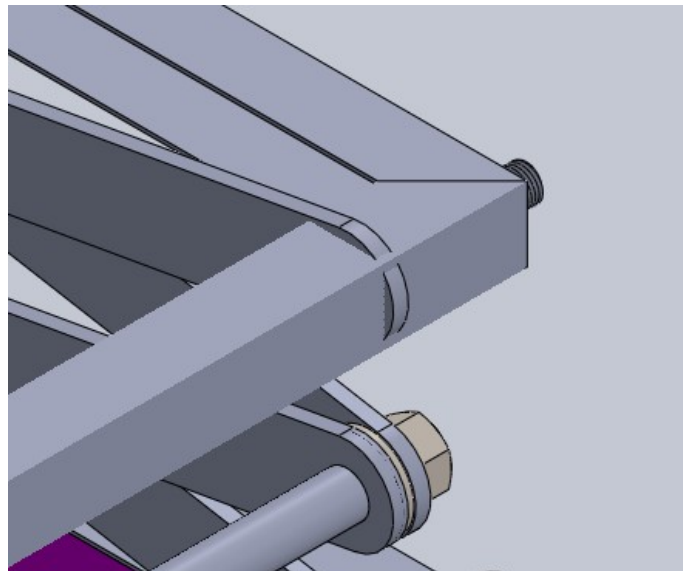


Ilustración 27

Para encontrar solución a este problema se optó por hacer la mesa mas larga. Con esto se mantiene la misma distancia libre a la cuna de la moto y se alarga una zona que solo viene limitada por el paso entre ruedas, el cual tiene unas medidas mucho mayores que las del elevador

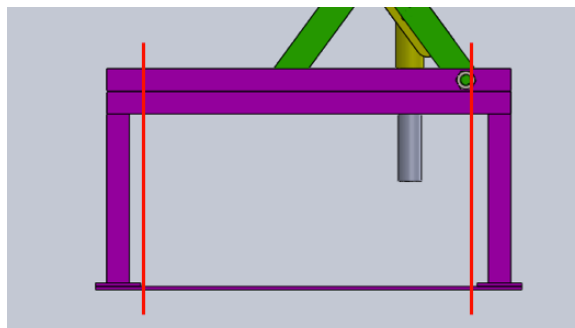


Ilustración 28

En rojo la longitud inicial y en el propio dibujo la longitud final. Con esto quedan resueltos todos los problemas de interferencias tanto en la mesa superior como en la inferior. En la figura 29 puede verse el detalle final

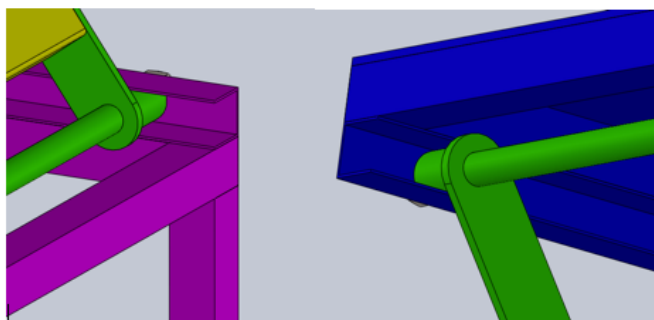


Ilustración 29

Con todos los problemas resueltos, el diseño 3D final queda representado en la figura 30

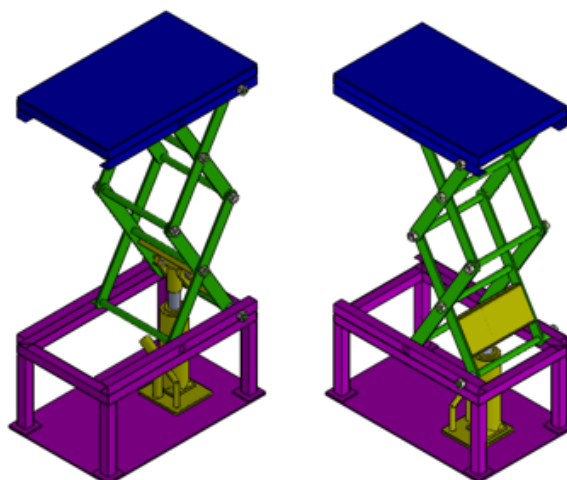


Ilustración 30

### 1.14.- Estudio estático por elementos finitos en SolidWorks

Este apartado versa sobre el estudio del análisis estático llevado a cabo sobre el elevador por medio del método de elementos finitos bajo el entorno de Solidworks.

Se parte del hecho de que en el punto anterior ya se había realizado el diseño en 3D de la estructura y por tanto este se encuentra totalmente preparado para comenzar con el análisis de tensiones, desplazamientos y coeficientes de seguridad.

La herramienta Solidworks permite hacer un análisis de fuerzas del conjunto y comprobar su posible colapso sin la necesidad de la fabricación de un prototipo, economizando su correspondiente coste.

Además, en el estudio estático de SolidWorks, se puede llegar a una precisión más alta en el estudio del conjunto, ya que se tiene en cuenta el peso propio de la estructura (el propio programa lo calcula para cada pieza. Un trabajo que a mano sería muy laborioso) De esta manera no se simplifica el diseño y se tienen en cuenta todas las cargas existentes.

En puntos anteriores se ha visto que la posición más desfavorable es cuando el elevador este plegado. Es por ello que el análisis se realizara es esa situación.

Una vez introducidas todas las condiciones de contorno al programa (anexo 4), ejecutado el estudio y finalizado el cálculo, se obtienen los resultados mostrados a continuación:

#### 1.14.a. - Distribución de tensiones

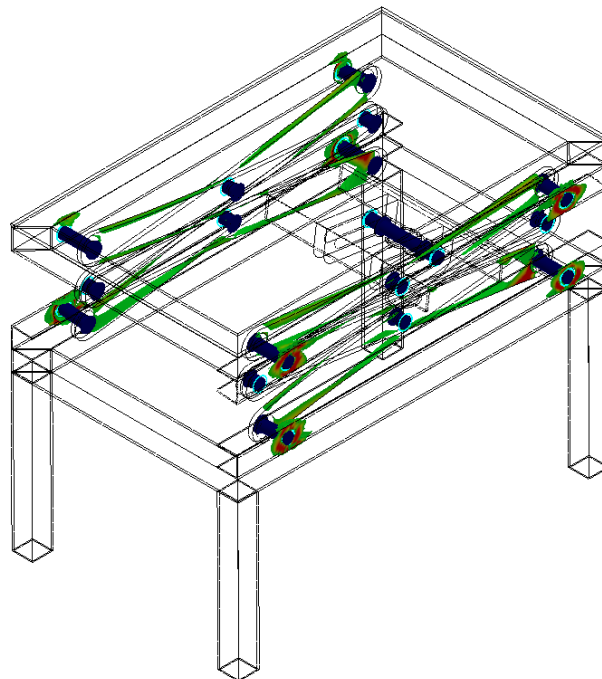


Ilustración 31

En la imagen 31 pueden observarse las zonas que sobrepasan una tensión de 275 Mpa, que es el material seleccionado para todos los componentes, excepto las barras de la tijera. Como puede verse, grandes zonas de la tijera aparecen marcadas.

Ahora se muestran las zonas con una tensión mayor a 355 Mpa:

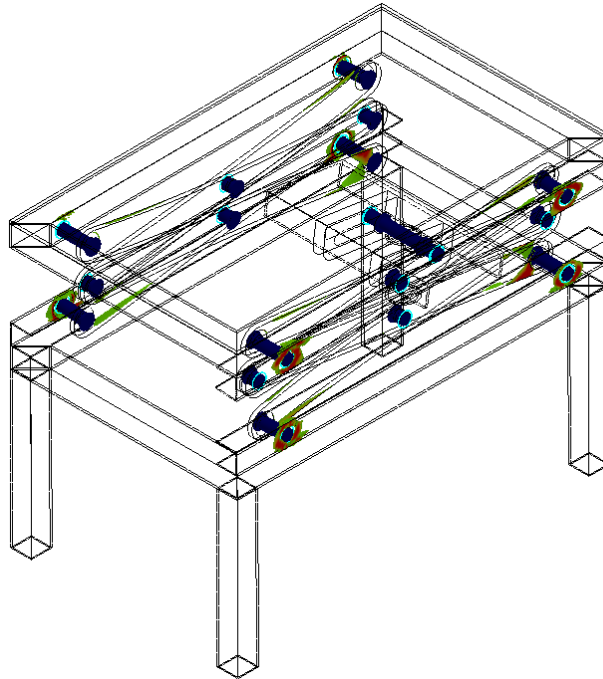


Ilustración 32

Se observa que ahora las barras de las tijeras aparecen prácticamente en blanco. Este hecho concuerda con los cálculos realizados en puntos anteriores, con un S275 no cumplían, pero con un S355 sí.

Es cierto que aparecen zonas en rojo, en las que se disparan las fuerzas, pero si se amplía la imagen, se aprecia que las tensiones no aparecen sobre la barra de la tijera, sino sobre el perfil en U que actúa como deslizadora. Esta última pieza simplemente sirve como guía, y en su pared las tensiones deberían de ser cero. Es por ello que estas zonas pueden considerarse concertadores de tensiones que requieren un análisis adicional que queda fuera del alcance de este proyecto.

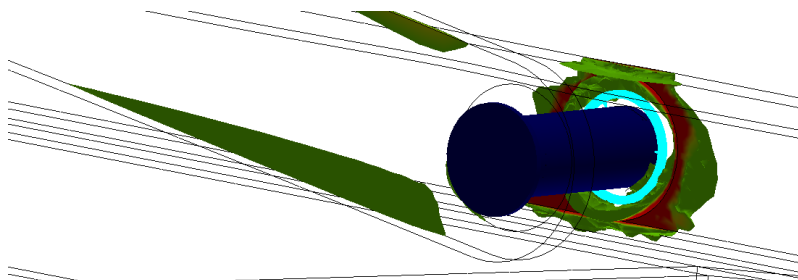


Ilustración 33

1.14.b. - Distribución de desplazamientos

Los resultados del cálculo de desplazamientos quedan representados en las imágenes 36 y 37

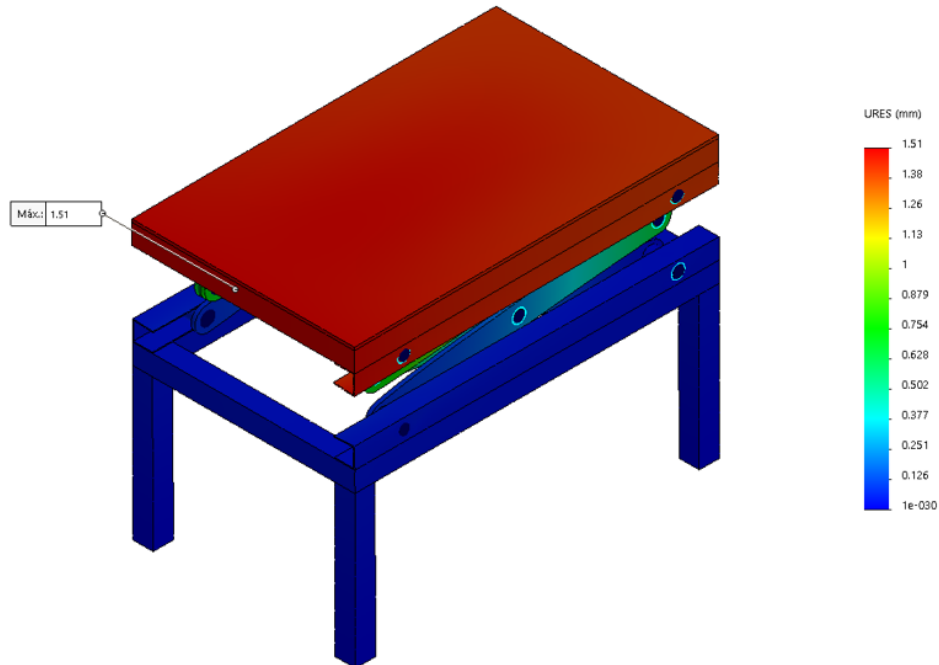


Ilustración 34 – Desplazamientos

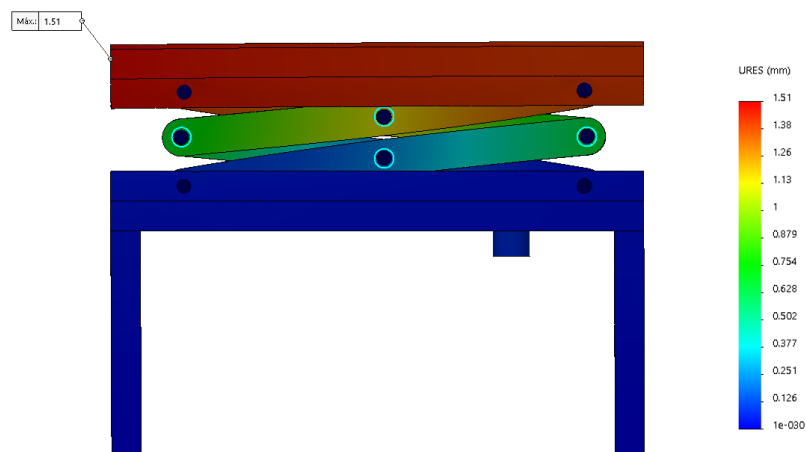


Ilustración 35 – Desplazamientos Vista Lateral

Analizando los resultados de las imágenes se puede observar que el desplazamiento máximo es de 1.51 mm, lo cual, para las dimensiones generales del conjunto, es despreciable.

## 1.14.c. - Distribución de coeficiente de seguridad

En las imágenes número 37 y 38, pueden observarse las zonas con coeficiente de seguridad menor de 1. Haciendo un análisis de las mimas, se puede ver claramente que todas esas zonas son concentradores de tensiones no representativos para el análisis. Por tanto, se puede decir que toda la estructura posee un coeficiente de seguridad mayor a la unidad.

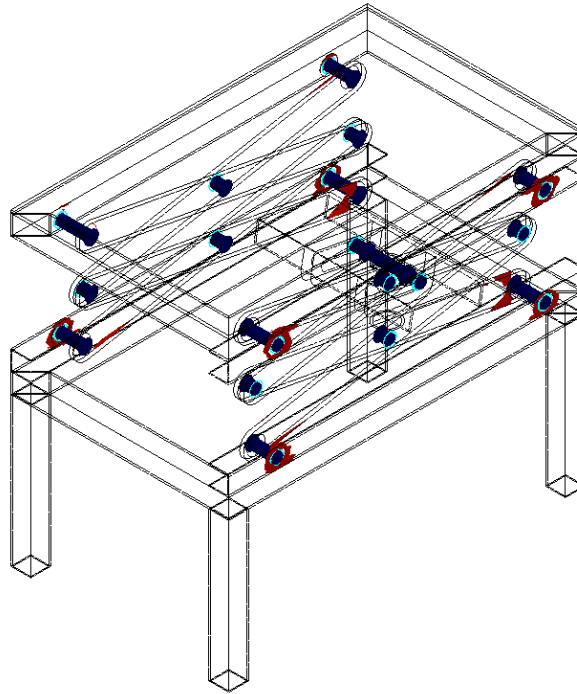


Ilustración 36 – Zonas con  $C_s < 1$

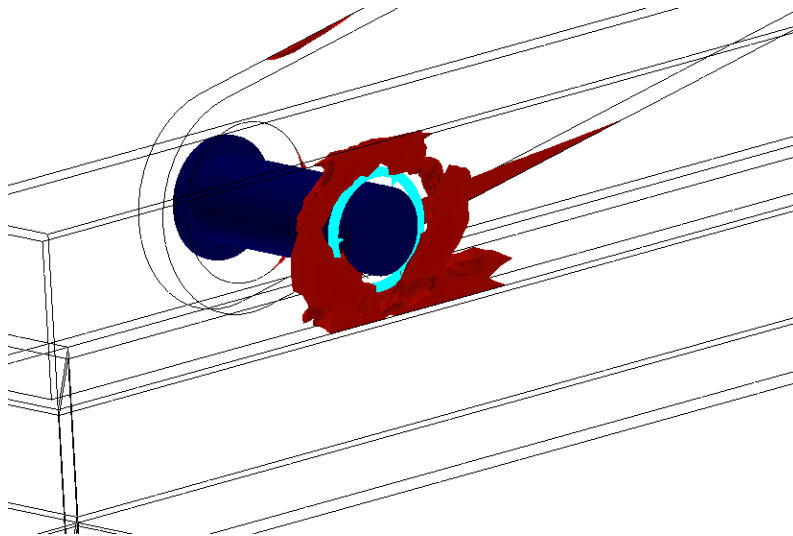


Ilustración 37 – Detalle  $C_s$  mínimo

### 1.15.- Presupuesto

Una de las finalidades de este proyecto era que la fabricación del elevador fuera viable en el ámbito económico, es decir con un presupuesto muy ajustado y con materiales de fácil acceso, dar soporte a que cualquiera pudiera llevar a cabo la fabricación del prototipo.

Tras realizar un escandallo de costes (disponible en el anexo 3), obtenemos un precio de compra de materiales de 140€ para la fabricación de una unidad. Pero este precio sería con un aprovechamiento de un 100% de la materia prima, es decir 0 scrap.

En la fabricación de una única unidad, estos datos no serían reales, dado que el formato habitual de compra de materiales es de 6m. Por tanto, para la fabricación de un prototipo, sería necesario facturarlos siguientes formatos:

Codigo material	Descripción material	Unidades necesarias	Perfiles 6m a comprar	Precio perfil comercial	Aprovechamiento MP
A	Chapa negra S235 JR espesor 3mm	0,171 m2	N/A	50,000 €	9%
B	Cuadrillo comercial de 20x20x1 de F114	10,166 m	2	6,640 €	85%
C	Perfil en U extruido de 20x20x1 en F114	7,246 m	2	5,870 €	60%
D	Pletina comercial acero estirado 25x4 F114	2,400 m	1	9,450 €	40%
E	Tubo comercial acero laminado ø13x1 F114	1,296 m	1	5,210 €	22%
F	Redondo comercial acero laminado ø10 F114	1,918 m	1	4,680 €	32%
G	Tubo comercial acero laminado ø14x1,5 F114	0,040 m	1	8,060 €	1%
H	Tubo comercial acero laminado ø25x2 F114	0,050 m	1	7,900 €	1%
I	Chapon de 10 mm chapa negra calidad S235JR	0,003 m2	N/A	Incluido en MP A	Incluido en MP A
J	Barra nylon natural redonda ø 18mm	0,192 m	1	6,900 €	3%
				<b>104,710 €</b>	<b>11%</b>

Obtenemos un aprovechamiento de materia prima global de tan solo un 11%, lo cual es inaceptable.

Por otra parte, solo en materia prima, sin ninguna operación adicional, tenemos un coste de 104€, al que habría que sumarle las operaciones en proveedores externos.

Por poner en contexto este análisis, soluciones similares a la planteada en este estudio están entorno a los 150€ PVP

Por todo esto, se puede decir con total seguridad que económicamente este proyecto es completamente inviable en comparación con las opciones comerciales ya existentes en el mercado.

Este resultado tiene sentido, y es una fotografía de la industria actual, donde todo se fabrica en serie para abaratar costes y poder conseguir unos precios lo más competitivos posible.

### 1.9.- Conclusiones

El objeto de este proyecto era el de obtener un dispositivo con el que de una manera rápida, cómoda, fiable y sobre todo ocupando el menor espacio fuera posible elevar mi motocicleta para poder efectuar trabajos de mantenimiento sobre la misma.

Las condiciones de contorno iniciales eran las siguientes:

Condición de contorno	Valor
Altura de elevador plegado	< 330 mm
Ancho plataforma elevador	> 160 mm
Largo elevador	> 300 mm
Masa a levantar	200 kg

Tabla 5

Y los resultados finales se muestran en la siguiente tabla:

Medidas diseño final	Valor
Altura de elevador plegado	315 mm
Ancho plataforma elevador	220 mm
Largo elevador	360 mm
Altura elevador abierto	690 mm
Recorrido final	330 mm

Tabla 6

Como se puede observar, las medidas finales son consecuentes con las condiciones de contorno impuestas al inicio del proyecto.

Gracias a la herramienta SolidWorks, ha podido analizarse la estructura al completo y observar que con una carga de 200 kg conseguimos un coeficiente de seguridad mínimo de 1,72. Esto nos permite asegurar la correcta elevación de la masa máxima a levantar plateada en un principio.

Los materiales escogidos son comerciales y los métodos de fabricación sencillos y habituales, por tanto, la viabilidad para la fabricación del diseño propuesto es factible.

La parte del trabajo en la que se delata la inviabilidad para la fabricación de un prototipo es la faceta económica. Tras la realización de un escandallo de costes y observar que el precio de la materia prima requerida es equiparable a la compra de una unidad fabricada en serie, además de que tan solo se aprovecharía el 11% del material adquirido, queda claro que la fabricación no es rentable.

Por tanto, se ha generado un diseño capaz estructuralmente e incapaz económicamente.