



Universidad
Zaragoza

Memoria

Diseño y análisis de una plataforma elevadora de
tijera de accionamiento hidráulico

Autor

Omar José Barakat Melián

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

José Manuel Auría Apilluelo

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2016

1- Introducción	3
2- Criterios iniciales de diseño	5
2.1- Primeras medidas adoptadas en el diseño	6
2.2- Distribución de fuerzas en la plataforma de trabajo	7
3- Cálculo de las fuerzas de enlace en las barras, diagrama de sólido libre.	8
3.1-Estado de extensión.....	8
3.2- Estado replegada.....	12
4- Cálculo de la sección de las barras.....	14
4.1-Diagrama de esfuerzos de la plataforma de trabajo	15
4.2- Diagrama de esfuerzos de las barras	16
4.3-Material de las barras	19
4.4- Elección del Coeficiente de seguridad	19
5- Dimensionamiento del cilindro hidráulico	23
5.1-Dimensionamiento del émbolo a partir de la fuerza máxima del cilindro	24
5.2-Dimensionamiento vástago	25
5.3- Selección de la bomba hidráulica.....	27
5.4- Cálculo del espesor de la pared del cilindro hidráulico	29
6- Cálculo de la sección de los pasadores	31
6.1- Selección del material de los pasadores	31
6.2- Cálculos aplicados	32
6.3- Resultados obtenidos.....	35
7- Diseño de la plataforma de trabajo	52
7.1- Estructura de barras de la cesta.....	52
7.2- Base de la plataforma	53
8- Cálculo de estabilidad de la máquina	56
8.1- Vista perfil	58
8.2- Vista frontal.....	59
9- Estudio SolidWorks	60
9.1-Plataforma de trabajo.....	61
9.2- Pasadores situados en los extremos de la estructura	63
9.3- Barra B.....	69
9.4- Pasador del punto b3.....	71
9.5- Pasador del cilindro hidráulico.....	73
9.6- Cilindro Hidráulico.....	75
9.7- Cesta.....	76
10- Conclusión.....	78

1-Introducción

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio detallado de la primera fase de diseño de una plataforma de tijera mediante el cálculo y selección de los distintos componentes que lo forman, para posteriormente simularlo en el programa Solid Works y comprobar la validez del diseño. El estudio que se realizará en este proyecto comprende tanto el dimensionamiento de los distintos elementos como la selección de sus materiales, empleando métodos de cálculo estáticos convencionales procedentes del área de resistencia de materiales. Se aplicarán hipótesis de rotura en materiales dúctiles, como la teoría de cortante máxima o la teoría de Von Mises. Para realizar esta labor de, se contará con el apoyo del programa de cálculo EES y del programa de elementos finitos MEFI.

La metodología de trabajo seguido empezará con una búsqueda de información para coger ideas acerca de las máquinas existentes e informarse de la normativa existente a la hora de diseñar una plataforma elevadora de tijera.

Una vez finalizada esta búsqueda se establecerán unos criterios iniciales de diseño y a partir de ahí se dimensionarán elementos, se seleccionarán materiales y se asignará un coeficiente de seguridad para empezar el proceso iterativo de diseño y cálculo considerando las condiciones más desfavorables.

En estos criterios iniciales se define tanto las cargas actuantes sobre la máquina como sus puntos de apoyo. A partir de aquí se distribuirán las fuerzas de la forma más desfavorable según la normativa o la lógica y se realizará un diagrama de sólido libre para sacar las fuerzas de enlace en las distintas zonas de la estructura. Estas fuerzas se trasladarán posteriormente a los distintos componentes. El cálculo de estas fuerzas de enlace se realizará con el programa EES.

A continuación se estudiarán los diagramas de esfuerzos de los distintos componentes para localizar las zonas de máxima tensión y así proceder al dimensionamiento según sus valores. Para ello se utilizará el programa MEFI

Con estas tensiones se aplicarán 3 tipos de cálculo para asegurar tanto el dimensionamiento como el material del elemento. Estos cálculos son:

- Cálculo por cortante directo según el criterio de Tresca
- Cálculo por aplastamiento.
- Cálculo a flexión según el criterio de Von Mises

Habrà un apartado de estudio del cilindro hidráulico donde se dimensionará y definirá las características del mismo.

Además se realizará un estudio básico de estabilidad del vehículo.

Por último se realizará un estudio estático por elementos finitos con el programa SolidWorks. Este estudio tiene la finalidad de comparar las diferencias y similitudes con los cálculos analíticos. Para ello, se tendrán en cuenta unos criterios a la hora de comparar estudios ya que hay factores que no se tienen en cuenta en los cálculos analíticos.

Además de esta comparación, se asegurará que la estructura cumple con los valores de coeficiente de seguridad impuesto.

¿Que es una plataforma de tijera ?

La plataforma elevadora de tijera forma parte del grupo de máquinas PEMP (plataforma elevadora móvil de personal).

Una PEMP es una máquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, donde llevan a cabo una tarea desde la plataforma. Esta máquina consta como mínimo de una plataforma de trabajo, una estructura extensible y un chasis.

Su uso está destinado a trabajos de instalaciones eléctricas, mantenimientos, montajes industriales, etc.

Partes de las que se compone una plataforma elevadora de tijera

- **Plataforma de trabajo:** es la "cesta" de la máquina donde se suben los trabajadores para efectuar los trabajos.
- **Estructura extensible:** Estructura unida al chasis sobre la que está instalada la plataforma de trabajo, permitiendo moverla hasta la situación deseada. Es la estructura de tijera.
- **Chasis:** es la base de la PEMP y es lo que permite la traslación de la máquina. Es donde va alojado el motor de la máquina, la bomba hidráulica y componentes eléctricos, entre otras cosas.

Las distintas partes se muestran en la figura 1.1

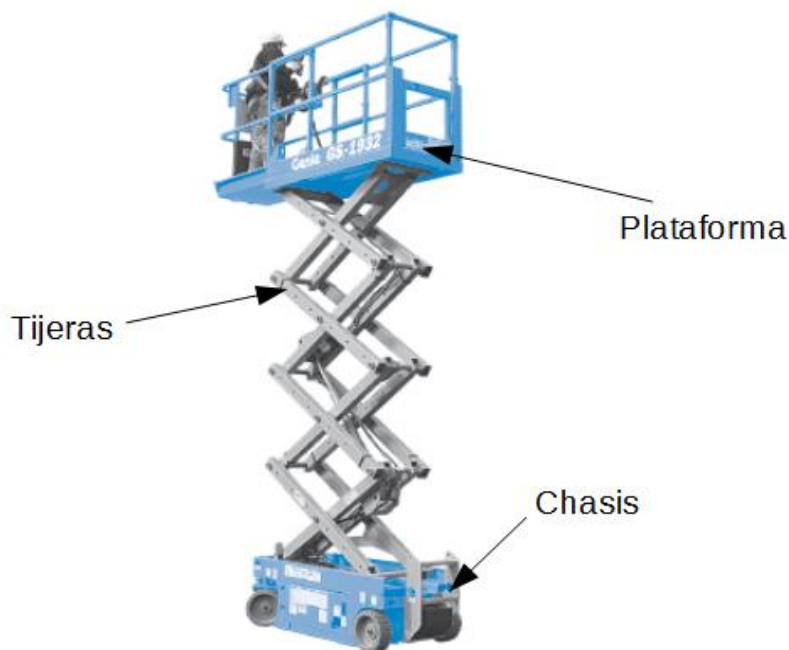


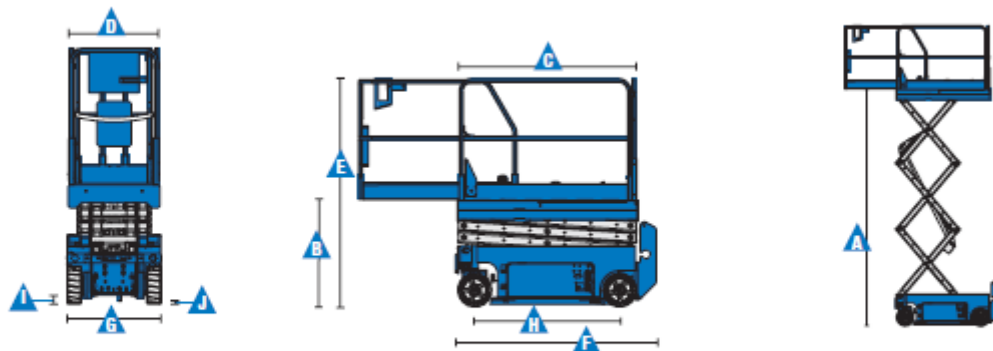
Figura 1.1 Partes de una PEMP

El diseño del chasis quedará fuera del objetivo de este proyecto, sirviendo sólo como punto de apoyo de la estructura de tijera.

2- Criterios iniciales de diseño

La plataforma de tijeras que se va a diseñar está pensada para ser utilizada por 2 trabajadores y su uso está destinado a interiores.

Para hacer un primer diseño de aproximación se consideran las indicaciones de la norma UNE-EN 280 y además, las medidas procedentes del catálogo del fabricante de plataformas GENIE. El modelo de la máquina es el Genie GS-1530 (figura 2.1).



Modelos	GS-1530
Dimensiones	
Altura de trabajo* máx	6,40 m
A Altura de la plataforma máx (con sensor de sobrecarga)	4,40 m
B Altura de la plataforma – replegada	0,97 m
C Longitud de la plataforma - exterior	1,63 m
extendida	2,54 m
Extensión de la plataforma	0,91 m
D Ancho de la plataforma - exterior	0,74 m
Altura de las barandillas	1,10 m
Altura zócalo	0,15 m
E Altura - replegada: con barandillas abatibles	2,03 m
con barandillas abatidas	1,73 m
F Longitud - replegada	1,83 m
Longitud - extendida	2,74 m
G Ancho máquina	0,76 m
H Distancia entre ejes	1,32 m
I Altura libre sobre el suelo – centro máquina	6 cm
J – antibaches desplegados	2 cm
Productividad	
Numero máximo de personas en plataforma (int./ext.) ¹	2/-
Capacidad de carga	272 kg

Figura 2.1 Dimensiones generales del catálogo Genie-1530

2.1- Primeras medidas adoptadas en el diseño

- La longitud de la máquina es de 1600 mm
- El ancho de la máquina se considera de 770 mm
- La Norma UNE-EN 280 especifica que "la plataforma debe tener un pretil superior a 1,10 m" por ello se adopta esta medida para la altura de la cesta.
- Se considera una sección inicial de las barras de las tijeras de 100 x 50 x 5 mm
- La carga nominal (constituida por las personas y equipo) de la máquina es de 260 Kg.

Teniendo en cuenta estas condiciones, las dimensiones iniciales que se adoptan se resumen en la figura 2.2.

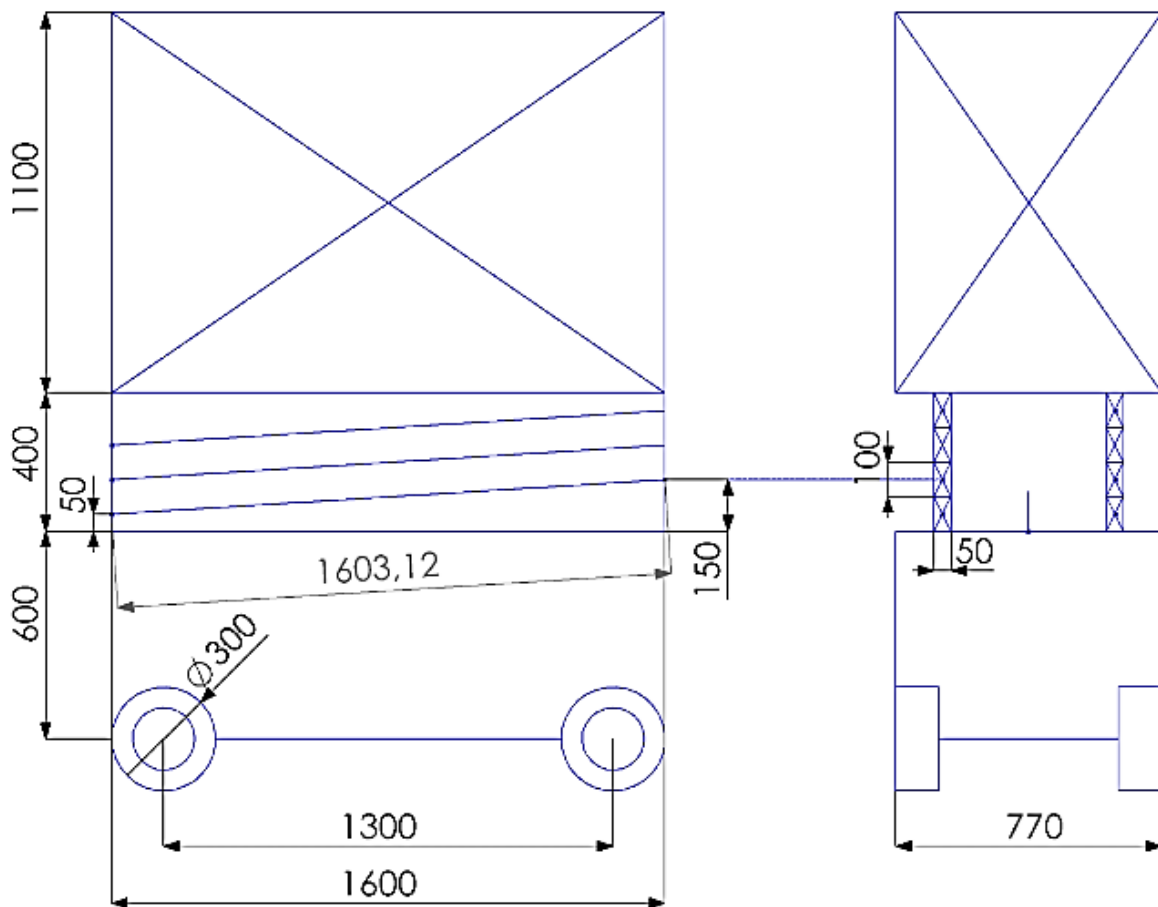


Figura 2.2 Medidas generales adoptadas

Con la altura de la sección de las barras de las tijeras (100 mm) y el ancho de la máquina (1600 mm) se saca aproximadamente la longitud de las barras (en gris en la figura 2.2).

$$L_{barras} = \sqrt{(1600^2 + 100^2)} = 1603,12mm$$

2.2- Distribución de fuerzas en la plataforma de trabajo

Según la norma UNE-EN280:

El suelo de la plataforma debe poder soportar la carga máxima de utilización "m" calculada según la siguiente expresión:

$$m = n \times mp + me$$

donde:

$$mp = 80Kg \text{ (masa de una persona)}$$

$$me \geq 40Kg \text{ (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales)}$$

$n = n^{\circ}$ autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo

La máquina va ser diseñada para el uso de 2 personas como máximo, de forma que haciendo un cálculo aproximado, la masa total mínima sería de:

$$m = 2 \times 80 + 40 = 200Kg$$

Se considera una masa total de 260 Kg para dar margen a excesos, ya sea porque haya algún trabajador que pese más o porque el peso del equipo ascienda hasta los 100Kg.

En cuanto a la distribución de cargas la norma UNE-EN 280 especifica:

“La masa de cada persona se asimila a una carga específica aplicada a la plataforma de trabajo en un punto situado a una distancia horizontal de 0.1m del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0.5m.”

“La masa del equipo se supone una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Si la presión resultante sobrepasa $3KN/m^2$, el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de $3KN/m^2$.”

“Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables.”

Por lo tanto la situación más desfavorable en la superficie de la plataforma se da cuando tanto los materiales como los dos operarios están dispuestos como se indica en la figura 2.3.

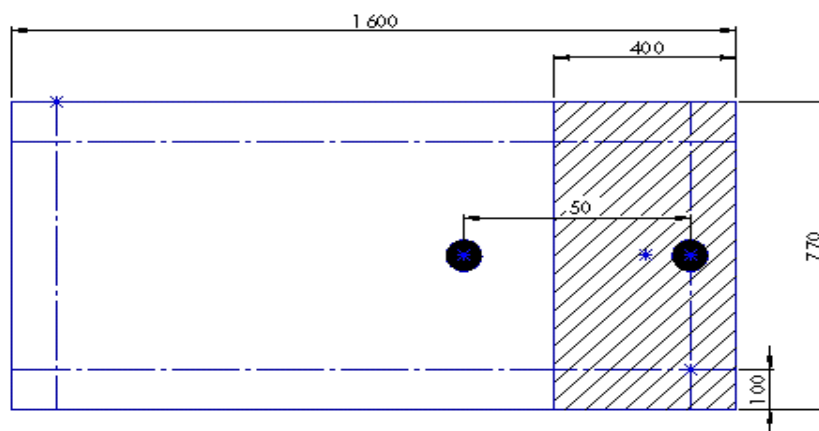


Figura 2.3 Distribución de fuerzas en la plataforma de trabajo

Los círculos negros representan los operarios y la superficie rayada la distribución uniforme del peso del equipo.

3- Cálculo de las fuerzas de enlace en las barras, diagrama de sólido libre.

Una vez que se tenga claro la distribución de fuerzas más desfavorable, se calculan las fuerzas de enlace que originan estas cargas en la estructura de tijera. Para ello, se plantean las ecuaciones de equilibrio de la estructura en dos estados, estado de extensión y estado replegada, con el objetivo de localizar la situación, la barra y el punto más desfavorable. Es en este punto donde se tomarán los datos para dimensionar la sección de las barras.

Las ecuaciones de equilibrio estático se resolverán mediante el programa de cálculo EES. Posteriormente se representarán los diagrama de sólido libre de cada estado una vez halladas las fuerzas de enlace.

3.1-Estado de extensión

Primero se establecen las distancias generales de la estructura como se indica en la figura 3.1

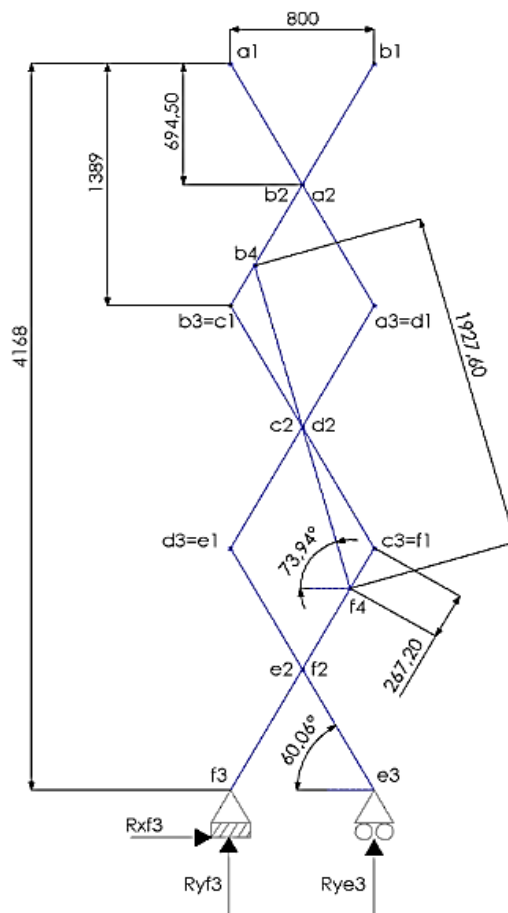


Figura 3.1 Medidas de la estructura en estado de extensión

Estas distancias resultan de aplicar 3 condiciones:

- $L_{barras} = 1603,12 \text{ mm}$ calculado en el apartado anterior.
- La abertura máxima de las tijeras en extensión, es decir la distancia a1-b1, es de 800 mm.
- Los puntos b4 y f4 (que constituyen los puntos de anclaje del cilindro hidráulico a las tijeras) están situados a una distancia de $L/6$ de los extremos.

A continuación se proyectan las fuerzas que ejercen los operarios y el equipo sobre la plataforma de trabajo (en el plano de alzado) representado en la figura 3.2.

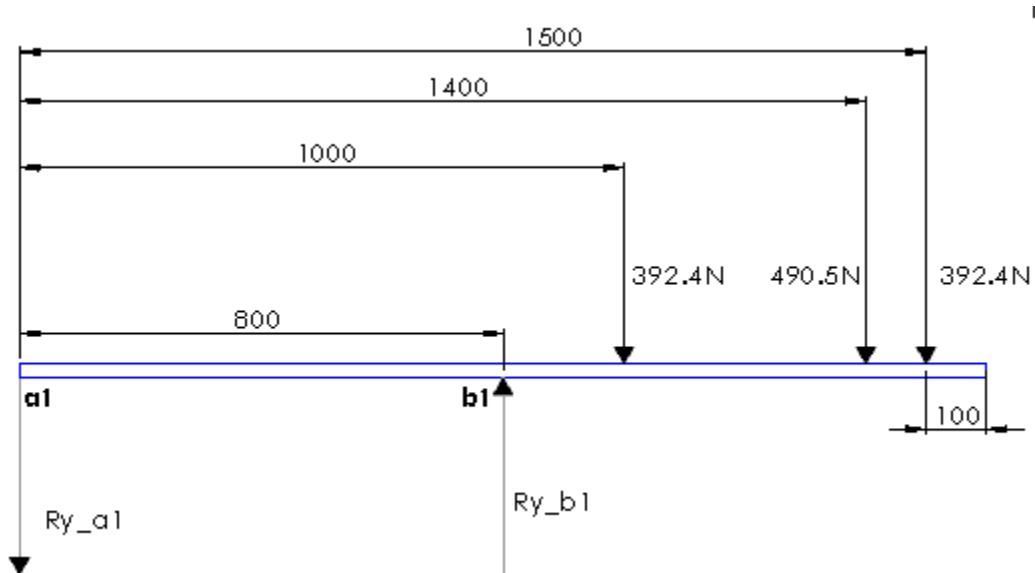


Figura 3.2 distribución de fuerzas en plataforma de trabajo (alzado)

Los puntos "a1" y "b1" son los puntos de unión de la plataforma de trabajo a las tijeras. Después se hallan las reacciones en estos dos puntos para luego trasladarlos a la estructura de tijeras y plantear las ecuaciones de equilibrio de las barras.

Una vez establecidas las cargas y su distribución se plantean las ecuaciones de equilibrio. (Anexo 1 punto 1.1).

3.1.1- Resultados

Primero se plantean las ecuaciones de equilibrio de la plataforma para hallar las reacciones en los puntos a1 y b1 (figura 3.2).

Las reacciones resultantes son:

$$R_{yb1} \approx 2085N$$

$$R_{ya1} \approx 809N$$

Ahora se trasladan estas dos reacciones a la estructura de tijeras mostrado en la figura 3.3

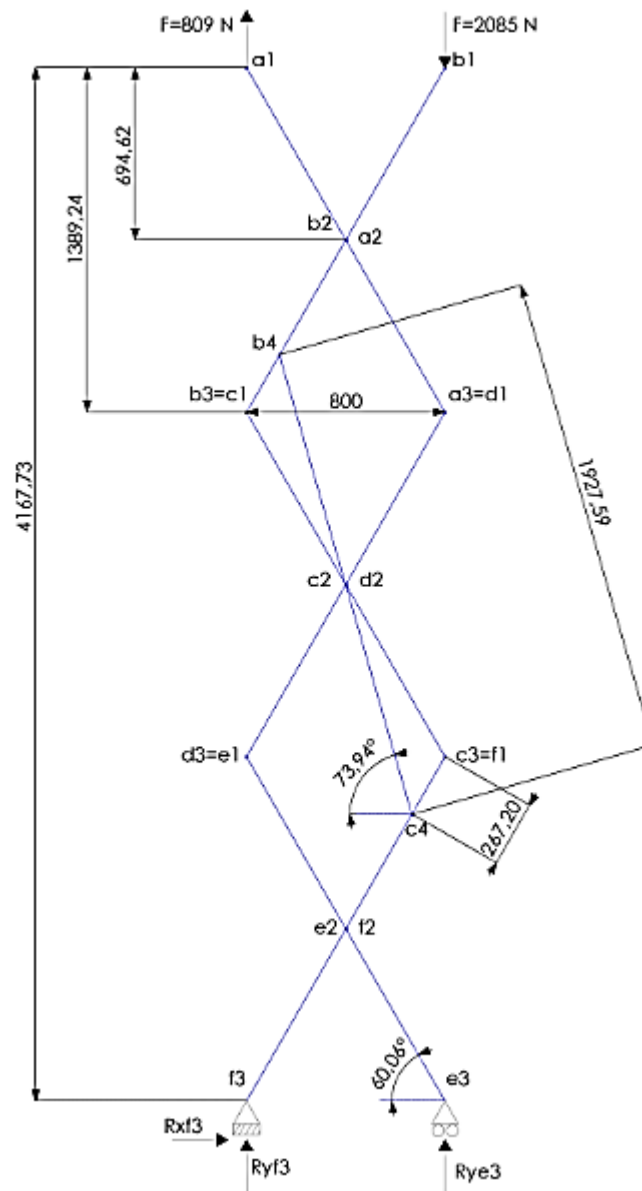


Figura 3.3 Equilibrio global de la estructura de tijeras

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio de las barras y se resuelve el sistema de ecuaciones. Para esta labor se utiliza el programa EES. (Anexo 1, punto 1.1)

El resultado de las fuerzas de enlace en estado de extensión se representa en el diagrama de sólido libre que se muestra en la figura 3.4

Diagrama de sólido libre en estado de extensión

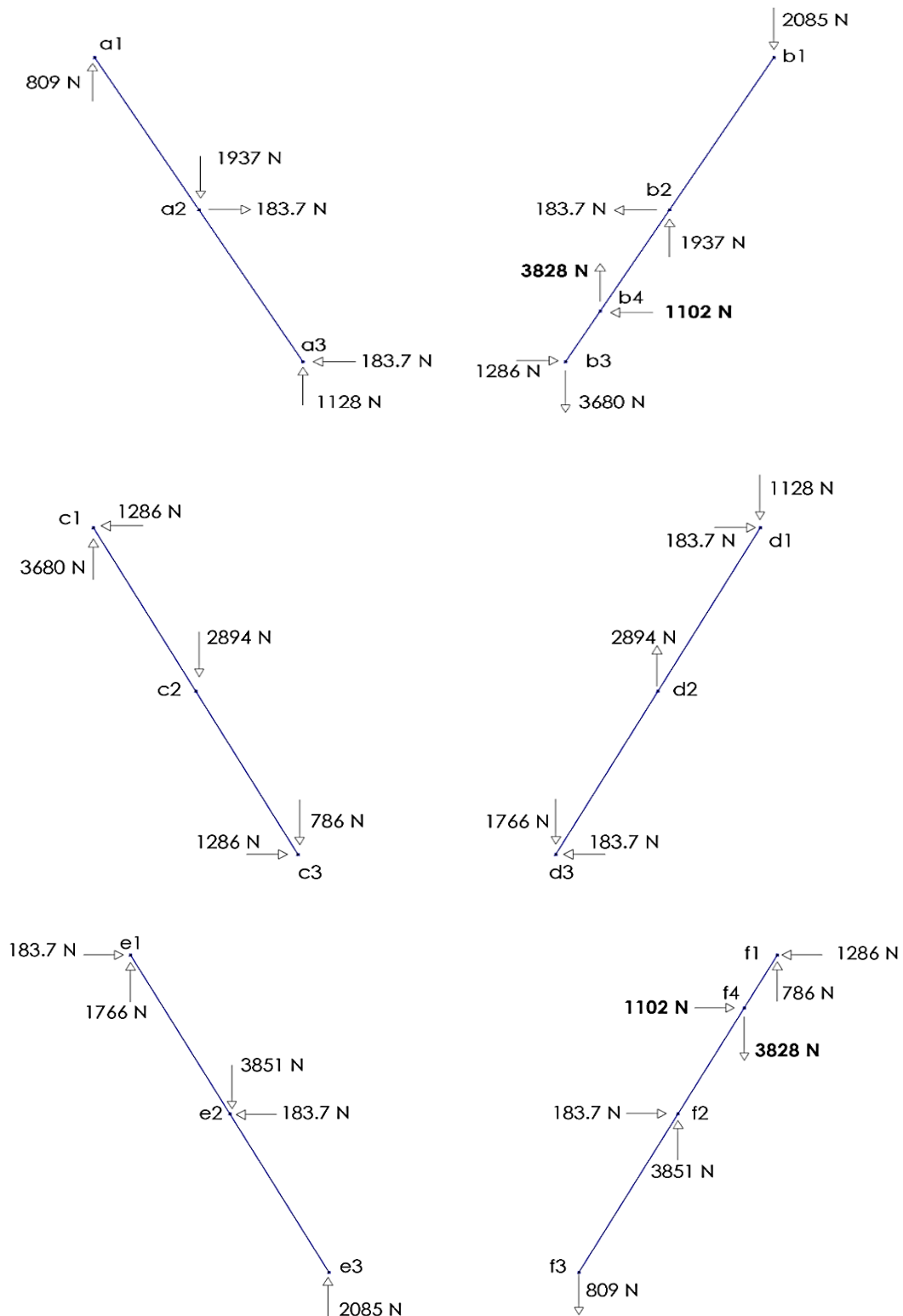


figura 3.4. Diagrama de sólido libre en estado de extensión

los puntos "b4" y "f4" son los puntos más desfavorables como se puede observar en la figura 3.4. Corresponden a los puntos de anclaje del cilindro hidráulico con la estructura de tijeras.

Fuerza y longitud del cilindro hidráulico en extensión

$$F_{x4} = 1102N$$

$$F_{y4} = 3828N$$

$$F_{b4,f4} = \sqrt{3828^2 + 1102^2} = 3983.5 N$$

$$L_{cil} = 1928mm$$

3.2- Estado replegada

Consideramos el reparto de fuerzas de los operarios y del equipo sobre la plataforma de igual manera que en extensión (figura 3.5) y se obtienen las reacciones en los puntos "a1" y "b1".

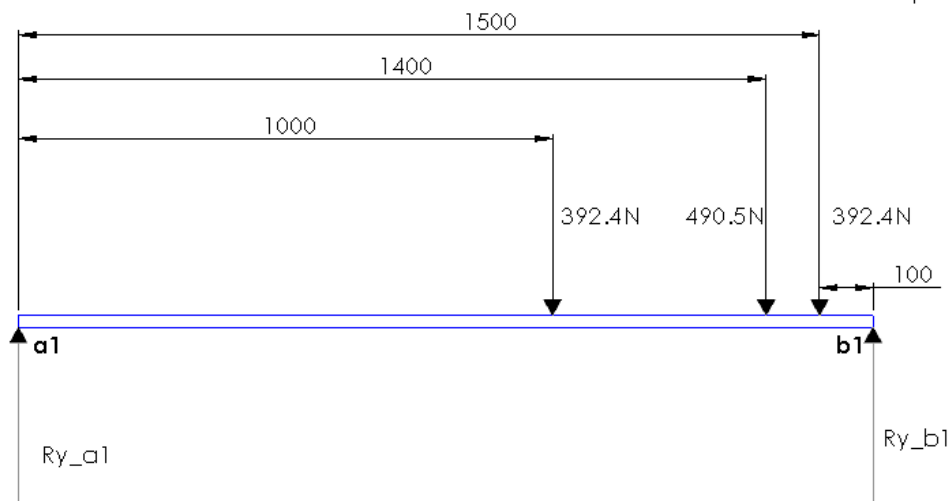


Figura 3.5

3.2.1- Resultados

Las reacciones en a1 y b1 son :

$$R_{yb1} \approx 1042N$$

$$R_{ya1} \approx 233N$$

Estas reacciones se trasladan a las tijeras y se resuelven las ecuaciones de equilibrio de las barras, de la misma forma que en estado de extensión. (Anexo 1 , punto 1.2)

El resultado de las fuerzas de enlace se muestra en el diagrama de sólido libre de la figura 3.6.

Diagrama de sólido libre en estado replegada

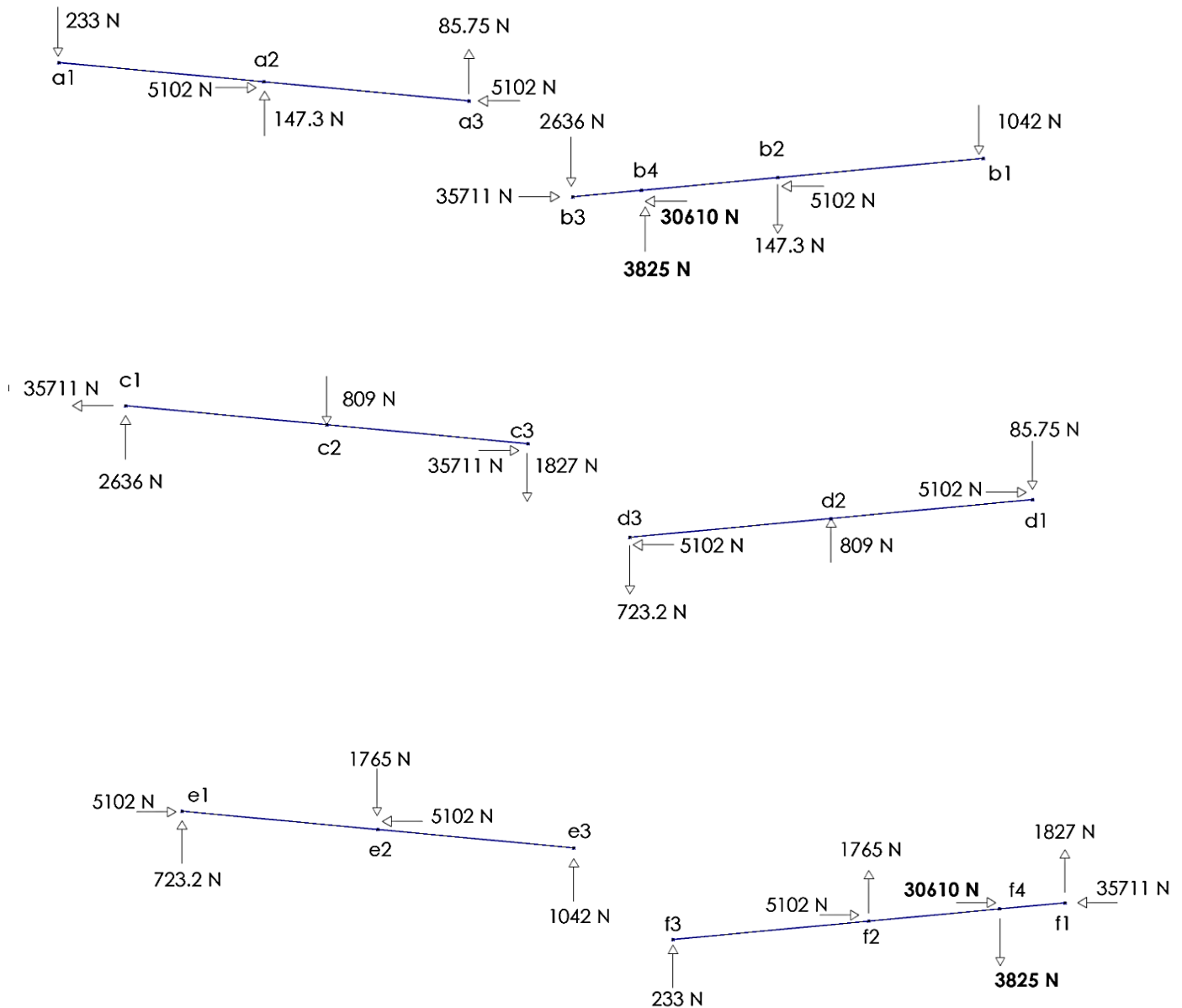


Figura 3.6 Diagrama de sólido libre, estado replegada

En comparación con el estado en extensión, el estado replegada es donde se dan mayores fuerzas de enlace, por lo tanto es probable que sea la posición más desfavorable.

Se observa que las barras más solicitadas son las barras "b" y "f". El punto con las mayores fuerzas de enlace es el punto "c1 = b3" de la barra "b":

$$F_{b3x} = 35711N$$

$$F_{b3y} = 2636N$$

$$F_{b3,c1} = \sqrt{(35711^2 + 2636^2)} = 35808,15N$$

Fuerza y longitud del cilindro hidráulico en estado comprimido

$$F_{b4x} = 30610N$$

$$F_{b4y} = 3825N$$

$$F_{b4,f4} = \sqrt{(30610^2 + 3825^2)} = 30848N$$

$$L_{cilindro} = 1075mm$$

Es este valor de fuerza el que se utilizará posteriormente en el dimensionamiento del cilindro hidráulico.

4- Cálculo de la sección de las barras

En este apartado se estudiarán los diagramas de esfuerzos de las barras, producto de las fuerzas de enlace. Estos diagramas nos facilitará encontrar el punto más desfavorable, es decir, el punto donde se produce la mayor tensión.

Dentro de la sección de las barras, el punto más desfavorable se encuentra en el punto “p” como se indica en la figura 4.1.

Como resultado de las fuerzas de enlace, se generan normalmente en la sección de las barras 3 esfuerzos:

- Axil
- Cortante
- Momento flector

De los cuales, las más importantes a la hora de dimensionar la sección, son las debidas al componente normal del momento flector y al axil, ya que generan la tensión de trabajo máximo. La suma de estos esfuerzos resulta de una sola tensión en el eje X.

Los esfuerzos cortantes debidas al momento flector y las fuerzas cortantes, son nulos en los extremos de la seccion, por lo tanto se desprecian en el cálculo.

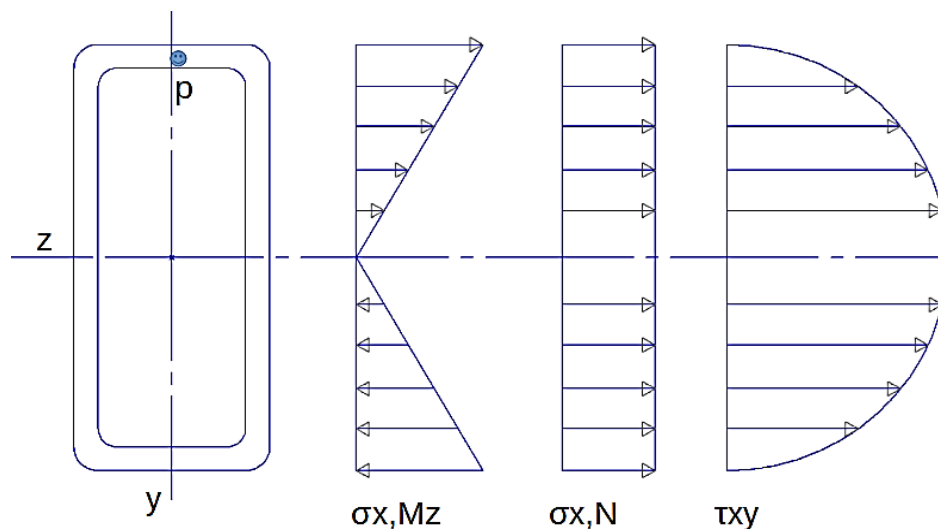


Figura 4.1 esfuerzos en la sección de las barras

Según la teoría de la energía de distorsión, la tensión equivalente de Von Mises es :

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2))}}{2}$$

Al tener sólo una componente en X, la tensión equivalente en el punto P es igual a la tensión de trabajo en X.

$$\sigma_{eqv} = \sigma_{Xtrabajo}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

$$\sigma_{Xtrabajo} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{N_x}{A} \leq \frac{\sigma_F}{C_s}$$

A continuación se analizan los diagramas de esfuerzos en los dos estados de la máquina.

Para calcular estos diagramas, se utilizará el programa de elementos finitos MEFI.

4.1-Diagrama de esfuerzos de la plataforma de trabajo

La plataforma es la barra que va de “a1” a “b1” en la figura 4.2

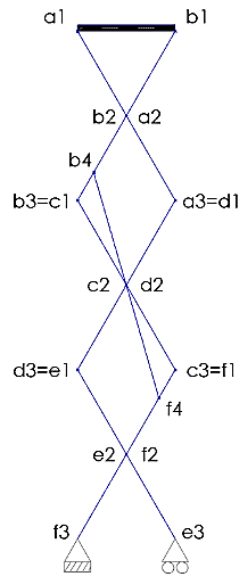


Figura 4.2 Plataforma de trabajo

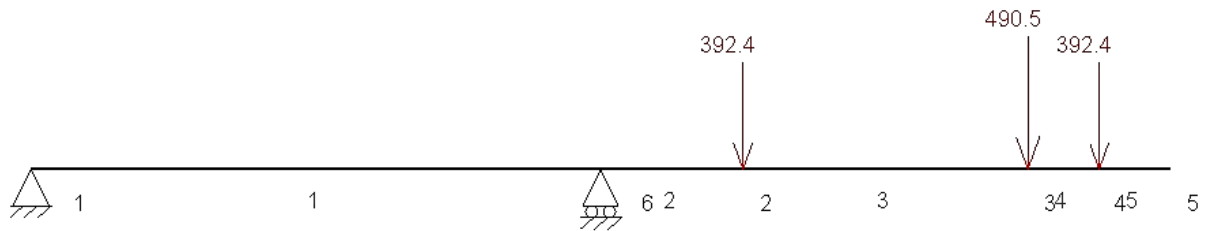


Figura 4.3 Plataforma de trabajo representado en MEF

Al realizar los diagramas de esfuerzos en los dos estados (*Anexo 1, punto 2.1*), se comparan los puntos de tensión máxima para dar con el estado más desfavorable (tabla 4.1).

4.1.1- Comparación entre estados

Estado	Extendida	Replegada
Axil (N)	0	0
Cortante (N)	1280	233
Momento flector (Nmm)	$6.47 \cdot 10^5$	$2.33 \cdot 10^5$

Tabla 4.1

Se observa que es en el estado extendido de la máquina donde se da el mayor momento flector, por lo que será este el estado del elemento a estudiar más adelante con el programa SolidWorks.

4.2- Diagrama de esfuerzos de las barras

Como en el caso anterior, se estudiarán los diagramas de esfuerzos en los dos estados para dar con la barra y el punto más desfavorable.

4.2.1-Diagrama de esfuerzos en estado de extensión

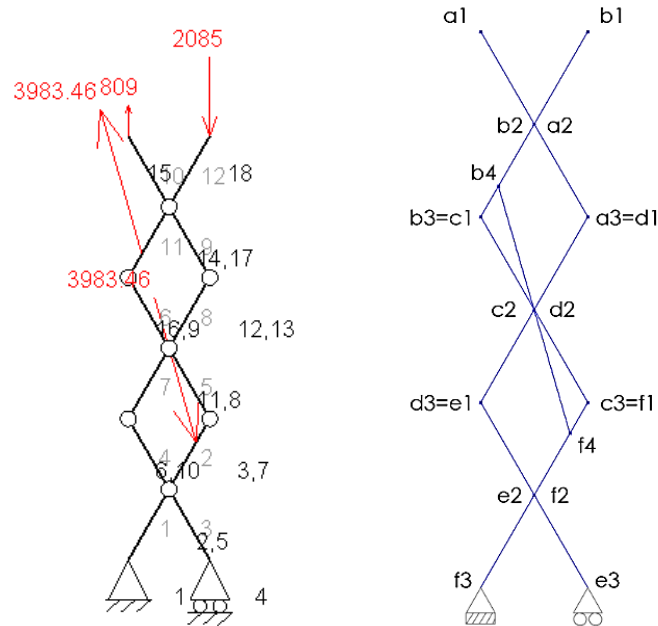


Figura 4.4

Al realizar la simulación global de la estructura se observa que las barra "b", "e" y "f" ofrecen los mayores esfuerzos.

	Barra B	Barra E	Barra F
Axil Max (N)	2547.3	1806.5	2728.2
Cortante Max (N)	2950.6	1040.4	1505.6
Momento flector Max (N mm)	$8.34 \cdot 10^5$	$8.34 \cdot 10^5$	$4.02 \cdot 10^5$

Tabla 4.2

De entre estas barras, las barras "b" y "e" son los más solicitados ya que tienen un momento flector elevado como se observa en la tabla 4.2.

Al analizar más detalladamente estas barras (*Anexo 1 punto 2.2.1*) se observa que el punto más solicitado en la barra "b" es el punto "b2" y en la barra "e" el punto "e2". Ambos tienen los mismos valores .

Resultados del programa MEFi en "b2"y "e2":

$$\text{Axil} = 1810 \text{ N}$$

$$\text{Cortante} = 1040 \text{ N}$$

$$\text{Momento flector} = 8.34 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

4.2.2- Diagrama de esfuerzos en estado replegada

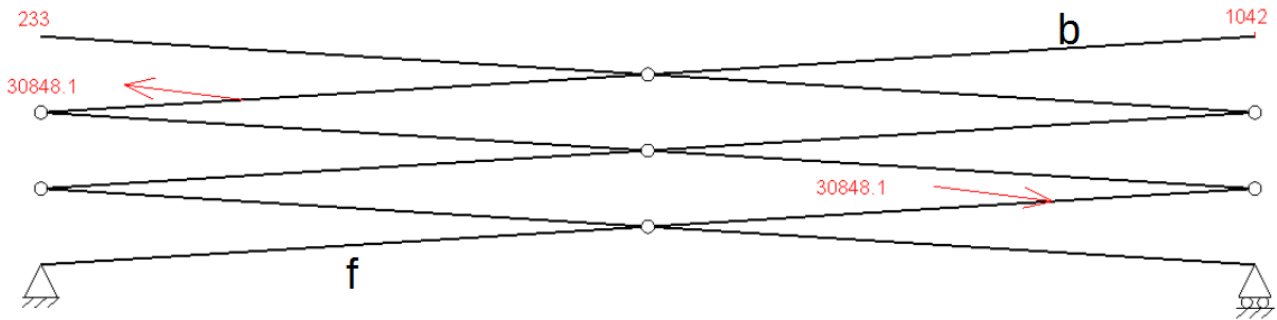


figura 4.5

En esta ocasión al realizar la simulación global de la estructura, se observa que las barras “b” y “f” son los que mayores esfuerzos ofrecen.

	Barra B	Barra F
Axil (N)	35476	35521
Cortante (N)	4858.1	4051.1
Momento flector (Nmm)	$1.298 \cdot 10^6$	$1.082 \cdot 10^6$

Tabla 4.3

Comparando estas dos barras se observa en la tabla 4.3 que la barra “b” es la más solicitada.

Al estudiar más detalladamente la barra b (*Anexo 1 punto 2.2.2*) se observa que el punto más solicitado es el “b4”, el punto de unión del cilindro hidráulico con la barra.

Resultados del programa MEFI en “b4”:

$$\text{Axil max} = 35476 \text{ N}$$

$$\text{Cortante max} = 4858 \text{ N}$$

$$\text{Flector max} = 1,3 \cdot 10^6 \text{ N mm}$$

Una vez obtenidos los puntos de máxima sollicitación de los dos estados , se realiza una comparación entre estados.

4.2.2.1- Comparación de los esfuerzos máximos en los dos estados

Estado	Extensión	Replegada
Axil (N)	1810	35476
Cortante (N)	1040	4858
Momento flector (N mm)	$8.34 \cdot 10^5$	$1.3 \cdot 10^6$

Tabla 4.4

Se observa claramente en la tabla 4.4 que el estado replegada es el más desfavorable por lo tanto se dimensionará la sección a partir de este estado.

Para encontrar la sección requerida se necesita primero definir el material y el coeficiente de seguridad que se utilizará.

4.3-Material de las barras

Se selecciona un acero S-355 N. Se trata de un acero aleado, normalizado, de grano fino para construcción soldada.

Se caracteriza por una elevada tenacidad a bajas temperaturas y buena soldabilidad debida a su reducido nivel de carbono equivalente.

La tabla 4.5 muestra sus características mecánicas. (1)

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 275 N/NL	275	370 < f_u < 510	255	370 < f_u < 510
S 355 N/NL	355	470 < f_u < 630	335	470 < f_u < 630
S 420 N/NL	420	520 < f_u < 680	390	520 < f_u < 680
S 460 N/NL	460	540 < f_u < 720	430	540 < f_u < 720

Tabla 4.5

Su tensión de fluencia es :

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

4.4- Elección del Coeficiente de seguridad

Ya que en los cálculos estáticos no se abarcan todos los factores influyentes a la hora de caracterizar la resistencia real de un material, se asigna un coeficiente de seguridad para sobredimensionar y así asegurar la pieza.

La elección del coeficiente de seguridad para el dimensionamiento de la estructura incluyendo sus diferentes componentes se elegirá en función de 3 métodos o criterios.

4.4.1- Aplicando un criterio personal mediante el método de Pugsley. (2)

El factor de seguridad " n_s " se obtiene en función de la puntuación que se le asigna a cada característica, reflejado en la tabla 4.6 a . Con estas puntuaciones se obtienen n_{xx} y n_{yy} . (tabla 4.6 b) y su producto nos da el factor buscado.

$$n_s = n_{xx} \cdot n_{yy}$$

Donde:

n_{xx} : Factor de seguridad que involucran características A, B y C

n_{yy} : Factor de seguridad que involucran características D y E

A: Calidad de los materiales.

B: Control sobre la carga aplicada.

C: Exactitud del análisis del esfuerzo.

D: Peligro para el personal.

E: Impacto económico.

Tabla 4.6 a

Característica			B			
			mb	b	r	p
A=mb	C=	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=	mb	1.7	2.05	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95
mb= muy bien			b= bien			
r= regular			p= pobre			

Característica		D		
		ns	s	ms
E=	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6
ms= muy serio		s= serio	ns= no serio	

Tabla 4.6 b

Puntuación de las características

A: Calidad de los materiales : b

B: Control sobre la carga aplicada: b

C: Exactitud del análisis del esfuerzo: r

D: Peligro para el personal: ms

E: Impacto económico : s

$$n_{xx} = 1.95$$

$$n_{yy} = 1.5$$

Coeficiente de seguridad según Pugsley : $n_s = 1.95 * 1.5 = 2.925$

4.4.2- Selección del factor de seguridad con criterio de fluencia según Juvinall & Marshek (3)

SUGGESTED SAFETY (DESIGN) FACTORS FOR ELEMENTARY WORK

based on yield strength - according to *Juvinall & Marshek op cit.*

1.25 - 1.5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty - used almost invariably where low weight is a particularly important consideration

1.5 - 2 for well-known materials under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.

2 - 2.5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.

2.5 - 3 for less tried materials or for brittle materials under average conditions of environment, load and stress.

3 - 4 for untried materials used under average conditions of environment, load and stress.

3 - 4 should also be used with better-known materials that are to be used in uncertain environments or subject to uncertain stresses.

Tabla 4.7

La opción seleccionada es el intervalo 2-2.5 en la tabla 4.7

“materiales ordinarios usados en ambientes ordinarios y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse “.

4.4.3- Selección del factor de seguridad según el tipo de carga indicado en la tabla 4.8 (4)

COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN CÁLCULOS ESTÁTICOS			
Tipo de carga	Acero Materiales dúctiles		Fundición gris Materiales frágiles
	Criterio de rotura	Criterio de fluencia	Criterio de rotura
Carga permanente	de 3 a 4	de 1,5 a 2	de 5 a 6
Carga repetida, en una dirección, gradual	6	3	de 7 a 8
Carga repetida, invertida, gradual o con choque suave	8	4	de 10 a 12
Carga con choque más violento	de 10 a 15	de 5 a 7	de 15 a 20

Tabla 4.8

Las cargas estudiadas en la estructura se aplican a materiales dúctiles y encajan en la sección de "cargas repetidas en una dirección y graduales", sin choques. Se estudiarán las cargas con criterio de fluencia, por lo que el factor elegido sería de 3.

Comparando los 3 criterios propuestos, se selecciona finalmente un factor de seguridad de 3 para el dimensionamiento de la máquina.

Una vez definidos el material y el coeficiente de seguridad, se procede a calcular la sección. Para ello se aplica el criterio de Von Mises con el factor de seguridad establecido y se acude al catálogo de perfiles rectangulares de la tabla 4.9 para seleccionar la sección.

Tabla 2.A2.3. Perfiles huecos rectangulares

r = Radio exterior de redondeo

u = Perímetro

A = Área de la sección

S_x = Momento estático de media sección, respecto al eje X

I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X

$W_y = 2I_y : a$: a. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y

$i_y = \sqrt{I_y : A}$: A. Radio de giro de la sección, respecto al eje Y

S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y

I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y

$W_x = 2I_x : b$: b. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X

$i_x = \sqrt{I_x : A}$: A. Radio de giro de la sección, respecto al eje X

I_z = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones						Términos de sección										Peso	
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S_x cm ³	I_x cm ⁴	W_y cm ³	i_x cm	S_y cm ³	I_y cm ⁴	W_x cm ³	i_y cm	I_z cm ⁴	p kp/m	P	
⌘ 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91	P	
⌘ 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18	P	
⌘ 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35	P	
⌘ 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22	C	
⌘ 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66	C	
⌘ 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97	C	
⌘ 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53	C	
⌘ 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13	C	
⌘ 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60	C	
⌘ 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13	P	
⌘ 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60	P	
⌘ 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96	C	
⌘ 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07	P	

tabla 4.9

Tras los cálculos (Anexo 1, punto 3) la sección escogida es :

Perfil : 80 x 40 x 5mm

A las barras que forman la estructura de tijeras se les perforarán agujeros para insertar en ellas cilindros del mismo material (acero S-355 N). Estos cilindros irán soldados a las barras, y las dimensiones finales, tanto de los agujeros como de los cilindros soldados, se hallarán más adelante una vez halladas las medidas de los pasadores y los cojinetes deslizantes que irán alojados en su interior.

Habrán 2 tipos de cilindros, unos cortos y otros largos. Los largos unen las tijeras como se muestra en la figura 4.6.

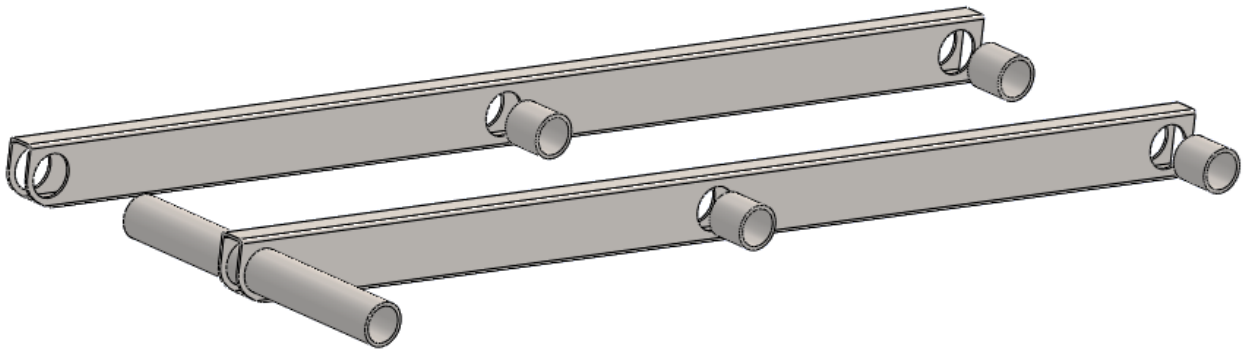


figura 4.6

5- Dimensionamiento del cilindro hidráulico

Se diseñará un cilindro hidráulico de simple efecto de apoyos soldados, similar al de la figura 5.1. Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1, punto 4*.

Se seleccionarán los materiales y se calcularán las dimensiones principales de los siguientes elementos:

- Émbolo.
- Vástago.
- Cuerpo del cilindro.

Además se seleccionará una bomba hidráulica y se realizará una breve explicación del circuito básico de funcionamiento.



Figura 5.1

Como datos de partida se necesitan:

- La fuerza máxima que realiza el cilindro. Esto sucede cuando estamos en la posición replegada de la estructura.

$$F_{maxCil} = 61696N$$

- La carrera del cilindro. Se obtiene restando las longitudes del cilindro calculados anteriormente en los dos estados.

$$L_{carrera} = 858mm$$

- Presión y caudal de la bomba hidráulica . Se obtienen del catálogo de la máquina Genie GS-1530 (figura 5.2) . (5)

Lift pump	
Type: gear	
Displacement per revolution	.244 cu in 4 cc
Displacement	4 gallons per minute 15 liters per minute (2500 psi/172 bar)
Hydraulic tank return line filter	10 micron with 25 psi (1.7 bar) bypass

Figura 5.2

$$P_{bomba} = 172bares$$

$$Q_{bomba} = 15 \frac{l}{min}$$

5.1-Dimensionamiento del émbolo a partir de la fuerza máxima del cilindro

A partir de la fuerza máxima del cilindro se calcula el diámetro del émbolo y se selecciona un diámetro normalizado de la tabla 5.1.

Diámetro del émbolo resultante:

$$D_{émbolo} = 66,93mm.$$

Ø Pistón (mm)	25		32		40		50		63		80		100		125		160		200	
Ø Vástago (mm)	14	18	18	22	22	28	28	36	36	45	45	56	56	70	70	90	90	110	110	140

tabla 5.1

Se escoje un diámetro normalizado de 80 mm.

$$D_{émbolo} = 80 mm$$

Se re-cálcula la nueva presión necesaria para el funcionamiento del cilindro hidráulico y se comprueba que la bomba pueda hacer frente a la nueva presión:

$$P_{avance} = 120,4bares < 172 bares$$

Por lo tanto la presión de la bomba es suficiente para alimentar el cilindro.

5.2-Dimensionamiento vástago

Se dimensionará el vástago a partir de una gráfica proporcionada por un fabricante de cilindros hidráulicos que relaciona la fuerza del cilindro con la longitud de pandeo. Para acceder a esta gráfica se necesitan 2 datos:

- Factor de pandeo.
- Longitud de pandeo.

El factor de pandeo se obtiene de la tabla 5.2 proporcionada por el fabricante de cilindros hidráulicos Roquet. (6)

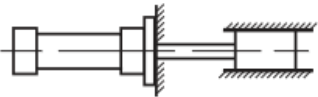
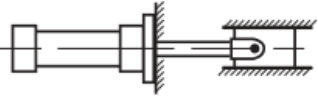
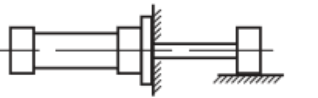
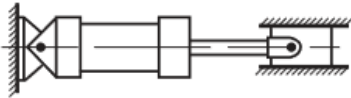
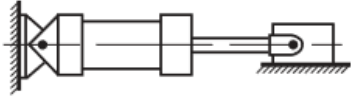
FORMA FIJACIÓN DEL CILINDRO CYLINDER MOUNTING FORM	PRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA ESQUEMATIC REPRESENTATION	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO PISTON ROD END	K K
Brida frontal Front flange		Fijado y guía rígida Fixed and rigid guide	0,5
		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	0,7
		Apoyado y guía no rígida Supported and no rigid guide	2
Charnelas Clevis		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	2
		Apoyado y guía no rígida Supported and no rigid guide	4

Tabla 5.2

El tipo de fijación del cilindro corresponde con la cuarta imagen por lo tanto el factor de pandeo es $\beta = 2$.

A continuación se calcula la longitud de pandeo:

$$L_{\text{pandeo}} = L_{\text{Carrera}} \times \beta = 853 \times 2 = 1706 \text{ mm}$$

Después se acude a la gráfica de pandeo (figura 5.3) con la longitud de pandeo, la fuerza máxima del cilindro y un factor de seguridad de 3, obteniendo así el diámetro del vástago.

Como se observa en la gráfica, el punto se encuentra entre 45 mm y 56 mm por lo tanto se escoge el de 56 mm.

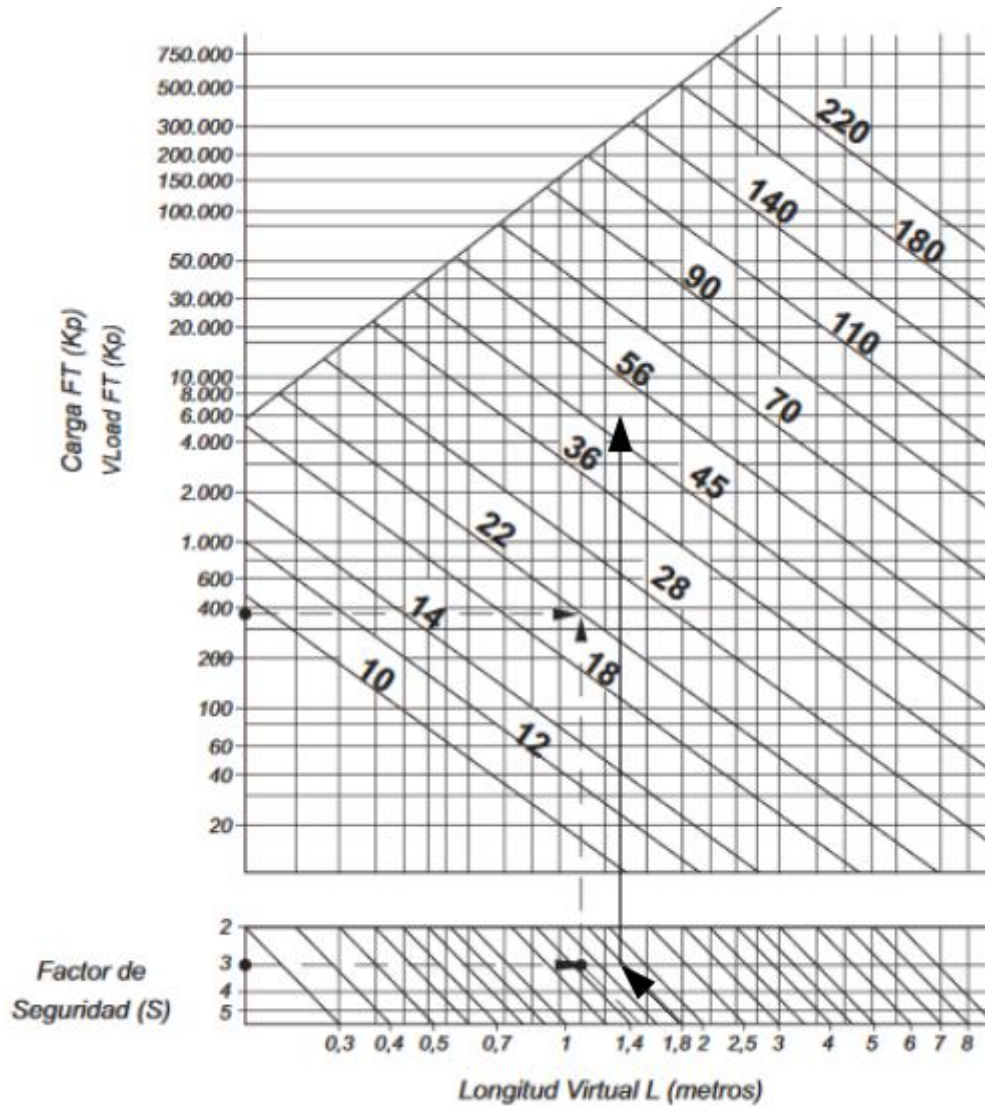


Figura 5.3

$$L_{pandeo} \text{ y } F_{maxCil} \rightarrow D_{vas} = 56 \text{ mm}$$

Una vez hallada el diámetro del vástago se calcula la presión de retroceso que experimentará el cilindro hidráulico.

Dado que se va a diseñar el cilindro de forma que vuelva a su posición inicial con el propio peso de la plataforma y las cargas que se encuentran en ella, se halla la presión de retroceso con la fuerza máxima en el punto "b4", que es el punto de anclaje del vástago con las tijeras.

$$P_{retroceso} = 24 \text{ MPa} = 240 \text{ bares}$$

Se observa que la presión de retroceso es el doble que el de avance, por ello será esta presión la que se utilizará en el cálculo del espesor de la pared del cilindro.

Material del émbolo

El material seleccionado es un acero F-1140, cuyas características mecánicas se muestran en la tabla 5.3 (7)

Ensayo de tracción				
Estado de temple y revenido (+QT)				
Diámetros nominales (mm)	Límite elástico	Resistencia a la tracción	Alargamiento	Estricción
	Rp0,2 (MPa)	Rm (MPa)	A (%) L ₀ =5d Diámetro nominal (mm)	Z (%)
d ≤ 16	≥ 490	700-850	≥ 14	≥ 35
16 < d ≤ 40	≥ 430	650-800	≥ 16	≥ 40
40 < d ≤ 100	≥ 370	630-780	≥ 17	≥ 45

Tabla 5.3

Su tensión de fluencia es :

$$\sigma_f = 370 \text{ MPa}$$

Material del vástago

Acero F-1140 recubierto de una capa de cromo duro, cuyas características mecánicas se muestran en la tabla 5.4 (8)

F-1140 (C-45)	0,40	0,15	0,40	<=	<=
Bruto de laminación	0,50	0,30	0,70	0,040	0,040

APLICACIONES:	Especialmente apta para vástagos de hidráulica y neumática, bulones, columnas, ejes, etc.				
----------------------	---	--	--	--	--

Tolerancia:	Ø ISO f-7	TABLA DE TOLERANCIAS f7 Ø (en mm.)			
Rectitud:	0,5 ÷ 2000 mm.	> 3	< 6	-0,010	-0,022
Esesor cromo:	Ø 6 ÷ 20 15/19 µ	> 6	< 10	-0,013	-0,028
	Ø20 ÷ 180 20/25 µ	> 10	< 18	-0,016	-0,034
Dureza del cromo:	66 ÷ 68 HRC	> 18	< 30	-0,020	-0,041
Superficie:	Ø 6 ÷ 20 Ra 0,10 ÷ 0,15 µ	> 30	< 50	-0,025	-0,050
	Ø 20 ÷ 180 Ra 0,8 ÷ 0,12 µ Rugosidad Máx. 0,25 µ	> 50	< 80	-0,030	-0,060
		> 80	< 120	-0,036	-0,071

	F-1140 (C-45)	42 CrMo 4 (F-1252)
Límite elástico (Rs) Mín.:	340 N/mm²	735 N/mm²
Carga de rotura (Rm) Mín.:	520 N/mm²	900 N/mm²
Alargamiento % mínimo:	16	14
Soldabilidad:	Buena	Buena

Tabla 5.4

Su tensión de fluencia es :

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

5.3- Selección de la bomba hidráulica

Se escoge una bomba de desplazamiento fijo de tipo engranaje como el de la figura 5.4. Este tipo de bomba se usa comúnmente en los circuitos industriales básicos de aplicación mecánica de la hidráulica.

Bombas-Desplazamiento fijo

Engranaje

PGP 500, 600



- Altas prestaciones.
- Alta eficiencia.
- Bajo ruido a altas presiones de trabajo.
- Montaje y conexiones universales.
- Opción de válvula integrada.
- Misma conexión para diferentes configuraciones de bomba.

Figura 5.4

Tipo PGP 502	0008	0012	0016	0021	0025	0033	0036	0043	0048	0058	0062	0079	
Cilindrada (cm ³ /rev)	0.8	1.2	1.5	2.1	2.5	3.3	3.6	4.3	4.8	5.8	6.2	7.9	
Presión máx. continuo (bar)	275	275	275	275	275	275	250	210	160	160	150	120	
Velocidad máx. de trabajo (rpm)	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500	
Peso (kg)	1.1	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6	

Tabla 5.5

Se selecciona la bomba PGP 502-0058 del catálogo de la bombas (tabla 5.5) (9). Sus características son:

$$P_{max} = 160 \text{ bares}$$

$$n = 3000 \text{ rpm}$$

$$Q_{bomba} = 17,4 \frac{l}{min}$$

Con estos datos calculamos la potencia necesaria de la bomba y el tiempo de extensión de la máquina.

Potencia de la bomba

Suponiendo que el rendimiento total de la bomba se encuentra dentro del intervalo (0,8-0,95) la potencia de la bomba será de aproximadamente:

$$N = 5 \text{ KW}$$

Timepo de extensión de la plataforma

Se calcula el tiempo de extensión de la máquina con el volumen de avance y el caudal de la bomba.

$$t_{ext} \approx 15s$$

Esquema de funcionamiento básico del cilindro hidráulico

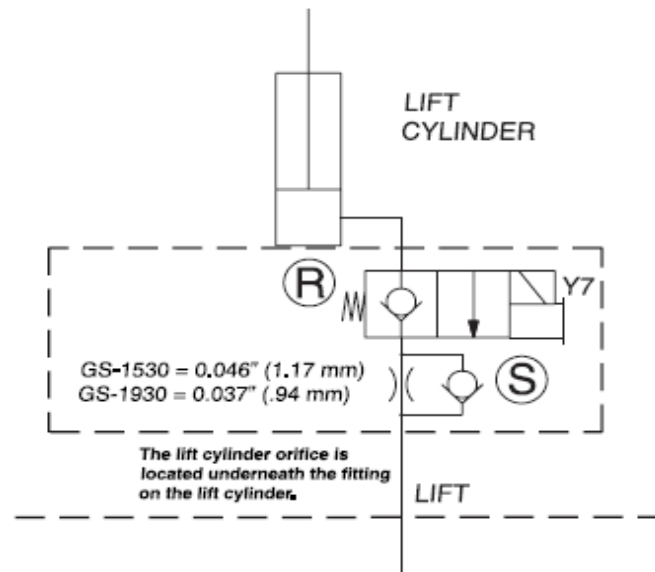


Figura 5.5 Service manual Genie -1530 (5)

En el estado 1, la posición en la que se encuentra la válvula distribuidora 2/2 de la figura 5.5, se alimenta al cilindro hidráulico mediante la línea de alimentación que proviene de la bomba. Esta válvula distribuidora consta de una válvula anti-retorno en el estado 1, por lo tanto cuando deje de alimentarse la línea, el cilindro se mantiene en la posición en la que se encuentra. Cuando se acciona la válvula distribuidora y se cambia al estado 2, la presión que se experimenta en el lado del vástago por el peso de la carga, empuja el émbolo descargando el fluido a través de la válvula distribuidora y pasando por una válvula de regulación de caudal, para que el retorno no se realice de golpe.

El tiempo de retroceso de la máquina dependerá de la válvula reguladora de caudal instalada.

5.4- Cálculo del espesor de la pared del cilindro hidráulico

El material de la pared del cilindro será de tubo laminado en caliente con la cara interior lapeado, sin soldadura, de acero de precisión, calidad E 355.

Para el cálculo de tensiones en la pared del cilindro se utilizará la teoría de cilindros de pared delgada y de pared gruesa.

5.4.1- Cilindro de pared delgada

La condición que debe cumplir el cilindro es que el espesor "e" sea:

$$e < \frac{D_{pist}}{40}$$

Al realizar los cálculos aplicando la teoría de pared delgada (Anexo 1, punto 4.4.1) el espesor resulta:

$$e = 8,1mm > \frac{D_{pist}}{40}$$

Por lo tanto no se cumple y se pasa a estudiar la teoría de pared gruesa.

5.4.2- Cilindro de pared gruesa

La condición que debe cumplir el cilindro es que el espesor sea:

$$e \geq \frac{D_{pist}}{40}$$

Al realizar los cálculos (Anexo 1, punto 4.4.2) el espesor resultante es:

$$e = 11,8 \text{ mm} \geq \frac{D_{pist}}{40}$$

Por lo tanto se cumple el modelo.

A continuación se selecciona en el catálogo de tubos para cilindros hidráulicos de la tabla 5.6 (10) un espesor de 12,5 mm, quedando las dimensiones finales del cuerpo del cilindro hidráulico de la siguiente manera:

$$D_{interior} = 80 \text{ mm}$$

$$D_{exterior} = 105 \text{ mm}$$

○ Gama dimensional de tubos acabados interiormente para cilindros oleohidráulicos. Dimensiones en métrica.

■ DIN-2391 "BK+S" St-52 / E355 LAPEADO INTERIOR H-8. (SIN SOLDADURA)

■ DIN-2393 "BK" St-52 / E355 ESTIRADO BRILLANTE INTERIOR H-9. (SOLDADOS)

Diámetro interior mm.	Espesor / diámetros exteriores (mm).							
	5	6	7,5	10	12,5	15	17,5	20
20		30						
25	35	35						
30	40	40	42		45		50	
32	42	42						
35	45	45		50		55		
40	50	50	52	55		60		
45	55	55	57	60		65		
50	60	60	62	65	65	70		
55	65	65		70	70	75		
60	70	70	72	75	75	80	90	
63	73		75	75	78	83		
65	75	75		77	80	85		
70	80	80	82	82	85	90	95	100
75	85	85		87	90	90	95	100
80	90	90	92		95	95	100	105

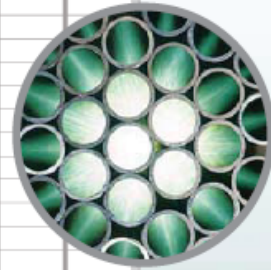


Tabla 5.6

6- Cálculo de la sección de los pasadores

El criterio utilizado para hallar las secciones de los pasadores y la selección de sus materiales se hará aplicando 3 cálculos:

- Cálculo a cortante directo según el criterio de Tresca.
- Cálculo por aplastamiento según el criterio de tensión normal máxima.
- Cálculo a flexión según el criterio de Von Mises

La estructura de tijeras dispondrá de 4 tipos de pasadores:

- 1) 6 Pasadores que constituyen puntos de unión entre tijeras.
- 2) 2 Pasadores del anclaje del cilindro hidráulico a las tijeras
- 3) 2 Pasadores cortos que constituyen puntos de unión entre las tijeras del medio
- 4) 4 Pasadores que están situados en los extremos de la estructura (2 en la base de la máquina y 2 en la base de la plataforma de trabajo.)

La metodología de cálculo de los pasadores se resume en 4 puntos:

- Se localiza el pasador más solicitado dentro de los 4 tipos de pasadores anteriormente descritos.
- Se aplica uno de los 3 criterios de cálculo y se dimensiona la sección, eligiendo el material apropiado y buscando en los catálogos de perfiles.
- Se comprueba que los otros 2 cálculos son aptos.
- Si algún cálculo no es apto, se recalcula la sección con el cálculo más restrictivo.

La aptitud del cálculo significa que el coeficiente de seguridad sea mayor o igual a 3 o que la tensión de trabajo resultante sea inferior a la tensión de trabajo máximo.

6.1- Selección del material de los pasadores

Se escoge un acero F-1140 endurecido mediante templado y revenido con rectificado posterior que se determinará en función de la tolerancia exigida por los cojinetes de deslizamiento. Sus características mecánicas se muestran en la tabla 6.1 (11)

CARACTERÍSTICAS MECANICAS ESTIRADO EN FRIO (+C) Y ESTIRADO+RECTIFICADO (+SL) EN 10277-2:2000

Diámetro	R N/mm ²	RP 0,2 N/mm ²	A %	Dureza HB
De 5 a 10 mm	750/1050	565 Mínimo	5 Mínimo	225/319
De 10 a 16 mm	710/1030	500 Mínimo	6 Mínimo	218/311
De 16 a 40 mm	650/1000	410 Mínimo	7 Mínimo	200/298
De 40 a 63 mm	630/900	360 Mínimo	8 Mínimo	192/271
De 63 a 100 mm	580/850	310 Mínimo	8 Mínimo	172/253

tabla 6.1

Se escoge el rango de diámetro que va de 16 a 40 mm, por lo tanto la tensión de fluencia del material es:

$$\sigma_F = 410 \text{ Mpa}$$

Los extremos de los pasadores irán mecanizados (ranurado) de tal manera que se pueda insertar un anillo elástico de seguridad. Junto al anillo irá una arandela para mantener la posición tanto del pasador como los cojinetes deslizantes, que irán alojados dentro de los tubos soldados a las barras de las tijeras. El material tanto del anillo elástico de seguridad como el de la arandela será un acero inoxidable DIN 14028 ya que son elementos importantes para la seguridad de la estructura.

NÚMERO MATERIAL	DESIGNACION EN 10088	ASTM	C	COMPOSICION QUÍMICA (VALORES ORIENTATIVOS EN %)								Otros	DUREZA		LELASTICO R.TRACCION		A
				Si máx	Mn máx	P máx	S	Cr	Ni	Mo	Estado de suministro		HB máx	Rp0.2 % N/mm²	Rm N/mm²	% min	
1.4028	X30Cr13	420	0,26-0,35	1,00	1,50	0,04	0,030	12,00-14,00				A	245	-	máx 800	-	
												QT 850	-	650	850-1000	10	

Tabla 6.2 Características mecánicas del anillo elástico de seguridad y arandela. (12)

Su tensión de fluencia es : $\sigma_f = 650 \text{ MPa}$

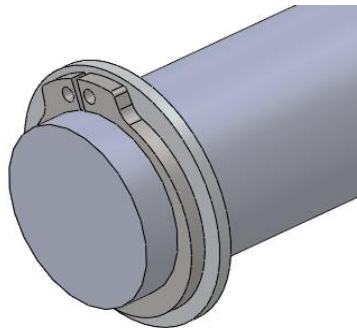


Figura 6.1 Anillo elástico de seguridad y arandela en el pasador.

A continuación se realiza un breve resumen de los cálculos aplicados.

6.2- Cálculos aplicados

6.2.1- Cálculo por cortante directo

En este cálculo se utiliza la fórmula de cortante directo y se le aplica el criterio de Tresca con el coeficiente de seguridad impuesto.

Tensión cortante directo:

$$\tau_{\text{trabajo}} = \frac{F}{A}$$

Criterio de Tresca:

$$C_{sF} = \frac{\tau_{F\text{pasador}}}{\tau_{\text{trabajoMAX}}} = 3$$

Dependiendo de si se usa este cálculo para dimensionar o para comprobar se puede:

- Hallar la tensión cortante de trabajo máximo y a partir de ella sacar el área para dimensionar la sección del pasador buscando en un catálogo de perfiles.
- Hallar la tensión de trabajo y compararlo con la tensión de trabajo máximo.

6.2.2- Cálculo por Aplastamiento

Se calcula con el material con menor límite elástico ya que es el material que limita los cálculos. Puede ser el del pasador, el del tubo en el que va alojado el pasador o el del cojinete de deslizamiento.

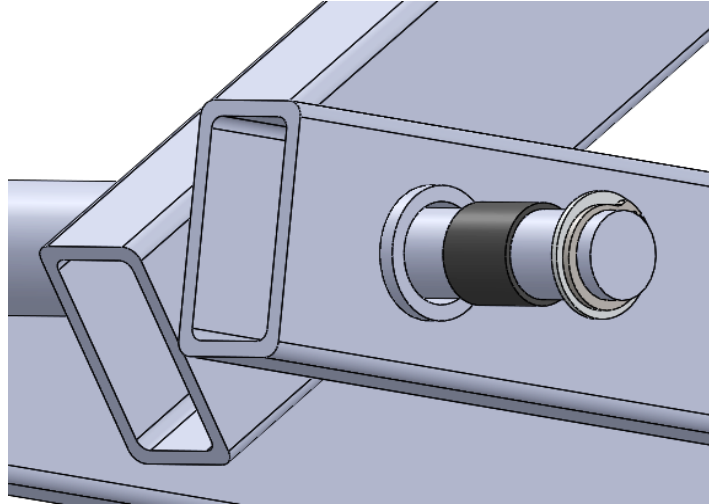


Figura 6.2 Vista de la unión de dos barras

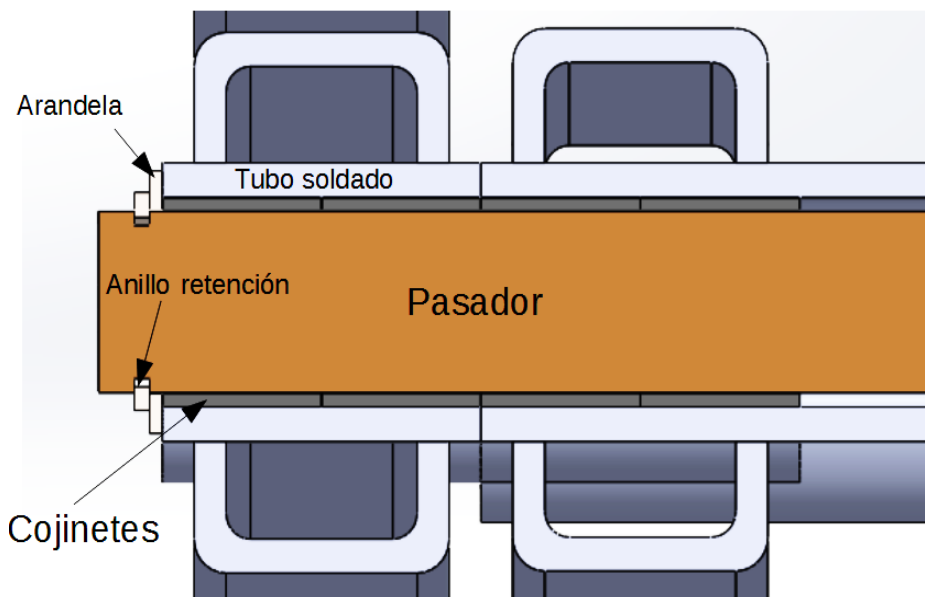


Figura 6.3 Sección de la unión entre dos barras

Como no se saben las características del material del cojinete aún, se coge el límite elástico del material del tubo soldado (acero S335) cuya tensión de fluencia ($\sigma_f = 355 \text{ MPa}$) es menor que el del pasador (acero F-1140 endurecido mediante templado y revenido) $\sigma_f = 410 \text{ MPa}$.

La tensión de aplastamiento se define como:

$$\sigma_{aplas} = \frac{F}{d * e}$$

d = diámetro del pasador

e = representa la longitud de la superficie en contacto con el pasador. Esta longitud es la de los cilindros cortos soldados a las barras como muestra la figura 6.4.

Una vez hallada la tensión de aplastamiento , se compara con la tensión de trabajo máxima que se puede soportar al aplastamiento.

$$\sigma_{trabajo_{MAX}} = \frac{\sigma_f}{C_s}$$

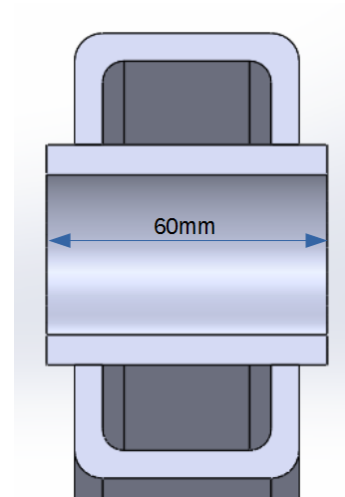


Figura 6.4

6.2.3- Cálculo a flexión según el criterio de Von Mises

Este cálculo sirve para determinar si los pasadores resisten los esfuerzos a flexión. Para ello se hallan los diagramas de esfuerzos de los pasadores y se localizan los valores máximos de estos esfuerzos . Esta labor se realizará utilizando el programa MEFI.

Además se aplicarán fuerzas puntuales y uniformes para observar la diferencia a la hora de dimensionar (Figura 6.5).

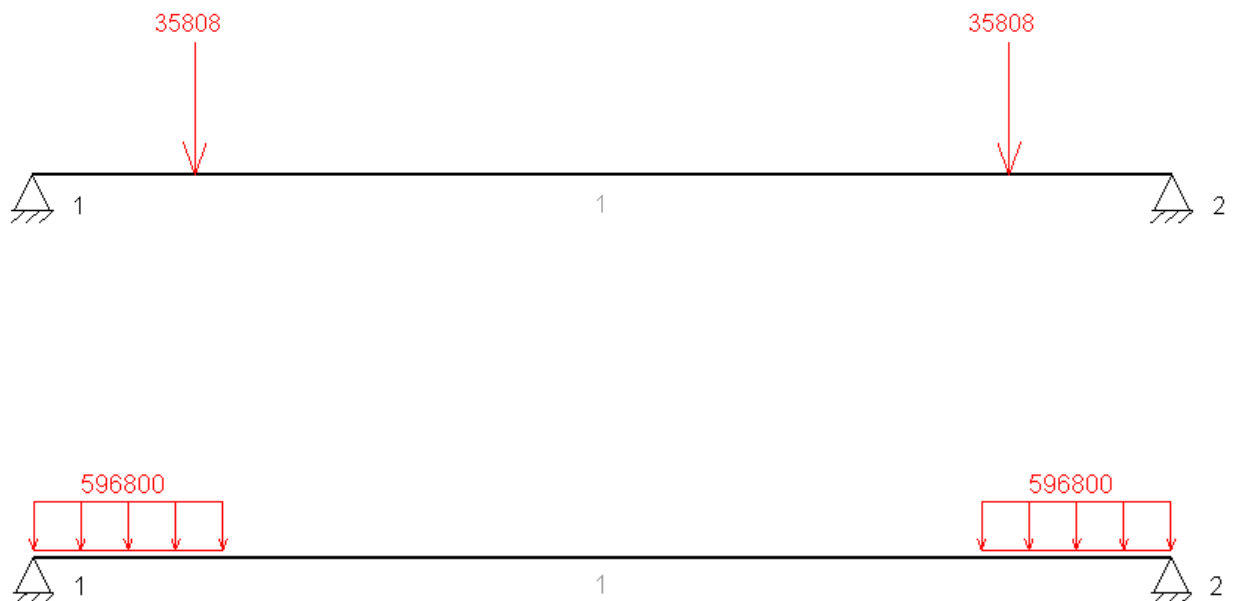


Figura 6.5 Fuerzas puntuales y uniformes

Al igual que en el apartado del cálculo de la sección de las barras, la tensión de trabajo en el punto P de la sección del pasador (figura 6.6) es el más desfavorable. El esfuerzo relevante en

este punto es debido al momento flector, por lo que nos centraremos en sus valores para dimensionar.

En este punto la tensión equivalente de Von Mises es igual a la tensión normal en X producida por el momento flector.

$$\sigma_{Xtrabajo} = \sigma_{XMz} = \sigma_{eqv}$$

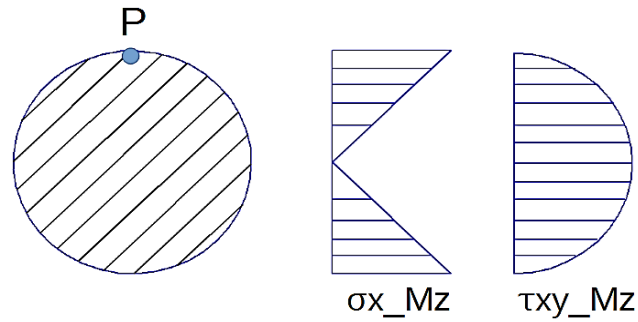


Figura 6.6

Una vez halladas las tensiones de trabajo, se comparan con la tensión máxima de trabajo y se hallan los coeficientes de seguridad para comprobar la aptitud del pasador .

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

6.3-Resultados obtenidos.

6.3.1 - Pasadores de las uniones entre tijeras.

Son 6 pasadores de 500 mm indicados en la figura 6.7 con puntos negros.

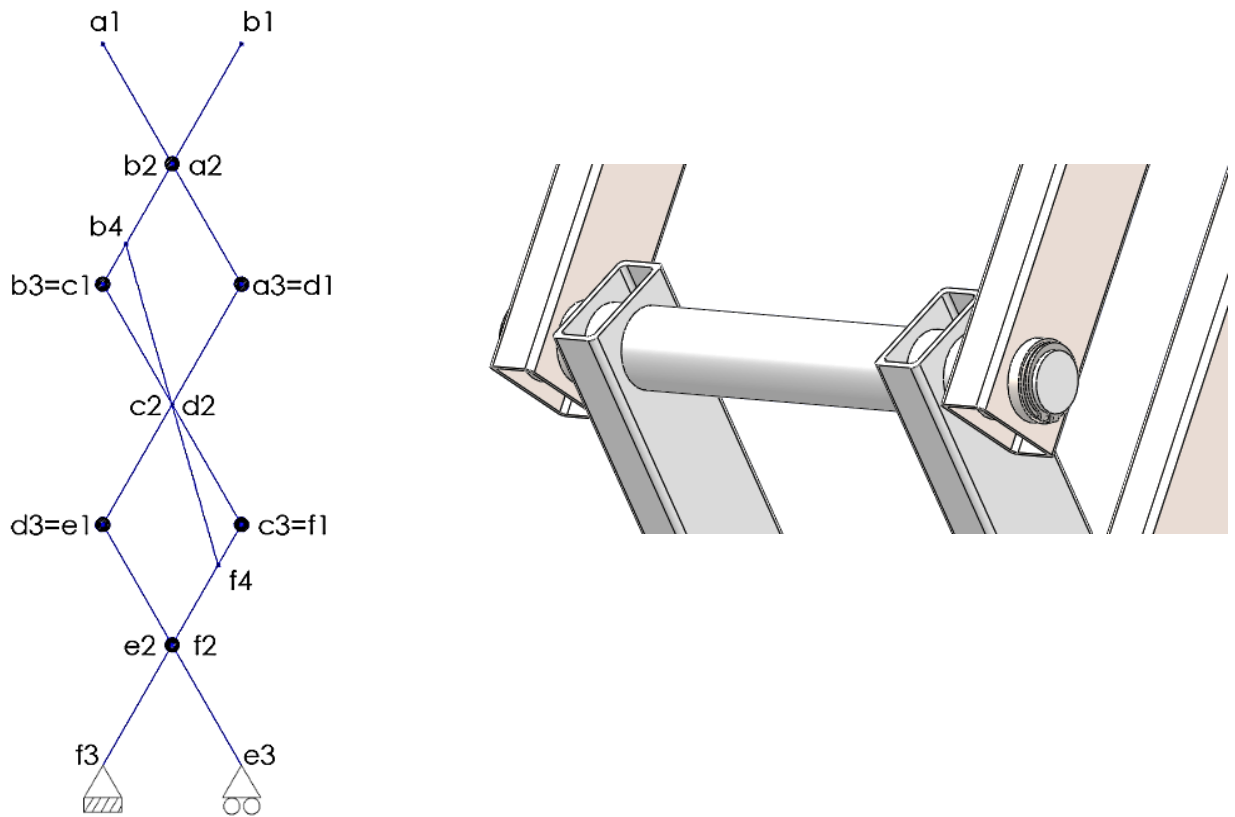


Figura 6.7

Se localiza el punto más solicitado de las seis, que se encuentra en el punto “b3”=“c1” como se reflejó en el apartado del diagrama de sólido libre.

$$F_{b3} \approx 35808N$$

6.3.1.1- Cálculo de la sección del pasador por cortante directo

Se halla la tensión cortante de trabajo máximo y con ella se hallan las características de la sección.

$$\tau_{trabajoMAX} = 68,333 \text{ Mpa}$$

Características de la sección:

$$Diametro = 28mm$$

$$A = 6,16cm^2$$

$$W_z = 2,16cm^3$$

Con esta sección se comprueba la validez de los otros 2 cálculos.

6.3.1.2- Cálculo por Aplastamiento

Se halla la tensión de aplastamiento y se compara con la tensión de trabajo máximo.

$$\sigma_{aplas} = 21,3MPa < 118,33MPa = \sigma_{trabajoMAX}$$

La tensión de aplastamiento es inferior a la tensión de trabajo máximo, por lo tanto el pasador resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

Selección del cojinete de deslizamiento

Este elemento trabaja con tensiones de aplastamiento, por lo tanto una vez conocida esa tensión, se busca un cojinete que aguante tensiones superiores al valor antes calculado (21.3 MPa).

Se utilizarán cojinetes autolubricados en seco con injertos de grafito. Sus dimensiones y tolerancias se muestran en la figura 6.8 (13)

TABLA DIMENSIONES MÉTRICA

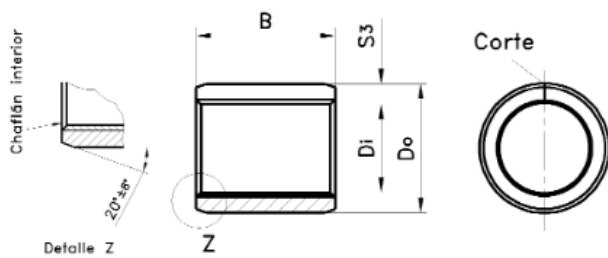


TABLA DE TOLERANCIAS PARA LOS EJES Y ALOJAMIENTOS

Ø eje	Tolerancia
2 a 4	h6
5 a 75	f7
80 a 300	h8

Ø alojamiento	Tolerancia
3 a 6	H6
7 a 305	H7

Referencia	Ø Di	Ø Do	B ±0,25	Código
4520DU	45	50	20	542.738
4530DU	45	50	30	541.821

Figura 6.8

Se escoge el cojinete 4530DU con un diámetro interno de $D_i = 45$ mm y uno externo de $D_o = 50$ mm. Su ancho B es de 30 mm por lo que se insertarán 2 cojinetes en cada tubo soldado a la barra (ó 4 cojinetes, 2 en cada extremo de los tubos largos que unen las barras interiores de las tijeras).

Las características del material se muestra en la figura 6.9 (14)

PROPIEDADES DEL MATERIAL	
Aleación	DIN 1709:81 CuZn25Al5
Densidad	8.2 gr/cm ³
Resistencia a la tracción	770 N/mm ²
Límite elástico	480 N/mm ²
Alargamiento de rotura	8 %
Módulo de elasticidad	110 kN/mm ²
Carga máxima	250 N/mm ²
Velocidad máxima	15 m/min
Coefficiente de fricción	0.04 - 0.10
Temperatura máxima	250 °C
Conductividad térmica	45 - 55 W/(m·K)
Coefficiente de dilatación	1.6 - 2.0 · 10 ⁻⁵ /°C
Conductividad eléctrica	7 - 8 m/(Ω·mm ²)

Figura 6.9

La carga estática máxima es de 250 MPa por lo que no tendrá problemas al aplastamiento.

La tolerancia recomendada para el pasador es f7 mientras que para el agujero, es decir, los tubos soldados a las barras, es de H7. Por ello los tubos y los pasadores irán mecanizados a tales tolerancias.

Una vez halladas las dimensiones de los cojinetes deslizantes se dimensionan los tubos soldados a las barras cuyas medidas serán:

$$D_i = 50 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 60 \text{ mm}$$

6.3.1.3- Cálculo a flexión

Fuerzas puntuales

El momento flector máximo que resulta del análisis es:

$$M_z = 2,15 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Con las características de la sección anteriormente seleccionada, se obtiene un coeficiente de seguridad de:

$$C_s = 0,4 < 1$$

El coeficiente de seguridad es < 1 por lo tanto fallaría el pasador.

Fuerzas uniformes

Cuando se realiza el estudio con fuerzas uniformes, el valor del momento flector, en este caso, resulta la mitad que aplicando fuerzas puntuales.

$$M_z = 1,07 * 10^6 \text{ Nmm}$$

$$C_s = 0,83 < 1$$

Pero el coeficiente de seguridad sigue siendo menor que 1 por lo tanto el pasador fallaría.

En este caso se recalcula la nueva sección con los esfuerzos a flexión y se obtiene una sección con las siguientes características:

$$\text{Diametro} = 45 \text{ mm}$$

$$A = 15,9 \text{ cm}^2$$

$$W_z = 8,95 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto el nuevo coeficiente de seguridad resulta:

$$C_s = 3,4 > 3$$

El coeficiente de seguridad es superior a 3 por lo tanto esta sección es válida.

Se observa en este punto que el cálculo mas restrictivo es el cálculo a flexión, y es por ello que en los demás pasadores se empezará con este cálculo.

Se observa además una diferencia significativa en los resultados aplicando fuerzas puntuales y uniformes. Por lo tanto, el hecho de adoptar el estudio con fuerzas uniformes resultará en un menor sobredimensionamiento. Las tensiones y coeficientes de seguridad resultantes con estas fuerzas son los que se tendrán en cuenta en la comparación con el estudio en SolidWorks.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1 ,punto 5.1.*

En el cálculo de los siguientes pasadores se partirán de las características de la sección halladas en este apartado.

6.3.2 - Pasadores cortos

Sólo hay 2 pasadores e irán situados en la parte central de la tijera del medio, en los puntos "c2" = "d2" (figura 6.10). Su longitud es de 140 mm.

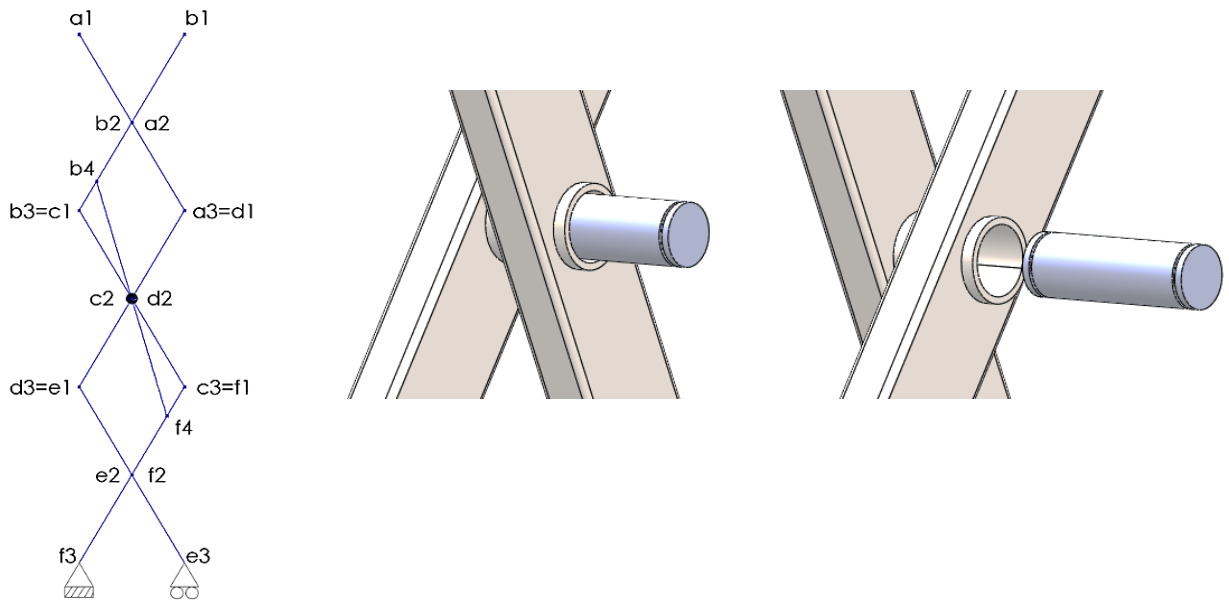


Figura 6.10

La mayor sollicitación en este punto se da cuando la máquina se encuentra en extensión.

$$F_{y_{d2}} = 2894 \text{ N}$$

6.3.2.1- Cálculo por cortante directo

La tensión de trabajo máximo resulta:

$$\tau_{trabajoMAX} = 68,333 \text{ MPa}$$

La tensión de trabajo resulta:

$$\tau_{trabajo} = 1,82 \text{ MPa} \ll 68,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el margen de seguridad es bastante amplio.

6.3.2.2- Cálculo por aplastamiento

La tensión de trabajo máximo es:

$$\sigma_{trabMAX} = 118,33 \text{ MPa}$$

La tensión de aplastamiento resulta:

$$\sigma_{aplas} = 1,07 \text{ MPa} \ll 118,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto hay un amplio margen de seguridad.

En estos pasadores el cálculo a flexión no tiene relevancia ya que el ancho de las dos barras (60 mm + 60 mm) abarca la totalidad del pasador y no se produce flexión.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1 ,punto 5.2*

6.3.3- Pasadores del cilindro hidráulico.

Estos pasadores se localizan en los puntos b4 y f4 como se muestra en la figura 6.11.

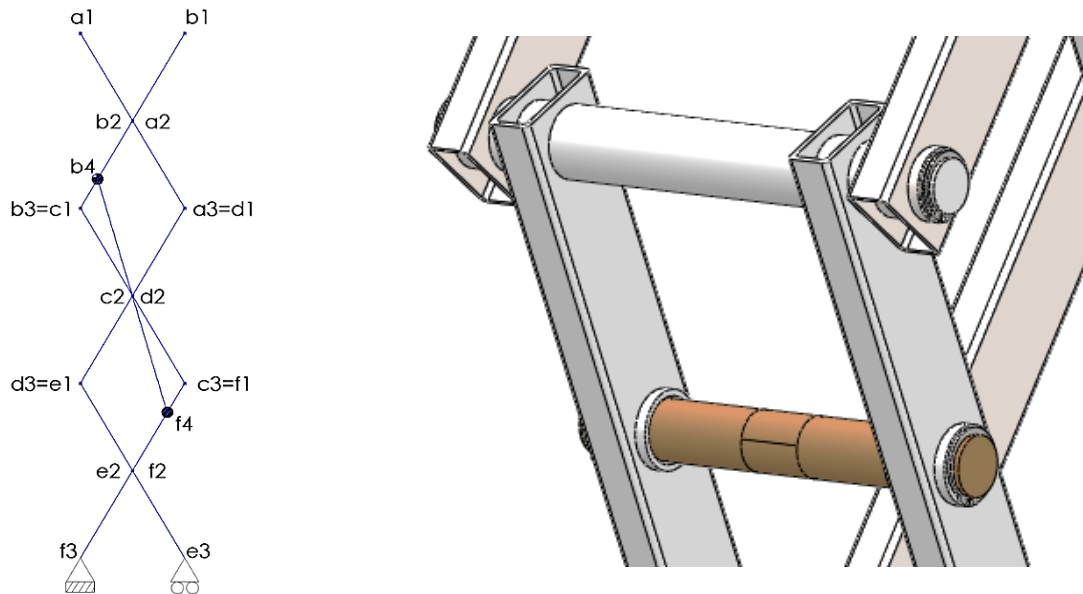


Figura 6.11

Los extremos del cilindro hidráulico de simple efecto serán de apoyos soldados como muestra la figura 6.12. El material de estos apoyos será de acero F-1140.

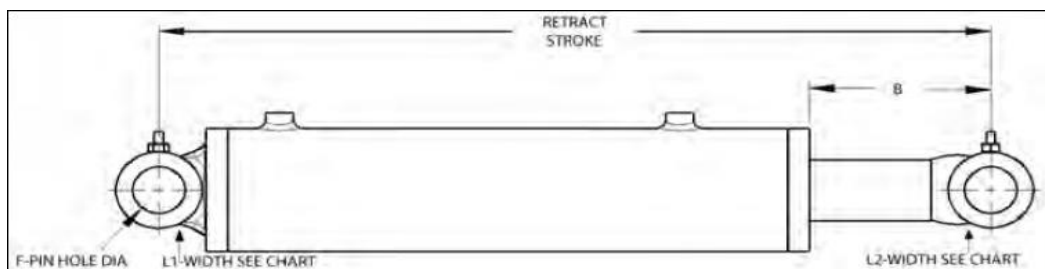


Figura 6.12

Apoyo del vástago: su longitud es de 60 mm (figura 6.13).

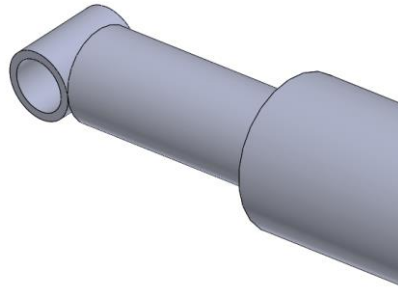


Figura 6.13

Apoyo de la base del cilindro: su longitud será de 90 mm (figura 6.14).

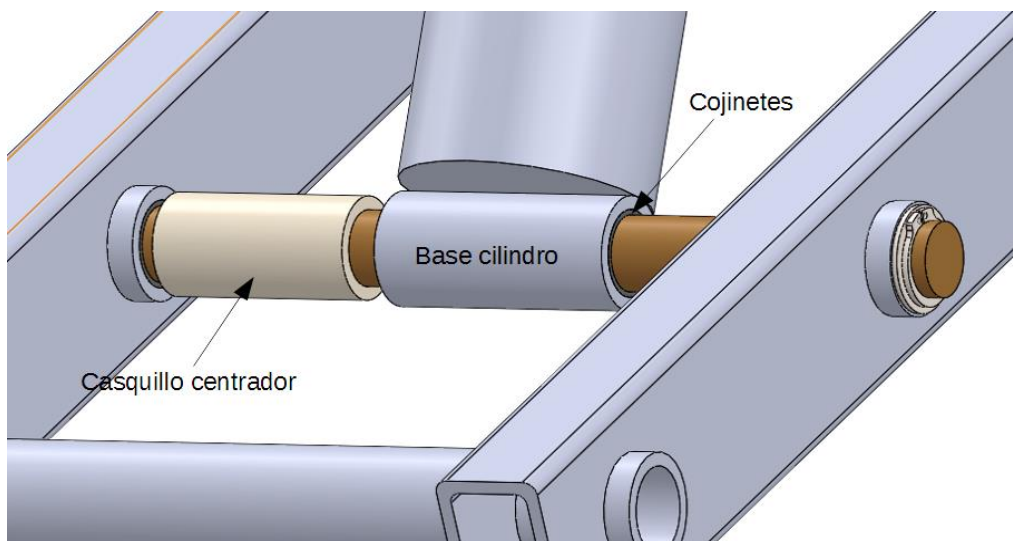


Figura 6.14 localización de componentes

Casquillos Centrales : la función de estos casquillos es centrar el cilindro en el medio de la estructura. El material de estos casquillos será de un acero al carbono común, acero F-1120 dado que sólo tiene la función de centrar el cilindro. La tolerancia será de H9 deslizante.

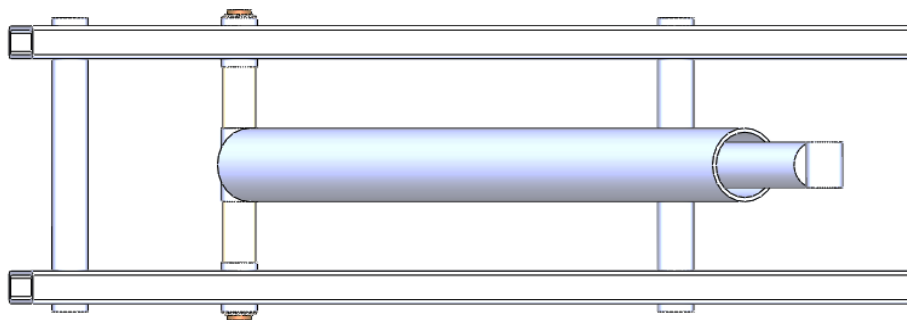


Figura 6.15 Vista superior del montaje del cilindro hidráulico

6.3.3.1- Cálculo por flexión

Se considera inicialmente las mismas características en estos pasadores que las que se consideraron para las uniones de las tijeras (apartado 6.2).

$$\text{Diámetro} = 45\text{mm}$$

$$A = 15,9\text{cm}^2$$

$$W_z = 8,95\text{cm}^3$$

La fuerza considerada en los cálculos es la fuerza máxima del cilindro, que se da en el estado replegada de la máquina.

Fuerza máxima de cilindro :

$$F_{cilMAX} = 61696\text{ N}$$

Fuerzas uniformes

El valor de la fuerza uniforme aplicado al pasador del vástago difiere de la aplicada al pasador de la base del cilindro, ya que los apoyos tienen diferentes longitudes.

Apoyo del vástago

Al realizar el análisis de este pasador, el coeficiente de seguridad resulta:

$$C_s = 1,12$$

Este valor del coeficiente de seguridad indica que el pasador no fallaría. Pero no hay casi margen de seguridad, así que para lograr un coeficiente de 3 como en el resto de los cálculos, se considera un aumento en la sección y un cambio en el material a uno de mayor límite elástico.

Recalculando la nueva sección se obtienen las siguientes características:

$$\text{Diámetro} = 50\text{mm}$$

$$A = 19,6\text{cm}^2$$

$$W_z = 12,3\text{cm}^3$$

El nuevo material seleccionado es un Acero ETG-100, un acero de alto límite elástico, cuyas características mecánicas se muestran en la tabla 6.3 (15)

PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS MECANICAS ESTATICAS

Diámetro	Rm N/mm ²	RP 0,2 N/mm ²	A %	Dureza HRC
De 6 a 70,80 mm	960/1100	865 Mínimo	6 Mínimo	35 Aprox

Tabla 6.3

Su tensión de fluencia mínima es:

$$\sigma_f = 865\text{Mpa}$$

Con estos cambios, el coeficiente de seguridad resulta:

$$C_s = 3,25 > 3$$

Por lo tanto este pasador es válido.

Apoyo de la base

El momento flector del pasador de la base del cilindro es menor que la del vástago:

$$M_{z\text{ BASE}} = 3,01 * 10^6 \text{ Nmm} < M_{z\text{ VASTAGO}} = 3,27 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Por lo tanto este pasador no va a tener problemas en los cálculos de cortante, aplastamiento y flexión ya que el agarre del vástago es el más restrictivo.

6.3.3.2- Cálculo a cortante directo

$$C_{sf} = 27,5 \gg 3$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo a cortante con un buen margen de seguridad.

6.3.3.3- Cálculo por Aplastamiento

$$\sigma_{aplas} = 20.56 \text{ Mpa} < \sigma_{trabajoMAX} = 118,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un buen margen de seguridad.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1 ,punto 5.3.*

Al modificar el diámetro del pasador, también se modifican las dimensiones de los cojinetes de deslizamiento, casquillos centradores y tubos soldados a la barras de las tijeras.

Las dimensiones finales de estos elementos quedan de la siguiente forma:

Dimensiones de los cojinetes deslizantes

Referencia	Ø Di	Ø Do	B ±0,25	Código
5020DU	50	55	20	542.753
5030DU	50	55	30	542.761

Tabla 6.4 Catálogo de cojinetes deslizantes

Seleccionamos el cojinete 5030DU cuyas dimensiones son :

$$D_i = 50 \text{ mm}$$

$$D_o = 55 \text{ mm}$$

Dimensiones de los tubos soldados a la barras

$$D_i = 55 \text{ mm}$$

$$D_o = 65 \text{ mm}$$

Dimensiones de los casquillos centradores

$$D_i = 50 \text{ mm}$$

$$D_o = 60 \text{ mm}$$

Con un diámetro exterior de los tubos soldados de 65 mm, la altura "h" de la sección de las barras rectangulares (80mm) se quedaría justo para albergar estos elementos. Además, no se ha tenido en cuenta los concentradores de tensiones en esta discontinuidad y cuanto más grande sean los orificios en las barras, mayores serán estas tensiones.

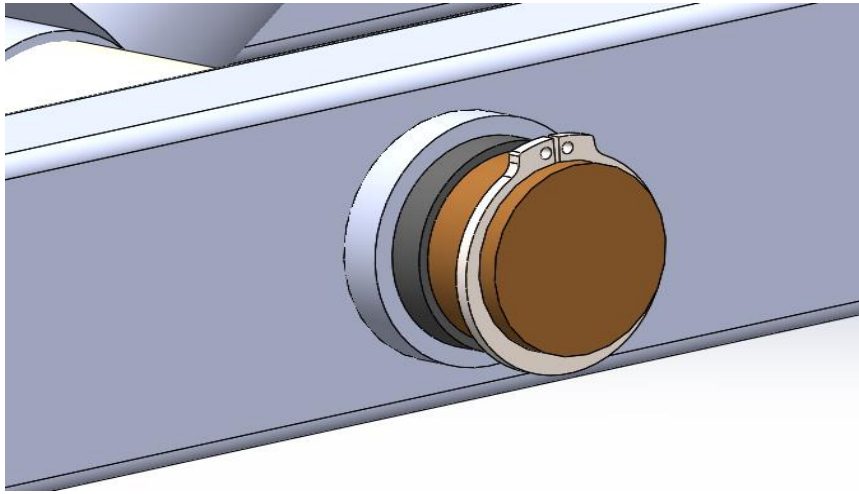


Figura 6.16

Por ello se decide cambiar la sección de las barras de 80 x 40 x 5 mm a una sección con mayor altura 90 x 40 x 4 mm.

6.3.4- Pasadores de los extremos de las tijeras

En la base y en la parte superior de las tijeras van alojados 4 pasadores de 690 mm de longitud (figura 6.17). Los pasadores de los puntos "f3" y "a1" irán fijos mientras que los de "e3" y "b1" serán los móviles.

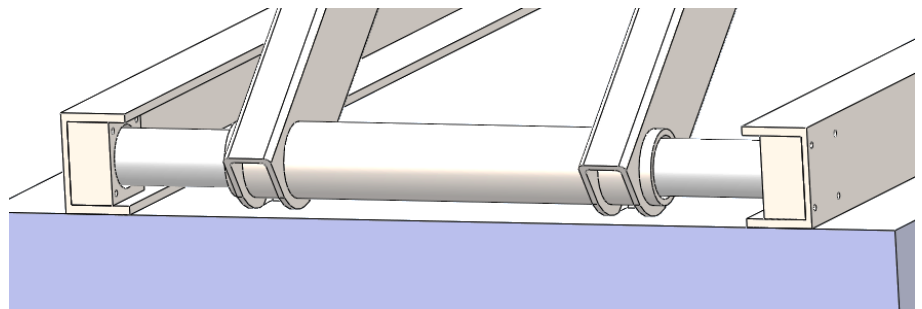
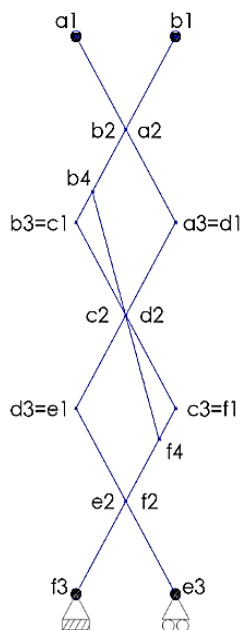


Figura 6.17

La estructura de las tijeras se centrará con casquillos (figura 6.18), de igual forma que se hizo con el cilindro hidráulico. Los del lado de las barras exteriores tendrán una longitud de 35 mm y los del lado de las barras interiores medirán 95 mm.

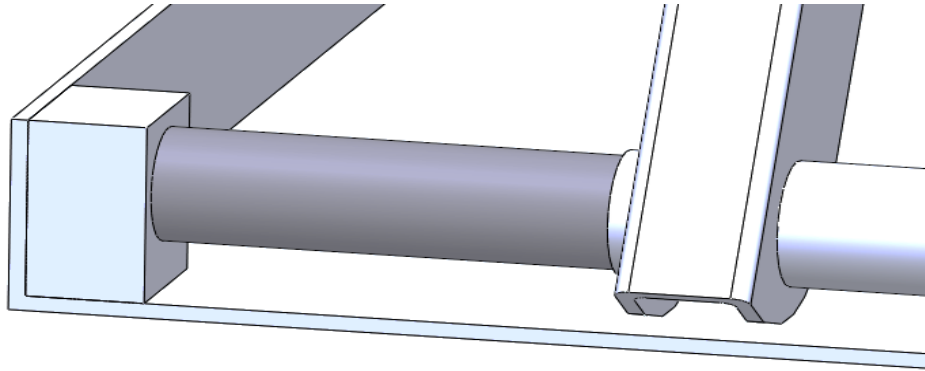


Figura 6.18 casquillos centradores

Los extremos de estos pasadores irán apoyados sobre unos dados, uno de acero y otro de plástico resistente para el deslizamiento (figura 6.19).

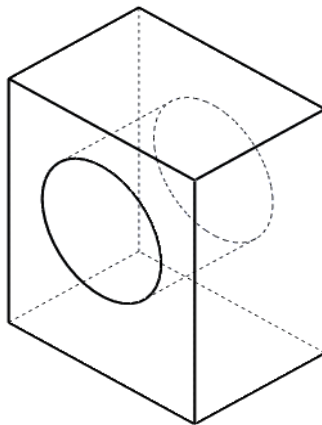


Figura 6.19

Tendrán un agujero de 30 mm de profundidad para alojar un cojinete de deslizamiento.

Para averiguar qué materiales se asignarán a los dados, primero se calcularán los esfuerzos a los que se someten los pasadores.

6.3.4.1- Cálculo a flexión

Los cálculos de este apartado se centran en los pasadores de las barras interiores (figura 6.20), ya que al estar más alejados las barras de los puntos de apoyos (dados), habrá más momento flector que en el pasador de las barras exteriores.

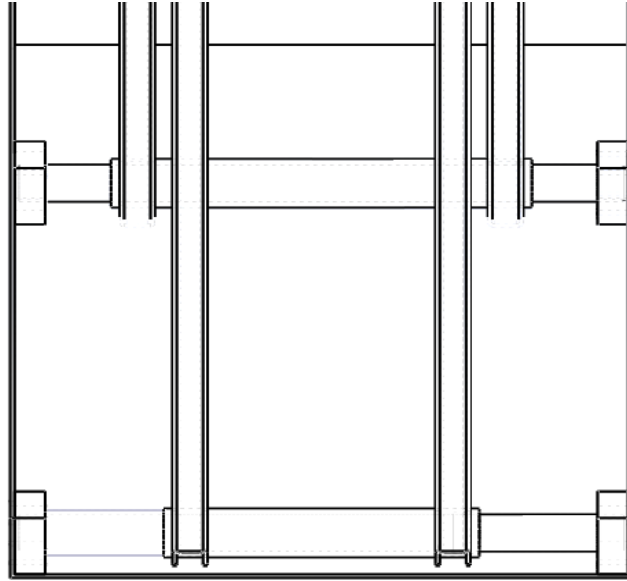


Figura 6.20 diferencias de apoyo entre barras exteriores e interiores

Cuando la plataforma está en extensión se observa una fuerza máxima en estos pasadores de:

$$F_{y_e3} = 2085 \text{ N.}$$

El coeficiente de seguridad resultante del estudio es:

$$C_s = 14 \gg 3$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un buen margen de seguridad.

6.3.4.2- Cálculo por cortante directo

El coeficiente de seguridad resulta:

$$C_s = 157,7 \gg 3$$

Por la tanto resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

6.3.4.3- Cálculo por aplastamiento

$$\sigma_{trabMAX} = 118,33 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{aplas} = 0,77 \text{ MPa} < 118,3 \text{ MPa}$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1, punto 5.4.*

6.3.5- Selección del material de los dados

El material de los dados se seleccionará en función de la tensión de aplastamiento que soportan, ya que los pasadores se apoyan sobre ellos.

6.3.5.1- Dado fijo

La tensión de aplastamiento resultante es:

$$\sigma_{aplas} = 1,4MPa$$

Ya que este elemento sólo tiene que resistir una tensión del orden de 1,4 MPa, se escoge un acero no aleado laminado en caliente, acero S 235. (16)

• Aceros no aleados laminados en caliente:

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 235	235	360 < f_u < 510	215	360 < f_u < 510
S 275	275	430 < f_u < 580	255	410 < f_u < 560
S 355	355	490 < f_u < 680	335	470 < f_u < 630

Tabla 6.5 Características mecánicas acero S-235

Su tensión de fluencia es:

$$\sigma_f = 235Mpa$$

La tensión de trabajo máxima aplicable al dado es:

$$\sigma_{trabMAX} = 78,33MPa$$

$$\sigma_{aplas} = 1,4Mpa < 78.33 Mpa$$

Por lo tanto hay un amplio margen de seguridad.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el Anexo 1, punto 6.

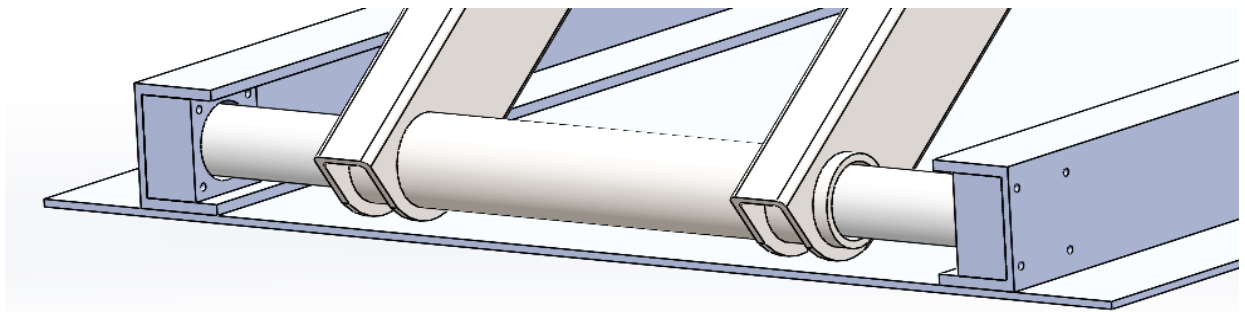


Figura 6.21 vista de sujeción de los dados fijos a los perfiles en U

En este dado se mecanizarán 4 agujeros para insertar pernos que lo sujetarán a los perfiles en "U" que se encuentran soldados a la lámina de acero, como se indica en la figura 6.21.

6.3.5.2- Dado móvil

Este dado será de plástico resistente con buenas características al deslizamiento y al desgaste.

El material proviene del fabricante de la Tabla 6.6 (19) y sus características son:

- Muy bajo coeficiente de fricción.
- Alta resistencia a la abrasión y al desgaste.
- Alta resistencia al impacto.

Technical data sheet



MATROX®

Product characteristics

- Extreme low coefficient of friction
- High abrasion and wear resistance
- High impact strength

Typical field of application

- Environmental and disposal technology
- Lining technology

	Test method	Unit	Value
General properties			
Density	DIN EN ISO 1183-1	g/cm ³	0,93
Water absorption	DIN EN ISO 62	%	<0,01
Flammability (Thickness 3 mm / 6 mm)	UL 94		HB
Mechanical properties			
Yield stress	DIN EN ISO 527	MPa	20
Elongation at break	DIN EN ISO 527	%	>200
Tensile modulus of elasticity	DIN EN ISO 527	MPa	670
Notched impact strength (charpy)	DIN EN ISO 179	kJ/m ²	no break
Shore hardness	DIN EN ISO 868	scale D	63
Wear resistance	Sand-slurry		80
Thermal properties			
Melting temperature	ISO 11357-3	°C	133 - 135
Thermal conductivity	DIN 52612-1	W / (m * K)	0,40
Thermal capacity	DIN 52612	kJ / (kg * K)	1,90
Coefficient of linear thermal expansion	DIN 53752	10 ⁻⁴ K ⁻¹	150-230
Service temperature, long term	Average	°C	-250 ... 80
Service temperature, short term (max.)	Average	°C	130
Heat deflection temperature	DIN EN ISO 306, Vicat B	°C	79

Tabla 6.6

La tensión de fluencia de este material es de 20 MPa por lo tanto resistirá los esfuerzos de aplastamiento. Recordemos del apartado anterior que el dado fijo sólo estaba sometido a 1,4 MPa de tensión como máximo.

6.3.6- Pernos de sujeción

Se seleccionarán tornillos que puedan resistir la fuerza de 2085 N como mínimo, que es la fuerza máxima que se observa en las dos posiciones calculadas en estos puntos.

Estos tornillos están sometidos a esfuerzos cortantes ya que la carga se aplica en el centro de los dados como se muestra en la figura 6.22. y es por ello que se dimensionarán sus secciones a partir de las tensiones cortantes. Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1, punto 7*

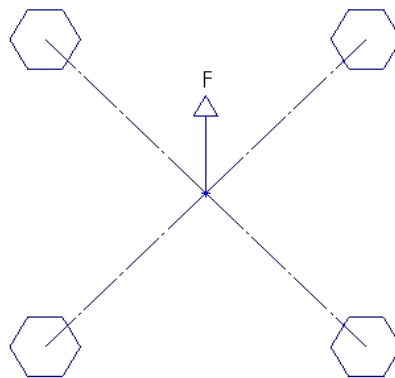


Figura 6.22

Para hallar las secciones de los tornillos se necesitan:

- La fuerza en cada tornillo :

$$F_i = \frac{2085}{4} = 521,25N$$

- Las características mecánicas del tornillo:
- Aplicar el criterio de Tresca con un factor de seguridad de 3

Según la tabla 6.7 (17) correspondiente a la norma ISO 898 se elige un tornillo grado 4,6

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Grado del tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb} \text{ N/mm}^2$	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub} \text{ N/mm}^2$	400	400	500	500	600	800	1000

tabla 6.7

Su tensión de fluencia es:

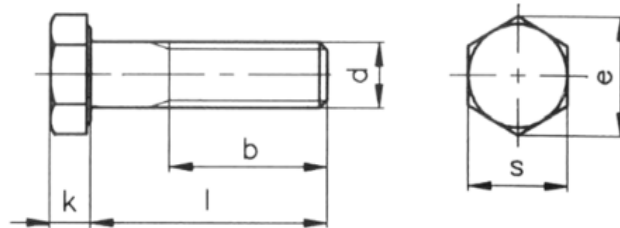
$$\sigma_f = 240 \text{ Mpa}$$

Con los datos anteriormente descritos, resulta un diámetro resistente de:

$$d_{resistente} = 4,07 \text{ mm}$$

Por lo tanto escogemos un tornillo de métrica 5 con su correspondiente tuerca en el catálogo de la figura 6.23 (18)

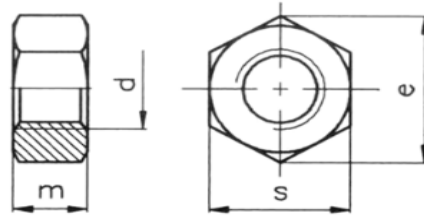
TORNILLO CABEZA HEXAGONAL ROSCA PARCIAL



k	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,7	21	22,5
e	8,79	11,05	14,38	18,9	21,1	24,49	26,75	30,14	33,53	35,72	39,98	45,2	50,85	55,37	60,79
s	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55
b L≤125	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78
b 125<L≤200		24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84
b L>200				45	49	53	57	61	65	69	73	79	85	91	97

L \ d	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-14	M-16	M-18	M-20	M-22	M-24	M-27	M-30	M-33	M-36
30	*	*	*												
35	*	*	*	*											
40	*	*	*	*	*										
45	*	*	*	*	*										
50	*	*	*	*	*	*	*								
55	*	*	*	*	*	*	*								
60	*	*	*	*	*	*	*	*							

Figura 6.23 a



d	s	e	m
M-1,6	3,2	3,48	1,3
M-2	4	4,38	1,6
M-2,5	5	5,45	2
M-3	5,5	6,01	2,4
M-3,5	6	6,58	2,8
M-4	7	7,66	3,2
M-5	8	8,79	4
M-6	10	11,05	5
M-7	11	12,12	5,5
M-8	13	14,38	6,5
M-10	17	18,9	8
M-12	19	21,1	10
M-14	22	24,49	11

Figura 6.23 b

Teniendo en cuenta que la profundidad del dado es de 35 mm y el espesor del perfil en U en la cara a la que va fijado, es de 4 mm, escogemos un tornillo de 45 mm de longitud.

Por lo tanto el tornillo y su tuerca correspondiente son:

- Tornillo cabeza hexagonal 4,6 M5 45
- Tuerca : M-5

Los agujeros de los dados donde van alojados los pernos tienen por lo tanto un diámetro de 5 mm.

Se calcula la tensión de aplastamiento en estos agujeros cuyo valor resulta:

$$\sigma_{aplast} \simeq 3MPa \ll \sigma_{maximo} = 78.3 MPa$$

Por lo tanto no habrá problemas de aplastamiento en esta zona.

7- Diseño de la plataforma de trabajo

La plataforma de trabajo estará formado por 2 partes:

- Base de la plataforma
- Estructura de barras que forman la cesta.

7.1- Estructura de barras de la cesta

La norma UNE-EN 280 especifica que *"la plataforma debe tener un pretil superior a 1,10m de altura mínima, un zócalo de 0,15 m de altura y una barra intermedia a menos de 0,55 m del zócalo o del pretil superior; en los accesos de la plataforma, la altura del zócalo puede reducirse a 0,1 m"*.

Por lo tanto las dimensiones generales aplicados a la cesta son las siguientes:

$$longitud_{máquina} \times ancho_{máquina} \times altura_{pretil} = 1600 \times 770 \times 1100 \text{ mm}$$

Estará formado por barras de tubos cuadrados soldados entre sí como se representa en la figura 7.1

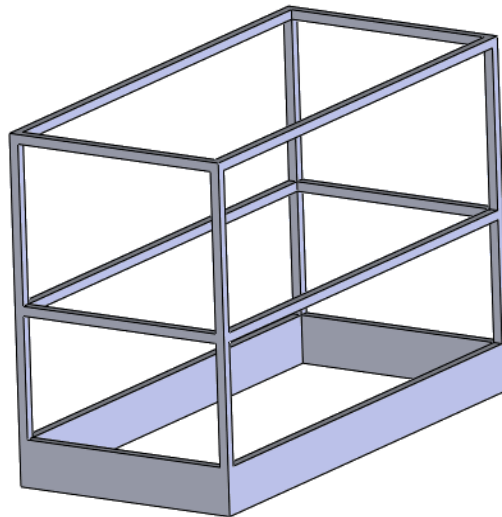


Figura 7.1

7.1.1- Material de la cesta

A la hora de seleccionar el material de las barras que forman la cesta se tiene en cuenta la fuerza manual que pudieran ejercer los operarios en la situación más desfavorable.

Segun la Norma UNE-EN 280:

"El valor mínimo de la fuerza manual M debe ser de 200 N para las PEMP diseñadas para una sola persona y de 400 N para las PEMP diseñadas para llevar más de una persona, aplicado a una altura de 1,1 m. sobre el suelo de la plataforma de trabajo."

Por lo tanto las barras estarán fabricados de un acero normalizado de grano fino S-275 N dado que no estará sometido a cargas superiores a 400 N.

A continuación se establecen unas dimensiones iniciales de las barras y se estudia la situación más desfavorable.

7.1.2- Dimensiones iniciales de las barras que forman la cesta

Barras longitudinales : $1600 \times 3 \times 3 \text{ mm}$

Barras transversales : $770 \times 3 \times 3 \text{ mm}$

Barras verticales: $950 \times 3 \times 3 \text{ mm}$

Zócalos longitudinales: $1600 \times 150 \times 3 \text{ mm}$

Zócalos transversales : $770 \times 150 \times 3 \text{ mm}$.

7.1.3- Estudio de la situación más desfavorable

La situación mas desfavorable se da cuando se aplica los 400 N en el centro de las barras longitudinales, es decir, las barras de 1600 mm.

Se estudia con MEF el momento flector generado en esta situación y se halla el factor de seguridad (*Anexo 1, punto 8*).

Este factor de seguridad resulta:

$$C_s = 8 > 3$$

Por lo tanto tenemos un buen margen de seguridad con el material y perfil seleccionados.

7.2-Base de la plataforma

Estará compuesta de una lámina de acero mas 2 perfiles en U de caras paralelas soldados a la misma (figura 7.2). Estos perfiles servirán como puntos de apoyo para los dados.

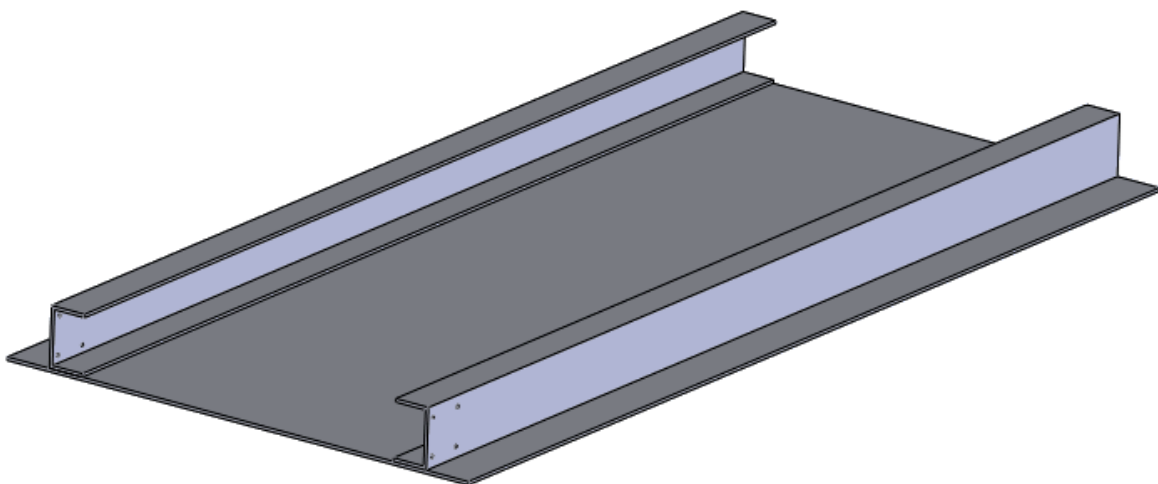


Figura 7.2

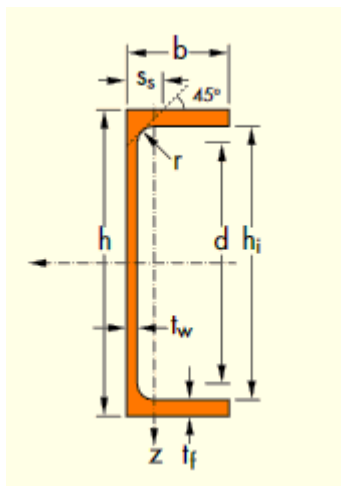
7.2.1- Características de la lámina de acero:

- Material: Acero S 355 N
- Dimensiones: $1600 \times 770 \times 5 \text{ mm}$.

7.2.2- Características de los perfiles en "U" de alas paralelas

- Material: Acero S 355 N
- Dimensiones (tabla 7.1):

G	h	b	t _w	t _f	r	A	h _i	d	Ø	e _{min}	e _{max}	A _L	A _C
kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm ² x10 ²	mm	mm		mm	mm	m ² /m	m ² /t
UPE 80*	7,90	80	50	4,0	7,0	10,1	66	46	-	-	-	0,343	43,45



G	I _y	W _{dy}
kg/m	mm ⁴ x10 ⁴	mm ³ x10 ³
UPE 80	7,90	107 26,8

Tabla 7.1

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$h_i = 66 \text{ mm}$$

$$t_w = 5 \text{ mm}$$

$$W_z = 26.8 \cdot 10^3 \text{ mm}$$

Al tener definidas las características de la sección y el material, se halla el coeficiente de seguridad de los perfiles en U (*Anexo 1, punto 9*):

$$C_s = 14.7 > 3$$

Por lo tanto está asegurado.

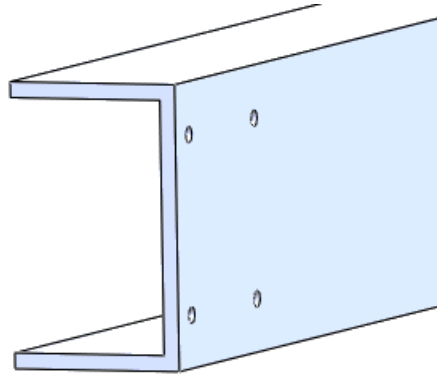


Figura 7.3

Además, en un lado de estos perfiles se perforarán 4 agujeros para anclar el dado fijo con los pernos, como se muestra en la figura 7.3.

El cálculo resistente de la lámina de acero se realizará en el programa SolidWorks ya que se aplican fuerzas sobre una superficie. En este estudio se comprobarán los esfuerzos y deformaciones mediante el método de elementos finitos y en función de los resultados se dará con el material y el espesor adecuados.

7.3- Chasis

Constituye la base de la máquina. En su cara superior irán soldados 2 perfiles U de caras paralelas (al igual que en la base de la plataforma) para apoyar los dados de las tijeras.

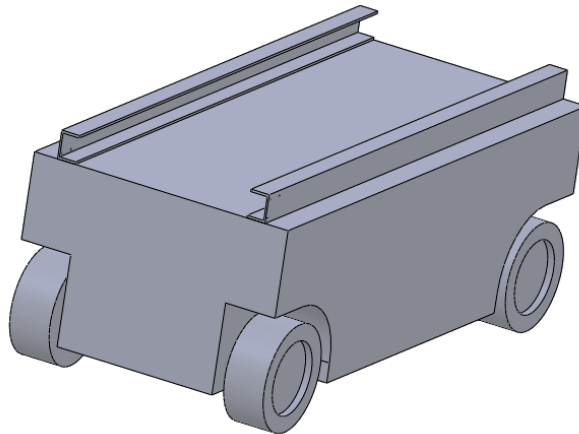


Figura 7.4

8- Cálculo de estabilidad de la máquina

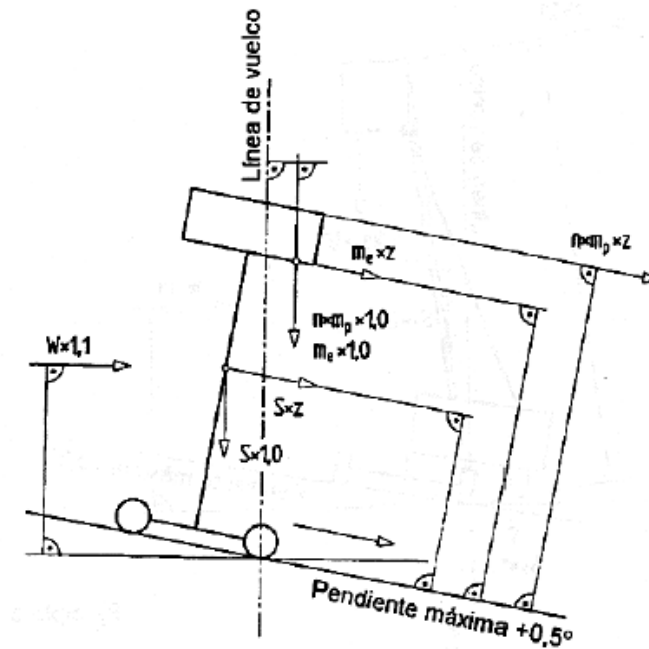
Según la Norma UNE-EN 280 2001, en el cálculo del vuelco de la máquina se debe identificar las diversas posiciones de la PEMP, cargas y fuerzas, que conjuntamente originan las condiciones de estabilidad mínimas.

Las cargas y fuerzas consideradas para el estudio son:

- Cargas nominales: cargas de las personas y equipo.
- Fuerzas manuales.
- Cargas debidas a la estructura.

Las posiciones consideradas para el estudio se muestran en las figuras 8.1 y 8.2.

Vista perfil



Ejemplo 3

Figura 8.1

Vista frontal

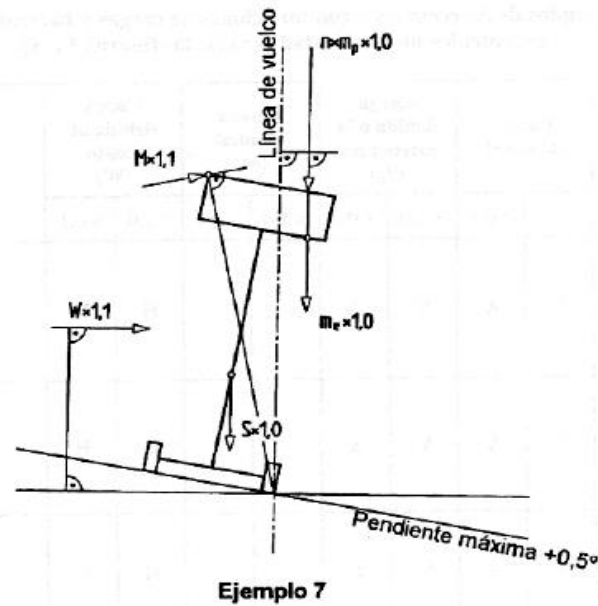


Figura 8.2

En función de la vista a estudiar se colocarán las cargas nominales de una forma u otra para generar la posición más desfavorable.

Además se tendrá en cuenta los siguientes puntos de la norma para el cálculo de estabilidad:

- "Las fuerzas manuales aplicadas para las personas sobre la plataforma de trabajo deben multiplicarse por un coeficiente de 1,1 y considerándose en el sentido y la dirección que cree el mayor momento de vuelco"
- "Las fuerzas creadas por las masas de la estructura y por la carga nominal, que generan momentos de vuelco o de estabilización, deben multiplicarse por un coeficiente de 1,0 y considerándose actuando verticalmente hacia abajo. Para el funcionamiento de la estructura extensible, estas fuerzas deben igualmente multiplicarse por un coeficiente de 0,1 y considerarse actuando en el sentido y la dirección del movimiento que cree el mayor momento de vuelco."
- "La inclinación máxima de la plataforma de trabajo no debe variar mas de 5° respecto de la horizontal o al plano del chasis durante los movimientos de la estructura extensible o bajo el efecto de las cargas y fuerzas de servicio. En caso de fallo debe existir un dispositivo de seguridad que mantenga el nivel de la plataforma con una tolerancia suplementaria de 5°".

Por ello se tomará como valor límite una inclinación de 5° en los estudios, ya que en este proyecto no se estudia ningún dispositivo de seguridad.

Se empieza hallando el centro de gravedad de la máquina para posicionar las masas de la estructura. Se coloca el resto de las cargas como indica la norma y se hallan las distancias de éstas a la línea de vuelco.

Por último se toma momentos respecto al punto “p” indicados en las figuras 8.3 y 8.4 y se observa el signo resultante. Si resulta positivo la máquina no vuelca y si es negativo si.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el *Anexo 1, punto 10*.

8.1- Vista perfil

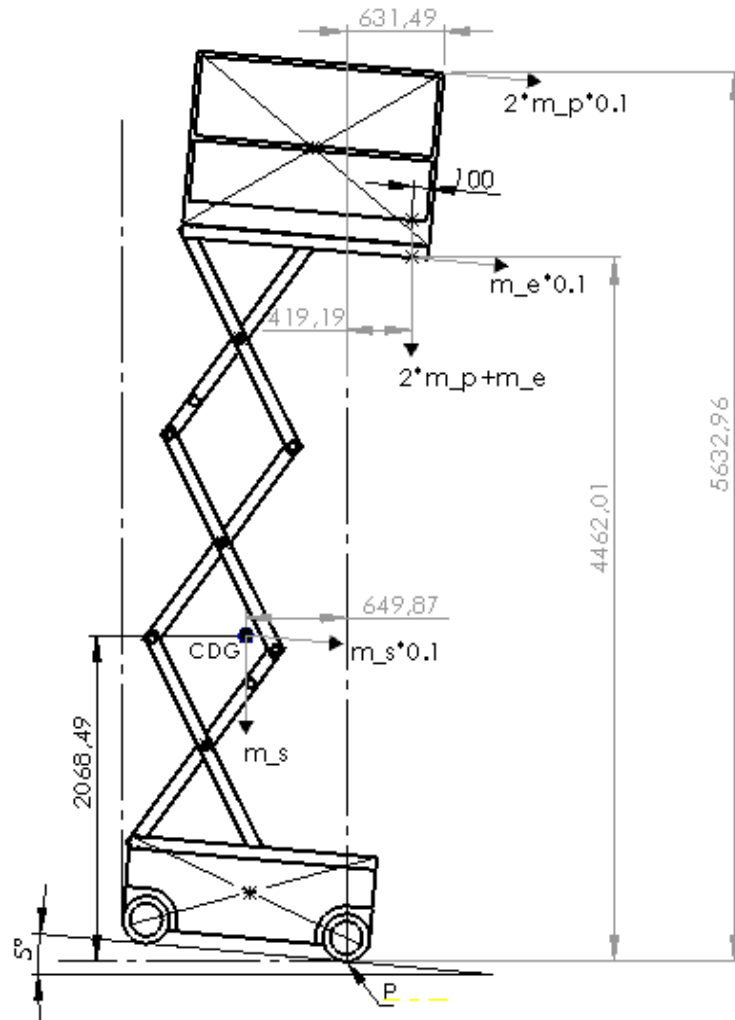


Figura 8.3

Resultado del momento :

$$\sum M_p = 335,8 \text{ Kgm}$$

El momento es positivo, por lo tanto la máquina no volcaría en esta posición con una pendiente de 5°.

8.2- Vista frontal

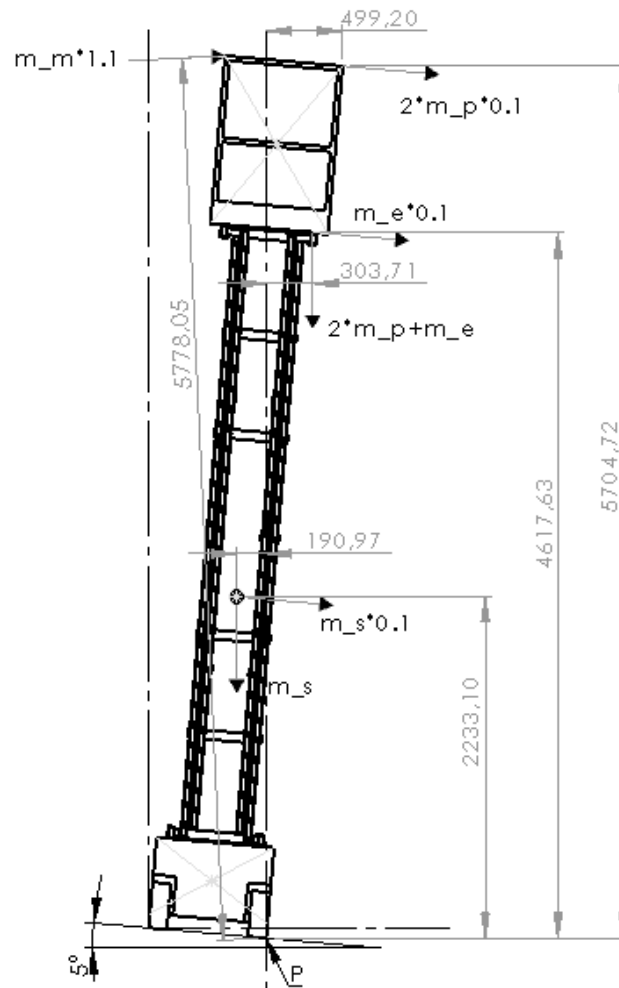


Figura 8.4

Resultado del momento:

$$\sum M_p = -510Kgm$$

El momento es negativo por lo tanto la máquina volcaría con una inclinación de 5 grados en posición frontal.

Para dar con la inclinación máxima permisible en esta posición, habría que ir probando los diferentes valores menores que 5 grados. Al modificar la inclinación, se modifica el centro de gravedad de la máquina así como las distancias de las cargas de la línea de vuelco.

La utilización inclinada de esta máquina, en esta posición, requiere de un dispositivo de seguridad de nivelación. El estudio de este sistema de seguridad está fuera del alcance de este proyecto.

A continuación se comprobará la estabilidad de la máquina estando en plano, aplicando la fuerza manual de los operarios en la situación más desfavorable (figura 8.5).

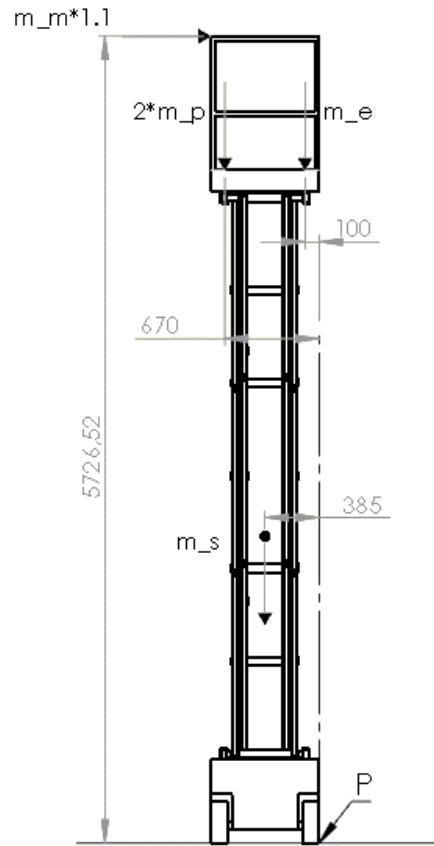


Figura 8.5

Resultado del momento:

$$\sum M_p = 340.37 \text{ Kgm}$$

El momento resulta positivo por lo tanto la máquina no volcaría.

Se concluye pues, que la máquina es estable en plano, y en posición de perfil con una inclinación máxima de 5°.

No es recomendable el uso de la máquina en posición frontal sobre una superficie inclinada, a no ser que tenga instalada un sistema de seguridad.

9- Estudio SolidWorks

El estudio que se realiza en SolidWorks tiene la finalidad de comparar las diferencias y similitudes con lo calculado en el análisis teórico, además de comprobar la aptitud del diseño procurando que los coeficientes de seguridad de los distintos elementos sean mayores a 3. Para ello se tendrán en cuenta unos criterios en el análisis del modelo 3D para lograr una comparación y comprobación adecuada.

Los valores de comparación considerados en este estudio comprenden las reacciones en los apoyos, zonas de tensión máxima, valores de tensión máxima y coeficientes de seguridad.

Por último, en el análisis de los desplazamientos se impodrá un límite, considerándose importante el deplazamiento del elemento si supera el valor de la longitud del elemento dividido entre 250.

$$\text{Límite de desplazamiento} \leq \frac{L_{\text{elemento}}}{250}$$

Lo que se hará en este apartado de la memeoría es comparar los resultados del estudio 3D con los cálculos analíticos.

Los resultados de este estudio se encuentran en el *Anexo 2*.

9.1-Plataforma de trabajo

Como se halló en los cálculos analíticos , la sollicitación máxima de la plataforma se da cuando la máquina está en estado extendida.

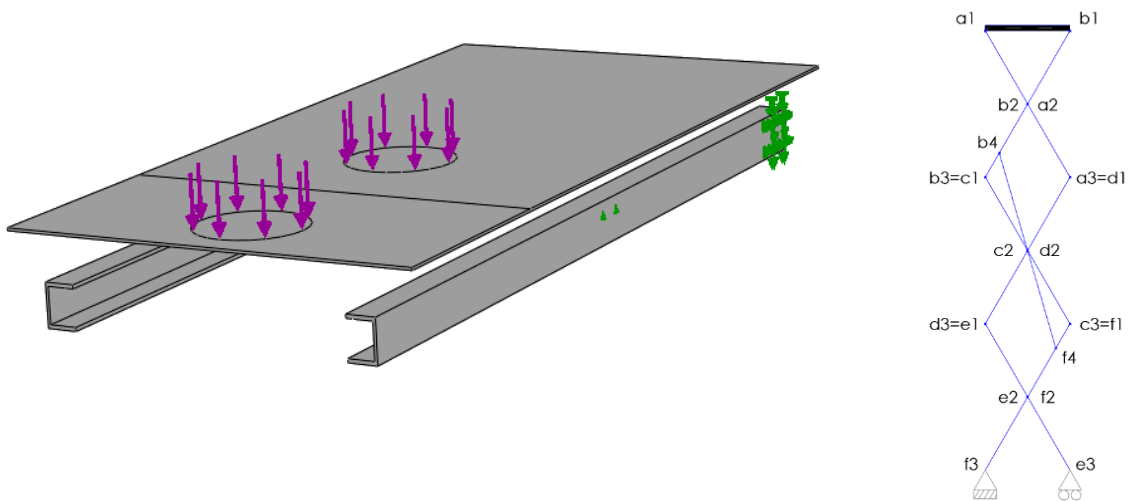


Figura 9.1

9.1.1-Reacciones

Se consideran las reacciones de una lado de la plataforma en el modelo 3D para compararlos con los cálculos analíticos.

SolidWorks (Reacciones de un lado)	Cálculos analíticos
Ry_b1 = 1597.6 N	Ry_b1= 2085 N
Ry_a1 = - 325.3 N	Ry_a1= - 809 N
Resultante = 1272.3 N	Resultante = 1276 N

Tabla 9.1

Como se observa en la tabla 9.1, hay una diferencia en cuanto al reparto de fuerzas entre los puntos a1 y b1, pero la resultante es la misma. La razón es que en teoría se aplican fuerzas puntuales en una barra mientras que en SolidWorks se aplican fuerzas uniformes sobre una lámina de acero que re-distribuye las reacciones de otra manera. Además, la diferencia entre apoyos de los estudios influye.

9.1.2- Zona de tensión máxima

Las fuerzas aplicadas a la lámina son transmitidas a los perfiles en U que actúan como la barra que va de “a1” a “b1” (figura 9.1) considerado en los cálculos analíticos. Son éstos perfiles los que aportan rigidez a la plataforma aumentando su momento resistente.

Si comparamos la zona donde se dan las mayores tensiones en los perfiles en U , vemos que coincide con la zona de máximo momento flector en los cálculos analíticos (Figura 9.2).

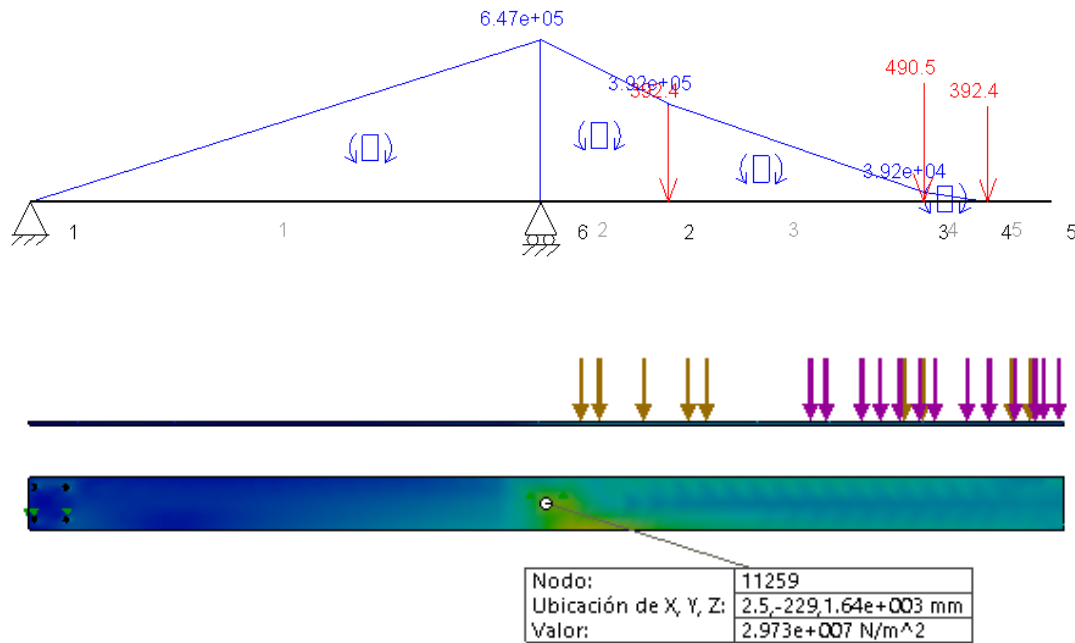


Figura 9.2

9.1.3- Tensión máxima en los Perfiles U

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Tensión de Von Mises (MPa)	29.7	24.14
Coeficiente seguridad	11.9	14.7

Tabla 9.2

Se observan valores de tensiones similares en ambos estudios.

9.1.4- Tensión máxima en la lámina de acero

	SolidWorks
Tensión de Von Mises (MPa)	34.7
Coeficiente seguridad	10.23

Tabla 9.3

Es en la lámina de acero donde se experimenta la mayor tensión de trabajo, por lo tanto el menor coeficiente de seguridad del subensamblaje, con un valor de 10.23.

9.1.5- Desplazamiento

El desplazamiento máximo observado se encuentra en la lámina de acero con un valor de 2.86 mm

$$\text{Límite desplazamiento} = 3.08 \text{ mm}$$

Por lo tanto se encuentra dentro del límite impuesto.

A la vista de los resultados se concluye que el subensamblaje está asegurado.

9.2- Pasadores situados en los extremos de la estructura

9.2.1- Pasador con dados de plástico

Estos pasadores se localizan en los puntos b1 y e3. Su sollicitación máxima ocurre cuando la máquina se encuentra en estado extendido con un valor de:

$$F_{y_{b1}} = F_{y_{e3}} = 2085 \text{ N}$$

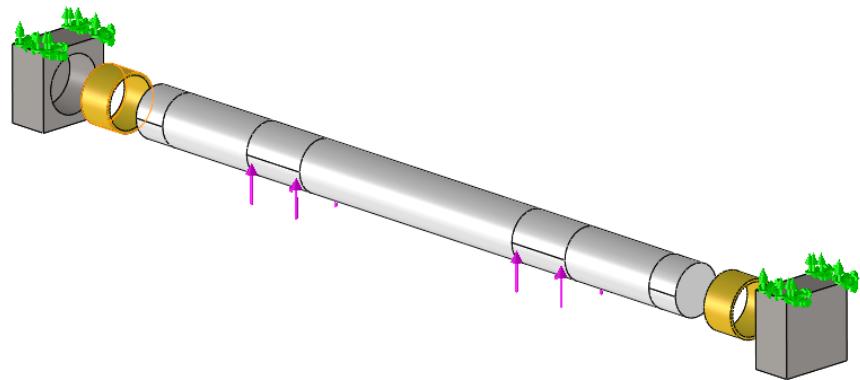
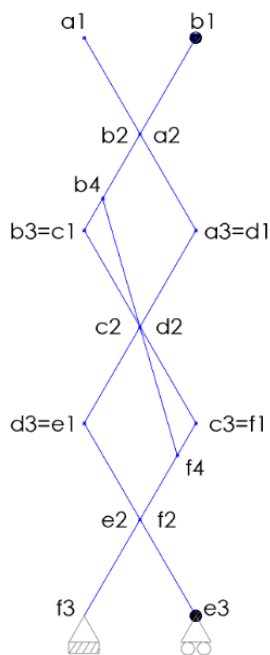


Figura 9.3

9.2.1.1- Pasador

Comparación de las zonas de tensión máxima

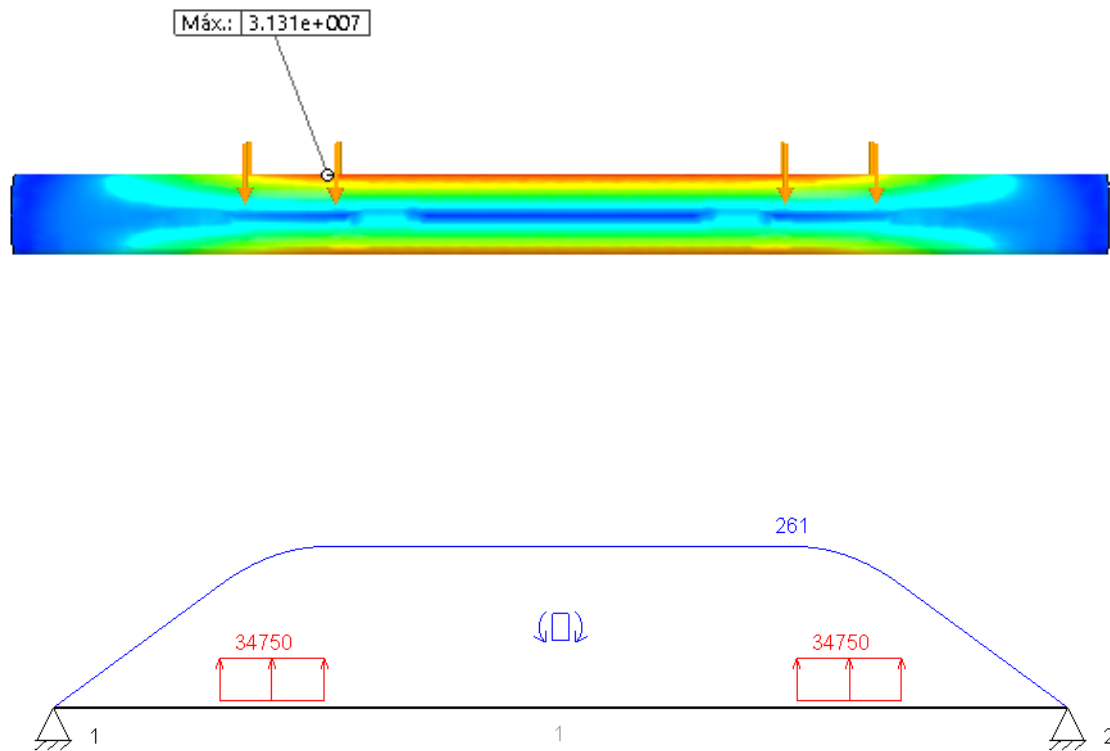


Figura 9.4

Como se observa en la figura 9.4, las zonas donde se dan las tensiones máxima coinciden, localizándose en el centro de la barras.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Reacción en apoyos (N)	2085	2085
Tensión de Von Mises max (MPa)	31.3	29.16
Coeficiente seguridad	13.1	14

Tabla 9.4

Se observa que los valores son similares en ambos estudios. Esto es debido a que el pasador se apoya en dados de plástico, los cuales actúan como los apoyos articulados considerados en el análisis teórico.

Desplazamiento del pasador

$$\text{Límite desplazamiento} = 2.44 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el pasador es de :

$$\delta = 0.28 \text{ mm} < 2.44 \text{ mm}$$

En los siguientes 2 elementos del subensamblaje (cojinete deslizante y dado de plástico) se compara la tensión en el eje Y (figura 9.5) en SolidWorks con la tensión de aplastamiento en los cálculos teóricos, ya que el valor de la tensión de Von Mises en el programa difiere bastante del valor de los cálculos realizados. Esto es debido a que en los cálculos teóricos, con el cálculo por aplastamiento, no se tiene en cuenta la combinación de esfuerzos a los que está sometido realmente el elemento en contacto con los otros elementos, ni los factores que generan concentración de tensiones como aristas, orificios, condiciones de apoyo, etc.

Por ello además, se comparará la tensión de los elementos de forma que no se tenga en cuenta las zonas de concentrador de tensiones.

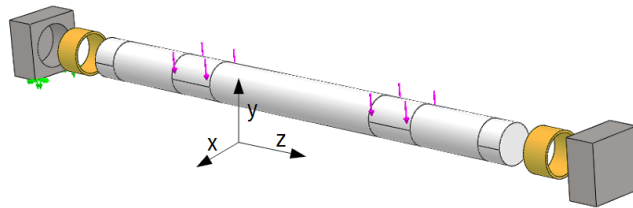


Figura 9.5

9.2.1.2- Cojinete deslizamiento

	Cálculos analíticos (Tensión de aplastamiento)	SolidWorks
Tensión de trabajo (tensión en Y)	1.5 MPa	2 MPa

Tabla 9.5

9.2.1.3- Dado plástico

	Cálculos analíticos (Tensión de aplastamiento)	SolidWorks
Tensión de trabajo (tensión en Y)	1.4 Mpa	1.31 MPa

Tabla 9.6

Como se observa , los valores sin tener en cuenta los concentradores de tensiones son similares a los calculados en el análisis teórico.

9.2.2- Pasador con dados de acero

Corresponden a los pasadores de los puntos a1 y f3.

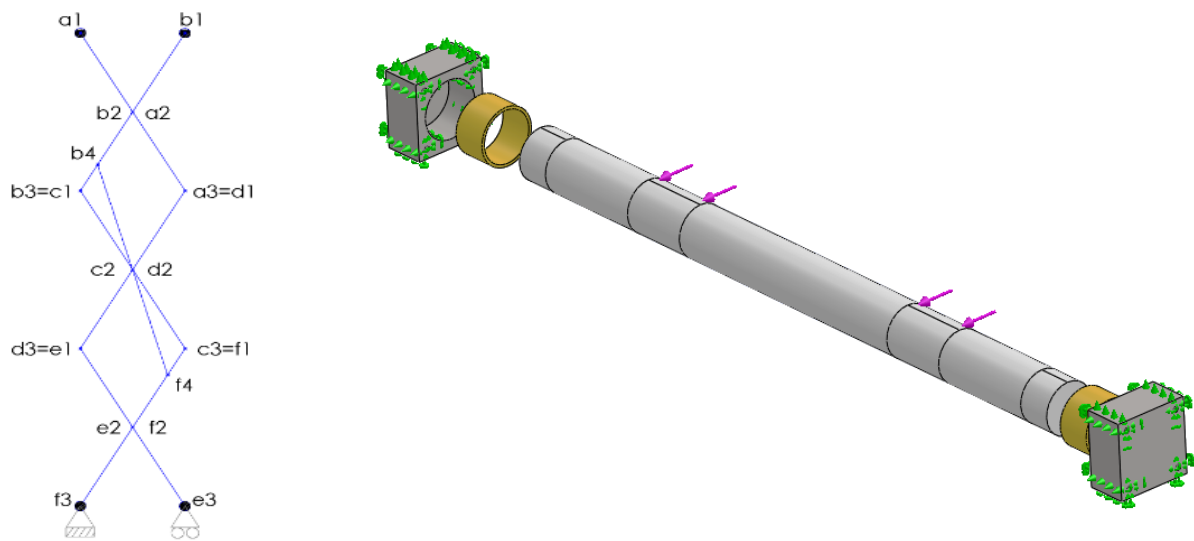
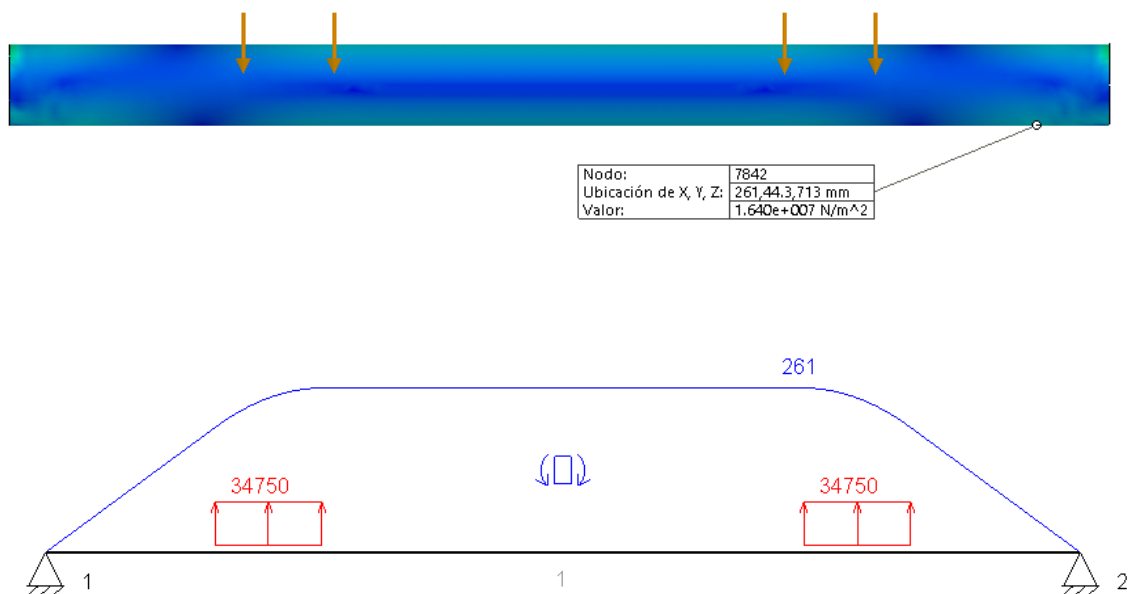


Figura 9.6

9.2.2.1- Pasador

Comparacion de la zona de tensión máxima.



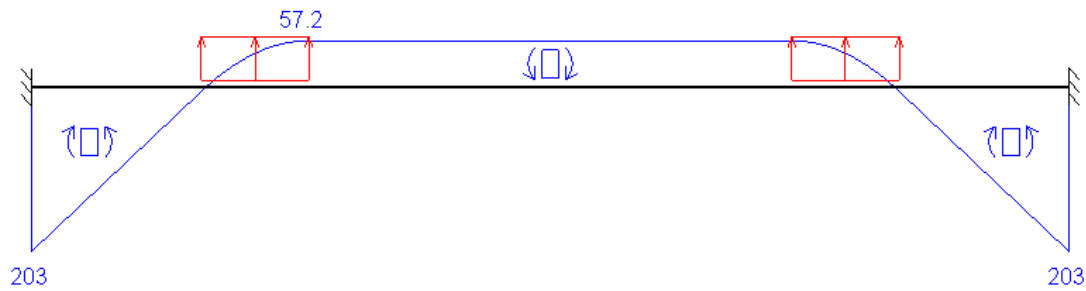


Figura 9.7

Como se observa en las 3 imágenes de la figura 9.7, la zona de máxima tensión en SolidWorks se localiza en un punto intermedio de las zonas de máxima tensión reflejados en los dos casos de los cálculos teóricos.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos (articulado)	Cálculos analíticos (empotramiento valor lateral)	Cálculos analíticos (empotramiento, valor central)
Reacción en apoyos (N)	4170	4170	4170	4170
Tensión de Von Mises (MPa)	16.4	29.16	22.68	6.4
Coefficiente seguridad	25	14	18	64

Tabla 9.7

En esta ocasión, a diferencia del pasador con dados de plástico, se observa que con los dados de acero, el pasador actúa más como algo intermedio entre un apoyo articulado y un empotramiento, por ello su zona de máxima tensión se localiza cerca del apoyo y el valor de tensión se encuentra entre los valores expuestos en la tabla 9.7. Esta diferencia de apoyos es debida a la mayor rigidez del acero.

Desplazamiento del pasador

$$\text{Límite desplazamiento} = 2.44 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el pasador es de :

$$\delta = 0.09 \text{ mm} \ll 2.44 \text{ mm}$$

Se observa un desplazamiento menor en comparación con el pasador con los dados de plástico. Esto es debido a la rigidez del los dados de acero , permitiendo menor flexión al pasador.

En los siguientes 2 elementos del subensamblaje (cojinete de deslizamiento y dado de acero) se comparan los estudios como en el apratado anterior (pasador con dados de plástico).

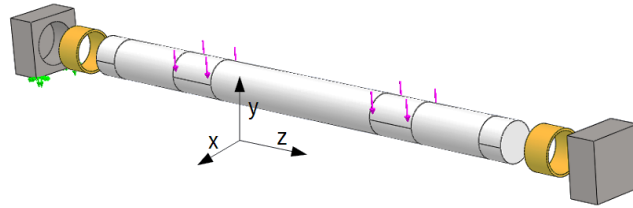


Figura 9.8

9.2.2.2- Cojinete deslizamiento

	SolidWorks	Cálculos analíticos (Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y	1.18 Mpa	1.5 Mpa

Tabla 9.8

9.2.2.3- Dados de acero

	SolidWorks	Cálculos analíticos (Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y	1.17 Mpa	1.4 Mpa

Tabla 9.9

9.2.2.4- Agujeros para pernos (en los dados de acero)

	SolidWorks	Cálculos analíticos Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y	2.13 Mpa	3 MPa

Tabla 9.10

Se observa que los valores son próximos a los calculados en teoría.

9.3- Barra B

El estudio de la barra B se realiza en el estado replegada de la máquina, que es el más desfavorable.

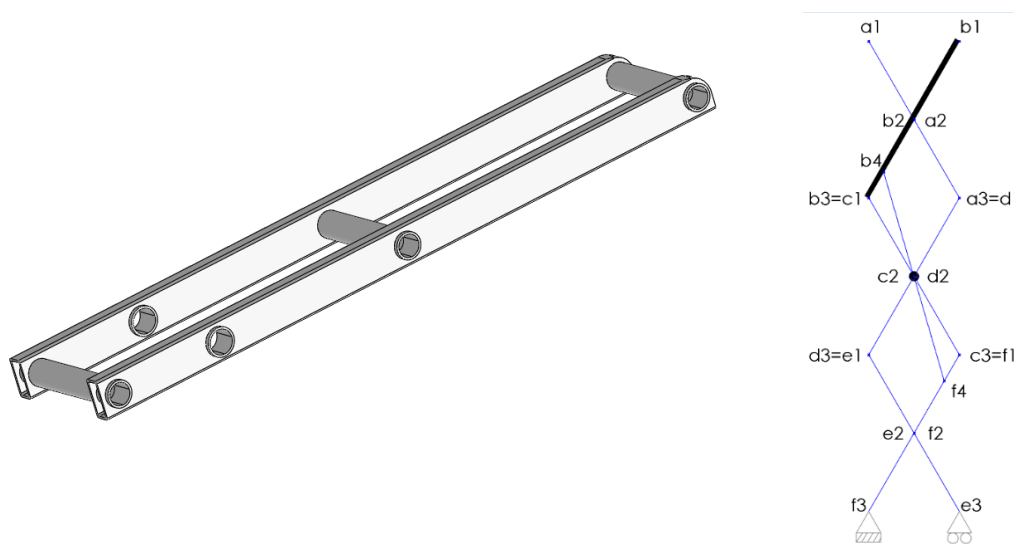
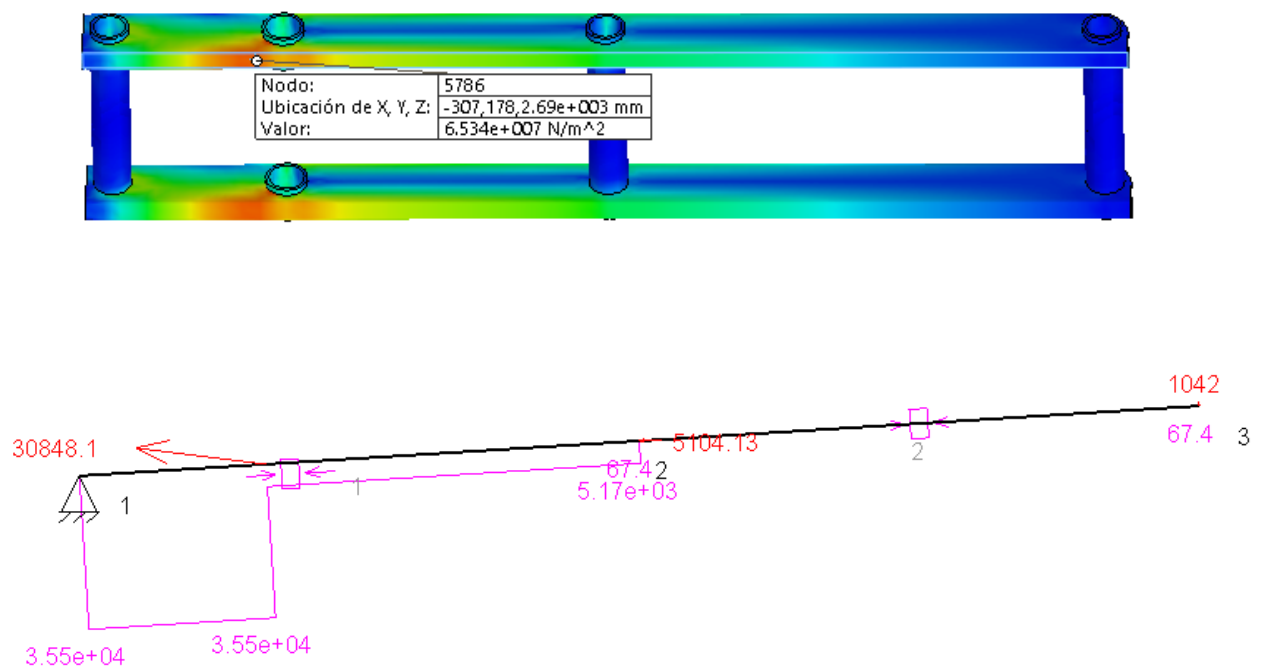


Figura 9.9

Comparación de zona de tensión máxima



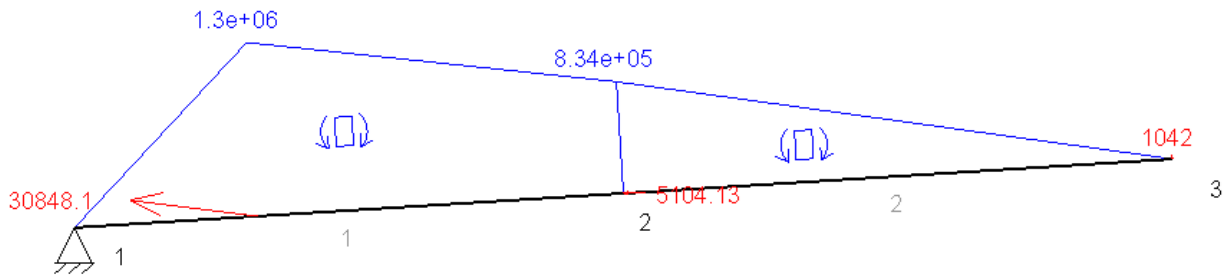


Figura 9.10

La tensión de Von Mises máxima en Solid Works se da en el mismo punto que en los cálculos analíticos. Este punto es “b4”, el lugar donde se une el cilindro hidráulico a las barras.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculo analítico
Tensión de Von Mises Max	65.3 MPa	104.6 MPa
Coefficiente seguridad	5.4	3.3

Tabla 9.11

Se observa una diferencia de 40 MPa entre estudios (tabla 9.11). Esto puede ser debido a que el momento flector en el modelo 3D es menor que el calculado en el programa MEF, ya que los tubos soldados que unen las barras aportan mayor rigidez al subensamblaje.

El factor mínimo de seguridad del subensamblaje es de 5.4 por lo tanto se concluye que la barra B está asegurado.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 6.4 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo observado en el subensamblaje es de :

$$\delta = 1.4 \text{ mm} < 6.4 \text{ mm}$$

9.4- Pasador del punto b3

En este punto se encuentran las mayores fuerzas de enlace calculados en la máquina. Esto se da cuando está en estado replegada.

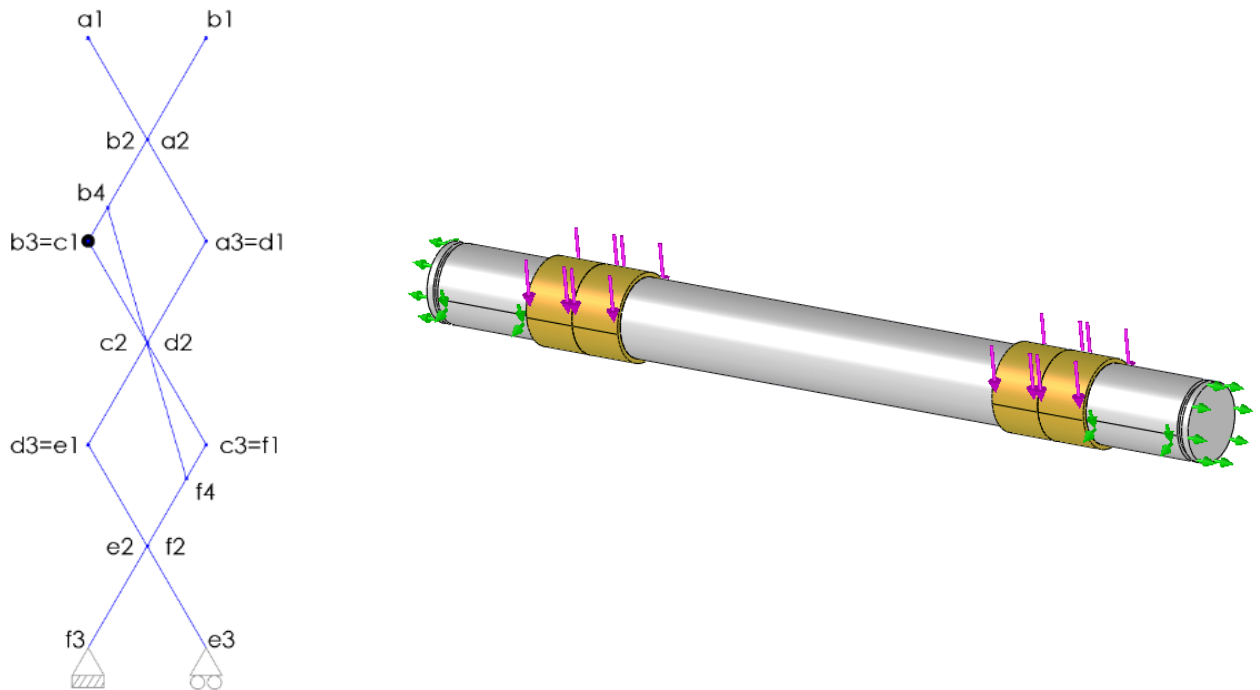


Figura 9.11

9.4.1- Pasador

Comparación de las zonas de tensión máxima

En los cálculos teóricos se considera una viga biapoyada (figura 9.12 a), que es más conservador que las sujeciones impuestas en SolidWorks, porque resulta un mayor momento flector.

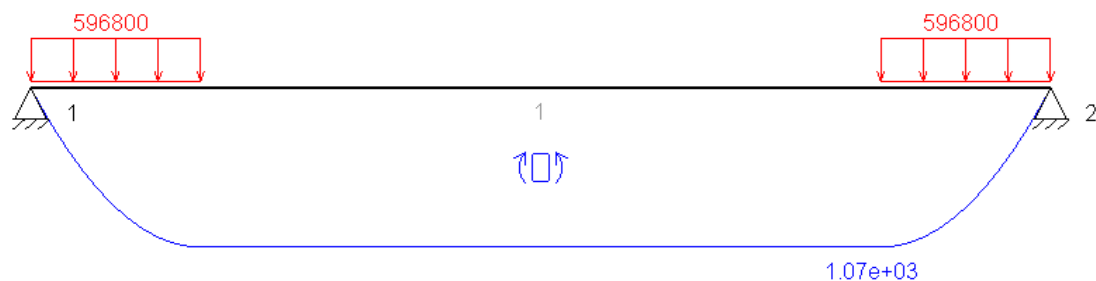


figura 9.12 a

No ocurriría lo mismo si se considera una viga biempotrada, donde la tensión máxima es menor y se localiza en el apoyo como se indica en la figura 9.12 b .

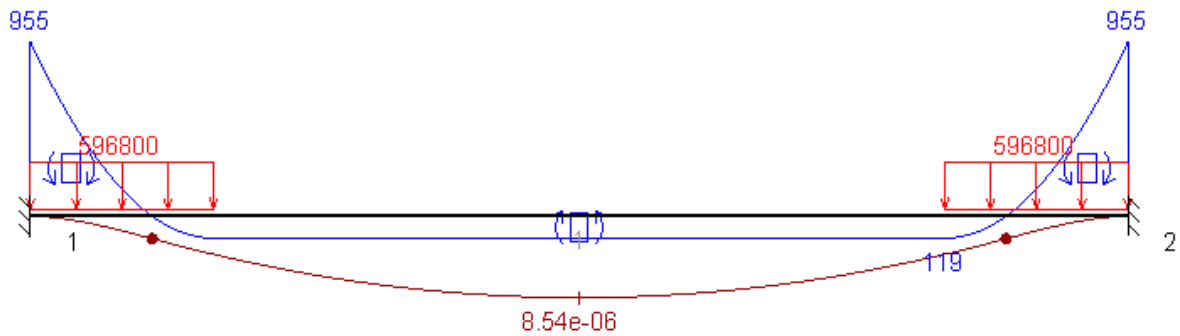


Figura 9.12 b

Lo simulado en Solid Works es un caso intermedio a las dos anteriores por la sujeciones impuestas y por ello la zona de tensión máxima se localiza cerca del apoyo como se muestra en la figura 9.12 c.

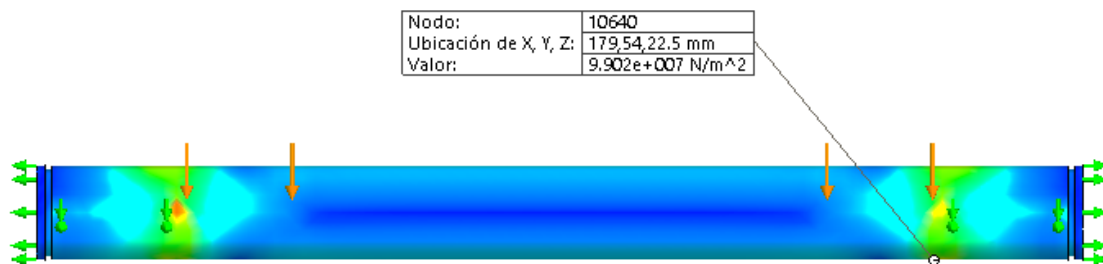


Figura 9.12 c

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos (articulado)	Cálculos analíticos (empotramiento)
Tensión de Von Mises (Mpa)	99 MPa	119.5 MPa	106.7
Coeficiente seguridad	4.14	3.4	3.8

Tabla 9.12

Se observa que los valores son similares. El factor de seguridad mínimo es de 4,14 por lo tanto se concluye que el pasador está asegurado.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 2 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el pasador es de :

$$\delta = 0.1 \text{ mm} < 2 \text{ mm}$$

9.4.2- Cojinetes de deslizamiento del pasador b3

Se estudiará en particular las tensiones que soportan estos cojinetes ya que son los que mayores tensiones experimentan en toda la máquina.

	SolidWorks	Cálculos analíticos (tensión aplsatamiento)
Tensión de Von Mises (MPa)	29.8 MPa	21.3
Coeficiente seguridad	16	22.5

Tabla 9.13

Por lo tanto, con un factor de seguridad de 16, se concluye que todos los pasadores de la máquina están asegurados.

9.5- Pasador del cilindro hidráulico

Se localizan en los puntos b4 y f4.

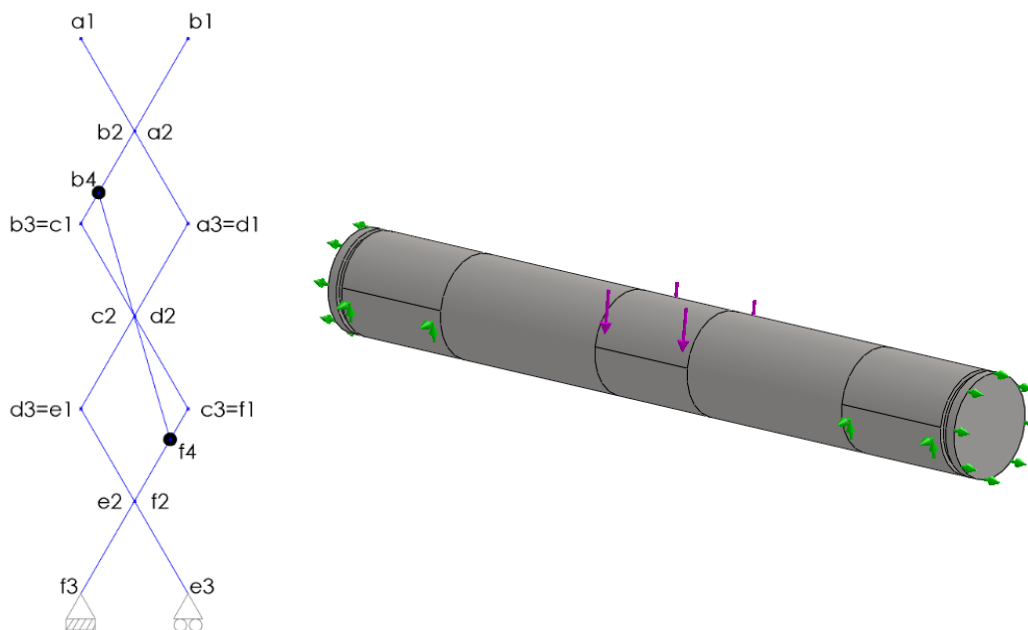


Figura 9.13

Comparación de la zona de tensión máxima

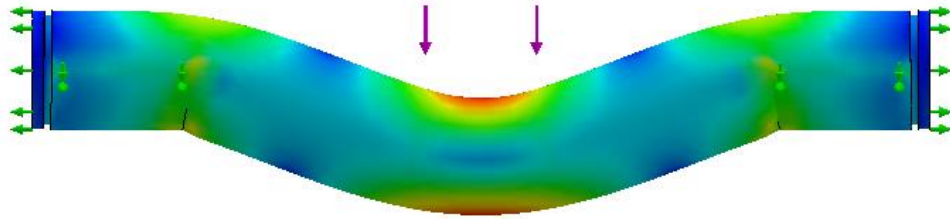


Figura 9.14 a

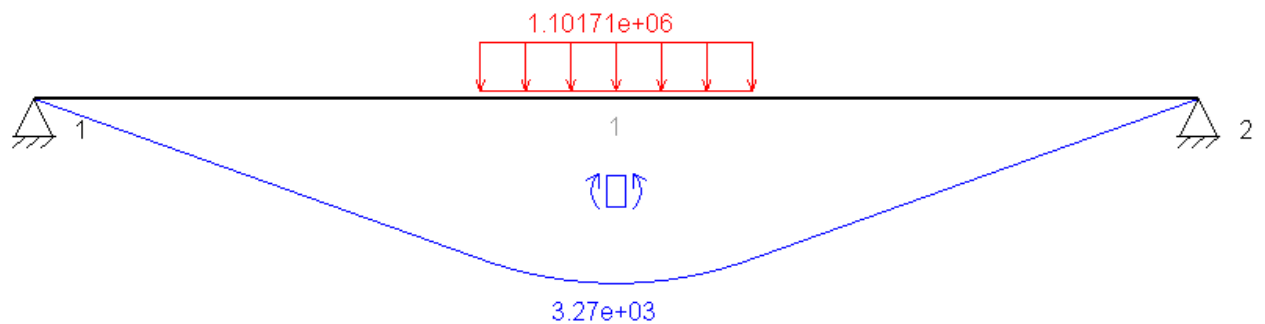


Figura 9.14 b

Se observa que las tensiones máximas en ambos estudios se dan en la zona central del pasador.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Tensión de Von Mises	151.1 MPa	266 MPa
Coefficiente seguridad	5.72	3.25

Tabla 9.14

Como se observa en la tabla 9.14, el estudio realizado en los cálculos analíticos es más conservadora. Esto es debido a que, como se ha visto en los apartado anteriores, la diferencia de apoyos infuye en el resultado.

El factor de seguridad mínimo del pasador es de 5.72 , por lo tanto está asegurado.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 2. \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el pasador es de :

$$\delta = 0.136 \text{ mm} < 2 \text{ mm}$$

9.6- Cilindro Hidráulico

En este apartado se va a realizar el análisis de los diferentes componentes que forman el cilindro hidráulico por separado.

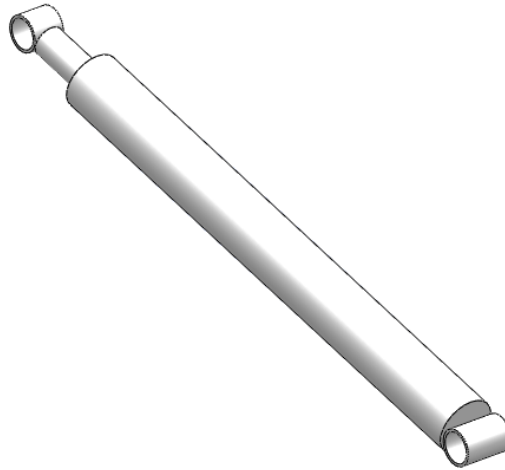


Figura 9.15

9.6.1- Vástago

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Tensión de Von Mises Max	24.9 Mpa	25 MPa
Coefficiente de seguridad	14.85	14.8

Tabla 9.15

Se observa que concuerdan los valores y que la pieza está asegurada.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 3.7 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el vástago es de :

$$\delta = 0.1 \text{ mm} < 3.7 \text{ mm}$$

9.6.2- Cuerpo del cilindro hidráulico

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Tensión cortante máxima	55.5 MPa	57.21 MPa
Coefficiente seguridad	3.2	3.1

Tabla 9.16

La comparación de este elemento se realiza utilizando el criterio de Tresca, ya que en el análisis teórico se utilizó este criterio. Se observa que los resultados son similares y que el factor de seguridad mínimo es de 3.2 , por lo tanto el elemento se encuentra asegurado.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 0.32 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en la parde del cilindro es de :

$$\delta = 0.36 \text{ mm} < 0.32 \text{ mm}$$

9.6.3- Émbolo

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Criterio Von Mises	24 MPa	24 MPa
Coeficiente seguridad	15.4	15.4

Tabla 9.17

Se observa que los valores concuerdan y que el elemento está asegurado.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 0.32 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en el vástago es de :

$$\delta = 0.006 \text{ mm} < 0.32 \text{ mm}$$

9.7- Cesta

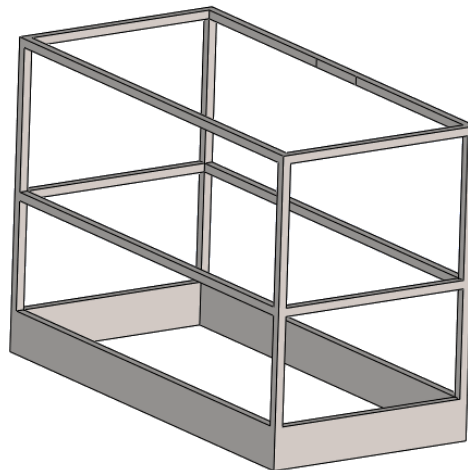


Figura 9.16

Comparación de zonas de tensión máxima

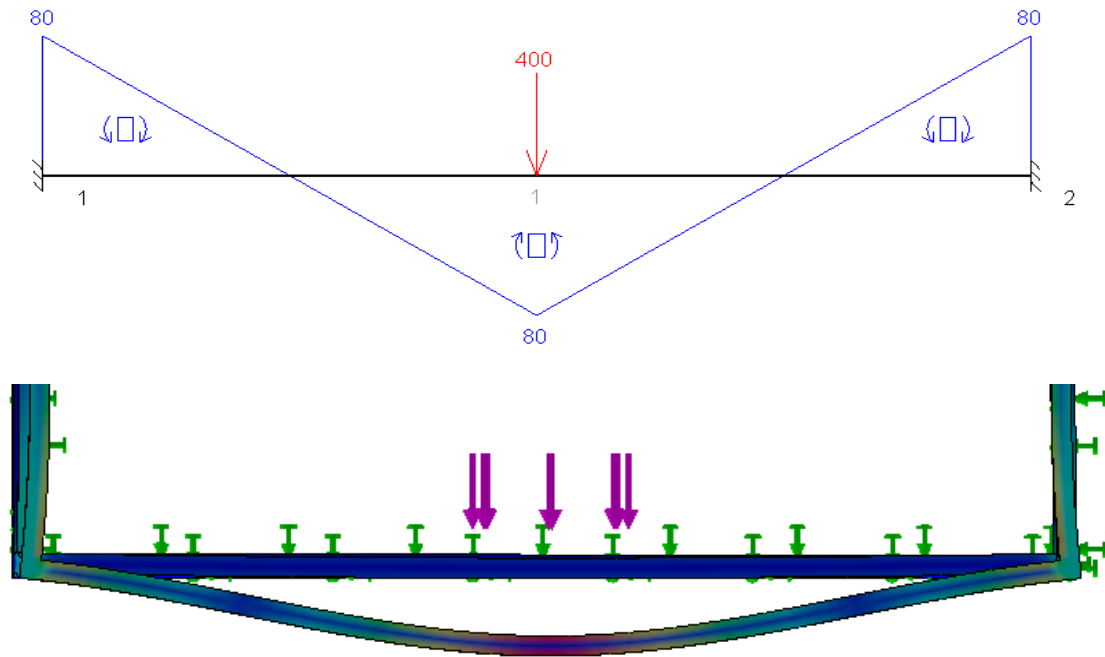


Figura 9.17

Como se observa en la figura 9.17 , las zonas de tensión máxima coinciden.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos
Criterio Von Mises	17.7 MPa	34.2 MPa
Coeficiente seguridad	15.5	8

Tabla 9.18

La diferencia observada en los valores es debido a que en el modelo 3D se aplica una fuerza uniforme en una superficie que abarcarían las manos del operario, mientras que en el análisis teórico se considera una fuerza puntual.

Desplazamiento

$$\text{Límite desplazamiento} = 6.4 \text{ mm}$$

El desplazamiento observado en la barra superior de la cesta es de :

$$\delta = 1.17 \text{ mm} < 6.4 \text{ mm}$$

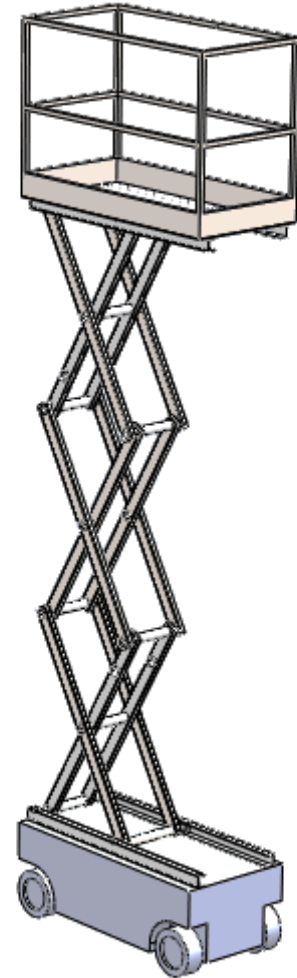
10- Conclusión

El trabajo realizado en este proyecto ha sido establecer el diseño base de una plataforma elevadora de tijera mediante cálculos estáticos y su posterior comprobación con SolidWorks.

Las aportaciones de este TFG han sido poner en práctica la capacidad analítica, la estructuración del trabajo, autocorrección de problemas, impulsar el aprendizaje autónomo, aprender a usar mejor los programas, trabajar el criterio personal con los conocimientos aprendidos y ser más consciente de la metodología de diseño de una máquina y de los muchos factores que hay que considerar para acercarse a un diseño realista.

Como puntos clave en la metodología tendría que resaltar:

- Lo importante que es establecer los factores iniciales de diseño y localizar la situación más desfavorable para realizar un correcto diseño.
- El proceso de buscar información de forma eficaz.
- El proceso iterativo de diseñar, calcular y rediseñar.
- La importancia de apoyarse en programas y obtener realimentación para autocorregirse, claro está, con criterio para realizar una corrección adecuada.
- La importancia del criterio a la hora de seleccionar adecuadamente un factor de seguridad utilizando cálculos estáticos para no sobredimensionar o quedarse cortos.



A la vista de los resultados del estudio de SolidWorks y su comparación con las hipótesis de cálculo aplicados en teoría, se concluye que el diseño de la estructura se encuentra consolidada en esta fase fundamental del diseño. Las diferencias observadas entre modelo 3D y teoría hacen pensar en los distintos factores o variables que hay que tener en cuenta a la hora de hacer un estudio completo de la máquina. Factores tales como concentradores de tensiones, suposiciones de sujeción, aplicación de fuerzas o la interacción de los diferentes componentes entre sí (con su correspondiente combinación de esfuerzos), hacen variar los resultados alejándose de los valores calculados en los cálculos analíticos.

Creo que el trabajo del proyecto ha cubierto los objetivos planteados estableciendo las bases de diseño para estudios posteriores.

A partir de los estudios realizados se podría plantear una optimización mediante el empleo de aceros de muy alta resistencia, con el objetivo de reducir espesores y por lo tanto peso, y valorar así la posibilidad de ahorro de coste en material. Otras líneas de interés la constituirían el estudio y rediseño de los sistemas de unión y sujeción, un estudio a fatiga de determinados elementos, un estudio más en profundidad por elementos finitos, un estudio de desgaste de los dados deslizantes, vida útil de los cojinetes, mecanismo de seguridad para la estabilidad, entre otras cosas.

Bibliografía

Referencias en texto

1. (s.f.). Obtenido de www.ingemecanica.com
2. (s.f.). Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/105524711/2-DISENO-FACTOR-DE-SEGURIDAD>
3. (s.f.). Fundamentals of machine component design. En M. &. Juvinall.
4. (s.f.). Cálculo y selección de elementos de máquinas. En N. A. Serrano.
5. (s.f.). Service Manual Genie GS-1530.
6. (s.f.). Obtenido de <http://roquet.brytebarcelona.com>
7. (s.f.). Obtenido de <http://www.ipargama.com/pdf/F-1140.pdf>
8. (s.f.). Obtenido de <http://www.acerosllobregat.com/wp-content/uploads/2015/01/Catalogo2015.pdf>
9. (s.f.). Obtenido de http://www.glual.es/pdf/catalogos/catalogo_industrial.pdf
10. (s.f.). Obtenido de http://www.protubsa.com/wp-content/uploads/tubos_precision.pdf
11. (s.f.). Obtenido de <http://www.acerosgrinon.com/productos/calibrados/F114>
12. (s.f.). Obtenido de http://www.thyssenkruppmaterials-iberica.es/htm/pdf_inoxaluminio.pdf
13. (s.f.). Obtenido de http://www.epidor.com/documentos/f_deslizamiento.pdf
14. (s.f.). Obtenido de <http://www.ibinsa.com/catalogos/Kore.pdf>
15. (s.f.). Obtenido de <http://www.acerosgrinon.com/productos/calibrados/ETG-100>
16. (s.f.). Obtenido de www.ingemecanica.com
17. (s.f.). Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>
18. (s.f.). Obtenido de <http://www.tornilleriadislas.com/files/tornilleriadin.pdf>
19. (s.f.). Obtenido de <http://www.roechling.com/en/hochleistungs-kunststoffe/thermoplastics/highlights/matrox.html>

Información materiales

<http://www.acerosgrinon.com/productos/utilidades/TABLAS-EQUIVALENCIAS-INTERNACIONALES>

https://www.gerdau.es/archivos/descargas/Catalogo_GSE_Castellano_Jul12_2013_10_01_11_20_51.pdf

http://www.hierrossantander.com/hierros_prontuario/archivo/07-PRODUCTOS%20PLANOS%20LAMINADOS%20EN%20CALIENTE.pdf

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn100.html#seccion3>

<http://www.acerosurssa.es/es/content/14-equivalencias-aproximadas-entre-normas>

http://www.thyssen-iberica.es/htm/pdf_aconstruccion.pdf

<http://www.ingenieriarural.com/Normativa/EAE/capitulo6.pdf>

<http://www.apta.com.es/pdf/aceros.pdf>

Material de las barras

http://www.condesa.com/pdf/es/TUBO_ESTRUCTURAL_CASTV3.pdf

http://www.protubsa.com/wp-content/uploads/P_Protubsa_Estructurales_2015.pdf

Pasadores

<http://mecanizadosmein.com/producto/pasadores-cilindricos/>

Anillo elástico / arandela

https://mdmetric.com/prod/beneri/26-73%20Beneri_catalog2013.pdf

Perfiles U

http://www.constructalia.com/repository/Products/BeamsSections/SectionsES_EN_IT/UPE.pdf

Cilindro hidráulico

http://roquet.brytebarcelona.com/www/lmbinaries/pdf1033_document.pdf

http://www.cilcoil.com/pdf/ck/ck_tabla_euler1.pdf

https://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf

<http://www.princehyd.com/mobileservices/princeWebServices.aspx/FetchLiterature?fileKey=wolv-3kPSIRatedWCT>

<http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/neumatica-y-oleohidraulica/trasparencias/cilindrosHidraulicos.pdf>

Plataforma

http://www.mayorsteel.com/Chapa_gruesa/Almacen_distribuidor_de_chapa_industrial/Stock_de_chapa_gruesa

http://www.constructalia.com/repository/transfer/es/resources/Contenido/00033560Foto_Big.pdf

Normas

Norma UNE-EN 280 2001

NTP 634

Libros de apuntes

Javier Abad, Paula Canalís, Antonio Serrano (2012-2013) *Criterio de diseño de máquinas*.

Antonio Serrano Nicolás. *Cálculo y selección de elementos de máquinas*

