



**Universidad**  
Zaragoza

# ANEXOS

Diseño, cálculo y modelado de plataforma  
elevadora de tijera para personal

Autor

Fernando Jiménez Asensio

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de ingeniería y arquitectura

2017/2018

## ANEXO 1- INTRODUCCIÓN Y CONTEXTUALIZACIÓN

1. Tipos de plataformas elevadoras (PEMP).....	5
1.1 Partes que componen la plataforma de tijera. ....	6
2. Búsqueda de referencias y modelo inicial. ....	7
2.1 Referencias en el mercado.....	7

## ANEXO 2- CÁLCULOS ANALÍTICOS

1. Carga nominal aplicada en la plataforma.....	11
2. Distribución de las cargas en la plataforma.....	12
3. Reacciones en la plataforma y estructura de tijeras.....	14
3.1 Reacciones en la plataforma. ....	14
3.2 Reacciones en las tijeras.....	15
3.2.1 Ecuaciones de equilibrio BARRA 1. ....	16
3.2.2 Ecuaciones de equilibrio BARRA 2. ....	16
3.2.3 Ecuaciones de equilibrio BARRA 3. ....	17
3.2.4 Ecuaciones de equilibrio BARRA 4. ....	18
3.2.5 Ecuaciones de equilibrio BARRA 5. ....	19
3.2.6 Ecuaciones de equilibrio BARRA 6. ....	20
3.3 Resultados de las reacciones en las tijeras.....	21
3.3.1 Reacciones en las tijeras para la altura de 303.89 mm. ....	21
3.3.2 Reacciones en las tijeras para la altura de 1000 mm. ....	22
3.3.3 Reacciones en las tijeras para la altura de 2000 mm. ....	22
3.3.4 Reacciones en las tijeras a la altura de 3000 mm. ....	23
3.3.5 Reacciones en las tijeras a la altura de 4000 mm. ....	23
3.3.6 Reacciones en las tijeras a la altura de 5000 mm. ....	24
4. Descomposición de las reacciones, axil, cortante y flector.....	24
4.1 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 303.89 mm). ....	25
4.2 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 1000 mm). ....	26
4.3 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 2000 mm). ....	27
4.4 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 3000 mm). ....	28
4.5 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 4000 mm). ....	29
4.6 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 5000 mm). ....	30
5. Diagramas de esfuerzo y tensiones en las barras de las tijeras. ....	31

6. Cálculo del cilindro hidráulico.....	36
6.1 Diámetro del émbolo. ....	38
6.2 Dimensionado del vástago. ....	38
6.3 Cálculo del espesor de la pared del cilindro. ....	41
6.3.1 Cilindro de pared delgada. ....	41
6.3.2 <i>Cilindro de pared gruesa</i> .....	42
6.3.3 Elección del cilindro. ....	43
7. Cálculo de los pasadores.....	55
7.1 Reacciones en los pasadores de unión de los extremos de las barras. ....	55
7.2 Reacciones en los pasadores que componen las articulaciones de las barras..	56
7.3 Reacciones en los pasadores de unión, con las plataformas superior e inferior.	57
7.4 Pasadores de las barras de tijera. ....	58
7.4.1 Cálculo por cortante directo. ....	58
7.4.2 Cálculo por aplastamiento.....	60
7.5 Pasadores de los apoyos del cilindro. ....	61
7.5.1 Cálculo del diámetro por flexión. ....	62
7.5.2 Cálculo por aplastamiento.....	64
7.6 Cálculo de la orejeta.....	64
7.7 Cálculo de los cordones de soldadura en la orejeta. ....	66

## ANEXO 3 - MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN

Modelización y Simulación.....	71
1. Modelización.....	72
2. Simulación. ....	80
2.1 Estructura de tijeras. ....	80
2.1.1 Análisis de la estructura en la posición superior.....	81
2.1.2 Análisis de la estructura en su posición inferior.....	91
2.2 Barandilla de la cesta de la plataforma. ....	98
2.3 Pasadores del cilindro. ....	100
2.4 Orejeta. ....	102



**Universidad**  
Zaragoza

## ANEXO 1

### Introducción y contextualización

Autor

Fernando Jiménez Asensio

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de ingeniería y arquitectura

2017/2018

# 1. Tipos de plataformas elevadoras (PEMP).

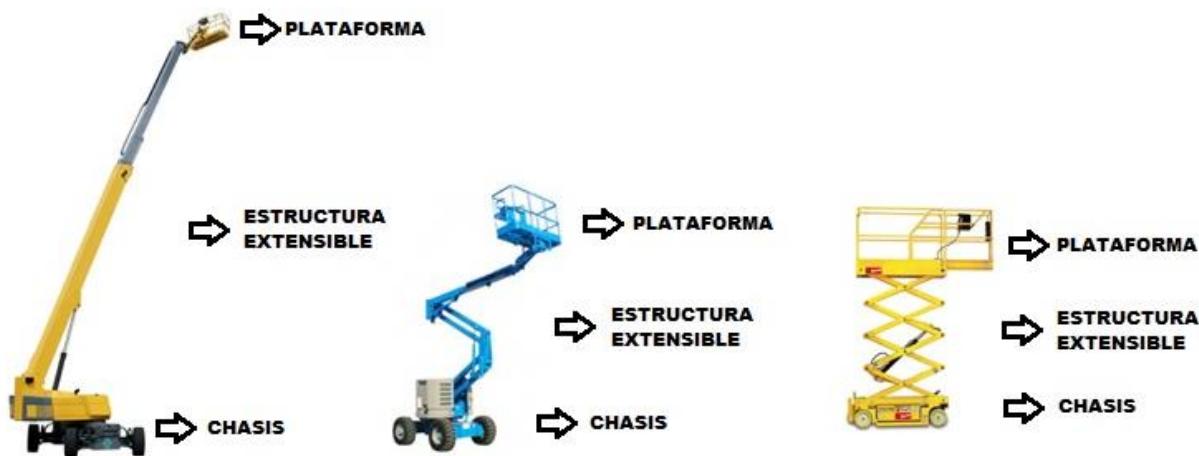


Figura 1.1: Tipos de PEMP.

Estos son algunos de los tipos de plataformas que componen la familia de las plataformas elevadoras móviles de personal. La primera pertenece al género de plataformas telescópicas, la segunda sería articulada tipo grúa, y la última es la plataforma de tijera, la cual es objeto de análisis en este proyecto.

Se observan también en la Figura 1.1, las diferentes partes que componen la plataforma para los tres tipos descritos. Todos tipos de plataformas tienen las mismas partes, pero las características de estas, son propias de cada tipo. Se ha incluido la clasificación de cada tipo de PEMP, según la Norma UNE-EN 280, en el documento de la memoria.

## 1.1 Partes que componen la plataforma de tijera.

Se ha elegido para este análisis la plataforma elevadora de tijera, así que se va a comentar en más profundidad sus características propias. En la siguiente imagen, se puede observar las diferentes partes que la componen:



Figura 1.2: Partes de la plataforma elevadora de tijera.

Básicamente, se compone de un chasis, el cual posee ruedas para ser transportada, ya sea con un motor de gasolina o eléctrico. La parte que define a esta PEMP, y que la hace única, es la estructura de tijeras que permite conseguir grandes alturas en su estado extendido, y a la vez, recogerse en un espacio bastante reducido cuando se encuentra plegada.

Por otra parte, estaría el cilindro hidráulico que es el propulsor para que las tijeras puedan elevarse hasta la altura necesaria y, finalmente, la plataforma o cesta, cuya función es el alojamiento de los operarios que trabajarán en la PEMP.

## 2. Búsqueda de referencias y modelo inicial.

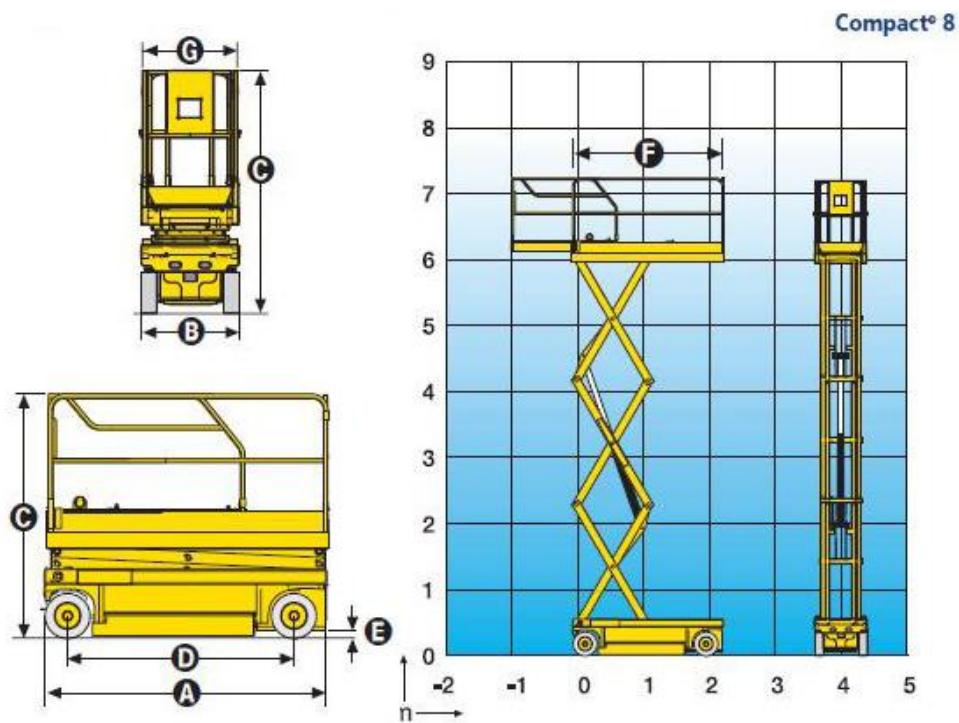
### 2.1 Referencias en el mercado.

Se ha elegido un modelo de referencia, con el objeto de entender el funcionamiento de estas plataformas y obtener una idea de las dimensiones con las que se trabaja en el diseño de las mismas.

En particular se ha buscado información sobre el fabricante Haulotte, y se ha encontrado el modelo de plataforma PEMP de tijera COMPACT 8N, cuyas características se adecuan al diseño que se quiere realizar. Se incluye a continuación, el catálogo de esta máquina y sus propiedades:



Figura 1.3: Plataforma de tijera Haulotte Compact 8.



### CARACTERÍSTICAS

	Compact 8
Altura de trabajo	8,18 m
Altura plataforma	6,18 m
Maniobrable hasta	6,18 m
Capacidad máxima	350 kg
<b>A</b> Largo replegado	2,31 m
Con extensión	2,48 m
<b>B</b> Ancho	0,81 m
<b>C</b> Altura replegada (barandillas)	1,99 m
Altura replegada (plataforma)	1,14 m
<b>D</b> Distancia entre ejes	1,86 m
<b>E</b> Altura al suelo	12,5 cm
Con Pot Hole desplegado	2,5 cm
<b>F</b> x <b>G</b> Dimensiones cesta	2,3 m x 0,8 m
Dimensión extensión	0,92 m
Capacidad extensión	
Velocidad de traslación	1 km/h - 3,5 km/h
Radio de giro interior	0,34 m
Radio de giro exterior	2,38 m
Tiempo subida/bajada	37 seg / 41 seg
Pendiente máxima	25%
Inclinación	2°
Movimientos	Mandos proporcionales
Baterías	180 Amp/h
Neumáticos inyectados de espuma	Macizados caucho 38 x 13 x 5 cm
Depósito hidráulico	27 l
Peso	1 730 kg

Figura 1.4: Características técnicas Compact 8.

## Ventajas Haulotte®

- Altura replegada permitiendo el paso por puertas estándares
- Largo de 0,81 m permitiendo el acceso a las zonas más difíciles
- Radio de giro de 2.38 m permitiendo una gran manejabilidad
- Seguridad máxima gracias a un dispositivo antibasculante (Pot Hole) y limitador de carga en plataforma
- Gran autonomía de trabajo.
- Robusta, fiable y fácil de mantener

## EQUIPAMIENTO ESTÁNDAR

- Barandillas abatibles (Compact 10 N)
- Neumáticos no marcantes
- Extensión plataforma 0,92 m
- Controlador de inclinación
- Limitador de carga en plataforma
- 2 velocidades de traslación
- 2 ruedas motrices y diretrices (delanteras)
- Posición de rueda libre
- Baterías 24 V - 4x 6 V
- Cargador de baterías 30 A
- Indicador de carga de baterías
- Contador de horas
- Claxon
- Anillas de remolque y elevación
- Anillas de seguridad para arneses
- Sistema de bajada de emergencia
- Sonido de traslación

## OPCIONES Y ACCESORIOS

- Toma eléctrica en la plataforma
- Alargador eléctrico 1,5m en la cesta
- Faro de trabajo
- Luz de flash
- Llenado centralizado de baterías
- Sonido para movimientos y traslación
- Aceite biodegradable
- Sistema de peso de la cesta

Figura 1.5: Equipamiento y accesorios Compact 8.

Con estas pautas, se comienza a definir las primeras medidas y las hipótesis iniciales del diseño de la máquina. Estas se recogen en el apartado 3 del documento de la memoria.

Finalmente, en este Anexo, se comentará la Norma seguida para el diseño de la plataforma.

## UNE-EN 280: 2014 + A1

El título de esta Norma es “Plataformas elevadoras de personal: Cálculos de diseño, criterios de estabilidad, construcción, seguridad, exámenes y ensayos.”

En ella se analizan los principales aspectos a tener en cuenta para este tipo de máquinas, aunque, como ya se sabe existen diferentes tipos de PEMP y, en consecuencia, cada una de ellas tendrá peculiaridades que deberán ser estudiadas desde diferentes puntos, según la máquina a diseñar. Ha sido de bastante utilidad su consulta, a la hora de realizar cálculos, conocer los requisitos necesarios de diseño.



**Universidad**  
Zaragoza

## ANEXO 2

### Cálculos analíticos

Autor

Fernando Jiménez Asensio

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de ingeniería y arquitectura

2017/2018

# 1. Carga nominal aplicada en la plataforma.

Para el cálculo de la carga nominal en la plataforma, es necesario consultar la Norma UNE-EN 280, cuyo objeto es el diseño y las características a tener en cuenta de las PEMP. En uno de sus apartados encontramos la siguiente información sobre la carga nominal:

## 5.2.3.1 Carga nominal

La carga nominal  $m$  es:

$$m = n \cdot m_p + m_c$$

donde

$m_p$  es 80 kg (masa de una persona);

$m_c$  es  $\geq 40$  kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales);

$n$  número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo.

Se ha tenido en cuenta, que el peso de cada operario es de 80 kg, además se considerará que pueden trabajar tres operarios simultáneamente y, finalmente, la carga asociada a herramientas y materiales es de 40 kg. Con estas premisas al aplicar la ecuación, se obtendrá la carga:

$$m = n \times m_p + m_c = 280 \text{ Kg}$$

$$m_p = 80 \text{ Kg}$$

$$m_c = 40 \text{ Kg}$$

$$n = 3 \text{ operarios}$$

Además, se añadirá una cantidad de carga extra de 50 kg, asociada a posibles sobrepesos. De esta forma la carga nominal final quedará:

$$m_{extra} = 50 \text{ Kg}$$

$$m_{total} = m + m_{extra} = 330 \text{ Kg}$$

## 2. Distribución de las cargas en la plataforma.

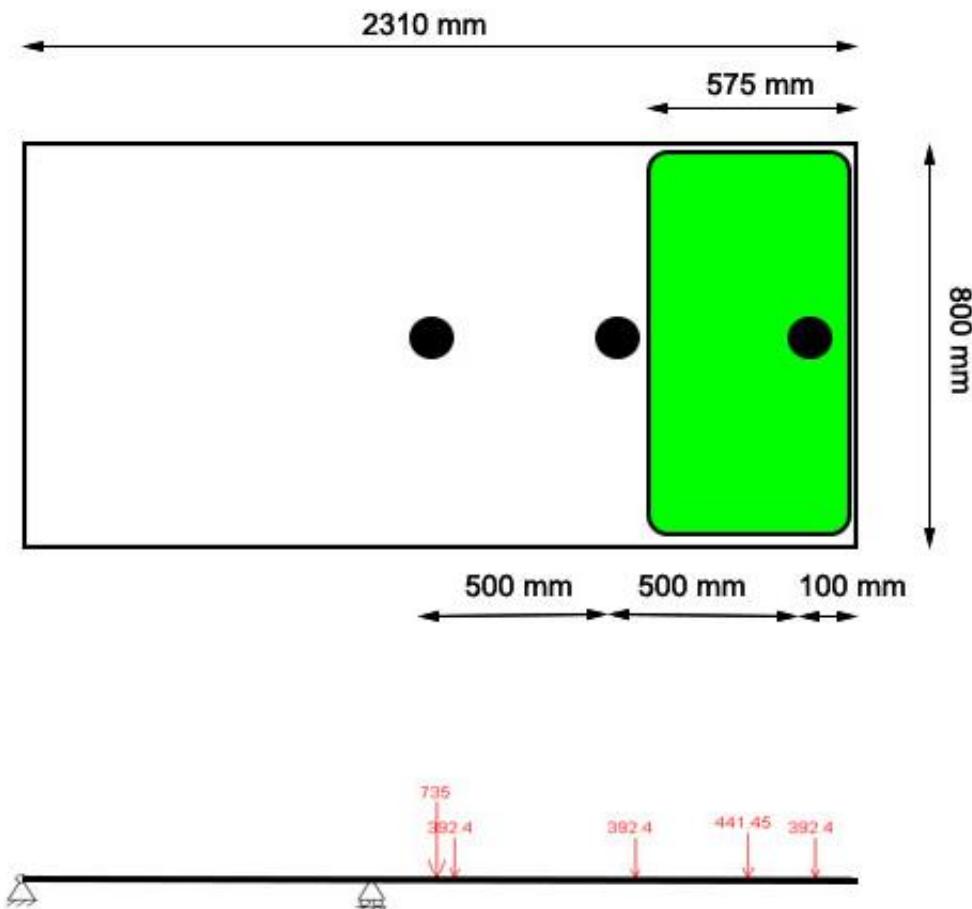


Figura 2.1: Cargas aplicadas en la plataforma.

Según la Norma UNE-EN 280, la distribución de las cargas en la plataforma, debe de cumplir las siguientes premisas:

La masa de cada persona se supone que actúa como una carga puntual sobre la plataforma de trabajo y cualquier extensión de la plataforma en un punto situado a una distancia horizontal de 0,1 m del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0,5 m (véase la figura 3 como ejemplo).

La masa del equipo se supone como una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Si la presión resultante sobrepasa 3 kN/m<sup>2</sup>, el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de 3 kN/m<sup>2</sup>

Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que crean las condiciones más desfavorables.

La carga nominal mencionada antes se refiere al máximo número de personas y materiales que pueden colocarse sobre el piso incluyendo cualquier extensión. Se pueden especificar cargas nominales inferiores para la(s) extensión(es) y bajo estas condiciones tendrán que tenerse en cuenta las distribuciones de carga especificadas en los apartados 6.1.4.2.1, 6.1.4.2.2 y 6.1.4.3.

Siguiendo estos criterios, se ha considerado que la carga de cada operario se considerará como una fuerza puntual de valor:

$$F_{operario} = 80 \text{ kg} \times 9,81 = 784,8 \text{ N}$$

Sin embargo, puesto que la máquina posee dos mecanismos de tijera paralelos, la fuerza se dividirá para dos, ya que solo se calculará una estructura de tijera:

$$F_{operario} = \frac{784,8}{2} = 392,4 \text{ N}$$

Según la Norma, las cargas debidas a los operarios se colocarán a una distancia de 0,5 m entre ellas. Se considerará el peso de la cesta con un valor de 150 Kg, pero este se dividirá entre dos, de igual forma para obtener el peso que soporta una sola tijera.

El último cálculo a tener en cuenta, será el de la carga uniforme que corresponde a las herramientas y materiales, debe colocarse en el 25 % de la superficie de la cesta, para ello se calcula el área total de la cesta.

$$A_{total} = Longitud \times Anchura = 2,3 \text{ m} \times 0,8 \text{ m} = 1,84 \text{ m}^2$$

A continuación, se calcula el 25% de la superficie total de la cesta:

$$A_{f.uniforme} = A_{Total} \times 0.25 = 0,46 \text{ m}^2$$

Sabemos que una dimensión de la carga aplicada será de 0,8 m así que podemos obtener la otra dimensión con la ecuación del área.

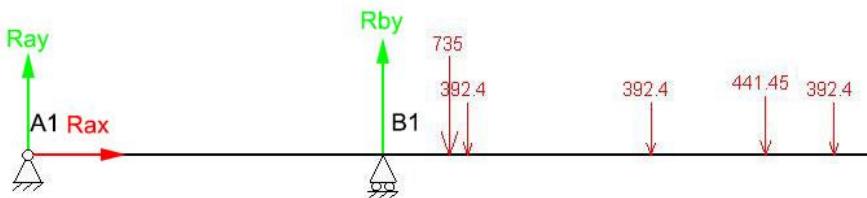
$$A_{f.uniforme} = 0,46 = Longitud \times 0,8 \rightarrow Longitud = 0,575 \text{ m}$$

De esta forma, se obtiene el valor de las fuerzas representadas en la Figura 2.1.

### 3. Reacciones en la plataforma y estructura de tijeras.

#### 3.1 Reacciones en la plataforma.

Se representa a continuación, el sistema a resolver correspondiente a la plataforma, con las cargas aplicadas y las reacciones a calcular:



$$\sum F_x = 0 \rightarrow Rax = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow (-392,4 \times 3) - 441,45 - 735 + Rby = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_{A1} = 0 \rightarrow & -392,4 \times 1200 + Rby \times X - 735 \times 1150 - 392,4 \times 1700 \\ & - 441,45 \times 2013 = 0 \end{aligned}$$

Donde "X", es la distancia de "A1" a "B1", dado que este último apoyo se desliza hacia la derecha, a medida que la plataforma sube.

Una vez fijadas las cargas y las ecuaciones, se procede a calcular las reacciones en los apoyos de la plataforma, puesto que se van a estudiar 6 posiciones de las tijeras, se presentarán los resultados para cada una de ellas, todas ellas en valor absoluto:

ALTURA (mm)	Ray	Rby
303,89	671,1	1683
1000	653,6	1700
2000	591,6	1762
3000	471,5	1882
4000	252,6	2101
5000	187,6	2541

Si se representan en una gráfica los resultados quedarán de la siguiente forma:

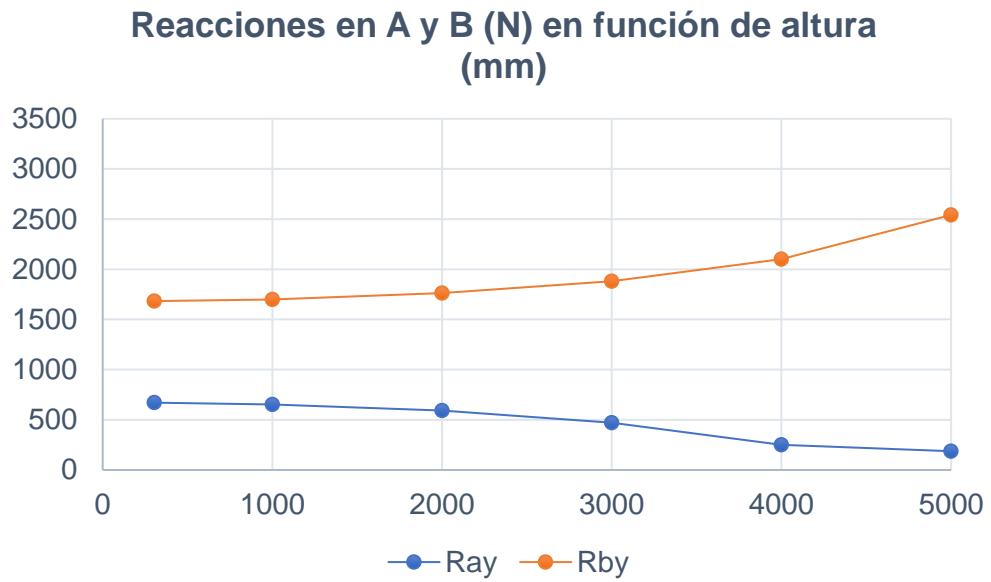


Figura 2.2: Reacciones en los apoyos en función de la altura.

### 3.2 Reacciones en las tijeras.

Inicialmente, se debe establecer un diagrama del sólido libre para cada una de las barras que componen la estructura, para esto es necesario conocer la nomenclatura de las barras y de cada punto que las componen, así que, mediante las siguientes figuras se fijará un criterio para nombrar a cada punto y barra.

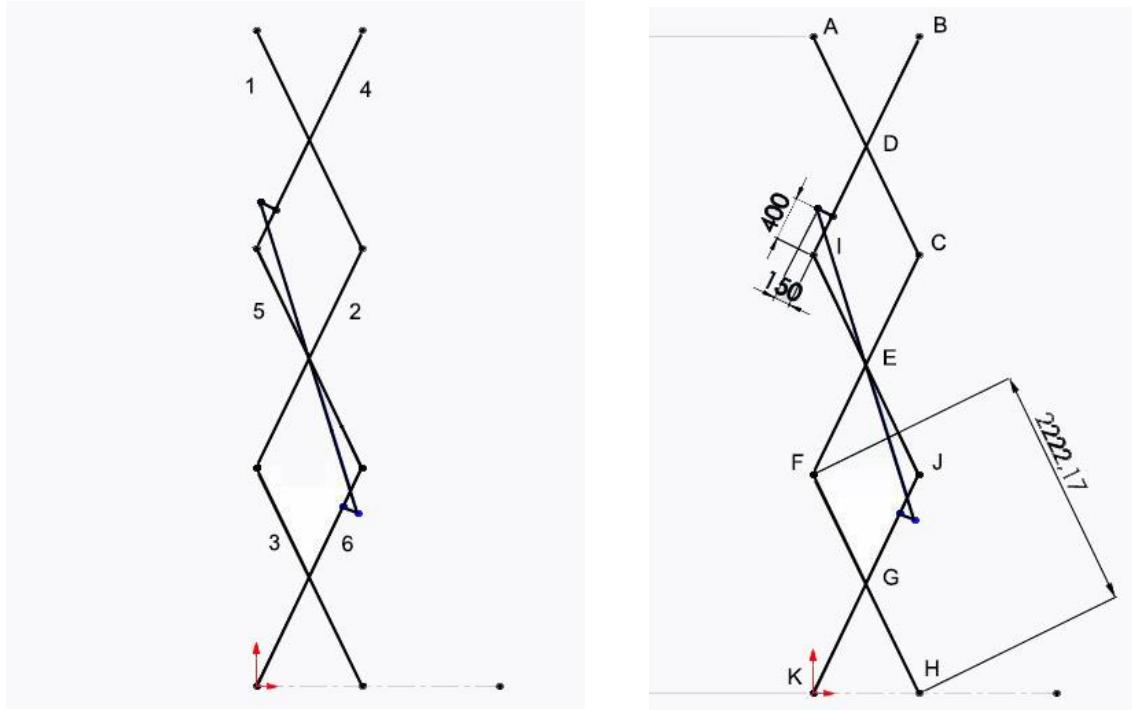


Figura 2.3: Numeración de barras y definición de puntos.

Con la información anterior, podemos escribir los diagramas de sólido libre y sus correspondientes ecuaciones.

### 3.2.1 Ecuaciones de equilibrio BARRA 1.

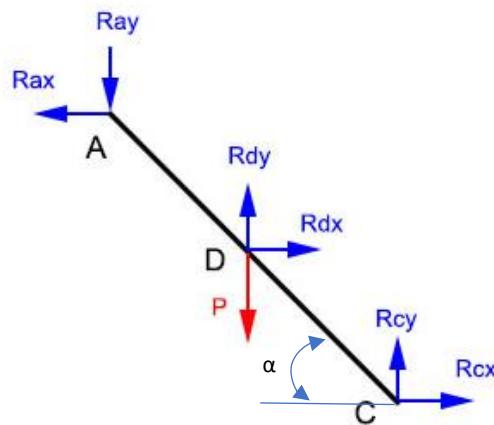


Figura 2.4: Reacciones equilibrio en barra 1.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -Rax + Rdx + Rcx = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -Ray - P + Rdy + Rcy = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = 0 \rightarrow & Ray \times L/2 \times \cos(\alpha) + Rax \times L/2 \times \operatorname{sen}(\alpha) \\ & + Rcy \times L/2 \times \cos(\alpha) + Rcx \times L/2 \times \operatorname{sen}(\alpha) = 0 \end{aligned}$$

### 3.2.2 Ecuaciones de equilibrio BARRA 2.

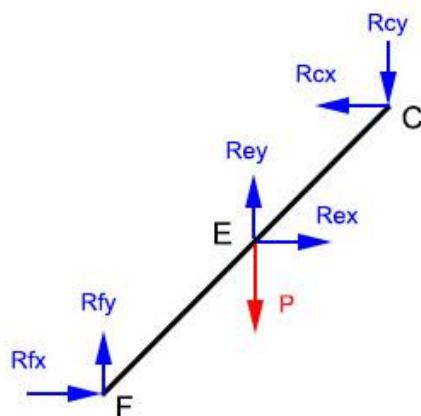


Figura 2.5: Reacciones equilibrio en barra 2.

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 \rightarrow -R_{cx} + R_{ex} + R_{fx} = 0 \\
 \sum F_y &= 0 \rightarrow -R_{cy} + R_{ey} - P + R_{fy} = 0 \\
 \sum M_D &= 0 \rightarrow -R_{cy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{cx} \times L/2 \times \sin(\alpha) \\
 &\quad - R_{fy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{fx} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0
 \end{aligned}$$

### 3.2.3 Ecuaciones de equilibrio BARRA 3.

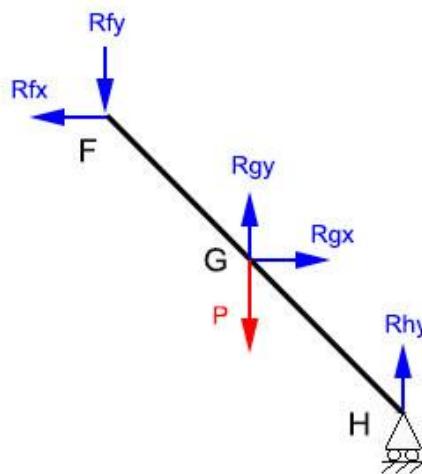


Figura 2.6: Reacciones de equilibrio barra 3.

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 \rightarrow -R_{fx} + R_{gx} = 0 \\
 \sum F_y &= 0 \rightarrow R_{hy} + R_{gy} - R_{fy} - P = 0 \\
 \sum M_D &= 0 \rightarrow R_{fx} \times L/2 \times \sin(\alpha) + R_{fy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{hy} \times L/2 \times \cos(\alpha) \\
 &\quad = 0
 \end{aligned}$$

### 3.2.4 Ecuaciones de equilibrio BARRA 4.

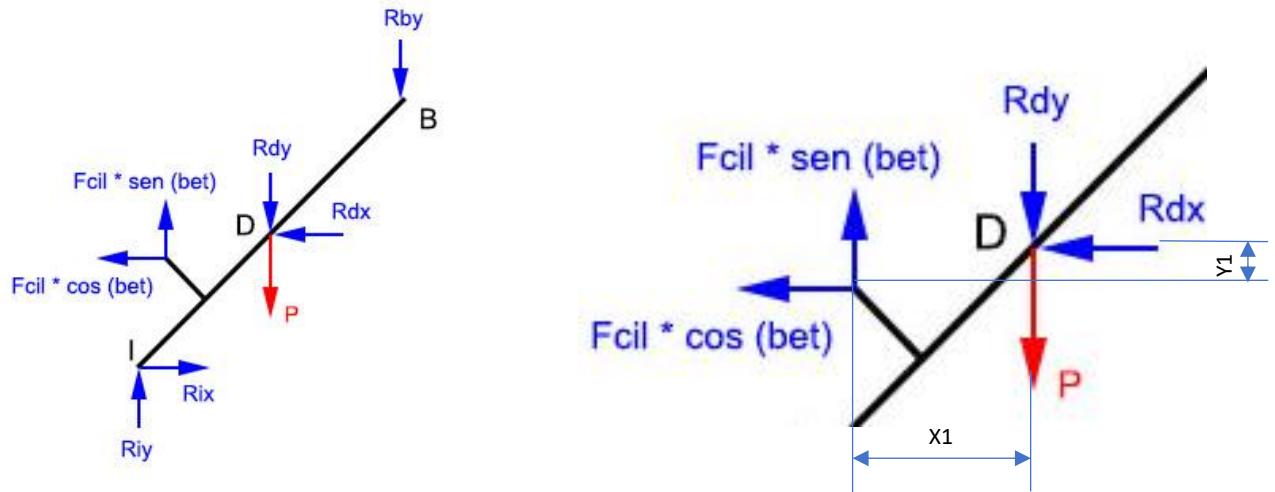


Figura 2.7: Reacciones de equilibrio barra 4.

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 \rightarrow -Rdx - Fcyl * \cos(\beta) + Rix = 0 \\
 \sum F_y &= 0 \rightarrow -Rdy - Rdy - P + Fcyl * \sin(\beta) + Riy = 0 \\
 \sum M_D &= 0 \rightarrow -Rby \times L/2 \times \cos(\alpha) - Fcyl \times \sin(\beta) \times x1 \\
 &\quad - Fcyl \times \cos(\beta) \times y1 - Riy \times L/2 \times \cos(\alpha) + Rix \times L/2 \times \sin(\alpha) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

### 3.2.5 Ecuaciones de equilibrio BARRA 5.

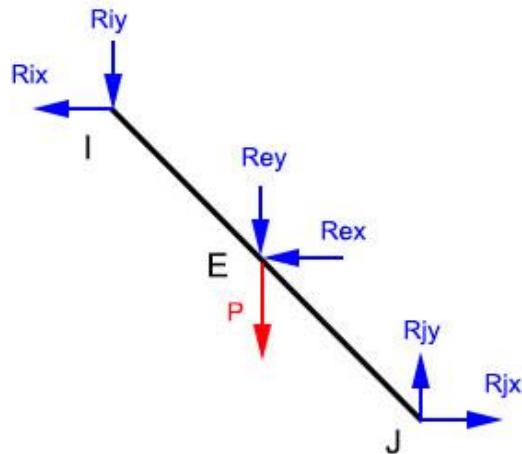


Figura 2.8: Reacciones de equilibrio barra 5.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{ix} - R_{ex} + R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{iy} - P - R_{ey} + R_{jy} = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = 0 \rightarrow & R_{iy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{ix} \times L/2 \times \sin(\alpha) \\ & + R_{jy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{jx} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0 \end{aligned}$$

### 3.2.6 Ecuaciones de equilibrio BARRA 6.

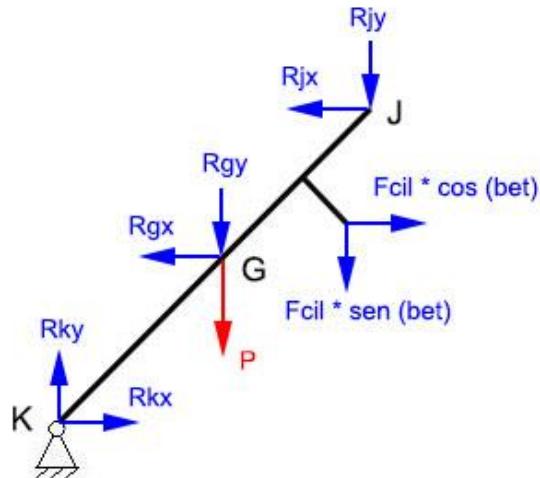


Figura 2.9: Reacciones de equilibrio barra 6.

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 \rightarrow -R_{jx} + R_{kx} - R_{gx} + F_{c1} \times \cos(\beta) = 0 \\
 \sum F_y &= 0 \rightarrow -R_{jy} - R_{gy} + R_{ky} - P - F_{c1} \times \sin(\beta) = 0 \\
 \sum M_D &= 0 \rightarrow R_{jx} \times L/2 \times \sin(\alpha) - F_{c1} \times \sin(\beta) \times x_1 - F_{c1} \times \cos(\beta) \times y_1 \\
 &\quad - R_{jy} \times L/2 \times \cos(\alpha) - R_{ky} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{kx} \times L/2 \times \sin(\alpha) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

### 3.3 Resultados de las reacciones en las tijeras.

Se presentan los resultados del cálculo del sistema de ecuaciones en el programa EES, para todas las posiciones de la plataforma.

#### 3.3.1 Reacciones en las tijeras para la altura de 303.89 mm.

Los resultados obtenidos para el sistema de ecuaciones cuando la altura es de 303.89 mm, son los siguientes:

**Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]**

alf = 2,613	bet = 16,96	Fcil = 18617
Rcy = -384,8	Rdx = 6272	Rdy = 1298
Rix = 24080	Riy = -2209	Rjx = 45269
H = 303,9	L = 2222	P = 241,7
Rex = 21189	Rey = 1011	Rfx = -27461
Rjy = -955,7	Rkx = 1,395E-15	Rky = 1396
Rax = 0	Ray = 671,1	Rby = 1683
Rfy = -1154	Rgx = -27461	Rgy = -3320
X = 2220	x1 = 717,2	y1 = -117,4
Rcx = -6272		
Rhy = 2408		

- **alf:** Corresponde al valor del ángulo formado por las barras y la horizontal.
- **bet:** Valor del ángulo entre el cilindro y la horizontal.
- **L:** Longitud de las barras.
- **X:** Distancia del apoyo B respecto de A.
- **H:** Altura de las tres tijeras.
- **Fcil:** Es la fuerza que debe realizar el cilindro para conseguir el equilibrio del sistema y mantener las tijeras en la posición que se requiera.
- **P:** Peso de cada barra.

### 3.3.2 Reacciones en las tijeras para la altura de 1000 mm.

**Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]**

alf = 8,627	bet = 27,33	Fc1l = 14239
Rcy = -367,3	Rdx = 1887	Rdy = 1263
Rix = 14536	Riy = -3333	Rix = 20909
H = 1000	L = 2222	P = 241,7
Rex = 6373	Rey = 1046	Rfx = -8259
Rjy = -2045	Rkx = -8,882E-16	Rky = 1379
Rax = 0	Ray = 653,6	Rby = 1700
Rfy = -1172	Rgx = -8259	Rgy = -3355
X = 2197	x1 = 725,5	y1 = -41,64
Rcx = -1887		
Rhy = 2425		

### 3.3.3 Reacciones en las tijeras para la altura de 2000 mm.

**Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]**

alf = 17,46	bet = 39,51	Fc1l = 11735
Rcy = -305,3	Rdx = 910,6	Rdy = 1139
Rix = 9964	Riy = -4323	Rjx = 13038
H = 2000	L = 2222	P = 241,7
Rex = 3074	Rey = 1171	Rfx = -3985
Rjy = -2911	Rkx = 1,709E-16	Rky = 1316
Rax = 0	Ray = 591,6	Rby = 1762
Rfy = -1234	Rgx = -3985	Rgy = -3480
X = 2120	x1 = 723,3	y1 = 70,24
Rcx = -910,6		
Rhy = 2488		

### 3.3.4 Reacciones en las tijeras a la altura de 3000 mm.

**Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]**

alf = 26,74	bet = 49,2	Fcil = 10796
Rcy = -185,3	Rdx = 567,8	Rdy = 898,5
Rix = 7622	Riy = -5150	Rix = 9541
H = 3000	L = 2222	P = 241,7
Rex = 1919	Rey = 1410	Rfx = -2487
Rjy = -3499	Rkx = 4,441E-16	Rky = 1197
Rax = 0	Ray = 471,5	Rby = 1882
Rfy = -1354	Rgx = -2487	Rgy = -3719
X = 1984	x1 = 702,5	y1 = 186
Rcx = -567,8		
Rhy = 2607		

### 3.3.5 Reacciones en las tijeras a la altura de 4000 mm.

**Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]**

alf = 36,87	bet = 57,31	Fcil = 10580
Rcy = 33,7	Rdx = 381,7	Rdy = 460,6
Rix = 6096	Riy = -6100	Rix = 7385
H = 4000	L = 2222	P = 241,7
Rex = 1289	Rey = 1849	Rfx = -1671
Rjy = -4010	Rkx = 1,938E-21	Rky = 977,7
Rax = 0	Ray = 252,6	Rby = 2101
Rfy = -1573	Rgx = -1671	Rgy = -4158
X = 1778	x1 = 658,9	y1 = 306,7
Rcx = -381,7		
Rhy = 2826		

### 3.3.6 Reacciones en las tijeras a la altura de 5000 mm.

Unit Settings: [J]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]

alf = 48,59	bet = 64,69	Fcil = 11015
Rcy = 473,7	Rdx = 252,3	Rdy = -419,6
Rix = 4961	Riy = -7594	Rjx = 5814
H = 5000	L = 2222	P = 241,7
Rex = 852,7	Rey = 2728	Rfx = -1105
Riy = -4625	Rkx = -1,942E-16	Rky = 538,3
Rax = 0	Ray = -187,6	Rby = 2541
Rfy = -2013	Rgx = -1105	Rgy = -5037
X = 1470	x1 = 582,8	y1 = 434,1
Rcx = -252,3		
Rhy = 3266		

## 4. Descomposición de las reacciones, axil, cortante y flector.

En este apartado, se va a realizar la descomposición de las reacciones en cada uno de los puntos, se ha utilizado para ello el programa Excel y, a continuación, se presentarán los resultados obtenidos.

Se dispone de una hoja de Excel para cada posición, en la que aparecen las reacciones en el sistema cartesiano, las descomposiciones en el sistema local de la barra, además de los valores finales del axil, cortante y flector para cada punto de las barras.

#### 4.1 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 303.89 mm).

Como ya se ha comentado, se muestra en las siguientes figuras la descomposición de cada una de las reacciones en los ejes cartesianos. Estas reacciones corresponden a la fila (REAC.XY), (FAXIL) será la descomposición en los ejes paralelos a la barra, y (FCORT), corresponde con el eje perpendicular a la barra.

TABLA DE DESCOMPOSICIÓN DE REACCIONES									
BARRA 1 BARRA 5 BARRA 3									
Columna	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC. XY	0,0	6272,0	-6272,0	-24080,0	-21189,0	45269,0	27461,0	-27461,0	0,0
FAXIL	0,0	-6265,5	6265,5	24055,0	21167,0	-45221,9	-27432,4	27432,4	0,0
FCORT	0,0	285,9	-285,9	-1097,8	-966,0	2063,8	1251,9	-1251,9	0,0

Columna	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh	peso
REAC. XY	-671,1	1298,0	-384,8	2209,0	-1011,0	-955,7	1154,0	-3320,0	2408,0	-241,7
FAXIL	-30,6	59,2	-17,5	100,7	-46,1	-43,6	52,6	-151,4	109,8	-11,0
FCORT	-670,4	1296,7	-384,4	2206,7	-1009,9	-954,7	1152,8	-3316,5	2405,5	-241,5

TABLA DE DESCOMPOSICIÓN DE REACCIONES									
BARRA 4 BARRA 2 BARRA 6									
Columna	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0,0	-6272,0	24080,0	6272,0	21189,0	-27461,0	-45269,0	27461,0	0,0
FAXIL	0,0	-6265,5	24055,0	6265,5	21167,0	-27432,4	-45221,9	27432,4	0,0
FCORT	0,0	285,9	-1097,8	-285,9	-966,0	1251,9	2063,8	-1251,9	0,0

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-17807,3	5430,7	17807,3	-5430,7
FAXIL	-11,0	-17788,8	247,6	17788,8	-247,6
FCORT	-241,5	811,8	5425,0	-811,8	-5425,0

Una vez que se tienen las componentes de cada reacción de XY en los ejes locales, se puede obtener la reacción final como composición de las anteriores. Así pues, en la siguiente tabla se muestran los valores finales de axil, cortante y el flector máximo de cada barra.

TABLA DE VALORES FINALES DE AXIL, CORTANTE Y FLECTOR									
BARRA 1 BARRA 5 BARRA 3									
Columna	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	-30,6	-6217,3	6247,9	24155,7	21109,9	-45265,5	-27379,8	27270,1	109,8
CORT	-670,4	1341,1	-670,3	1108,9	-2217,4	1109,1	2404,7	-4810,0	2405,5
FLECTOR		744883,9			1232311,4			2672746,9	

TABLA DE VALORES FINALES DE AXIL, CORTANTE Y FLECTOR									
BARRA 4 BARRA 2 BARRA 6									
Columna	B	D	I	C	E	F	J	G	K
AXIL	-76,7	-6335,7	23954,3	6283,0	21202,0	-27485,1	-45178,4	27572,8	63,6
CORT	-1681,3	-1252,2	-3304,5	98,5	-197,5	99,1	3018,5	1823,1	1394,5
FLECTOR		3952980,8			110151,3			3838581,6	

## 4.2 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 1000 mm).

	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
Columna	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC.XY	0,0	1887,0	-1887,0	-14536,0	-6373,0	20909,0	8259,0	-8259,0	0,0
FAXIL	0,0	-1865,7	1865,7	14371,5	6300,9	-20672,4	-8165,6	8165,6	0,0
FCORT	0,0	283,1	-283,1	-2180,4	-956,0	3136,4	1238,9	-1238,9	0,0
Columna	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh
REAC.XY	-653,6	1263,0	-367,3	3333,0	-1046,0	-2045,0	1172,0	-3355,0	2425,0
FAXIL	-98,0	189,5	-55,1	500,0	-156,9	-306,8	175,8	-503,3	363,8
FCORT	-646,2	1248,7	-363,1	3295,3	-1034,2	-2021,9	1158,7	-3317,0	2397,6
peso									

	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0,0	-1887,0	14536,0	1887,0	6373,0	-8259,0	-20909,0	8259,0	0,0
FAXIL	0,0	-1865,7	14371,5	1865,7	6300,9	-8165,6	-20672,4	8165,6	0,0
FCORT	0,0	283,1	-2180,4	-283,1	-956,0	1238,9	3136,4	-1238,9	0,0
Columna	Ryb	Ryd	Ryi	Ryc	Rye	Ryf	Ryj	Ryg	Ryk
REAC.XY	-1700,0	-1263,0	-3333,0	367,3	1046,0	-1172,0	2045,0	3355,0	1379,0
FAXIL	-255,0	-189,5	-500,0	55,1	156,9	-175,8	306,8	503,3	206,9
FCORT	-1680,8	-1248,7	-3295,3	363,1	1034,2	-1158,7	2021,9	3317,0	1363,4

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-12649,6	6537,3	12649,6	-6537,3
FAXIL	-36,3	-12506,5	980,6	12506,5	-980,6
FCORT	-239,0	1897,5	6463,4	-1897,5	-6463,4

De igual forma que para la primera posición, se representara el axil, cortante y flector total para cada punto de las barras.

	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
fres	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	-98,0	-1712,5	1810,6	14871,5	6107,7	-20979,2	-7989,8	7626,0	363,8
CORT	-646,2	1292,8	-646,2	1114,9	-2229,1	1114,5	2397,6	-4794,9	2397,6
FLECTOR		717989,1			1238733,6			2663973,6	

	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6				
fres	B	D	I	C	E	F	J	G	K	L CIL6	LCIL 4
AXIL	-255,0	-2091,4	13871,6	1920,7	6421,5	-8341,4	-20365,7	8632,6	206,9	11525,9	-11525,9
CORT	-1680,8	-1204,6	-5475,7	80,1	-160,8	80,1	5158,2	1839,2	1363,4	-8360,8	8360,8
FLECTOR		3919168,3			89022,1			3792180,6			

### 4.3 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 2000 mm).

Columna	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC.XY	0	910,6	-910,6	-9964,0	-3074,0	13038,0	3985,0	-3985,0	0
FAXIL	0	-868,6	868,6	9504,9	2932,4	-12437,3	-3801,4	3801,4	0
FCORT	0	273,2	-273,2	-2989,6	-922,3	3911,9	1195,7	-1195,7	0
	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh
REAC.XY	-591,6	1139,0	-303,3	4323,0	-1171,0	-2911,0	1234,0	-3480,0	2488,0
FAXIL	-177,5	341,7	-91,0	1297,1	-351,3	-873,4	370,2	-1044,1	746,5
FCORT	-564,3	1086,5	-289,3	4123,8	-1117,0	-2776,9	1177,1	-3319,7	2373,4
									peso

Columna	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0	-910,6	9964,0	910,6	3074,0	-3985,0	-13038,0	3985,0	0
FAXIL	0	-868,6	9504,9	868,6	2932,4	-3801,4	-12437,3	3801,4	0
FCORT	0	273,2	-2989,6	-273,2	-922,3	1195,7	3911,9	-1195,7	0
	Ryb	Ryd	Ryi	Ryc	Rye	Ryf	Ryj	Ryg	Ryk
REAC.XY	-1762,0	-1139,0	-4323,0	305,3	1171,0	-1234,0	2911,0	3480,0	1316,0
FAXIL	-528,7	-341,7	-1297,1	91,6	351,3	-370,2	873,4	1044,1	394,9
FCORT	-1680,8	-1086,5	-4123,8	291,2	1117,0	-1177,1	2776,9	3319,7	1255,4

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-9053,7	7466,0	9053,7	-7466,0
FAXIL	-72,5	-8636,6	2240,1	8636,6	-2240,1
FCORT	-230,6	2716,5	7122,0	-2716,5	-7122,0

Finalmente, los valores de axil, cortante y flector para cada punto, quedarán de la siguiente forma:

fres	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	-177,5	-599,4	777,6	10802,0	2508,5	-13310,7	-3431,1	2684,7	746,5
CORT	-564,3	1129,2	-562,5	1134,2	-2270,0	1135,0	2372,8	-4745,9	2373,4
FLECTOR		625040,7			1261142,7			2637050,9	

fres	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6				
	B	D	I	C	E	F	J	G	K	L CIL6	LCIL 4
AXIL	-528,7	-1282,9	8207,9	960,2	3211,2	-4171,6	-11563,9	4773,0	394,9	6396,5	-6396,5
CORT	-1680,8	-1043,9	-7113,4	18,0	-35,9	18,5	6688,8	1893,4	1255,4	-9838,5	9838,5
FLECTOR		3804842,5			20570,4			3634993,8			

#### 4.4 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 3000 mm).

Columna	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC.XY	0	567,8	-567,8	-7622,0	-1919,0	9541,0	2487,0	-2487,0	0
FAXIL	0	-507,1	507,1	6806,9	1713,8	-8520,7	-2221,0	2221,0	0
FCORT	0	255,5	-255,5	-3429,5	-863,4	4292,9	1119,0	-1119,0	0
Columna	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh
REAC.XY	-471,5	898,5	-183,5	5150,0	-1410,0	-3499,0	1354,0	-3719,0	2607,0
FAXIL	-212,1	404,3	-82,6	2317,2	-634,4	-1574,3	609,2	-1673,3	1173,0
FCORT	-421,1	802,4	-163,9	4599,2	-1259,2	-3124,8	1209,2	-3321,3	2328,2
									-215,9

Columna	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0	-567,8	7622,0	567,8	1919,0	-2487,0	-9541,0	2487,0	0
FAXIL	0	-507,1	6806,9	507,1	1713,8	-2221,0	-8520,7	2221,0	0
FCORT	0	255,5	-3429,5	-255,5	-863,4	1119,0	4292,9	-1119,0	0
Columna	Ryb	Ryd	Ryi	Ryc	Rye	Ryf	Ryj	Ryg	Ryk
REAC.XY	-1882,0	-898,5	-5150,0	185,3	1410,0	-1354,0	3499,0	3719,0	1197,0
FAXIL	-846,8	-404,3	-2317,2	83,4	634,4	-609,2	1574,3	1673,3	538,6
FCORT	-1680,7	-802,4	-4599,2	165,5	1259,2	-1209,2	3124,8	3321,3	1069,0

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-7054,3	8172,5	7054,3	-8172,5
FAXIL	-108,8	-6299,9	3677,2	6299,9	-3677,2
FCORT	-215,9	3174,0	7298,5	-3174,0	-7298,5

A continuación, se presentan los resultados de axil, cortante y flector máximo para esta altura.

fres	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	-212,1	-211,6	424,5	9124,1	970,6	-10095,0	-1611,8	438,9	1173,0
CORT	-421,1	842,0	-419,4	1169,8	-2338,5	1168,1	2328,2	-4656,2	2328,2
FLECTOR		467858,2			1299746,7			2586870,8	

fres	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6				
	B	D	I	C	E	F	J	G	K	F CIL6	F CIL4
AXIL	-846,8	-1020,1	4489,7	590,5	2239,4	-2830,3	-6946,3	3785,6	538,6	2622,8	-2622,8
CORT	-1680,7	-762,8	-8028,7	-90,0	179,9	-90,2	7417,7	1986,4	1069,0	-10472,6	10472,6
FLECTOR		3604895,9			100213,0			3360496,6			

#### 4.5 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 4000 mm).

Columna	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC.XY	0	381,7	-381,7	-6096,0	-1289,0	7385,0	1671,0	-1671,0	0
FAXIL	0	-305,4	305,4	4876,8	1031,2	-5908,0	-1336,8	1336,8	0
FCORT	0	229,0	-229,0	-3657,6	-773,4	4431,0	1002,6	-1002,6	0
Columna	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh
REAC.XY	-252,6	460,6	33,7	6100,0	-1849,0	-4010,0	1573,0	-4158,0	2826,0
FAXIL	-151,6	276,4	20,2	3660,0	-1109,4	-2406,0	943,8	-2494,8	1695,6
FCORT	-202,1	368,5	27,0	4880,0	-1479,2	-3208,0	1258,4	-3326,4	2260,8
									peso

Columna	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0	-381,7	6096,0	381,7	1289,0	-1671,0	-7385,0	1671,0	0
FAXIL	0	-305,4	4876,8	305,4	1031,2	-1336,8	-5908,0	1336,8	0
FCORT	0	229,0	-3657,6	-229,0	-773,4	1002,6	4431,0	-1002,6	0
Columna	Ryb	Ryd	Ryi	Ryc	Rye	Ryf	Ryj	Ryg	Ryk
REAC.XY	-2101,0	-460,6	-6100,0	-33,7	1849,0	-1573,0	4010,0	4158,0	977,7
FAXIL	-1260,6	-276,4	-3660,0	-20,2	1109,4	-943,8	2406,0	2494,8	586,6
FCORT	-1680,8	-368,5	-4880,0	-27,0	1479,2	-1258,4	3208,0	3326,4	782,2

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-5714,2	8904,2	5714,2	-8904,2
FAXIL	-145,0	-4571,3	5342,5	4571,3	-5342,5
FCORT	-193,4	3428,5	7123,3	-3428,5	-7123,3

Como en los apartados anteriores se procede a mostrar el axil, cortante y flector total, para cada punto de las barras.

fres	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	-151,6	-174,0	325,6	8536,8	-223,2	-8314,0	-393,0	-1303,0	1695,6
CORT	-202,1	404,1	-202,1	1222,4	-2446,0	1223,0	2261,0	-4522,4	2260,8
FLECTOR		224509,5			1358891,8			2512197,9	

fres	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	B	D	I	C	E	F	J	G	K
AXIL	-1260,6	-726,8	1216,8	285,1	1995,6	-2280,6	-3502,0	3686,6	586,6
CORT	-1680,8	-332,8	-8537,6	-256,0	512,4	-255,8	7639,0	2130,4	782,2
FLECTOR		3415040,9			284419,9			3055602,5	

## 4.6 Descomposiciones, axil cortante y flector (H= 5000 mm).

Columna	BARRA 1			BARRA 5			BARRA 3		
	Rxa	Rxd	Rxc	Rxi	Rxe	Rxj	Rxf	Rxg	Rxh
REAC.XY	0	252,3	-252,3	-4961,0	-852,7	5814,0	1105,0	-1105,0	0
FAXIL	0	-166,9	166,9	3281,4	564,0	-3845,6	-730,9	730,9	0
FCORT	0	189,2	-189,2	-3720,7	-639,5	4360,5	828,7	-828,7	0
Columna	Rya	Ryd	Ryc	Ryi	Rye	Ryj	Ryf	Ryg	Ryh
REAC.XY	187,6	-419,6	473,7	7594,0	-2728,0	-4625,0	2013,0	-5037,0	3266,0
FAXIL	140,7	-314,7	355,3	5695,5	-2046,0	-3468,7	1509,7	-3777,7	2449,5
FCORT	124,1	-277,5	313,3	5023,0	-1804,4	-3059,2	1331,5	-3331,7	2160,3
									peso

Columna	BARRA 4			BARRA 2			BARRA 6		
	Rxb	Rxd	Rxi	Rxc	Rxe	Rxf	Rxj	Rxg	Rxk
REAC.XY	0	-252,3	4961	252,3	852,7	-1105	-5814	1105	0
FAXIL	0	-166,88201	3281,4176	166,882012	564,012254	-730,89427	-3845,6283	730,894266	0
FCORT	0	189,223899	-3720,7284	-189,2239	-639,52128	828,745179	4360,47464	-828,74518	0
Columna	Ryb	Ryd	Ryi	Ryc	Rye	Ryf	Ryj	Ryg	Ryk
REAC.XY	-2541,0	419,6	-7594,0	-473,7	2728,0	-2013,0	4625,0	5037,0	538,3
FAXIL	-1905,7	314,7	-5695,5	-355,3	2046,0	-1509,7	3468,7	3777,7	403,7
FCORT	-1680,7	277,5	-5023,0	-313,3	1804,4	-1331,5	3059,2	3331,7	356,1

Columna	peso	fcil x 4	fcil y 4	fcil x 6	fcil y 6
REAC.XY	-241,7	-4709,1	9957,6	4709,1	-9957,6
FAXIL	-181,3	-3114,8	7468,2	3114,8	-7468,2
FCORT	-159,9	3531,8	6586,4	-3531,8	-6586,4

fres	A	D	C	I	E	J	F	G	H
AXIL	140,7	-662,9	522,2	8976,9	-1663,3	-7314,4	778,8	-3228,1	2449,5
CORT	124,1	-248,2	124,1	1302,3	-2603,8	1301,3	2160,2	-4320,3	2160,3
FLECTOR		137889,2			1446950,1			2400231,0	

fres	B	D	I	C	E	F	J	G	K	F CIL6	F CIL4
AXIL	-1905,7	-33,5	-2414,0	-188,4	2428,7	-2240,6	-376,9	4327,3	403,7	-4353,4	4353,4
CORT	-1680,7	306,9	-8743,7	-502,5	1005,0	-502,7	7419,6	2343,1	356,1	-10118,2	10118,2
FLECTOR		3497489,9			558593,4			2967859,0			

## 5. Diagramas de esfuerzo y tensiones en las barras de las tijeras.

Se van a analizar a continuación, las tensiones que aparecen en las barras que forman la estructura de las tijeras, para ello se utilizará el criterio de Von Mises y se calcularán las tensiones en los puntos de las barras cuyos esfuerzos son mayores. Para encontrar estos puntos debemos observar los diagramas de esfuerzos de dichas barras, existen tres tipos de diagramas generales, ya que hay barras que tienen las mismas características.

A continuación, se van a mostrar los tres tipos de diagramas, con el fin de observar donde se encuentran los puntos críticos. El primer diagrama corresponde a la barra 1, puesto que la barra 3 y 5 tienen la misma orientación, sus diagramas serán similares a los de la barra 1.

Se representa en la siguiente figura, el paso de los ejes absolutos a locales y los diagramas de esfuerzos para la barra 1.

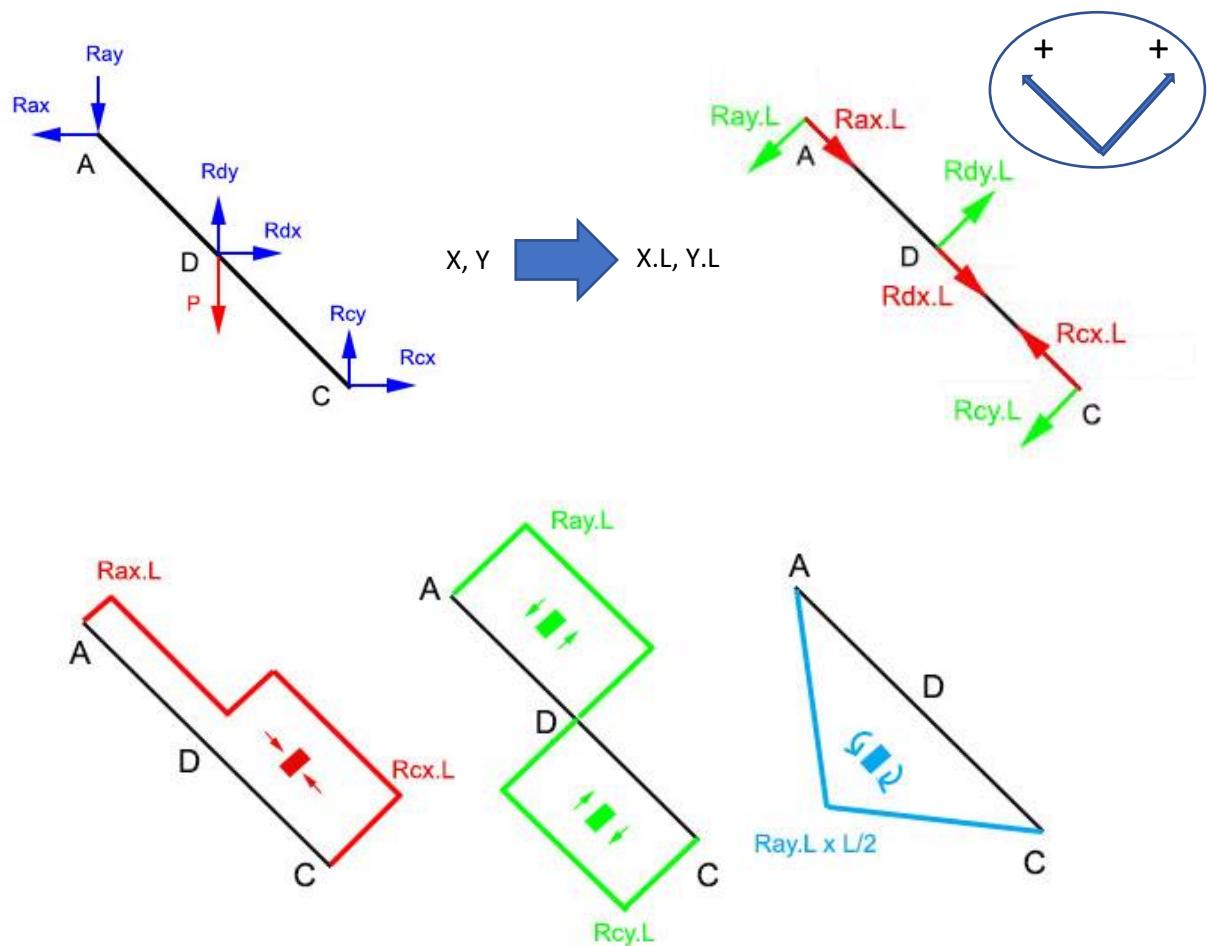


Figura 2.10: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

Como se puede ver en los diagramas, el punto crítico se encuentra en el centro de la barra donde se van a encontrar las tensiones máximas, posteriormente se calcularán estas tensiones.

El siguiente diagrama, corresponde a la barra 2, cuya orientación es la opuesta a las barras 1, 3 y 5.

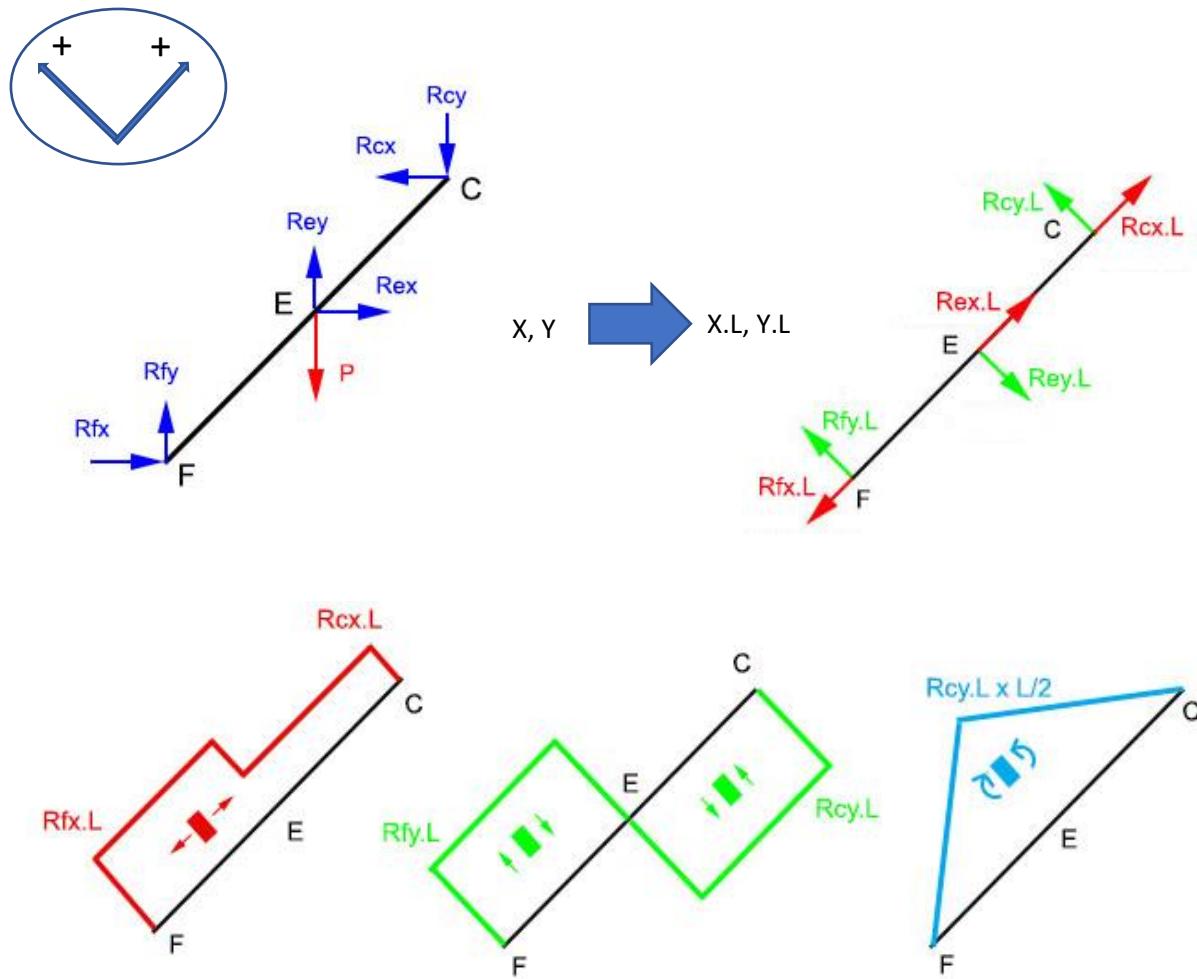


Figura 2.11: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

En este caso, la tensión máxima en la barra, también se dará en la zona central, ya que el momento flector es máximo en el punto E.

Por último, se incluyen los diagramas correspondientes a la barra 4, ya que tiene el apoyo del cilindro, al igual que la barra 6, y esto provocará un cambio en el tipo de diagramas que aparecerán en las mismas.

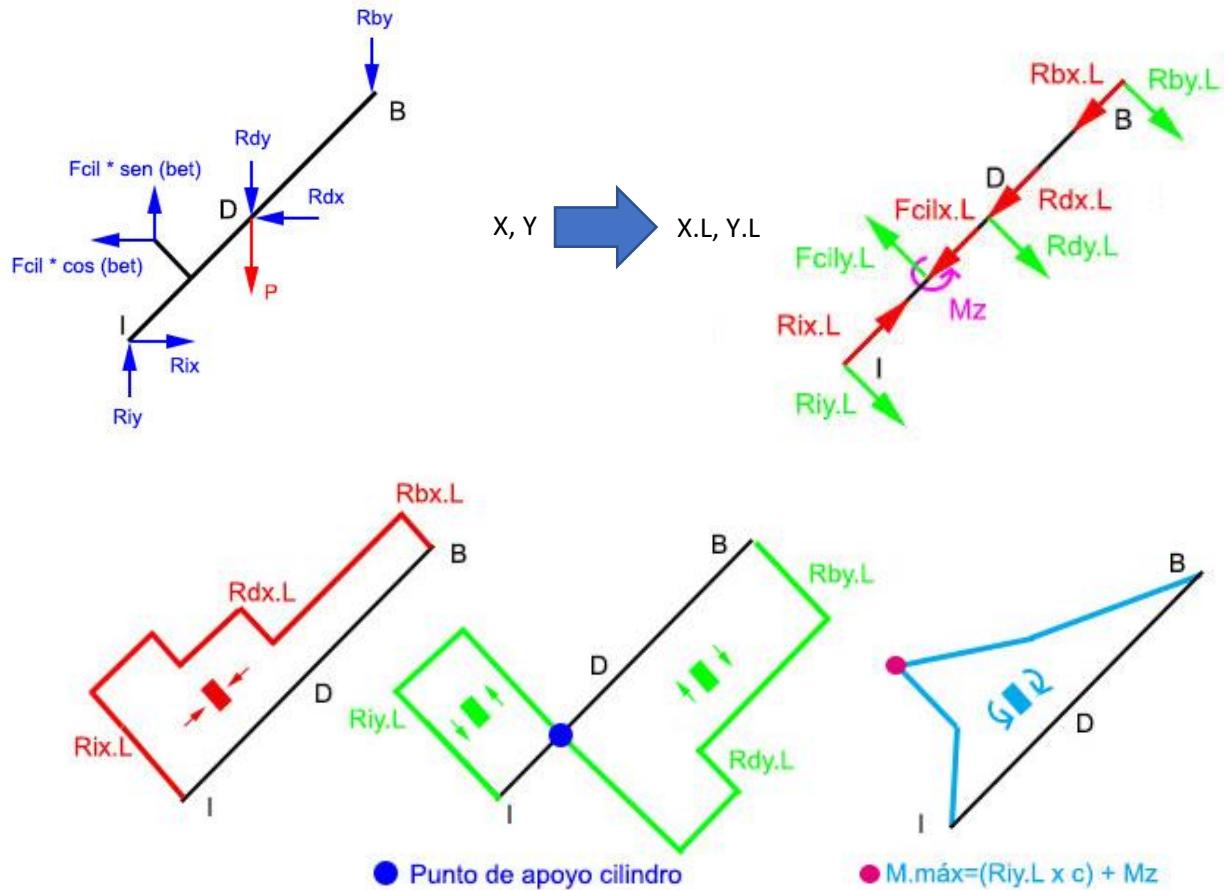


Figura 2.12: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

En el caso de las barras 4 y 6, las tensiones máximas aparecerán en la zona de sujeción de las orejetas que absorben la fuerza del cilindro.

Una vez definidos los puntos críticos se van a presentar los valores de las tensiones en dichos puntos. Para ellos se utilizará el criterio de Von Mises, cuyas ecuaciones son:

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

### Ec. VM

Puesto que en la Ec. VM se desprecian los términos asociados a las tensiones tangenciales, y solo tenemos componente de la tensión normal en X, la tensión equivalente de Von Mises ( $\sigma_{eqv}$ ) coincide con la tensión de trabajo en X, que se define según la siguiente expresión:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_{xtrab}$$

$$\sigma_{xtrab} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

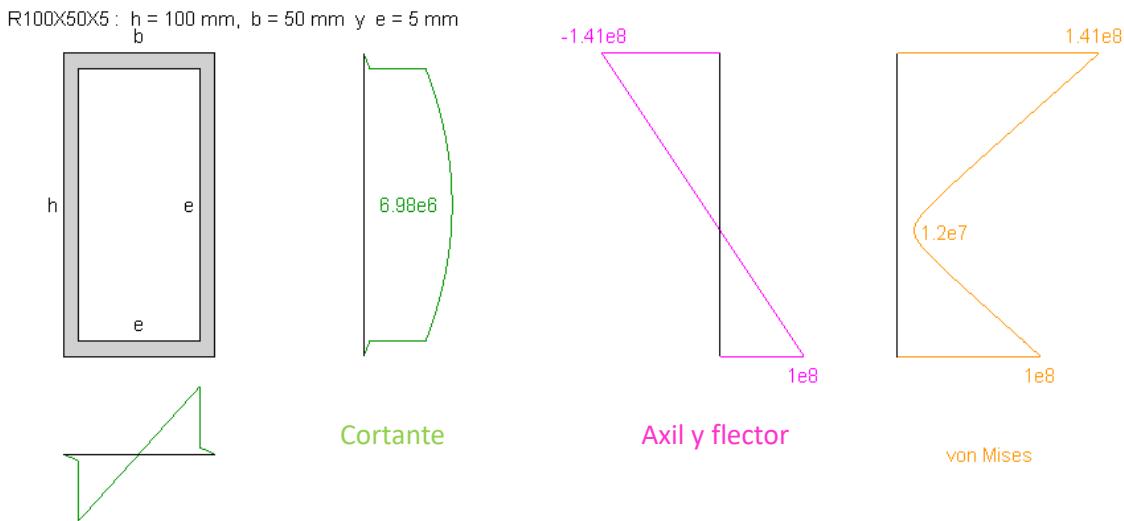
Se van a incluir los resultados que se han obtenido en Excel, de las tensiones máximas (Mpa) en cada barra, para todas las posiciones estudiadas. Después, mediante el coeficiente de seguridad fijado, se comprobará que se encuentran en el rango admisible.

ALTURA	BARRA 1	BARRA 2	BARRA 3	BARRA 4	BARRA 5	BARRA 6
303,89	28,2	24	105	129,9	72,8	142,1
1000	24,07	9,04	90,26	125,7	54,85	126,6
2000	20,36	3,76	86,01	121,75	49,84	118,88
3000	15,1	5,3	83,1	115,5	48,7	109,6
4000	7,34	10,7	80,76	108,97	49,37	99,3
5000	4,75	16	77,78	112,48	52,48	93,63

Figura 2.13: Tensiones máximas para todas las posiciones y barras en MPa.

Como se puede observar la tensión máxima, se da en la barra 6, cuando la plataforma se encuentra en la posición inferior.

Se procede a mostrar los resultados obtenidos en el programa MEF1, para la sección de la barra 6 que posee mayores tensiones.



No se tendrán en cuenta las tensiones tangenciales, ya que el momento flector tiene mucha más influencia y en los puntos donde el flector es máximo, las tensiones debidas al cortante son 0.

El siguiente paso, será comprobar si los esfuerzos están dentro del rango deseado, para ello se usa la ecuación del coeficiente de seguridad de Von Mises:

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

$\sigma_{eqv} = \sigma_{xtrab}$  = Máxima tensión equivalente de Von Mises para cada barra

$$\sigma_f = 450 \text{ Mpa}$$

De la ecuación anterior se obtiene que la tensión máxima de trabajo será de 150 Mpa, si tenemos en cuenta que el coeficiente de seguridad fijado es de 3. Por lo tanto, si se compara este valor con el máximo valor de tensión obtenido en las barras de las tijeras:

$$142,1 < 150 \text{ Mpa}$$

En este caso, las tensiones se encuentran en los rangos deseados, así que, el dimensionamiento es correcto.

Para tener otro punto de vista, se incluye una tabla con los coeficientes de seguridad de las barras para la posición inferior, que es la más desfavorable, este coeficiente no debe de ser inferior a 3 en ningún caso:

BARRA	COEF. SEGURIDAD (>3)
1	16,0
2	18,8
3	4,3
4	3,5
5	6,2
6	3,2

Todas las barras presentan un coeficiente de seguridad por encima del mínimo, así que están bien dimensionadas.

## 6. Cálculo del cilindro hidráulico.

El primer paso es definir la fuerza máxima que debe proporcionar el cilindro. Como ya se ha comentado en la memoria, este valor se produce en la posición inferior de la plataforma y tiene un valor de 37234 N.

$$F = 37234 \text{ N.}$$

Se va a fijar una presión inicial de trabajo para el cilindro de 100 bares, posteriormente, con las características necesarias de este, se seleccionará el equipo necesario para conseguir esta presión y el caudal necesario.

Se debe definir la longitud de la carrera del cilindro para posteriores cálculos. Esta se define como la longitud del cilindro extendido, menos la longitud replegado, estas son cotas que se pueden obtener del modelo simplificado de las tijeras, que se muestra a continuación:

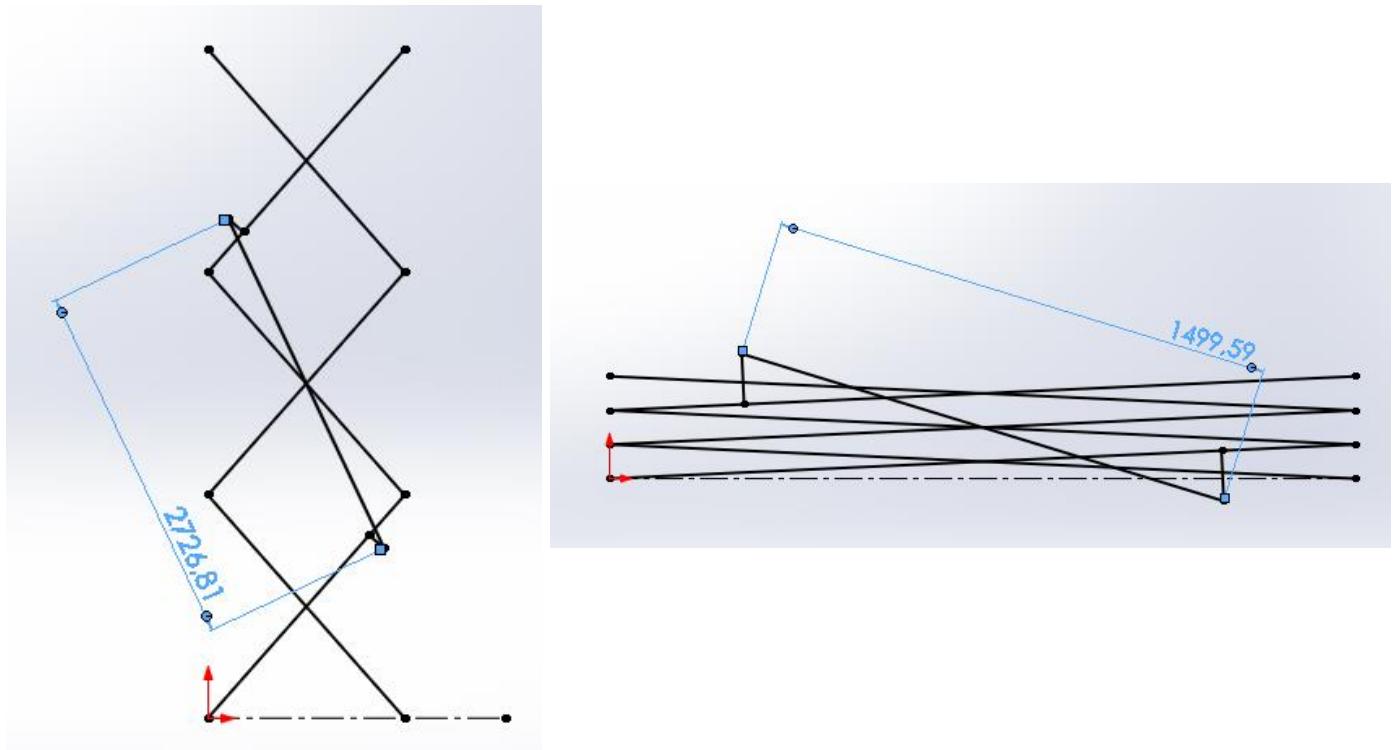


Figura 2.14: Longitud del cilindro en posición superior e inferior.

Si se aplica la ecuación para la carrera del cilindro quedará:

$$CARRERA_{cilindro} = longitud_{extendido} - longitud_{replegada}$$

$$CARRERA_{cilindro} = 1227,22 \text{ mm.}$$

## 6.1 Diámetro del émbolo.

Con los datos anteriores, se calcula el diámetro mínimo del émbolo mediante la siguiente ecuación:

$$F_a(N) = \frac{p(\text{bar}) \times \frac{\pi \times D^2}{4} (\text{mm}^2)}{9.81 (\text{bar}/\text{Mpa})}$$

$$D = 68,19 \text{ mm}$$

Con este valor obtenido, se ha buscado en tablas de fabricantes de cilindros y se han obtenido valores típicos para el diámetro del émbolo, y otros valores recomendados para el vástago. El valor más próximo a nuestro diámetro mínimo, es de 80 mm.

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

Se escoge el valor del diámetro para el émbolo más próximo, por encima del diámetro mínimo de 68,19 mm.

$$D_{\text{émbolo}} = 80 \text{ mm.}$$

$$A = 5027 \text{ mm}^2.$$

Con el nuevo valor del diámetro para el émbolo, se va a recalcular la nueva presión de trabajo, utilizando la fórmula de la fuerza de avance, ya utilizada en este apartado, se obtiene una presión de **72,66 bares**.

## 6.2 Dimensionado del vástago.

El dimensionamiento del vástago se va a realizar por pandeo, debido a que este empuja el elemento que pretende mover, por lo tanto, el pandeo es un efecto que puede ocurrir, ya que trabaja a compresión, esto no tendría sentido, si el vástago trabajara a tracción.

Es importante elegir bien los apoyos que encontraremos en el cilindro para escoger correctamente el coeficiente ( $\beta$ ). En la siguiente tabla, se encuentran los diferentes apoyos posibles:

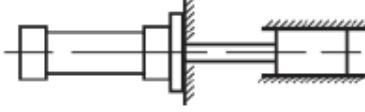
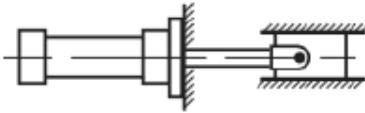
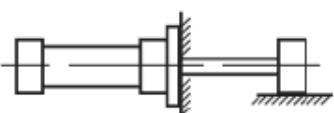
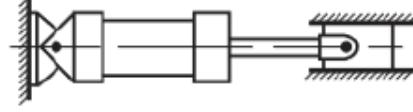
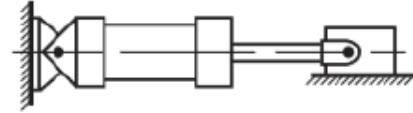
FORMA FIJACIÓN DEL CILINDRO CYLINDER MOUNTING FORM	PRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA ESQUEMATIC REPRESENTATION	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO PISTON ROD END	K
Brida frontal Front flange		Fijado y guía rígida Fixed and rigid guide	0,5
		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	0,7
		Apoyado y guía no rígida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

Figura 2.15: Tabla de apoyos y coeficientes para el cilindro.

En nuestro caso, los apoyos corresponden al caso apoyado y guía rígida, así que el coeficiente ( $\beta$ ), será de 2. Con los datos de la carrera y el coeficiente ( $\beta$ ), aplicamos la ecuación para la longitud de pandeo, y podemos obtener de la siguiente tabla, el diámetro mínimo para el vástago.

$$\text{Longitud pandeo} = \text{Carrera cilindro} \times \beta = 2454,44 \text{ mm}$$

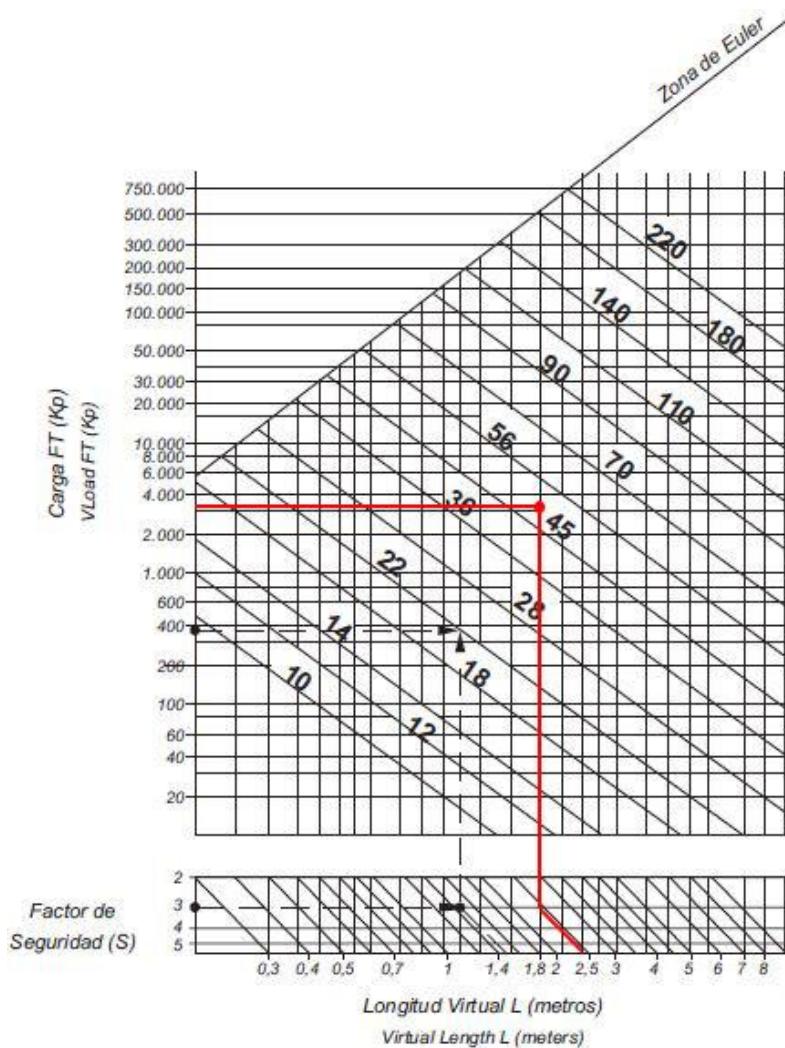


Figura 2.16: Tabla de dimensionamiento vástago por pandeo.

El valor necesario mínimo de diámetro para el vástago esta entre 45 y 56 mm, así que se elegirá como diámetro mínimo:

$$D_{min,vástago} = 56 \text{ mm.}$$

## 6.3 Cálculo del espesor de la pared del cilindro.

El material que se va a utilizar para la pared del cilindro, será un tubo lapeado de material St52,3 H9, cuya equivalencia es el acero S-355, con un límite elástico de 355 Mpa. Además, el coeficiente de seguridad, se fijará como hasta ahora en 3.

Se va a realizar un cálculo para cilindro de pared delgada, si este no es válido, se procederá al cálculo mediante cilindro de pared gruesa.

### 6.3.1 Cilindro de pared delgada.

Para que sea válido el dimensionamiento mediante este tipo de cálculo, debe cumplirse:

$$e < \frac{D_{\text{émbolo}}}{40}$$

$$D_{\text{émbolo}} = 80 \text{ mm.}$$

Se presenta a continuación la ecuación para la tensión equivalente de Von Mises en tensiones principales:

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

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

Además, se sabe que para el cálculo por pared delgada se pueden suponer las siguientes simplificaciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_\theta = \sigma_1 = \frac{P \times D}{2 \times e} \quad P = 7,26 \text{ Mpa.} \\ \sigma_z = \sigma_2 = \frac{P \times D}{4 \times e} \quad D = 80 \text{ mm.} \\ \sigma_r = \sigma_3 = 0 \end{array} \right.$$

Si se utiliza la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, se obtendrá el valor del espesor necesario:

$$e = 2,125 \text{ mm.}$$

Se comprueba si se cumple la ecuación para cilindros de pared delgada:

$$e < \frac{D_{\text{émbolo}}}{40}$$

$$2,125 > 2 \text{ mm}$$

El valor obtenido es mayor que 2, así que será necesario realizar el cálculo mediante pared gruesa, ya que no se cumple la hipótesis para pared delgada.

### 6.3.2 Cilindro de pared gruesa.

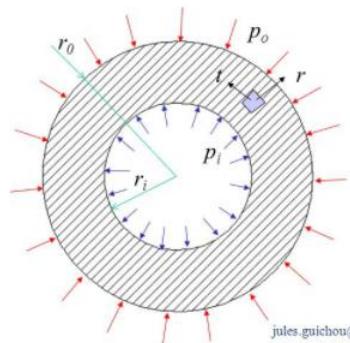
Para este cálculo de la pared del cilindro mediante pared gruesa, se debe tener en cuenta que las simplificaciones del apartado de pared delgada, ya no serán válidas. Se utilizarán las ecuaciones simplificadas para pared gruesa, que corresponden a un cilindro sometido solamente a presión interior. Ya que la presión exterior es la atmosférica, y se considera tan inferior con respecto a la presión interior, será despreciable.

Con lo cual, las ecuaciones para las tensiones en el cilindro quedarán de la siguiente forma:

$$\sigma_\theta = \sigma_1 = \frac{p_i \times (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_z = \sigma_2 = \frac{p_i \times r_i^2}{r_0^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r = \sigma_3 = -p_i = -7,26 \text{ MPa.}$$



De igual forma que en el apartado anterior, al sustituir las tensiones en la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, se obtendrá el valor de  $r_0$ , siendo este el radio exterior del cilindro. Se ha resuelto el cálculo en el programa EES, y el resultado ha sido de 42,31 mm, esto indica que el espesor necesario para el cilindro debe de ser como mínimo de:

$$e = r_0 - r_i = 42,31 - 40 = 2,31 \text{ mm.}$$

Una vez realizados los cálculos, se mostrará la selección por la que se ha optado, para los diferentes componentes necesarios en el conjunto de impulsión. Se van a definir los productos comerciales que encajarían con nuestros resultados analíticos.

### 6.3.3 Elección del cilindro.

Se ha buscado en diferentes catálogos de varios fabricantes hasta dar con el tipo de cilindro más conveniente a las necesidades requeridas.

Inicialmente se buscó en el catálogo de “HIDRAULICA FERRER”, en el que se pueden encontrar cilindros con varios tipos de sujeteciones.





Características Cilindros Hidráulicos Serie ISO 6022										
<b>Norma</b>	ISO-6022									
<b>Tipo de construcción</b>	Con brida									
<b>Tipo de efecto</b>	Doble									
<b>Presión nominal</b>	250 bar									
<b>Presión de prueba</b>	375 bar									
<b>Posición de montaje</b>	s/pedido									
<b>Temperatura ambiente</b>	-20°C + 70°C con juntas estándar. -10°C + 160°C con juntas para temperaturas elevadas.									
<b>Temperatura de fluido</b>	-20°C + 70°C con juntas estándar. -10°C + 160°C con juntas para temperaturas elevadas.									
<b>Fluido</b>	Aceite mineral CETOP RP 91-H. (para otros fluidos consulten con nuestra oficina técnica)									
<b>Viscosidad</b>	12÷90 (mm <sup>2</sup> /s)									
<b>Filtración</b>	Grado de filtración según NAS 1638									
<b>Ø Pistón</b>	40	50	63	80	100	125	160	200		
<b>Ø Vástago</b>	22	28	28	36	36	45	45	58	56 70 70 90 80 110 110 140	
<b>Velocidad máx. (m/s) Juntas estándar</b>	0,5					0,4				
<b>Velocidad máx. (m/s) Juntas Vitón</b>	1									
<b>Tolerancia carrera</b>	⇒ Entre 0 y 1.5 mm para carreras de 0 a 499 mm ⇒ Entre 0 y 2 mm para carreras de 500 a 1249 mm ⇒ Entre 0 y 3 mm para carreras de 1250 a 3149 mm ⇒ Entre 0 y 5 mm para carreras superiores a 3150 mm									
<b>Carrera máxima estándar</b>	3000 mm. (Para carreras superiores consulten con nuestra oficina técnica).									
<b>Amortiguación</b>	Opcional en uno o ambos extremos									

Figura 2.17: Catálogo “HIDRÁULICA FERRER”.

Se ha descartado esta opción, dado que se trata de cilindros de doble efecto y en este caso, solo es necesario un cilindro de simple efecto, ya que la vuelta a la posición replegada, se realizará parando la bomba hidráulica y el peso de la plataforma permitirá el retorno a la posición inicial.

El mismo problema aparece en el catálogo del fabricante “TRECA SL”, los cilindros son de doble efecto, así que no son válidos para este caso:

TRECA

CILINDROS HIDRÁULICOS CHV

HIDRÁULICA      NEUMÁTICA  
**TRECA**  
VULCANIZADOS



TRECA

CILINDROS HIDRÁULICOS CHV

HIDRÁULICA      NEUMÁTICA  
**TRECA**  
VULCANIZADOS

## Dimensiones

$\varnothing$ (mm)	32	40	50	60	70	80	90	100
Sección total (cm <sup>2</sup> )	8,04	12,6	19,6	28,3	38,5	50,3	63,6	78,5
Sección visto/normal (cm <sup>2</sup> )	0,18	0,20	0,21	0,20	0,23	0,20	0,21	0,20
2,01	3,14	4,91	7,07	9,62	12,6	15,9	20,3	
Sección anular (normal) (cm <sup>2</sup> )	6,03	9,42	14,7	21,2	28,9	37,7	47,7	50,3
Sección visto/diferencial (cm <sup>2</sup> )	0,18	0,20	0,21	0,20	0,23	0,20	0,21	0,20
3,14	4,91	6,62	12,6	19,6	26,3	28,3	30,5	
Sección anular (diferencial) (cm <sup>2</sup> )	4,9	7,66	10,0	15,7	18,9	22,0	25,3	40,1
Conexiones (Rosca gas) (cm <sup>2</sup> )	1/4"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"	1/2"

## Características constructivas

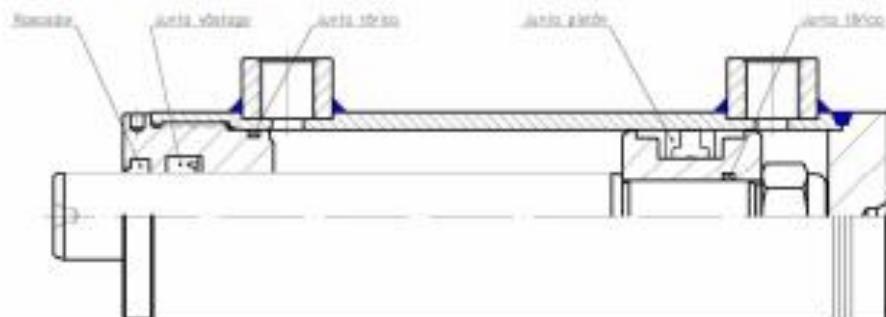


Figura 2.18: Catálogo "TRECA SL".

Finalmente, se ha optado por la opción de buscar un cilindro hidráulico de simple efecto que cumpliera con los parámetros calculados. Se ha encontrado el fabricante "BASTIMEC SL", el cual dispone de una amplia gama de cilindros hidráulicos, y sería una buena elección para la plataforma.



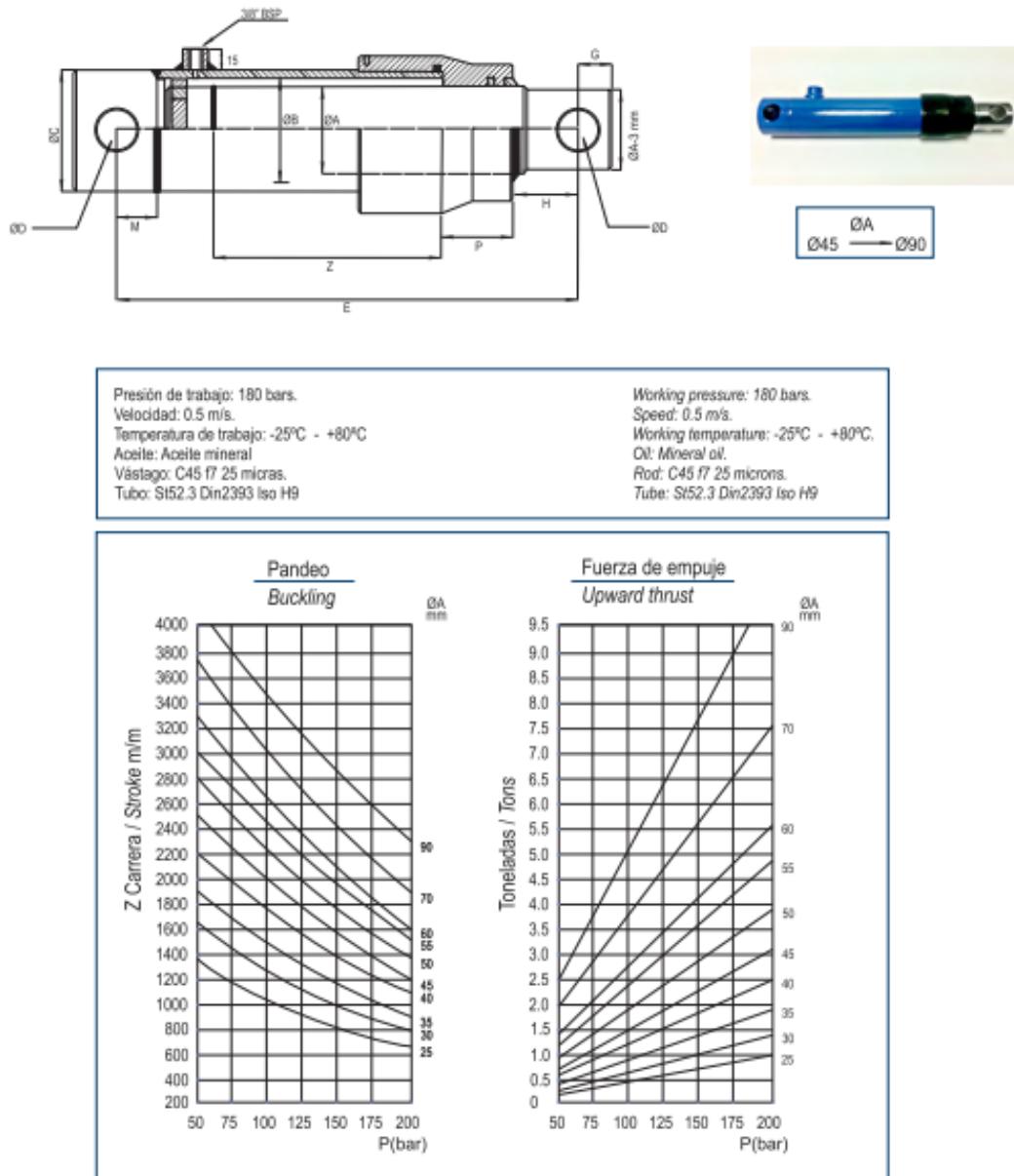


Figura 2.19: Catálogo “BASTIMEC SL”.

En la Figura 2.19, se observa el tipo de cilindro elegido, sus características principales se mostrarán en la siguiente tabla.

Características del cilindro	
Ø Vástago	70 mm
Ø Interior tubo lapeado	80 mm
Ø Exterior tubo lapeado	90 mm
Presión máxima	180 bares
Velocidad máxima	0.5 m/s
Carrera	1300 mm
Material Vástago	Ck 45 f7
Material tubo	St 52,3 H9 ~ S-355
Fluido	Aceite Mineral

Este cilindro, cumple con las propiedades que se han calculado previamente. El diámetro del vástago tenía que ser superior a 56 mm, y en este cilindro será de 70 mm, por lo tanto, está por encima del valor mínimo.

En el caso del embolo, el diámetro debía de ser de 80 mm, que es el valor justo de este producto y, por último, el espesor mínimo calculado por pared gruesa era de 2,31 mm, y el cilindro elegido posee un espesor de 5 mm, así que es una buena opción para nuestra plataforma.

Sin embargo, se ha elegido la opción de mecanizar las fijaciones del cilindro con los pasadores, se comentará a continuación, de forma breve el diseño de estas fijaciones y como se montarán en el cilindro.

A continuación, se muestran los planos correspondientes a las sujeciones del cilindro con los pasadores.

### FIJACIONES DEL CILINDRO.

Se han diseñado dos tipos de fijación, una para la unión del tubo lapeado con el pasador inferior, y otro tipo para la unión del vástago con el pasador superior. Se muestra a continuación, un plano de la fijación inferior:

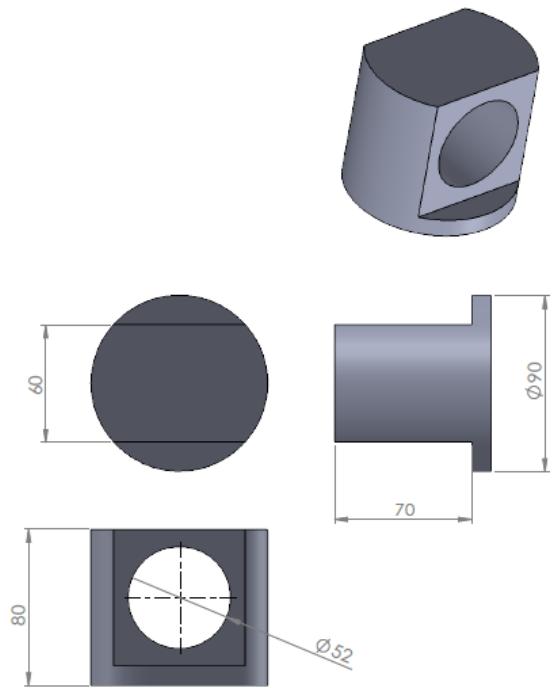


Figura 2.20: Pieza de fijación inferior del cilindro.

Esta fijación se soldará mediante un cordón de soldadura a la cara inferior del cilindro hidráulico.

La sujeción superior del cilindro, es decir, la del vástago, se introducirá en un taladro roscado practicado en el mismo vástago. Esta pieza se muestra a continuación.

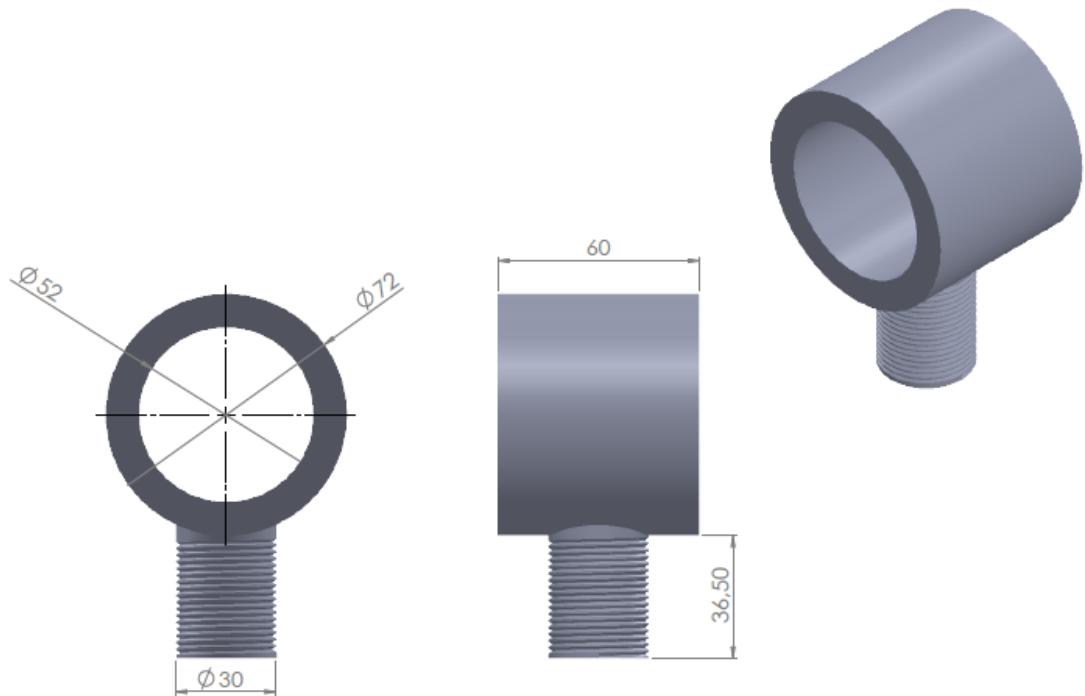


Figura 2.21: Pieza de sujeción superior del cilindro.

Este diseño, tiene en cuenta que debido al paso del tiempo puede ser necesario realizar un cambio en esta pieza, por lo que de esta forma se podría sustituir de una forma rápida y sencilla, sin la necesidad de cambiar todo el cilindro.

### VELOCIDAD DE LA PLATAFORMA, DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO Y TIEMPO DE ELEVACIÓN.

Este subapartado tiene como objetivo conocer el tiempo que tarda la plataforma en alcanzar su altura máxima, para ello debemos tener en cuenta algunos parámetros. Se fijará la velocidad del vástago en 10 mm/s, inicialmente.

Para este análisis se ha realizado una tabla en la que aparece el incremento de la carrera, inicialmente cero, y como valor final 1230 mm. También se incluye la altura de la plataforma, o posición de esta conforme la carrera aumenta en intervalos de 10 mm. Finalmente, en la última columna se muestra el incremento de altura para cada intervalo de 10 mm de carrera.

Incremento Carrera	Altura plataforma	Incremento alt.plataforma
<b>0</b>	303,89	0
<b>10</b>	363,45	59,56
<b>20</b>	421,31	57,86
<b>30</b>	477,66	56,35
<b>40</b>	532,64	54,98
<b>50</b>	586,38	53,74
<b>60</b>	639	52,62
<b>70</b>	690,57	51,57
<b>80</b>	741,19	50,62
.	.	.
.	.	.
.	.	.
<b>1210</b>	4938,55	35,55
<b>1220</b>	4974,2	35,65
<b>1230</b>	5000,95	35,75

Puesto que la velocidad del vástago se fijará con un valor de 10 mm/seg, la columna del incremento de altura coincidirá con el valor de la velocidad de elevación de la plataforma cada segundo. Según los resultados, la velocidad media de elevación será de 37,95 mm/seg.

Se ha realizado una gráfica en la que se muestra la velocidad de plataforma en función de la posición en la que se encuentra:

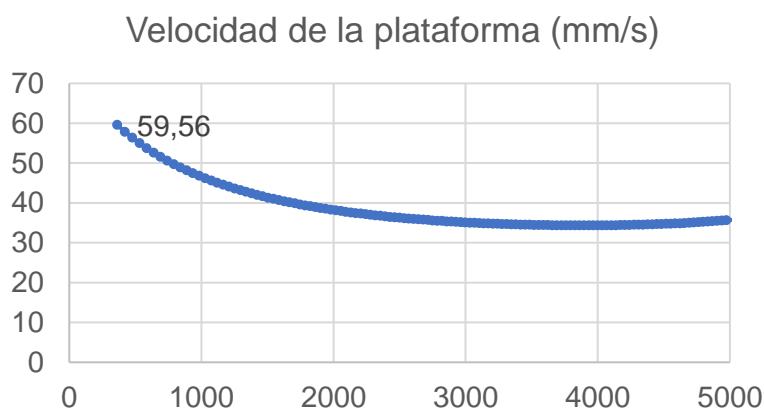


Figura 2.22: Velocidad de la plataforma con la altura.

Se puede observar que la velocidad en las posiciones inferiores es ligeramente mayor, y conforme la plataforma se eleva, esta velocidad prácticamente se hace constante, su valor máximo es 59,56 mm/s, no se considera una velocidad peligrosa para los operarios que utilicen la plataforma. Se ha calculado la media de todas las velocidades de elevación, obteniéndose un valor de **37,95 mm/s**, lo que significa que, la plataforma llegará a la posición superior de 5000 mm en un tiempo de 131,7 segundos, o lo que es lo mismo, 2,19 minutos.

Se considera que el tiempo obtenido es demasiado largo para la elevación total de la plataforma, por lo que se fijará una velocidad del vástago de **20 mm/s**, esto significa que el tiempo en elevarse totalmente, será la mitad, es decir, **1,09 minutos**.

Con esta nueva información se puede escoger la bomba hidráulica necesaria, para que el cilindro funcione en condiciones óptimas.

### SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.

No se realizarán cálculos extensos de la bomba hidráulica, necesaria para proporcionar la presión al cilindro, pero se van a calcular los parámetros necesarios para asegurar el correcto funcionamiento de la plataforma.

Se ha calculado previamente que es necesaria una velocidad del vástago de 20 mm/s para asegurar que la plataforma tardará 1,09 min en alcanzar la posición superior. Conocida la velocidad del vástago y la sección del émbolo del cilindro, se puede calcular el caudal necesario de la bomba.

$$v = \frac{Q}{A} \quad \Rightarrow \quad Q = v \times A = 6,03 \text{ l/min}$$

$$v = 20 \text{ mm/s}$$

$$A = 5027 \text{ mm}^2$$

Además, se sabe que la presión de trabajo para el cilindro debe ser de 72,6 bares. El fabricante “LARCEP HIDRAULIC”, dispone de una gran variedad de bombas hidráulicas así que se ha buscado en su catálogo una posible solución que sea compatible con los requerimientos:



**BOMBAS HIDRAULICAS. CARACTERISTICAS GENERALES**

- Disponibles en catálogo bombas manuales, bombas hidroneumáticas, bombas modulares, grupos eléctricos de válvula manual o electroválvula, grupos hidroneumáticos o con motor a gasolina, sistemas de elevación sincronizados, grupos de salidas independientes, bombas neumáticas para pruebas hidrostáticas y grupos para llaves dinamométricas.
- Bombas manuales estándar de 700 bar.
- Bombas hidroneumáticas de 700 y 1.000 bar.
- Bombas para pruebas hidrostáticas de 70 a 2.900 bar.
- Amplio rango de depósitos, desde 240 cc en bombas manuales hasta 150 litros en los grupos estándar. Grupos con depósitos hasta 1.000 litros bajo demanda.
- Grupos según normativa ATEX bajo demanda.



Figura 2.23: Catálogo “LARCEP HIDRAULIC”.

Finalmente, se ha encontrado un modelo con las características necesarias:



50 Hz Monofásico								
Depósito	Caudal a 700 bar	Caudal a 70 bar	115V		230 V		Potencia	Peso
l	l/min	l/min	S/E	D/E	S/E	D/E	kW	kg
5	0,36	0,36	HBM1225	HBM1245	HBM1221	HBM1241	0,75	26
5	0,36	4,00	HBM7225	HBM7245	HBM7221	HBM7241	0,75	29
8,5	0,54	5,90	HBM3325	HBM3345	HBM3321	HBM3341	1,10	38
12,5	0,54	5,90	HBM3425	HBM3445	HBM3421	HBM3441	1,10	46
12,5	0,82	8,64	HBM4425	HBM4445	HBM4421	HBM4441	1,10	48

Figura 2.24: Grupo hidráulico con electroválvula.

## 7. Cálculo de los pasadores.

A continuación, se van a mostrar los resultados obtenidos para las reacciones absolutas en los pasadores, para todas las posiciones estudiadas de la plataforma. Estos cálculos, se han trasladado del programa EES, a la tabla Excel, donde se ha obtenido el valor absoluto:

### 7.1 Reacciones en los pasadores de unión de los extremos de las barras.

Estos pasadores corresponden a los puntos (I, C, F, J), que se han definido en la Figura 2.3. Se trata de los pasadores que van a unir los extremos de las barras.

ALTURA	I	C	F	J
<b>304</b>	24181,1	6283,8	27485,2	45279,1
<b>1000</b>	14913,2	1922,4	8341,7	21008,8
<b>2000</b>	10861,4	960,4	4171,7	13359,0
<b>3000</b>	9198,8	597,3	2831,7	10162,4
<b>4000</b>	8623,9	383,2	2294,9	8403,5
<b>5000</b>	9070,9	536,7	2296,3	7429,2
<b>6000</b>	12662,4	1793,3	3380,8	7878,0

Se ha realizado un gráfico, en el que se muestra el resultado de las reacciones para estos puntos en función de la altura, o lo que es lo mismo, de las diferentes posiciones de trabajo.

Cabe resaltar que se ha graficado el valor absoluto de cada pasador, siendo este, la suma vectorial de sus componentes en "X" y en "Y". Las unidades en las que se presentan las reacciones serán "N", y la altura se mostrará en "mm".

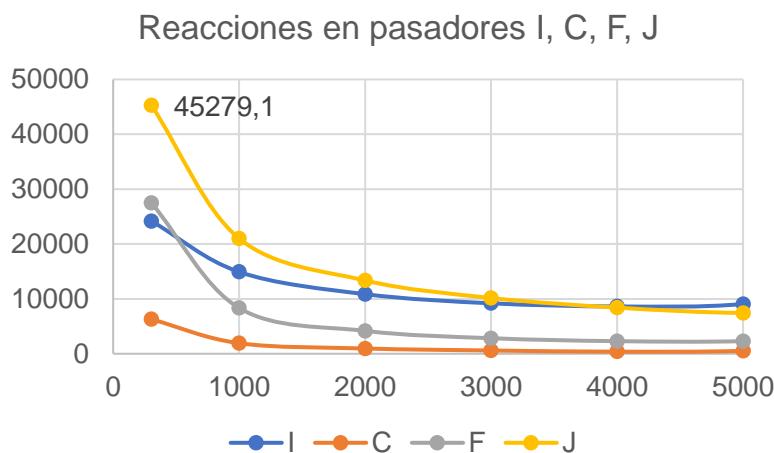


Figura 2.25: Reacciones en función de la altura para los pasadores (I, C, F, J).

## 7.2 Reacciones en los pasadores que componen las articulaciones de las barras.

Se sitúan en los puntos medios de las barras. Estos pasadores corresponden a los puntos (D, E, G), según la Figura 2.3. La tabla realizada en la Excel con los resultados para las reacciones en los pasadores es la siguiente:

ALTURA	D	E	G
304	6458,2	21226,0	27691,0
1000	2413,5	6501,8	9008,2
2000	1654,0	3383,1	5452,7
3000	1273,8	2531,9	4676,8
4000	799,3	2456,1	4706,4
5000	707,8	3089,7	5393,1
6000	3293,6	5617,3	7928,0

De igual manera que en el apartado anterior, se mostrará un gráfico con las reacciones en dichos pasadores en función de la posición.

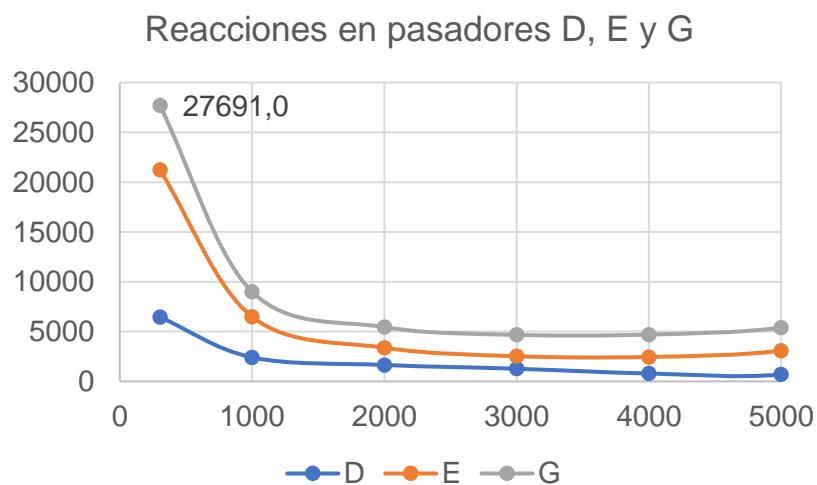


Figura 2.26: Reacciones en función de la altura para los pasadores (D, E, G).

### 7.3 Reacciones en los pasadores de unión, con las plataformas superior e inferior.

Estos pasadores se corresponden con los puntos (A, B, K, H). Los puntos A y B serán los que transmitan el peso de la plataforma a la estructura de tijeras. Los puntos K y H servirán de apoyo para la estructura de tijeras. Así pues, los resultados obtenidos son:

ALTURA	A	B	K	H
303,9	671,1	1683	1396	2408
1000,0	653,6	1700	1379	2425
2000,0	591,6	1762	1316	2488
3000,0	471,5	1882	1197	2607
4000,0	252,6	2101	977,7	2826
5000,0	187,6	2541	538,3	3266
6000,0	1503	3857	774,4	4578

Por último, en esta representación gráfica de las reacciones, que se han obtenido de la resolución del sistema estático de equilibrio, se van a mostrar los resultados para los pasadores que unen la estructura de tijeras a la plataforma superior e inferior.

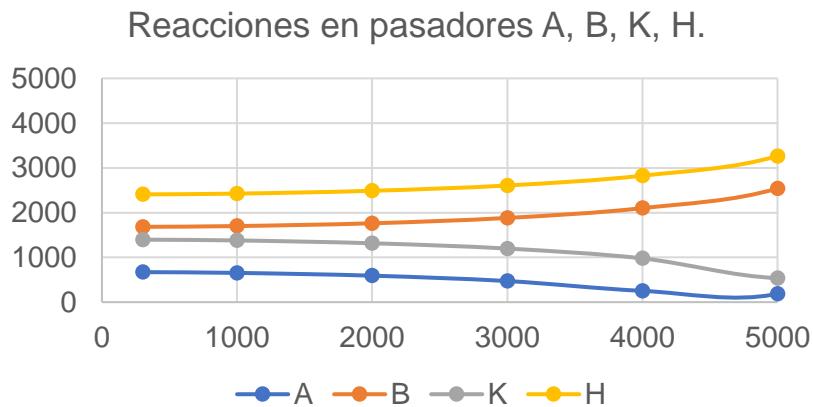


Figura 2.27: Reacciones en función de la altura para los pasadores (A, B, K, H).

Una vez se tienen los resultados de las reacciones en los pasadores se elegirán aquellos que estén sometidos a mayores esfuerzos, para el dimensionamiento de los pasadores.

## 7.4 Pasadores de las barras de tijera.

Para el dimensionamiento de los pasadores, se utilizará el criterio de Von Mises, mediante la teoría del cortante directo, se calculará el diámetro necesario para el pasador.

Posteriormente, por aplastamiento se calculará el espesor mínimo o longitud necesaria de contacto entre el pasador y las barras a unir. Como material para los pasadores se utilizará un acero S450 J0, tratándose de el mismo material del que están hechas las barras.

Se utilizará la ecuación **Ec.VM**, que corresponde a la tensión equivalente de Von Mises:

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

### **Ec.VM**

#### 7.4.1 Cálculo por cortante directo.

Inicialmente, se debe seleccionar la fuerza máxima que aparece en los pasadores que unen las barras entre sí, este valor se obtiene de la Figura 2.25, en la que se muestra la fuerza resultante para los pasadores que corresponden a las uniones de los extremos de las barras, se elige la fuerza en el pasador “J”, ya que es la máxima. Se tomará como valor de F:

$$F = 45279,1 \text{ N}$$

Para este tipo de pasadores se tendrá en cuenta que están sometidos a simple cortadura, se representa en la siguiente figura este tipo de esfuerzo, esto significa que el valor de la fuerza será F:

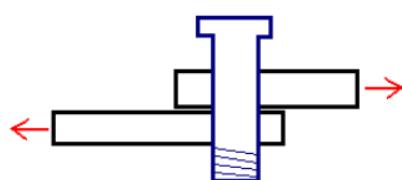


Figura 2.28: Simple cortadura en pasador.

Solo aparecerán tensiones tangenciales en el plano “xy”, por lo tanto, la ecuación **Ec.VM** quedará simplificada, además se utilizará la ecuación del coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{3 \times \tau_{xy}^2}$$

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

Con las ecuaciones anteriores, se puede obtener el valor de  $\tau_{xy}$ . Además, sabemos que esta tensión tangencial, se define como:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

Mediante estas ecuaciones, se obtiene el valor de la sección del pasador y su diámetro.

$$A = 573,87 \text{ mm}^2$$

$$D = 27 \text{ mm}$$

Se ha buscado el perfil normalizado que más se ajusta al resultado obtenido para el diámetro del pasador.

Tabla 2.A1.8. Redondos

Producto	Dimensiones		Términos de sección				Peso	
	d mm	u mm	A cm <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	p kp/m	
Ø 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222	P
Ø 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302	C
Ø 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395	P
Ø 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,617	P
Ø 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,888	P
Ø 14	14	44,0	1,540	0,189	0,269	0,350	1,210	P
Ø 16	16	50,3	2,010	0,322	0,402	0,400	1,580	P
Ø 18	18	56,5	2,550	0,515	0,573	0,450	2,000	C
Ø 20	20	62,8	3,140	0,785	0,785	0,500	2,470	P
Ø 22	22	69,1	3,80	1,15	1,05	0,550	2,98	C
Ø 25	25	78,5	4,91	1,92	1,53	0,625	3,85	P
Ø 28	28	88,0	6,16	3,02	2,16	0,700	4,83	C
Ø 30	30	94,2	7,07	3,98	2,65	0,750	5,55	C
Ø 32	32	101,0	8,04	5,15	3,22	0,800	6,31	P

Figura 2.29: Perfiles normalizados de sección circular.

Se ha elegido un diámetro de 28 mm para el pasador, ya que es el valor normalizado más cercano al cálculo obtenido analíticamente. Con este valor podemos calcular el valor del espesor por aplastamiento.

$$D_{normalizado} = 28 \text{ mm}$$

#### 7.4.2 Cálculo por aplastamiento.

Una vez se ha obtenido el valor del diámetro del pasador por cortante directo, será necesario aplicar un cálculo por aplastamiento como ya se ha comentado para saber el espesor mínimo de contacto entre las piezas a unir, en este caso las barras.

Para el cálculo por aplastamiento es necesario saber que las únicas tensiones que se van a considerar en la barra, son las tensiones normales en la componente "X". Por lo tanto, si aplicamos la ecuación Ec.VM, esta quedará simplificada ya que no aparecen las tensiones tangenciales, ni las tensiones normales en sus componentes "Y" y "Z". Esta ecuación quedará de la siguiente forma:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x)^2 + (-\sigma_x)^2}{2}}$$

O lo que es lo mismo:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x$$

Esto nos indica que la tensión equivalente de Von Mises, será igual a la tensión normal de trabajo, que se introducirá en el cálculo por aplastamiento. Dado que la tensión equivalente de Von Mises ya se ha calculado, mediante la ecuación:

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

$$C_s = 3$$

$$\sigma_f = 450 \text{ MPa}$$

Así se obtiene el valor de  $\sigma_x$ , el cual nos servirá para determinar el espesor por medio de la siguiente ecuación, que corresponde a la tensión normal mediante el cálculo por aplastamiento, y se define como:

$$\sigma_x = \frac{F}{D \times e}$$

Finalmente, se tiene el valor del espesor de contacto, resultando de 10,78 mm. Ya que la sección de las barras tiene un valor de 5 mm, nuestro apoyo máximo debería de ser de 10 mm. Esto quiere decir, que no se cuenta con el espesor mínimo de apoyo, ya que:

$$10,78 > 10 \text{ mm}$$

## **SOLUCIÓN ADOPTADA.**

Se ha elegido un diámetro del pasador, mediante el cálculo de cortante directo de valor 28 mm, la razón radica en que es el perfil que más se acerca al mínimo diámetro calculado. No obstante, este diámetro necesita un espesor de apoyo por aplastamiento mayor del que disponemos y, hace que este valor para el diámetro, no sea válido. Se va a seleccionar un diámetro de pasador mayor, con valor de **32 mm**, y mediante un recálculo del apartado 7.4.2, se llega al resultado:

$$e = 9,43 \text{ mm}$$

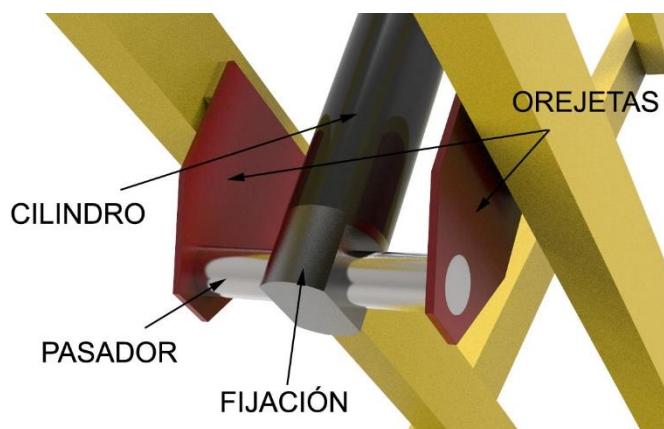
$$9,43 < 10 \text{ mm}$$

Un valor menor que el máximo apoyo posible, con lo que, se obtiene el diámetro final de este tipo de pasador.

$$D_{final} = 32 \text{ mm.}$$

### **7.5 Pasadores de los apoyos del cilindro.**

Se trata de los pasadores que unen el cilindro a las piezas (orejetas), diseñadas para su sujeción a las barras. Puesto que estos pasadores poseen una longitud mayor, se realizará el dimensionamiento de estos mediante flexión. Al estar sometidos a una fuerza en el centro del pasador, esto producirá un valor alto de las tensiones normales en ese punto, debido al flector. Posteriormente, se calculará por aplastamiento el espesor de contacto entre las piezas a unir. Se representa la unión comentada en la Figura 2.30:



*Figura 2.30: Unión pasador del cilindro y orejetas.*

El material utilizado para este tipo de pasadores será el mismo que se ha utilizado hasta el momento S450 J0, con límite elástico de 450 Mpa, y el coeficiente de seguridad se mantendrá en 3. A continuación, se mostrará un resumen de los pasos a seguir y de algunas hipótesis adoptadas.

### 7.5.1 Cálculo del diámetro por flexión.

Como ya se ha comentado, en este apartado se calculará el diámetro necesario para que el pasador que une las orejetas y el cilindro aguante por flexión, para ello, se calcularán los esfuerzos normales en el pasador, asociados al flector.

Se calculará mediante el criterio de Von Mises como se ha hecho hasta el momento, por lo que las ecuaciones a usar serán las mismas. Se partirá de la ecuación Ec.VM y únicamente se tendrán en cuenta los esfuerzos normales.

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x$$

Además, de la ecuación del coeficiente de seguridad tendremos que:

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

$$C_s = 3$$

$$\sigma_f = 450 \text{ Mpa}$$

Si se sustituyen estos valores en la ecuación del coeficiente de seguridad, se obtiene el valor de  $\sigma_{eqv}$ .

$$\sigma_{eqv} = 150 \text{ Mpa.}$$

### **HIPÓTESIS DE FUERZA UNIFORME EN EL PASADOR.**

Para el cálculo de estos pasadores, la fuerza del cilindro sobre el pasador se supone como una fuerza distribuida sobre el pasador de longitud igual a 60 mm, esta se distribuirá de la siguiente manera:

$$F = 37234 \text{ N}$$

$$F_{distribuida} = \frac{F}{0.060 \text{ m}} = 620566,7 \text{ N/m.}$$

Con este valor de la fuerza distribuida, se ha calculado en MEFI los esfuerzos a los que estará sometido el pasador para poder dimensionar su diámetro. Se representa este cálculo, a continuación:



Figura 2.31: Representación pasador simplificado

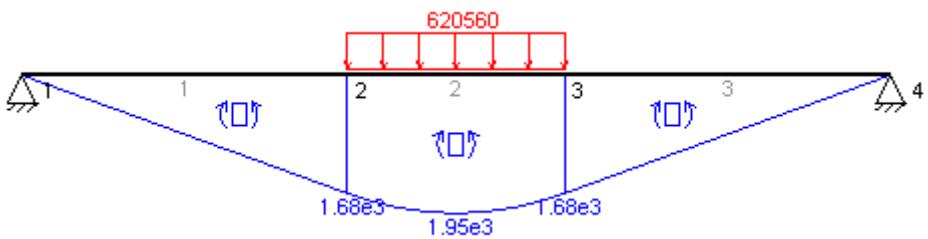


Figura 2.32: Diagrama de esfuerzo flector en el pasador.

En la Figura 2.32, se puede observar el valor máximo del momento flector en el pasador, cuyo valor es de 1950 Nm.

Si aplicamos la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, teniendo en cuenta que solo aparecerán tensiones normales en la sección en la que el flector es máximo, obtendremos el módulo resistente necesario para la sección del pasador, y con este, el diámetro necesario:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x = 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_x} \quad \Rightarrow \quad W_x = 13000 \text{ mm}^3$$

$$M_z = 1950 \text{ Nm}$$

Con el valor del módulo resistente, se puede calcular el diámetro, utilizando la siguiente ecuación:

$$W_x = \frac{\pi \times D^3}{32}$$

$$D = 50,96 \text{ mm.}$$

Se obtiene un valor mínimo para el diámetro de 50,96 mm. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se escogerá un valor de **52 mm** para el diámetro de este tipo de pasadores.

Puesto que los esfuerzos producidos por el momento flector, serán superiores a los que se generarán en el cálculo por cortante directo, no será necesario realizar este último cálculo. Se considerará el dimensionamiento de este tipo de pasadores, mediante el cálculo anterior de flexión. No obstante, se realizará el cálculo por aplastamiento para conocer el espesor necesario de la orejeta.

### 7.5.2 Cálculo por aplastamiento.

Con el diámetro ya seleccionado, se va a proceder a calcular el espesor mínimo de contacto entre el pasador y las orejetas, es decir, este espesor nos va a dar el espesor necesario de cada orejeta.

Mediante la aplicación de las ecuaciones del apartado 7.4.2, se ha obtenido un resultado para el espesor mínimo de 2,4 mm. Finalmente y cumpliendo con las características necesarias, se va a seleccionar un espesor de la orejeta de 7 mm.

$$e_{orejeta} = 7 \text{ mm}$$

### 7.6 Cálculo de la orejeta.

En este apartado, se llevará a cabo el cálculo de la longitud necesaria que debe tener la orejeta, para soportar los esfuerzos que le transmitirá el pasador del cilindro. La orejeta, se soldará por su parte superior y parte de los laterales a una placa separadora, y esta otra placa irá soldada a una de las barras de las tijeras. A continuación, se mostrarán algunas imágenes para una mejor comprensión de estas uniones.

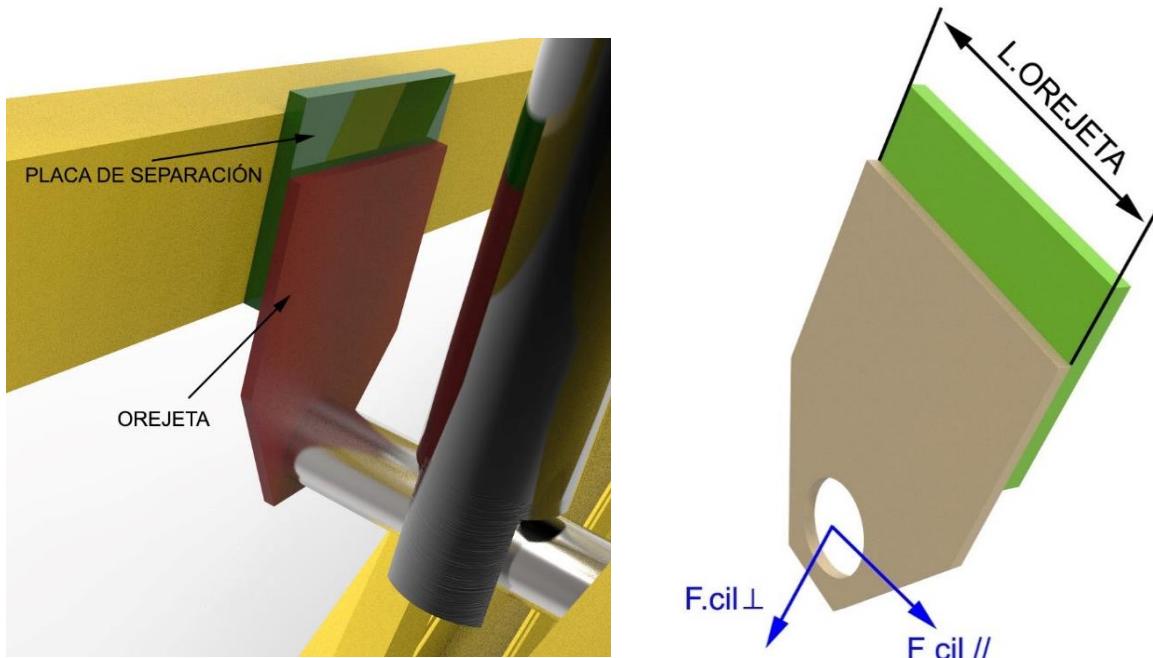


Figura 2.33: Placa de separación y orejeta.

Para el cálculo de la longitud necesaria de la orejeta, será necesario conocer la máxima fuerza en dirección paralela y perpendicular que se produce en el pasador del cilindro, esta fuerza, se genera en la posición inferior de la plataforma y su valor será:

$$F. cil \perp = 6236,8 \text{ N}$$

$$F. cil II = 17541,2 \text{ N}$$

Sabiendo que el espesor de la orejeta es de 7 mm, podemos calcular la longitud necesaria, mediante la ecuación de los esfuerzos normales en la orejeta. Además, sabemos que la tensión normal será igual que la tensión equivalente de Von Mises.

$$\sigma_x = \sigma_{eqv} = 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_x}$$

También se sabe que la ecuación para el área y el módulo resistente para una placa rectangular es:

$$A = 7 \times L. orejeta$$

$$W_x = \frac{7 \times L. orejeta^2}{6}$$

Si utiliza la ecuación de la tensión normal, se puede despejar el valor de la longitud mínima necesaria para la pieza.

$$L. orejeta = 123,3 \text{ mm.}$$

## 7.7 Cálculo de los cordones de soldadura en la orejeta.

El siguiente cálculo será el de los cordones de soldadura que fijarán la orejeta a la placa de separación. En la Figura 2.34, se pueden observar los distintos cordones que se colocarán para fijar la orejeta:

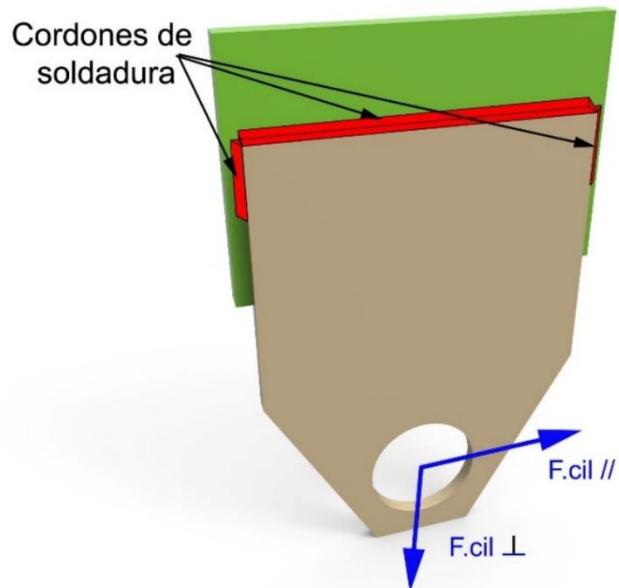


Figura 2.34: Cordones de soldadura en la orejeta.

Como se muestra en la Figura 2.34, se colocarán tres cordones. Un cordón en la parte superior de la placa, cuya sección abatida será de (115 x 5 mm), por otro lado, también se soldarán dos cordones en los laterales de la orejeta, con sección abatida de (45 x 5 mm).

El objeto de este apartado será verificar si con las características de los cordones fijados, será suficiente para soportar los esfuerzos producidos por el cilindro hidráulico.

Se va a definir la geometría del sistema de soldadura y las cotas necesarias para realizar el cálculo.

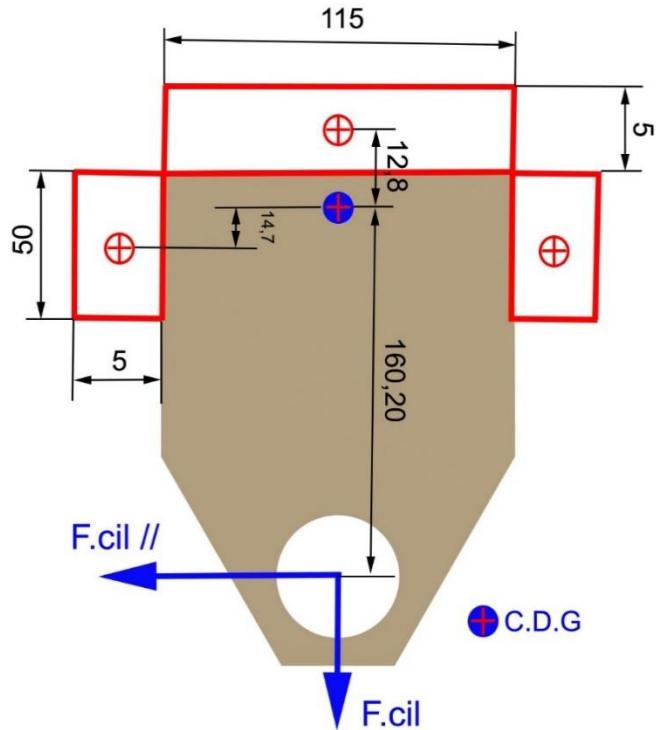


Figura 2.35: Cotas importantes de los cordones de soldadura.

Una vez definidas las dimensiones y cotas, se comenzará el cálculo de las soldaduras. El primer paso será conocer el área total formada por los tres cordones:

$$A_{total} = 115 \times 5 + 2(45 \times 5) = 1075 \text{ mm}^2$$

Además, se deberá conocer las coordenadas en "X" y en "Y" del centro de gravedad del conjunto de cordones, se ha tomado como sistema de referencia el punto central del pasador, donde se aplican las fuerzas paralelas y perpendiculares del cilindro. Se puede observar en la Figura 2.35, la ubicación de este centro de gravedad.

Debido a las fuerzas que se aplican en la orejeta se generarán varios tipos de esfuerzos en los cordones de soldadura. La fuerza perpendicular del cilindro producirá una tensión tangencial de valor constante a lo largo de cada uno de los cordones, la fuerza paralela del cilindro, generará tensiones tangenciales en la dirección opuesta a la fuerza, y además también aparecerán otros esfuerzos tangenciales debido a la torsión.

Se va a proceder a calcular el resultado de estas tensiones en la sección abatida de la soldadura.

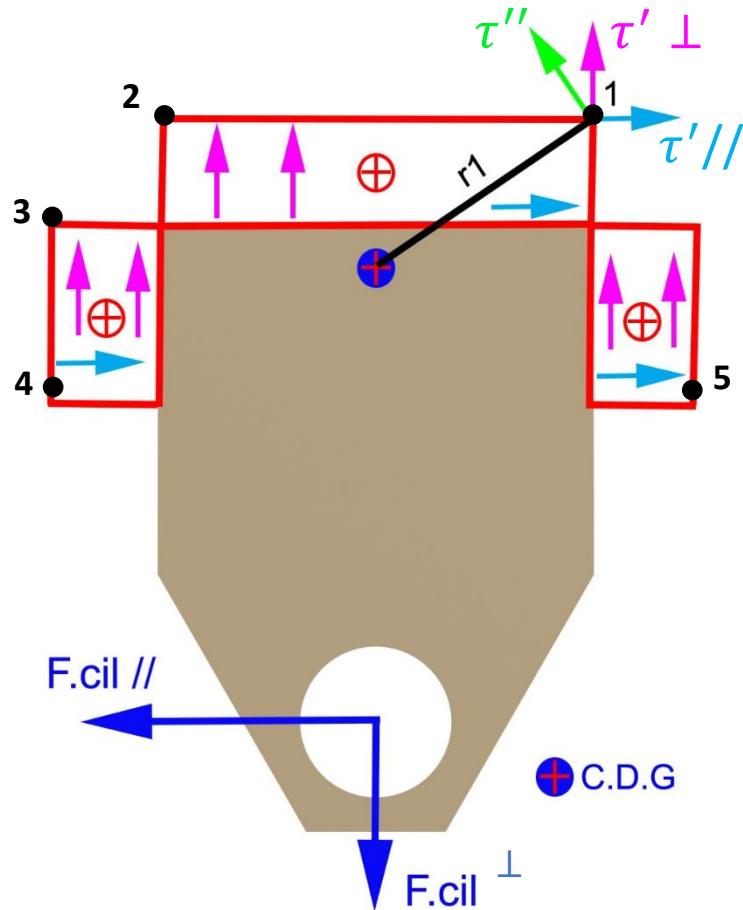


Figura 2.36: Tensiones en la sección abatida.

Se comenzará por calcular la terna de tensiones ( $\tau'$ ;  $\tau''$ ;  $n=0$ ) en el punto 1, que corresponde al cordón superior. Cada una de estas tensiones se define de la siguiente forma:

$$\tau' \perp = \frac{F.cil \perp}{A_{total}} = \frac{6236,8 \text{ N}}{1075 \text{ mm}^2} = 6,39 \text{ MPa.}$$

$$\tau' \parallel = \frac{F.cil \parallel}{A_{total}} = \frac{17541,2 \text{ N}}{1075 \text{ mm}^2} = 18 \text{ MPa.}$$

Para el cálculo de la tensión debida al flector, será necesario conocer el valor de  $r_1$ , distancia que se representa en la Figura 2.36. Además, se realizará el cálculo del

momento polar, con estos valores se obtendrá dicha tensión mediante la siguiente ecuación:

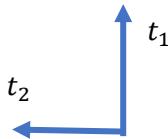
$$\tau'' = \frac{P \times d}{I_0} \times r_1 = 74,97 \text{ MPa}$$

$$I_0 = I_x + I_y = 268583,91 + 2535885,41 = 2804469,32 \text{ mm}^2$$

$$r_1 = 69,21 \text{ mm}$$

$$d = 160,20 \text{ mm}$$

Una vez que se tienen las tensiones en la sección abatida se van a descomponer en un nuevo sistema de coordenadas cuya orientación será:



Si se descomponen las tensiones obtenidas para el punto 1, en este nuevo sistema se obtendrá:

$$t_1 = \tau_{\perp} + \tau'' \times \cos(\alpha) = 73,29 \text{ MPa}$$

$$t_2 = -\tau_{\parallel} + \tau'' \times \sin(\alpha) = -1 \text{ MPa}$$

$$n = 0$$

$$\alpha = \text{ángulo entre } \tau'' \text{ y la vertical, que tiene dirección de } t_1 = 12,77^\circ$$

Conocidas las tensiones en la sección abatida del cordón superior en el punto 1, se trasladarán estas tensiones a la sección de la garganta del cordón. Una vez conocidas la terna tensiones  $(\sigma, \tau_1, \tau_2)$  en la garganta, se calculará la tensión equivalente, que deberá ser menor a nuestra tensión máxima de trabajo. Se van a indicar las ecuaciones necesarias para este cálculo.

Para obtener las tensiones en la garganta será necesario aplicar:

$$\sigma = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = 51,82 \text{ Mpa}$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = 51,82 \text{ Mpa}$$

$$\tau_2 = t_2 = -1 \text{ Mpa}$$

Finalmente, al aplicar la ecuación de la tensión equivalente, y teniendo en cuenta que la tensión máxima de trabajo es de 150 Mpa:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = 103,66 \text{ Mpa} < 150 \text{ Mpa}.$$

Por lo tanto, la unión por soldadura no supera el límite y está bien dimensionada para el punto 1.

De igual forma que en el punto 1, se realizarán los cálculos para los puntos 2, 3, 4 y 5 representados en la Figura 2.36. Se escogen estos puntos porque son los puntos más alejados del centro de gravedad de la soldadura.

Se representa en la siguiente tabla, los valores de las tensiones en la sección de la garganta y la tensión equivalente, todas ellas en valor absoluto y en Mpa:

PUNTOS	$\sigma$	$\tau_1$	$\tau_2$	$\sigma_{eqv}$
1	51,82	51,82	1	103,66
2	30,85	30,85	1	81,63
3	43,71	43,71	5,98	88,03
4	43,72	43,72	56,07	130,68
5	51,92	51,92	56,07	142,18

Como ninguna de las tensiones equivalentes supera los 150 Mpa, se considera que todos los cordones de soldadura cumplirán con el coeficiente de seguridad impuesto de 3, y estarán bien dimensionados.



**Universidad**  
Zaragoza

## ANEXO 3

### Modelización y Simulación

Autor

Fernando Jiménez Asensio

Director

Javier Óscar Abad Blasco

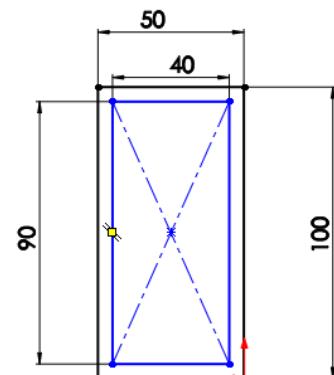
Escuela de ingeniería y arquitectura

2017/2018

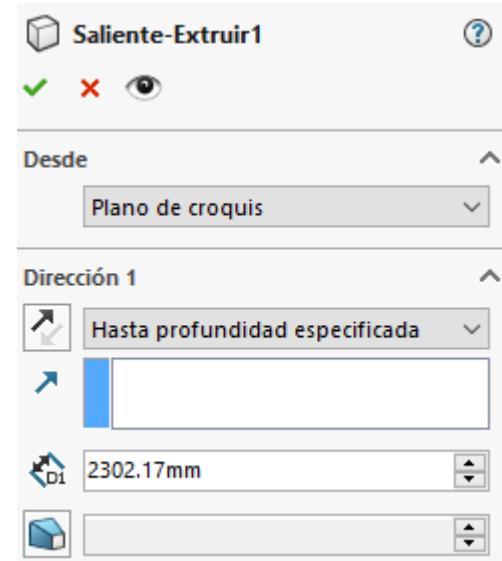
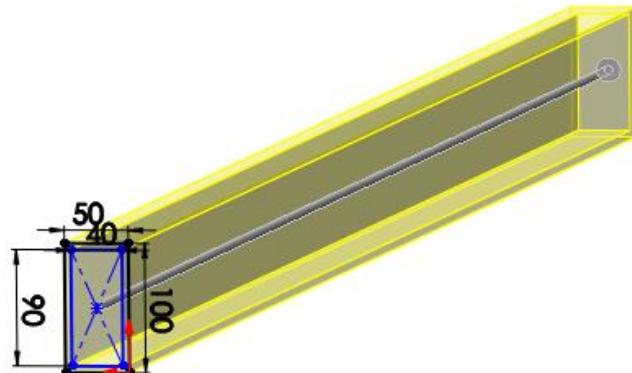
# 1. Modelización

En este apartado se explicarán los pasos seguidos para la realización del modelo en tres dimensiones de la plataforma elevadora de tijera. Este modelo se ha llevado a cabo en el programa SolidWorks. El propósito de modelar la plataforma ha sido el de poder realizar una simulación MEF, verificar los cálculos analíticos y estudiar efectos que no se aprecian mediante los cálculos a mano.

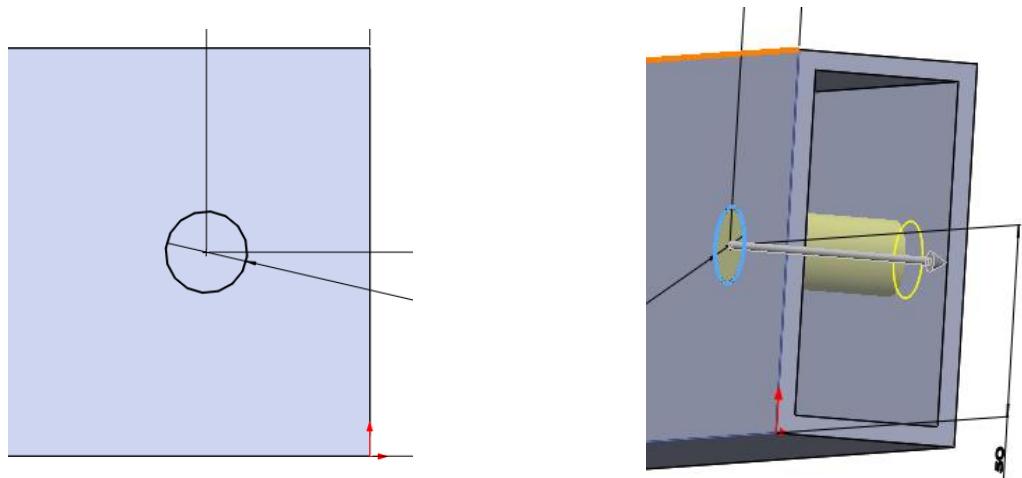
Como primer paso, se realiza un croquis de las barras con la sección utilizada inicialmente, en este caso, se ha elegido una sección de (100 x 50 x 5 mm), como se puede observar en la figura de la derecha.



Una vez terminado el croquis, se realiza una extrusión del mismo con la longitud deseada de la barra, de esta forma se obtiene el perfil con la sección y la longitud ya definidas.



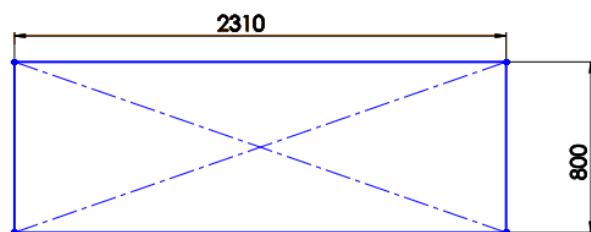
El siguiente paso, consistirá en realizar los agujeros necesarios para alojar los pasadores. Para ello, se realiza un croquis de los mismos en una de las caras laterales del perfil, posteriormente mediante la herramienta de cortar, se define la longitud a cortar y el agujero queda practicado en el perfil.



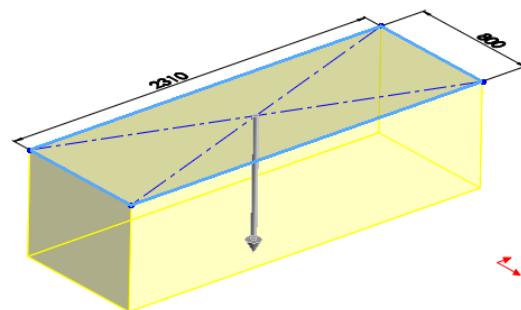
Para los demás agujeros de las barras el proceso sería el mismo, solo hay que tener en cuenta a que distancia se debe colocar cada agujero.

Una vez definidas todas las barras, se lleva a cabo el diseño del chasis. Para esta parte no se ha realizado un diseño cuidado, sino bastante sencillo, ya que no es objeto de análisis.

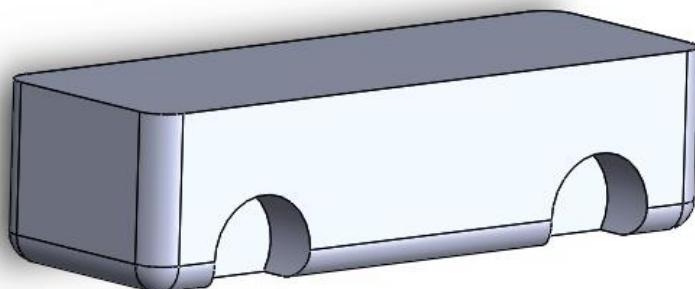
Inicialmente, se realiza un croquis en forma de rectángulo de las dimensiones deseadas, en este caso será de 2310 x 800 mm.



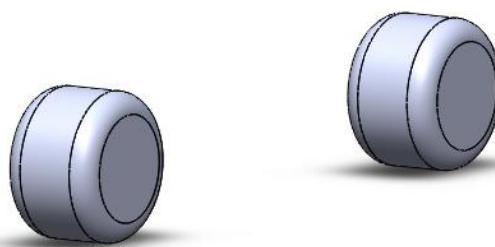
Posteriormente, se realiza una extrusión introduciendo la altura deseada para el chasis, partiendo del croquis anterior.



Se procede a continuación a redondear las esquinas y realizar algunos recortes para mejorar la apariencia del chasis. Finalmente, se realizan los agujeros donde se alojarán las ruedas.

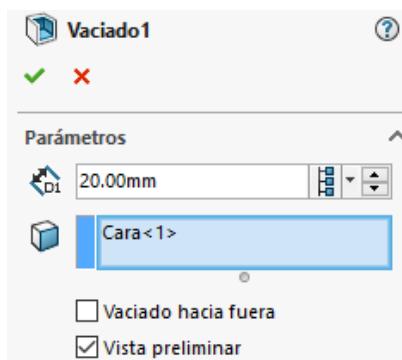
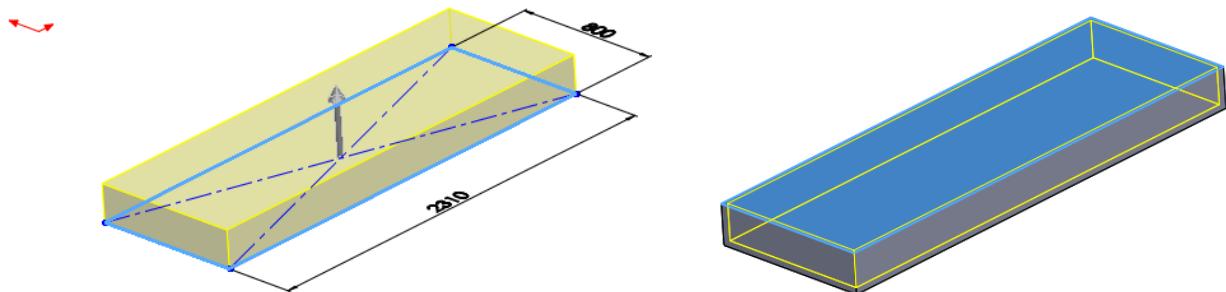


Resumidamente, ya que no tiene demasiada relevancia, se muestran las ruedas del chasis. Para modelarlas, se realiza un croquis circular que después será extruido y redondeado en los extremos del cilindro obtenido.

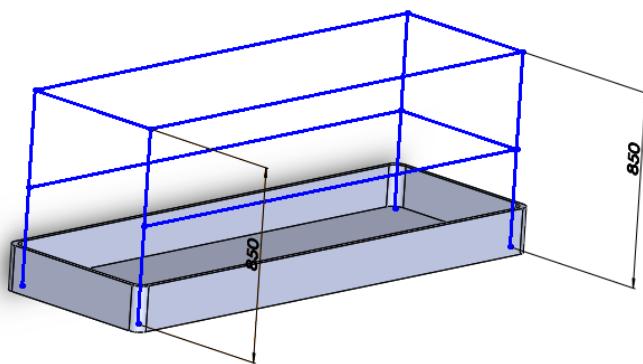


Faltaría diseñar la cesta de la plataforma, para ello se ha comenzado con un boceto de la caja que hará de suelo.

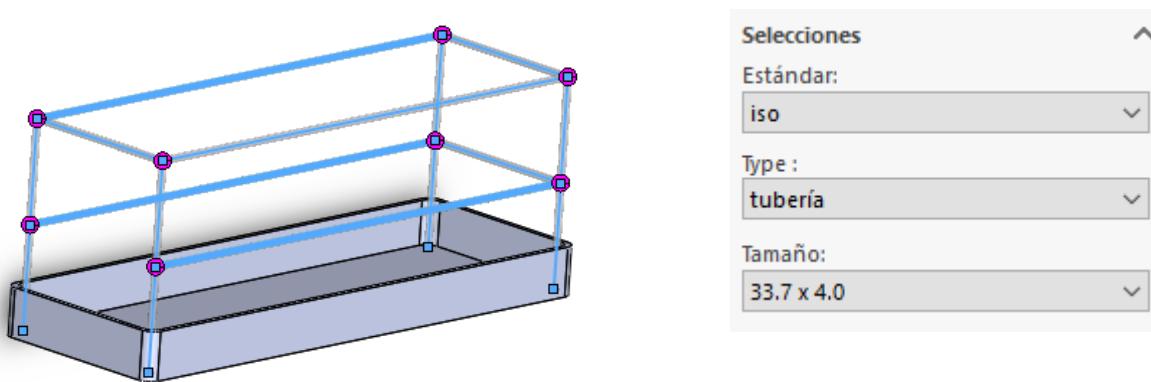
Se procede a extruir el boceto y vaciar el cubo obtenido para dar forma a la base de la cesta.



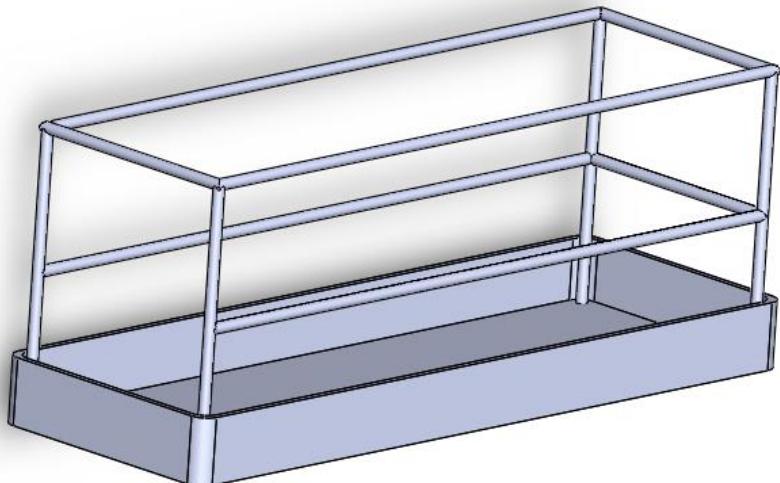
Una vez llegados a este punto, solo quedará diseñar las barandillas de seguridad para evitar accidentes en relación a los operarios. Para comenzar, se realiza un boceto de las barandillas en 3d.



Finalmente, se carga sobre el boceto una estructura de barras con las medidas que mejor se ajusten y se arreglan las uniones entre los finales de tramo de cada barra.

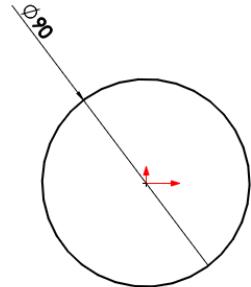


El resultado final quedaría de la siguiente forma:

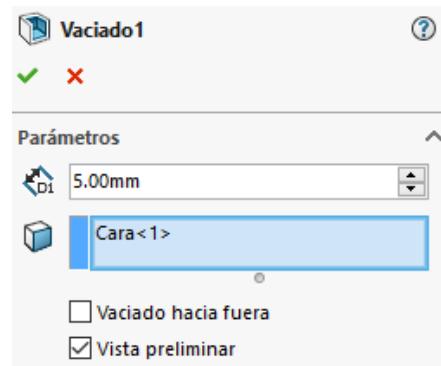
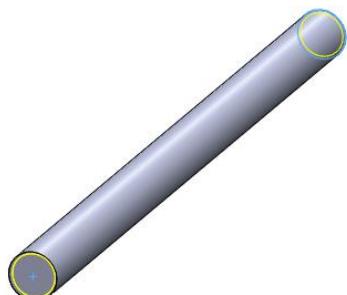


Además, se ha modelado el cilindro hidráulico y las orejetas de sujeción. El cilindro consta del tubo lapeado y del vástago o émbolo.

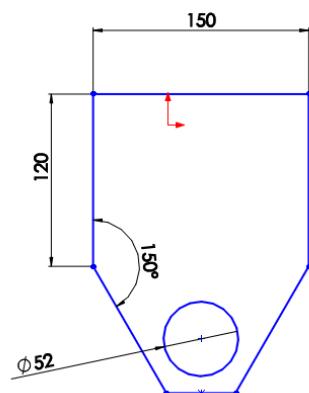
El tubo consiste en un boceto circular de las dimensiones que se han definido en apartados anteriores, el diámetro corresponde al exterior del tubo, es decir, 90 mm.



A este boceto se le realiza una extrusión de la longitud deseada para el tubo, y finalmente, un vaciado de las caras del cilindro, para conseguir un diámetro interior de 80 mm.



Para modelar las orejetas se han tenido en cuenta los resultados obtenidos de los cálculos analíticos de dimensionamiento. Teniendo esto en cuenta, se procede a realizar el boceto de la misma. Finalmente, se realiza la extrusión de la pieza, cuyo espesor será de 7 mm.

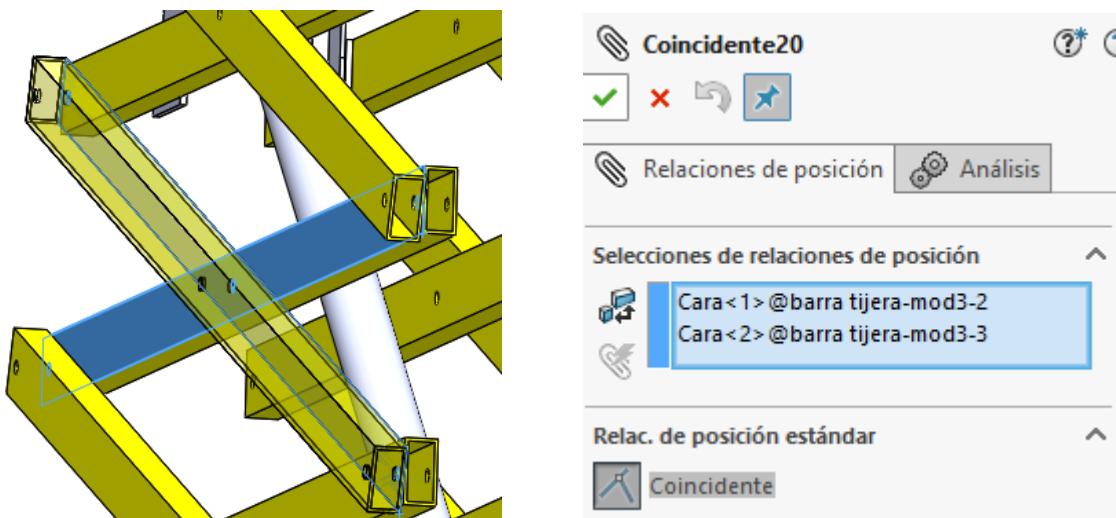


Una vez modeladas todas las piezas, el último paso sería ensamblarlas con las relaciones de posición necesarias. A continuación, se describirán algunas de las relaciones más importantes que han sido utilizadas.

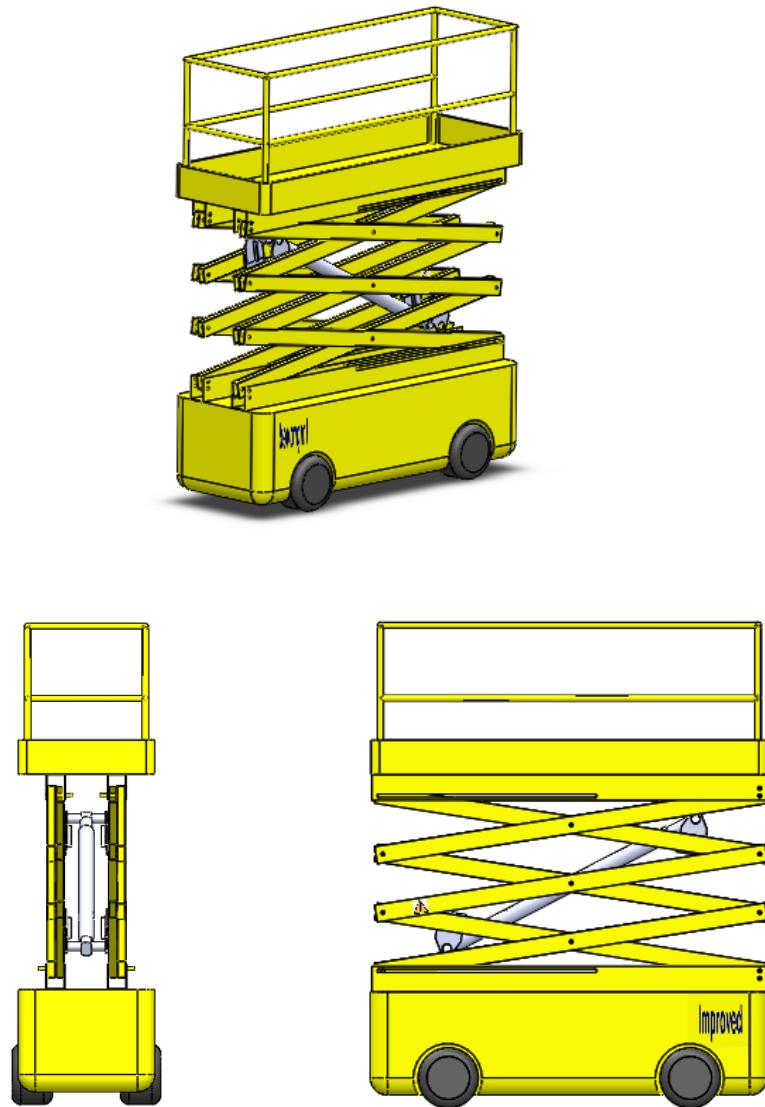
Para conseguir el efecto que los pasadores proporcionan, se utiliza una relación de posición concéntrica entre los agujeros de todas aquellas barras que están unidas.



Será necesario definir que las barras que pertenecen a la misma tijera tendrán la cara interna en contacto, esto se consigue con una relación de posición coincidente.



Mediante la relación coincidente, se fijarán todas las superficies que están en contacto, por ejemplo, la cesta a la parte superior de las tijeras, y el chasis con la parte inferior de las mismas. El resultado del modelo en tres dimensiones se puede observar en la siguiente figura.



## 2. Simulación.

En este último apartado, se explicará el proceso que se ha llevado a cabo, para realizar la simulación de las distintas piezas del modelo, mediante el método de los elementos finitos.

Los pasos a seguir podrían resumirse de la siguiente forma:

- Simplificación o aislamiento de la pieza o piezas a analizar.
- Imposición de las sujeciones y fijaciones que se ajustan a su comportamiento real.
- Creación de los contactos si es necesario entre componentes.
- Colocación de las cargas a las que estarán sometidas las piezas.
- Definición de las conexiones entre barras.
- Asignación del material correspondiente a cada pieza.
- Mallado de los componentes a analizar, será diferente en función de la precisión y de la pieza a analizar.
- Por último, ejecución y análisis de resultados, de la simulación.

A continuación, se analizará el proceso descrito, para el caso de una de las dos estructuras de tijeras. El objeto es conocer los resultados de la simulación para verificar que los cálculos analíticos, han sido correctos.

Después del este primer análisis, se presentarán los resultados para otras piezas que han sido analizadas de igual forma.

### 2.1 Estructura de tijeras.

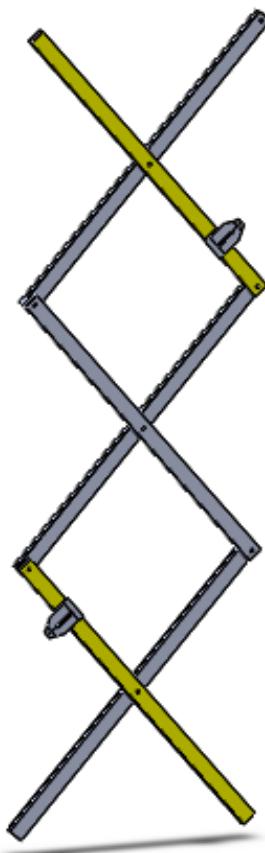
Se va a proceder a la verificación del comportamiento de las barras que componen la estructura de tijera mediante el método de los elementos finitos. Para ello se tendrá en cuenta los valores de las tensiones y de las deformaciones producidas en dichas barras.

Inicialmente, se comentarán los pasos de preparación del modelo, las sujeciones, contactos, cargas aplicadas y la malla. Con todo esto, se lanza la simulación y se presentarán los resultados.

Se mostrará el proceso entero para la posición superior de la plataforma, pero en los demás casos, solo se mostrarán los resultados, ya que el proceso de preparación es el mismo.

### 2.1.1 Análisis de la estructura en la posición superior.

Para comenzar, se simplificará el modelo, manteniendo únicamente los componentes que se van a analizar. En este caso, solo se incluirán las 6 barras que conforman la estructura de tijera, en la siguiente figura se observa el resultado de la simplificación del modelo.

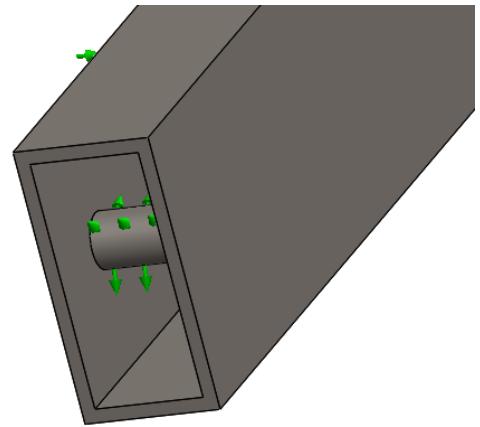


*Figura 3.1: Estructura de tijeras a analizar.*

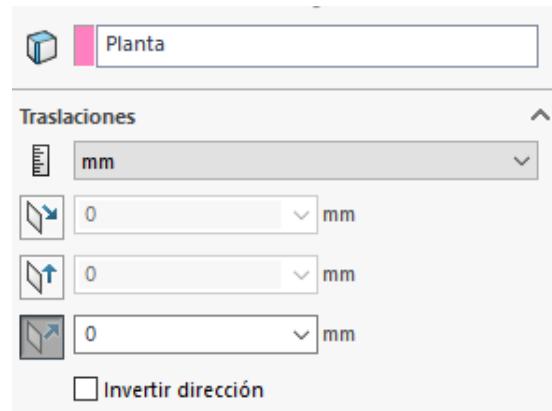
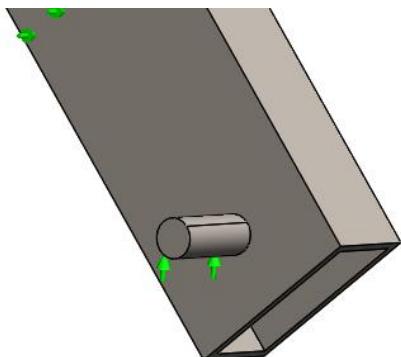
Una vez que se tienen los componentes deseados, se procede a definir las sujeciones necesarias para que el modelo quede definido correctamente. Para ello se colocarán sujeciones en las barras inferiores de la plataforma, es decir, en las barras 3 y 6.

## Sujeciones.

Para la barra 3, que corresponde al apoyo fijo de la estructura, se colocará una sujeción en el pasador inferior, de tal forma que no se permitirán desplazamientos en la dirección radial.



En la barra 6, que corresponde al apoyo guiado, será necesaria la colocación de una sujeción que permita el desplazamiento horizontal, pero no el desplazamiento en "z". Este tipo de sujeción se representa a continuación:

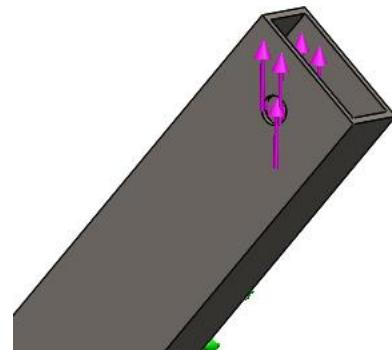


Por último, se ha colocado una sujeción de rodillo en las caras laterales de las barras para conseguir un equilibrio a la hora de ejecutar la simulación.

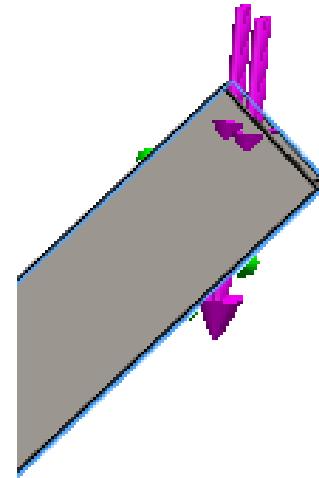
### Cargas aplicadas.

El siguiente paso, consiste en aplicar a las tijeras las cargas que aparecen en la plataforma, debido a la carga nominal ya explicada. Estas cargas se transfieren a los pasadores superiores de las barras 1 y 4.

Se colocará una carga en la dirección “y”, de valor 187,6 N. Esta carga se aplicará en los agujeros que alojan el pasador superior, de la barra 1.



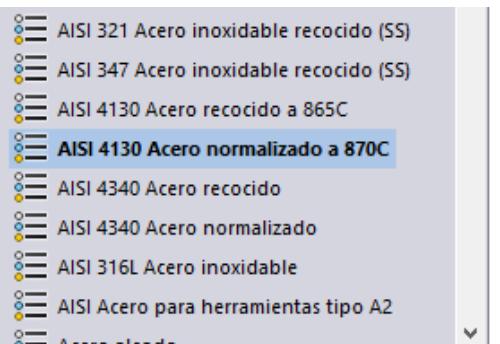
En la barra 4, se aplicará otra fuerza en la misma dirección, de valor 2541 N. Esta vez de sentido opuesto a la anterior.



## Definición del material.

Ya que se ha elegido para las barras un acero S450J0, cuyo valor del límite elástico es 450 Mpa, en el programa SolidWorks se ha buscado un material que presentará las propiedades más similares al ya comentado.

Se ha escogido un acero normalizado con las siguientes propiedades mecánicas:



Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	731	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	460	N/mm <sup>2</sup>
Coeficiente de expansión térmica		/K

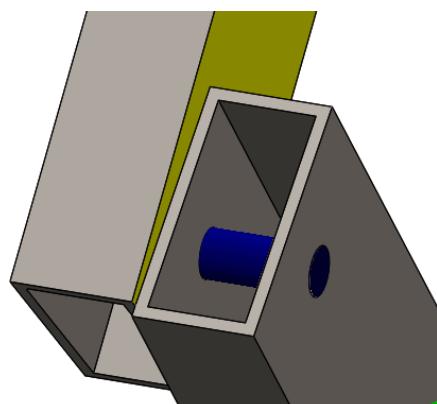
Figura 3.2: Material elegido para las barras.

Este presenta un límite elástico de 460 Mpa, que se acerca bastante al valor seleccionado.

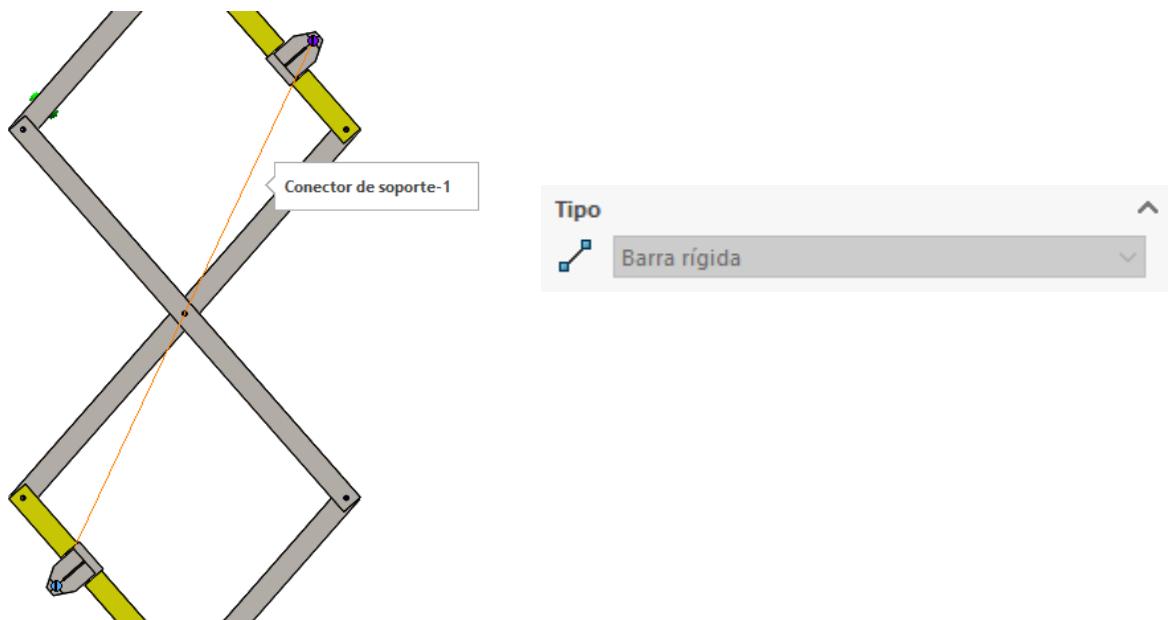
## Conexiones.

Para este caso, ha sido necesario definir los pasadores entre cada una de las barras mediante la herramienta conexiones, ya que no han sido modelados. Esto implica que no se obtendrán resultados de tensiones ni deformaciones, ya que son componentes virtuales, cuya función es la conexión de piezas.

Se representa en la siguiente figura este tipo de conexión para el modelo:

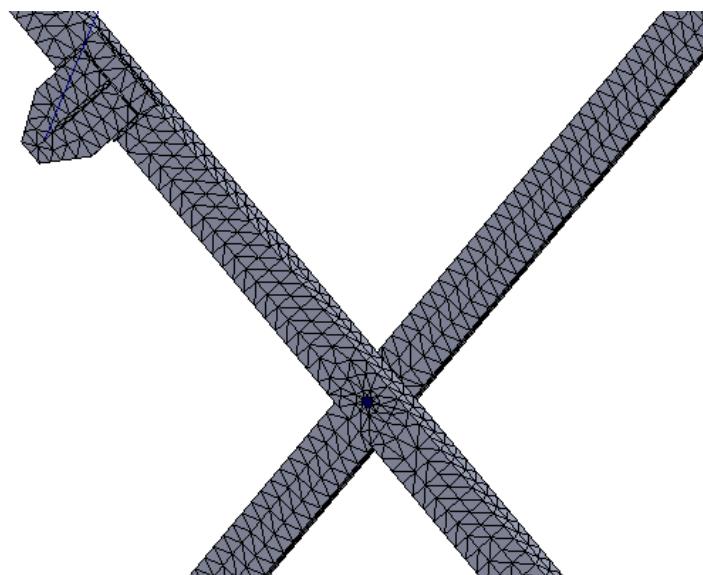


Además de los pasadores, se ha colocado otro tipo de conexión para simular la unión del cilindro. Esta conexión tiene el nombre de conector de vínculo, y permite unir dos puntos estableciendo una unión rígida entre ellos, sería el comportamiento propio del cilindro.



### Creación de la maya.

Se ha mayado el conjunto de componentes con una maya fina y utilizando controles de mayado para las caras cilíndricas, así se consigue una mayor aproximación de las mismas. A continuación, se presenta el resultado del mayado.



### Ejecución y análisis de resultados.

Primeramente, se muestra una representación de la distribución de tensiones del ensamblaje entero, formado por las tijeras en su posición más alta:

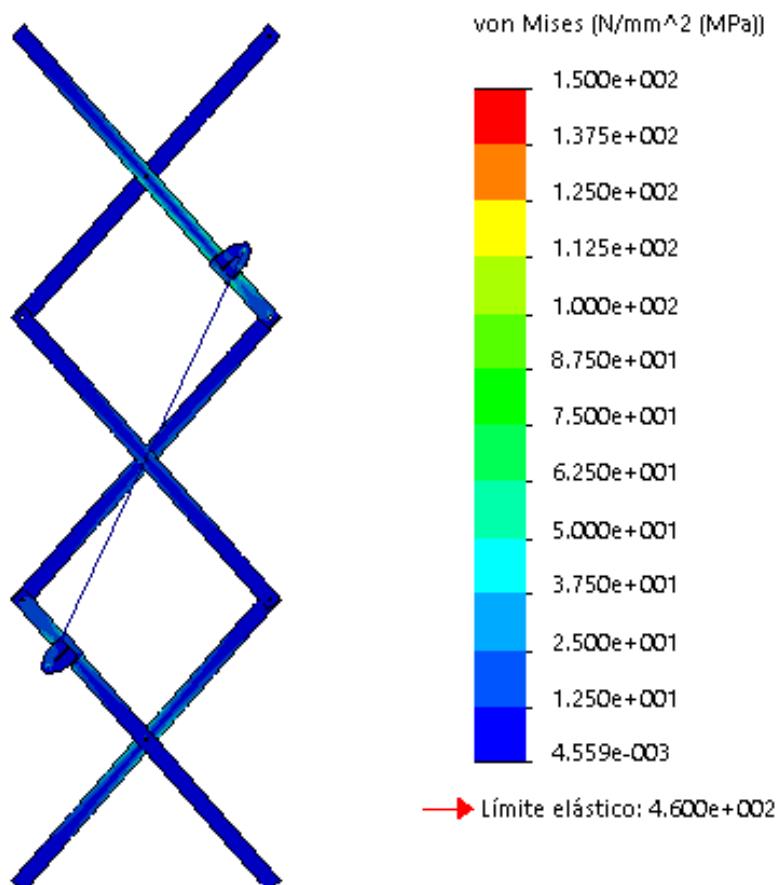


Figura 3.3: Distribución de tensiones en posición superior.

Como se observa, no aparecen valores altos de tensión en esta posición, ya que como se ha estudiado analíticamente, la posición crítica es la inferior.

A continuación, se muestra la deformada del conjunto para la posición a estudiar. Los resultados muestran que el valor máximo del desplazamiento resultante es de 2,3 cm.

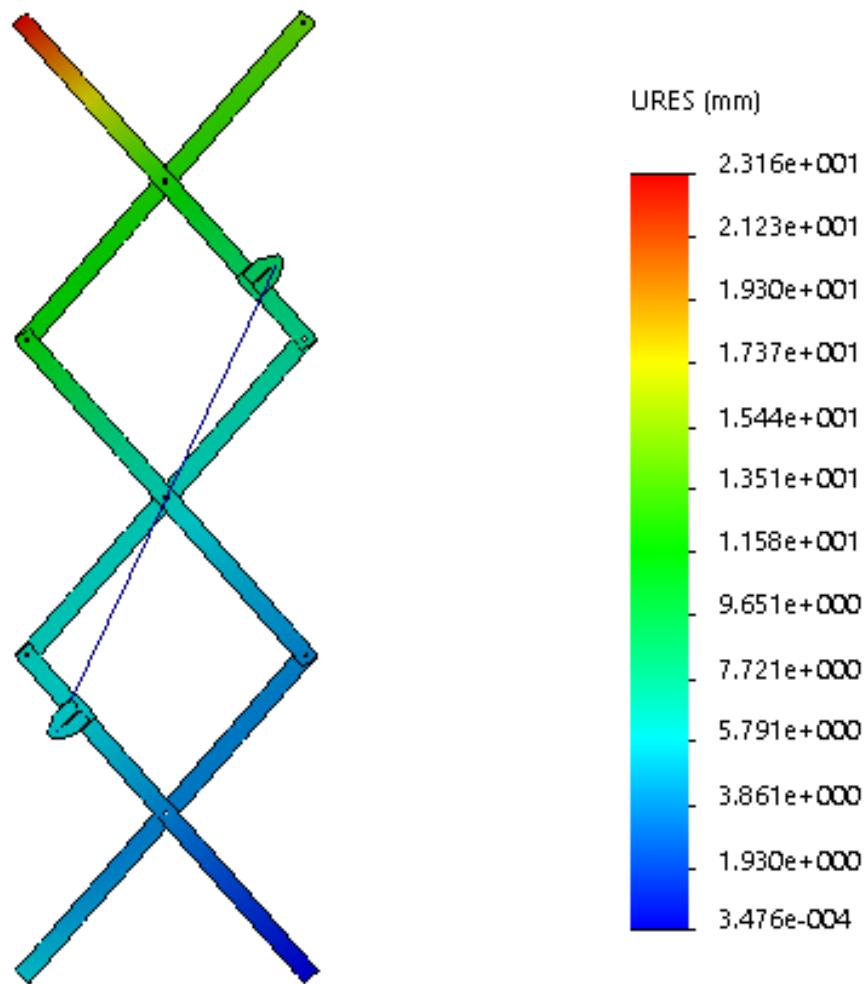


Figura 3.4: Deformaciones resultantes en posición inferior.

Se considera que no se producen grandes desplazamientos en la estructura de tijeras, además, parte de ellos pueden estar asociados a desplazamientos locales debidos al cálculo del programa.

Se va a proceder a mostrar las tensiones obtenidas para cada barra de forma aislada.

## Barra 1

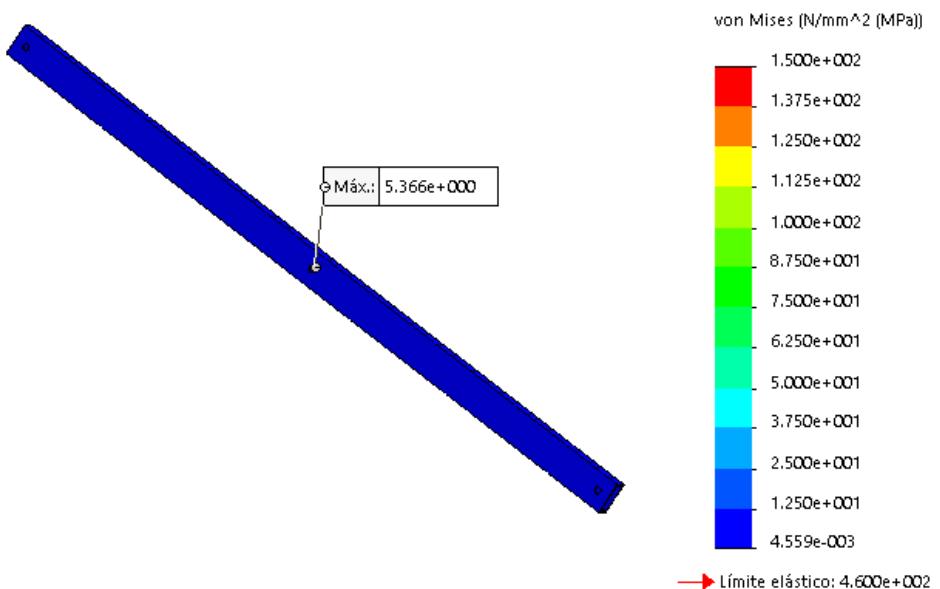


Figura 3.5: Tensiones barra 1 superior.

Esta barra, no presenta valores altos de tensión, y como se ve en la distribución, no aparecen zonas cargadas.

## Barra 2

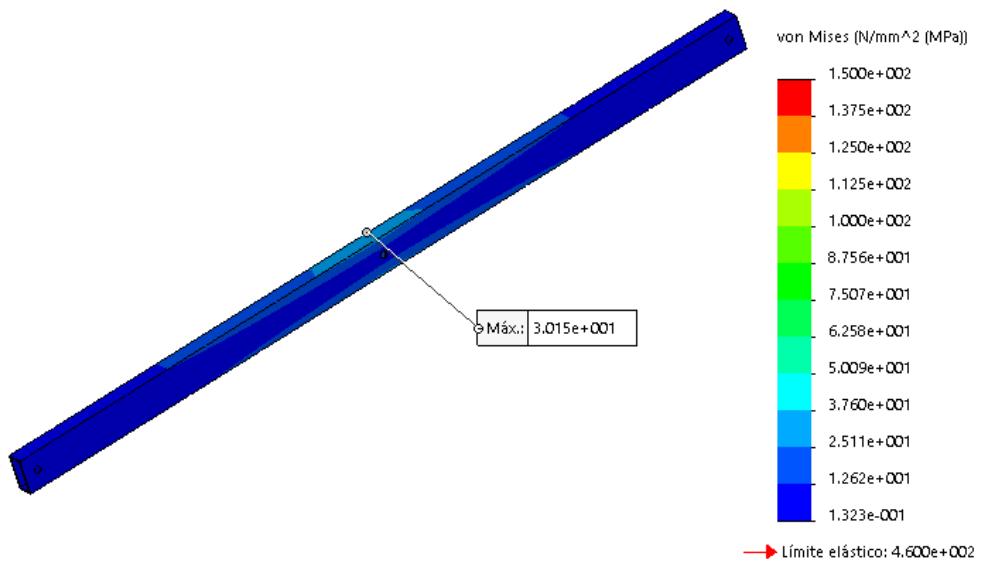


Figura 3.6: Tensiones barra 2 superior.

Se puede observar cómo se carga la zona central, pero con valores moderados de tensión. Para esta posición las tensiones no serán demasiado grandes.

### Barra 3

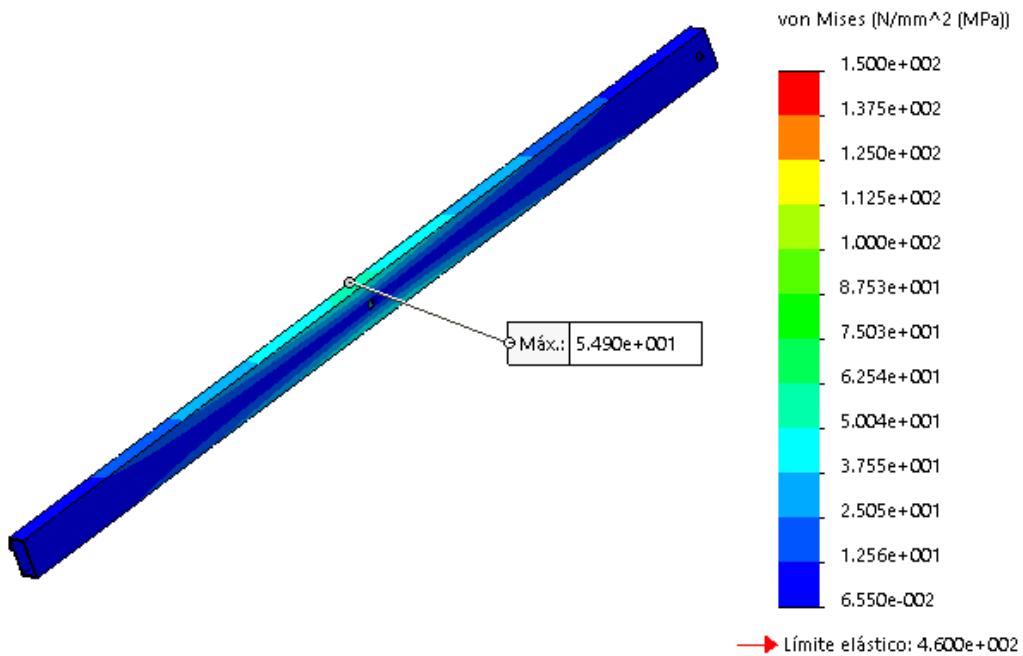


Figura 3.7: Tensiones barra superior

Se observan valores superiores de tensión, en relación a las barras anteriores, con un valor máximo en el punto central de 55 MPa.

### Barra 4

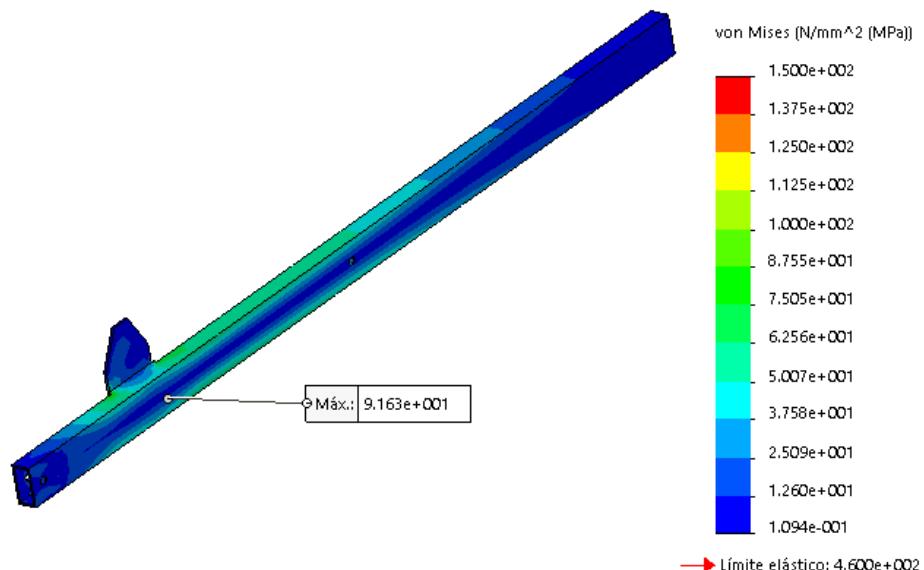


Figura 3.8: Tensiones barra 4 superior.

Los resultados de las tensiones para estas barras son superiores, ya que se trata de una de las barras de sujeción para el cilindro hidráulico.

### Barra 5

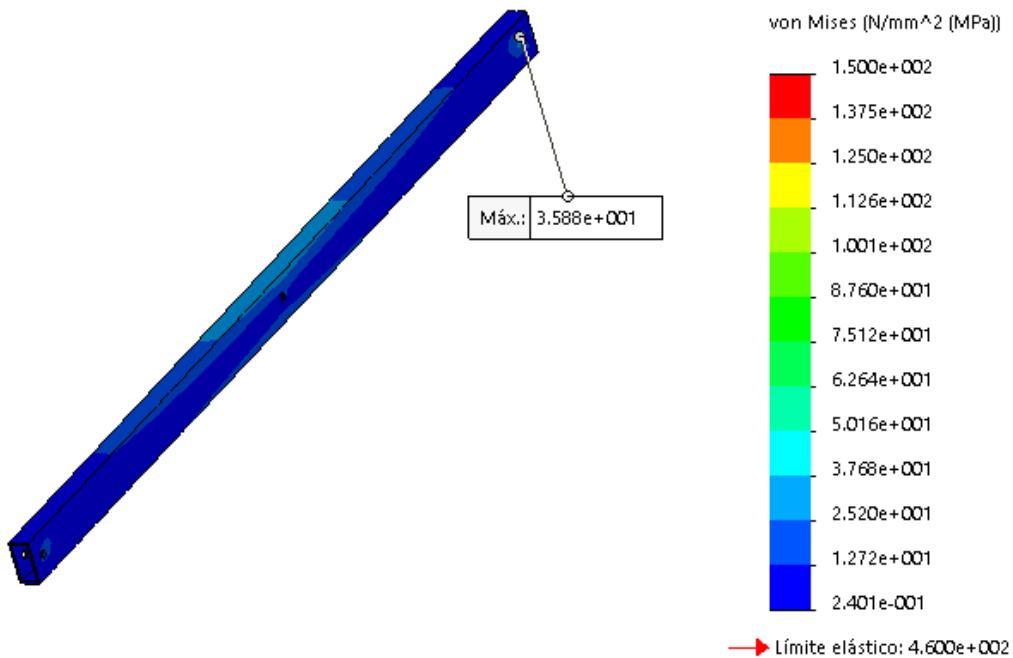


Figura 3.9: Tensiones barra 5 superior.

Para esta barra, no aparecen tensiones demasiado altas, en la zona central de la barra aparecen valores más altos de tensión, y estos disminuyen hacia los extremos.

### Barra 6

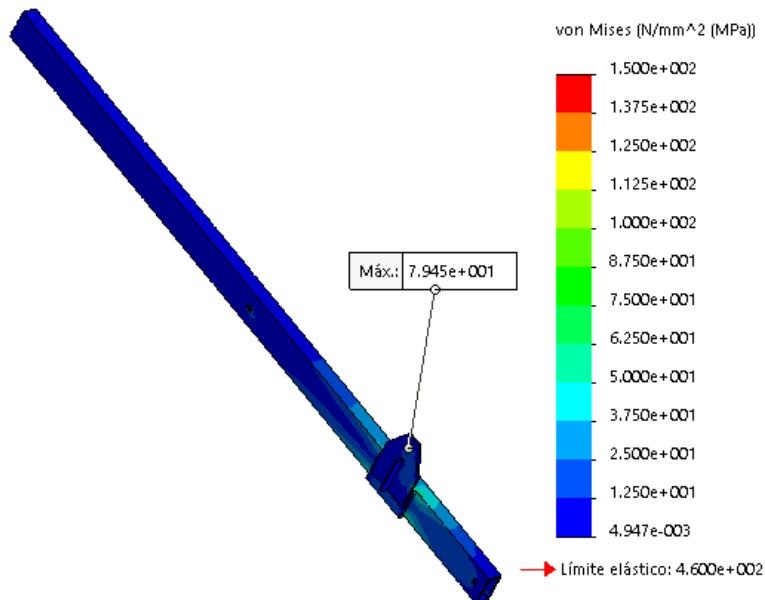


Figura 3.10: Tensiones barra 6 superior.

En esta posición las tensiones para esta barra las tensiones son altas, sin embargo, las máximas tensiones aparecen en la barra 4, de igual forma que en los cálculos analíticos.

### 2.1.2 Análisis de la estructura en su posición inferior.

En esta posición, se encuentran las mayores tensiones, ya que la fuerza del cilindro es máxima, se va a comprobar si se cumplen los resultados obtenidos analíticamente.

Se van a realizar dos simulaciones MEF, en una de ellas se supondrá que puede haber penetración entre las barras de las tijeras. Además, para este caso con penetración, se mostrarán los resultados de las tensiones en cada barra, de forma separada. Después se realizará otro análisis en el que no se permite la penetración entre las barras.

## CON PENETRACIÓN ENTRE COMPONENTES

Inicialmente, se va a simular el conjunto de las 6 barras que componen la estructura, es interesante analizar las tensiones en las barras. Las barras más cargadas serán la 6 y la 4, pero como se ha comprobado anteriormente, no se supera el límite de trabajo, marcado en 150 MPa, por lo tanto, se puede considerar que la estructura está bien diseñada.

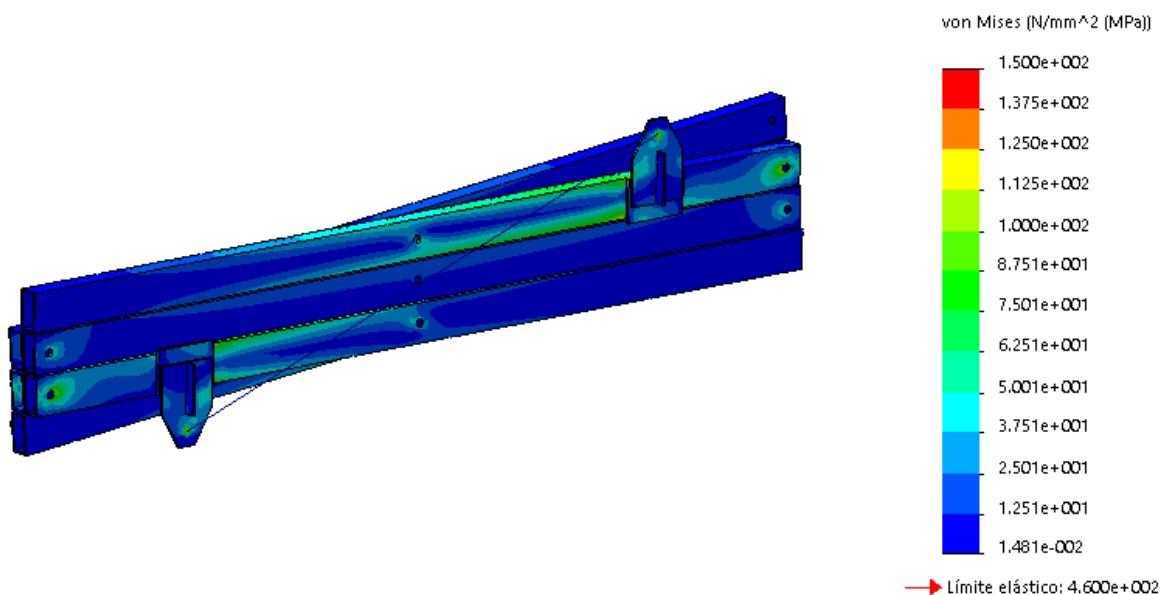


Figura 3.11: Distribución de tensiones posición inferior (con penetración).

Para esta simulación, las deformaciones tienen escasa relevancia, ya que, al aparecer la penetración entre las barras no van a ser valores reales. Estas deformaciones serán más reales en el análisis sin penetración, pero se muestran de igual forma para este caso.

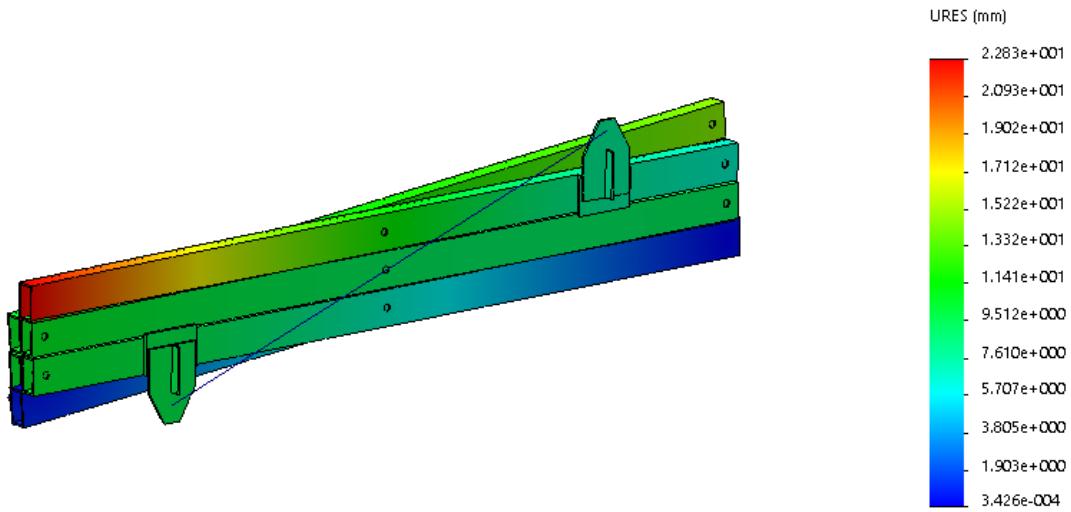


Figura 3.12: Deformaciones resultantes en posición inferior (con penetración).

A continuación, se procede a mostrar los resultados de las tensiones, en cada una de las barras aisladas, con el objeto de una mejor presentación de los resultados.

### Barra1

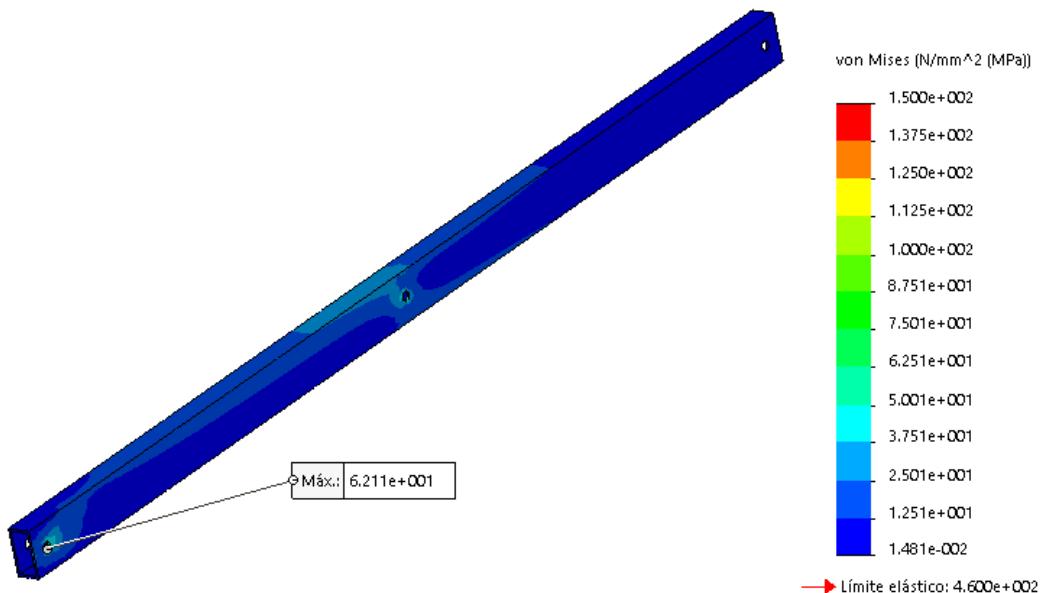


Figura 3.13: Tensiones barra 1 inferior (con penetración).

Los valores de tensión aumentan, respecto a la posición superior, pero se mantienen en los rangos deseados.

## Barra 2

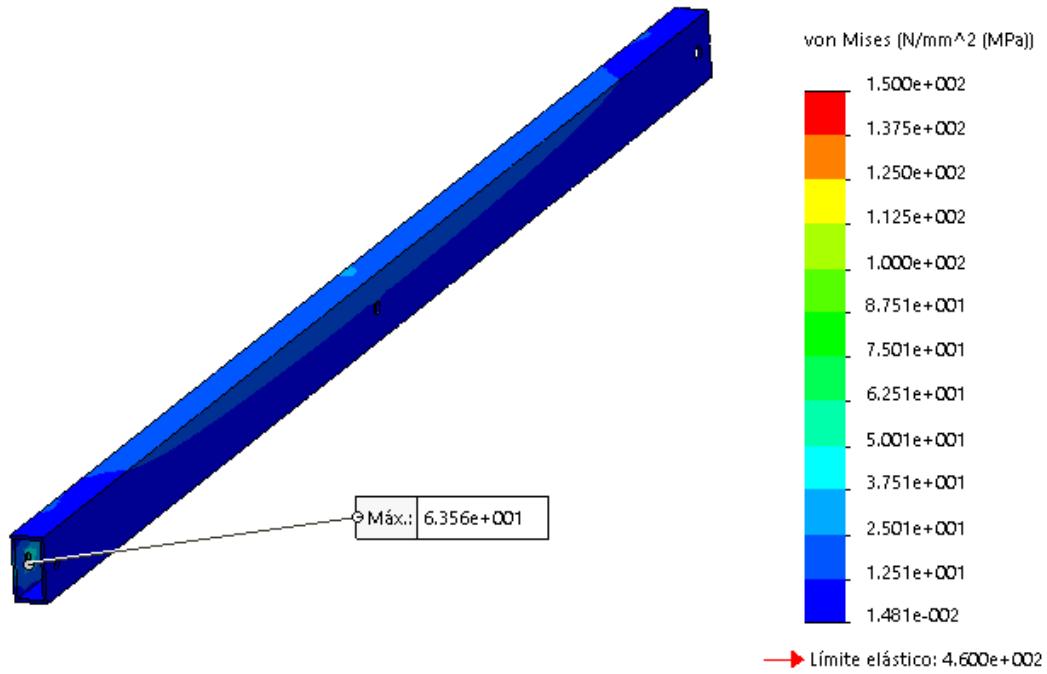


Figura 3.14: Tensiones barra 2 inferior (con penetración)

Aparece el máximo valor de tensión en el extremo de la barra, pero son valores moderados y es posible que se produzcan por una acumulación de tensiones en los agujeros del pasador.

## Barra 3

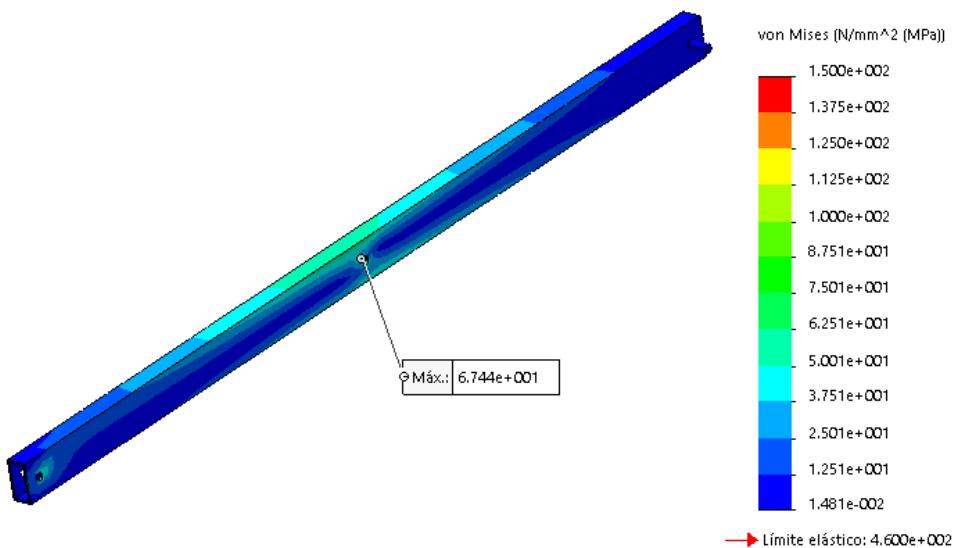


Figura 3.15: Tensiones barra 3 inferior (con penetración).

Para la barra tres se observa cómo se carga en su zona central, donde se producen las mayores tensiones. El valor máximo es de 67,4 Mpa, bastante por debajo del límite de trabajo que es 150 Mpa.

### Barra 4

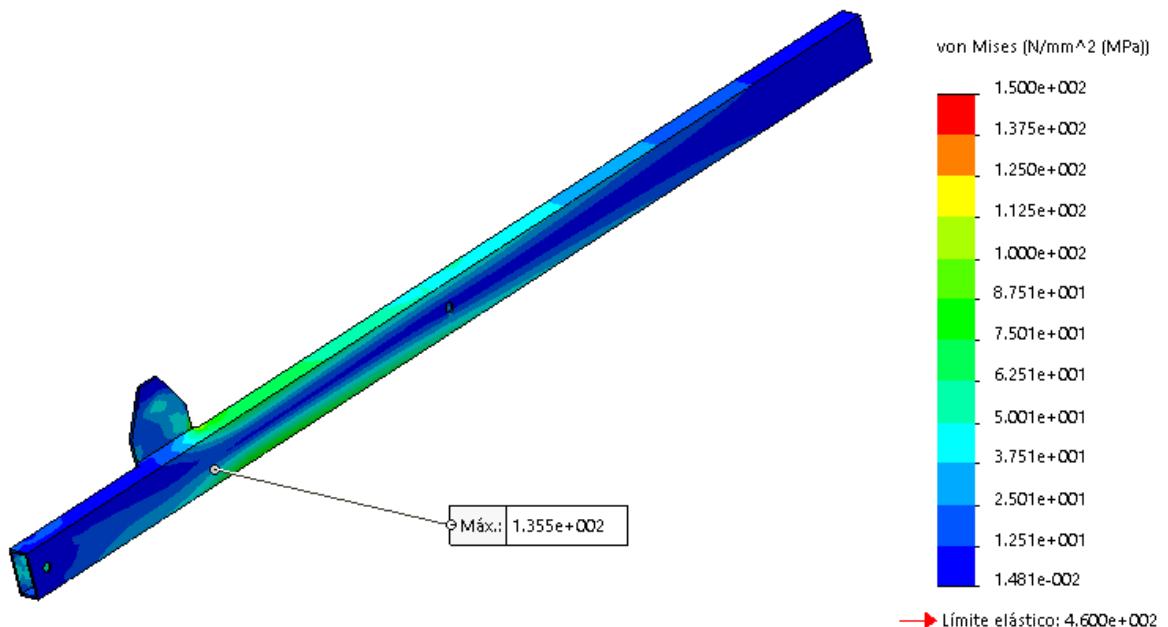


Figura 3.16: Tensiones barra 4 inferior (con penetración).

En esta barra la tensión máxima es de 135 Mpa, pero este valor se da en un punto en el que aparece un error debido al método de los elementos finitos, o una concentración de tensiones.

Se presenta el siguiente gráfico, en el cual, se muestran las tensiones en una de las aristas de las barras. Esto mostrará de forma clara los valores de tensión a lo largo de la longitud de esta barra.

La mayor tensión en esta arista de la barra 4, aparece en la zona de la orejeta, con un valor de 95 Mpa

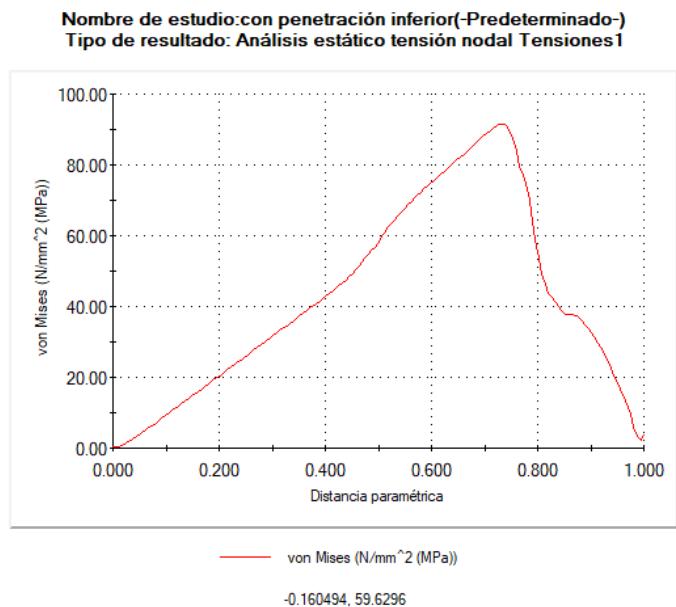


Figura 3.17: Distribución de tensiones en arista barra 4.

## Barra 5

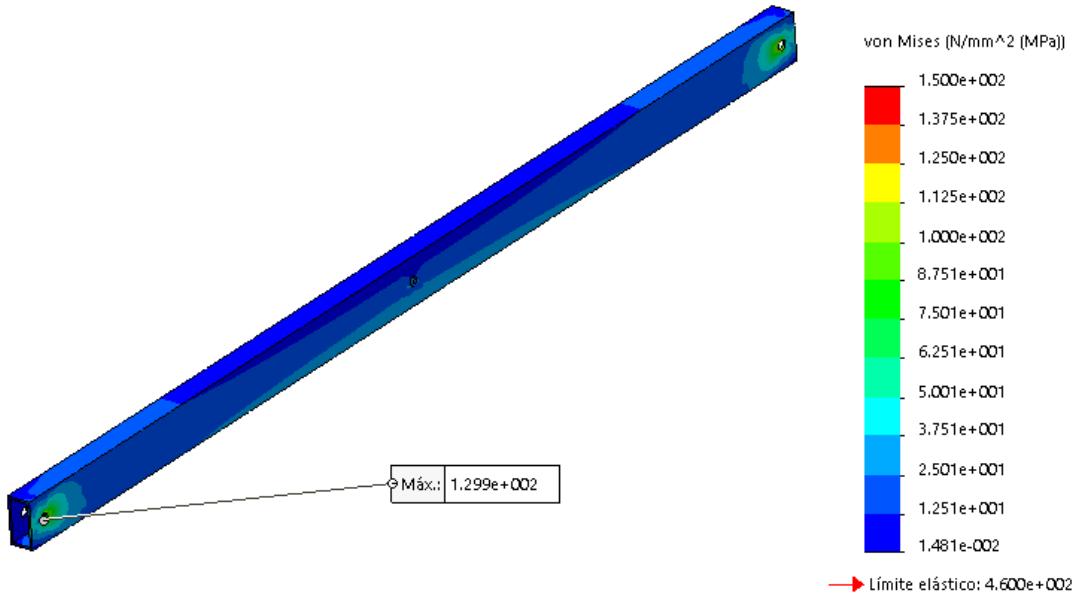


Figura 3.18: Tensiones barra 5 inferior (con penetración).

Para la barra 5, aparecen tensiones locales en los extremos debido a que las reacciones en los pasadores tienen valores altos, esto provocará acumulaciones de tensiones en los agujeros de los pasadores. Sin embargo, si se analizan las tensiones en las aristas del perfil, los valores son bastante bajos.

## Barra 6

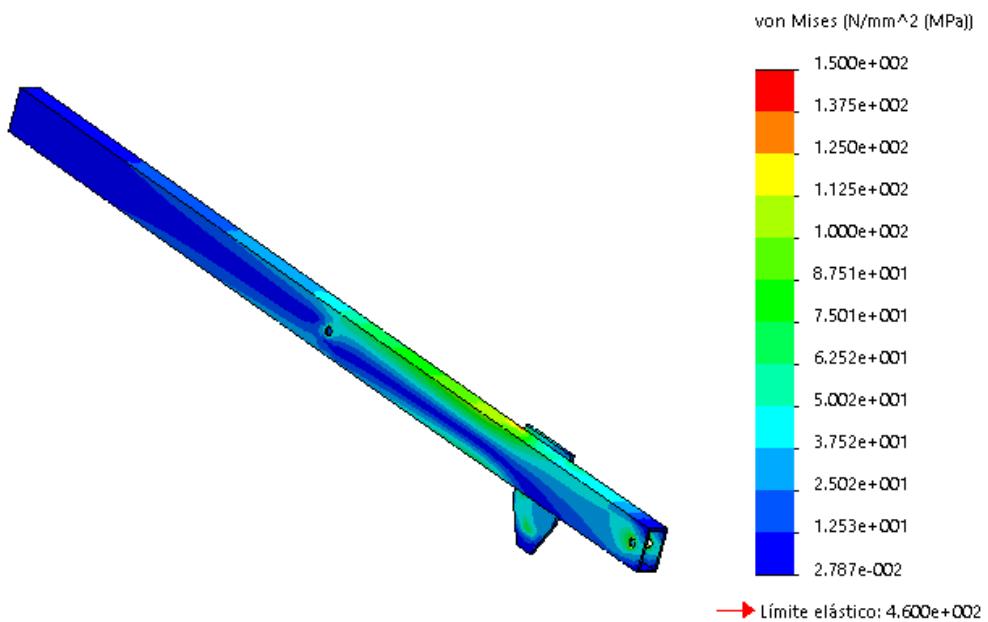


Figura 3.19: Tensiones barra 6 inferior (con penetración).

Esta barra presenta las tensiones más altas de toda la estructura, por lo que se ha optado por graficar los valores de una de sus aristas, ya que en los extremos de la sección aparecerán las mayores tensiones normales, con el fin de poder visualizar de forma óptima los resultados.

A continuación, se presenta dicho gráfico:

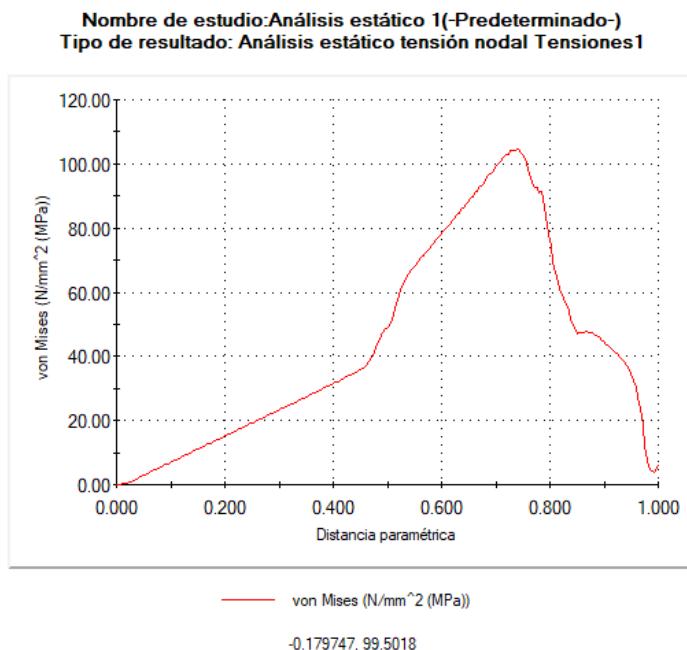


Figura 3.20: Distribución de tensiones barra 6.

La figura anterior revela que las mayores tensiones se encuentran en la zona donde se colocan las orejetas, la tensión disminuye hasta cero en los extremos, debido a que el momento flector en ellos es cero.

El valor máximo de tensión, son unos 115 MPa, inferior a los 142 Mpa analíticos, pero esto se debe a la conexión entre la orejeta y la barra, al no ser puntual, no transmite la tensión de igual forma.

## SIN PENETRACIÓN ENTRE COMPONENTES

En esta simulación se tendrán en cuenta los desplazamientos resultantes, puesto que se ha definido contacto sin penetración entre los componentes. Esto nos da una información real del comportamiento de las tijeras en cuanto a deformación.

En la Figura 3.21, se observa que el desplazamiento máximo resultante es de 9,4 mm, un valor bastante bajo en relación al caso con penetración.

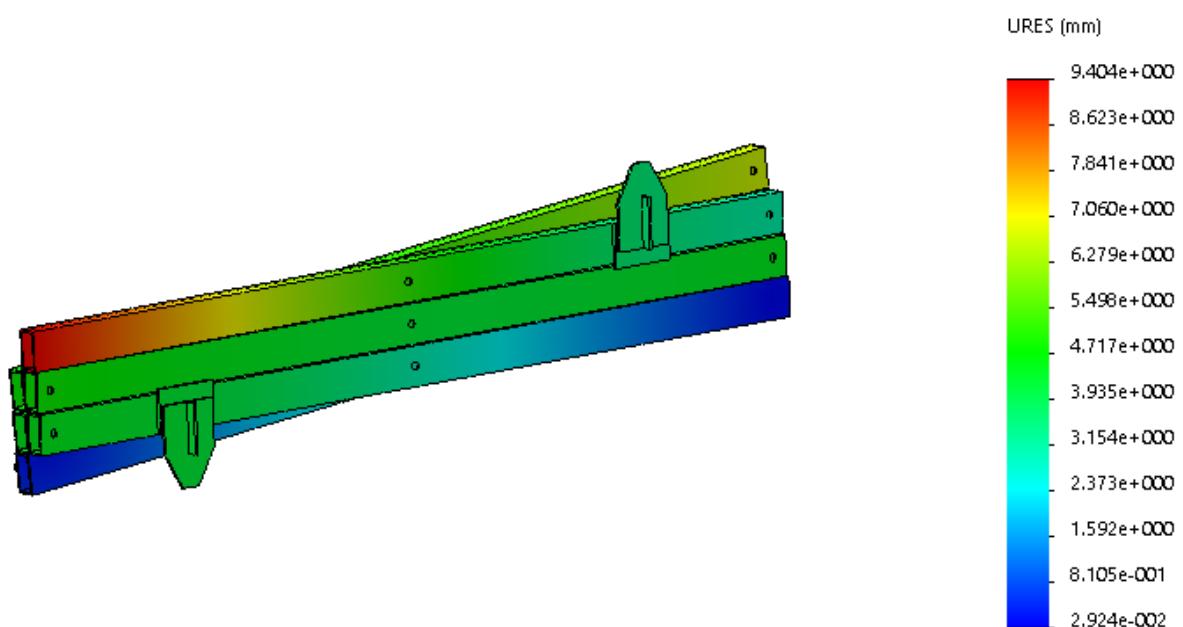


Figura 3.21: Deformaciones resultantes posición inferior (sin penetración).

## 2.2 Barandilla de la cesta de la plataforma.

En este apartado, se va a estudiar el comportamiento de la barandilla ante una fuerza aplicada sobre esta. Se aplicará una fuerza uniforme de 600 N, equivalente al apoyo de los tres operarios en la barandilla, para comprobar que las deformaciones no son demasiado grandes.

Se han obtenido los siguientes resultados en tensiones:

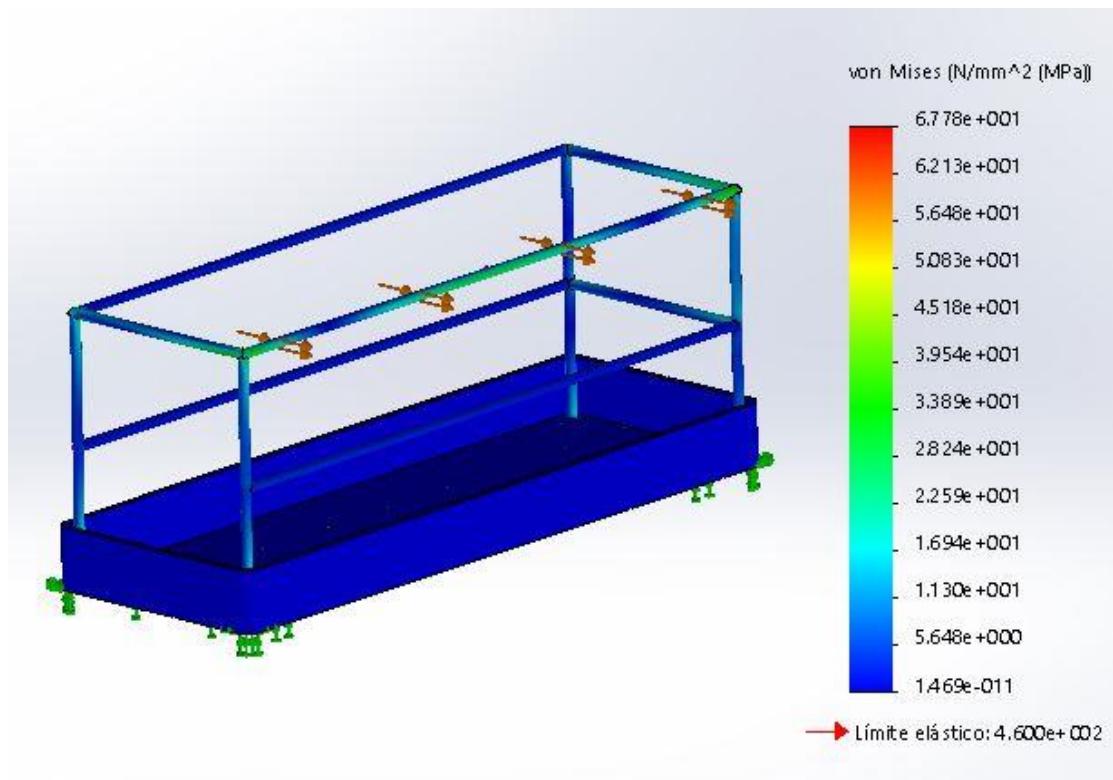


Figura 3.22: Análisis de tensiones en la barandilla de la cesta.

Como se puede observar, las tensiones máximas en la cesta no superan los 68 MPa. El valor máximo para que se cumpla el coeficiente de seguridad fijado de 3, son 150 MPa, así que las tensiones están en el rango deseado.

En el caso de las deformaciones las deformaciones:

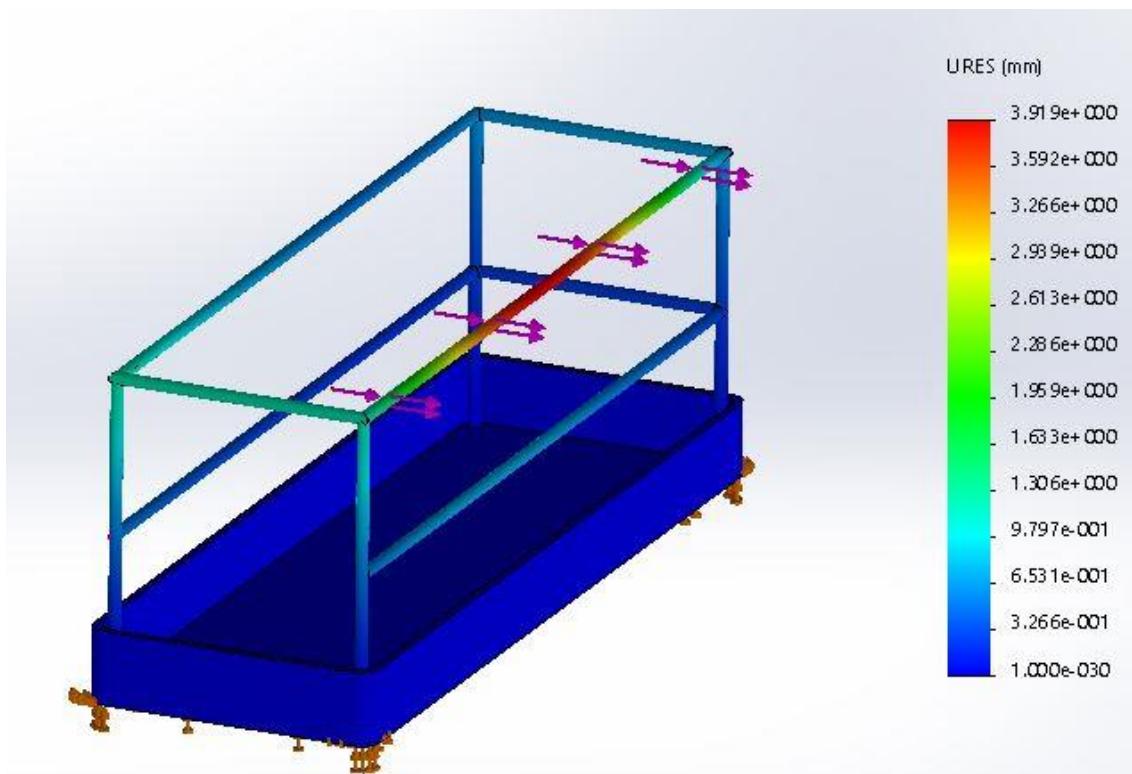


Figura 3.23: Análisis de deformaciones en la barandilla de la cesta.

Los resultados muestran que se produce una ligera deformación en la parte central de la barra sometida a las fuerzas actuantes. Esta deformación tiene como valor máximo 3,9 mm, es un valor bastante bajo y que no genera ningún peligro para los operarios.

## 2.3 Pasadores del cilindro.

En este apartado, se va a realizar una comprobación del cálculo de los pasadores de unión del cilindro hidráulico, debido a que es un pasador de una longitud mayor que los de las tijeras y aparecerá flexión a causa de la fuerza del cilindro.

Se analizarán las tensiones para verificar que cumple con el límite de trabajo establecido mediante el coeficiente de seguridad. Se ha aplicado la fuerza de 37234 N, ejercida por el cilindro repartida en 60 mm, que es la longitud de la pieza de unión del cilindro con el pasador.

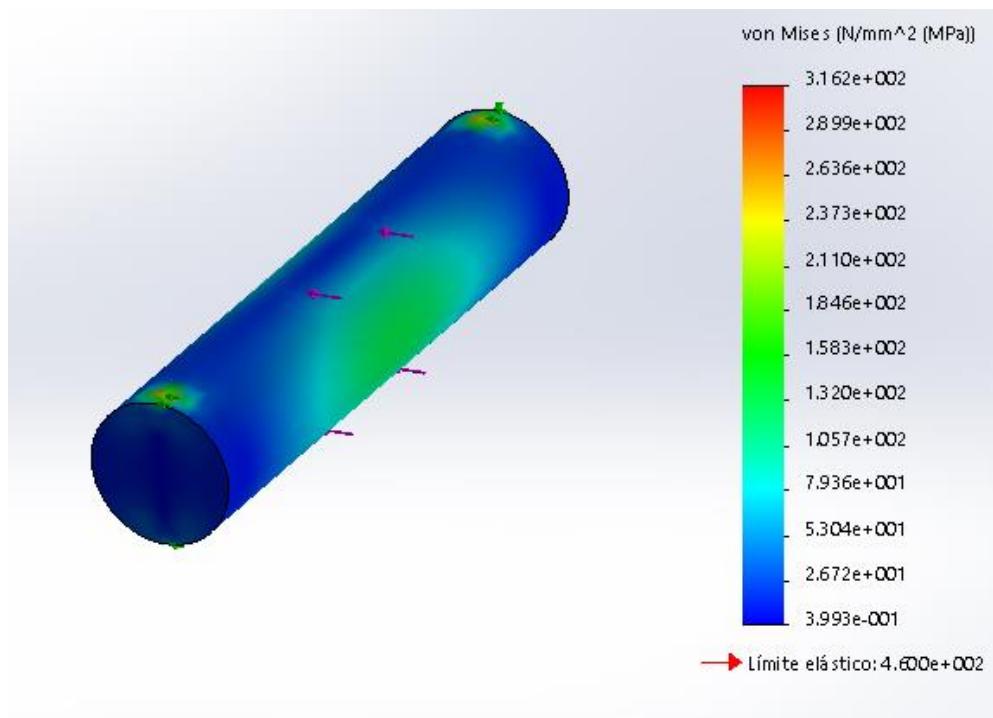


Figura 3.24: Análisis de tensiones en el pasador del cilindro.

En la Figura 3.24, se puede ver como las tensiones máximas en el pasador son de 316,2 Mpa, pero son valores que se sitúan en los extremos de los pasadores, debidos a errores de cálculo.

Se va a analizar las tensiones en la zona central del pasador, ya que es la zona que realmente estará afectada por los esfuerzos de flexión.

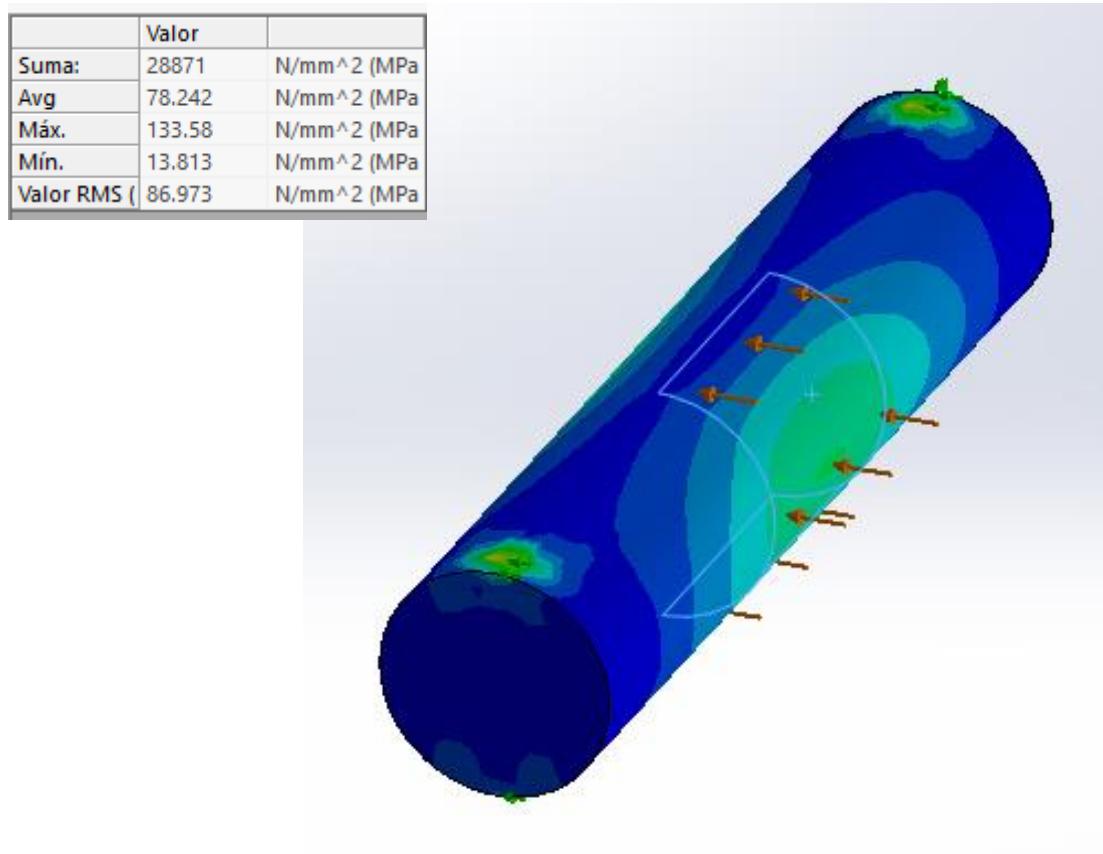


Figura 3.25: Tensiones en la zona central del pasador.

El valor máximo de tensión en la zona central es de 133,58 Mpa, un valor que está por debajo del límite de trabajo que es 150 Mpa. En consecuencia, el pasador se encuentra dentro de los límites, y estará bien dimensionado.

## 2.4 Orejeta.

En este análisis se va a comprobar la resistencia de la orejeta, al estar sometida a los esfuerzos del cilindro en su posición más desfavorable.

Para ello, se aplicará la mitad de la fuerza que genera el cilindro, ya que la otra mitad la soportaría la orejeta del lado contrario.

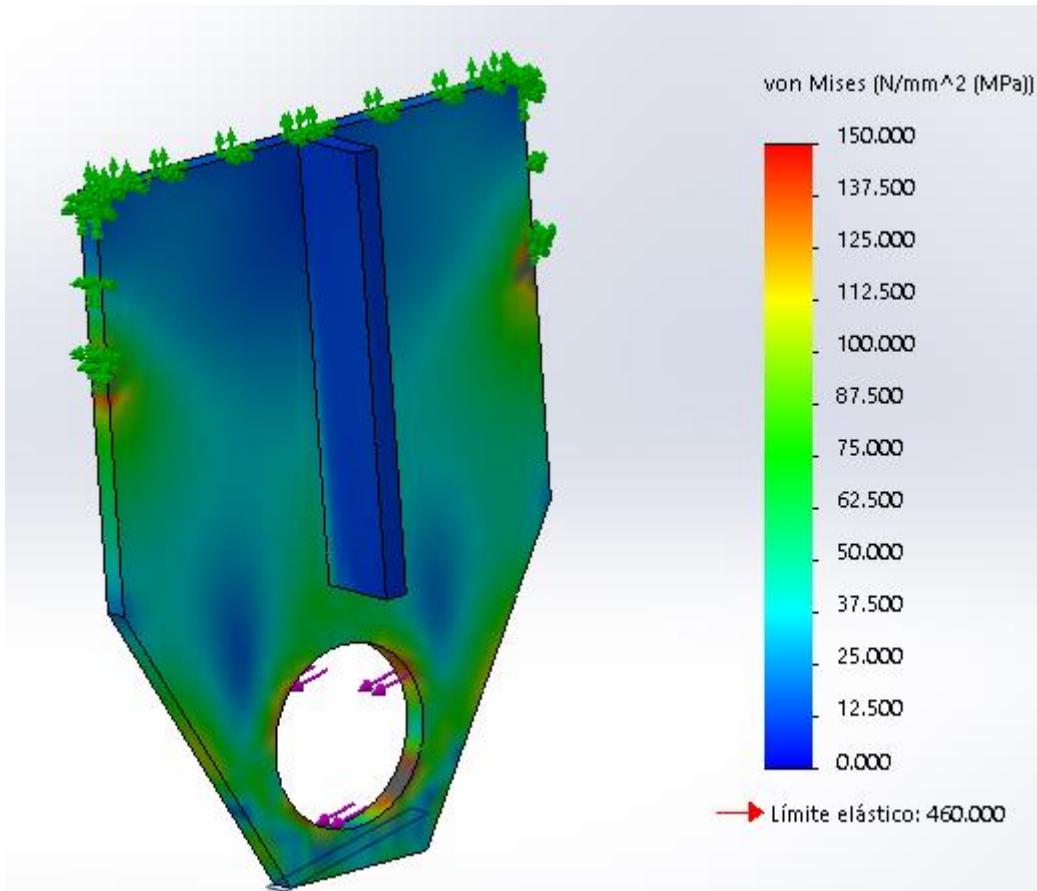


Figura 3.26: Tensiones en la orejeta.

Se puede observar que se producen tensiones locales, las cuales se deben a errores de cálculo en el método de los elementos finitos, pero en la mayor parte de la pieza, las tensiones se encuentran en el rango deseado. Además, se ha incluido un rigidizador en la parte central para aumentar la resistencia de la orejeta.

Se van a analizar de igual forma los desplazamientos en la orejeta:

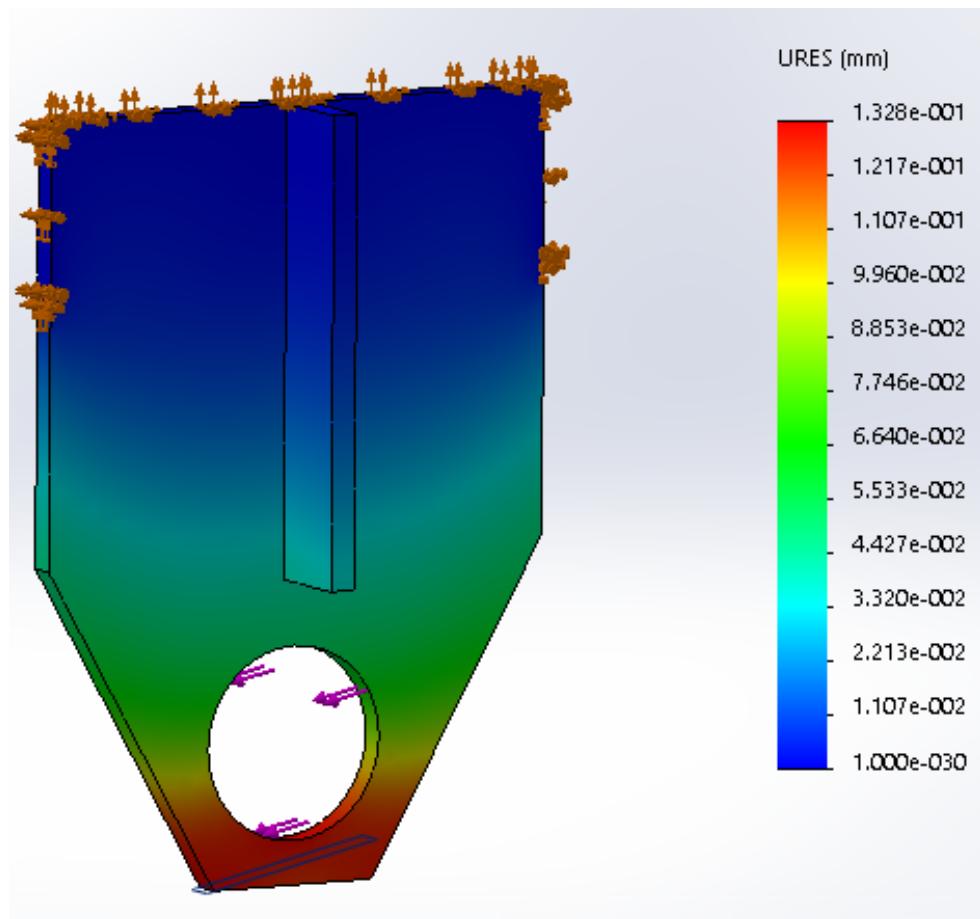


Figura 3.27: Desplazamientos en la orejeta.

La Figura 3.27, muestra que el desplazamiento máximo en la orejeta se produce en la parte inferior de la misma, este será de 0,11 mm, es un valor pequeño con lo que el dimensionamiento es correcto.