



Anexos

Análisis y dimensionamiento de
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg
y altura de plataforma de 7 metros

Autor

Fibicio Diego Hernández Aisa

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza / Escuela de ingeniería y arquitectura
2019

Anexo 1: Cálculos Analíticos

1. CARGA NOMINAL APLICADA EN LA CESTA DE TRABAJO	6
2. CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE LA CESTA DE TRABAJO	8
2.1 DISEÑO BARANDA	9
2.1.1 <i>Reacciones baranda</i>	9
2.1.2 <i>Diagramas de esfuerzo baranda</i>	10
2.2 DISEÑO BARANDILLA	12
2.2.1 <i>Reacciones en la barandilla</i>	12
2.2.2 <i>Diagramas de esfuerzos en la barandilla</i>	13
2.3 DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS	14
2.3.1 <i>Primer caso</i>	15
2.3.2 <i>Segundo caso</i>	17
2.4 CALCULO PESO TOTAL DE LA CESTA DE TRABAJO	19
2.4.1 <i>Peso barandas</i>	20
2.4.2 <i>Peso barandillas</i>	20
2.4.3 <i>Peso travesaños</i>	21
3. REACCIONES EN EL CUADRILÁTERO ARTICULADO	23
3.1 REACCIONES EN EL CUADRILÁTERO	23
3.1.1 <i>Ecuaciones de equilibrio en la barra 1</i>	24
3.1.2 <i>Ecuaciones de equilibrio en la barra 2</i>	25
3.1.3 <i>Ecuaciones de equilibrio en la barra 3</i>	25
3.1.4 <i>Ecuaciones de equilibrio en el pasador (punto C)</i>	26
3.2 RESULTADOS DE LAS REACCIONES EN EL CUADRILÁTERO ARTICULADO	26
3.2.1 <i>Resultados de las reacciones en la posición 1</i>	27
3.2.2 <i>Resultados de las reacciones en la posición 2</i>	27
3.2.3 <i>Resultados de las reacciones en la posición 3</i>	28
3.2.4 <i>Resultados de las reacciones en la posición 4</i>	28
3.2.5 <i>Resultados de las reacciones en la posición 5</i>	29
3.2.6 <i>Resultados de las reacciones en la posición 6</i>	29
3.2.7 <i>Resultados de las reacciones en la posición 7</i>	30
3.2.8 <i>Resultados de las reacciones en la posición 8</i>	30
4. PROYECCIONES DE LAS REACCIONES: AXIL Y CORTANTE	31
4.1 PROYECCIONES, AXIL Y CORTANTE EN LA BARRA 1	31
4.2 PROYECCIONES, AXIL Y CORTANTE EN LA BARRA 2	33
4.3 PROYECCIONES, AXIL Y CORTANTE EN LA BARRA 3	34
5. REACCIONES EN LOS PASADORES.....	36
6. CÁLCULO DE LOS PASADORES	37
6.1 CALCULO POR CORTANTE DIRECTO	38
6.2 CÁLCULO POR APLASTAMIENTO	39
6.2.1 <i>Calculo por aplastamiento pasadores barra 1</i>	40
6.2.2 <i>Calculo por aplastamiento pasadores barra 2</i>	40
6.2.3 <i>Calculo por aplastamiento pasadores barra 3</i>	41
6.2.4 <i>Calculo por aplastamiento pasador para cilindro</i>	41
6.2.5 <i>Calculo por aplastamiento pasador barra 5</i>	41
7. DIAGRAMAS DE ESFUERZO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS BARRAS 1 Y 3.....	42

7.1	DIAGRAMAS DE ESFUERZOS DE LAS BARRAS 1 Y 3	42
7.1.1	<i>Barra 1</i>	43
7.1.2	<i>Barra 3</i>	46
7.2	DIMENSIONAMIENTO DE LAS BARRAS 1 Y 3	48
7.2.1	<i>Barra 1</i>	49
7.2.2	<i>Barra 3</i>	56
8.	DIMENSIONAMIENTO DE LA BARRA 2	59
8.1	ANÁLISIS EN MEFI	60
8.2	DIMENSIONAMIENTO BARRA 2	62
9.	DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO HIDRÁULICO DEL CUADRILÁTERO ARTICULADO...68	
9.1	DIMENSIONAMIENTO DEL PISTÓN	69
9.2	DIMENSIONAMIENTO DEL VÁSTAGO	70
10.	DIMENSIONAMIENTO PLACA (BARRA 5) Y CILINDRO DE ACCIONAMIENTO.....72	
10.1	REACCIONES BARRA 5	72
10.2	CÁLCULO PESO CUADRILÁTERO Y CENTRO DE MASAS	73
10.3	FUERZAS RESULTANTES	76
10.4	DIMENSIONAMIENTO BARRA 5	77
10.4.1	<i>Diseño inicial</i>	77
10.4.2	<i>Diseño final</i>	80
10.5	DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO	84
10.5.1	<i>Dimensionamiento del pistón</i>	88
10.5.2	<i>Dimensionamiento del vástago</i>	90
11.	DIMENSIONAMIENTO DEL BRAZO	92
11.1	REACCIONES EN EL BRAZO	92
11.1.1	<i>Ecuaciones de equilibrio en el brazo</i>	94
11.2	RESULTADOS REACCIONES EN EL BRAZO	94
11.2.1	<i>Resultados reacciones en la posición 1</i>	95
11.2.2	<i>Resultados reacciones en la posición 2</i>	95
11.2.3	<i>Resultados reacciones en la posición 3</i>	95
11.2.4	<i>Resultados reacciones en la posición 4</i>	96
11.2.5	<i>Resultados reacciones en la posición 5</i>	96
11.2.6	<i>Resultados reacciones en la posición 6</i>	96
11.3	PROYECCIONES DE LAS REACCIONES: AXIL Y CORTANTE	97
11.4	CÁLCULO DE LOS PASADORES	99
11.4.1	<i>Reacciones en los pasadores</i>	99
11.4.2	<i>Cálculo por cortante directo</i>	100
11.4.3	<i>Cálculo por aplastamiento</i>	102
11.5	DIAGRAMAS DE ESFUERZO EN EL BRAZO	103
11.6	DIMENSIONAMIENTO DEL BRAZO	107
12.	REDIMENSIONAMIENTO DEL BRAZO	112
12.1	ESFUERZOS AXIL, CORTANTE Y FLECTOR.....	113
12.2	DIAGRAMAS DE ESFUERZO	113
12.3	COMPROBACIÓN DE LOS PASADORES.....	115
12.3.1	<i>Cortadura</i>	116
12.3.2	<i>Aplastamiento</i>	116
13.	CÁLCULO DEL CILINDRO DE ACCIONAMIENTO DEL BRAZO.....	117

13.1	DIMENSIONAMIENTO DEL PISTÓN	118
13.2	DIMENSIONAMIENTO DEL VÁSTAGO	120

Anexo 2: Modelado

1.	OBJETO DEL MODELADO	123
2.	MODELADO DE LA CESTA DE TRABAJO	123
3.	MODELADO DEL SOPORTE PARA LA CESTA DE TRABAJO	132
4.	ENSAMBLAJE CESTA DE TRABAJO Y SOPORTE.....	135
5.	MODELADO CUADRILÁTERO ARTICULADO	137
6.	MODELADO DE LOS CASQUILLOS	142
7.	MODELADO PLACA (BARRA 5)	143
8.	MODELADO DEL BRAZO.....	146

Anexo 3: Simulación mediante elementos finitos

1.	OBJETO DE LA SIMULACIÓN.....	154
1.1	APLICACIÓN DEL MATERIAL	154
1.2	CONEXIONES ENTRE PIEZAS.....	155
1.3	CONTACTO ENTRE COMPONENTES	156
1.4	SUJECIONES	157
1.5	CARGAS EXTERNAS	158
1.6	MALLADO.....	160
2.	SIMULACIÓN Y ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	163
2.1	ANÁLISIS COMPLETO DE LA PLATAFORMA ELEVADORA	163
2.1.1	<i>Posición 1 ($\alpha=0^\circ$, $\beta=0^\circ$).....</i>	163
2.1.2	<i>Posición 2 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=40^\circ$).....</i>	167
2.1.3	<i>Posición 3 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=0^\circ$)</i>	169
2.1.4	<i>Posición 4 ($\alpha=-10^\circ$, $\beta=-30^\circ$).....</i>	171
2.2	ANÁLISIS DE LOS PASADORES.....	173
2.3	CONCLUSIÓN DEL ANÁLISIS	182

Anexo 1:

Cálculos analíticos

Análisis y dimensionamiento de
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg y altura de
plataforma de 7 metros

Autor

Fibicio Hernández Aisa

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza / Escuela de ingeniería y arquitectura
2019

1. Carga nominal aplicada en la cesta de trabajo

Para el cálculo de la carga nominal aplicada sobre la superficie de la plataforma ha de aplicarse la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016, la cual se aplica a los distintos tipos de plataformas PEMP. Dentro de la norma se encuentra el apartado de carga nominal, el cual dice lo siguiente:

5.2.3.1 Carga nominal

La carga nominal m es:

$$m = n \cdot m_p + m_e \quad (1)$$

donde

- m_p es 80 kg (masa de una persona);
- m_e es ≥ 40 kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales);
- n número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo.

Figura 1.1: Ecuación para el cálculo de la carga nominal UNE-EN 280:2014+A1:2016

Se considerará que puedan trabajar 2 operarios simultáneamente, siendo el peso de cada operario de 80kg. La herramienta se considerará que tiene un peso de 40 kg.

$$\begin{aligned} M_p &= 80 \text{ kg} \\ m_c &= 40 \text{ kg} \\ n &= 2 \end{aligned}$$

$$m = 2 \cdot 80 + 40 = 200 \text{ kg}$$

Según la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016, la distribución de cargas sobre la superficie de la plataforma debe cumplir unos determinados requisitos.

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/m², el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de 3 kN/m² (véase la figura 4 como ejemplo).

Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que creen 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.

Figura 1.2: Aspectos sobre la distribución de cargas sobre la plataforma UNE-EN 280:2014+A1:2016

Siguiendo los requisitos de la norma, la fuerza de cada operario se considerará puntual:

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

El área total de la cesta será:

$$A_{total\ cesta} = longitud \times anchura = 2,44 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 2,44 \text{ m}^2$$

La herramienta del equipo supondrá un 25% del área total de la superficie de trabajo, por lo que el área uniforme de la herramienta será:

$$A_{uniforme} = 2,44 \text{ m}^2 \cdot 0,25 = 0,61 \text{ m}^2$$

La carga total distribuida por área se calcula a continuación:

$$q_h = \frac{392,4 \text{ N}}{0,61 \text{ m}^2} = 643,27 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Se conoce que el área de distribución de la herramienta es de 1m x 0,61m.



Figura 1.3: Representación del área de herramientas

A continuación, se calculará la carga lineal que se aplicará directamente sobre la superficie.

$$q_{lineal} = 643,27 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,61 \text{ m} = 392,39 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 0,39239 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

2. Cálculos para el diseño de la cesta de trabajo

Para realizar el cálculo y dimensionamiento de la cesta, esta se distinguirá en tres partes principales: baranda, barandilla y travesaños.

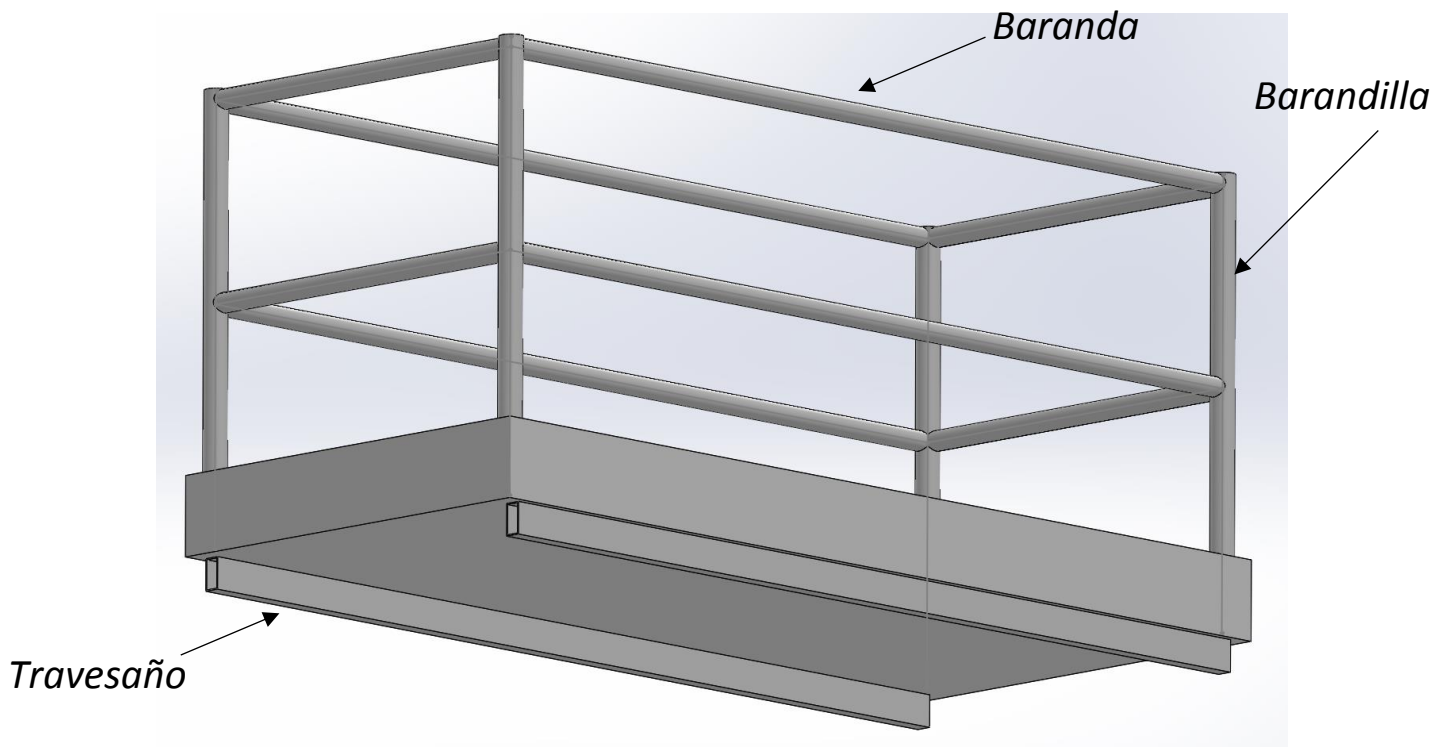


Figura 2.1: Partes de la cesta de trabajo. Modelo SolidWorks

Para todo el cálculo de la cesta se tendrá en cuenta distintas pautas recogidas en la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016.

Se supondrá un acero S350JR, con un coeficiente de seguridad de 2,5. Siendo el coeficiente de fluencia $\sigma_f = 350$ MPa.

Para el cálculo y dimensionamiento de la cesta, se utilizará el teorema del cortante máximo, el cual se expresa de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mf}{Wf}$$

Siendo σ_{\max} , la tensión máxima admisible; σ_f , límite de fluencia; C_s , coeficiente de seguridad; $M_{f_{\max}}$, momento flector máximo; W_f , módulo de resistencia.

σ_{\max}	Tensión máxima admisible
σ_f	Límite de fluencia
C_s	Coeficiente de seguridad
$M_{f_{\max}}$	Momento flector máximo
W_f	Módulo de resistencia

Figura 2.2: Parámetros del cortante máximo

2.1 Diseño baranda

Según la norma, sobre la baranda se aplicará una fuerza de 500N por operario, siendo dos los operarios y manteniendo una distancia mínima de 0,5 metros.

2.1.1 Reacciones baranda

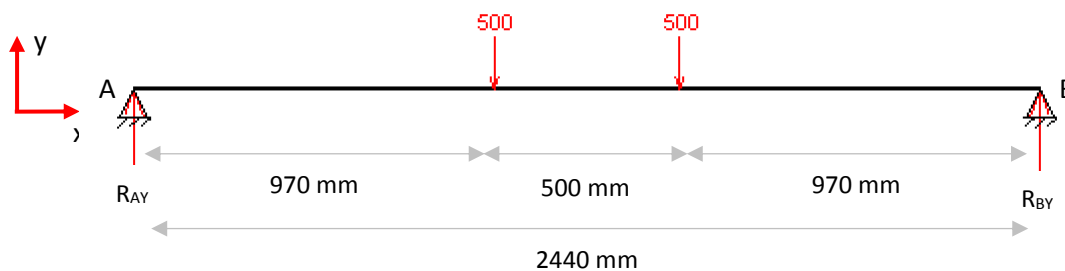


Figura 2.3: Reacciones sobre la baranda

Realizando el sumatorio de fuerzas y de momentos:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -500 - 500 + R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$\sum M_a = 0 \rightarrow -500 \cdot 970 - 500 \cdot 1470 + R_{By} \cdot 2440 = 0$$

Se obtiene:

$$\begin{aligned} R_{By} &= 500 \text{ N} \\ R_{Ay} &= 500 \text{ N} \end{aligned}$$

2.1.2 Diagramas de esfuerzo baranda

Una vez obtenidas las reacciones que se producen en cada baranda, se calculan los diagramas de esfuerzos. Así se obtendrá la sección más desfavorable para dimensionar la barra.

Para ello se han trasladado las reacciones obtenidas al programa MEFI, donde se han obtenido los diagramas de esfuerzos flector y cortante. Las unidades representadas en los diagramas son para el momento flector (Newton · m) y para esfuerzos cortante y axil (Newton)

Diagrama de esfuerzos flector:

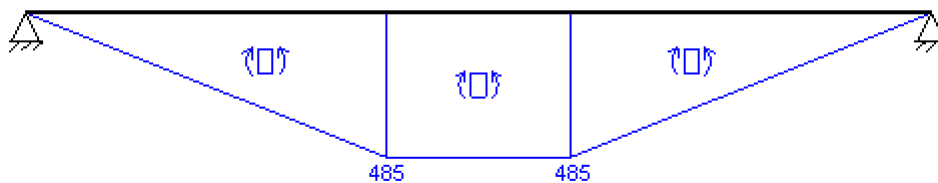


Figura 2.4: Diagrama de esfuerzo flector de la baranda

Diagrama de esfuerzos cortante:

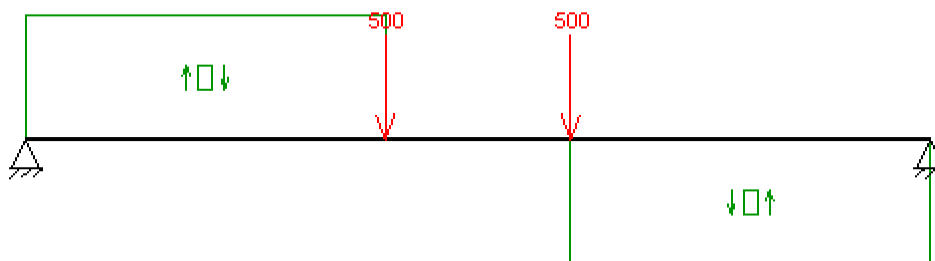


Figura 2.5: Diagrama de esfuerzo cortante de la baranda

Como se puede observar, el momento más desfavorable se da en el lugar donde se aplican las cargas, en este caso $M_{f_{max}} = 485000 \text{ Nmm}$.

Conocido el coeficiente de seguridad y el límite elástico del material:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

$$Wf = \frac{485000}{140} = 3464,285 \text{ mm}^3 = 3,464 \text{ cm}^3$$

Se deberá escoger un perfil con una Wf mayor a la calculada.

A continuación, se adjunta el catálogo de donde se ha escogido el perfil, en este caso el perfil comercial es del grupo “hierros Alfonso”.


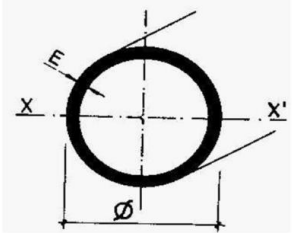
TUBO REDONDO									
									
Nombre	UM	P.T.	m/Un	Sección cm ²	A	I _x cm ⁴	W _x cm ³	I _y cm	I _o cm ⁴
TUBO RED. 50x1,5	HM	1,86	6	2,284		6,7231	2,689	1,716	13,4463
TUBO RED. 50x2	HM	2,46	6	3,014		8,6965	3,479	1,699	17,3931
TUBO RED. 60x1,5	HM	2,25	6	2,755		11,7946	3,932	2,069	23,5892
TUBO RED. 60x2	HM	2,97	6	3,642		15,3345	5,112	2,052	30,6690
TUBO RED. 70x1,5	HM	2,63	6	3,226		18,9326	5,409	2,422	37,8653

Figura 2.6: Catálogo tubo redondo “grupo hierros Alfonso”

En este caso se escogerá un tubo de perfil circular de 50 x 2 mm, con una $Wf = 3,479 \text{ cm}^3$.

2.2 Diseño barandilla

Para el diseño de la barandilla, es necesario trasladar las reacciones obtenidas en cada baranda. En este caso la fuerza que se ejercerá a cada barandilla es de 500 N. La altura de la barandilla, según la norma, debe ser de 1100 mm. Se considerará un empotramiento en la parte inferior, ya que se encontrará unida a la parte inferior de la cesta.

2.2.1 Reacciones en la barandilla

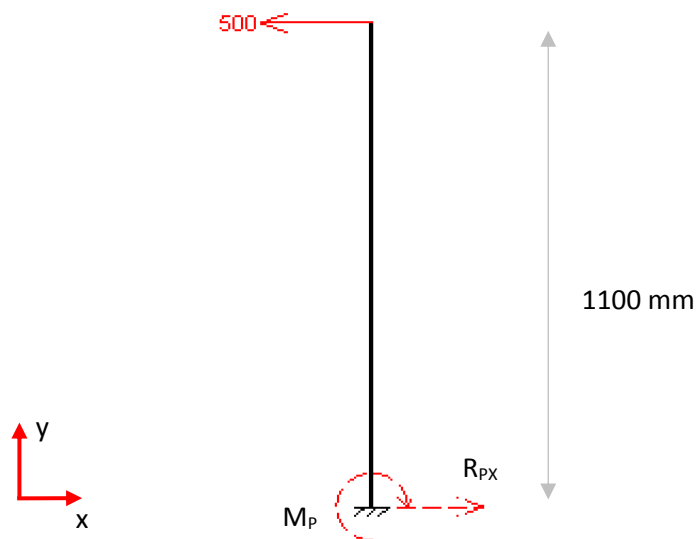


Figura 2.7: Reacciones sobre la barandilla

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{px} = 500 \text{ N}$$

$$\sum M_P = 0 \rightarrow -M_P + R_{AX} \cdot 1100 = 0$$

Se obtiene:

$$R_{px} = 500 \text{ N}$$

$$M_p = 550000 \text{ Nmm}$$

2.2.2 Diagramas de esfuerzos en la barandilla

Una vez obtenidas las reacciones y momentos en la barandilla, se procederá a realizar los diagramas de esfuerzos para obtener el punto más desfavorable y así, dimensionar la barandilla.

Diagrama de esfuerzos flector:

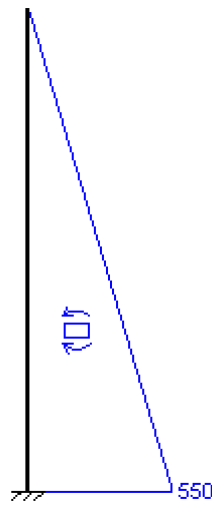


Figura 2.8: Diagrama de esfuerzo flector de la barandilla

Diagrama de esfuerzos cortante:

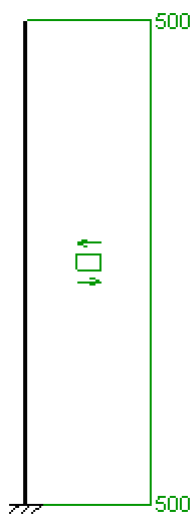


Figura 2.9: Diagrama de esfuerzo cortante de la barandilla

El momento máximo se obtiene en el empotramiento de la barandilla.

$$M_{max} = 550000 \text{ Nmm}$$

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

$$Wf = \frac{550000}{140} = 3928,57 \text{ mm}^3 = 3,928 \text{ cm}^3$$


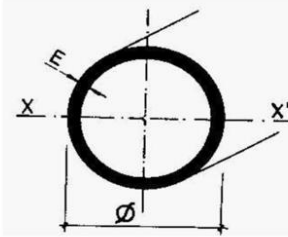
TUBO REDONDO									
									
Nombre	UM	P.T.	m/Un	Sección cm ²	A	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _o cm ⁴
TUBO RED. 50x1,5	HM	1,86	6	2,284		6,7231	2,689	1,716	13,4463
TUBO RED. 50x2	HM	2,46	6	3,014		8,6965	3,479	1,699	17,3931
TUBO RED. 60x1,5	HM	2,25	6	2,755		11,7946	3,932	2,069	23,5892
TUBO RED. 60x2	HM	2,97	6	3,642		15,3345	5,112	2,052	30,6690
TUBO RED. 70x1,5	HM	2,63	6	3,226		18,9326	5,409	2,422	37,8653

Figura 2.10: Catalogo tubo redondo "grupo hierros Alfonso"

Se seleccionará un perfil de tubo redondo de dimensiones 60 x 1,5 mm, con $W_f = 3,932 \text{ cm}^3$

2.3 Diseño de los travesaños

Los travesaños van a formar la base principal de la cesta, sobre ellos se asentará el peso de los dos operarios y de la herramienta necesaria.

Como ya se explicó en el apartado de carga nominal y distribución de cargas, la carga de herramientas y materiales supondrá un 25% de la superficie de la cesta y la distancia entre operarios será de 0,5 metros.

En este apartado se estudiarán dos posibles casos, y se escogerá el más desfavorable a la hora de dimensionar los travesaños.

2.3.1 Primer caso

En este caso se considerará una posición centrada para los dos operarios y para la carga distribuida que supone la herramienta y los materiales.

A continuación, se muestra una vista de la planta de la superficie de trabajo con los operarios y la herramienta en su posición de estudio.

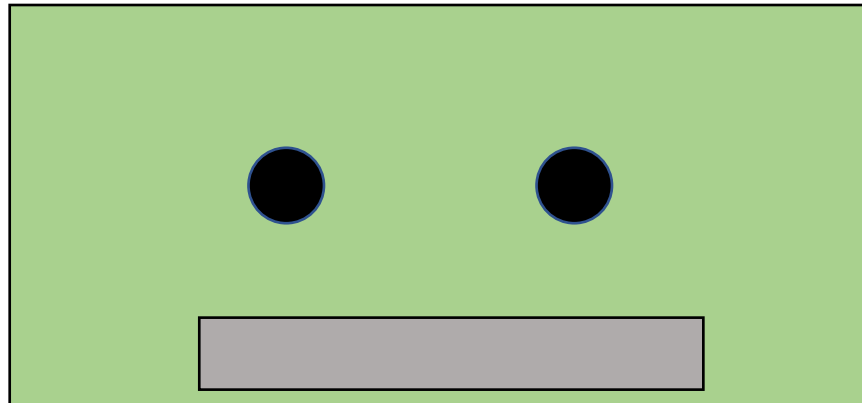


Figura 2.11: Representación de la plataforma con operarios y herramientas. Caso 1

2.3.1.1 Reacciones travesaño

La distribución de cargas en este caso, será la siguiente:

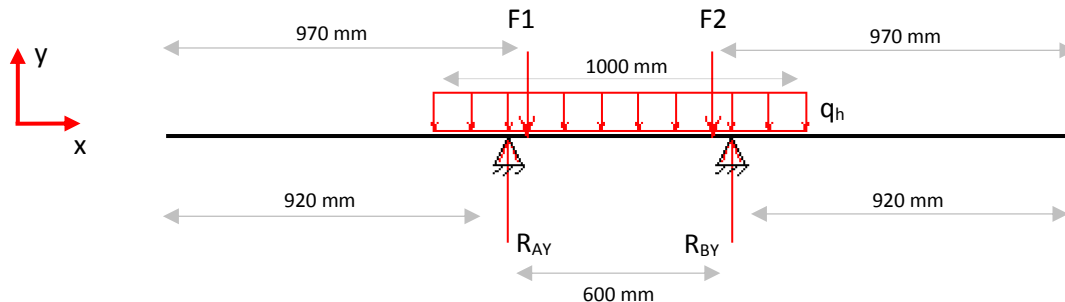


Figura 2.12: Cargas sobre los travesaños. Caso 1

Siendo:

F1	Fuerza de un operario (784,8 N)
F2	Fuerza de un operario (784,8 N)
qh	Carga distribuida de la herramienta (0,39 N/mm)
Rax	Reacción apoyo A
Rbx	Reacción apoyo B

Figura 2.13: Representación fuerzas, carga y reacciones

$$\sum Fy = 0 \rightarrow -F1 - F2 - q_h \cdot 1000 + R_{AY} + R_{BY} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -q_h \cdot 1000 \cdot 300 - F1 \cdot 50 - F2 \cdot 550 + R_{BY} \cdot 600 = 0$$

Se obtiene:

$$R_{BY} = 980,995N$$

$$R_{AY} = 980,995N$$

2.3.1.2 Diagramas de esfuerzos

Una vez calculadas las reacciones en los apoyos, se dispone a calcular los diagramas de esfuerzos, realizados con el programa MEFI. Así obtendremos el momento máximo, el cual, será necesario para obtener la sección más desfavorable y así dimensionar los travesaños.

Diagrama de esfuerzos flector:

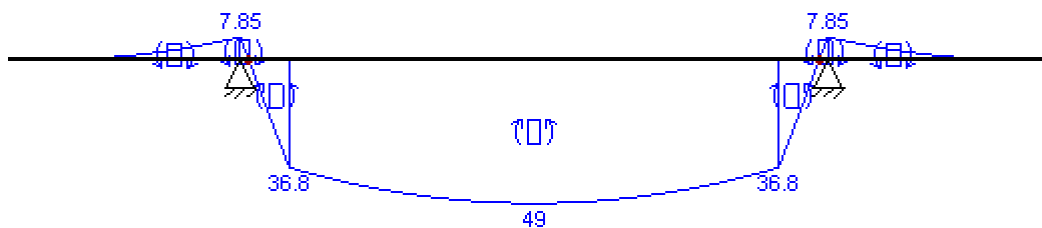


Figura 2.14: Diagrama de esfuerzos flector travesaño. Caso 1

Diagrama de esfuerzos cortante:

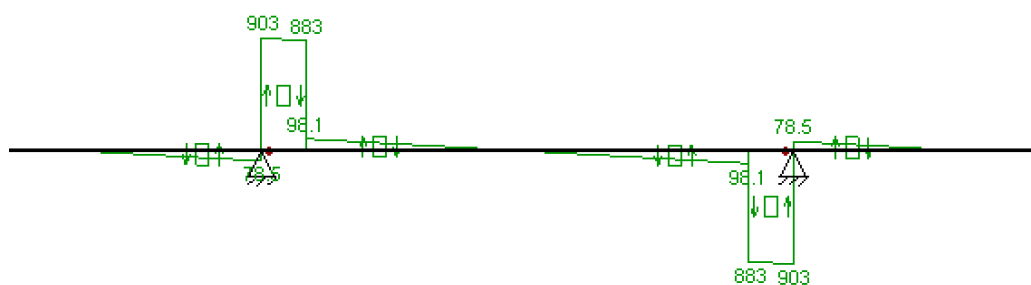


Figura 2.15: Diagrama de esfuerzos cortante travesaño. Caso 1

El momento máximo se encuentra en la zona central del travesaño.

$$M_{max} = 49000 \text{ Nmm}$$

$$C_s = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

$$Wf = \frac{49000}{140} = 350,36 \text{ mm}^3 = 0,35 \text{ cm}^3$$

Antes de elegir un perfil, pasaremos al segundo caso propuesto para el estudio de los travesaños. Entonces, compararemos el módulo de resistencia de cada caso y seleccionaremos el más desfavorable, que será el mayor.

2.3.2 Segundo caso

En este caso se considerará, para los dos operarios y para la carga distribuida, que supone la herramienta y los materiales, una posición en el extremo longitudinal de la cesta.

A continuación, se muestra una vista de la planta de la superficie de trabajo con los operarios y la herramienta en su posición de estudio.

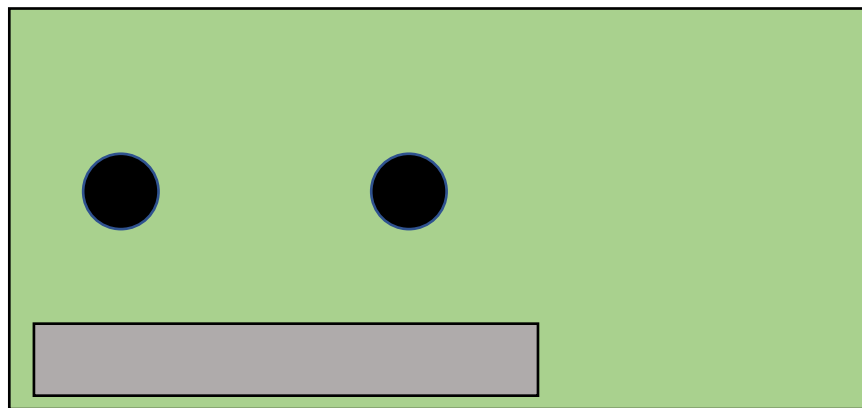


Figura 2.16: Representación de la plataforma con operarios y herramientas. Caso 2

2.3.2.1 Reacciones travesañ

La distribución de cargas será la siguiente:

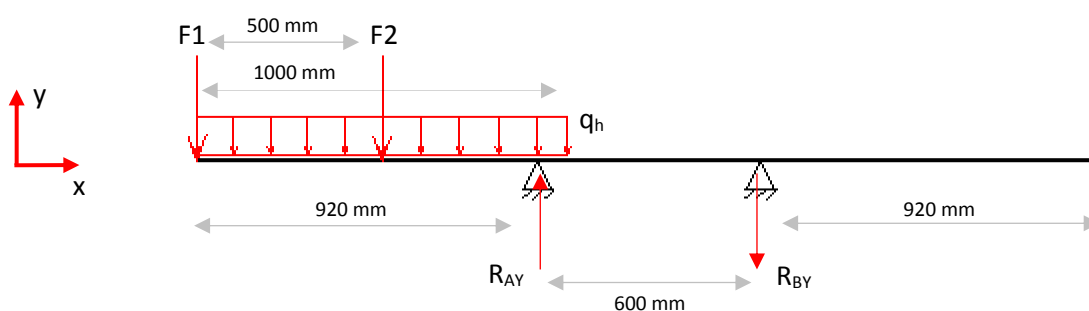


Figura 2.17: Cargas sobre los travesaños. Caso2

Siendo:

F1	Fuerza de un operario (784,8 N)
F2	Fuerza de un operario (784,8 N)
qh	Carga distribuida de la herramienta (0,39 N/mm)
Rax	Reacción apoyo A
Rbx	Reacción apoyo B

Figura 2.18: Representación fuerzas, carga y reacciones

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F1 - F2 - q_h \cdot 1000 + R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F1 \cdot 920 + F2 \cdot 420 + q_h \cdot 1000 \cdot 420 - R_{BY} \cdot 600 = 0$$

Se obtiene:

$$R_{BY} = 2027,393 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 3989,383 \text{ N}$$

2.3.2.2 Diagramas de esfuerzos

Una vez calculadas las reacciones, se procede al cálculo de los diagramas de esfuerzo realizados con el programa MEFI. El momento mayor marcará la sección más desfavorable para dimensionar el travesaño.

Diagrama de esfuerzos flector:

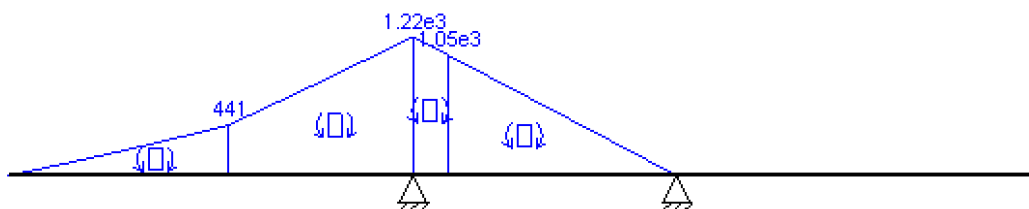


Figura 2.19: Diagrama de esfuerzos flector travesaño. Caso 2

Diagrama de esfuerzos cortantes:

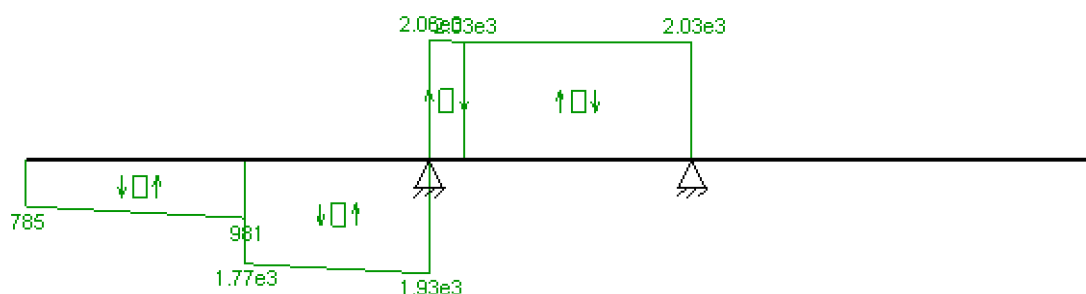


Figura 2.20: Diagrama de esfuerzos cortante travesaño. Caso 2

El momento máximo es el siguiente:

$$M_{max} = 1.220.000 \text{ Nmm}$$

Se realizarán los cálculos oportunos para obtener el módulo de resistencia y se comparará con el calculado anteriormente en el caso 1.

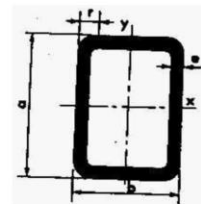
$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

$$W_f = \frac{1220000}{140} = 8700,51 \text{ mm}^3 = 8,7 \text{ cm}^3$$

En el caso anterior se obtuvo $W_f = 0,35 \text{ cm}^3$, comparándolo con el obtenido en este segundo caso, es mucho inferior. El segundo caso es el más desfavorable con $W_f = 8,7 \text{ cm}^3$.

TUBO RECTANGULAR ESTRUCTURAL



Nombre	UM	P.T.	m/Un	Términos de sección									
				A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴
TRE 50x30x3	HM	3,43	6	4,21		12,80	5,13	1,75		5,70	3,80	1,16	13,50
TRE 60x30x3	HM	3,92	6	4,75	3,74	19,90	6,66	2,05	2,61	6,65	4,43	1,18	17,00
TRE 60x40x3	HM	4,42	6	5,33	5,18	24,70	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,20
TRE 60x40x4	HM	5,67	6	6,81	6,42	29,70	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,10
TRE 60x40x5	HM	6,82	6	8,09	5,90	32,70	10,91	2,01	5,55	17,23	8,61	1,45	42,20
TRE 80x40x3	HM	5,40	6	6,53	8,15	51,00	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,80
TRE 80x40x4	HM	6,98	6	8,41	10,20	62,60	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,56	54,70

Figura 2.21: Catálogo tubos estructurales "grupo hierros Alfonso"

Se seleccionará un tubo de sección rectangular 80x40x3, con un $W_f = 12,8 \text{ cm}^3$.

2.4 Calculo peso total de la cesta de trabajo

Una vez calculados los perfiles de los distintos componentes que conforman la cesta, se procederá a calcular el peso de todo el conjunto. Para ello, se ira calculando el peso de cada elemento por separado y finalmente se realizará la suma del conjunto, añadiendo un tramado tramex colocado en la superficie de la cesta.

Para el cálculo del peso se utilizará la fórmula siguiente:

$$d = \frac{m}{V}$$

Siendo:

$$\text{Densidad del acero: } d_{\text{acero}} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Masa del componente: } m_{\text{componente}}$$

$$\text{Volumen componente: } V_{\text{componente}}$$

2.4.1 Peso barandas

Conocido el perfil circular de la baranda (50 x 2 mm) y la densidad del acero, se obtendrá la masa por metro de longitud y seguidamente se calculará la masa total de las barandas.

Perfil circular	50 x 2 mm
Diámetro externo	50 mm
Diámetro interno	48 mm

Figura 2.22: Dimensiones perfil baranda

$$A_{\text{total}} = \pi \left(\frac{D_{\text{ext}}}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_{\text{int}}}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{50}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{48}{2} \right)^2 = 153,93 \text{ mm}^2 = 153,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Volumen por metro:

$$V = A_{\text{total}} \cdot 1 \text{ metro} = 153,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en $d = \frac{m}{V}$, se obtendrá la masa de 1 metro de baranda:

$$m = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 153,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 1,208 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Se tienen 4 barandas de 2,44 metros y 4 barandas de 1 metro, por lo que el peso total de las barandas será:

$$\text{Peso total barandas} = 16,62 \text{ kg}$$

2.4.2 Peso barandillas

Conocido el perfil circular de las barandillas (60x1,5 mm) y la densidad del acero, se obtendrá la masa por metro de longitud y seguidamente se calculará la masa total de las barandillas.

Perfil circular	60 x 1,5 mm
Diámetro externo	60 mm
Diámetro interno	58,5 mm

Figura 2.23: Dimensiones perfil barandilla

$$A_{total} = \pi \left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_{int}}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{60}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{58,5}{2} \right)^2 = 139,6 \text{ mm}^2 = 139,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Volumen por metro:

$$V = A_{total} \cdot 1 \text{ metro} = 139,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en $d = \frac{m}{V}$, se obtendrá la masa de 1 metro de barandilla:

$$m = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 139,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 1,095 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Se tienen 4 barandillas de 1,1 metros, por lo que el peso total de las barandillas será:

$$\text{Peso total barandillas} = 4,81 \text{ kg}$$

2.4.3 Peso travesaños

Conocida la sección de los travesaños (80 x 40 x 3 mm) y la densidad del acero, se obtendrá la masa por metro de longitud y seguidamente se calculará la masa total de los travesaños.

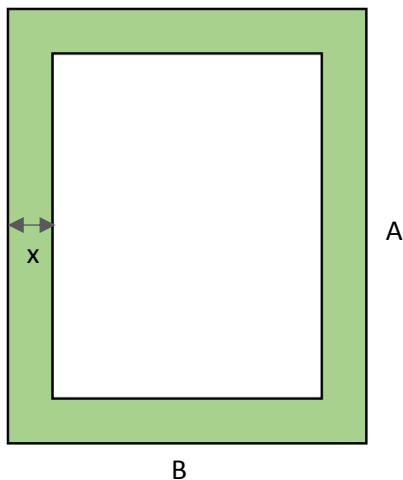


Figura 2.24: Sección del perfil seleccionado

Sección	80 x 40 x 3 mm
A	80 mm
B	40 mm
x	3 mm

Figura 2.25: Dimensiones perfil travesaños

$$A_{total} = A_{ext} - A_{int}$$

$$A_{ext} = 80 \cdot 40 = 3200 \text{ mm}^2 = 0,0032 \text{ m}^2$$

$$A_{int} = (80 - 6) \cdot (40 - 6) = 2516 \text{ mm}^2 = 0,002516 \text{ m}^2$$

$$A_{total} = A_{ext} - A_{int} = 3200 - 2516 = 684 \text{ mm}^2 = 684 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Volumen por metro:

$$V = A_{total} \cdot 1 \text{ metro} = 684 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en $d = \frac{m}{V}$, se obtendrá la masa de 1 metro de travesaño:

$$m = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 684 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,37 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Se tienen 2 travesaños de 2,44 metros, por lo que el peso total de los travesaños será:

$$\text{Peso total travesaños} = 26,20 \text{ kg}$$

Una vez calculado el peso de las barandas, barandillas y travesaños, se tendrá en cuenta un tramado tramex que se colocará en la superficie de la cesta.

Se colocarán 6 placas de dimensiones 1 x 0,4 metros. Con un peso de $27,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$, se obtiene que cada placa tendrá un peso de 11 kg.

Con ello se obtendrá un peso total del tramado tramex:

$$\text{Peso total tramex} = 6 \cdot 11 \text{ kg} = 66 \text{ kg}$$

El peso total de la cesta será la suma de todos los componentes que la forman:

Peso barandas	16,62 kg
Peso barandillas	4,81 kg
Peso travesaños	26,2 kg
Peso tramex	66 kg

Figura 2.26: Peso de los componentes de la cesta de trabajo

$$\text{Peso total cesta} = P_{barandas} + P_{barandillas} + P_{travesaños} + P_{tramex}$$

$$\text{Peso total cesta} = 16,62 + 4,81 + 26,2 + 66 = 113,63 \text{ kg}$$

A continuación, se muestra un modelo en 3D de la cesta de trabajo, así como un croquis con las medidas más significativas.

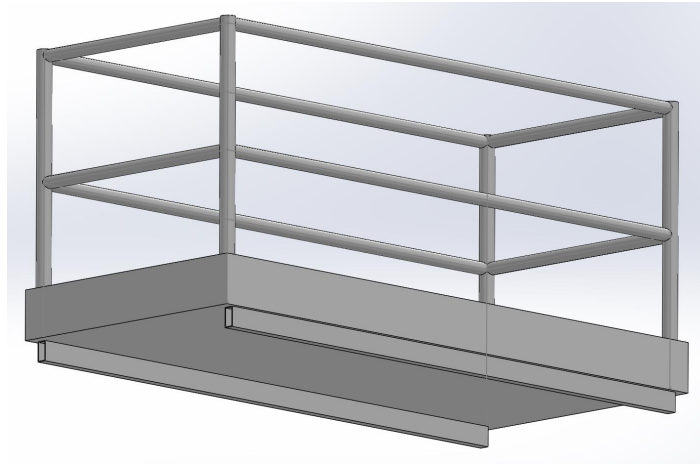


Figura 2.27: Modelo final de la cesta de trabajo

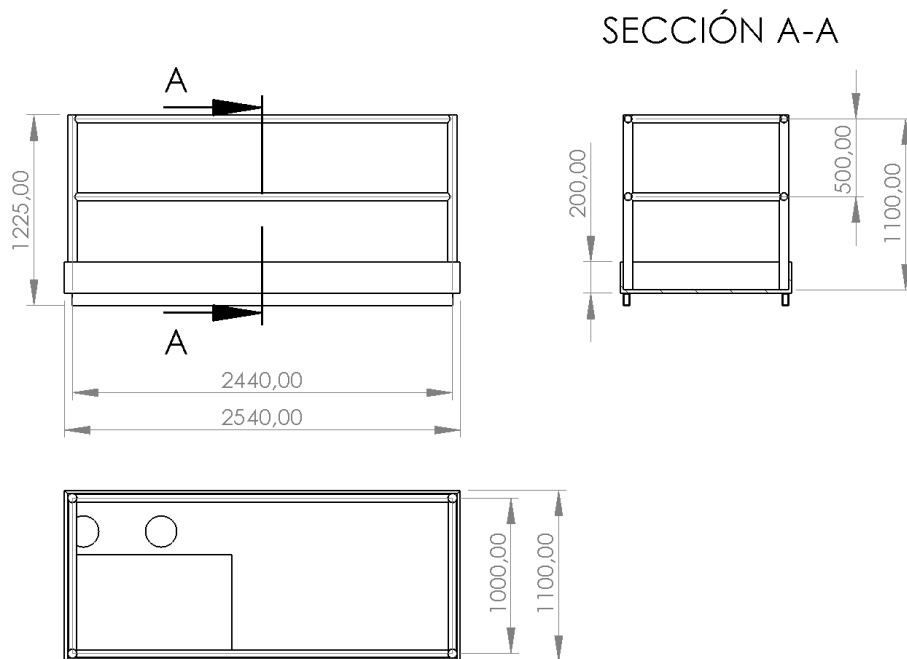


Figura 2.28: Croquis de la cesta de trabajo

3. Reacciones en el cuadrilátero articulado

3.1 Reacciones en el cuadrilátero

En primer lugar, para conocer el sistema a estudiar, es necesario establecer una nomenclatura para conocer el ángulo que forma cada barra con la horizontal.

La nomenclatura de los ángulos para el cálculo de las reacciones será la siguiente:

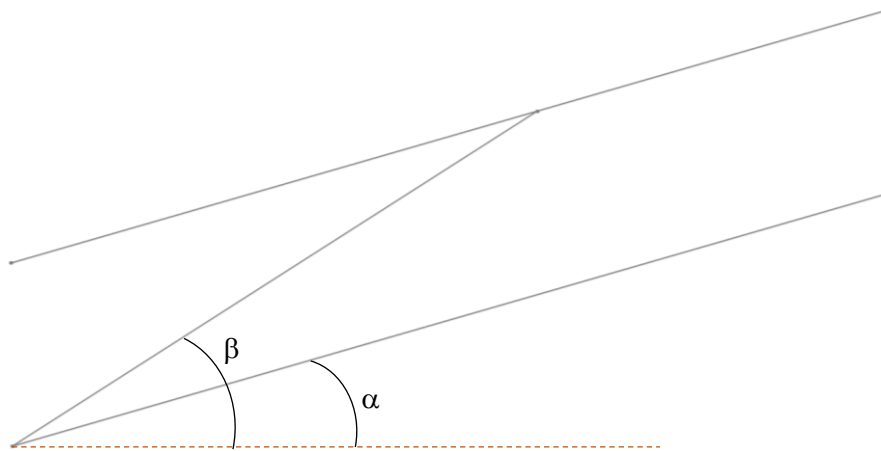


Figura 3.1: Representación nomenclatura ángulos

Angulo alfa (α): corresponderá al ángulo que forma las barras con la horizontal.
Angulo beta (β): corresponderá al ángulo que forma el cilindro con la horizontal.

3.1.1 Ecuaciones de equilibrio en la barra 1

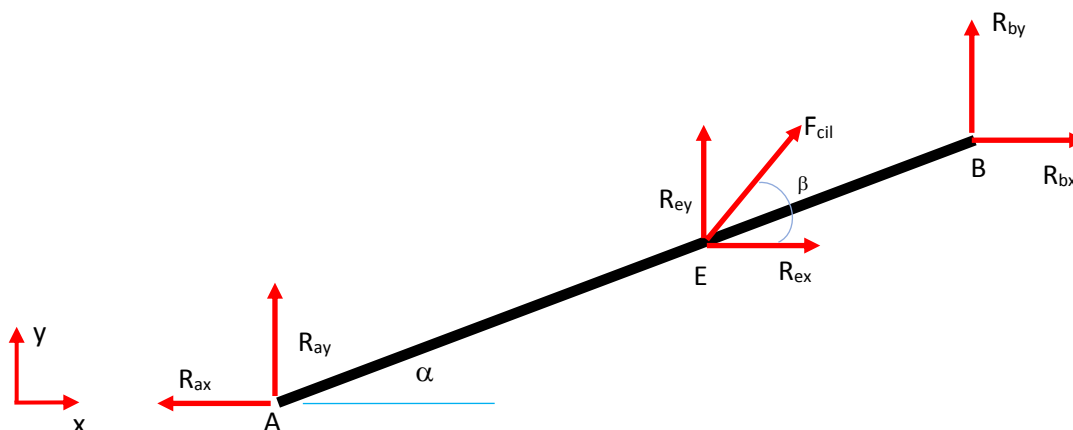


Figura 3.2: Reacciones en la barra 1

Siendo $R_{ex} = F_{cil} \cdot \cos(\beta)$ y $R_{ey} = F_{cil} \cdot \sen(\beta)$, queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{ax} + F_{cil} \cdot \cos(\beta) + R_{bx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} + F_{cil} \cdot \sen(\beta) + R_{by} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \text{sen}(\beta) \cdot 1200 \cdot \cos(\alpha) - F_{cil} \cdot \cos(\beta) \cdot 1200 \cdot \text{sen}(\alpha) + R_{by} \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - R_{bx} \cdot 2000 \cdot \text{sen}(\alpha) = 0$$

3.1.2 Ecuaciones de equilibrio en la barra 2

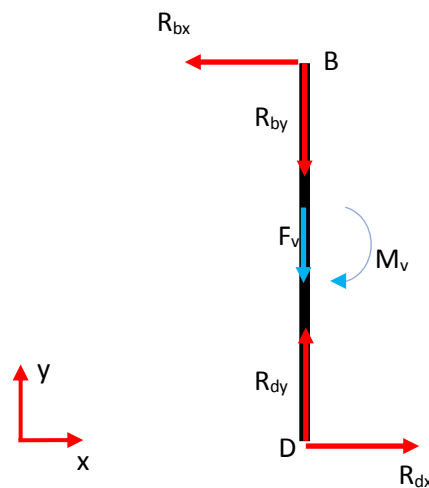


Figura 3.3: Reacciones en la barra 2

Siendo $F_v = 9053,44 \text{ N}$ y $M_v = 8536106 \text{ Nmm}$, queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{bx} + R_{dx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_{bx} \cdot 400 - 8536106 = 0$$

3.1.3 Ecuaciones de equilibrio en la barra 3

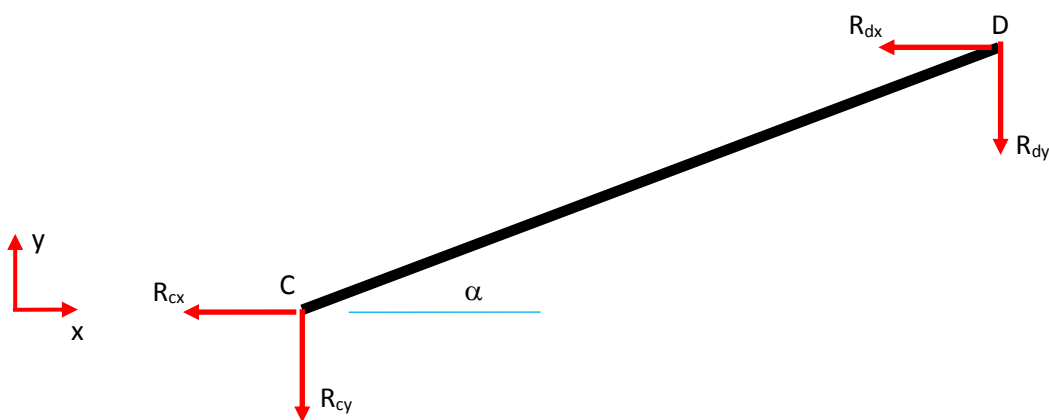


Figura 3.4: Reacciones en la barra 3

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{cx} - R_{dx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{cy} - R_{dy} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_{dx} \cdot 2000 \cdot \text{sen}(\alpha) - R_{dy} \cdot 2000 \cdot \text{cos}(\alpha) = 0$$

3.1.4 Ecuaciones de equilibrio en el pasador (punto C)

El pasador correspondiente al punto C se estudiará como una barra a la hora de realizar el diagrama de sólido libre.

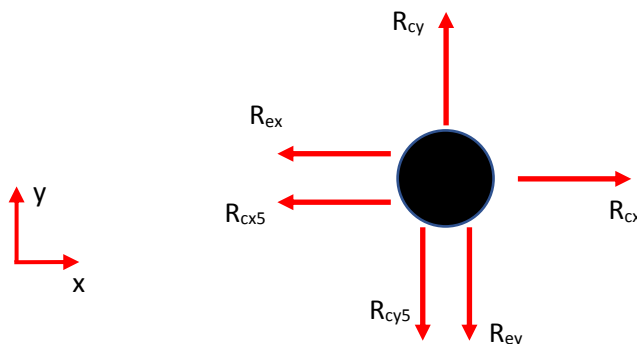


Figura 3.5: Reacciones en la barra 5

Siendo $R_{ex} = F_{cil} \cdot \text{cos}(\beta)$ y $R_{ey} = F_{cil} \cdot \text{sen}(\beta)$, queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{cx} - R_{cx5} - R_{ex} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{cy} - R_{cy5} - R_{ey} = 0$$

3.2 Resultados de las reacciones en el cuadrilátero articulado

Para resolver las ecuaciones que se han planteado para cada posición que puede adoptar el cuadrilátero articulado, se utilizara el programa EES.

Se han figurado 8 posiciones para el cuadrilátero articulado, dependiendo de los ángulos α y β .

A continuación, se muestran los resultados de las reacciones de las barras, en Newton (N), para distintas posiciones del cuadrilátero articulado.

3.2.1 Resultados de las reacciones en la posición 1

La posición 1 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=40^\circ$, $\beta=52^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= 40 \\ \beta &= 52 \\ -R_{ax} + F_{cil} \cos(\beta) + R_{bx} &= 0 \\ R_{ay} + F_{cil} \sin(\beta) + R_{by} &= 0 \\ F_{cil} \sin(\beta) * 1200 \cos(\alpha) - F_{cil} \cos(\beta) * 1200 \sin(\alpha) + R_{by} * 2000 \cos(\alpha) - R_{bx} * 2000 \sin(\alpha) &= 0 \\ -R_{bx} + R_{dx} &= 0 \\ -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} &= 0 \\ R_{bx} * 400 - 8536106 &= 0 \\ -R_{cx} - R_{dx} &= 0 \\ -R_{cy} - R_{dy} &= 0 \\ R_{dx} * 2000 \sin(\alpha) - R_{dy} * 2000 \cos(\alpha) &= 0 \\ R_{cx} - R_{cx5} - F_{cil} \cos(\beta) &= 0 \\ R_{cy} - R_{cy5} - F_{cil} \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = 40$	$\beta = 52$	$F_{cil} = 55595$	$R_{ax} = 55568$	$R_{ay} = -52663$
$R_{bx} = 21340$	$R_{by} = 8853$	$R_{cx} = -21340$	$R_{cx5} = -55568$	$R_{cy} = -17907$
$R_{cy5} = -61716$	$R_{dx} = 21340$	$R_{dy} = 17907$		

3.2.2 Resultados de las reacciones en la posición 2

La posición 2 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=30^\circ$, $\beta=44^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= 30 \\ \beta &= 44 \\ -R_{ax} + F_{cil} \cos(\beta) + R_{bx} &= 0 \\ R_{ay} + F_{cil} \sin(\beta) + R_{by} &= 0 \\ F_{cil} \sin(\beta) * 1200 \cos(\alpha) - F_{cil} \cos(\beta) * 1200 \sin(\alpha) + R_{by} * 2000 \cos(\alpha) - R_{bx} * 2000 \sin(\alpha) &= 0 \\ -R_{bx} + R_{dx} &= 0 \\ -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} &= 0 \\ R_{bx} * 400 - 8536106 &= 0 \\ -R_{cx} - R_{dx} &= 0 \\ -R_{cy} - R_{dy} &= 0 \\ R_{dx} * 2000 \sin(\alpha) - R_{dy} * 2000 \cos(\alpha) &= 0 \\ R_{cx} - R_{cx5} - F_{cil} \cos(\beta) &= 0 \\ R_{cy} - R_{cy5} - F_{cil} \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = 30$	$\beta = 44$	$F_{cil} = 54015$	$R_{ax} = 60196$	$R_{ay} = -40790$
$R_{bx} = 21340$	$R_{by} = 3267$	$R_{cx} = -21340$	$R_{cx5} = -60196$	$R_{cy} = -12321$
$R_{cy5} = -49843$	$R_{dx} = 21340$	$R_{dy} = 12321$		

3.2.3 Resultados de las reacciones en la posición 3

La posición 3 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=20^\circ$, $\beta=36^\circ$)

$$\begin{aligned}
 &\alpha=20 \\
 &\beta=36 \\
 &-Rax+Fcil*\cos(\beta)+Rbx=0 \\
 &Ray+Fcil*\sin(\beta)+Rby=0 \\
 &Fcil*\sin(\beta)*1200*\cos(\alpha)-Fcil*\cos(\beta)*1200*\sin(\alpha)+Rby*2000*\cos(\alpha)-Rbx*2000*\sin(\alpha)=0 \\
 &-Rbx+Rdx=0 \\
 &-Rby-9053,44+Rdy=0 \\
 &Rbx*400-8536106=0 \\
 &-Rcx-Rdx=0 \\
 &-Rcy-Rdy=0 \\
 &Rdx*2000*\sin(\alpha)-Rdy*2000*\cos(\alpha)=0 \\
 &Rcx-Rcx5-Fcil*\cos(\beta)=0 \\
 &Rcy-Rcy5-Fcil*\sin(\beta)=0
 \end{aligned}$$

$\alpha = 20$	$\beta = 36$	$Fcil = 51441$	$Rax = 62957$	$Ray = -28950$
$Rbx = 21340$	$Rby = -1286$	$Rcx = -21340$	$Rcx5 = -62957$	$Rcy = -7767$
$Rcy5 = -38004$	$Rdx = 21340$	$Rdy = 7767$		

3.2.4 Resultados de las reacciones en la posición 4

La posición 4 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=10^\circ$, $\beta=27^\circ$)

$$\begin{aligned}
 &\alpha=10 \\
 &\beta=27 \\
 &-Rax+Fcil*\cos(\beta)+Rbx=0 \\
 &Ray+Fcil*\sin(\beta)+Rby=0 \\
 &Fcil*\sin(\beta)*1200*\cos(\alpha)-Fcil*\cos(\beta)*1200*\sin(\alpha)+Rby*2000*\cos(\alpha)-Rbx*2000*\sin(\alpha)=0 \\
 &-Rbx+Rdx=0 \\
 &-Rby-9053,44+Rdy=0 \\
 &Rbx*400-8536106=0 \\
 &-Rcx-Rdx=0 \\
 &-Rcy-Rdy=0 \\
 &Rdx*2000*\sin(\alpha)-Rdy*2000*\cos(\alpha)=0 \\
 &Rcx-Rcx5-Fcil*\cos(\beta)=0 \\
 &Rcy-Rcy5-Fcil*\sin(\beta)=0
 \end{aligned}$$

$\alpha = 10$	$\beta = 27$	$Fcil = 50825$	$Rax = 66626$	$Ray = -17784$
$Rbx = 21340$	$Rby = -5291$	$Rcx = -21340$	$Rcx5 = -66626$	$Rcy = -3763$
$Rcy5 = -26837$	$Rdx = 21340$	$Rdy = 3763$		

3.2.5 Resultados de las reacciones en la posición 5

La posición 5 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=0^\circ$, $\beta=18^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= 0 \\ \beta &= 18 \\ -R_{ax} + F_{cil} \cos(\beta) + R_{bx} &= 0 \\ R_{ay} + F_{cil} \sin(\beta) + R_{by} &= 0 \\ F_{cil} \sin(\beta) * 1200 \cos(\alpha) - F_{cil} \cos(\beta) * 1200 \sin(\alpha) + R_{by} * 2000 \cos(\alpha) - R_{bx} * 2000 \sin(\alpha) &= 0 \\ -R_{bx} + R_{dx} &= 0 \\ -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} &= 0 \\ R_{bx} * 400 - 8536106 &= 0 \\ -R_{cx} - R_{dx} &= 0 \\ -R_{cy} - R_{dy} &= 0 \\ R_{dx} * 2000 \sin(\alpha) - R_{dy} * 2000 \cos(\alpha) &= 0 \\ R_{cx} - R_{cx5} - F_{cil} \cos(\beta) &= 0 \\ R_{cy} - R_{cy5} - F_{cil} \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = 0$	$\beta = 18$	$F_{cil} = 48829$	$R_{ax} = 67780$	$R_{ay} = -6036$
$R_{bx} = 21340$	$R_{by} = -9053$	$R_{cx} = -21340$	$R_{cx5} = -67780$	$R_{cy} = 0$
$R_{cy5} = -15089$	$R_{dx} = 21340$	$R_{dy} = 0$		

3.2.6 Resultados de las reacciones en la posición 6

La posición 6 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=-10^\circ$, $\beta=9^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= -10 \\ \beta &= 9 \\ -R_{ax} + F_{cil} \cos(\beta) + R_{bx} &= 0 \\ R_{ay} + F_{cil} \sin(\beta) + R_{by} &= 0 \\ F_{cil} \sin(\beta) * 1200 \cos(\alpha) - F_{cil} \cos(\beta) * 1200 \sin(\alpha) + R_{by} * 2000 \cos(\alpha) - R_{bx} * 2000 \sin(\alpha) &= 0 \\ -R_{bx} + R_{dx} &= 0 \\ -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} &= 0 \\ R_{bx} * 400 - 8536106 &= 0 \\ -R_{cx} - R_{dx} &= 0 \\ -R_{cy} - R_{dy} &= 0 \\ R_{dx} * 2000 \sin(\alpha) - R_{dy} * 2000 \cos(\alpha) &= 0 \\ R_{cx} - R_{cx5} - F_{cil} \cos(\beta) &= 0 \\ R_{cy} - R_{cy5} - F_{cil} \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = -10$	$\beta = 9$	$F_{cil} = 45643$	$R_{ax} = 66421$	$R_{ay} = 5676$
$R_{bx} = 21340$	$R_{by} = -12816$	$R_{cx} = -21340$	$R_{cx5} = -66421$	$R_{cy} = 3763$
$R_{cy5} = -3377$	$R_{dx} = 21340$	$R_{dy} = -3763$		

3.2.7 Resultados de las reacciones en la posición 7

La posición 7 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=-20^\circ$, $\beta=-1^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= -20 \\ \beta &= -1 \\ -Rax + Fcil \cdot \cos(\beta) + Rbx &= 0 \\ Ray + Fcil \cdot \sin(\beta) + Rby &= 0 \\ Fcil \cdot \sin(\beta) \cdot 1200 \cdot \cos(\alpha) - Fcil \cdot \cos(\beta) \cdot 1200 \cdot \sin(\alpha) + Rby \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - Rbx \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) &= 0 \\ -Rbx + Rdx &= 0 \\ -Rby - 9053,44 + Rdy &= 0 \\ Rbx \cdot 400 - 8536106 &= 0 \\ -Rcx - Rdx &= 0 \\ -Rcy - Rdy &= 0 \\ Rdx \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) - Rdy \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) &= 0 \\ Rcx - Rcx5 - Fcil \cdot \cos(\beta) &= 0 \\ Rcy - Rcy5 - Fcil \cdot \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = -20$	$\beta = -1$	$Fcil = 43552$	$Rax = 64885$	$Ray = 17581$
$Rbx = 21340$	$Rby = -16821$	$Rcx = -21340$	$Rcx5 = -64885$	$Rcy = 7767$
$Rcy5 = 8527$	$Rdx = 21340$	$Rdy = -7767$		

3.2.8 Resultados de las reacciones en la posición 8

La posición 8 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=-30^\circ$, $\beta=-11^\circ$)

$$\begin{aligned} \alpha &= -30 \\ \beta &= -11 \\ -Rax + Fcil \cdot \cos(\beta) + Rbx &= 0 \\ Ray + Fcil \cdot \sin(\beta) + Rby &= 0 \\ Fcil \cdot \sin(\beta) \cdot 1200 \cdot \cos(\alpha) - Fcil \cdot \cos(\beta) \cdot 1200 \cdot \sin(\alpha) + Rby \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - Rbx \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) &= 0 \\ -Rbx + Rdx &= 0 \\ -Rby - 9053,44 + Rdy &= 0 \\ Rbx \cdot 400 - 8536106 &= 0 \\ -Rcx - Rdx &= 0 \\ -Rcy - Rdy &= 0 \\ Rdx \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) - Rdy \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) &= 0 \\ Rcx - Rcx5 - Fcil \cdot \cos(\beta) &= 0 \\ Rcy - Rcy5 - Fcil \cdot \sin(\beta) &= 0 \end{aligned}$$

$\alpha = -30$	$\beta = -11$	$Fcil = 40138$	$Rax = 60740$	$Ray = 29033$
$Rbx = 21340$	$Rby = -21374$	$Rcx = -21340$	$Rcx5 = -60740$	$Rcy = 12321$
$Rcy5 = 19979$	$Rdx = 21340$	$Rdy = -12321$		

4. Proyecciones de las reacciones: Axil y cortante

Una vez obtenidos los resultados de las reacciones del cuadrilátero articulado para cada posición, se procederá a la proyección de las reacciones en los ejes locales de cada barra.

Esto nos será imprescindible para, posteriormente, calcular la sección más desfavorable de cada barra y así poder realizar un correcto dimensionamiento de ellas.

4.1 Proyecciones, axil y cortante en la barra 1

A continuación, se muestra un ejemplo de como se ha realizado la proyección de las reacciones de ejes cartesianos a ejes locales.

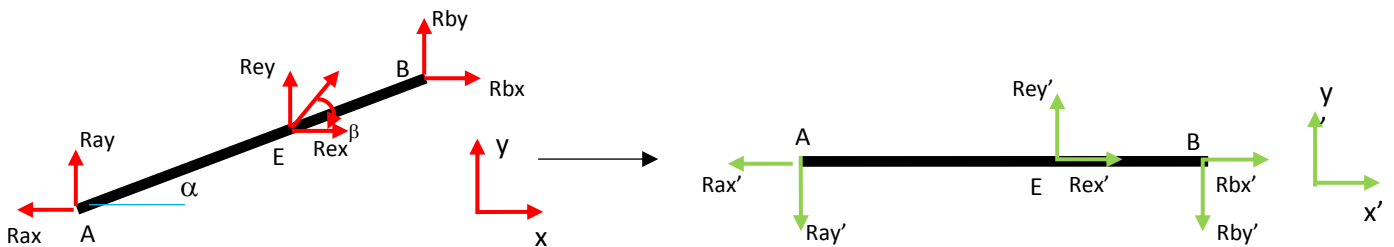


Figura 4.1: Proyecciones de ejes absolutos a ejes locales de la barra 1

	Punto A					
	Rax			Ray		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	5568	-42567,56	35718,42	-52663	-33851,12	-40342,20
Posición 2	60196	-52131,27	30098,00	-40790	-20395,00	-35325,18
Posición 3	62957	-59160,23	21532,56	-28950	-9901,48	-27204,10
Posición 4	66626	-65613,80	11569,48	-17784	-3088,16	-17513,82
Posición 5	67780	-67780,00	0,00	-6036	0,00	-6036,00
Posición 6	66421	-65411,92	-11533,89	5676	-985,63	5589,77
Posición 7	64885	-60971,96	-22191,98	17581	-6013,06	16520,74
Posición 8	60740	-52602,38	-30370,00	29033	-14516,50	25143,32

Tabla 4.1: Resultado de las reacciones en el punto A

	Punto B					
	Rbx			Rby		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	21340	16347,39	-13717,09	8853	5690,60	6781,79
Posición 2	21340	18480,98	-10670,00	3267	1633,50	2829,30
Posición 3	21340	20053,04	-7298,71	-1286	-439,84	-1208,44
Posición 4	21340	21015,80	-3705,65	-5291	-918,77	-5210,62
Posición 5	21340	21340,00	0,00	-9053	0,00	-9053,00
Posición 6	21340	21015,80	3705,65	-12816	2225,48	-12621,30
Posición 7	21340	20053,04	7298,71	-16821	5753,12	-15806,57
Posición 8	21340	18480,98	10670,00	-21374	10687,00	-18510,43

Tabla 4.2: Resultado de las reacciones en el punto B

	Punto E					
	Rex			Rey		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	34227,70	26219,94	-22001,14	43809	28160,18	33559,99
Posición 2	38855,14	33649,54	-19427,57	37522	18760,99	32494,98
Posición 3	41616,64	39106,85	-14233,73	30236	10341,41	28412,79
Posición 4	45285,41	44597,42	-7863,73	23074	4006,77	22723,52
Posición 5	46439,14	46439,14	0,00	15089	0,00	15088,99
Posición 6	45081,06	44396,18	7828,24	7140	-1239,87	7031,66
Posición 7	43545,37	40919,26	14893,39	-760	259,97	-714,25
Posición 8	39400,55	34121,88	19700,28	-7659	3829,35	-6632,62

Tabla 4.3: Resultado de las reacciones en el punto E

Una vez proyectadas las reacciones en los ejes locales, se calcula las fuerzas totales axil y cortante para cada punto en cada una de las posiciones adoptadas por el cuadrilátero articulado.

	Punto A	
	Fuerza Axil (Rax')	Fuerza Cortante (Ray')
Posición 1	-76418,68	-4623,78
Posición 2	-72526,27	-5227,18
Posición 3	-69061,71	-5671,54
Posición 4	-68701,96	-5944,34
Posición 5	-67780,00	-6036,00
Posición 6	-66397,54	-5944,12
Posición 7	-66985,01	-5671,24
Posición 8	-67118,88	-5226,68

Tabla 4.4: Fuerza axil y cortante del punto A

	Punto B	
	Fuerza Axil (Rbx')	Fuerza Cortante (Rby')
Posición 1	22038,0	-6935,30
Posición 2	20114,5	-7840,70
Posición 3	19613,2	-8507,15
Posición 4	20097,0	-8916,27
Posición 5	21340,0	-9053,00
Posición 6	23241,3	-8915,64
Posición 7	25806,2	-8507,86
Posición 8	29168,0	-7840,43

Tabla 4.5: Fuerza axil y cortante del punto B

	Punto E	
	Fuerza Axil (Rex')	Fuerza Cortante (Rey')
Posición 1	54380,12	11558,85
Posición 2	52410,52	13067,41
Posición 3	49448,26	14179,06
Posición 4	48604,19	14859,79
Posición 5	46439,14	15088,99
Posición 6	43156,30	14859,91
Posición 7	41179,23	14179,14
Posición 8	37951,22	13067,65

Tabla 4.6: Fuerza axil y cortante del punto E

4.2 Proyecciones, axil y cortante en la barra 2

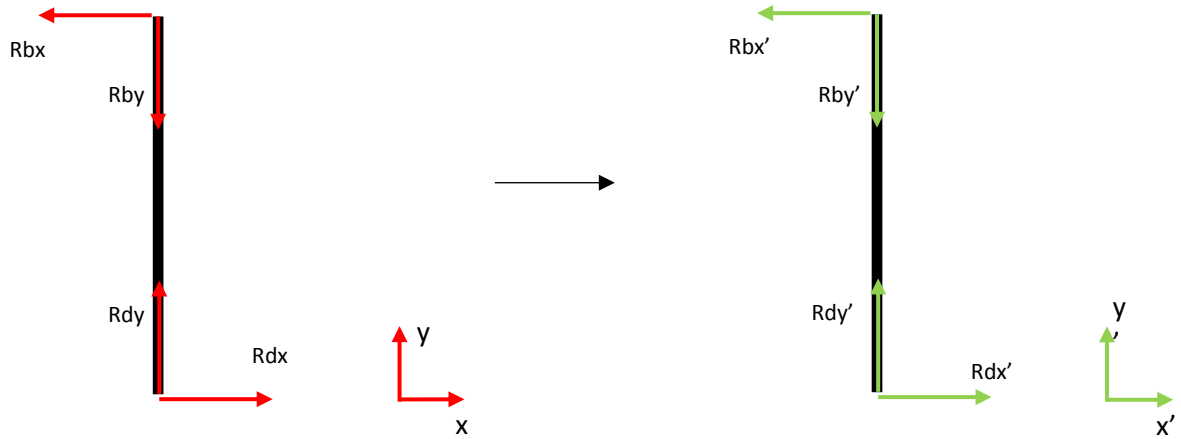


Figura 4.2: Proyecciones de ejes absolutos a ejes locales de la barra 2

	Punto B					
	Rbx			Rby		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	21340,0	0,0	-21340,0	8853	8853	0
Posición 2	21340,0	0,0	-21340,0	3267	3267	0
Posición 3	21340,0	0,0	-21340,0	-1286	-1286	0
Posición 4	21340,0	0,0	-21340,0	-5291	-5291	0
Posición 5	21340,0	0,0	-21340,0	-9053	-9053	0
Posición 6	21340,0	0,0	-21340,0	-12816	-12816	0
Posición 7	21340,0	0,0	-21340,0	-16821	-16821	0
Posición 8	21340,0	0,0	-21340,0	-21374	-21374	0

Tabla 4.7: Resultado de las reacciones en el punto B

	Punto D					
	Rdx			Rdy		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	21340,0	0,0	21340,0	17907	-17907	0
Posición 2	21340,0	0,0	21340,0	12321	-12321	0
Posición 3	21340,0	0,0	21340,0	7767	-7767	0
Posición 4	21340,0	0,0	21340,0	3763	-3763	0
Posición 5	21340,0	0,0	21340,0	0	0	0
Posición 6	21340,0	0,0	21340,0	-3763	3763	0
Posición 7	21340,0	0,0	21340,0	-7767	7767	0
Posición 8	21340,0	0,0	21340,0	-12321	12321	0

Tabla 4.8: Resultado de las reacciones en el punto D

Una vez proyectadas las reacciones en los ejes locales, se calcula las fuerzas totales axil y cortante para cada punto en cada una de las posiciones adoptadas por el cuadrilátero articulado.

	Punto B	
	Fuerza Axil ($R_{bx'}$)	Fuerza Cortante ($R_{by'}$)
Posición 1	8853,0	-21340
Posición 2	3267,0	-21340
Posición 3	-1286,0	-21340
Posición 4	-5291,0	-21340
Posición 5	-9053,0	-21340
Posición 6	-12816,0	-21340
Posición 7	-16821,0	-21340
Posición 8	-21374,0	-21340

Tabla 4.9: Fuerza axil y cortante del punto B

	Punto D	
	Fuerza Axil ($R_{dx'}$)	Fuerza Cortante ($R_{dy'}$)
Posición 1	-17907,0	21340
Posición 2	-12321,0	21340
Posición 3	-7767,0	21340
Posición 4	-3763,0	21340
Posición 5	0,0	21340
Posición 6	3763,0	21340
Posición 7	7767,0	21340
Posición 8	12321,0	21340

Tabla 4.10: Fuerza axil y cortante del punto D

4.3 Proyecciones, axil y cortante en la barra 3

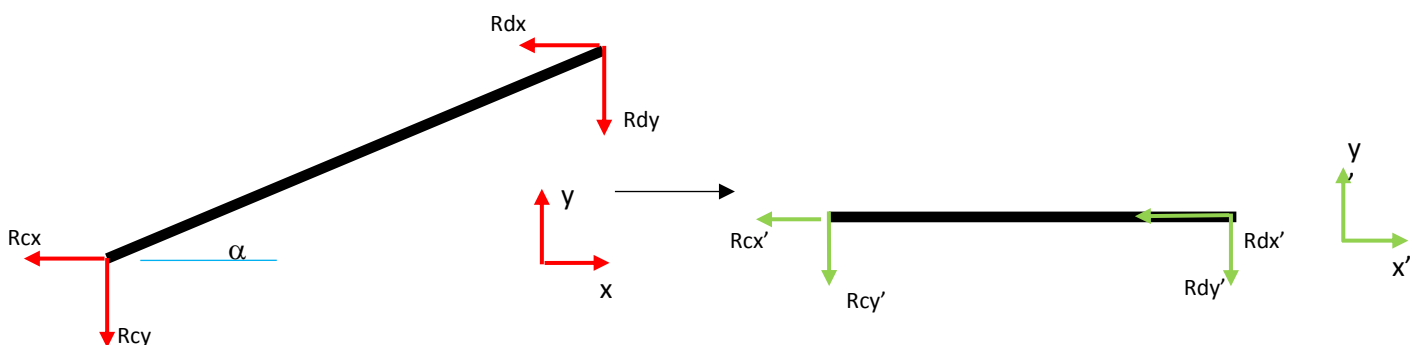


Figura 4.3: Proyecciones de ejes absolutos a ejes locales de la barra 3

	Punto C					
	Rcx			Rcy		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	-21340,0	16347,39	-13717,09	-17907	11510,40	13718
Posición 2	-21340,0	18480,98	-10670,00	-12321	6160,50	10670
Posición 3	-21340,0	20053,04	-7298,71	-7767	2656,47	7299
Posición 4	-21340,0	21015,80	-3705,65	-3763	653,44	3706
Posición 5	-21340,0	21340,00	0,00	0	0,00	0
Posición 6	-21340,0	21015,80	3705,65	3763	653,44	-3706
Posición 7	-21340,0	20053,04	7298,71	7767	2656,47	-7299
Posición 8	-21340,0	18480,98	10670,00	12321	6160,50	-10670

Tabla 4.11: Resultado de las reacciones en el punto C

	Punto D					
	Rdx			Rdy		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza Axil (eje x' local)	Fuerza Cortante (eje y' local)
Posición 1	21340,0	-16347,4	13717,09	17907	-11510,40	-13718
Posición 2	21340,0	-18481,0	10670,00	12321	-6160,50	-10670
Posición 3	21340,0	-20053,0	7298,71	7767	-2656,47	-7299
Posición 4	21340,0	-21015,8	3705,65	3763	-653,44	-3706
Posición 5	21340,0	-21340,0	0,00	0	0,00	0
Posición 6	21340,0	-21015,8	-3705,65	-3763	-653,44	3706
Posición 7	21340,0	-20053,0	-7298,71	-7767	-2656,47	7299
Posición 8	21340,0	-18481,0	-10670,00	-12321	-6160,50	10670

Tabla 4.12: Resultado de las reacciones en el punto D

Una vez proyectadas las reacciones en los ejes locales, se calcula las fuerzas totales axil y cortante para cada punto en cada una de las posiciones adoptadas por el cuadrilátero articulado.

	Punto C	
	Fuerza Axil (Rcx')	Fuerza Cortante (Rcy')
Posición 1	27857,79	0
Posición 2	24641,48	0
Posición 3	22709,51	0
Posición 4	21669,24	0
Posición 5	21340,00	0
Posición 6	21669,24	0
Posición 7	22709,51	0
Posición 8	24641,48	0

Tabla 4.13: Fuerza axil y cortante del punto C

	Punto D	
	Fuerza Axil (Rdx')	Fuerza Cortante (Rdy')
Posición 1	-27857,79	0
Posición 2	-24641,48	0
Posición 3	-22709,51	0
Posición 4	-21669,24	0
Posición 5	-21340,00	0
Posición 6	-21669,24	0
Posición 7	-22709,51	0
Posición 8	-24641,48	0

Tabla 4.14: Fuerza axil y cortante del punto D

5. Reacciones en los pasadores

En este apartado se calcularán los pasadores que unirán cada una de las barras que componen el cuadrilátero articulado.

Una vez obtenidos los resultados mediante el programa EES, se han trasladado a una hoja Excel donde se ha realizado el cálculo oportuno para obtener la reacción absoluta en cada punto.

$$R_{absoluta} = \sqrt{Rx^2 + Ry^2}$$

A continuación, se muestran los resultados de las reacciones absolutas en cada punto para todas las posiciones adoptadas.

	Punto A	Punto B	Punto C	Punto D	Punto E	Rc5
Posición 1	76558	23103	27858	27858	55595	83046
Posición 2	72714	21589	24641	24641	54015	78153
Posición 3	69294	21379	22710	22710	51441	73538
Posición 4	68959	21986	21669	21669	50825	71828
Posición 5	68048	23181	21340	21340	48829	69439
Posición 6	66663	24893	21669	21669	45643	63941
Posición 7	67225	27172	22710	22710	43552	65443
Posición 8	67322	30203	24641	24641	40138	66507

Figura 5.1: Resultado de las reacciones de los pasadores en las distintas posiciones

En la tabla adjuntada se muestra también la reacción Rc5 que corresponderá a una placa que será necesaria colocar para continuar con el estudio de la plataforma, el cual se verá una vez avanzado el proyecto.

Para tener una mejor visión de cómo varía las reacciones en los pasadores en las distintas posiciones de trabajo, se adjunta un gráfico de los resultados obtenidos en la figura 5.1.

En el eje "X" se representan las distintas posiciones de trabajo y en el eje "Y" se representa el valor de la fuerza de la reacción expresada en Newton.

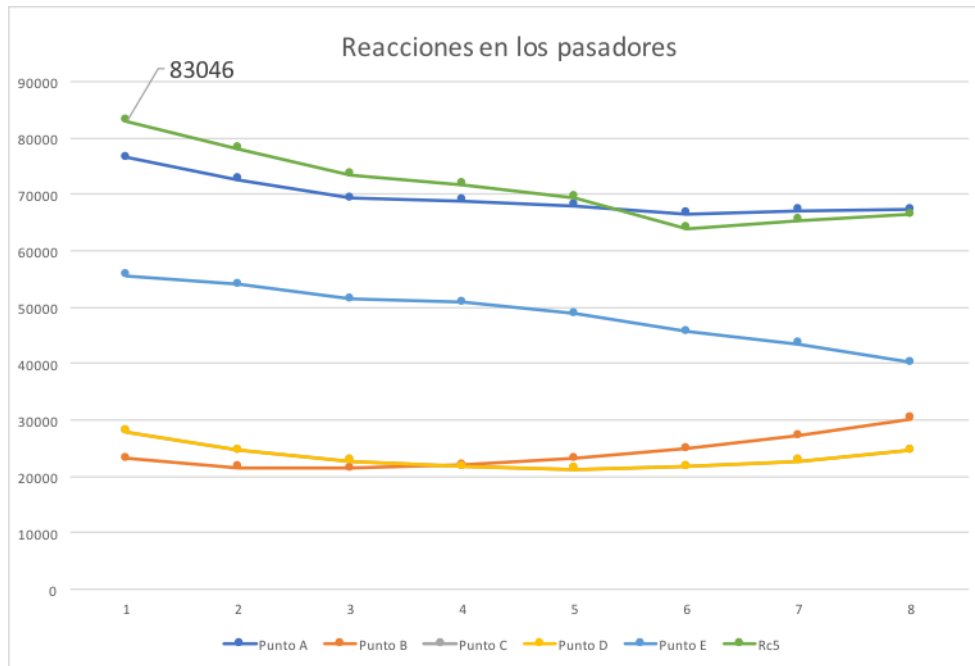


Figura 5.2: Representación de las reacciones de los pasadores en las distintas posiciones

Cabe resaltar que en los puntos A, B y D intervendrán las fuerzas de las barras 1 y 3, el punto E corresponde con el apoyo del cilindro por lo que la fuerza que intervenga será la fuerza del mismo, y el punto C estará sometido a las fuerzas que ejerzan la barra 3, el cilindro y la placa nombrada anteriormente.

6. Cálculo de los pasadores

En este apartado se dimensionarán los pasadores necesarios para el cuadrilátero articulado de nuestra plataforma elevadora.

Se procede a explicar las pautas a seguir para el dimensionamiento de los mismos.

En primer lugar, es necesario saber la situación más crítica a la que va a estar expuesto el pasador. Gracias al cálculo de las reacciones sobre los pasadores en el apartado anterior, es posible conocer la situación más desfavorable.

El estudio para el cálculo de los pasadores contara con dos métodos:

- Cálculo por cortante directo, mediante el cual se obtendrá el diámetro del pasador.
- Cálculo por aplastamiento, mediante el cual se obtendrá el espesor mínimo o longitud de contacto entre el pasador y la barra.

El material escogido para los pasadores es el mismo que se utilizara para el dimensionamiento de las barras de la plataforma, acero SJ350R con un límite elástico de 350 MPa.

6.1 Calculo por cortante directo

Seleccionando la situación más crítica del pasador en la figura 5.2, se obtiene que el valor de la fuerza correspondiente es de:

$$F = 83046 \text{ N}$$

Para el tipo de pasadores necesarios, se va a tener en cuenta que están sometido a una doble cortadura, también se tendrá en cuenta que el área a cortadura será el área transversal del pasador.

En la siguiente figura se representa el caso a doble cortadura.

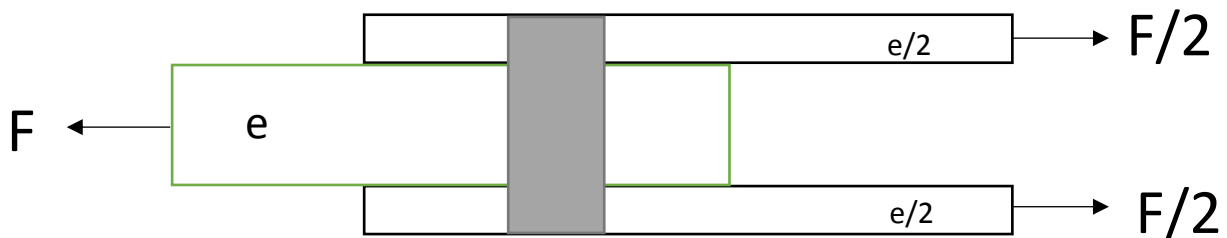


Figura 6.1: Representación del cortante directo. Doble cortadura

Para el cálculo por cortante directo, una vez tenemos definido el coeficiente de seguridad ($C_s = 2,5$) y la tensión de fluencia $\sigma = 350 \text{ MPa}$, se va a utilizar el teorema del cortante máximo.

El coeficiente de seguridad se define como:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

Despejándose la tensión máxima se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

La tensión por doble cortadura se define de tal forma:

$$\tau = \frac{F/2}{A}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$\tau = \frac{F/2}{A} \rightarrow 70 = \frac{83046/2}{A}$$

El área transversal del pasador será de:

$$A = 593,18 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo, se obtiene:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow 593,18 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

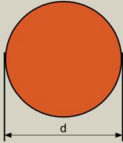
$$d = 27,48 \text{ mm}$$

El resultado obtenido se aproximará a una medida comercial, la cual se ha buscado en la figura siguiente, extraída de un catálogo de perfiles comerciales.

Barras redondas de acero laminadas en caliente
Dimensiones: EN 10060: 2003
Tolerancias: EN 10060: 2003
Estado de la superficie: conforme a EN 10221: 1995, clase A

Hot rolled round steel bars
Dimensions: EN 10060: 2003
Tolerances: EN 10060: 2003
Surface condition: according to EN 10221: 1995, class A

Tondi laminati a caldo
Dimensioni: EN 10060: 2003
Tolleranze: EN 10060: 2003
Condizioni di superficie: conforme a EN 10221: 1995, classe A



Denominación Designation Designazione	G kg/m	Diámetro Diameter Diámetro d mm	A mm ² x10 ²	EN 10025-2: 2004	EN 10083: 2006	EN 10084: 2008
				✓	✓	✓
R 25	3,85	25	4,91	✓	✓	✓
R 26	4,17	26	5,31	✓	✓	✓
R 26.7*	4,40	26,7	5,60	✓	✓	✓
R 27*	4,49	27	5,73	✓	✓	✓
R 28*	4,83	28	6,16	✓	✓	✓
R 29*	5,19	29	6,61	✓	✓	✓
R 29.5*	5,37	29,5	6,83	✓	✓	✓
R 29.7*	5,44	29,7	6,93	✓	✓	✓
R 30	5,55	30	7,07	✓	✓	✓
R 31*	5,92	31	7,55	✓	✓	✓
R 32	6,31	32	8,04	✓	✓	✓

Figura 6.2: Catálogo comercial de barras redondas.

El diámetro seleccionado es **d = 30 mm**

6.2 Cálculo por aplastamiento

Una vez que está definido el diámetro de los pasadores, se procederá a calcular el espesor de las piezas que están en contacto con el pasador.

Para el cálculo por aplastamiento se va a hacer una distinción teniendo en cuenta cada barra del cuadrilátero. Esta distinción nos servirá de ayuda más adelante para saber que espesor mínimo necesitamos para cada barra y si es necesario hacer modificaciones en los perfiles comerciales que se escogerán.

La tensión para este cálculo viene definida de la siguiente forma:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{d \cdot e}$$

Siendo “d” el diámetro del pasador y “e” el espesor de las barras que estén en contacto con el pasador.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e}$$

6.2.1 Calculo por aplastamiento pasadores barra 1

En la barra 1, se tendrán en cuenta los puntos A y B pertenecientes a la misma. El punto A está sometido a una fuerza mayor por lo que se tomara ese valor para realizar el cálculo.

$$F = 76558 \text{ N}$$

Más adelante, la intención es seleccionar un perfil de tipo C, por lo que la fuerza total quedara dividida para cada espesor de la barra.

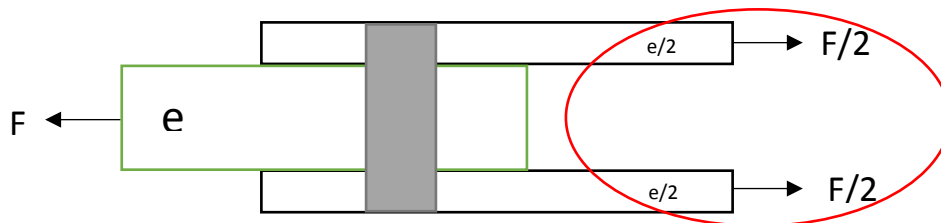


Figura 6.3: Representación doble cortadura.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{76558/2}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 9,11 \text{ mm}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 1 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 9,11 \text{ mm}$$

6.2.2 Calculo por aplastamiento pasadores barra 2

En la barra 2, se tendrán en cuenta los puntos B y D pertenecientes a la misma. El punto B está sometido a una fuerza mayor por lo que se tomará ese valor para realizar el cálculo.

$$F = 30203 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{30203/2}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 3,59 \text{ mm}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 2 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 3,59 \text{ mm}$$

6.2.3 Calculo por aplastamiento pasadores barra 3

En la barra 3, se tendrán en cuenta los puntos C y D pertenecientes a la misma. Ambos puntos están sometidos a la misma fuerza.

$$F = 27858 \text{ N}$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{27858/2}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 3,31 \text{ mm}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 3 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 3,31 \text{ mm}$$

6.2.4 Calculo por aplastamiento pasador para cilindro

En este apartado se obtendrá el espesor necesario de la orejeta del cilindro para posteriormente comprobar con el cilindro seleccionado. La fuerza del cilindro corresponde a las reacciones que se producen en el punto D.

Teniendo en cuenta que la fuerza máxima del cilindro es de:

$$F = 55595 \text{ N}$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{55595}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 13,23 \text{ mm}$$

El espesor necesario de la orejeta del cilindro comercial tendrá que ser como mínimo:

$$e = 13,23 \text{ mm}$$

6.2.5 Calculo por aplastamiento pasador barra 5

Como se ha comentado anteriormente, la barra 5 corresponderá a una placa necesaria, la cual ira acoplada al cuadrilátero articulado y servirá de unión con el brazo principal.

La máxima fuerza ejercida sobre este soporte es:

$$F = 83046 \text{ N}$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{83046/2}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 9,88 \text{ mm}$$

El espesor necesario del soporte tendrá que ser como mínimo:

$$e = 9,88 \text{ mm}$$

A continuación, se muestra una tabla con los espesores necesarios para cada barra:

	Espesor (mm)
Barra 1	9,11
Barra 2	3,59
Barra 3	3,31
Orejeta cilindro	13,23
Soporte	9,88

Figura 6.4: Espesores necesarios de las barras.

7. Diagramas de esfuerzo y dimensionamiento de las barras 1 y 3

En este apartado se estudiarán los esfuerzos a las que están sometidas las barras 1 y 3. Posteriormente se dimensionaran las barras.

7.1 Diagramas de esfuerzos de las barras 1 y 3

Para la realización de los diagramas de esfuerzos, se ha optado por tomar un caso genérico y posteriormente obtener los resultados para cada posición.

Se ha tomado el criterio de signos positivo para realizar los diagramas, a continuación, se muestra la rebanada y el sentido de cada flecha siguiendo este criterio:

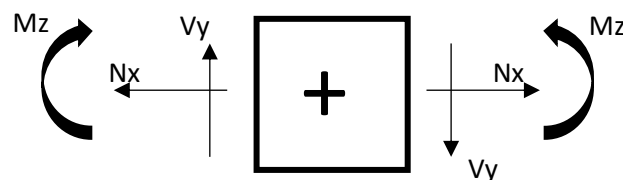


Figura 7.1: Criterio de signos de los diagramas de esfuerzo

7.1.1 Barra 1



Figura 7.2: Reacciones en ejes locales de la barra 1

Axil:

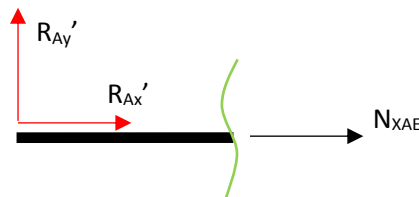


Figura 7.3: Reacciones axil barra 1 (corte 1)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax'} + N_{x_{AE}} = 0 \rightarrow N_{x_{AE}} = -R_{Ax'}$$

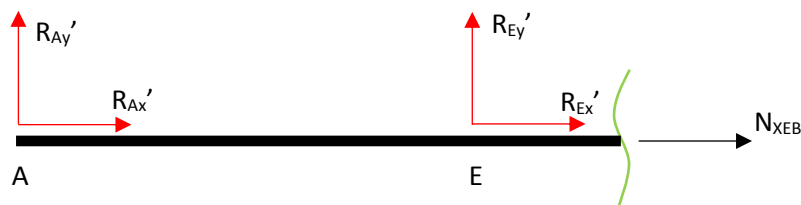


Figura 7.4: Reacciones axil barra 1 (corte 2)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax'} + R_{Ex'} + N_{x_{EB}} = 0 \rightarrow N_{x_{EB}} = -(R_{Ax'} + R_{Ex'})$$

Cortante:

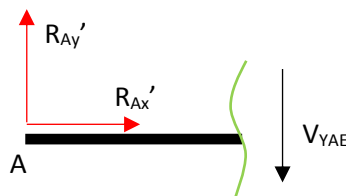


Figura 7.5: Reacciones cortante barra 1 (corte 1)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay'} - V_{y_{AE}} = 0 \rightarrow V_{y_{AE}} = R_{Ay'}$$



Figura 7.6: Reacciones cortante barra 1 (corte 2)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay}' + R_{Ey}' - V_{yEB} = 0 \rightarrow V_{yEB} = R_{Ay}' + R_{Ey}'$$

Flector:



Figura 7.7: Reacciones flector barra 1

$$\sum M_E = 0 \rightarrow -R_{Ay}' \cdot 1200 + M_{ZE} = 0 \rightarrow M_{ZE} = R_{Ay}' \cdot 1200$$

Una vez obtenidos los esfuerzos genéricos para la barra 1, se calcula los esfuerzos axil, cortante y flector para cada posición.

	Esfuerzo axil		Esfuerzo cortante		Esfuerzo flector
	Na-e	Ne-b	Va-e	Ve-b	Me
Posición 1	76418,68	22039	-4623,78	6935,07	-5548531,935
Posición 2	72526,27	20116	-5227,18	7840,23	-6272611,464
Posición 3	69061,71	19613	-5671,54	8507,52	-6805847,05
Posición 4	68701,96	20098	-5944,34	8915,45	-7133205,113
Posición 5	67780,00	21341	-6036,00	9052,99	-7243200
Posición 6	66397,54	23241	-5944,12	8915,79	-7132940,163
Posición 7	66985,01	25806	-5671,24	8507,90	-6805489,24
Posición 8	67118,88	29168	-5226,68	7840,97	-6272021,342

A continuación, se muestran los diagramas genéricos correspondientes a la barra 1.

Axil:

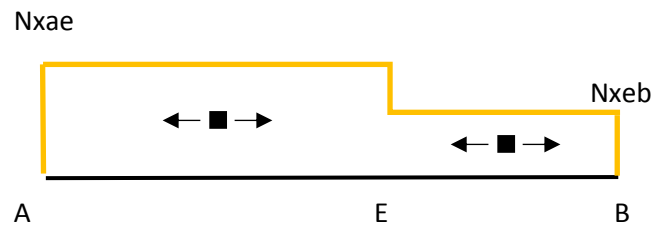


Figura 7.8: Diagrama de esfuerzo axial de la barra 1

Cortante:

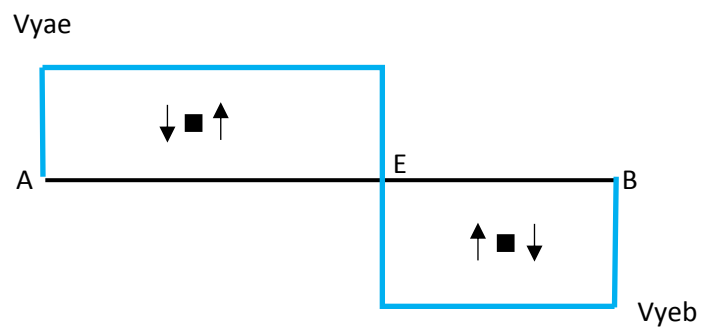


Figura 7.9: Diagrama de esfuerzo cortante de la barra 1

Flector:

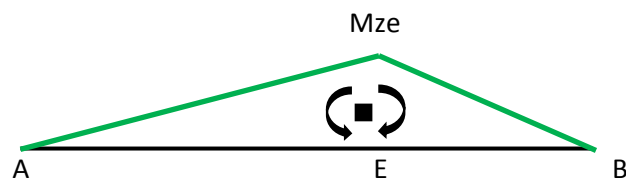


Figura 7.10: Diagrama de esfuerzo flector de la barra 1

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, se concluye que el punto más crítico es el punto E, donde se tiene el mayor esfuerzo flector.

7.1.2 Barra 3



Figura 7.11: Reacciones en ejes locales de la barra 3

Axil:

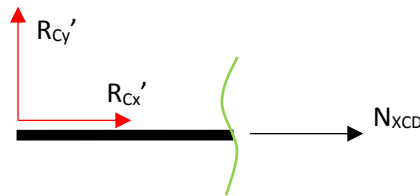


Figura 7.12: Reacciones axil barra 3

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Cx'} + N_{x_{CD}} = 0 \rightarrow N_{x_{CD}} = -R_{Cx'}$$

Cortante:

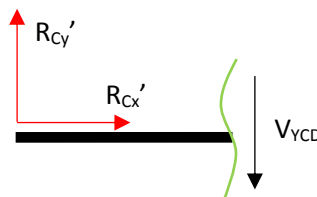


Figura 7.13: Reacciones cortante barra 3

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R'_{Cy} - N_{y_{CD}} = 0 \rightarrow N_{y_{CD}} = R_{Cy'}$$

Esta barra no tendrá esfuerzo flector ya que los esfuerzos cortantes solo se sitúan en los extremos de dicha barra.

Una vez obtenidos los esfuerzos genéricos para la barra 3, se calcula los esfuerzos axil y cortante para cada posición.

	Esfuerzo axil	Esfuerzo cortante
	Nc-d	Vc-d
Posición 1	-27857,79	0
Posición 2	-24641,48	0
Posición 3	-22709,51	0
Posición 4	-21669,24	0
Posición 5	-21340,00	0
Posición 6	-21669,24	0
Posición 7	-22709,51	0
Posición 8	-24641,48	0

A continuación, se muestran los diagramas de esfuerzos de la barra 3.

Axil:

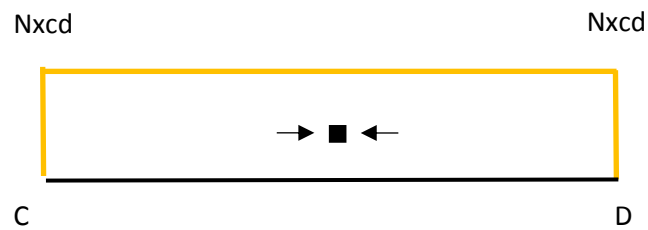


Figura 7.14: Diagrama de esfuerzo axil de la barra 3

Una vez obtenido los diagramas de esfuerzos, se concluye que la barra estará sometida solo a esfuerzos axiales, en este caso de compresión.

7.2 Dimensionamiento de las barras 1 y 3

Una vez obtenidos los puntos más críticos en las barras 1 y 3, se procederá al dimensionamiento de estas.

Para el dimensionamiento de las barras 1 y 3 se utilizará el criterio del cortante máximo, el cual se define de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{Mf}{Wf}$$

Siendo:

- τ_{max} , tensión máxima admisible;
- σ_f , límite de fluencia;
- Cs, coeficiente de seguridad;
- Mf_{max} , momento flector máximo;
- Wf, módulo de resistencia.

Se obtendrá una ecuación con dos incógnitas, A y Wf, por lo que se realizará una aproximación para facilitar los cálculos.

En primer lugar, se supondrá:

$$\frac{N_x}{A} \ll \frac{Mf}{Wf}$$

Así, quedará la ecuación:

$$\sigma = \frac{Mf}{Wf}$$

Con la cual, una vez obtenida la tensión máxima admisible τ_{max} y sustituyendo $\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$, se obtendrá W_z y se podrá elegir un perfil con el que se cumpla las características deseadas.

Una vez obtenido el perfil, se procederá a la comprobación del mismo. En este caso, se tendrá en cuenta el esfuerzo axil en el punto más crítico, cumpliéndose así:

$$\tau \leq \tau_{max}$$

7.2.1 Barra 1

Para el dimensionamiento de la barra 1, se tomará el caso más desfavorable, el cual es donde se produce el máximo esfuerzo flector.

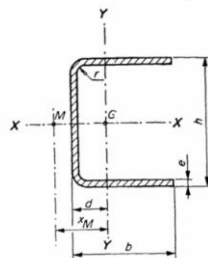
El esfuerzo flector máximo se obtiene en la posición 5, el cual tiene un valor de 7243200 Nmm.

En primer lugar, se escogerá un perfil y se calculará si es válido o no. Mediante el teorema del cortante máximo se calcula el módulo de resistencia necesario para que la barra no falle a flexión.

El perfil escogido inicialmente tiene las siguientes características:

- Perfil en UF 100x300x8 con un módulo de resistencia $W_f = 42,9 \text{ cm}^3 = 42900 \text{ mm}^3$.

PERFILES ABIERTOS CONFORMADOS EN FRÍO PERFIL UF. UNE 36-572-80



PERFIL	Referido al eje X - X			Referido al eje Y - Y			I_r cm ⁴	I_a cm ⁶
	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm		
UF 100 x 220 x 6.0	1740	158	8.56	231	31.6	3.12	2.86	17500
UF 100 x 220 x 7.0	1980	180	8.50	264	36.4	3.10	4.49	19500
UF 100 x 220 x 8.0	2200	200	8.43	295	41.0	3.09	6.60	20800
UF 100 x 250 x 6.0	2350	188	9.59	241	32.1	3.07	3.07	23900
UF 100 x 250 x 7.0	2690	215	9.53	276	37.1	3.05	4.83	26800
UF 100 x 250 x 8.0	2980	238	9.46	308	41.8	3.04	7.11	28800
UF 100 x 300 x 7.0	4160	277	11.2	291	37.9	2.97	5.40	42000
UF 100 x 300 x 8.0	4620	308	11.1	326	42.9	2.96	7.97	45500

Figura 7.15: Catálogo perfiles abiertos

En el apartado 6.2.1 se había obtenido el espesor mínimo necesario para que la barra 1 no fallase por aplastamiento con el pasador seleccionado. El espesor mínimo es de 9,11 mm y el perfil escogido tiene un espesor de 8 mm, por lo que, si este perfil resultase válido para el cálculo a flexión, será necesario soldar una chapa de 3 mm a cada lado del perfil.

Una vez soldada la chapa al perfil se obtendría un espesor de 11 mm, que cumpliría con el estudio realizado por aplastamiento.

Realizando los cálculos necesarios, se obtiene:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_z}{W_z} \rightarrow 140 = \frac{7243200 \text{ Nmm}}{W_y} \rightarrow W_y = 51737,14 \text{ mm}^3 = 51,73 \text{ cm}^3$$

El módulo de resistencia mínimo necesario para que aguante la barra a flexión es:

$$W_y = 51,73 \text{ cm}^3$$

En este caso, el modulo del perfil escogido es inferior al obtenido, por lo que la barra fallará a flexión y será necesario realizar un redimensionamiento.

Como solución, se ha optado por soldar una chapa de 12mm de espesor en la parte superior del perfil en una posición específica donde se produce el mayor esfuerzo flector, y así conseguir un mayor módulo de resistencia en ese punto.

En primer lugar, se ha calculado el par máximo que aguantaría el perfil escogido.

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} \rightarrow 140 = \frac{M_f}{42900} \rightarrow M_f = 6006000 \text{ Nmm}$$

Este será el esfuerzo máximo que puede soportar el perfil escogido en los puntos donde no se suelde la chapa. A continuación, se calcularán los puntos de la barra donde se produce este esfuerzo y así posicionar la chapa a soldar.

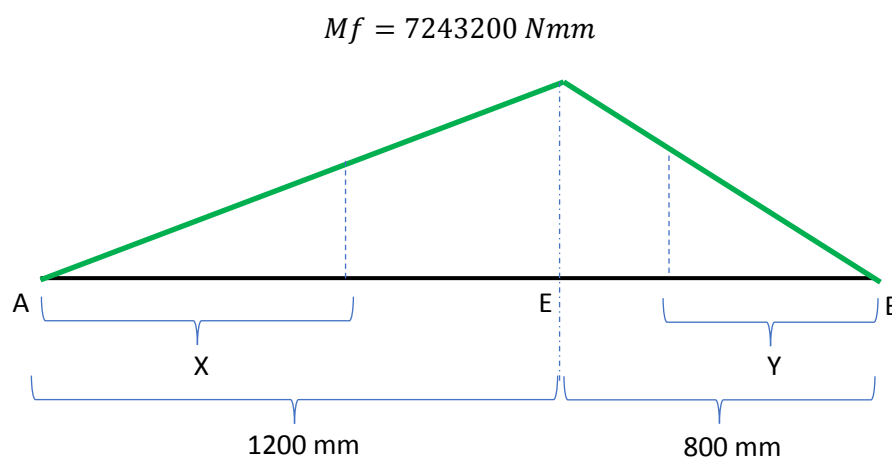


Figura 7.16: Representación de X e Y en el diagrama flector de la barra 1

Realizando una regla de proporción obtendremos el valor de X e Y, que será la distancia a la cual se encuentre el esfuerzo flector que aguantaría el perfil escogido.

$$1200 \text{ m} \rightarrow 7243200 \text{ Nmm}$$

$$X \rightarrow 6006000 \text{ Nmm}$$

$$X = 995 \text{ mm}$$

$$800 \text{ m} \rightarrow 7243200 \text{ Nmm}$$

$$Y \rightarrow 6006000 \text{ Nmm}$$

$$Y = 664 \text{ mm}$$

Sección del perfil inicial ($h \times b \times e = 300 \times 100 \times 8$)

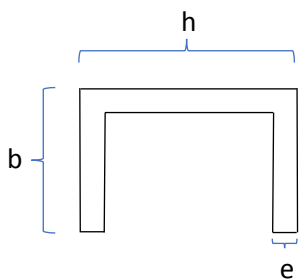


Figura 7.17: Sección del perfil inicial barra 1

Chapa a soldar ($a \times b = 300 \times 12$)

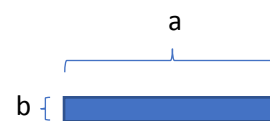


Figura 7.18: Sección de la chapa

La longitud mínima de la chapa necesaria es de 341 mm, pero para asegurar un correcto dimensionamiento, se opta por colocar una chapa de 350 mm, extendiendo esta medida hasta 750 mm para asegurar cualquier posible tensión. A continuación, se muestra el diseño de la chapa a soldar.

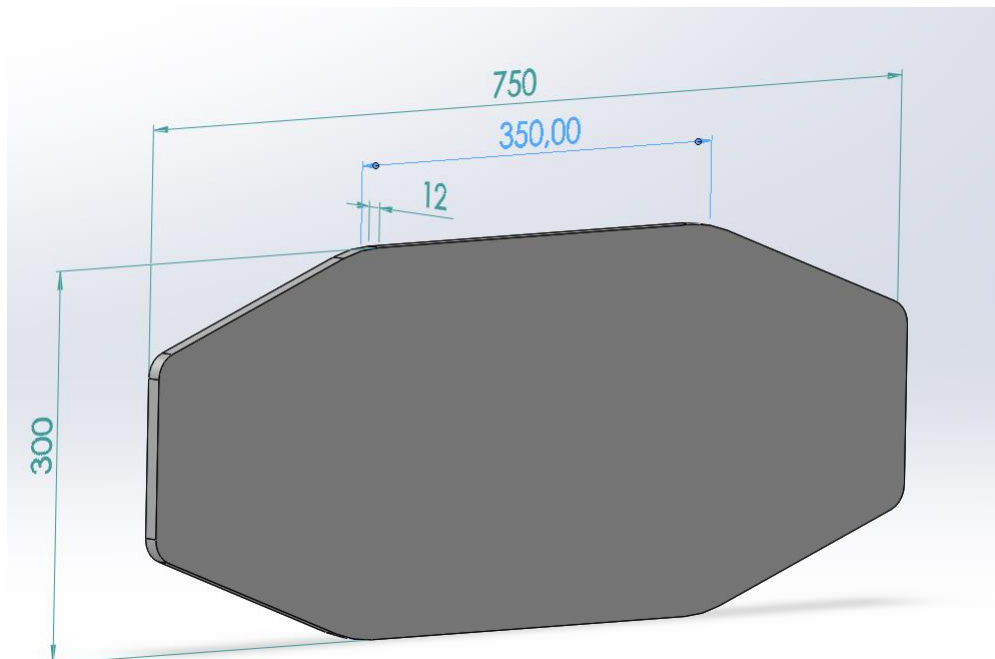


Figura 7.19: Diseño de la chapa a soldar

Una vez soldada la chapa a nuestro perfil, quedará de tal forma:

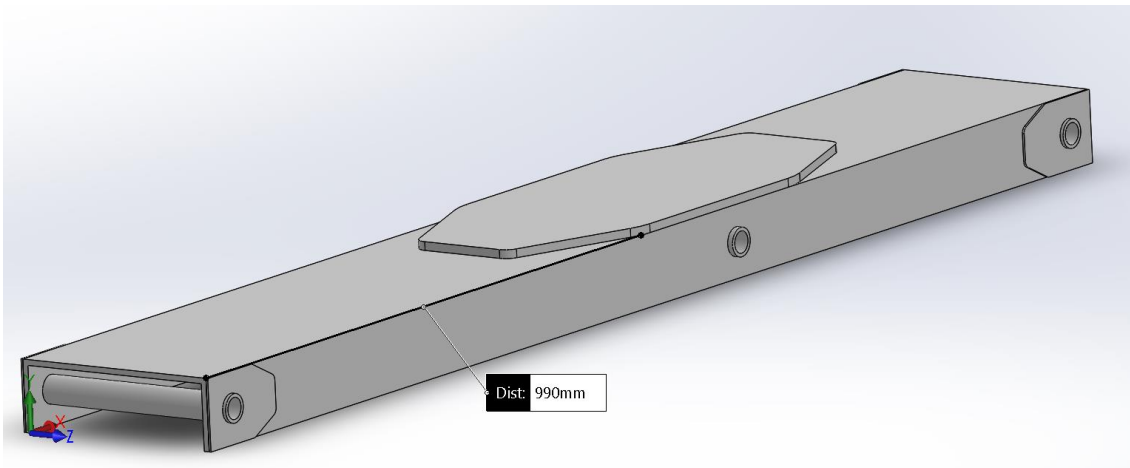


Figura 7.20: Resultado de la chapa soldada

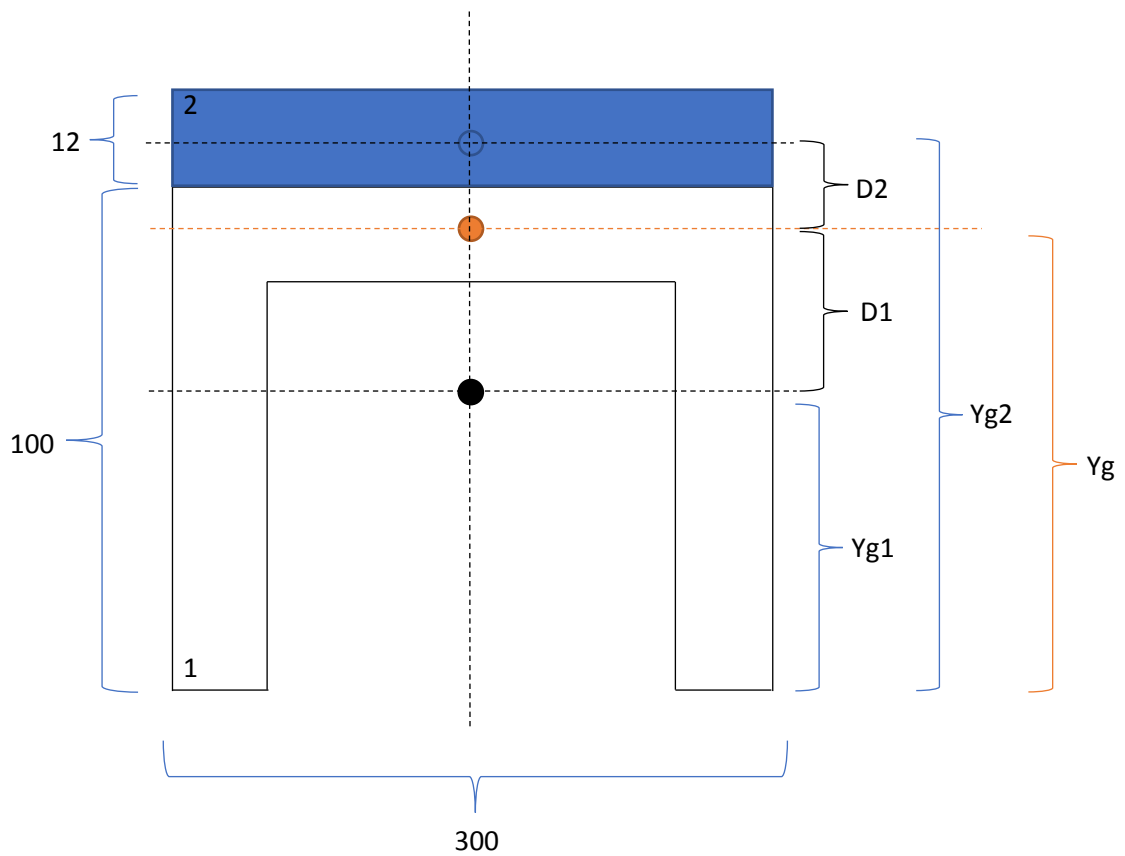


Figura 7.21: Sección del perfil inicial + chapa soldada

Siendo:

- Centro de gravedad de la chapa a soldar
- Centro de gravedad del perfil escogido
- Centro de gravedad total

$Y_{g1} = 76,1$ mm (Distancia desde el 0 hasta centro de gravedad del perfil)

$Y_{g2} = 106$ mm (Distancia desde el 0 hasta centro de gravedad de la chapa)

$D1$ = Distancia entre centro de gravedad del perfil y centro de gravedad total

$D2$ = Distancia entre centro de gravedad de la chapa y centro de gravedad total

Y_g = Distancia desde el 0 hasta el centro de gravedad total

Al perfil escogido se le dará como nombre "1" y a la chapa el nombre "2"

Conocido nuestro perfil final soldado, se procede al cálculo de las incógnitas existentes ($D1$, $D2$, Y_g) mediante las formulas necesarias. Una vez obtenidos los valores de $D1$ y $D2$, se aplicará el teorema de Steiner mediante el cual se llegará al valor final de la inercia de nuestro perfil para finalmente calcular nuestro nuevo módulo de resistencia.

Conocemos la inercia y el área seccional de nuestro perfil y de la chapa a soldar.

Perfil:

$$I_1 = 3260000 \text{ mm}^4$$

$$A_1 = 3730 \text{ mm}^2$$

Chapa:

$$I_2 = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{300 \cdot 12^3}{12} = 43200 \text{ mm}^4$$

$$A_2 = a \cdot b = 300 \cdot 12 = 3600 \text{ mm}^2$$

Calculo de Y_g :

$$Y_g = \frac{A_1 \cdot Y_{g1} + A_2 \cdot Y_{g2}}{A_1 + A_2} = \frac{3730 \cdot 76,1 + 3600 \cdot 106}{3730 + 3600} = 90,78 \text{ mm}$$

$$Y_g = 90,78 \text{ mm}$$

Calculo de los valores $d1$ y $d2$:

$$d_1 = 90,78 - 76,1 = 14,68 \text{ mm}$$

$$d_2 = 106 - 90,78 = 15,22 \text{ mm}$$

A continuación, se aplica el Teorema de Steiner, con el cual, como se ha comentado antes, se obtendrá el valor de la inercia total de nuestro perfil.

$$I_{total} = (I_1 + A_1 \cdot d_1^2) + (I_2 + A_2 \cdot d_2^2)$$

$$I_{total} = (3260000 + 3730 \cdot 14,68^2) + (43200 + 3600 \cdot 15,22^2)$$

$$I_{total} = 4940958,192 \text{ mm}^4$$

Obtenida la inercia total, se procederá al cálculo del módulo resistente de nuestro nuevo perfil.

$$W_z = \frac{I_{total}}{y_{max}} = 54,427 \text{ cm}^3$$

El modulo resistente obtenido con este nuevo perfil es mayor que el que se necesitaba.

$$51,73 \text{ cm}^3 < 54,427 \text{ cm}^3$$

En un principio se hizo una aproximación para el cálculo por cortante máximo, donde:

$$\frac{N_x}{A} \ll \frac{M_z}{W_z}$$

Ahora se comprobará que efectivamente cumple también con el esfuerzo axil.

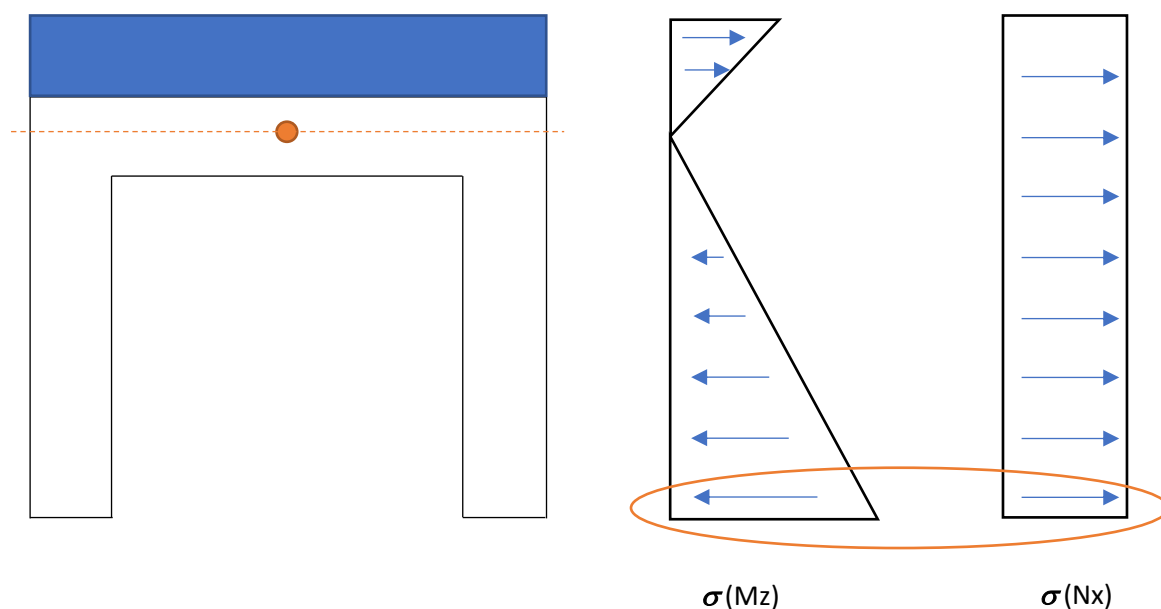


Figura 7.22: Tensiones en la sección más desfavorable

En el punto calculado el esfuerzo flector se opone al axil, por lo que será positivo a la hora de calcular la tensión máxima.

$$\sigma = -\frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = -\frac{67780}{7330} + \frac{7243200}{54427}$$

$$\sigma = 123,83 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{123,83}{2} = 61,91 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} < \tau_{adm}$$

El dimensionamiento de la barra 1 es válido.

Anteriormente en el apartado 6.2.1 se ha calculado el espesor necesario de la barra 1. Obteníamos que se necesitaba un espesor mínimo de 9,11 mm y el perfil que hemos escogido tiene un espesor de 8 mm por lo que será necesario adoptar una solución.

Para resolver este problema, lo más sencillo podría ser escoger un perfil con más espesor, pero no es posible dado que no existe un perfil con más espesor en el catálogo consultado. La solución adoptada ha sido soldar una chapa de 3 mm en la zona donde se colocará cada pasador. El dimensionamiento se ha realizado mediante el programa SolidWorks y a continuación se adjunta el resultado del modelo.

A su vez, también se ha optado por colocar un casquillo a lo largo del ancho del perfil para así lograr más rigidez en la barra. A continuación, se muestran ambos modelos realizados en SolidWorks.

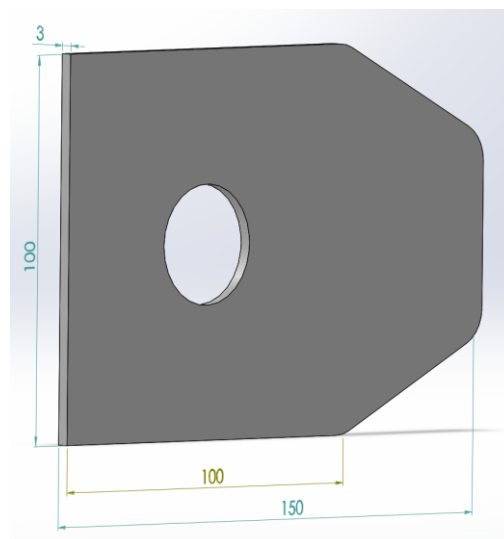


Figura 7.23: Chapa para soldar en la zona de los pasadores en barra 1

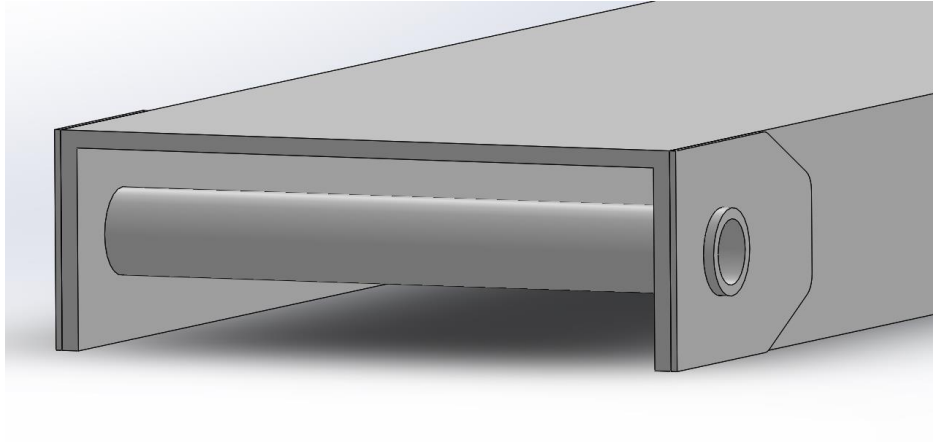


Figura 7.24: Resultado chapa soldada y casquillo dimensionado

7.2.2 Barra 3

Para el dimensionamiento de la barra 3, se estima la posibilidad de seleccionar el mismo perfil que en la barra 1, pero antes se tendrá que realizar los cálculos necesarios para comprobar que es válido.

La barra 3 está sometida solo a esfuerzos axiales, concretamente esfuerzos de compresión. Al estar sometida a esfuerzos de compresión, se puede producir un fallo a pandeo, por lo que se estudiará este caso.

Estudio a pandeo:

Para realizar un estudio a pandeo, se tendrá en cuenta el máximo esfuerzo al que está sometida la barra 3. Se calculará la fuerza crítica de pandeo y esta deberá ser mayor a la fuerza que está sometida la barra 3.

$$F_{critica\ pandeo} > N_{x\ max}$$

La fuerza crítica de pandeo se define mediante la siguiente ecuación:

$$F_{cp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{L_p^2}$$

Donde:

L_p : Longitud de pandeo

E : Módulo de Young del acero = 210000 Mpa

I_y : Inercia de la barra = 326 cm⁴ = 3260000 mm⁴

La barra puede fallar a pandeo tanto en el eje X como en el eje Y, por lo que la inercia escogida debe ser la menor ya que será la situación más crítica para que se produzca el pandeo. La longitud de pandeo se define de esta forma:

$$L_p = \text{Longitud barra} \cdot K$$

Donde K es el coeficiente de esbeltez o coeficiente de pandeo.

Para calcular la longitud de pandeo es necesario clasificar el tipo apoyo que tiene la barra, para ello se adjunta a continuación una tabla donde indicara el coeficiente K para los distintos tipos de apoyo.






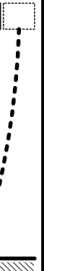




Buckled shape of column shown by dashed line						
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value K	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition key		Rotation fixed and translation fixed				
		Rotation free and translation fixed				
		Rotation fixed and translation free				
		Rotation free and translation free				

Figura 7.25: Tabla coeficiente esbeltez o pandeo

En nuestro caso, la barra 3 se corresponde con un apoyo que tendrá rotación libre y la traslación del mismo quedará fija.

Nuestro coeficiente de esbeltez será:

$$K = 1$$

Por lo que la longitud de pandeo quedara de la siguiente forma:

$$L_p = 2000 \cdot 1 = 2000 \text{ mm}$$

Sustituyendo valores se obtiene la siguiente fuerza critica de pandeo:

$$F_{cp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{L_p^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 3260000}{2000^2} = 1689182,8 \text{ N}$$

El esfuerzo máximo al que está sometido la barra 3 es de:

$$N_{x \max} = 27857 \text{ N}$$

$$F_{cp} \gg N_{x \max}$$

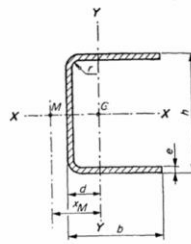
La fuerza crítica a pandeo es muy superior a la fuerza máxima que actúa en la barra 3, por lo que no se producirá el fenómeno de pandeo. Se puede decir que la barra 3 queda sobredimensionada.

No obstante, por cuestión de estética, montaje y funcionalidad, la barra 3 se dimensionará con el mismo perfil que la barra 1 asumiendo el sobredimensionamiento.

Finalmente, el perfil escogido para la barra 3 será el siguiente:

- Perfil en UF 100x300x8

PERFILES ABIERTOS CONFORMADOS EN FRÍO
PERFIL UF. UNE 36-572-80



PERFIL	Referido al eje X - X			Referido al eje Y - Y			I_r cm ⁴	I_a cm ⁸
	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm		
UF 100 x 220 x 6.0	1740	158	8.56	231	31.6	3.12	2.86	17500
UF 100 x 220 x 7.0	1980	180	8.50	264	36.4	3.10	4.49	19500
UF 100 x 220 x 8.0	2200	200	8.43	295	41.0	3.09	6.60	20800
UF 100 x 250 x 6.0	2350	188	9.59	241	32.1	3.07	3.07	23900
UF 100 x 250 x 7.0	2690	215	9.53	276	37.1	3.05	4.83	26800
UF 100 x 250 x 8.0	2980	238	9.46	308	41.8	3.04	7.11	28800
UF 100 x 300 x 7.0	4160	277	11.2	291	37.9	2.97	5.40	42000
UF 100 x 300 x 8.0	4620	308	11.1	326	42.9	2.96	7.97	45500

Figura 7.26: Catálogo perfiles abiertos

Para esta barra también se ha optado por poner un casquillo a lo largo del ancho del perfil para rigidizar la barra. En este caso no es necesario colocar una chapa para aumentar el espesor del perfil ya que, a la hora del cálculo del espesor, nos daba un resultado inferior al espesor del perfil. En el punto C, donde ira colocado el cilindro, se colocarán dos casquillos en vez de uno a lo largo del ancho del perfil.

A continuación, se muestra el resultado:

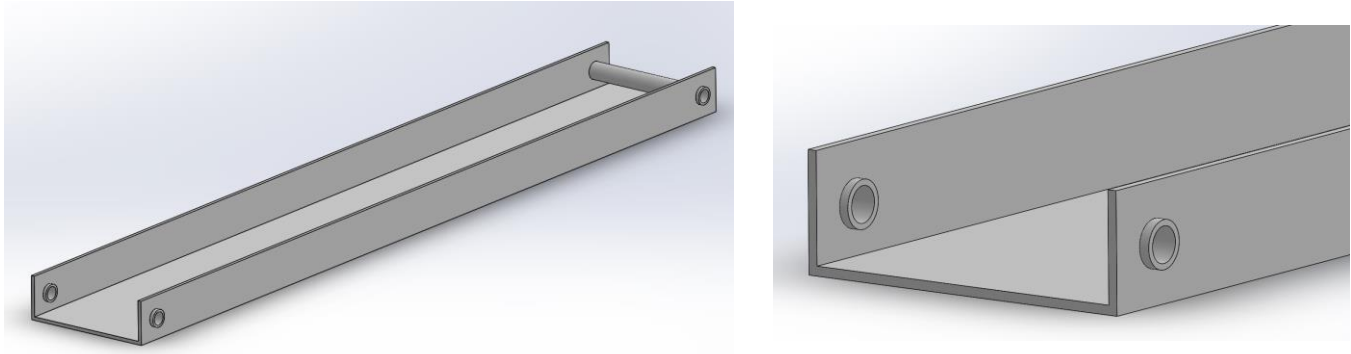


Figura 7.27: Resultado de los casquillos dimensionados

8. Dimensionamiento de la barra 2

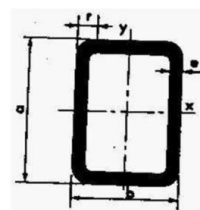
La barra 2 va a representar el soporte mediante el cual se unirá la cesta de trabajo al cuadrilátero articulado. Este soporte también servirá para soportar íntegramente la cesta de trabajo y a los operarios.

Para el dimensionamiento de este soporte se ha planteado un boceto, el cual se ha trasladado al programa MEFI y se ha podido comprobar si realmente es efectivo.

El perfil preseleccionado de las barras que compondrán dicho soporte es el siguiente:

- TRE 100x50x6

TUBO RECTANGULAR ESTRUCTURAL



Nombre	UM	P.T.	m/Un	Términos de sección									
				A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴
TRE 100x50x3	HM	6,86	6	8,33	13,10	105,00	20,90	3,54	8,13	35,60	14,20	2,07	88,60
TRE 100x50x4	HM	8,93	6	10,80	16,80	131,00	26,70	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,00
TRE 100x50x5	HM	10,92	6	13,10	20,00	153,00	30,60	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,00
TRE 100x50x6	HM	12,79	6	15,60	24,00	179,00	35,80	3,38	14,20	58,70	23,50	1,94	154,00
TRE 100x60x3	HM	7,35	6	9,01	13,10	121,00	24,10	3,66	8,13	54,60	18,20	2,46	122,00

Figura 8.1: Catálogo tubos estructurales "grupo hierros Alfonso"

8.1 Análisis en MEFI

En primer lugar, se ha realizado un diseño en el programa MEFI, colocando las reacciones en los puntos oportunos.



Figura 8.2: Diseño barra 2 en el programa MEFI

La figura mostrada corresponde al diseño de uno de los dos soportes que formaran la barra 2.

Las reacciones mostradas vienen de realizar los siguientes cálculos:

Se ha dividido el peso de la cesta entre los 4 puntos sobre los que apoyará y la fuerza ejercida en el punto 5 será la suma de la reacción máxima obtenida en el dimensionamiento de los travesaños y el peso de la cesta entre 4.

$$F_{punto} = \frac{F_{cesta}}{4} = \frac{113,63 \cdot 9,81}{4} = 278,67 \text{ N}$$

$$F_{max5} = R_{Ay} + F_{punto} = 3989,38 + 278,67 = 4268,05 \text{ N}$$

Una vez colocadas las reacciones correspondientes, se procede a calcular con el programa las distintas tensiones que aparecen.

Los resultados se muestran en las siguientes figuras de los diagramas de esfuerzo.

Cabe destacar que los valores de los resultados se encuentran en el S.I (Sistema internacional). Si es necesario realizar alguna transformación, se nombrará.

- Diagrama esfuerzo Axil



Figura 8.3: Diagrama de esfuerzo axial barra 2

- Diagrama esfuerzo cortante

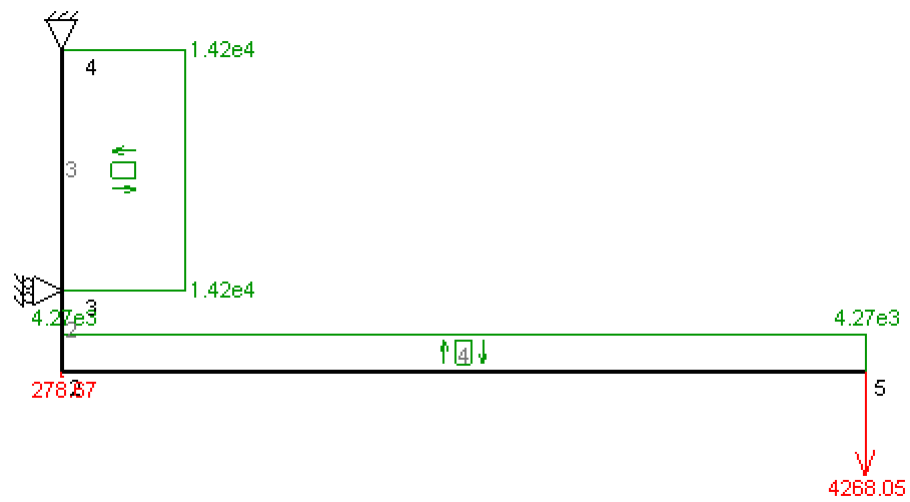


Figura 8.4: Diagrama de esfuerzo cortante barra 2

- Diagrama esfuerzo flector

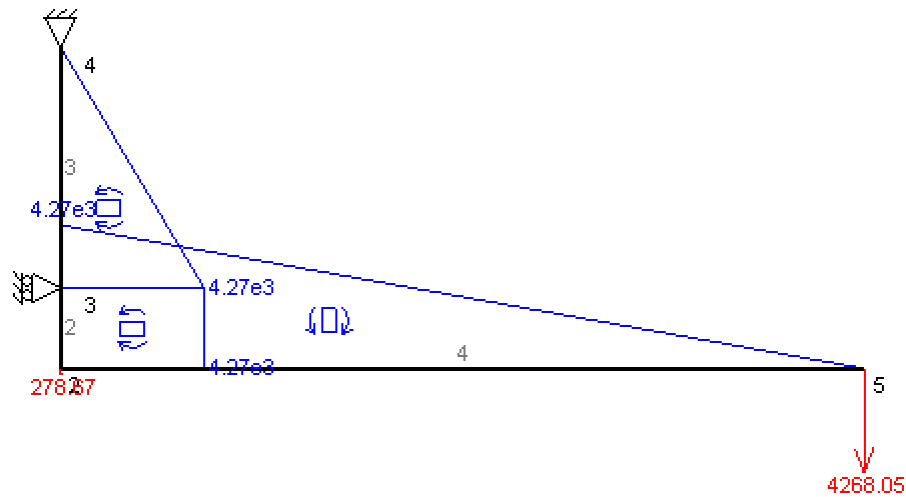


Figura 8.5: Diagrama de esfuerzo flector barra 2

8.2 Dimensionamiento barra 2

Para el dimensionamiento de la barra 2 se va a utilizar el mismo método que para las otras barras de la plataforma.

Para ello, se utilizará el criterio del cortante máximo, el cual se define de la siguiente forma:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

Siendo:

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

El resultado deseado para que sea un dimensionamiento válido tendrá que ser:

$$\tau \leq \tau_{max}$$

De los diagramas de esfuerzos se obtiene:

$$N_x = 4550 \text{ N}$$

$$M_z = 4270 \text{ Nm} = 4270000 \text{ Nmm}$$

Conocidas el área, el módulo de resistencia del perfil y sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$\sigma = \frac{4550}{1560} + \frac{4270000}{35800} = 122 \text{ Mpa}$$

$$\tau = 61 \text{ MPa}$$

Se puede afirmar que el dimensionamiento es correcto ya que la tensión máxima obtenida es menor que la admisible.

El espesor mínimo necesario para esta barra era de 3,59 mm y tenemos un perfil de 6 mm de espesor por lo que el espesor también es válido.

Validado el dimensionamiento, se procede a modelarla en SolidWorks. A continuación, se muestran dos vistas de cómo quedaría la barra 2 que actuara como soporte de unión entre la cesta de trabajo y el cuadrilátero articulado.

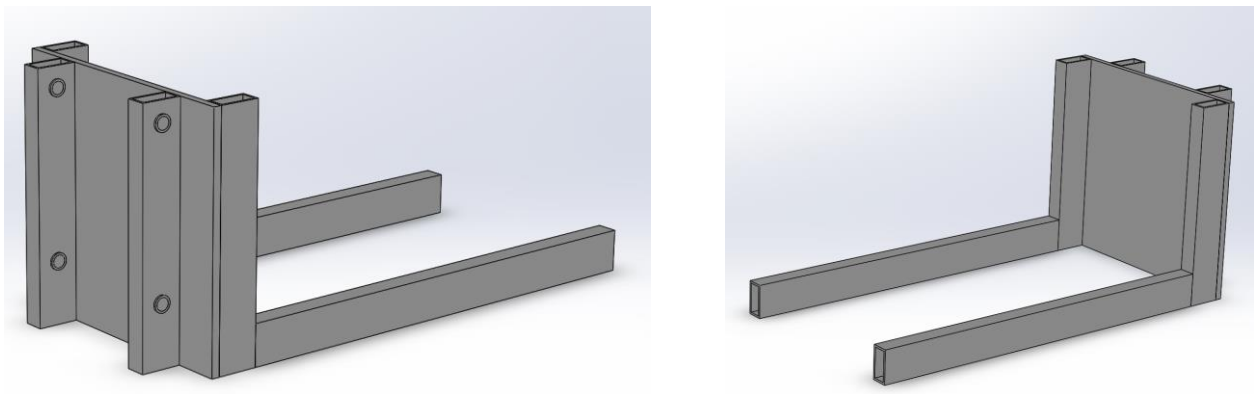


Figura 8.6: Dimensionamiento en SolidWorks de la barra 2

Como en las barras 1 y 3, se opta por colocar unos casquillos del mismo diámetro. La colocación de estos casquillos rigidizara el perfil y facilitara el montaje con el cuadrilátero articulado.

A continuación, se muestran los casquillos en detalle:

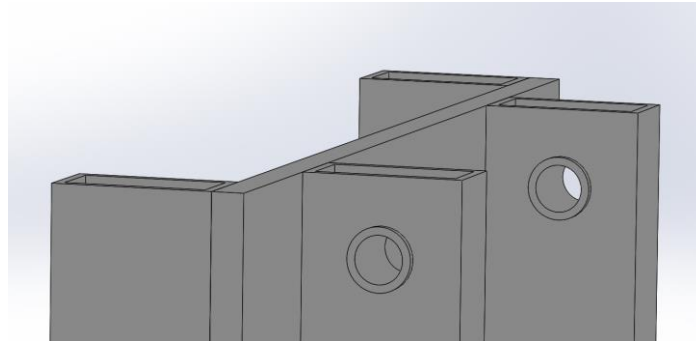


Figura 8.7: Casquillos en la zona de los pasadores de la barra 2

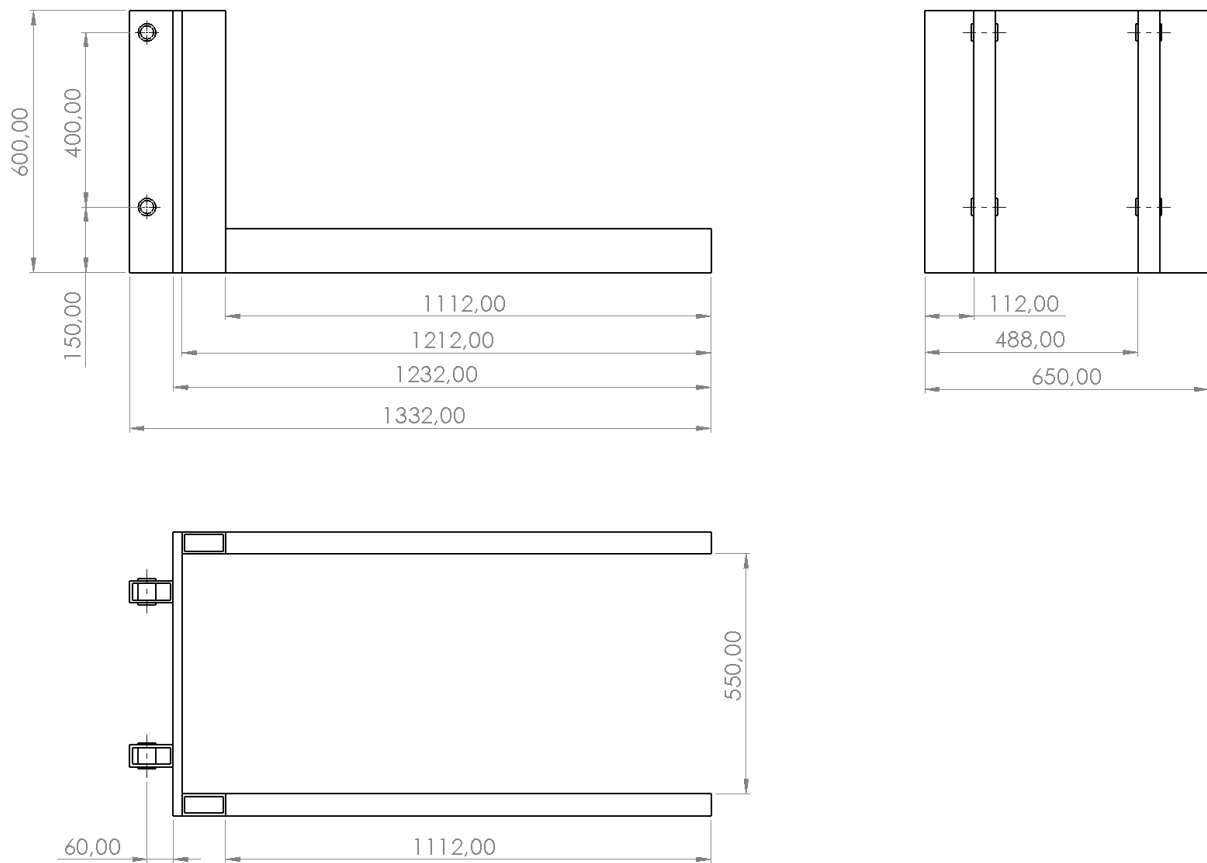


Figura 8.8: Croquis de la barra 2

Una vez realizado el dimensionamiento en SolidWorks, se procede a realizar un estudio estático para comprobar que el dimensionamiento es correcto. Se ha realizado un ensamble de la barra 2 y la cesta de trabajo y se han añadido las cargas correspondientes de los dos operarios y de la herramienta. A continuación, se muestra el estudio estático.

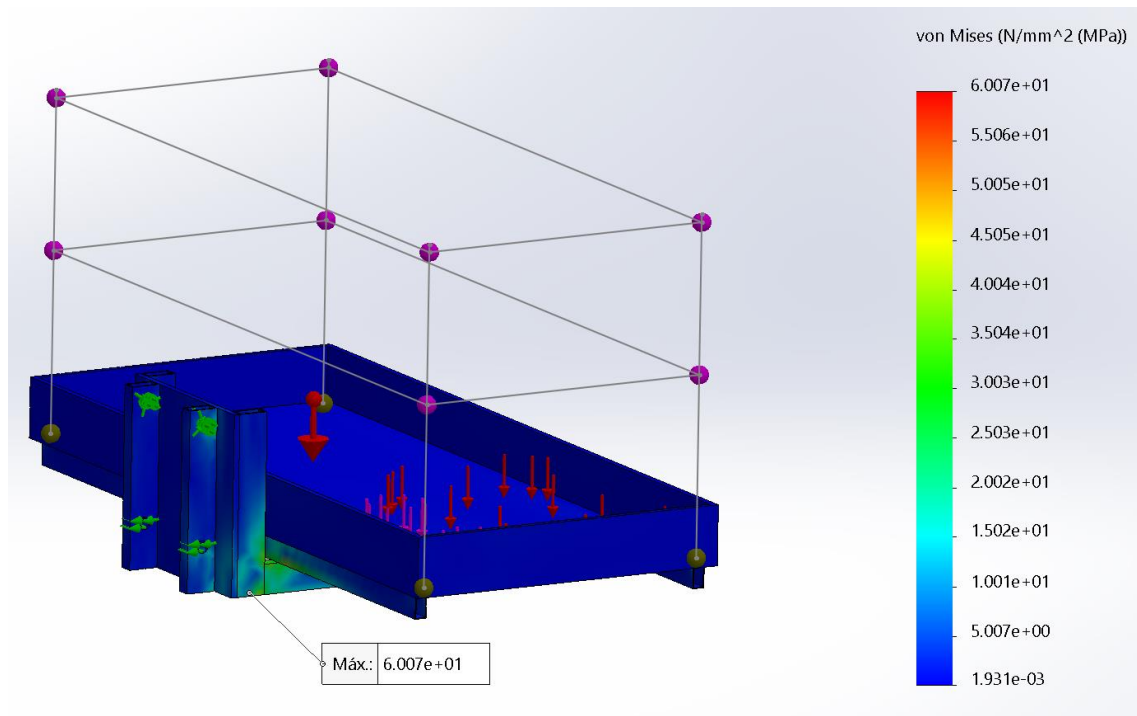


Figura 8.9: Estudio estático SolidWorks. Análisis de las tensiones

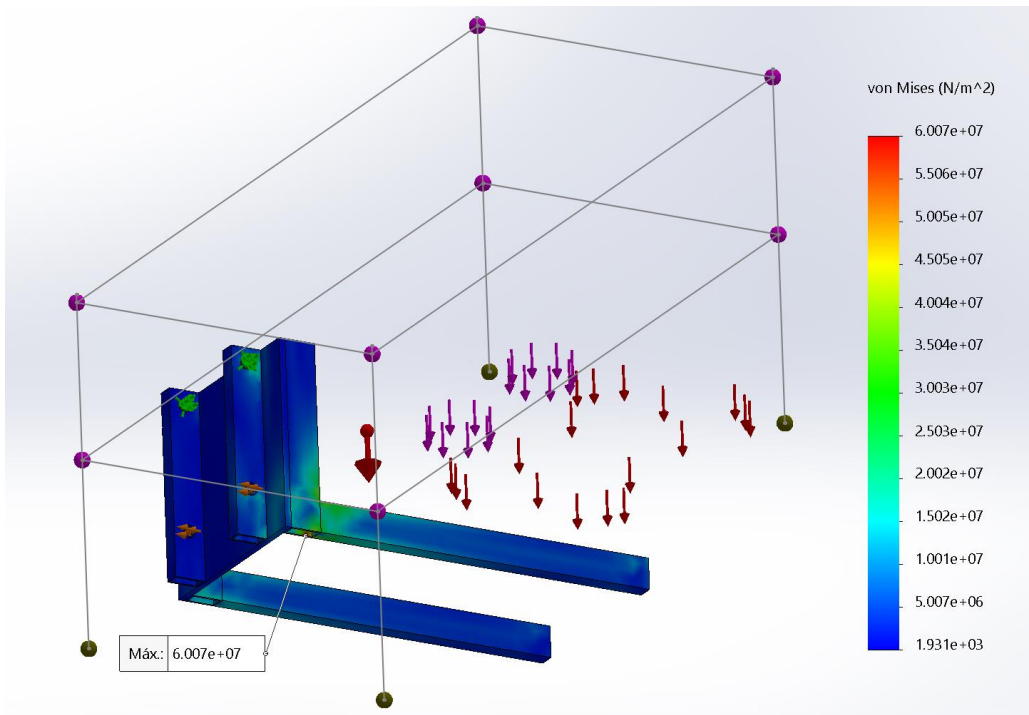


Figura 8.10: Estudio estático SolidWorks. Análisis de las tensiones

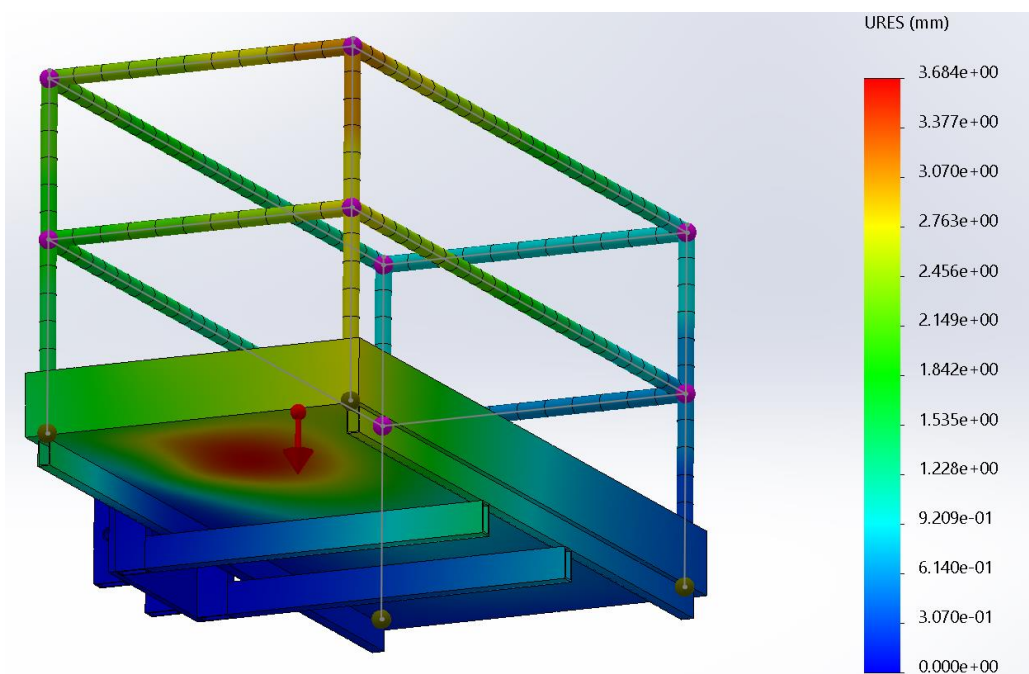


Figura 8.11: Estudio estático SolidWorks. Análisis de los desplazamientos

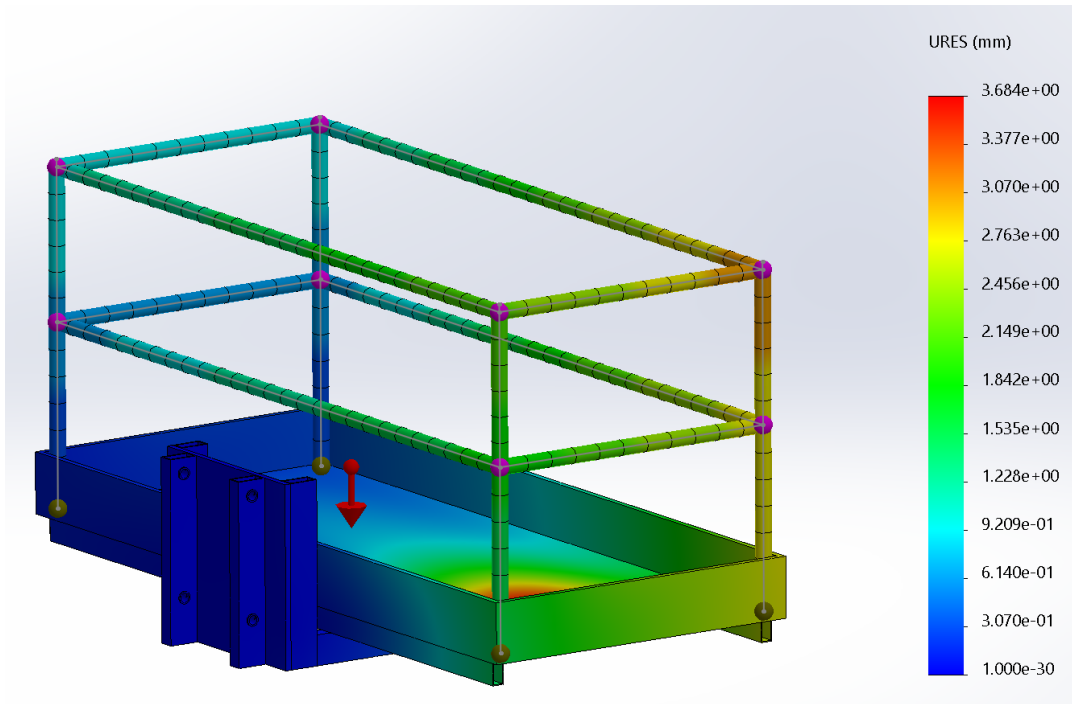


Figura 8.12: Estudio estático SolidWorks. Análisis de los desplazamientos

Algo que destacar, es que las barras de la cesta se han considerado como perfiles a la hora de mallar el modelo en SolidWorks.

A la vista de los resultados se puede confirmar que la barra 2 está perfectamente dimensionada ya que la máxima tensión que se produce es de 60 MPa y nuestro material tenía un límite de fluencia de 350 MPa por lo que cumple con el dimensionamiento realizado. En cuanto a los desplazamientos, se puede ver que el desplazamiento máximo es de 3,7 mm por lo que no habrá ningún problema ya que es un desplazamiento inapreciable.

9. Dimensionamiento del cilindro hidráulico del cuadrilátero articulado

En primer lugar, será necesario conocer la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro. En el apartado 5 de este anexo donde se ha calculado las reacciones de los pasadores, hemos obtenido la reacción en el punto E, el cual corresponde con la fuerza del cilindro ya que es en ese punto donde va a estar colocado.

Fuerza máxima del cilindro:

$$F_{maxima\ cilindro} = 55595\ N$$

Se fijará una presión inicial de 170 bares, y una vez calculadas las características del cilindro se seleccionará uno.

Se ha de definir la longitud de la carrera del cilindro para realizar los cálculos oportunos posteriormente. La longitud de la carrera del cilindro se define como la longitud del cilindro extendido menos la longitud del cilindro replegado.

Estas longitudes se han podido obtener mediante el programa AutoCAD, posicionando el cuadrilátero articulado en distintas posiciones y ver en qué posición se daba la longitud máxima y la longitud mínima. A continuación, se muestran las cotas obtenidas:

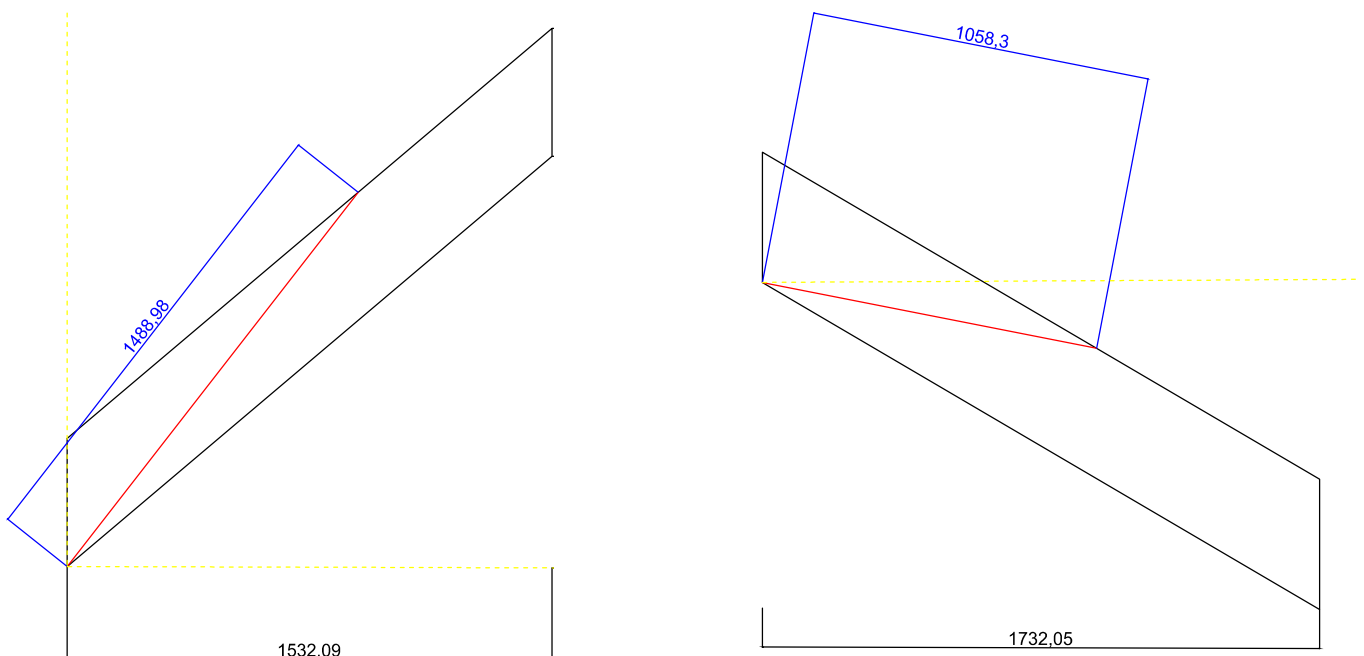


Figura 9.1: Longitud del cilindro en posición superior e inferior

Aplicando así, la ecuación para calcular la carrera del cilindro, queda:

$$Carrera_{cilindro} = Longitud_{m\acute{a}xima} - Longitud_{m\acute{i}nima} = 1488,98 - 1058,3 = 430,68 \text{ mm}$$

$$Carrera_{cilindro} = 430,68 \text{ mm} \approx 431 \text{ mm}$$

9.1 Dimensionamiento del pistón

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a[N] = \frac{p[\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81[\text{bar}/\text{MPa}]}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$55595 = \frac{170 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{9,81}$$

$$D = \sqrt{\frac{55595 \cdot 4 \cdot 9,81}{170 \cdot \pi}} = 63,9 \text{ mm}$$

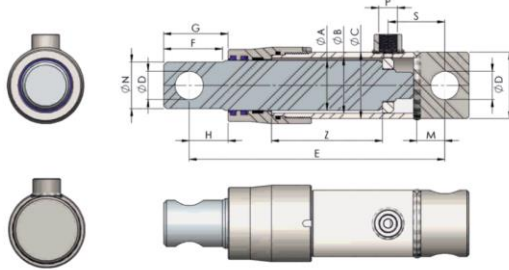
$$D = 63,9 \text{ mm} \approx 64 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro necesario del pistón, se busca un cilindro hidráulico en los catálogos disponibles. En este caso se ha optado por el catálogo de la marca BASTIMEC hydraulics.

BASTIMEC
hydraulics

CILINDRO SIMPLE EFECTO
SINGLE ACTING CYLINDER
EINFACHWIRKENDE ZYLINDER

Tipo B - B type - Typ B
SERIE 100



Código Code Bestell-Nr.	ØA	ØB	ØC	Z	E	ØD	P (BSP)	S	ØN	G	F	H	K	M	Kit juntas Seals kit Dichtsätze	Vol. (lit)	Kgs.
107_010				100	260										KJSE065075060	0,33	8,75
107_020				200	360									0,66		11,80	
107_030				300	460									1,00		14,85	
107_040	60	65	75	400	560	25.50	G3/8	55	57	67	51	44	75	29		1,33	17,90
107_050				500	660											1,67	20,95
107_060				600	760											1,99	24,00
107_070				700	860										2,32	27,05	

Figura 9.2: Catálogo cilindros Bastimec hydraulics

Se selecciona el cilindro con el código 107_070, el cual cuenta con un diámetro de pistón de 65 mm.

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

Ahora es necesario recalculer la nueva presión de trabajo con la ecuación utilizada anteriormente, la de fuerza de avance.

$$p = \frac{F_a \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{55595 \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot 65^2}{4}} = 164,35 \text{ bar}$$

9.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

El vástago empuja el elemento que quiere mover y cabe la posibilidad de que este falle a pandeo ya que se encuentra sometidos a esfuerzos de compresión, por lo que el dimensionamiento del vástago se realizará estudiando el posible fallo a pandeo.

Para ello es necesario seleccionar los tipos de apoyo del cilindro y seleccionar correctamente el coeficiente el coeficiente de pandeo (β).

En la siguiente tabla se encuentran los distintos tipos de apoyo:

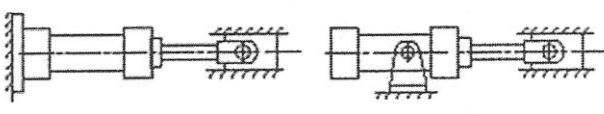
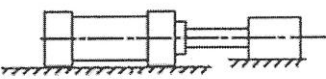
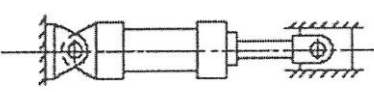
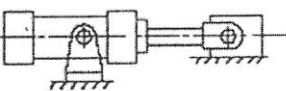
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rígidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rígidamente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

Figura 9.3: Tipos de fijación cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será $\beta=2$. Obtenida la carrera del cilindro y el coeficiente de pandeo, se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Carrera_{cilindro} \cdot \beta = 431 \cdot 2 = 862 \text{ mm}$$

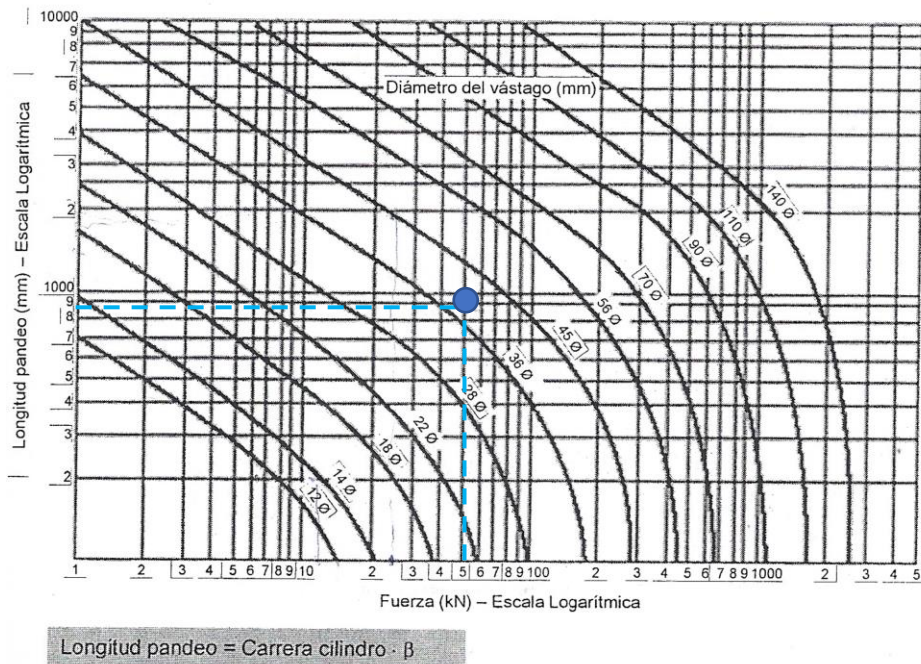


Figura 9.4: Gráfico pandeo en cilindros

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro mínimo es 45 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{vástago} = 45 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago del cilindro escogido es de 60 mm, por lo que el dimensionamiento es correcto. A demás, se hizo un cálculo por aplastamiento de la orejeta del cilindro, en este caso la orejeta del cilindro es de 57 mm y necesitábamos como mínimo 13,23 mm por lo que es válido.

El peso del cilindro es de 27,05 kg. Este peso se tendrá en cuenta más adelante para el dimensionamiento de la barra 5 y el brazo principal de la plataforma elevadora.

Cabe destacar que la carrera del cilindro seleccionado es de 700 mm y la carrera necesaria era de 431 mm. Para evitar que se produzcan errores a la hora de manipular la plataforma, por ejemplo, adoptar posiciones no deseadas, existe la posibilidad de colocar internamente unos topes en el cilindro que reducirán la carrera y adoptará una distancia entre extremos de 1058 mm, cumpliendo así nuestras características deseadas.

10. Dimensionamiento placa (barra 5) y cilindro de accionamiento

El dimensionamiento de la barra 5 se realizará mediante el programa SolidWorks, aunque previamente será necesario realizar determinados cálculos.

10.1 Reacciones barra 5

Será necesario conocer las reacciones máximas de los puntos A y C pertenecientes al cuadrilátero articulado ya que serán esos dos puntos los que conecten con la barra 5, destacando que las reacciones del punto C pertenecientes a la barra 5 corresponden a Rc5.

A continuación, se muestra una tabla y un gráfico donde se ve la variación de las fuerzas resultantes para esos puntos.

	Punto A			Punto C		
	Fuerza resultante (Rc)	Fuerza eje x (Rax)	Fuerza eje y (Ray)	Fuerza resultante Rc5	Fuerza eje x (Rcx5)	Fuerza eje y (Rcy5)
Posición 1	76558	55568	-52663	83046	-55568	-61716
Posición 2	72714	60196	-40790	78153	-60196	-49843
Posición 3	69294	62957	-28950	73538	-62957	-38004
Posición 4	68959	66626	-17784	71828	-66626	-26837
Posición 5	68048	67780	-6036	69439	-67780	-15089
Posición 6	66663	66421	5676	63941	-60740	19979
Posición 7	67225	64885	17581	65443	-64885	8527
Posición 8	67322	60740	29033	66507	-66421	-3377

Figura 10.1: Resultados reacciones punto A y C placa

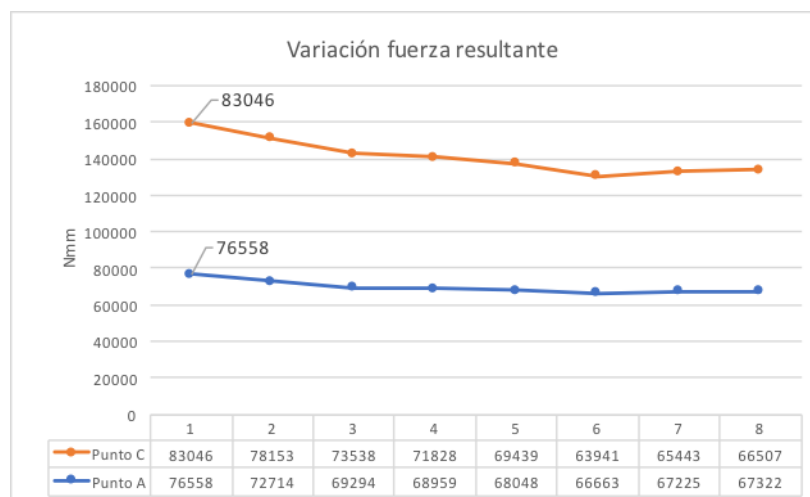


Figura 10.2: Gráfico variación fuerzas resultantes

Como se puede comprobar la posición 1 es donde los puntos A y C están sometidos a mayores fuerzas resultantes, por lo que tomaremos como referencia de estudio dicha posición. Es necesario saber que se utilizarán las reacciones en los ejes cartesianos (X, Y).

$$R_{Ax} = 55568 \text{ N}; R_{Ay} = -52663 \text{ N}$$

$$R_{cx5} = -55568 \text{ N}; R_{cy5} = -61716 \text{ N}$$

Estas reacciones hay que dividir las entre 2 a la hora del cálculo ya que contaremos con dos soportes.

10.2 Cálculo peso cuadrilátero y centro de masas

Para el cálculo de las reacciones de los puntos A y C del cuadrilátero articulado se tuvo en cuenta el peso de la cesta de trabajo y los operarios. Para el cálculo de la barra 5, además, hay que contar con el peso del propio cuadrilátero articulado, por lo que se procede al cálculo del mismo.

El peso del cuadrilátero articulado se ha obtenido mediante el programa SolidWorks, a su vez, también se ha obtenido la distancia del centro de masas a los puntos A y C para saber el momento que actúa sobre ellos debido al peso del cuadrilátero.

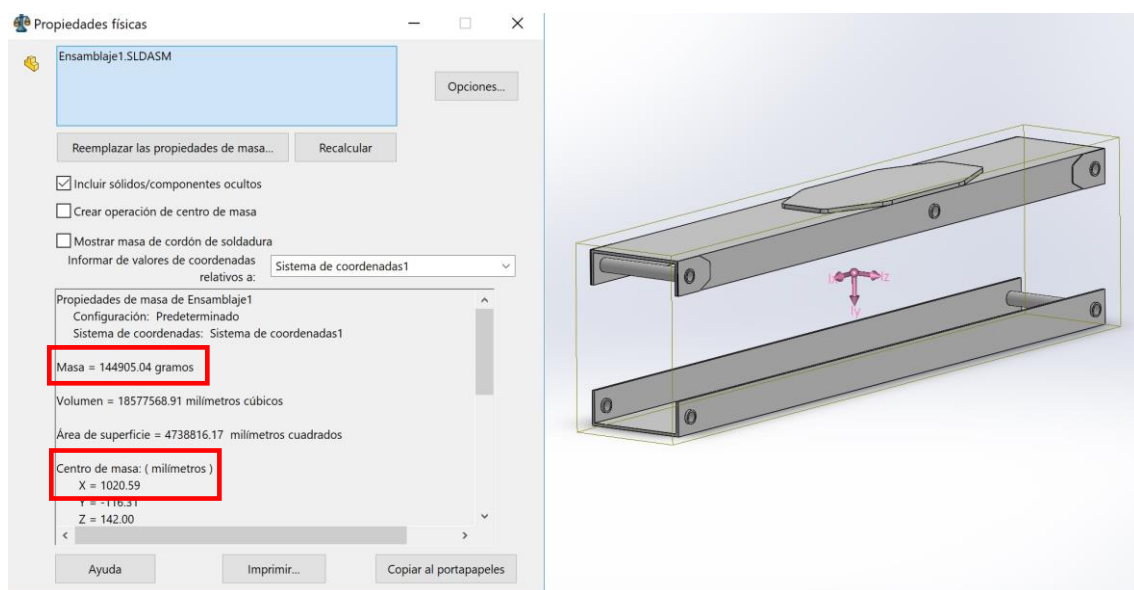


Figura 10.3: Masa y distancia centro de masas cuadrilátero

Cabe destacar que el centro de masas del cuadrilátero se ha obtenido en la posición horizontal, y es preciso calcularlo para la posición 1 en la cual las barras estaban posicionadas a 40° respecto de la horizontal, por lo que se realizará una operación aproximada para saber el centro de masas en esa posición:

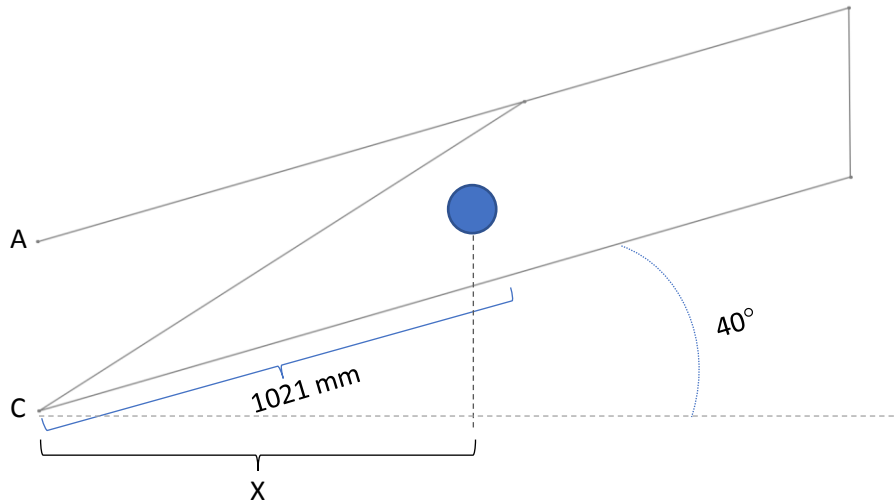


Figura 10.4: Cálculo distancia horizontal centro de masas

Realizando el cálculo aproximado se obtiene:

$$\cos 40^\circ = \frac{X}{1021} \rightarrow X = 1021 \cdot \cos 40^\circ = 782,1 \text{ mm}$$

Una vez calculada la distancia correcta del centro de masas, se calcularán las reacciones que se producen debido al peso del cuadrilátero, las cuales, más adelante, se sumarán a las reacciones de los puntos A y C nombradas anteriormente.

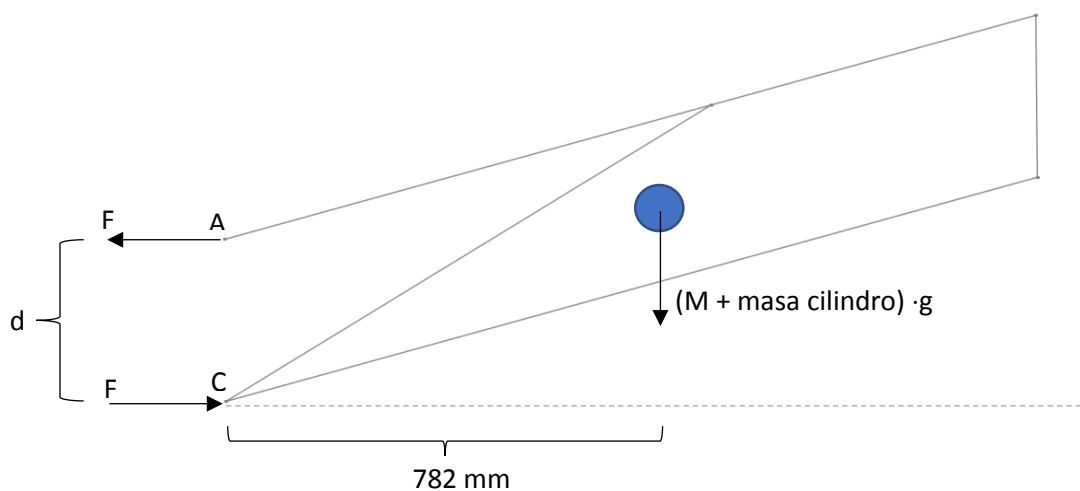


Figura 10.5: Diagrama sólido libre fuerzas en A y B

Siendo:

$$M \text{ (masa del cuadrilatero)} = 144,9 \text{ kg} \approx 145 \text{ kg}$$

$$\text{masa cilindro} = 27 \text{ kg}$$

$$g \text{ (gravedad)} = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$d \text{ (distancia entre puntos A y C)} = 400 \text{ mm}$$

Y aplicando las formulas oportunas, se obtiene:

$$F \cdot d = m \cdot g \cdot X \rightarrow F = \frac{(M + m) \cdot g \cdot X}{d} = \frac{(145 + 27) \cdot 9,81 \cdot 782}{400} = 3298,7 \text{ N}$$

$$F = 3298,7 \text{ N}$$

Esta fuerza hay que dividirla entre 2 ya que contaremos con dos barras 5, es decir, dos placas.

$$F_{\text{cuadrilatero}} = 1649,35 \text{ N}$$

10.3 Fuerzas resultantes

Se va a mostrar un boceto aproximado de cómo sería la barra 5 y así poder realizar el diagrama de sólido libre. Este boceto contará con dos figuras, una de ellas será con las reacciones en los puntos A y C y el otro dibujo corresponderá a las fuerzas generadas por el propio peso del cuadrilátero; finalmente, sumando dichos dibujos obtendremos el resultado total de las reacciones que actúan en la barra 5.

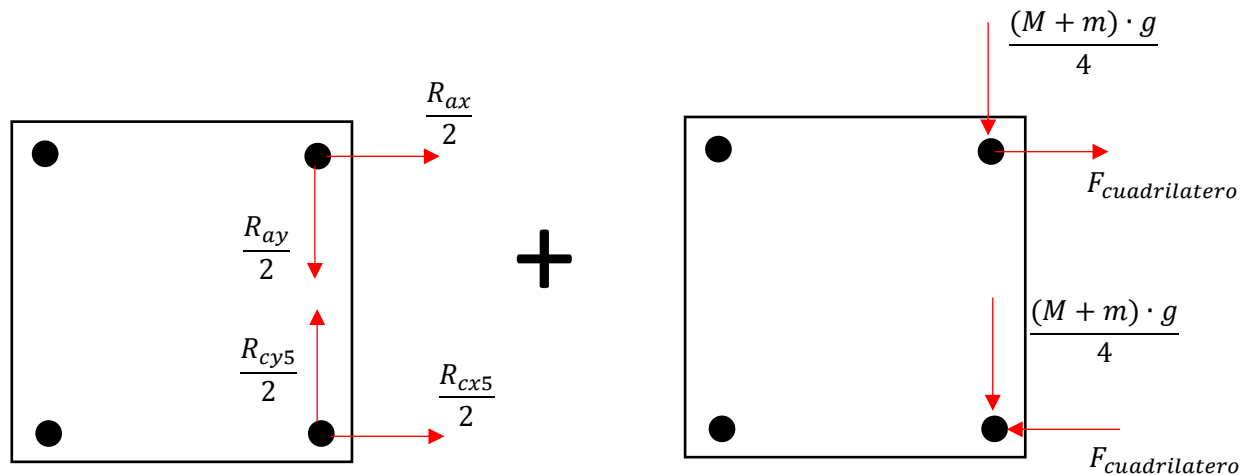


Figura 10.6: Boceto barra con sus respectivas reacciones

En los puntos de la figura 10.6 donde actúan el peso del cuadrilátero y del cilindro, también actúa una cuarta parte de la fuerza ya que se distribuye entre los 2 soportes y a su vez entre los puntos donde actúa en la barra 5.

Una vez sustituidos los valores y realizado la suma de las fuerzas, se obtiene dicho resultado, mostrado a continuación:

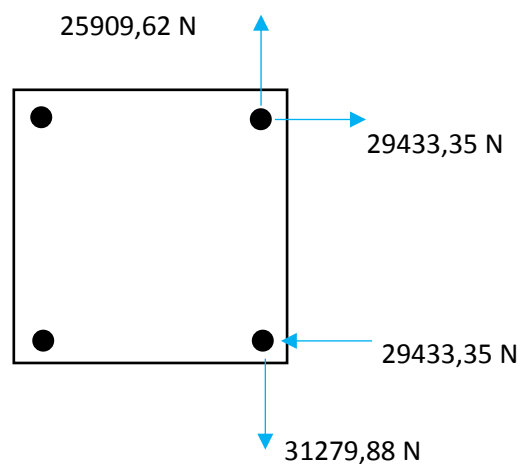


Figura 10.7: Fuerzas resultantes en la barra 5

10.4 Dimensionamiento barra 5

Los resultados de estas fuerzas se introducirán en el modelo realizado en SolidWorks y se procederá a realizar el estudio y ver si es válido el dimensionamiento.

El estudio se realizará en varias posiciones:

- Posición 1: horizontal
- Posición 2: inclinada $+10^\circ$ respecto de brazo
- Posición 3: inclinada -10° respecto del brazo

Además, también se estudiará en las posiciones máxima y mínima, es decir, en la posición más elevada del brazo y en la posición más baja.

En el programa SolidWorks se van a estudiar las distintas posiciones y se comprobará que las tensiones que se producen no sobrepasan nuestro límite de elástico, en este caso 350 MPa.

10.4.1 Diseño inicial

A continuación, se muestra el diseño y correspondiente estudio de la barra 5:

- Posición 1:

Horizontal

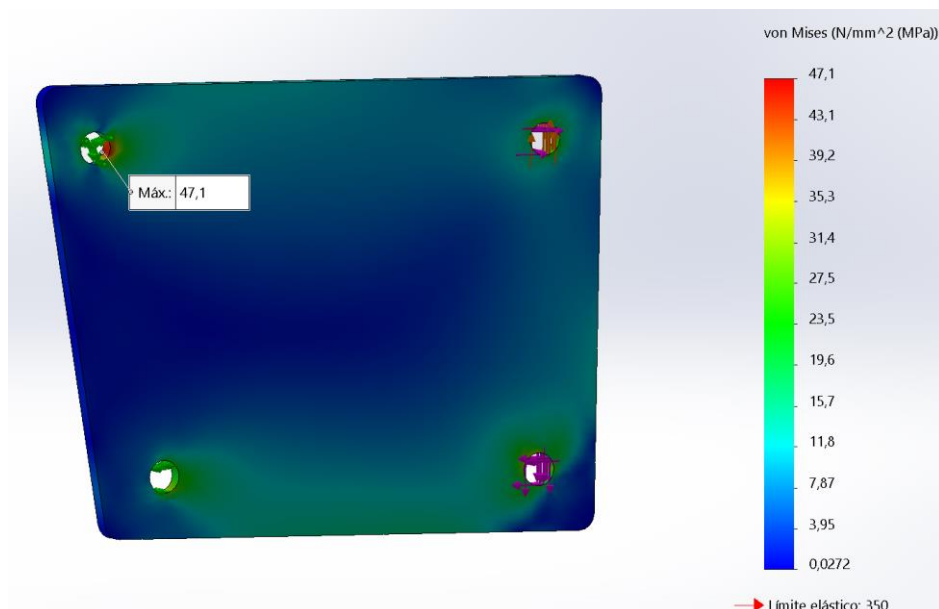


Figura 10.8: Tensiones en posición horizontal

- Posición 2:

Inclinada +10° respecto del brazo

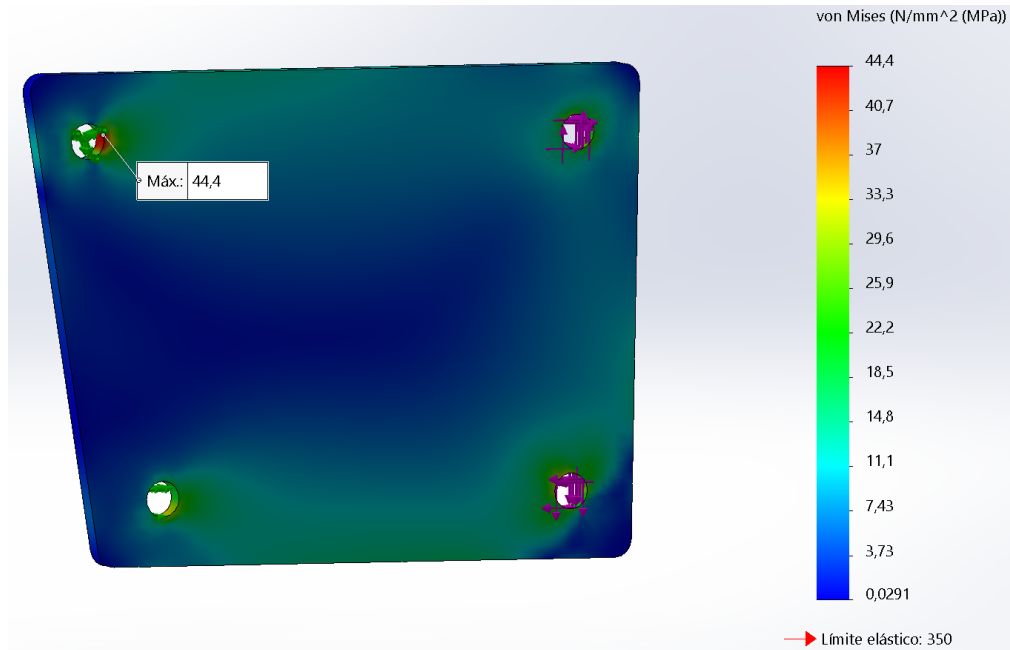


Figura 10.9: Tensiones en posición inclinada +10°

- Posición 3:

Inclinada -10° respecto del brazo

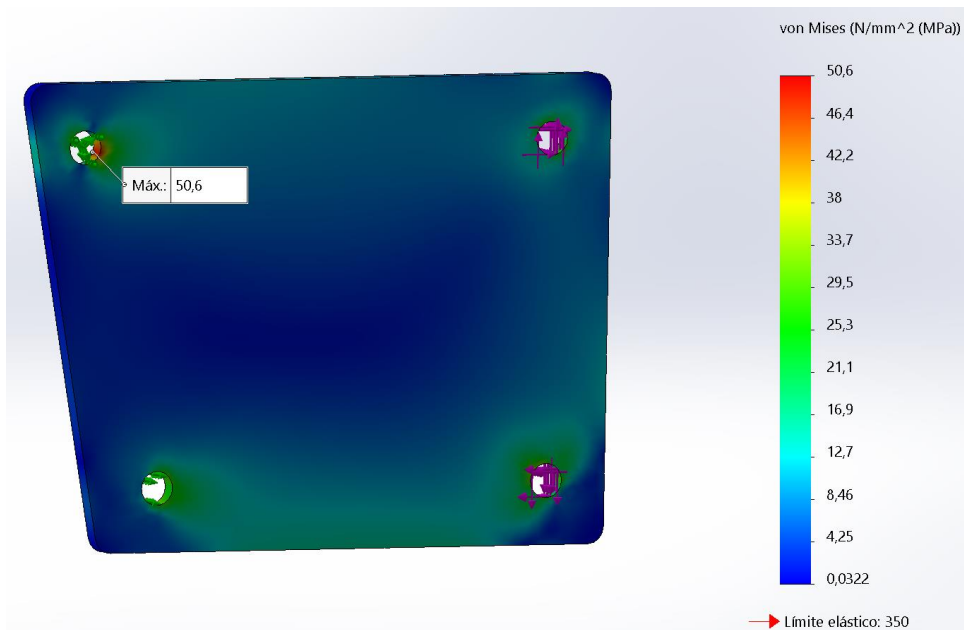


Figura 10.10: Tensiones en posición inclinada -10°

- Posición más alta que adopta el brazo:

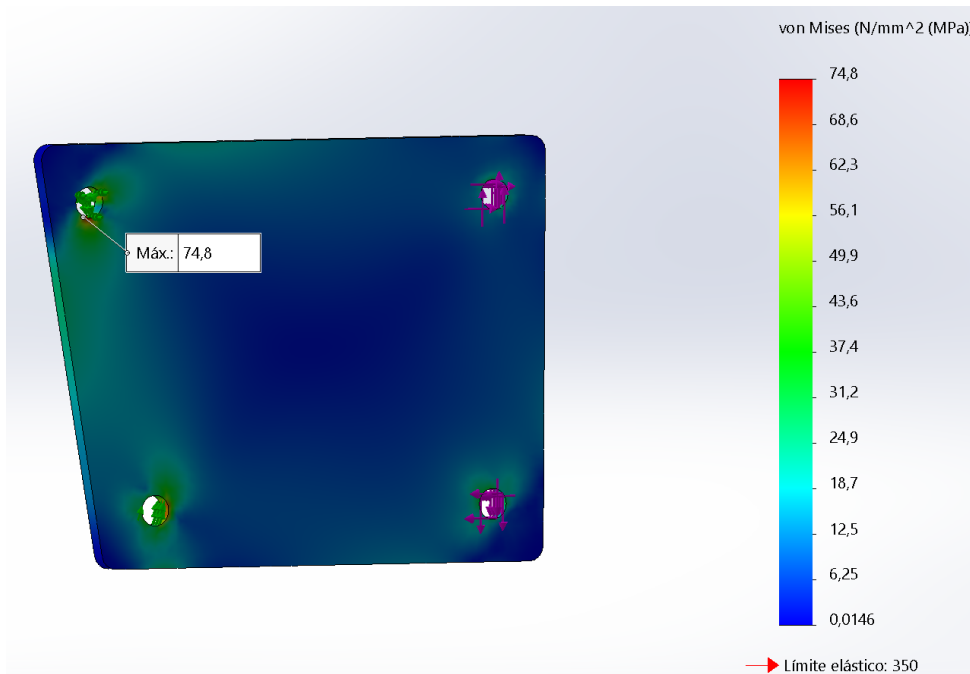


Figura 10.11: Tensiones en posición máxima

- Posición más baja que adopta el brazo:

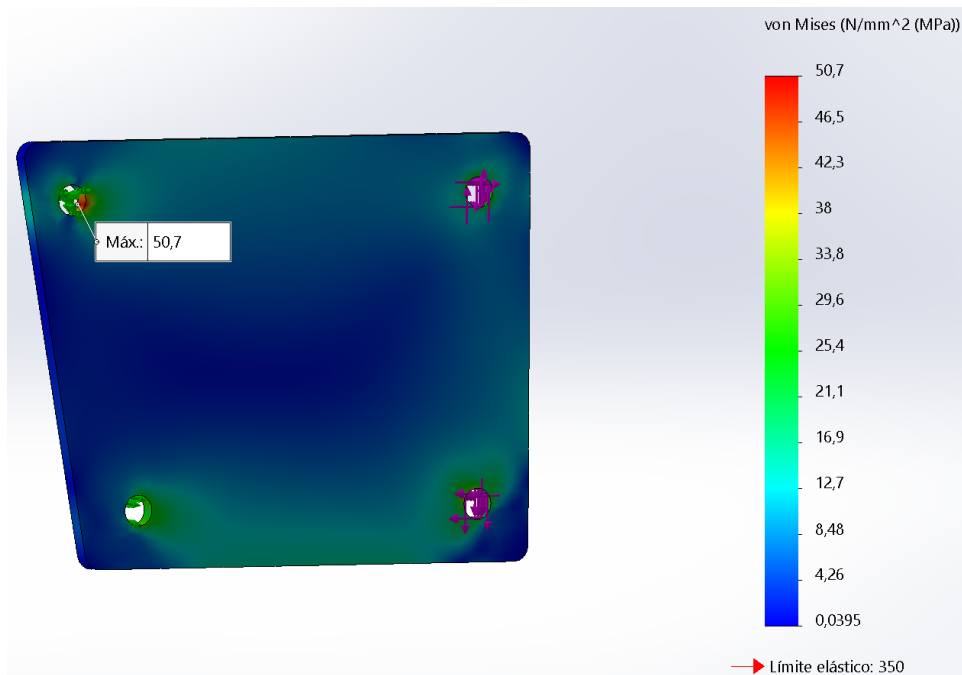


Figura 10.12: Tensiones en posición mínima

Resultados de las tensiones máximas en las distintas posiciones:

	Tensión máxima (Mpa)
Posición 1	47,1
Posición 2	44,4
Posición 3	50,6
Posición alta	74,8
Posición baja	50,7

Figura 10.13: Resultado tensiones en distintas posiciones

La máxima tensión a la que está sometida la barra 5 es de 74,8 MPa, muy por debajo de nuestra tensión de fluencia límite, por lo que la barra 5 queda correctamente diseñada.

Hay una zona bastante amplia donde la tensión es mínima, por lo que se ha decidido realizar un vaciado en el centro de la pieza, disminuyendo así el peso de la misma.

10.4.2 Diseño final

A continuación, se muestra el diseño final de la barra 5:

- Posición 1:

Horizontal

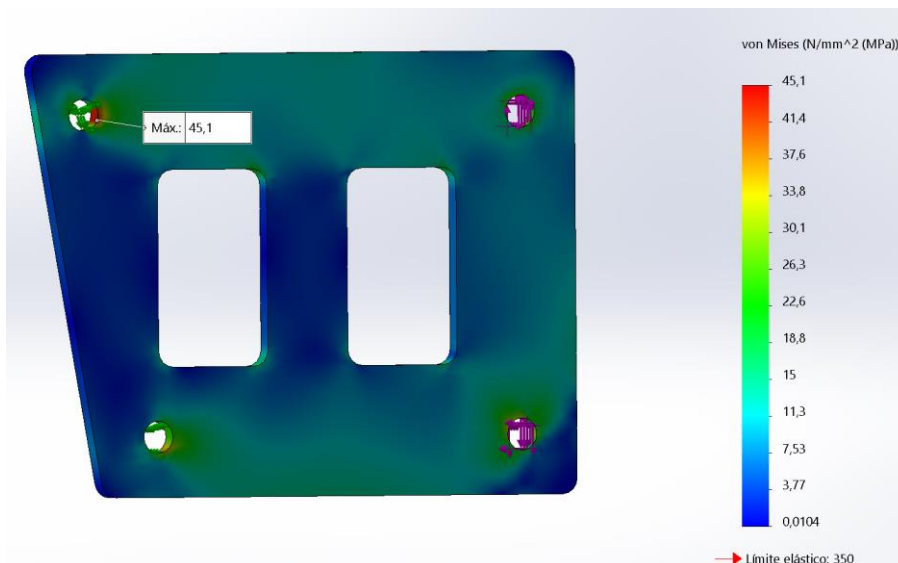


Figura 10.13: Tensiones en posición horizontal con diseño final

- Posición 2:

Inclinada $+10^\circ$ respecto de la horizontal

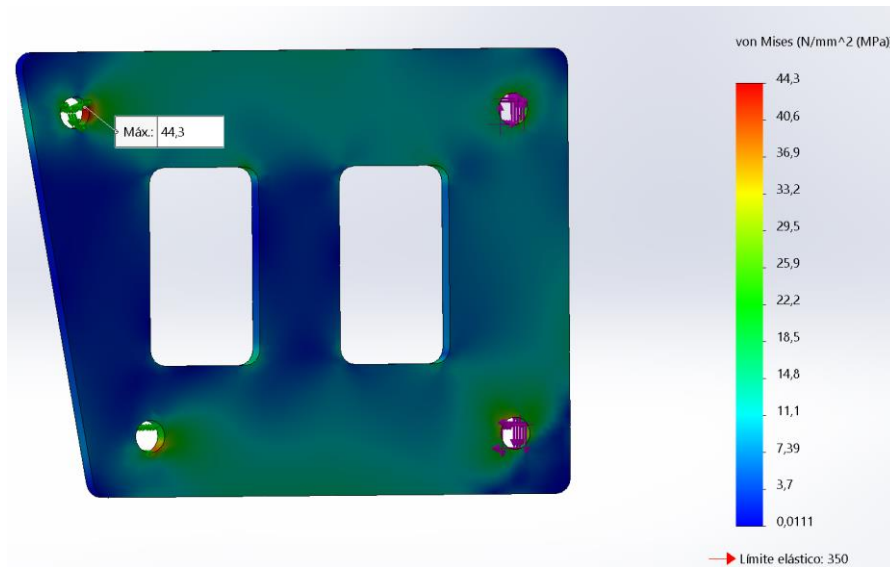


Figura 10.14: Tensiones en posición inclinada $+10^\circ$ con diseño final

- Posición 3:

Inclinada -10° respecto de la horizontal

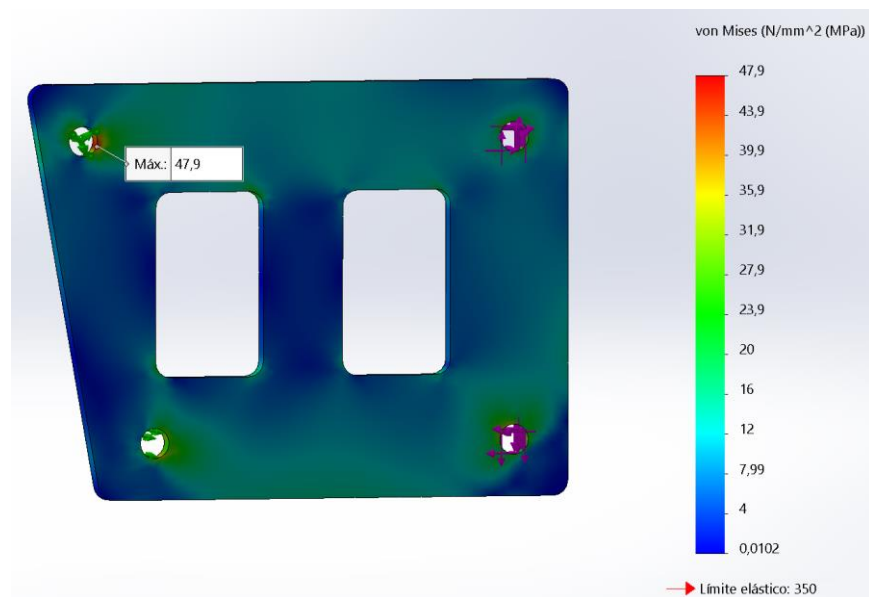


Figura 10.15: Tensiones en posición inclinada -10° con diseño final

- Posición más alta que adopta el brazo:

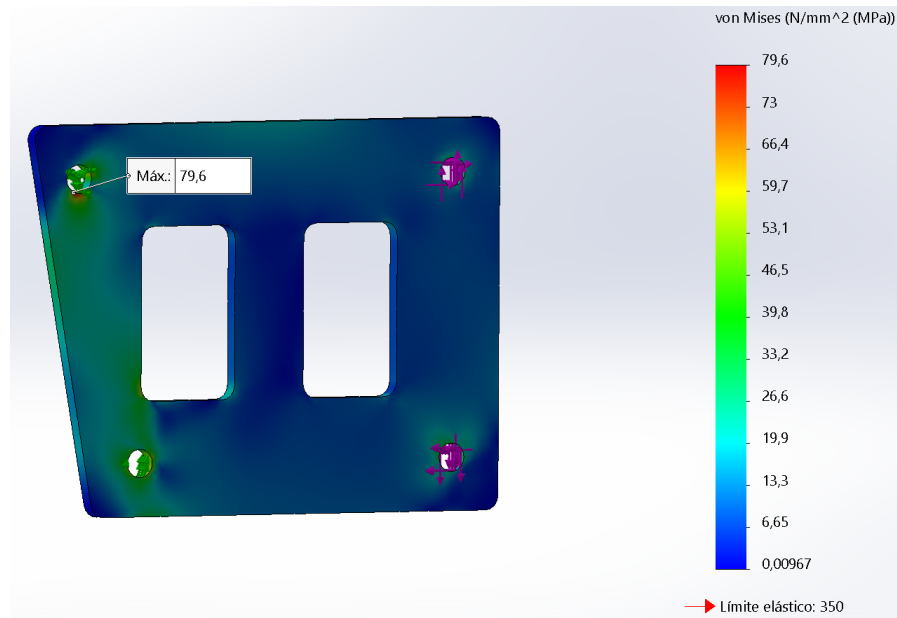


Figura 10.16: Tensiones en posición máxima con diseño final

- Posición más baja que adopta el brazo:

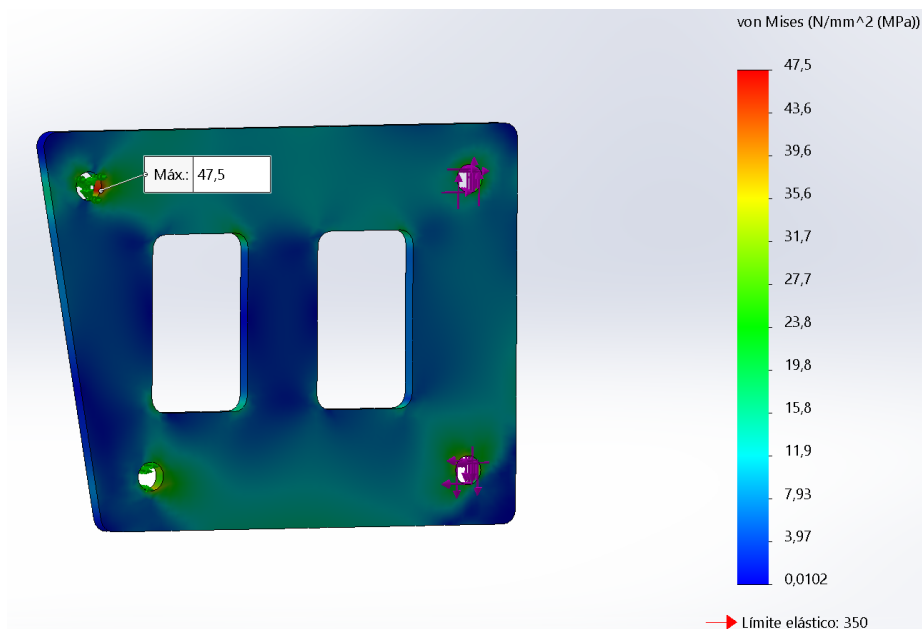


Figura 10.17: Tensiones en posición mínima con diseño final

Resultados de las tensiones máximas en las distintas posiciones:

	Tensión máxima (Mpa)
Posición 1	45,1
Posición 2	44,3
Posición 3	47,9
Posición alta	79,6
Posición baja	47,5

Figura 10.18: Resultado tensiones en distintas posiciones con diseño final

Las tensiones resultantes en la barra 5 se mantienen por debajo del límite elástico marcado por lo que queda correctamente dimensionada.

A continuación, se adjunta un croquis de la placa con su diseño final. Se muestra solo una de las dos placas que se colocaran ya que son idénticas.

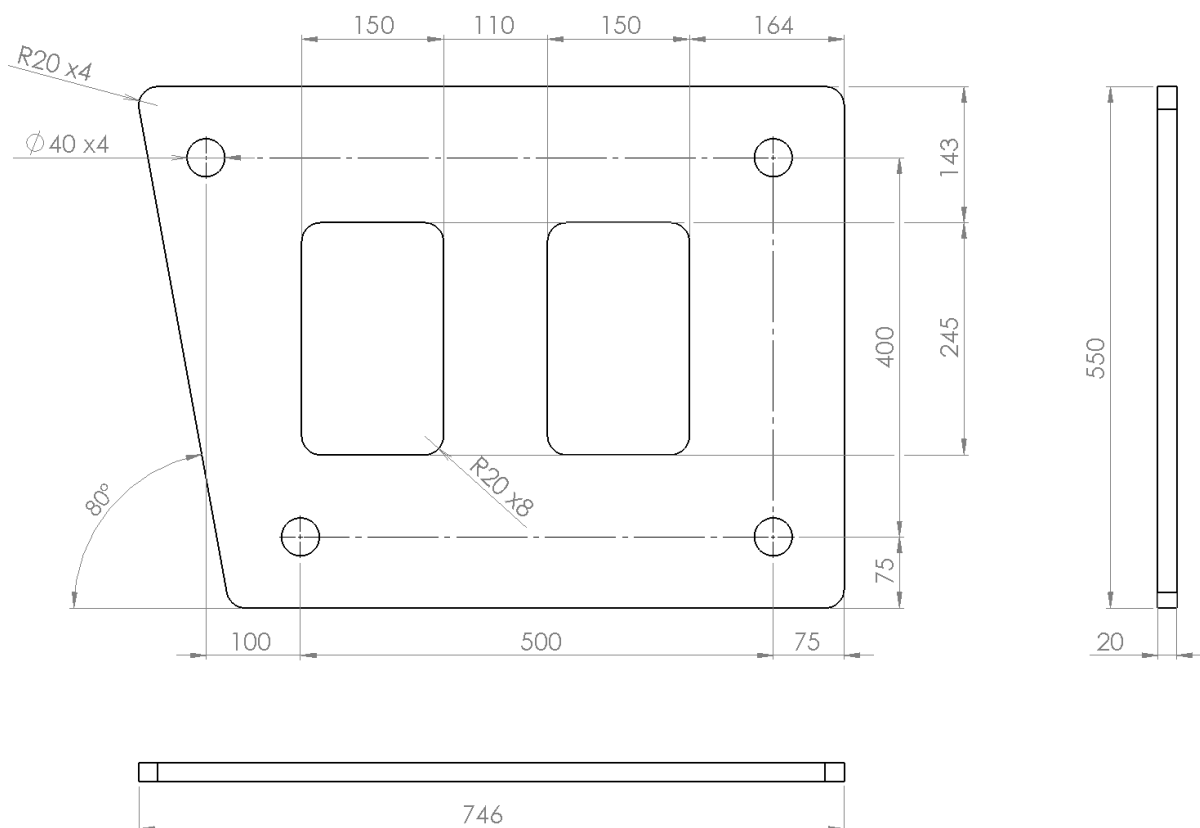


Figura 10.19: Croquis de la placa con el diseño final

10.5 Dimensionamiento del cilindro

Será necesario conocer la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro. Mediante el programa SolidWorks se ha podido obtener la fuerza resultante máxima. Para ello se ha posicionado el brazo en la posición más alta y la posición más baja y se ha sacado la fuerza resultante que ejerce el cilindro en ambas posiciones.

Se ha de definir la longitud de la carrera del cilindro para realizar los cálculos oportunos posteriormente. La longitud de la carrera del cilindro se define como la longitud del cilindro extendido menos la longitud del cilindro replegado. Para ello se ha utilizado el programa SolidWorks posicionando el brazo donde se produce la máxima extensión del cilindro y donde se produce la mínima extensión del cilindro, midiendo la distancia entre los dos puntos de apoyo.

A continuación, se muestran las imágenes para el cálculo de la carrera del cilindro.

- Posición cilindro extendido:

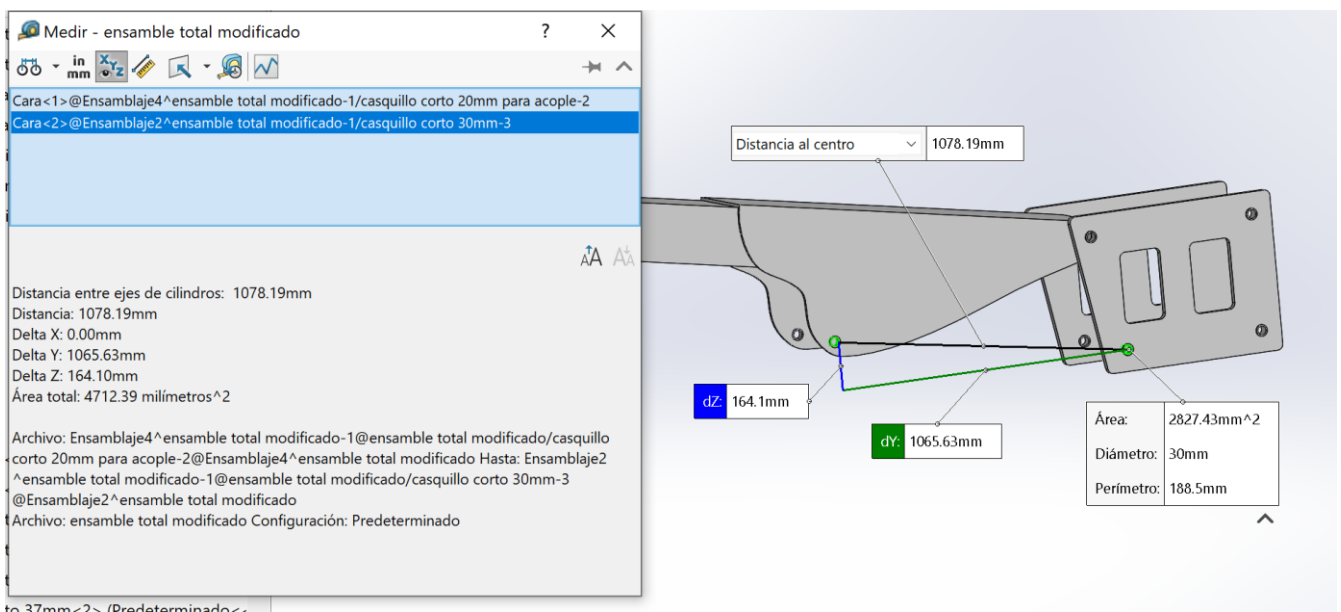


Figura 10.20: Distancia máxima entre apoyos

Tendremos que fijarnos en la distancia entre ejes de cilindros:

$$Longitud_{m\acute{a}xima} = 1078,19 \text{ mm}$$

- Posición cilindro replegado:

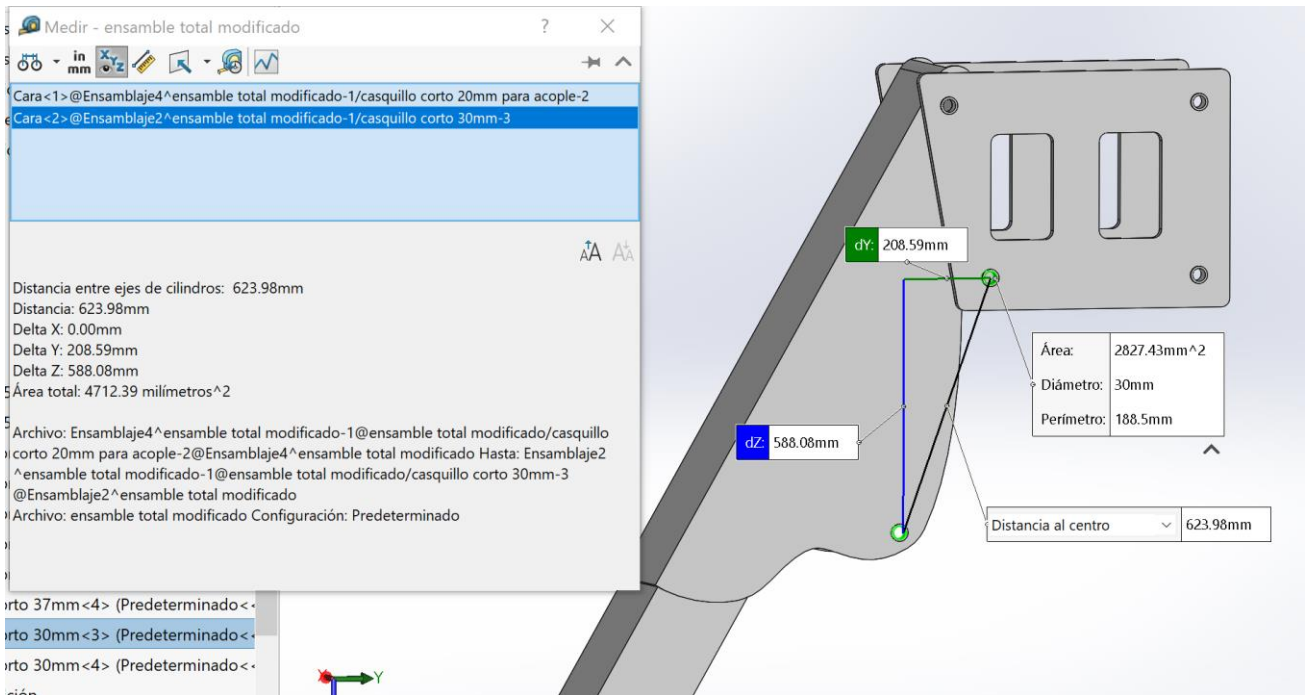


Figura 10.21: Distancia mínima entre apoyos

Tendremos que fijarnos en la distancia entre ejes de cilindros:

$$Longitud_{mínima} = 623,98 \text{ mm}$$

Una vez conocidas estas longitudes, se procede a calcular la carrera del cilindro:

$$Carrera_{cilindro} = Longitud_{máxima} - Longitud_{mínima} = 1078,19 - 623,98 = 454,21 \text{ mm}$$

$$Carrera_{cilindro} = 454,21 \text{ mm} \approx 455 \text{ mm}$$

Una vez calculada la carrera necesaria, se procede a calcular la fuerza máxima resultante. Para ello utilizando el programa SolidWorks se obtendrá la fuerza resultante para las dos posiciones estudiadas, la posición más alta del brazo y la posición más baja.

- Fuerza resultante en la posición más alta:

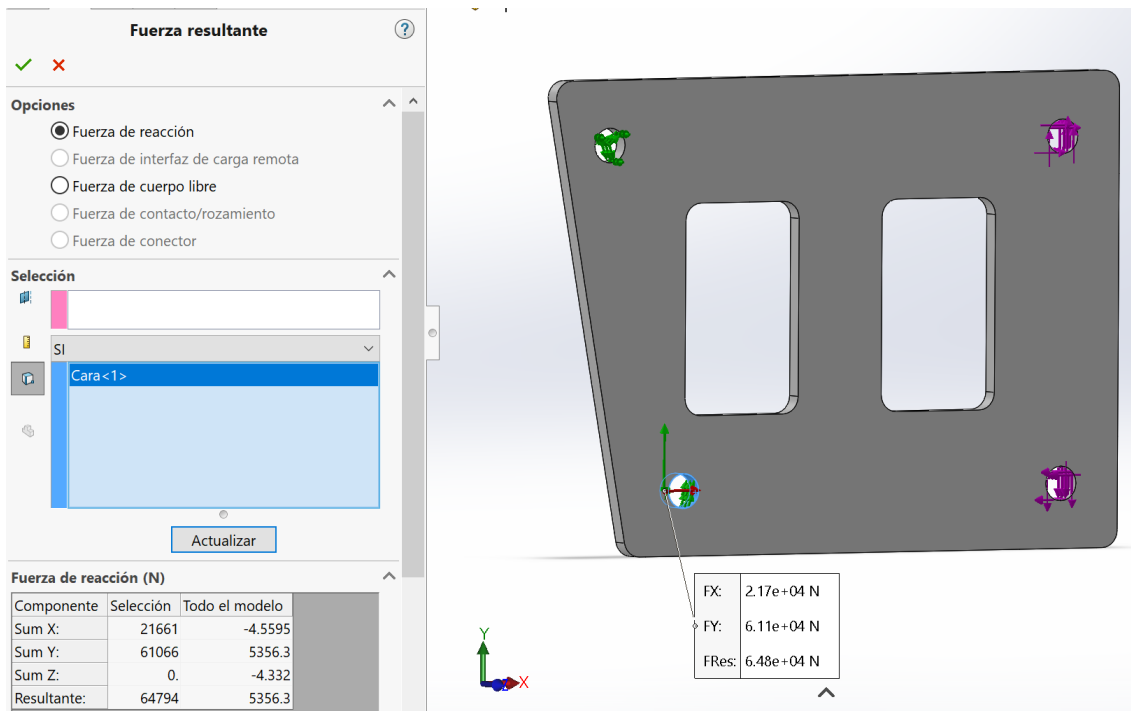


Figura 10.22: Fuerza resultante en posición alta

$$F_{cilindro} = 64794 \text{ N}$$

- Fuerza resultante en la posición más baja:

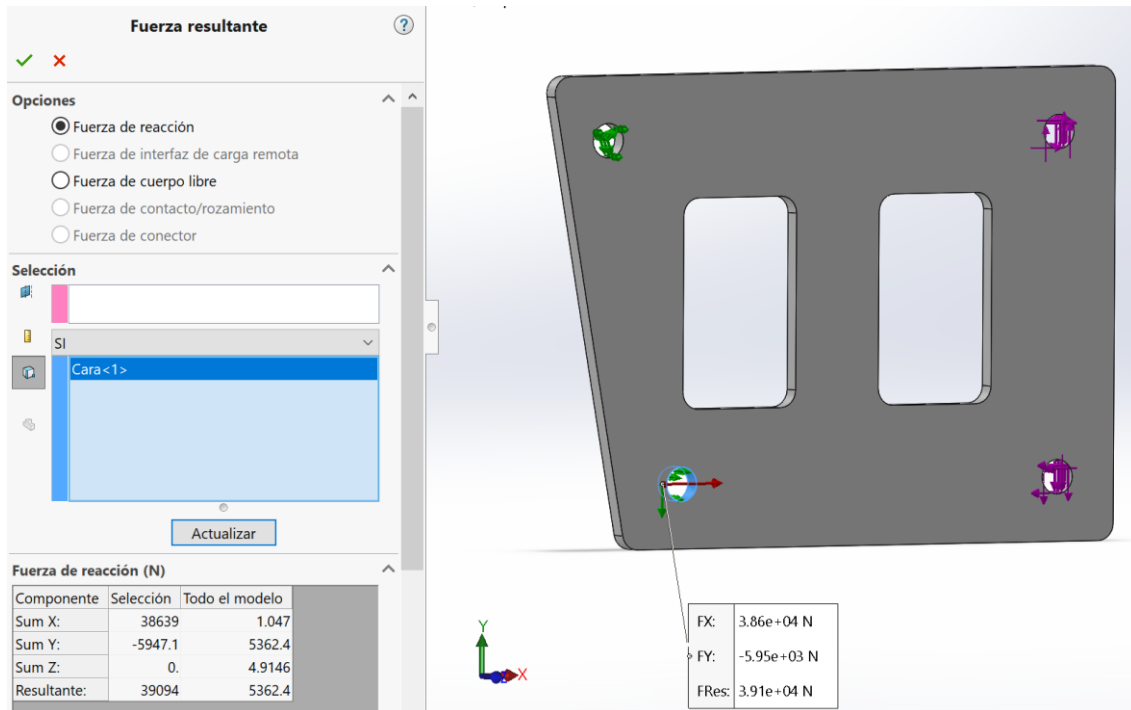


Figura 10.23: Fuerza resultante en posición baja

$$F_{cilindro} = 39094 \text{ N}$$

	Fuerza resultante (N)
Posición alta	64794
Posición baja	39094

Figura 10.24: Resultados fuerza resultante

La fuerza máxima se produce en la posición más alta, por lo que se utilizará dicha fuerza para el cálculo del cilindro.

$$F_{maxima cilindro} = 64794 \text{ N}$$

10.5.1 Dimensionamiento del pistón

Se fijará una presión inicial de 170 bares, y una vez calculadas las características del cilindro se seleccionará uno.

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a [N] = \frac{p [\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81 [\text{bar}/\text{MPa}]}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$39487 = \frac{170 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{9,81}$$

$$D = \sqrt{\frac{64794 \cdot 4 \cdot 9,81}{170 \cdot \pi}} = 69 \text{ mm}$$

$$D = 69 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro necesario del pistón, se busca un cilindro hidráulico en los catálogos disponibles. En este caso se ha optado por el catálogo de la marca BASTIMEC hydraulics.

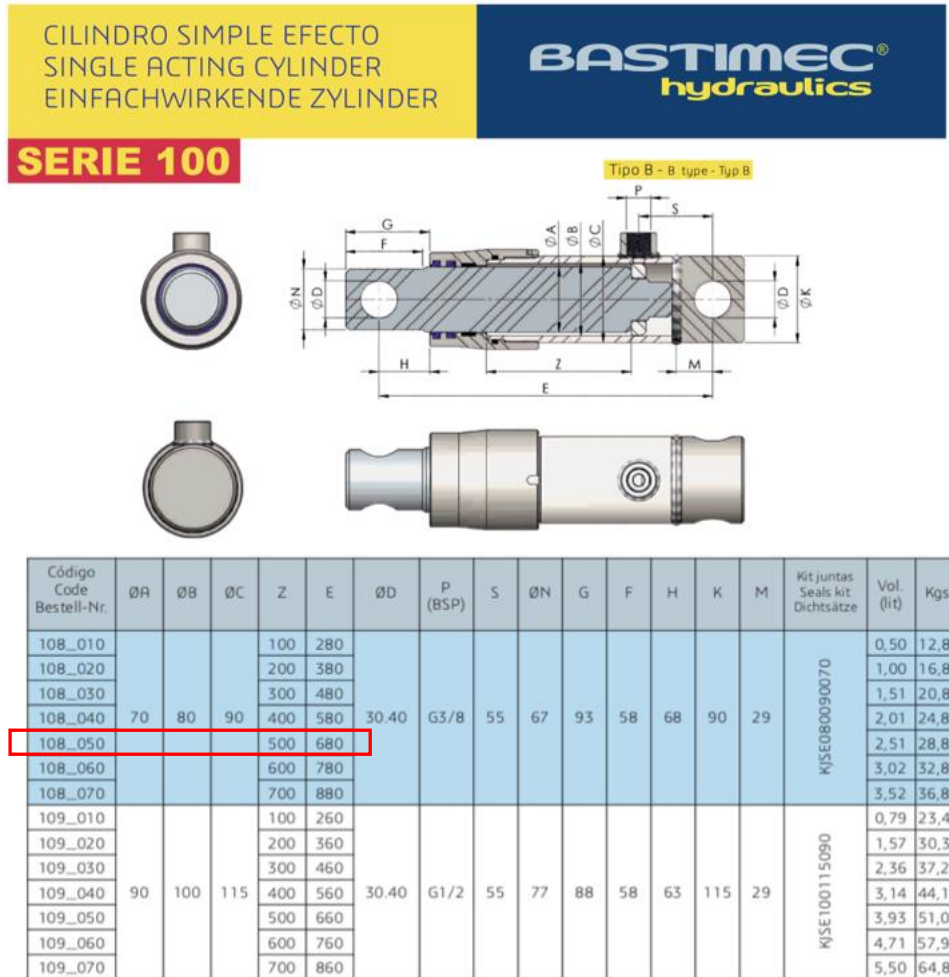


Figura 10.25: Catálogo cilindros Bastimec hydraulics

Se selecciona el cilindro con el código 108_050, el cual cuenta con un diámetro de pistón de 80 mm.

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

Ahora es necesario recalcular la nueva presión de trabajo.

$$p = \frac{F_a \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{64794 \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 126,45 \text{ bar}$$

10.5.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

El vástago empuja el elemento que quiere mover y cabe la posibilidad de que este falle a pandeo ya que se encuentra sometidos a esfuerzos de compresión, por lo que el dimensionamiento del vástago se realizara estudiando el posible fallo a pandeo.

Para ello es necesario seleccionar los tipos de apoyo del cilindro y seleccionar correctamente el coeficiente de pandeo (β).

En la siguiente tabla se encuentran los distintos tipos de apoyo:

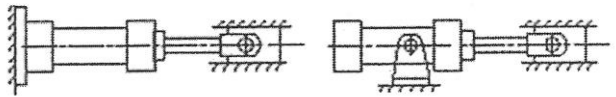
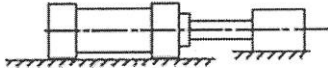
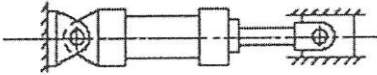
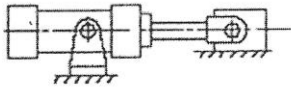
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rígidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rígidamente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

Figura 10.26: Tipos de fijación cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será $\beta=2$. Obtenida la carrera del cilindro y el coeficiente de pandeo, se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Carrera_{cilindro} \cdot \beta = 455 \cdot 2 = 910 \text{ mm}$$

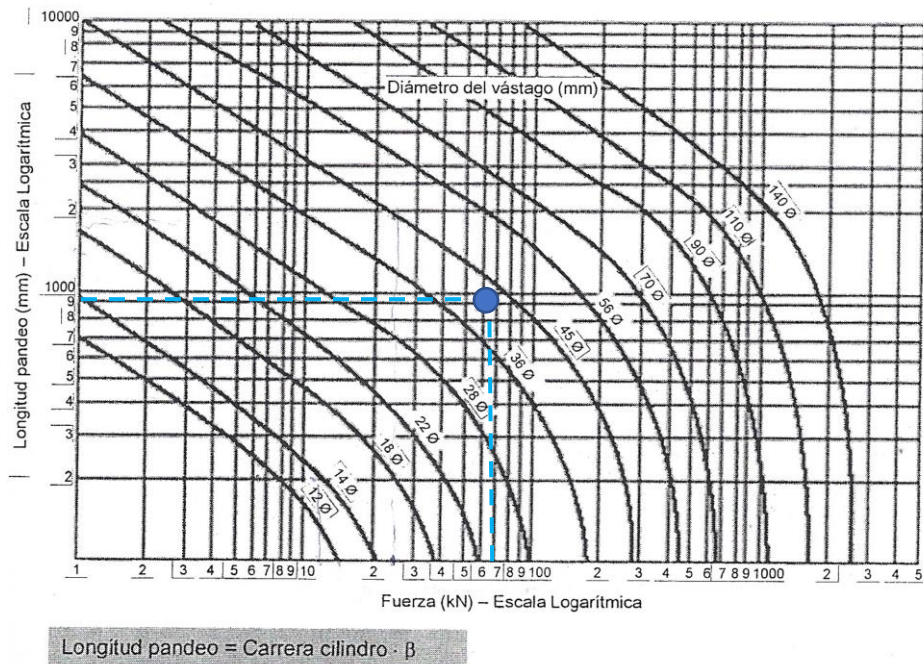


Figura 10.27: Gráfico pandeo en cilindros

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro mínimo es 45 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{vástago} = 45 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago del cilindro escogido es de 70 mm, por lo que el dimensionamiento es correcto.

En este caso, el cilindro comercial tiene una carrera de 500 mm y la carrera necesaria es de 455 mm, por lo que se colocaran internamente unos topes en el cilindro adaptándonos así a la carrera necesaria. Esta solución adoptada evitará que se produzcan errores a la hora de manipular la plataforma.

11. Dimensionamiento del brazo

11.1 Reacciones en el brazo

Antes de estudiar el sistema será necesario establecer una nomenclatura de los distintos ángulos del brazo y el cilindro.

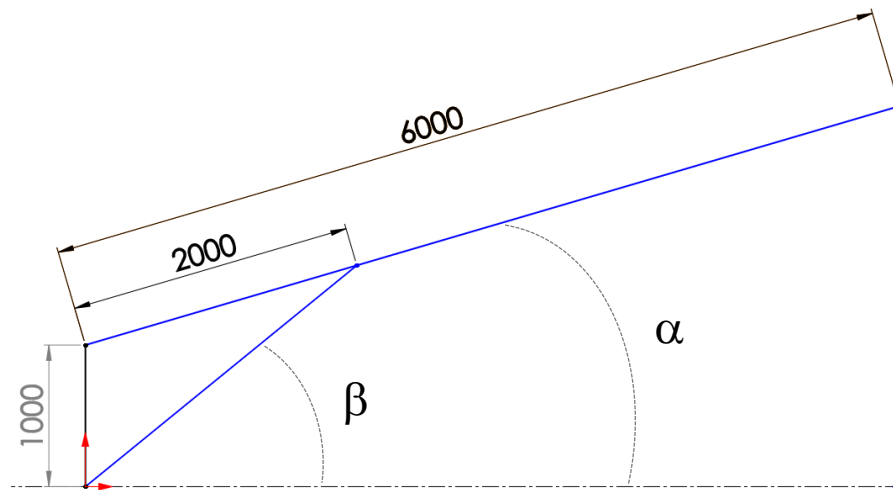


Figura 11.1: Nomenclatura ángulos brazo

Angulo alfa (α): corresponderá al ángulo que forma el brazo con la horizontal.

Angulo beta (β): corresponderá al ángulo que forma el cilindro con la horizontal.

Es necesario conocer el peso (P) y el momento total (Mt).

El peso total se ha calculado de la siguiente forma:

$$P_{total} = (\text{Peso cesta trabajo} + \text{Soporte cesta}) + \text{Cuadrilatero} + \text{operarios} + \text{herramienta}$$

$$P_{total} = 6464,8 \text{ N}$$

Ha sido necesario conocer el centro de masas de todo este conjunto. Se ha utilizado el programa SolidWorks para hallarlo.

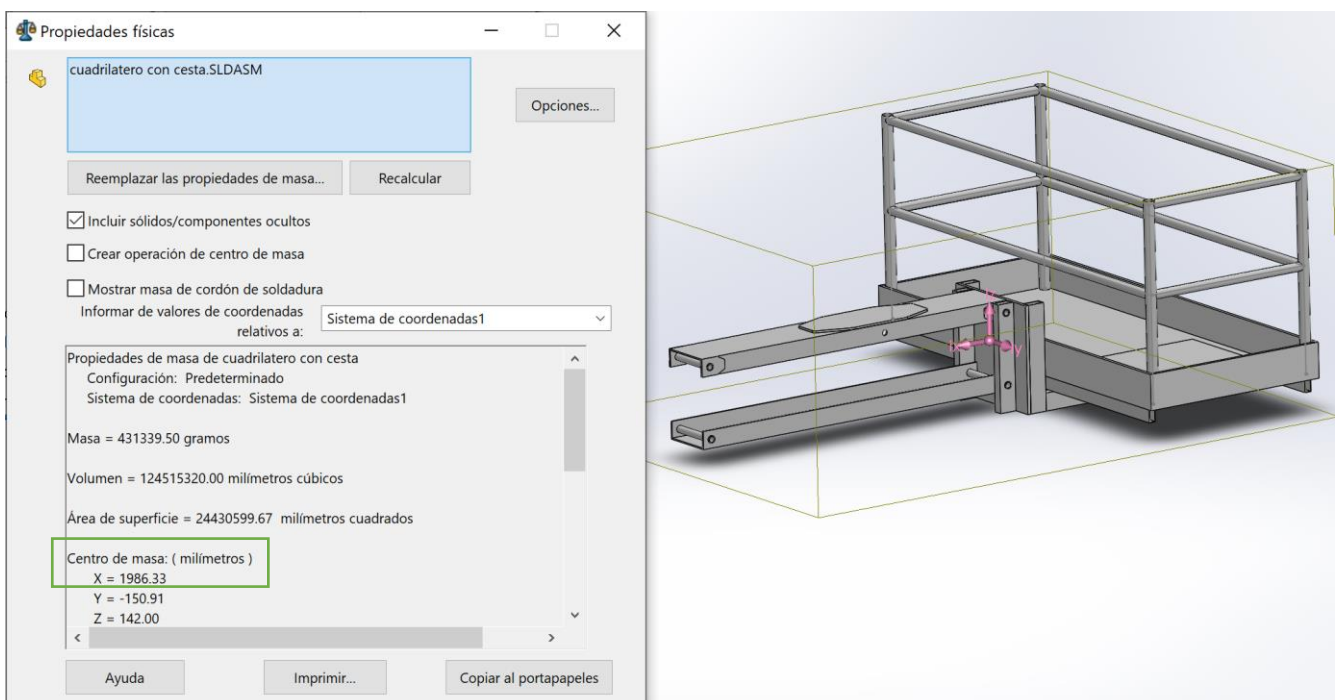


Figura 11.2: Cálculo centro de masas con SolidWorks

Obtenido el centro de masas, se puede calcular el momento total que ejercerá este conjunto:

$$M_{total} = P_{total} \cdot \text{Distancia}_{\text{centro de masa}}$$

$$M_{total} = 12839072 \text{ Nmm}$$

11.1.1 Ecuaciones de equilibrio en el brazo

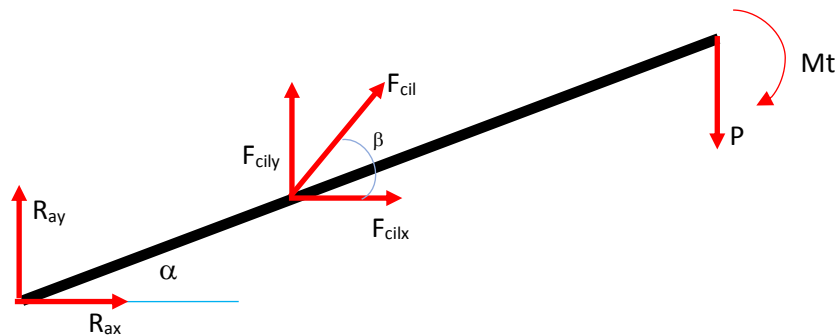


Figura 11.3: Reacciones en el brazo

Siendo $F_{cilx} = F_{cil} \cdot \cos(\beta)$ y $F_{cily} = F_{cil} \cdot \sin(\beta)$, queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{ax} + F_{cil} \cdot \cos(\beta) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} + F_{cil} \cdot \sin(\beta) - P = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \sin(\beta) \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - F_{cil} \cdot \cos(\beta) \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) - P \cdot 6000 \cdot \cos(\alpha) - M_t = 0$$

11.2 Resultados reacciones en el brazo

Para resolver las ecuaciones que se han planteado para cada posición que puede adoptar el brazo, se utilizará el programa EES.

Se han figurado 6 posiciones para el cuadrilátero articulado, dependiendo de los ángulos α y β .

A continuación, se muestran los resultados de las reacciones de las barras, en Newton (N), para distintas posiciones del brazo.

11.2.1 Resultados reacciones en la posición 1

La posición 1 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=50^\circ$, $\beta=63^\circ$)

$\alpha=50$
 $\beta=63$
 $R_{ax}+F_{cil}\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\sin(\beta)*2000\cos(\alpha)-F_{cil}\cos(\beta)*2000\sin(\alpha)-P*6000\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = 50$	$\beta = 63$	$F_{cil} = 83956$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -38115$	$R_{ay} = -68341$			

11.2.2 Resultados reacciones en la posición 2

La posición 2 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=30^\circ$, $\beta=49^\circ$)

$\alpha=30$
 $\beta=49$
 $R_{ax}+F_{cil}\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\sin(\beta)*2000\cos(\alpha)-F_{cil}\cos(\beta)*2000\sin(\alpha)-P*6000\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = 30$	$\beta = 49$	$F_{cil} = 71308$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -46782$	$R_{ay} = -47352$			

11.2.3 Resultados reacciones en la posición 3

La posición 3 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=20^\circ$, $\beta=42^\circ$)

$\alpha=20$
 $\beta=42$
 $R_{ax}+F_{cil}\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\sin(\beta)*2000\cos(\alpha)-F_{cil}\cos(\beta)*2000\sin(\alpha)-P*6000\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = 20$	$\beta = 42$	$F_{cil} = 65787$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -48889$	$R_{ay} = -37555$			

11.2.4 Resultados reacciones en la posición 4

La posición 4 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=10^\circ$, $\beta=34^\circ$)

$\alpha=10$
 $\beta=34$
 $R_{ax}+F_{cil}\cdot\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\cdot\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\cdot\sin(\beta)\cdot 2000\cdot\cos(\alpha)-F_{cil}\cdot\cos(\beta)\cdot 2000\cdot\sin(\alpha)-P\cdot 6000\cdot\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = 10$	$\beta = 34$	$F_{cil} = 62742$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -52015$	$R_{ay} = -28620$			

11.2.5 Resultados reacciones en la posición 5

La posición 5 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=0^\circ$, $\beta=27^\circ$)

$\alpha=0$
 $\beta=27$
 $R_{ax}+F_{cil}\cdot\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\cdot\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\cdot\sin(\beta)\cdot 2000\cdot\cos(\alpha)-F_{cil}\cdot\cos(\beta)\cdot 2000\cdot\sin(\alpha)-P\cdot 6000\cdot\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = 0$	$\beta = 27$	$F_{cil} = 56860$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -50663$	$R_{ay} = -19349$			

11.2.6 Resultados reacciones en la posición 6

La posición 5 se corresponde con los siguientes ángulos: ($\alpha=-10^\circ$, $\beta=18^\circ$)

$\alpha=-10$
 $\beta=18$
 $R_{ax}+F_{cil}\cdot\cos(\beta)=0$
 $R_{ay}+F_{cil}\cdot\sin(\beta)-P=0$
 $F_{cil}\cdot\sin(\beta)\cdot 2000\cdot\cos(\alpha)-F_{cil}\cdot\cos(\beta)\cdot 2000\cdot\sin(\alpha)-P\cdot 6000\cdot\cos(\alpha)-M_t=0$
 $P=6464,8$
 $M_t=12839072,94$

$\alpha = -10$	$\beta = 18$	$F_{cil} = 54357$	$M_t = 1,284E+07$	$P = 6465$
$R_{ax} = -51697$	$R_{ay} = -10333$			

11.3 Proyecciones de las reacciones: axil y cortante

Para el correcto dimensionamiento es necesario proyectar las reacciones de ejes cartesianos a ejes locales de la barra.

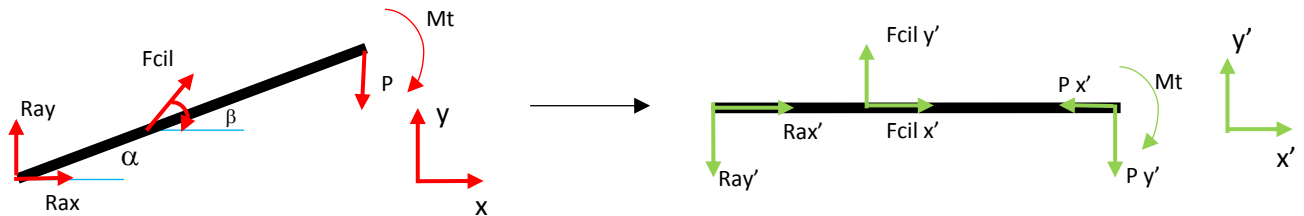


Figura 11.4: Proyecciones en ejes locales del brazo

	Punto A					
	Rax			Ray		
	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza axil (eje x' local)	Fuerza cortante (eje y' local)	Ejes cartesianos (X,Y)	Fuerza axil (eje x' local)	Fuerza cortante (eje y' local)
Posición 1	-38115	-24499,8	29197,8	-68341	-52352,2	-43928,7
Posición 2	-46782	-40514,4	23391,0	-47352	-23676,0	-41008,0
Posición 3	-48889	-45940,6	16721,0	-37555	-12844,6	-35290,2
Posición 4	-52015	-51224,8	9032,3	-28620	-4969,8	-28185,2
Posición 5	-50663	-50663,0	0,0	-19349	0,0	-19349,0
Posición 6	-51697	-50911,6	-8977,1	-10333	1794,3	-10176,0

Tabla 11.1: Resultado de las reacciones en el punto A

Una vez proyectadas las reacciones en los ejes locales, se calcula las fuerzas totales axil y cortante para el punto A en cada una de las posiciones adoptadas por el brazo.

	Punto A	
	Fuerza Axil (Rax')	Fuerza Cortante (Ray')
Posición 1	-76852,1	-14731,0
Posición 2	-64190,4	-17617,0
Posición 3	-58785,2	-18569,1
Posición 4	-56194,6	-19152,9
Posición 5	-50663,0	-19349,0
Posición 6	-49117,3	-19153,1

Tabla 11.2: Resultado fuerza axil y cortante en el punto A

Teniendo la fuerza resultante del cilindro que actúa en el punto B del brazo, se ha calculado directamente la fuerza que actúa en los ejes locales de la barra.

	Punto B		
	Fcil		
	Fuerza resultante	Fuerza axil (Fcil x')	Fuerza cortante (Fcil y')
Posición 1	83956	81804,2	18886,0
Posición 2	71308	67423,0	23215,6
Posición 3	65787	60996,6	24644,2
Posición 4	62742	57317,7	25519,5
Posición 5	56860	50662,6	25813,9
Posición 6	54357	47994,4	25519,1

Tabla 11.3: Resultado fuerza axil y cortante en el punto B

De la misma forma, pero debido a la acción del peso del conjunto calculado anteriormente, se ha obtenido directamente la fuerza que actúa en los ejes locales de la barra en el punto C.

	Punto C		
	Peso total		
	Peso total	Fuerza axil (P x')	Fuerza cortante (P y')
Posición 1	6464,8	-4952,3	-4155,5
Posición 2	6464,8	-3232,4	-5598,7
Posición 3	6464,8	-2211,1	-6074,9
Posición 4	6464,8	-1122,6	-6366,6
Posición 5	6464,8	0,0	-6464,8
Posición 6	6464,8	1122,6	-6366,6

Tabla 11.4: Resultado fuerza axil y cortante en el punto C

11.4 Cálculo de los pasadores

Para el cálculo de los pasadores, se utilizará el mismo método que en el apartado 6 de este documento. En primer lugar, se calculará la fuerza resultante en cada punto de la barra y una vez conocida la situación más crítica, es decir, donde se produzca mayor fuerza, se procederá al dimensionamiento de los mismos.

El estudio para el cálculo de los pasadores contará con dos métodos:

- Cálculo por cortante directo, mediante el cual se obtendrá el diámetro del pasador.
- Cálculo por aplastamiento, mediante el cual se obtendrá el espesor mínimo o longitud de contacto entre el pasador y la barra.

El material escogido para los pasadores es el mismo que se utilizará para el dimensionamiento de las barras de la plataforma, acero S355JR con un límite elástico de 355 MPa.

11.4.1 Reacciones en los pasadores

Una vez obtenidos los resultados mediante el programa EES, se han trasladado a una hoja Excel donde se ha realizado el cálculo oportuno para obtener la reacción absoluta en cada punto.

$$R_{absoluta} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

A continuación, se muestran los resultados de las reacciones absolutas en cada punto para todas las posiciones adoptadas.

	Punto A	Punto B	Punto C
Posición 1	78251,2	83956	6464,8
Posición 2	66564,0	71308	6464,8
Posición 3	61648,3	65787	6464,8
Posición 4	59368,9	62742	6464,8
Posición 5	54232,1	56860	6464,8
Posición 6	52719,5	54357	6464,8

Tabla 11.5: Fuerzas resultantes en cada posición

Para tener una mejor visión de cómo varían las reacciones en los pasadores en las distintas posiciones de trabajo, se adjunta un gráfico de los resultados obtenidos en la tabla 11.5.

En el eje "X" se representan las distintas posiciones de trabajo y en el eje "Y" se representa el valor de la fuerza de la reacción expresada en Newton.

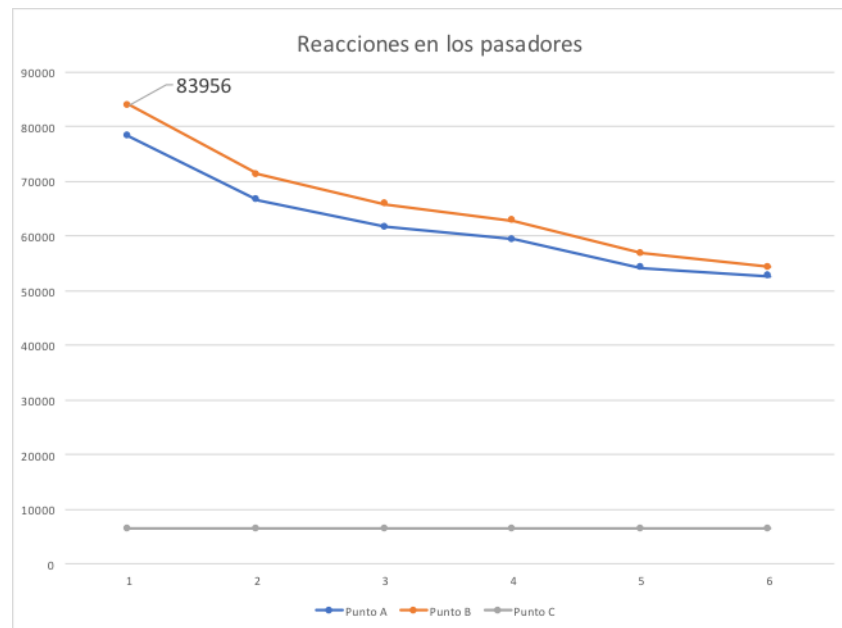


Figura 11.5: Gráfico reacciones pasadores

En el punto B actuará la fuerza resultante del cilindro, la cual también nos servirá para calcular dicho cilindro más adelante. En el punto C actúa la fuerza del peso total calculado con anterioridad.

11.4.2 Cálculo por cortante directo

Seleccionando la situación más crítica del pasador en la figura 11.5, se obtiene que el valor de la fuerza correspondiente es de:

$$F = 83956 \text{ N}$$

Al igual que en el apartado 6.1 donde se calcularon los pasadores necesarios del cuadrilátero articulado, para este tipo de pasadores, se va a tener en cuenta que están sometidos a una doble cortadura. También se tendrá en cuenta que el área a cortadura será el área transversal del pasador.

En la siguiente figura se representa el caso a doble cortadura.

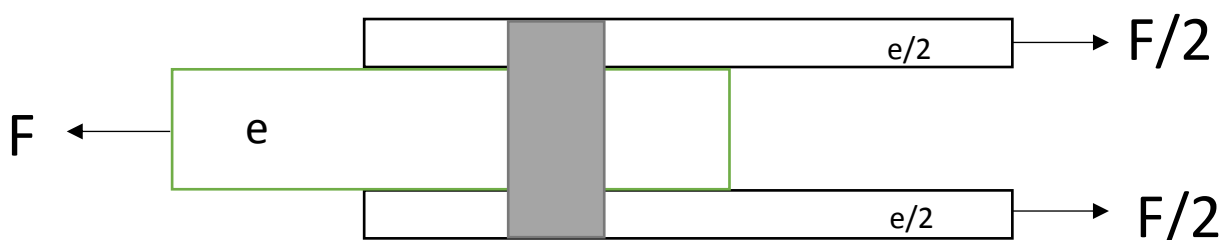


Figura 11.6: Representación doble cortadura en pasadores

Para el cálculo por cortante directo, una vez tenemos definido el coeficiente de seguridad ($C_s = 2,5$) y la tensión de fluencia $\sigma=350$ MPa, se va a utilizar el teorema del cortante máximo.

El coeficiente de seguridad se define como:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

Despejándose la tensión máxima se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

La tensión por doble cortadura se define de tal forma:

$$\tau = \frac{F/2}{A}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$\tau = \frac{F/2}{A} \rightarrow 70 = \frac{83956/2}{A}$$

El área transversal del pasador será de:

$$A = 599,68 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo, se obtiene:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow 599,68 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$d = 27,63 \text{ mm}$$

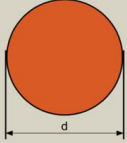
El resultado obtenido se aproximará a una medida comercial, la cual se ha buscado en un catálogo de perfiles comerciales.

En este caso, el resultado es muy similar a los pasadores calculados para el cuadrilatero por lo que se escogerá el mismo diametro de pasador.

Barras redondas de acero laminadas en caliente
Dimensiones: EN 10060: 2003
Tolerancias: EN 10060: 2003
Estado de la superficie: conforme a EN 10221: 1995, clase A

Hot rolled round steel bars
Dimensions: EN 10060: 2003
Tolerances: EN 10060: 2003
Surface condition: according to EN 10221: 1995, class A

Tondi laminati a caldo
Dimensioni: EN 10060: 2003
Tolleranze: EN 10060: 2003
Condizioni di superficie: conforme a EN 10221: 1995, classe A



Denominación Designation Designazione	Diámetro Diameter Diámetro	A			
			EN 10025-2: 2004	EN 10083: 2006	EN 10084: 2008
G	d	mm ²			
kg/m	mm	x10 ²			
R 25	25	4,91	✓	✓	✓
R 26	26	5,31	✓	✓	✓
R 26.7*	26,7	5,60	✓	✓	✓
R 27*	27	5,73	✓	✓	✓
R 28*	28	6,16	✓	✓	✓
R 29*	29	6,61	✓	✓	✓
R 29.5*	29,5	6,83	✓	✓	✓
R 29.7*	29,7	6,93	✓	✓	✓
R 30	30	7,07	✓	✓	✓
R 31*	31	7,55	✓	✓	✓
R 32	32	8,04	✓	✓	✓

Figura 11.7: Catálogo barras redondas acero

El diámetro seleccionado es **D=30mm**.

11.4.3 Cálculo por aplastamiento

Una vez que está definido el diámetro de los pasadores, se procederá a calcular el espesor necesario de la barra para que esta no falle por aplastamiento.

La tensión para este cálculo viene definida de la siguiente forma:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{d \cdot e}$$

Siendo "d" el diámetro del pasador y "e" el espesor de las barras que estén en contacto con el pasador.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e}$$

La mayor fuerza a la que está sometido el brazo es la propia fuerza del cilindro. Se sustituirá la fórmula con dicha fuerza y se obtendrá el espesor necesario de las orejetas del cilindro. A su vez, si dividimos el espesor calculado entre dos, al ser doble cortadura, obtendremos el espesor necesario del brazo.

$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e} \rightarrow 70 = \frac{83956}{2 \cdot 30 \cdot e} \rightarrow e = 20 \text{ mm}$$

El espesor mínimo para las orejetas del cilindro será:

$$e = 20 \text{ mm}$$

Dividiendo este espesor entre dos, obtendremos el espesor mínimo necesario del brazo para que no falle por aplastamiento en la zona de los pasadores.

Espesor mínimo del brazo será:

$$e = 10 \text{ mm}$$

11.5 Diagramas de esfuerzo en el brazo

Para la realización de los diagramas de esfuerzos, al igual que en el apartado 7 de este documento, se ha optado por tomar un caso genérico y posteriormente obtener los resultados para cada posición.

Se ha tomado el criterio de signos positivo para realizar los diagramas, a continuación, se muestra la rebanada y el sentido de cada flecha siguiendo este criterio:

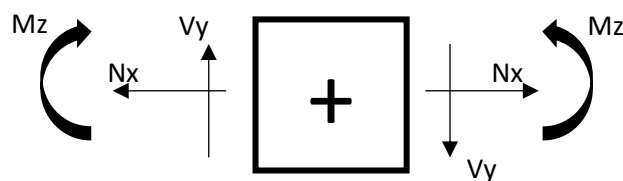


Figura 11.8: Criterio de signos para diagramas de esfuerzo

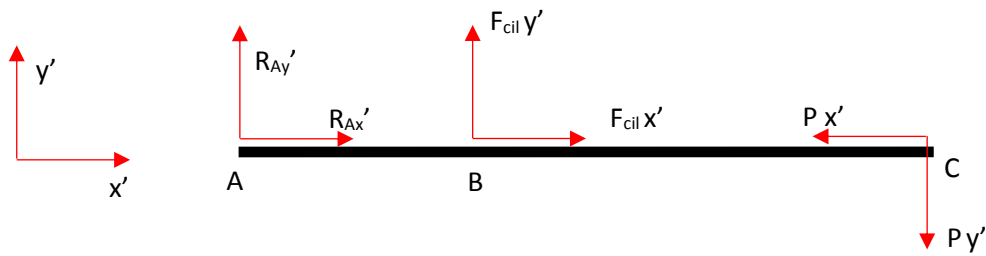


Figura 11.9: Reacciones en ejes locales brazo

Axil:

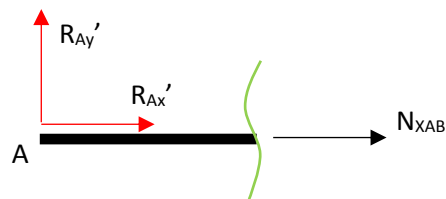


Figura 11.10: Reacciones axil brazo (corte 1)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax'} + N_{x_{AB}} = 0 \rightarrow N_{x_{AB}} = -R_{Ax'}$$

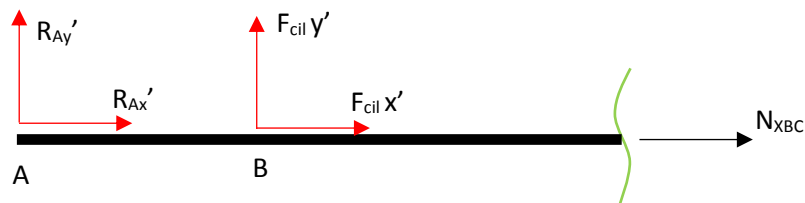


Figura 11.11: Reacciones axil brazo (corte 2)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax'} + F_{cil\ x'} + N_{x_{BC}} = 0 \rightarrow N_{x_{BC}} = -(R_{Ax'} + F_{cil\ x'})$$

Cortante:

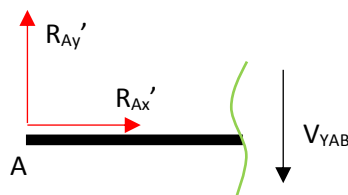


Figura 11.12: Reacciones cortante brazo (corte 1)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay'} - V_{y_{AB}} = 0 \rightarrow V_{y_{AB}} = R_{Ay'}$$

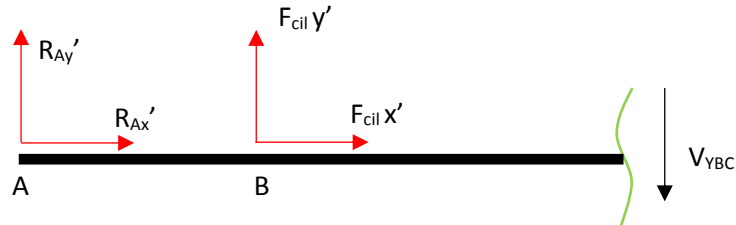


Figura 11.13: Reacciones cortante brazo (corte 2)

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay'} + F_{cilY'} - V_{yBC} = 0 \rightarrow V_{yBC} = R_{Ay'} + F_{cilY'}$$

Flector:

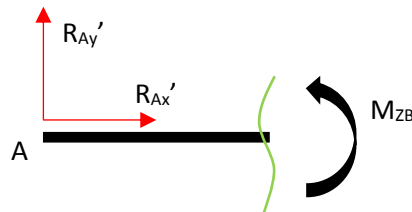


Figura 11.14: Reacciones flector brazo punto B

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -R_{Ay'} \cdot 2000 + M_{zB} = 0 \rightarrow M_{zB} = R_{Ay'} \cdot 2000$$

Una vez obtenidos los esfuerzos genéricos para el brazo, se calcula los esfuerzos axil, cortante y flector para cada posición.

	Esfuerzo Axil		Esfuerzo cortante		Esfuerzo flector	
	Nab	Nbc	Vab	Vbc	Mzb	Mt
Posición 1	76852,1	-4952,1	-14731,0	4155,0	-29461928,2	-12839072,9
Posición 2	64190,4	-3232,6	-17617,0	5598,6	-35234069,8	-12839072,9
Posición 3	58785,2	-2211,4	-18569,1	6075,1	-37138267,2	-12839072,9
Posición 4	56194,6	-1123,1	-19152,9	6366,6	-38305775,9	-12839072,9
Posición 5	50663,0	0,4	-19349,0	6464,9	-38698000,0	-12839072,9
Posición 6	49117,3	1122,9	-19153,1	6366,0	-38306216,7	-12839072,9

A continuación, se muestran los diagramas genéricos correspondientes a la barra 1.

Axil:

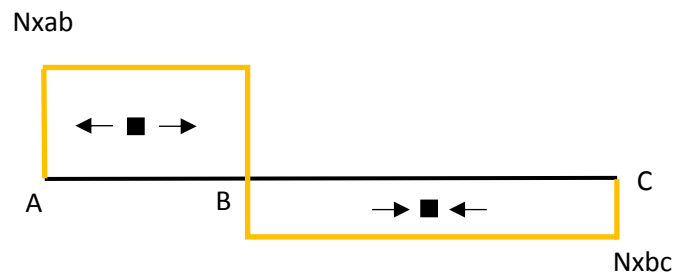


Figura 11.15: Diagrama de esfuerzo axial

Cortante:

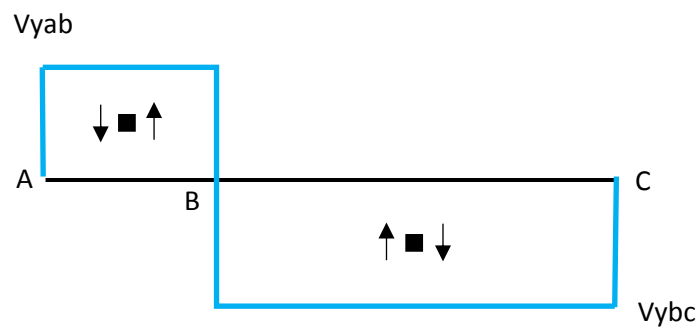


Figura 11.16: Diagrama de esfuerzo cortante

Flector:

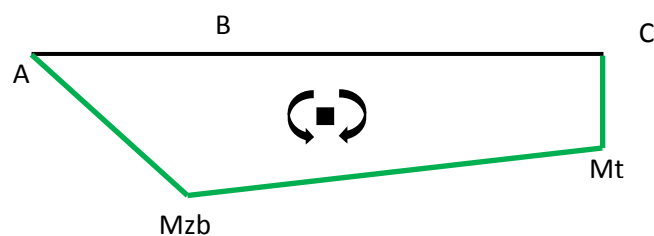


Figura 11.17: Diagrama de esfuerzo flector

11.6 Dimensionamiento del brazo

Una vez obtenido el punto más crítico del brazo, se procederá al dimensionamiento de este.

Para el dimensionamiento del brazo se utilizará el criterio del cortante máximo, el cual se define de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{Mf}{Wf}$$

Siendo:

- $\tau_{m\acute{a}x.}$, tensión máxima admisible;
- σ_f , límite de fluencia;
- Cs, coeficiente de seguridad;
- Mf_{max} , momento flector máximo;
- Wf, módulo de resistencia.

Se obtendrá una ecuación con dos incógnitas, A y Wf, por lo que se realizará una aproximación para facilitar los cálculos.

En primer lugar, se supondrá:

$$\frac{N_x}{A} \ll \frac{Mf}{Wf}$$

Así, quedará la ecuación:

$$\sigma = \frac{Mf}{Wf}$$

Sustituyendo los valores se obtendrá un módulo de resistencia mínimo necesario para que la barra no falle a flexión. Una vez seleccionado el perfil que cumpla con el módulo de resistencia, se sustituirá en la formula completa.

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{Mf}{Wf}$$

y se obtendrá el valor de σ , y por consecuencia se calculará el valor de la tensión. Esta tensión tendrá que ser menor que la máxima admisible.

$$\tau \leq \tau_{max}$$

Sustituyendo:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 2 \cdot \tau_{max} = 140 \text{ MPa}$$

El punto más crítico en el brazo es el punto B donde se encuentra el valor máximo del esfuerzo flector.

$$M_{maximo} = 38698000 \text{ Nmm}$$

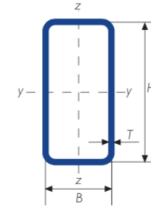
Sustituyendo, se obtiene un módulo de resistencia mínimo necesario:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} \rightarrow W_f = \frac{38698000}{140} = 276414,28 \text{ mm}^3 = 276,4 \text{ cm}^3$$

Se ha buscado en catálogos un perfil que cumpliera con el módulo de resistencia mínimo.

Para mantener la estética y facilitar con las barras restantes de la plataforma elevadora, se evaluará escoger un perfil de 300 mm de ancho. A continuación, se muestra el perfil seleccionado del catálogo técnico de tubos estructurales del proveedor CONDESA Grupo.

Gama de producto: FRÍO



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elxx}	W_{ely}	W_{plxx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_s	m	$A_{s/v}$
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m		m ⁻¹
300	150	5	34,0	43,4	5.153	1.771	10,9	6,39	344	236	422	262	4.214	407	0,883	29,4	204
300	150	6	40,5	51,6	6.074	2.080	10,8	6,35	405	277	500	309	4.988	479	0,879	24,7	170
300	150	6,3	42,2	53,7	6.266	2.150	10,8	6,32	418	287	517	321	5.234	499	0,873	23,7	162
300	150	7	46,6	59,4	6.863	2.350	10,8	6,29	458	313	569	353	5.760	546	0,870	21,5	147
300	150	8	52,8	67,2	7.684	2.623	10,7	6,25	512	350	640	396	6.491	612	0,866	18,9	129
300	150	10	64,8	82,6	9.209	3.125	10,6	6,15	614	417	776	479	7.879	733	0,857	15,4	104
300	150	12	75,4	96,1	10.298	3.498	10,4	6,03	687	466	883	546	9.154	837	0,838	13,3	87,3
300	150	12,5	78,1	99,5	10.594	3.595	10,3	6,01	706	479	912	563	9.453	862	0,836	12,8	83,9
300	150	14,2	87,2	111	11.526	3.897	10,2	5,92	768	520	1.003	619	10.412	941	0,827	11,5	74,4
300	200	4	30,6	38,9	5.073	2.737	11,4	8,38	338	274	401	305	5.527	449	0,986	32,7	253
300	200	5	38,0	48,4	6.241	3.361	11,4	8,34	416	336	496	376	6.836	552	0,983	26,3	203
300	200	6	45,2	57,6	7.370	3.962	11,3	8,29	491	396	588	446	8.115	651	0,979	22,1	170
300	200	6,3	47,1	60,0	7.624	4.104	11,3	8,27	508	410	610	463	8.524	680	0,973	21,2	162
300	200	7	52,1	66,4	8.366	4.498	11,2	8,23	558	450	671	510	9.400	746	0,970	19,2	146
300	200	8	59,1	75,2	9.389	5.042	11,2	8,19	626	504	757	574	10.627	838	0,966	16,9	128
300	200	10	72,7	92,6	11.313	6.058	11,1	8,09	754	606	921	698	12.987	1.012	0,957	13,8	103
300	200	12	84,8	108	12.788	6.854	10,9	7,96	853	685	1.056	801	15.236	1.167	0,938	11,8	86,8
300	200	12,5	88,0	112	13.179	7.060	10,8	7,94	879	706	1.091	828	15.768	1.205	0,936	11,4	83,5
300	200	14,2	98,3	125	14.428	7.717	10,7	7,85	962	772	1.206	915	17.507	1.325	0,927	10,2	74,0

Figura 11.18: Catálogo perfil tubular

El perfil seleccionado será de **300x200 mm** con un módulo elástico de **336 cm³**.

El perfil que se ha seleccionado no cumple con el espesor necesario calculado en el apartado 11.4 de este documento, el cual era 10mm. Se tomará como solución soldar unas chapas de 6mm en las zonas de los pasadores para que no se produzca fallo por aplastamiento.

A continuación, se muestra un modelo de las chapas a soldar:

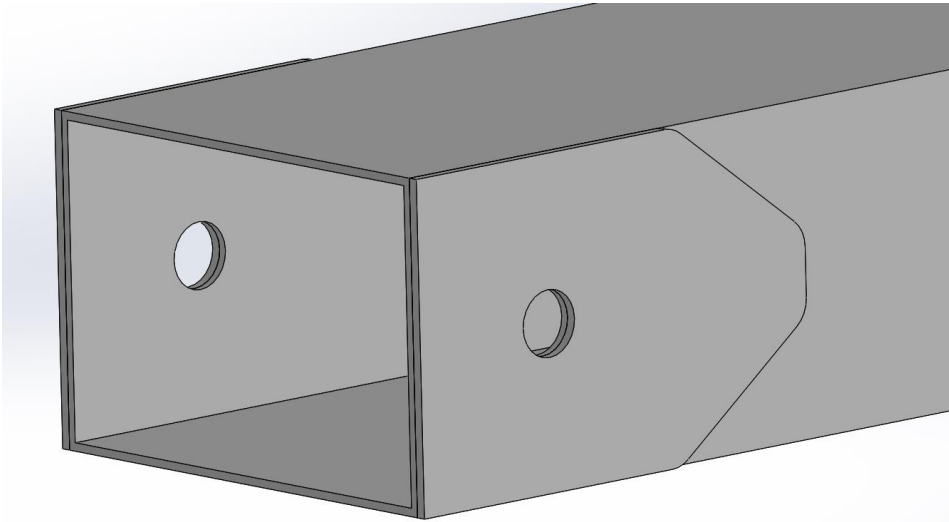


Figura 11.19: Chapas para aumentar el espesor en zona de los pasadores

Cabe resaltar que la selección de un perfil rectangular hace que sea necesario la colocación de unas orejetas para la correcta colocación del cilindro ya que en un primer análisis se estableció que el punto de apoyo del cilindro se encontraba en el propio brazo y de esta forma no es posible colocar el cilindro en el mismo eje longitudinal al brazo.

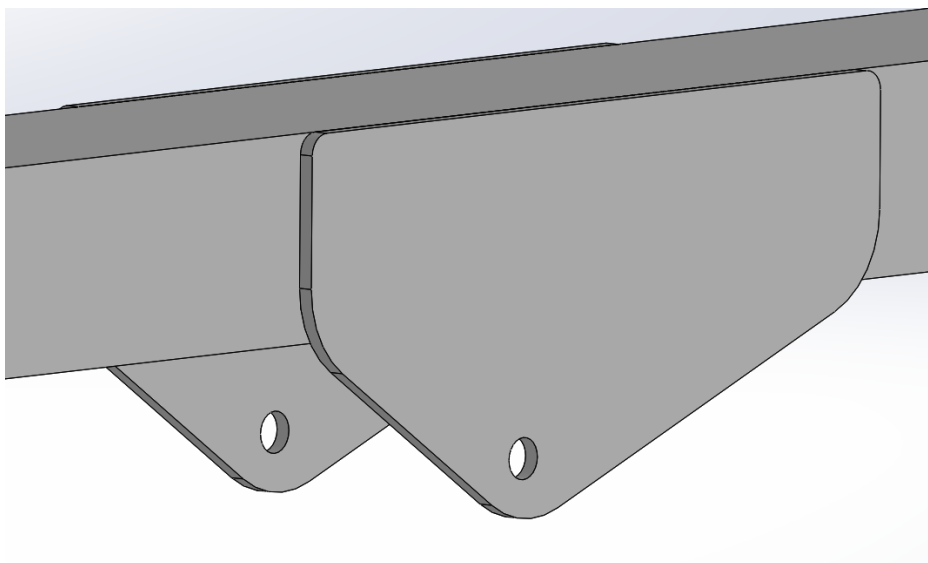


Figura 11.20: Orejetas para colocar cilindro

Se ha optado por la colocación de un acople para la placa. Esto facilitara el montaje y el giro de la placa, mejorando también la estética de la plataforma elevadora.

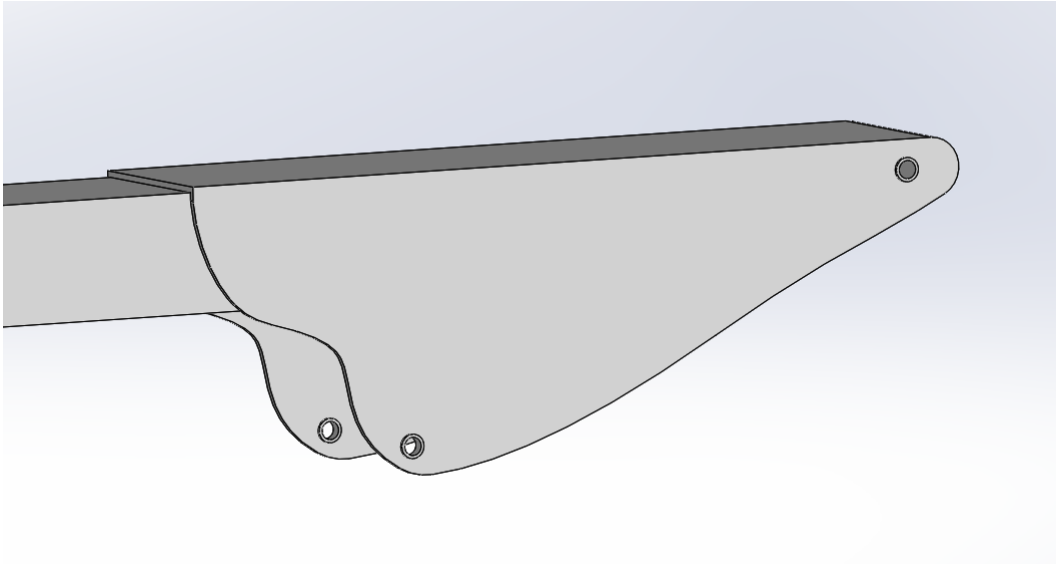


Figura 11.21: Acople placa final brazo

A continuación, se adjunta un croquis del acople final del brazo.

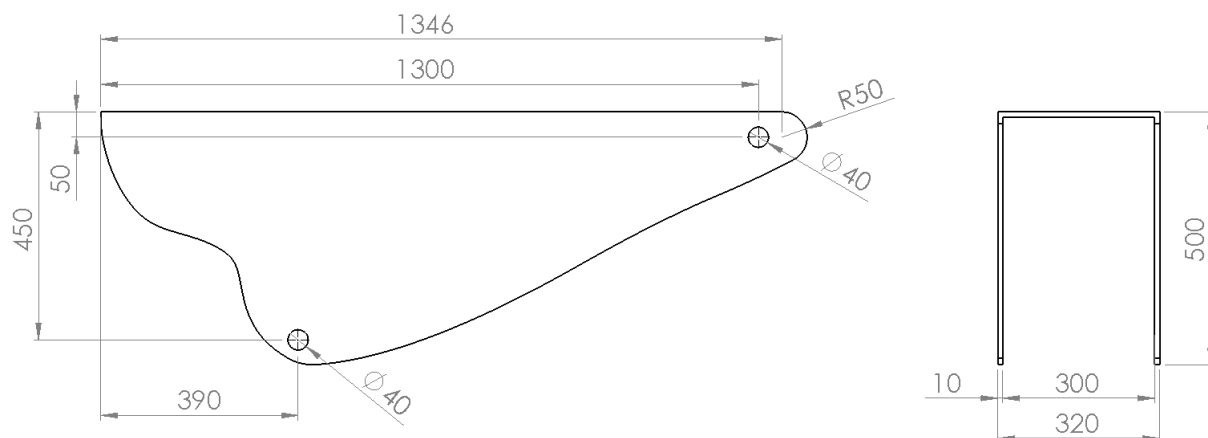


Figura 11.22: Croquis acople placa final brazo

12. Redimensionamiento del brazo

Al escoger un perfil rectangular, ha sido de necesidad colocar las orejetas mostradas anteriormente para el correcto anclaje del cilindro al brazo. El resultado de esta operación ha hecho que el cilindro no actúe de forma directa en el brazo como se estimó en los primeros cálculos. Estas orejetas han producido un desplazamiento del punto de accionamiento del cilindro, concretamente 230 mm por debajo del punto donde se estudió inicialmente, por lo que cambiarán los resultados.

En este apartado se realizarán los cálculos oportunos para comprobar que el dimensionamiento anterior es válido para la nueva situación que se ha dado.

A continuación, se muestra cómo quedaría el diagrama de sólido libre del nuevo brazo:

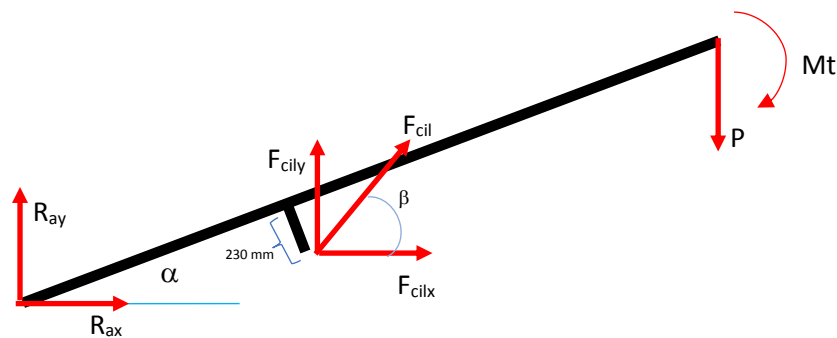


Figura 12.1: Reacciones en el brazo

El procedimiento a seguir para el nuevo cálculo de las reacciones, proyecciones y finalmente diagramas de esfuerzo, va a ser exactamente igual que el procedimiento tomado en un primer lugar, por lo que se limitará a colocar el resultado final de los esfuerzos axil, cortante y flector y sus correspondientes diagramas de esfuerzos.

Una vez hallada la sección más desfavorable, se comprobará si el perfil seleccionado inicialmente es válido para esta nueva situación.

Por consecuencia, la fuerza resultante en los pasadores también habrá cambiado y será necesario comprobar si los pasadores dimensionados para el brazo son válidos.

12.1 Esfuerzos axil, cortante y flector

	Esfuerzo Axil		Esfuerzo cortante		Esfuerzo flector		
	Nab	Nbc	Vab	Vbc	Mzb	Mcil	Mt
Posición 1	68953,6	-4952,1	-6231,4	4155,4	-12462799,6	2388956,4	-12839072,9
Posición 2	60489,4	-3231,9	-10288,7	5598,8	-20577449,4	3654123,8	-12839072,9
Posición 3	56364,3	-2210,4	-11832,9	6075,2	-23665790,4	4118853,6	-12839072,9
Posición 4	54435,3	-1122,4	-12763,3	6366,7	-25526618,4	4399913,6	-12839072,9
Posición 5	51745,0	-0,6	-13398,0	6465,3	-26796000,0	4568549,9	-12839072,9
Posición 6	50290,0	1122,3	-13498,8	6366,2	-26997678,3	4568953,0	-12839072,9

Figura 12.2: Resultados esfuerzos axil, cortante y flector en el brazo

A la vista de esta tabla, cabe destacar que el M_{cil} es el momento puntual que va a general la fuerza del cilindro ya que el punto de accionamiento se encuentra desplazado 230 mm con respecto del eje central del perfil del brazo.

12.2 Diagramas de esfuerzo

Se va a mostrar los diagramas de esfuerzo correspondientes a esta nueva situación. Se resalta que los diagramas axil y cortante no van a sufrir ningún cambio ya que se van a dar las mismas condiciones que en el estudio inicial del brazo.

Axil:

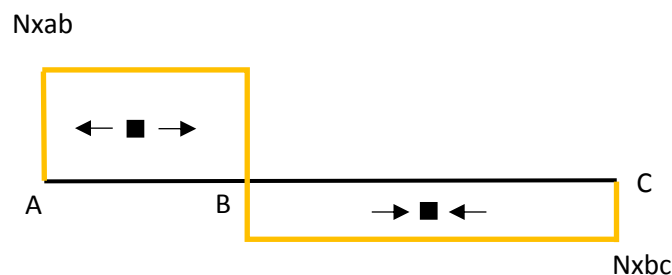


Figura 12.3: Diagrama de esfuerzo axil

Cortante:

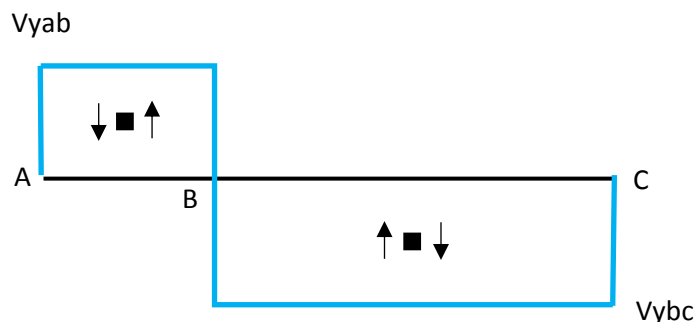


Figura 12.4: Diagrama de esfuerzo cortante

Flector:

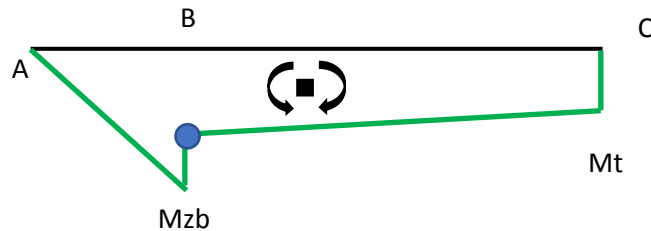


Figura 12.5: Diagrama de esfuerzo flector

- Sumatorio del momento puntal ejercido por la fuerza del cilindro
 $M_{ZB} + M_{cil}$

A la vista del resultado de estos cálculos, se puede determinar que el momento puntal causado por el cilindro en su nueva posición no afecta de manera negativa en el dimensionamiento ya que este produce un momento de signo contrario al que se produce en ese punto causado por las fuerzas restantes. En el diagrama de esfuerzo flector se comprueba que el momento máximo, y por consecuencia el más desfavorable en el punto B, es el calculado en el estudio anterior, aunque su valor habrá cambiado. No obstante, el valor de los esfuerzos axil y cortante han cambiado por lo que será necesario hacer una última comprobación para determinar con firmeza el perfil escogido es válido.

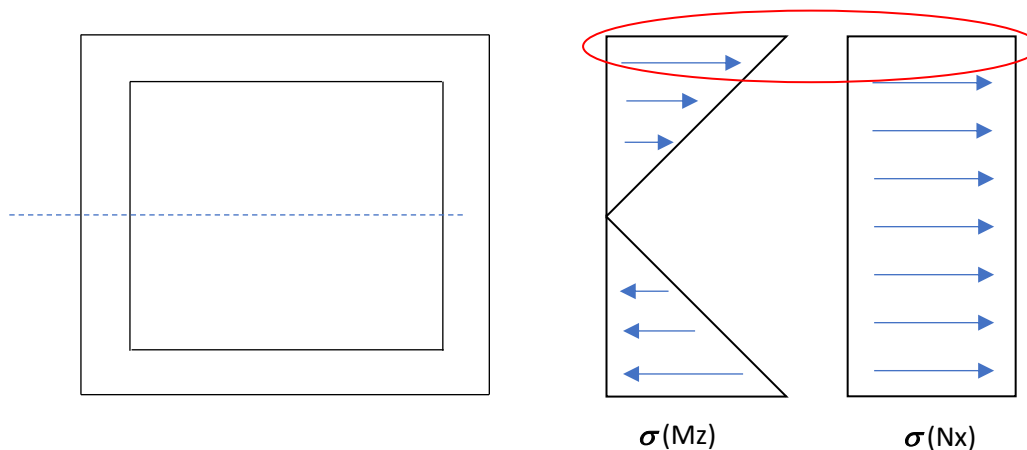


Figura 12.6: Tensiones en la sección más desfavorable

Se comprobará con el esfuerzo axial si este perfil es válido:

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{Mf}{Wf}$$

$$\sigma = \frac{50290}{4800} + \frac{26997678,3}{336000}$$

$$\sigma = 90,82 \text{ MPa} \rightarrow \tau = 45,41 \text{ MPa}$$

Nuestra tensión máxima admisible era de $\tau_{max} = 70 \text{ MPa}$, por lo que el dimensionamiento será válido.

$$\tau \leq \tau_{max}$$

12.3 Comprobación de los pasadores

En el apartado 11.4 de este documento se han calculado los pasadores necesarios para el brazo. Se había escogido un diámetro de 30 mm, el cual cumplía con el estudio por cortante y por aplastamiento.

Nuestra tensión máxima admisible se definía de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{350}{2 \cdot 2,5} = 70 \text{ MPa}$$

Ahora se procederá a comprobar que el pasador escogido cumple con el nuevo estudio realizado ya que las fuerzas resultantes han cambiado.

A continuación, se muestran las fuerzas resultantes de este nuevo estudio:

	Punto A	Punto B	Punto C
Posición 1	69234,6	74632	6464,8
Posición 2	61358,2	65672	6464,8
Posición 3	57593,0	61251	6464,8
Posición 4	55911,6	58759	6464,8
Posición 5	53451,4	55427	6464,8
Posición 6	52070,1	53029	6464,8

Figura 12.7: Resultados fueras resultantes pasadores

La fuerza máxima en los puntos donde irán los pasadores es de:

$$F = 74632 \text{ N}$$

Cabe destacar que el punto B corresponde al punto donde acciona el cilindro, por lo que la fuerza máxima obtenida corresponde a la fuerza del cilindro, la cual se utilizara más adelante para el cálculo del mismo.

12.3.1 Cortadura

Conocida la fuerza y el área del pasador, se procede al cálculo de la tensión máxima que se producirá en él, para que el diámetro del pasador sea válido, esta tendrá que ser inferior a la tensión máxima admisible.

$$\tau = \frac{F/2}{A}$$
$$\tau = \frac{F/2}{\pi \cdot R^2} = \frac{74632/2}{\pi \cdot 15^2} = 52,8 \text{ MPa}$$

Obtenemos finalmente una tensión de:

$$\tau = 52,8 \text{ MPa}$$

Es inferior a nuestra tensión máxima admisible, por lo que el dimensionamiento por cortadura directo es válido.

12.3.2 Aplastamiento

Se va a proceder a la comprobación del pasador por aplastamiento. En el estudio inicial se obtuvo un espesor mínimo del perfil de 10 mm, para este caso se va a mantener ese espesor y se calculara la tensión que se ejerce en el pasador, si esta es menor que la tensión admisible el dimensionamiento será válido.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{d \cdot e}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{aplastamiento}}}{2}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e}$$

Sera necesario dividir la fuerza entre dos ya que operamos con el espesor del perfil

$$\tau_{\text{max}} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\frac{74632}{2}}{2 \cdot 30 \cdot 10} = 62,2 \text{ MPa}$$

La tensión máxima obtenida es menor que la admisible por lo que queda perfectamente dimensionado.

Finalmente, el dimensionamiento del pasador en esta nueva situación es válido ya que cumple con el cálculo por cortadura y por aplastamiento.

13. Cálculo del cilindro de accionamiento del brazo

En este apartado se escogerá el cilindro de accionamiento necesario para el brazo. Para ello, en primer lugar, es necesario calcular la carrera del cilindro, conocer la fuerza máxima a la que estará sometido dicho cilindro y establecer una presión de trabajo. La fuerza máxima que debe ejercer el cilindro se ha calculado en el apartado 12.3, donde se nombró que el punto B corresponde al punto de accionamiento del cilindro.

Fuerza máxima del cilindro:

$$F_{maxima \text{ cilindro}} = 74632 \text{ N}$$

Se fijará una presión inicial de 170 bares, y una vez calculadas las características del cilindro se seleccionará uno.

La carrera del cilindro se ha calculado mediante un croquis 2D en el programa SolidWorks.

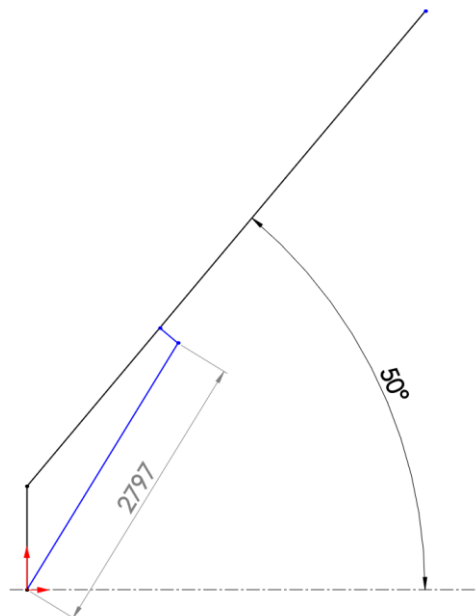


Figura 13.1: Longitud del cilindro extendida

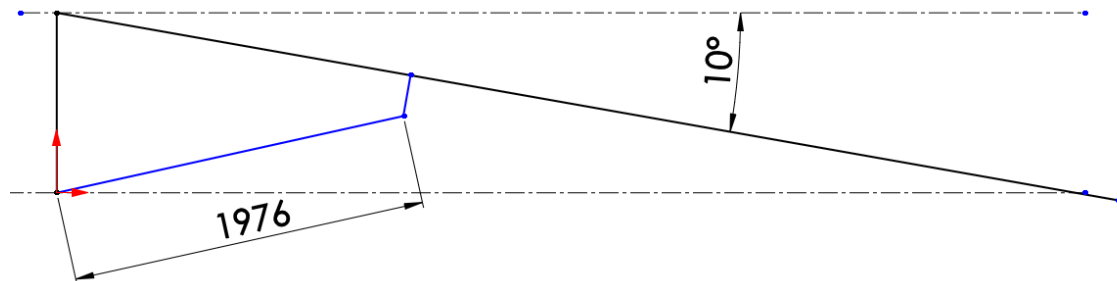


Figura 13.2: Longitud del cilindro replegada

La carrera del cilindro se define de la siguiente forma:

$$Carrera_{cilindro} = Longitud_{m\acute{a}xima} - Longitud_{m\acute{i}nima} = 2797 - 1976 = 821 \text{ mm}$$

$$Carrera_{cilindro} = 821 \text{ mm}$$

13.1 Dimensionamiento del pistón

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a[N] = \frac{p[\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81[\text{bar}/\text{MPa}]}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$74632 = \frac{170 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{9,81}$$

$$D = \sqrt{\frac{74632 \cdot 4 \cdot 9,81}{170 \cdot \pi}} = 74 \text{ mm}$$

$$D = 74 \text{ mm}$$

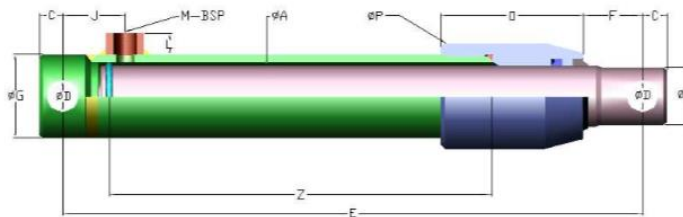
Una vez calculado el diámetro necesario del pistón, se busca un cilindro hidráulico en los catálogos disponibles. En este caso se ha optado por el catálogo de la marca Innovaciones Hidráulicas S.A.



INNOVACIONES Hidráulicas, S.A.

CILINDROS SIMPLE EFECTO DE SERIE. (TIPO BUZO)

DISEÑO CILINDROS ØA 40 ▶ 90.



REF:	A	CARRERA -Z-	E	C	D	F	G	H	J	O	P	L	M	VOL (l).	PESO (Kg).	
60200	40	200	329											0.32	6	
60201		300	429											0.48	7.6	
60202		400	529	16	20.5	35	55	38	43	105	75	15	3/8	0.64	9.3	
60203		500	629												0.8	11
60204		600	719												0.96	12.30
60205	50	200	349											0.48	8.9	
60206		300	449											0.71	11.2	
60207		400	549	20	25.5	40	65	48	47	115	85	15	3/8	0.95	13.5	
60208		550	699												1.31	16.8
60209		700	849												1.66	20.4
60210	60	200	369											0.66	12.6	
60211		300	469											1.00	15.7	
60212		400	569	25	30.5	45	75	57	50	127	95	15	3/8	1.33	18.7	
60213		550	719												1.83	23.3
60214		700	869												2.32	28.4
60215	70	300	483											1.33	25.1	
60216		400	583											1.77	29.6	
60217		550	733	25	30.5	45	85	67	52	137	105	17	1/2	2.43	36.5	
60218		700	883												3.09	43.4
60219		900	1083												3.97	52.4
60220	80	300	503											1.70	31.80	
60221		400	603											2.24	42.40	
60222		550	753	25	35.5	55	95	77	52	152	115	17	1/2	3.08	58.30	
60223		700	903												3.97	74.20
60224		900	1103												5.10	95.40
60225	90	300	518											2.13	41.30	
60226		400	618											2.83	55.08	
60227		550	718	25	40.5	60	110	87	52	167	125	17	1/2	3.90	75.74	
60228		700	918												4.96	96.39
60229		900	1118												6.37	124

Figura 13.3: Catálogo cilindros comerciales innovaciones hidráulicas

Se selecciona el cilindro con la referencia 60229, el cual cuenta con un diámetro de pistón de 90 mm.

$$D = 90 \text{ mm}$$

Ahora es necesario recalcular la nueva presión de trabajo con la ecuación utilizada anteriormente, la de fuerza de avance.

$$p = \frac{F_a \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{74632 \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot 90^2}{4}} = 115,08 \text{ bar}$$

13.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

El vástago empuja el elemento que quiere mover y cabe la posibilidad de que este falle a pandeo ya que se encuentra sometidos a esfuerzos de compresión, por lo que el dimensionamiento del vástago se realizara estudiando el posible fallo a pandeo.

Para ello es necesario seleccionar los tipos de apoyo del cilindro y seleccionar correctamente el coeficiente de pandeo (β).

En la siguiente tabla se encuentran los distintos tipos de apoyo:

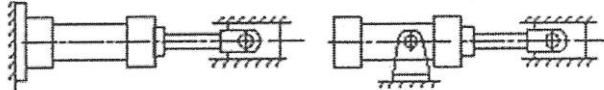
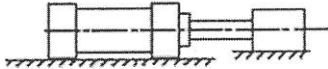
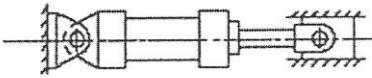
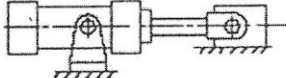
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rigidamente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

Figura 13.4: Tipo de fijación del cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será $\beta=2$.

La carrera del cilindro comercial es de 900 mm, pero el cilindro que se precisa debe tener una carrera de 821 mm por lo que se colocaran unos topes internos para que la carrera disminuya a la necesitada. La longitud entre extremos del cilindro comercial en la posición replegado es de 1118 mm y la longitud mínima necesaria para nuestro estudio es de 1976 mm, la solución adoptada es alargar el vástago hasta la longitud deseada, en este caso habrá que alargarlo 858 mm.

$$Longitud_{vástago} = Carrera + alargamiento vástago = 821 + 858 = 1679 \text{ mm}$$

Finalmente queda un vástago de 1679 mm de longitud. Para el cálculo de pandeo se tomará esta longitud manteniendo el coeficiente 2, así el cálculo se realizará con más margen.

Se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Longitud_{vástago} \cdot \beta = 1679 \cdot 2 = 3358 \text{ mm}$$

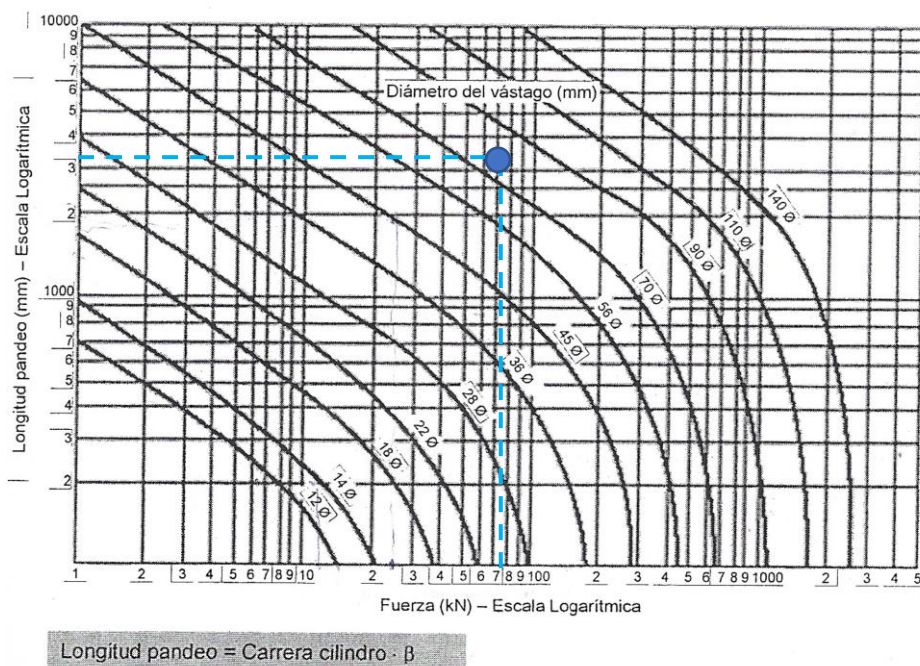


Figura 13.5: Gráfico pandeo

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro mínimo es 90 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{vástago} = 90 \text{ mm}$$

El vástago seleccionado es de 90 mm por lo que el dimensionamiento del cilindro queda completamente definido.



Anexo 2:

Modelado

Análisis y dimensionamiento de
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg y altura de
plataforma de 7 metros

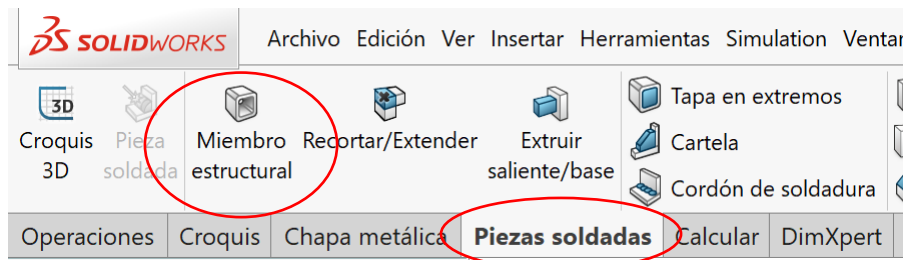
Autor

Fibicio Diego Hernández Aisa

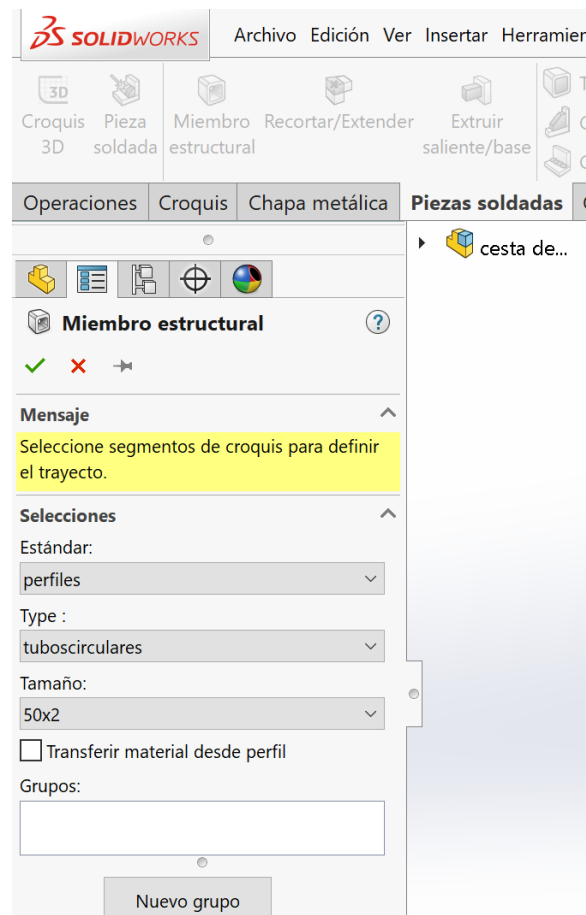
Director

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza / Escuela de ingeniería y arquitectura
2019



Nos aparece el siguiente menú y se seleccionara el tipo de perfil que se quiera colocar en las distintas líneas del croquis. Cabe destacar que los perfiles escogidos han sido diseñados a medida ya que los perfiles necesarios no se encontraban ni en la biblioteca del programa SolidWorks ni en carpetas DIN o ISO descargadas.



Bastará con seleccionar el tipo de perfil y la correspondiente línea donde se quiera colocar dicho perfil. Se continuará de la misma forma hasta completar toda la estructura de la cesta de trabajo.

Tuboscirculares 60X1,5(1) ?

✓ ✗ →

Mensaje ^ ^

Seleccione segmentos de croquis para definir el trayecto. Se puede girar el perfil con respecto a un ángulo especificado.

Selecciones ^

Estándar:
perfiles ▾

Type :
tuboscirculares ▾

Tamaño:
60x1,5 ▾

Transferir material desde perfil :
Material <sin especificar>

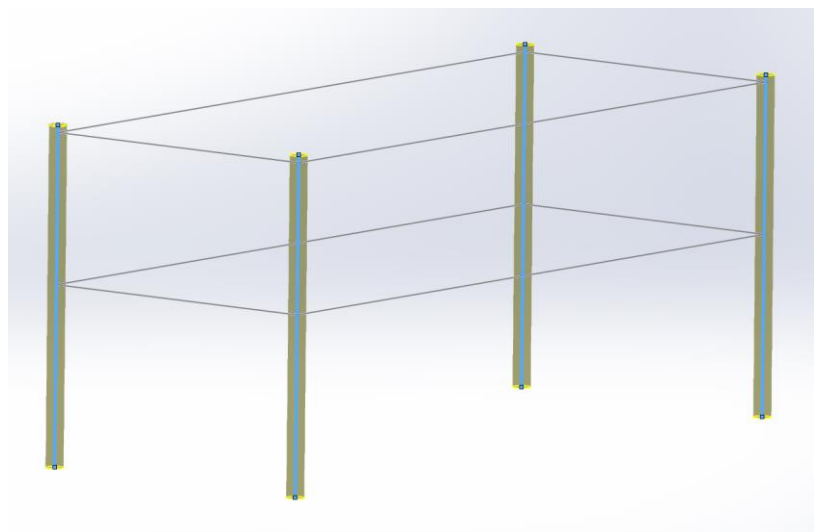
Grupos:
Grupo1

Nuevo grupo

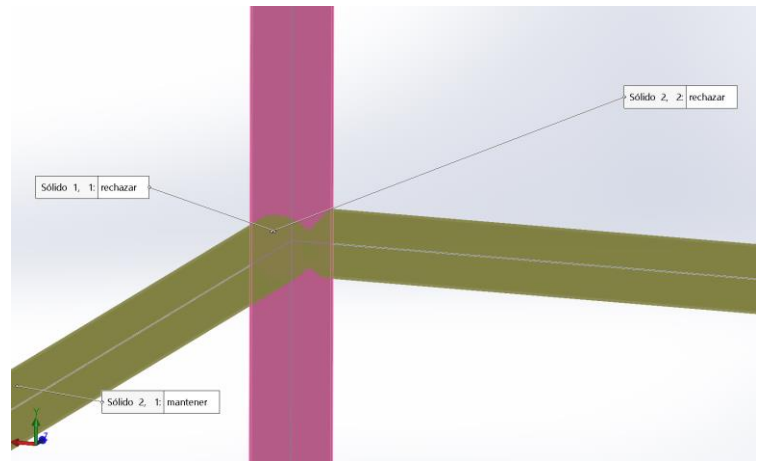
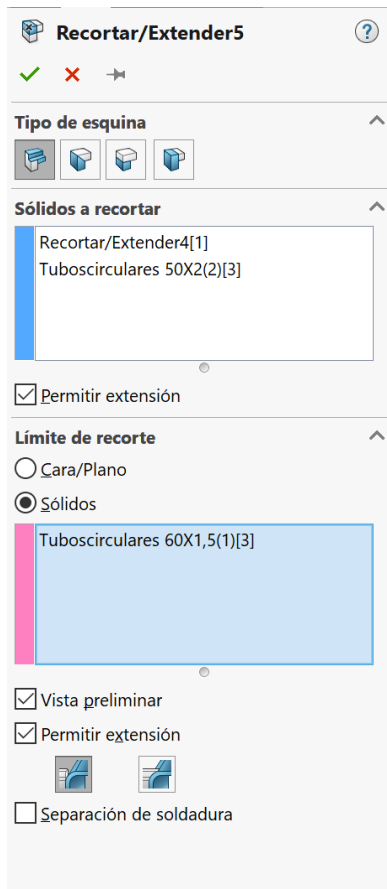
Configuración ^

Segmentos del recorrido:

Línea4@Croquis3D4
Línea8@Croquis3D4
Línea10@Croquis3D4
Línea2@Croquis3D4

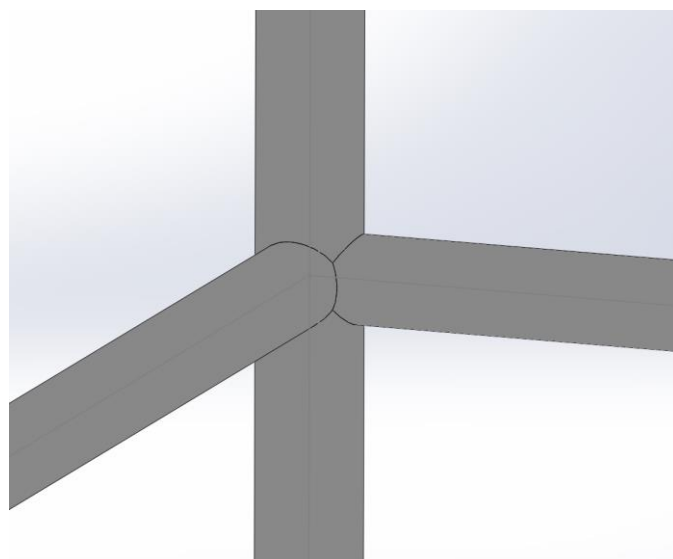


Sera necesario realizar una operación de recortar y extender para que las intersecciones de los tubos circulares sean correctas.

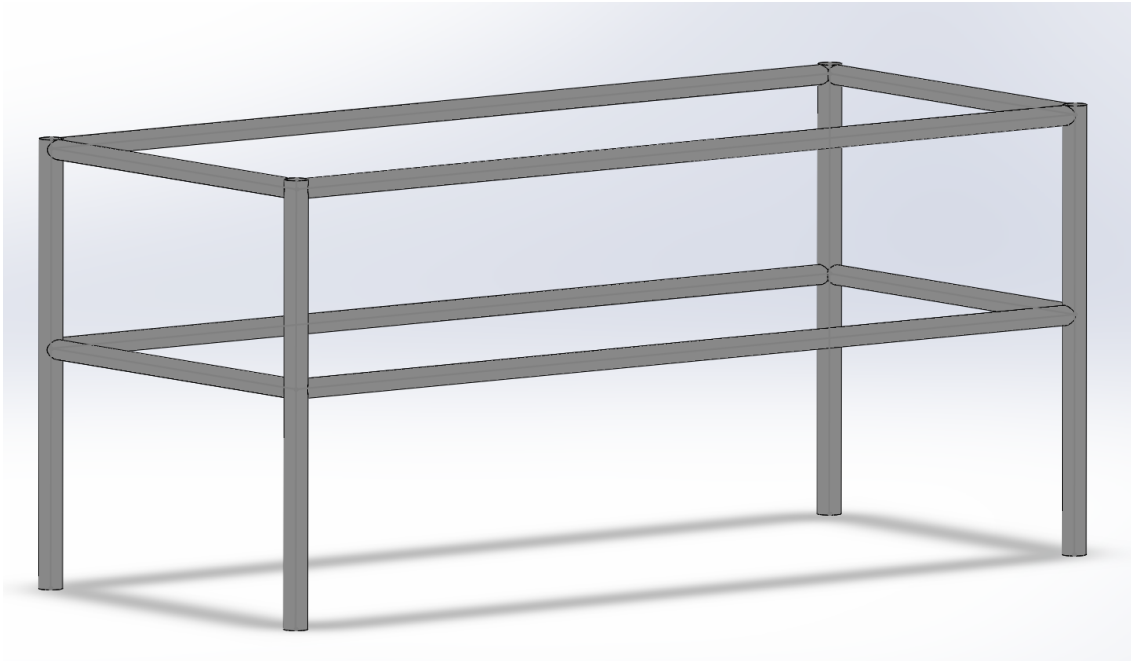


Se seleccionarán los dos tubos que queremos recortar en función de un tercer tubo. Los dos tubos seleccionados se cortarán ajustando la intersección al tercer tubo.

Quedando finalmente de la siguiente forma:



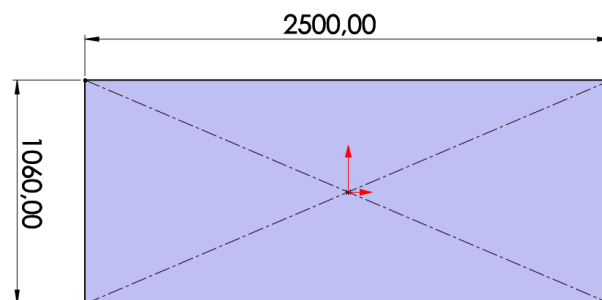
El resultado de la estructura de la cesta de trabajo es el siguiente:

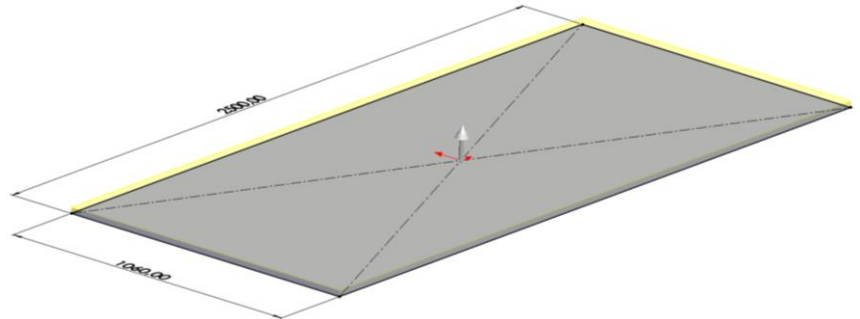
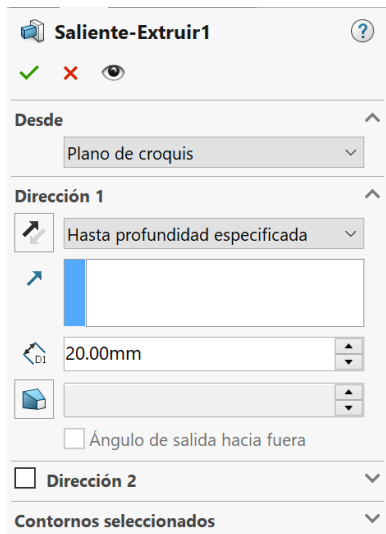


Una vez finalizada la estructura de la cesta de trabajo, se realizará un ensamblaje con las piezas restantes para formar el conjunto total de la cesta.

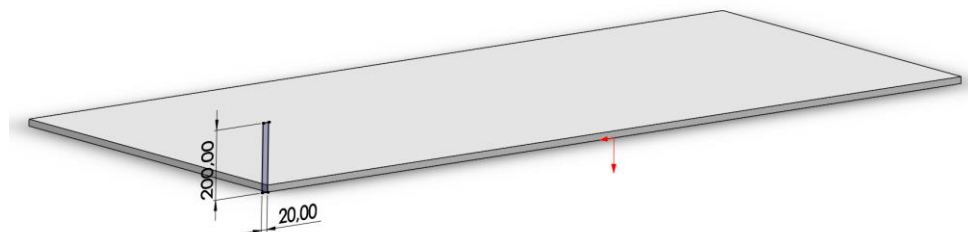
Para realizar el suelo de la cesta de trabajo, se seleccionó un panel tramex. Para trasladar el panel tramex a SolidWorks, se ha realizado una chapa del mismo espesor y se le ha dado una densidad similar al tramex para que adopte el mismo peso que la que se seleccionó en los apartados correspondientes.

Se realiza un croquis del tramex y posteriormente se realiza la operación extrusión.

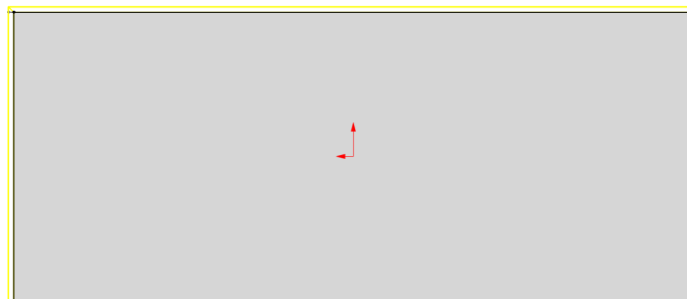




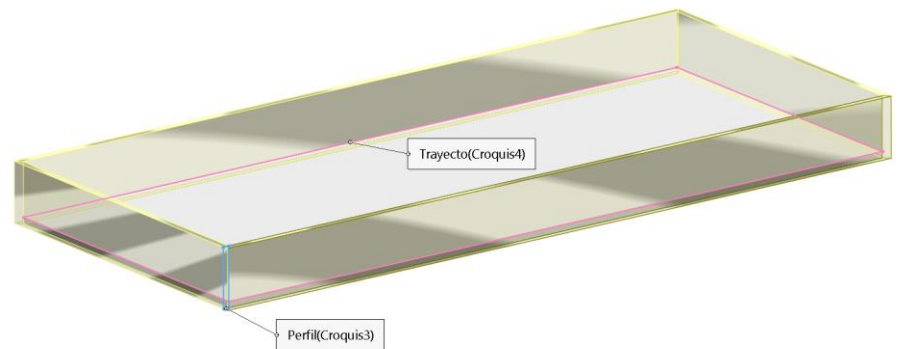
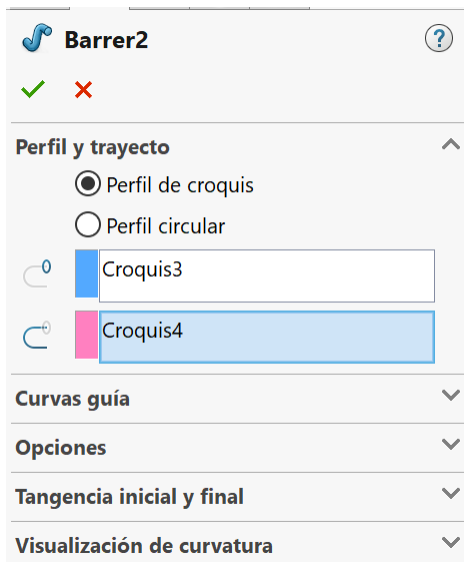
Obtenida ya la chapa semejante al tramex, será necesario realizar el zócalo. Para ello, se realizará un croquis en una esquina de la misma, y a continuación, con la herramienta de barrido se realiza el zócalo alrededor del suelo tramex.



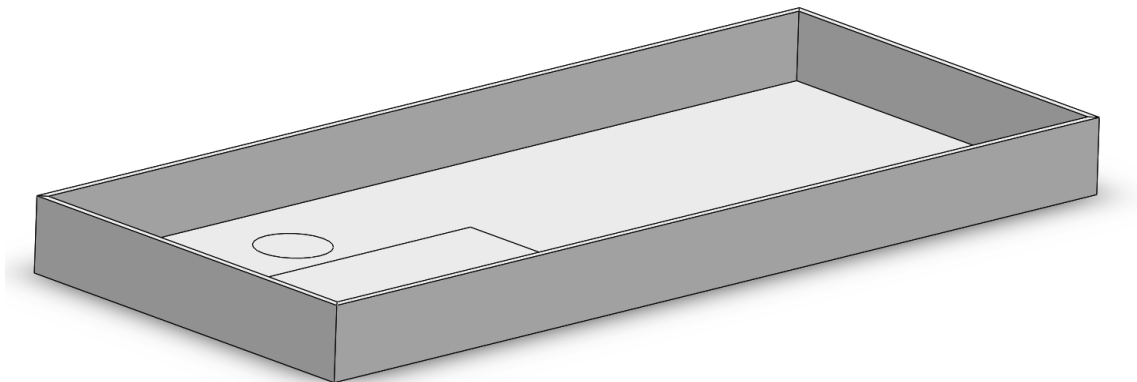
A continuación, se muestra el croquis necesario para realizar el barrido alrededor del suelo tramex.



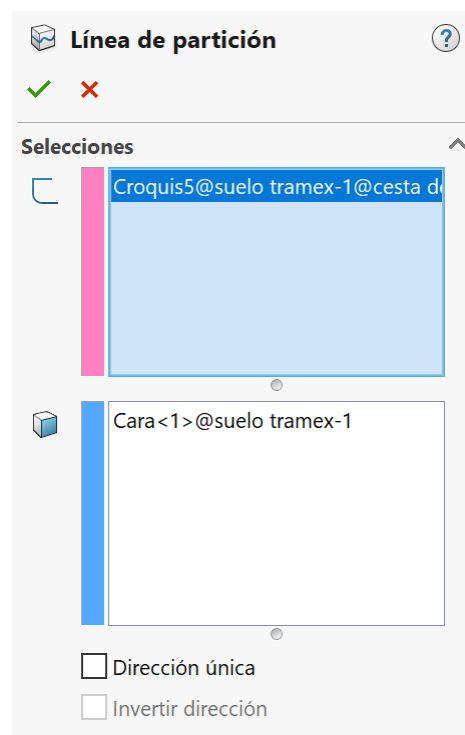
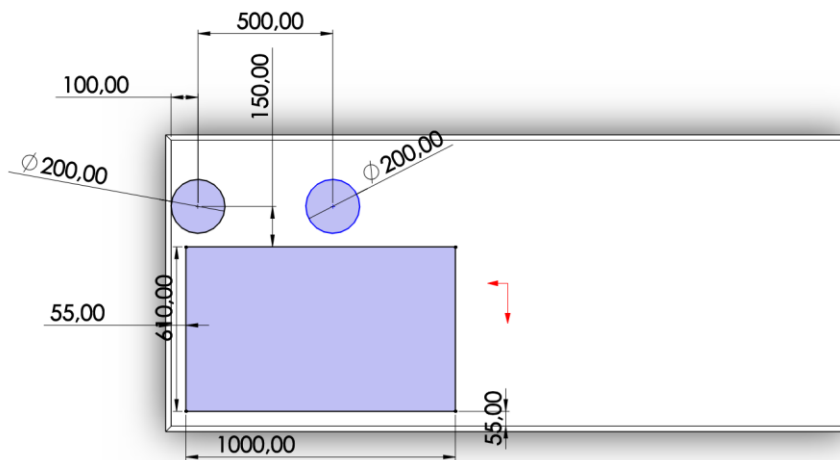
Con la herramienta barrer y seleccionando los dos croquis necesarios, resulta el zócalo alrededor del suelo tramex.



El resultado final del suelo y el zócalo es el siguiente:



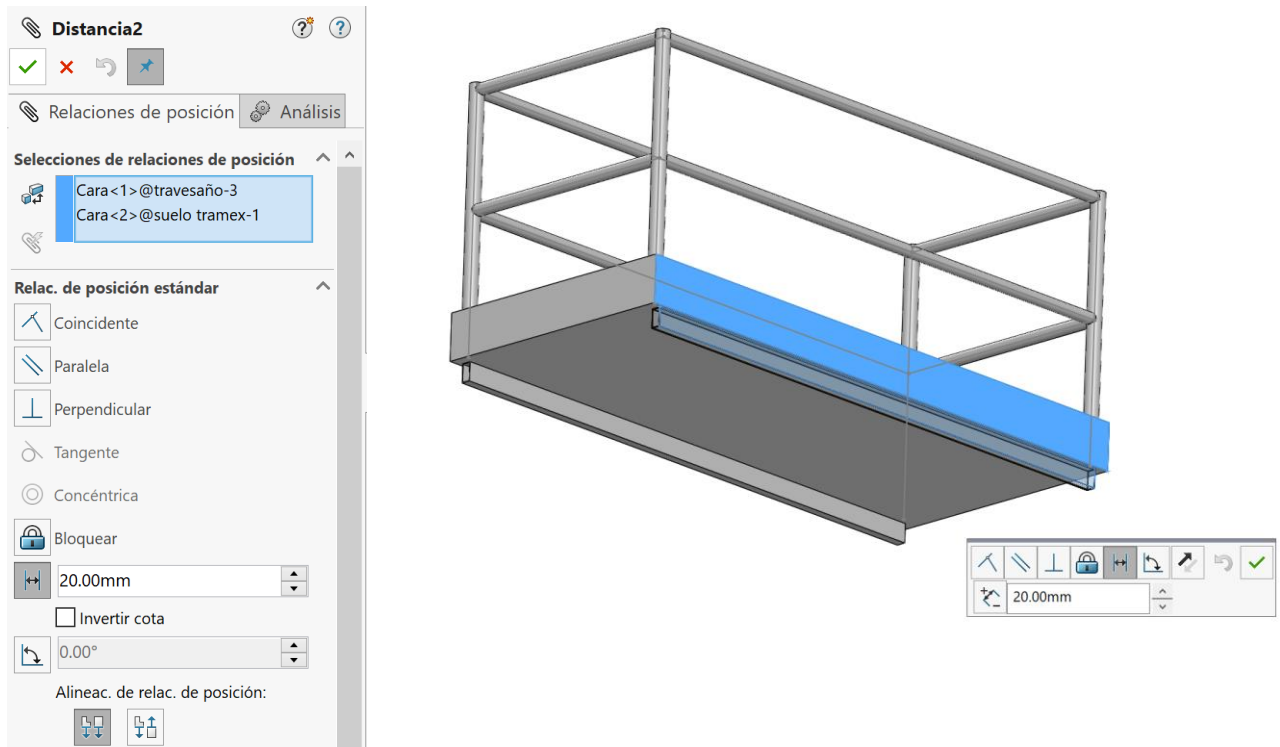
Para la simulación de las cargas de los operarios y de las herramientas, será necesario utilizar la operación "línea de partición" para crear unas particiones de los dos operarios y el área que ocupan las herramientas. A continuación, se muestra como se ha realizado.



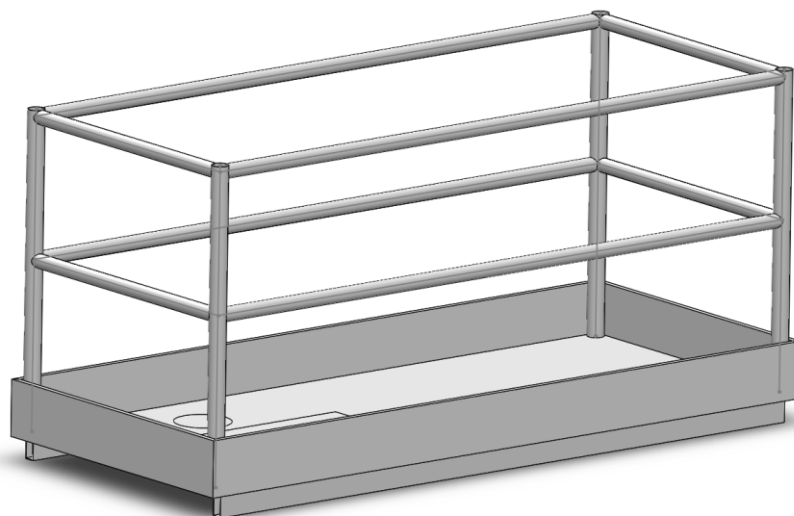
En primer lugar, se ha realizado un croquis con las áreas que ocupan los pies de los operarios y el área que ocupa las herramientas. Se han colocado a las medidas exactas con las que se realizaron los cálculos analíticos a mano. Una vez realizado el croquis, dentro de la herramienta línea de partición, se seleccionan las áreas correspondientes a partir o extraer, en este caso el croquis realizado.

Finalizado el suelo de la cesta de trabajo, se procederá al ensamblaje del mismo con la estructura de la cesta modelada anteriormente y los travesaños correspondientes.

Se muestra un ejemplo para realizar relaciones de posición para ajustar una pieza en la posición deseada.



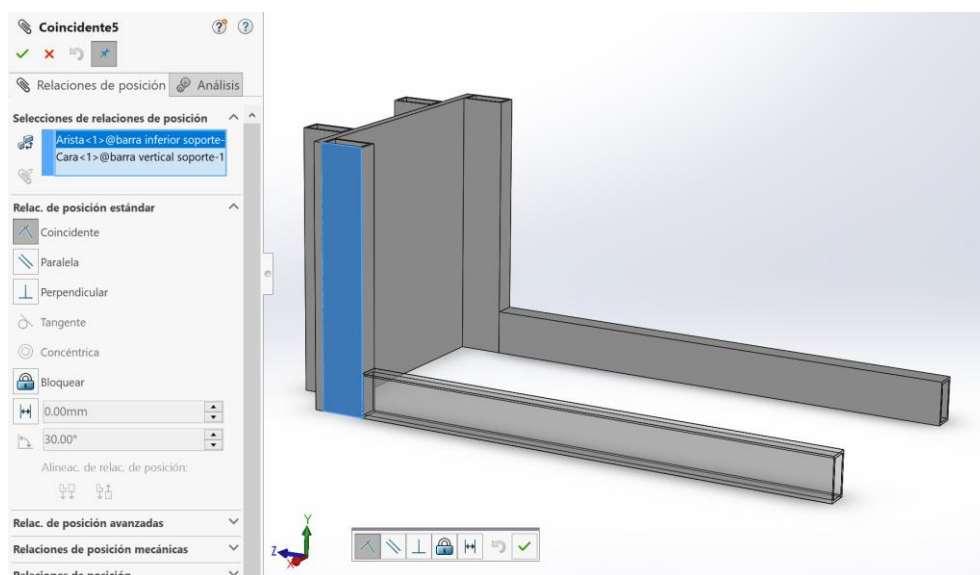
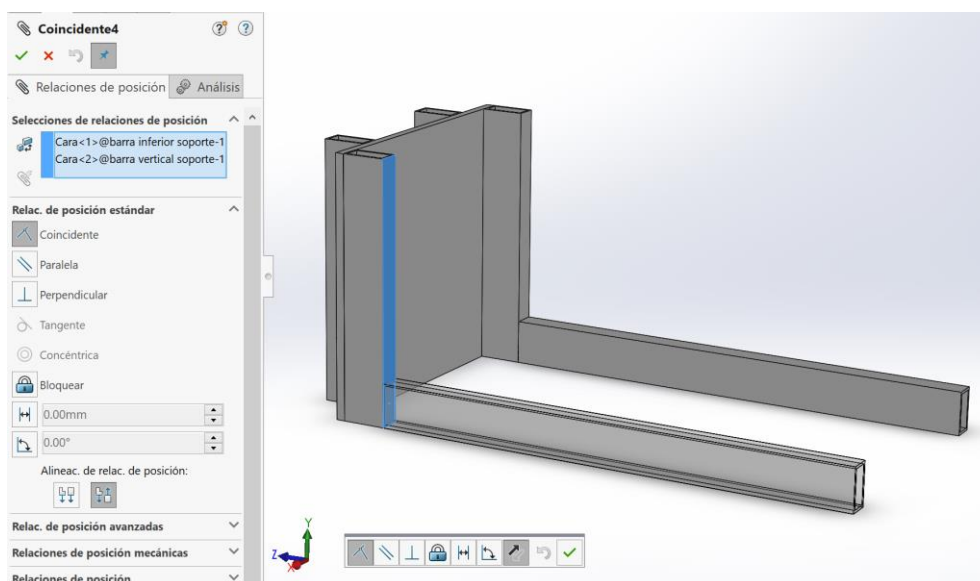
Realizando las relaciones de posición oportunas, la cesta de trabajo resulta de la siguiente forma:

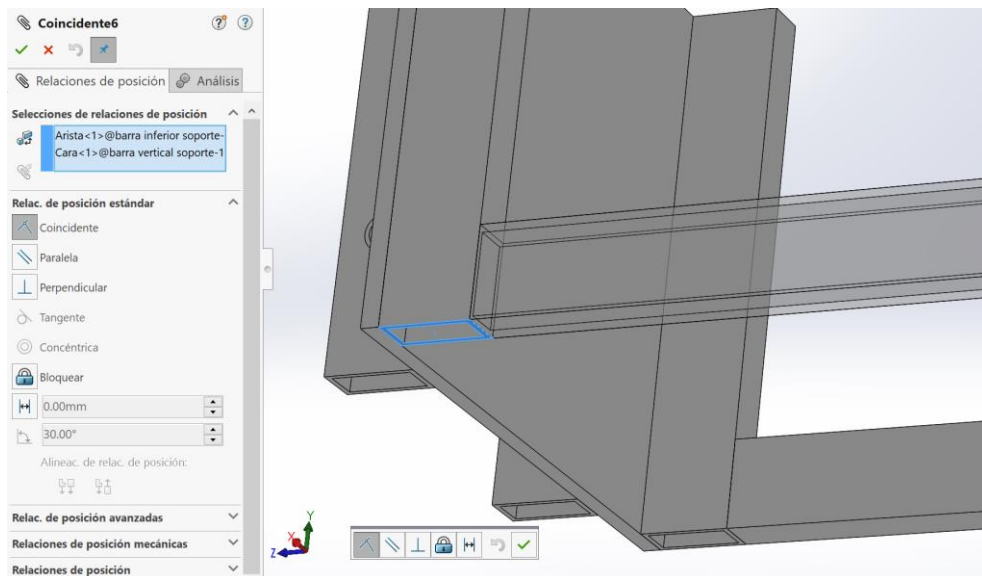


3. Modelado del soporte para la cesta de trabajo

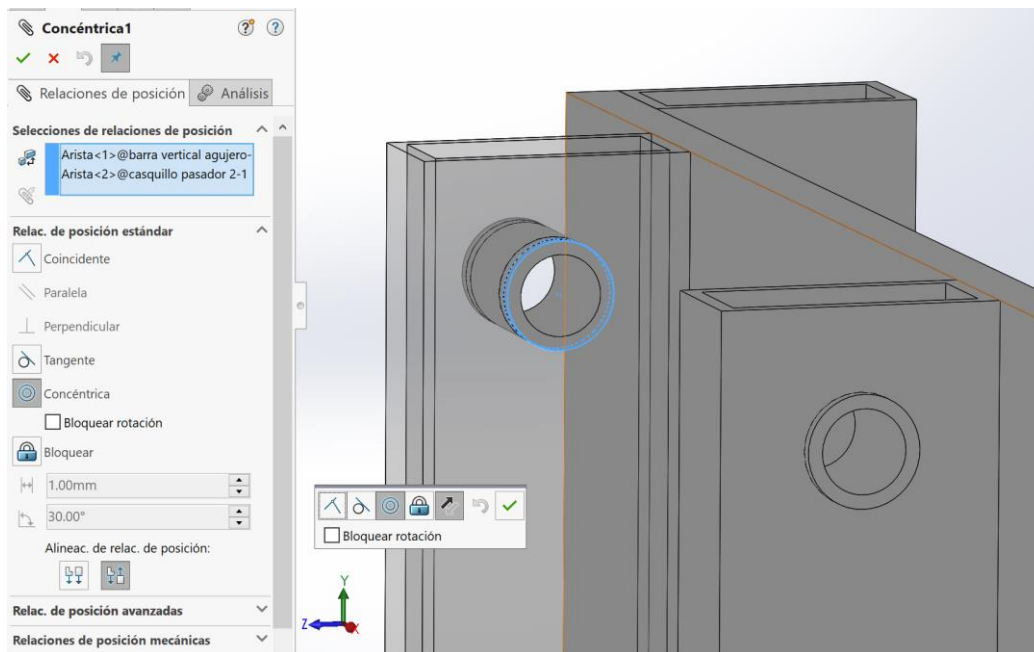
El soporte de la cesta de trabajo está constituido por distintas barras, las cuales se calcularon mediante el programa MEFI. Para el modelado de las barras no será más que realizar el croquis del perfil correspondiente y realizar una extrusión de las distintas medidas necesarias.

Para el ensamblaje de las distintas barras, se utilizarán relaciones de posición. Se van a mostrar unas imágenes de las relaciones de posición utilizadas para unir dos barras. Para el ensamblaje de las barras restantes habrá que seguir el mismo procedimiento con las relaciones de posición que convengan en cada caso.



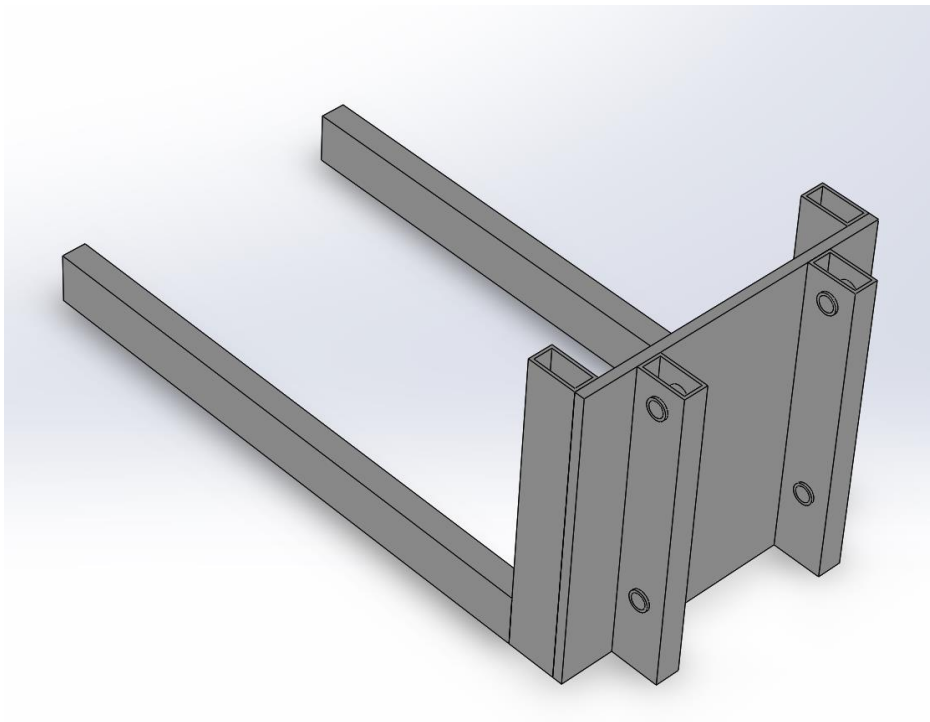
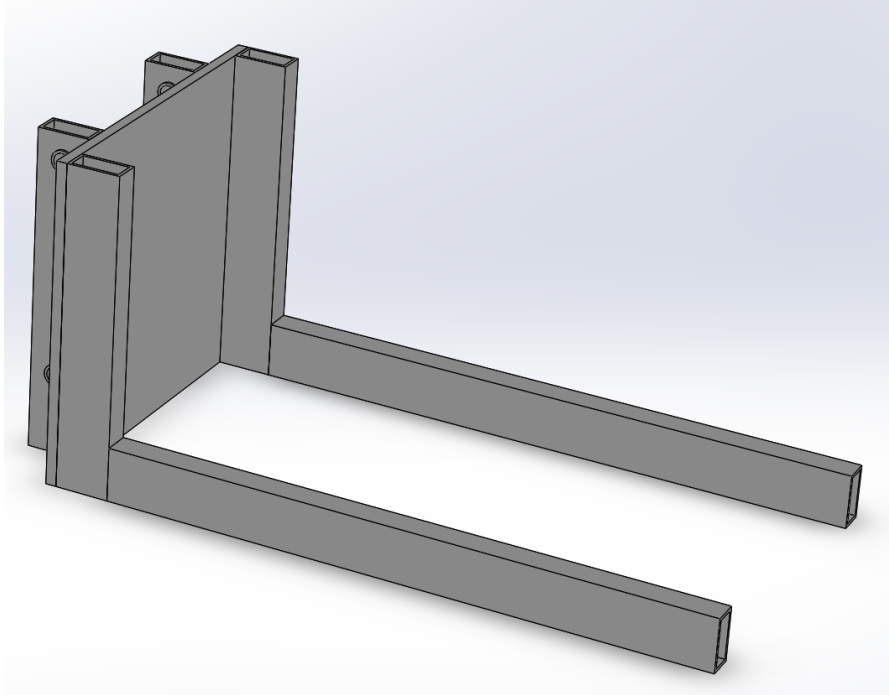


Para colocar los casquillos es necesario seleccionar la relación de posición concéntrica.





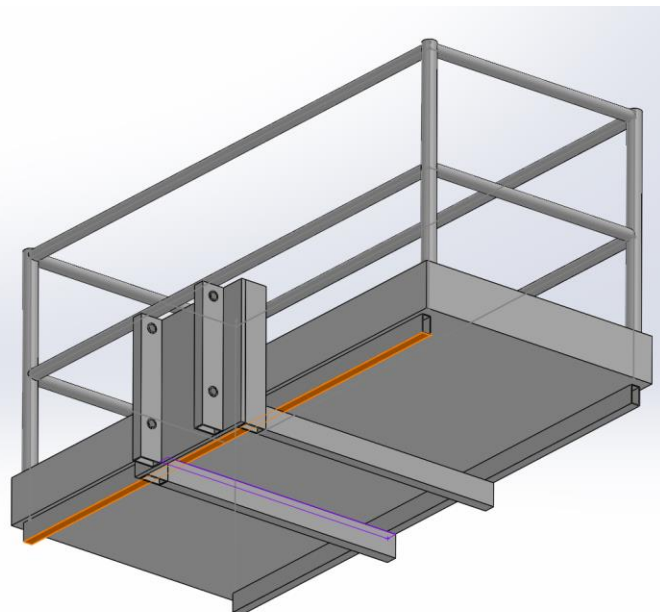
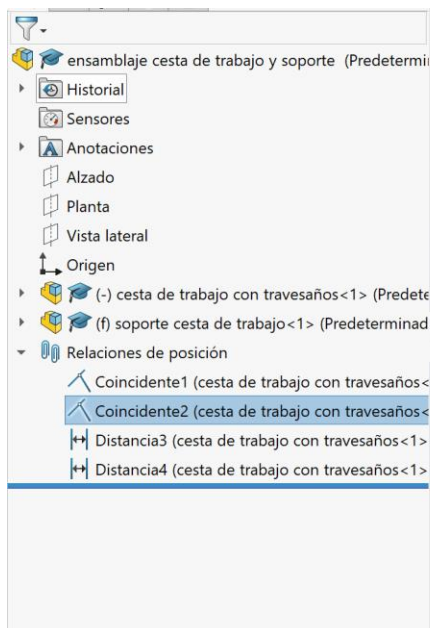
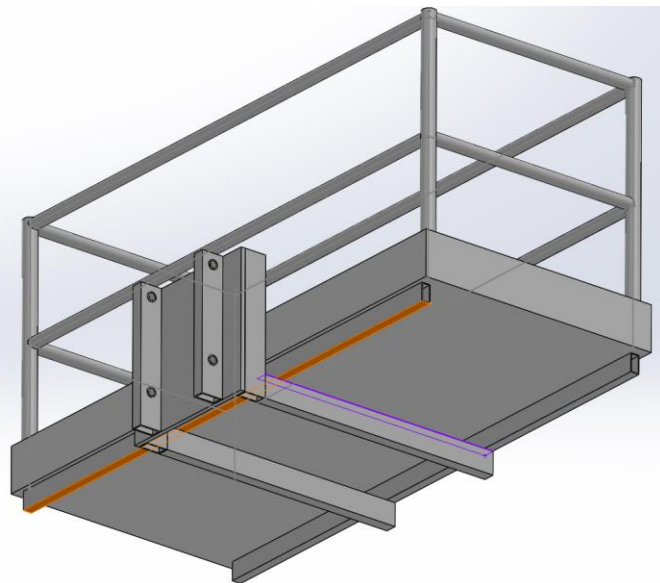
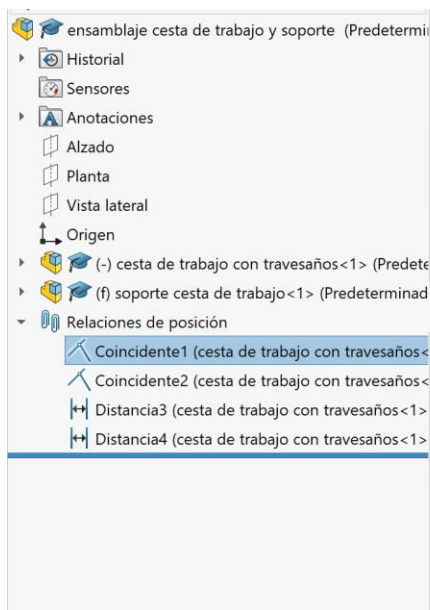
Finalmente, el soporte de la cesta de trabajo quedaría de la siguiente forma:



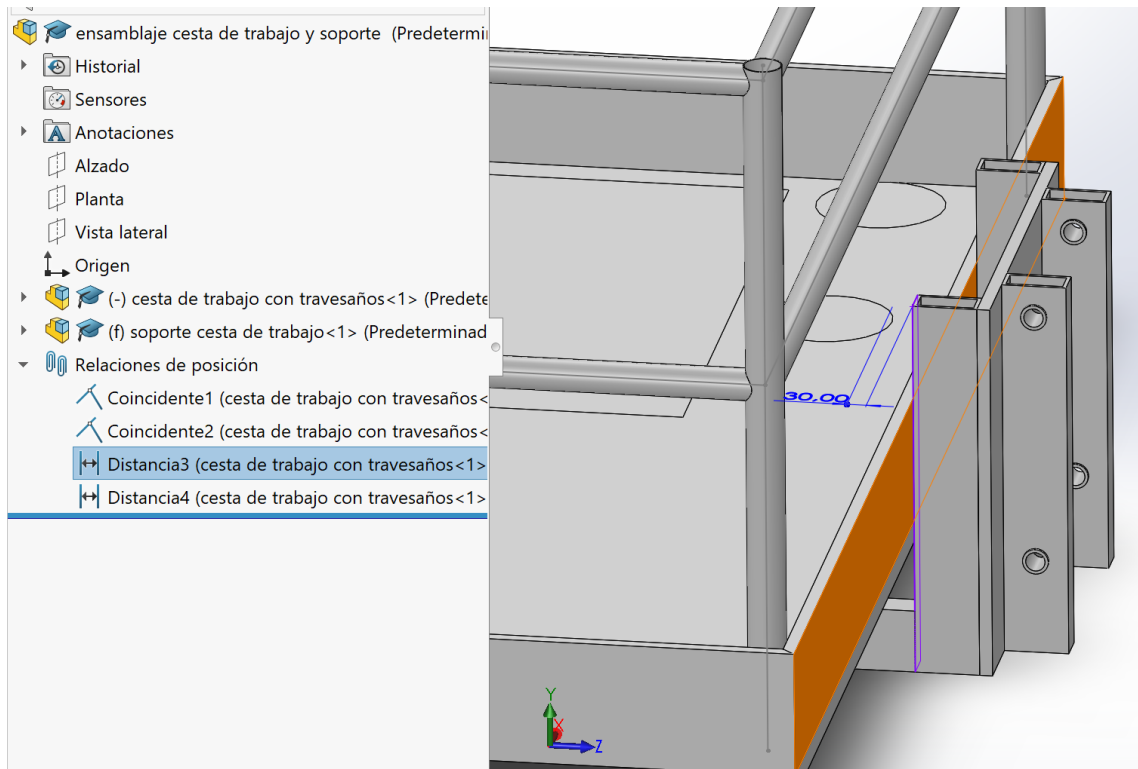
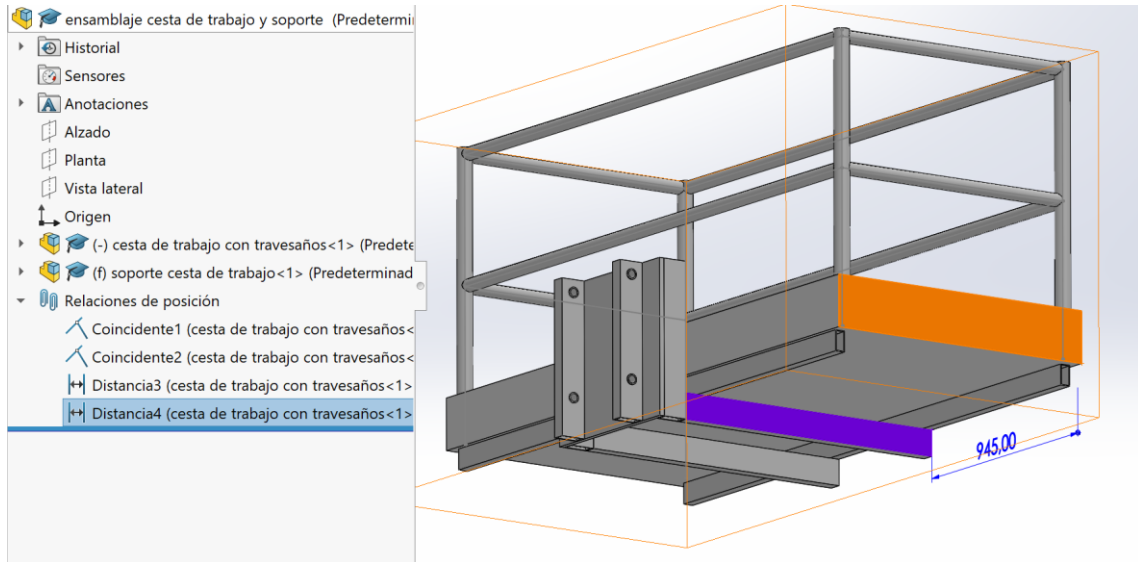
4. Ensamblaje cesta de trabajo y soporte

En los apartados anteriores se modeló la cesta de trabajo y el soporte necesario. En este apartado se realizará el ensamblaje de ambas.

En primer lugar, se ha utilizado la relación de posición coincidente para colocar la cesta de trabajo encima del soporte.



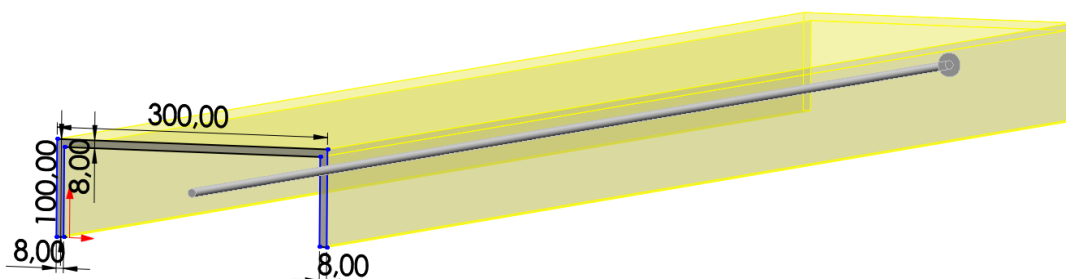
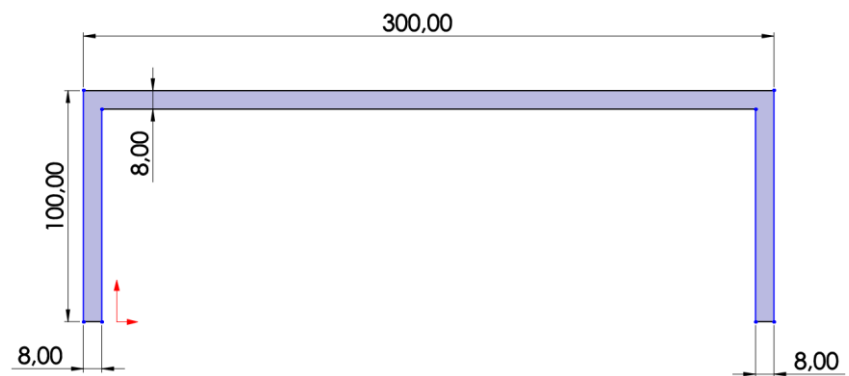
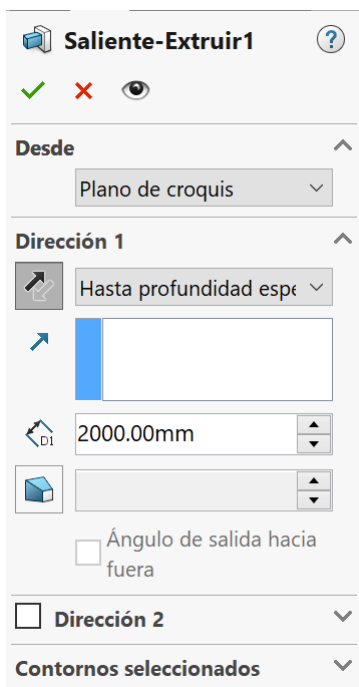
Finalmente, se le han dado las distancias necesarias longitudinal y transversalmente para que la cesta este centrada respecto del soporte.



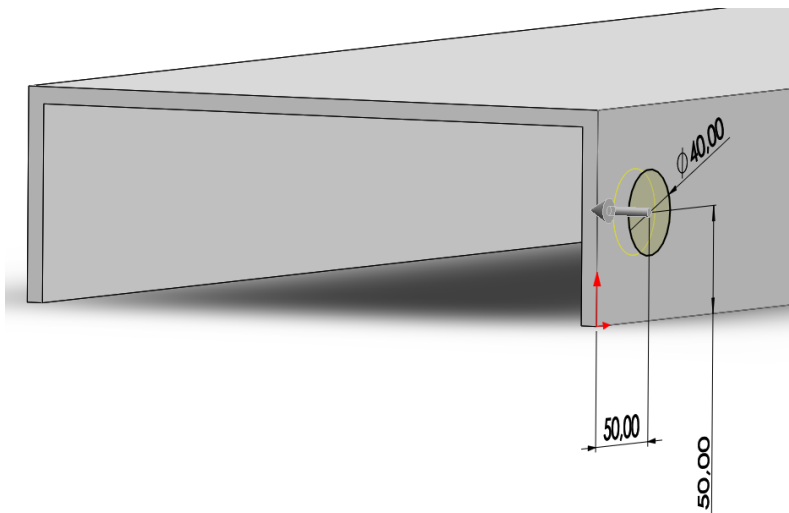
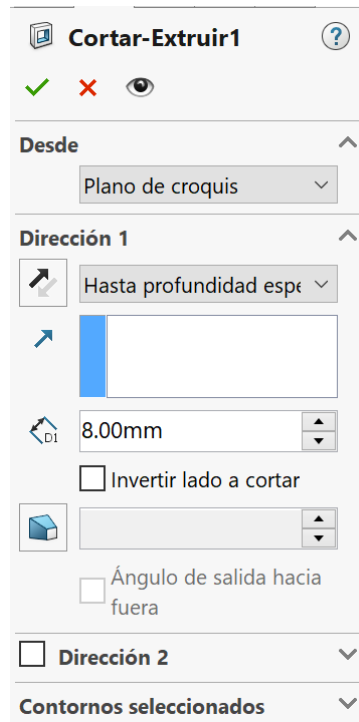
5. Modelado cuadrilátero articulado

El cuadrilátero articulado está compuesto principalmente por la barra 1 y la barra 3.

El modelado tanto de la barra 1 como de la barra 3 va a ser exactamente igual, será necesario realizar un croquis del perfil que se haya seleccionado en los cálculos analíticos y posteriormente realizar la extrusión del croquis de la longitud que sea necesaria.



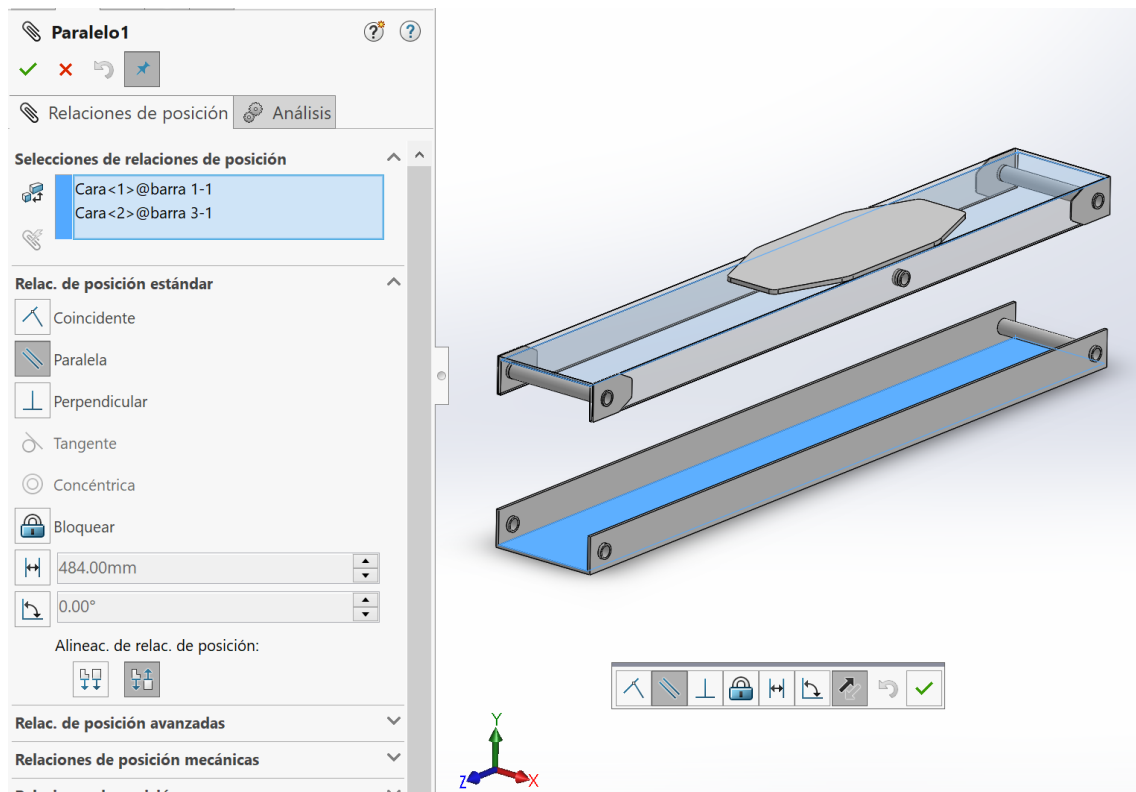
Una vez realizada la extrusión completa, es necesario hacer tantos agujeros como sea necesario, se hace un croquis y se acota con las distancias requeridas. Finalmente, con la opción cortar-extruir se harán los agujeros pasantes.



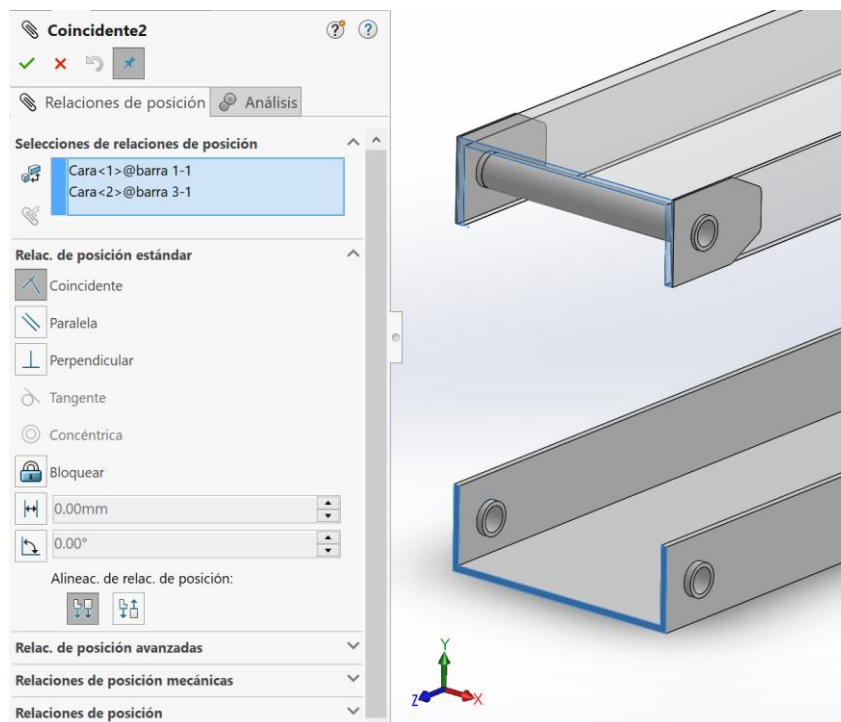
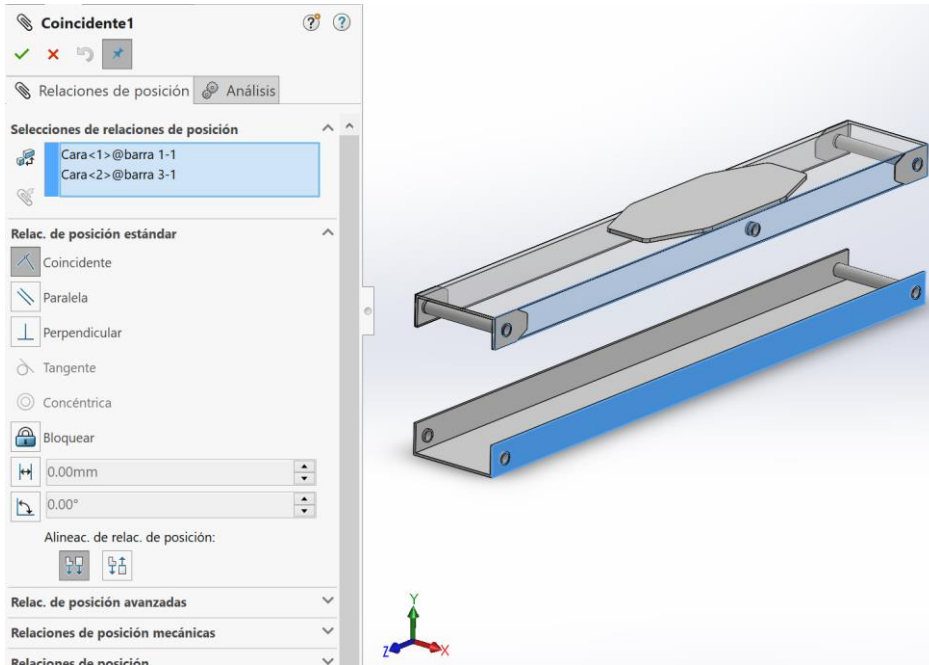
Como se ha comentado anteriormente, la barra 3 es exactamente igual a la barra 1 por lo que no se repetirá el proceso de su correspondiente diseño.

Se va a mostrar el ensamblaje del cuadrilátero articulado mencionando una relación de posición más relevante ya que la barra 1 y 3 deben estar a una distancia y conservar el paralelismo de sus caras.

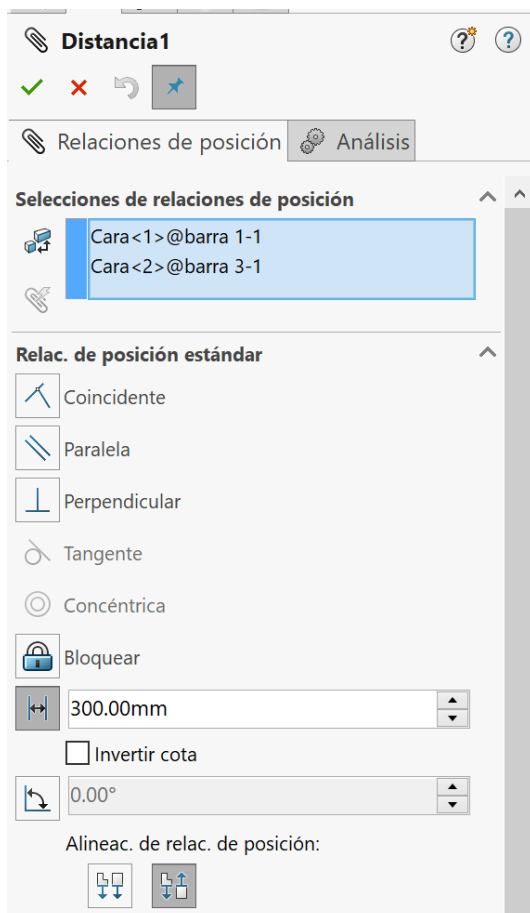
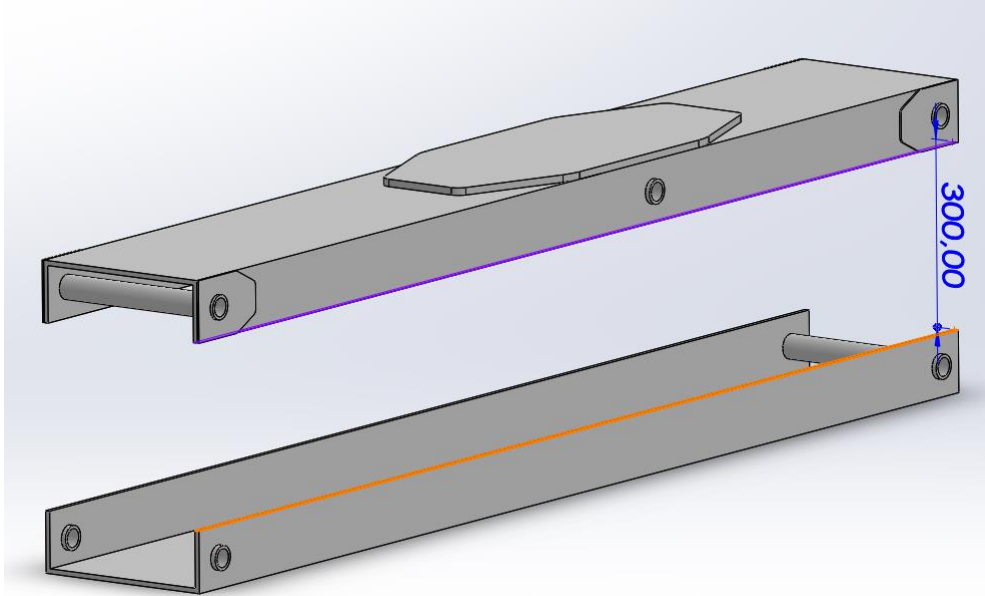
Las caras seleccionadas de ambas barras deben ser paralelas.



Las caras seleccionadas deberán ser coincidentes para mantener la alineación de ambas.



Finalmente, se les dará la distancia necesaria.



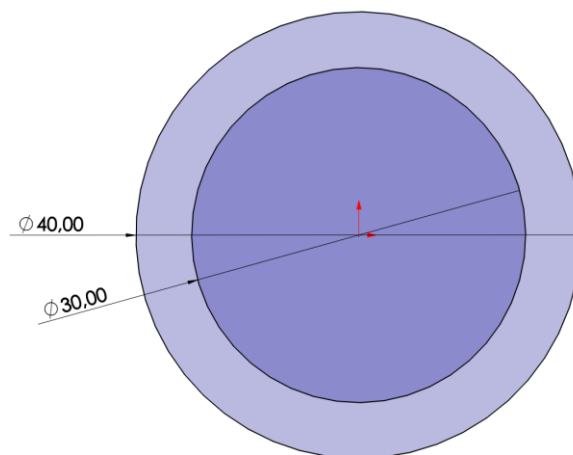
La distancia debe ser de 400 mm entre los ejes medios de cada barra. Como la altura de cada perfil es de 100 mm, será necesario colocar la cota a 300 mm para que se cumpla la distancia correcta entre barras.

6. Modelado de los casquillos

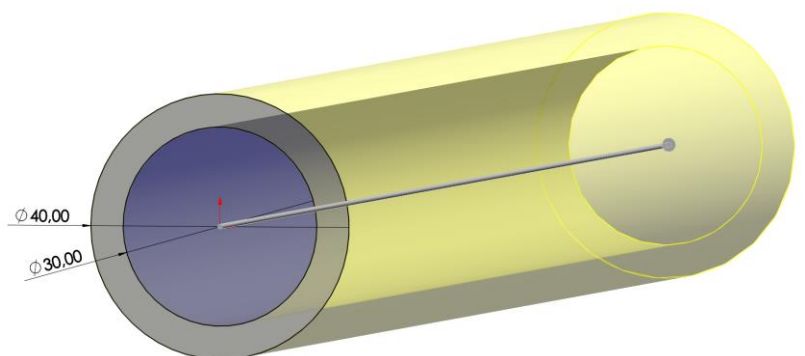
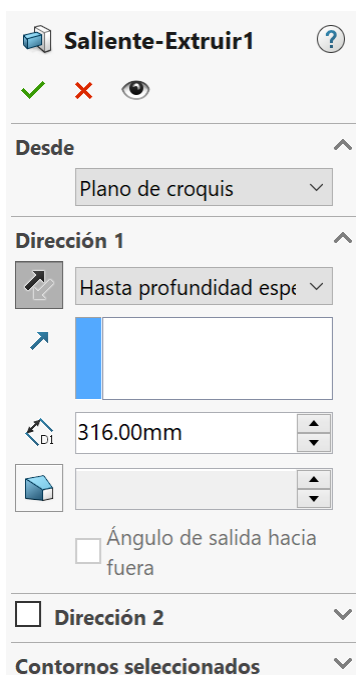
Los casquillos se van a modelar a partir del croquis con las medidas oportunas. El proceso de modelado va a ser exactamente el mismo para todos casquillos de la plataforma, siempre teniendo en cuenta que variaran las medidas según la situación.

A continuación, se muestra el ejemplo de cómo se modelarán:

En primer lugar, se realizará el croquis del casquillo.



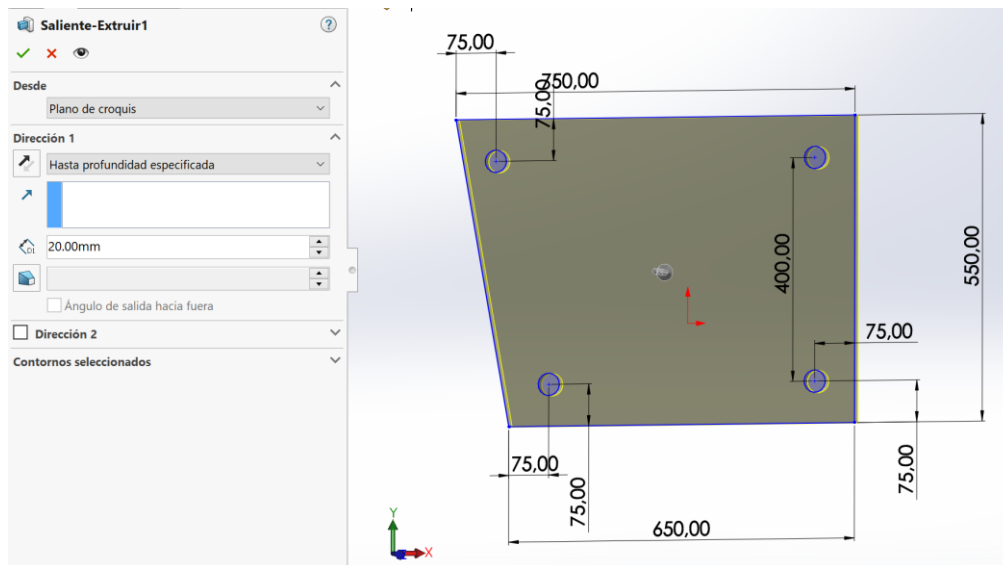
Finalmente, se extruirá dicho croquis la distancia que sea necesaria.



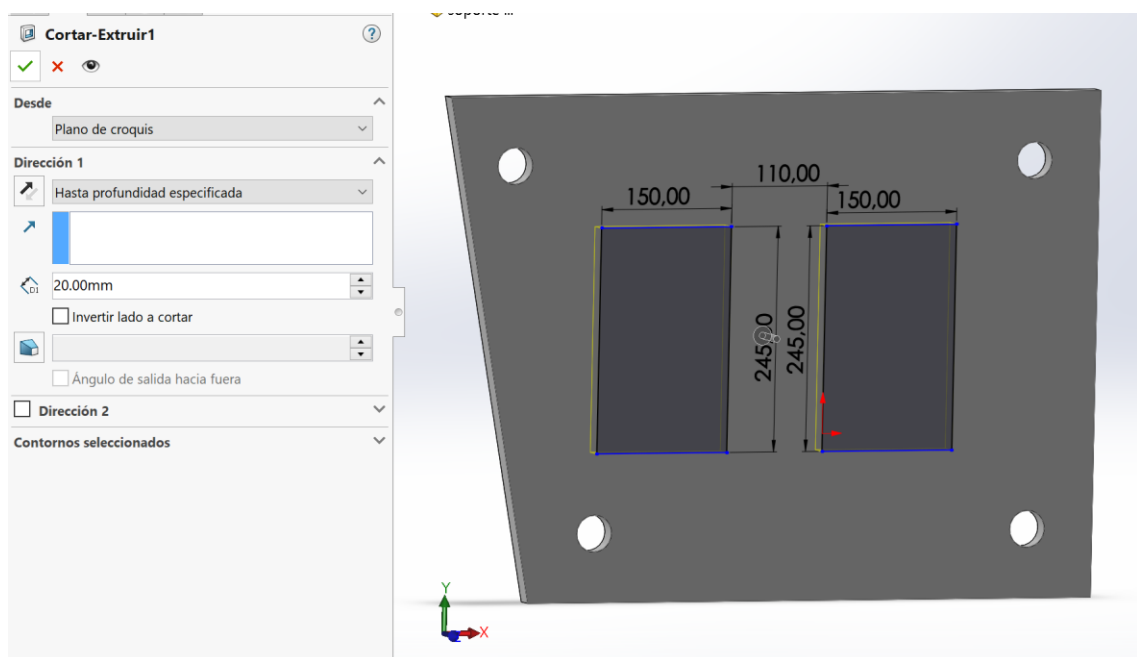
7. Modelado placa (barra 5)

El modelado de la placa se realizará mediante un croquis y extrusión. Será necesario realizar los agujeros y el vaciado de la placa mediante la herramienta cortar.

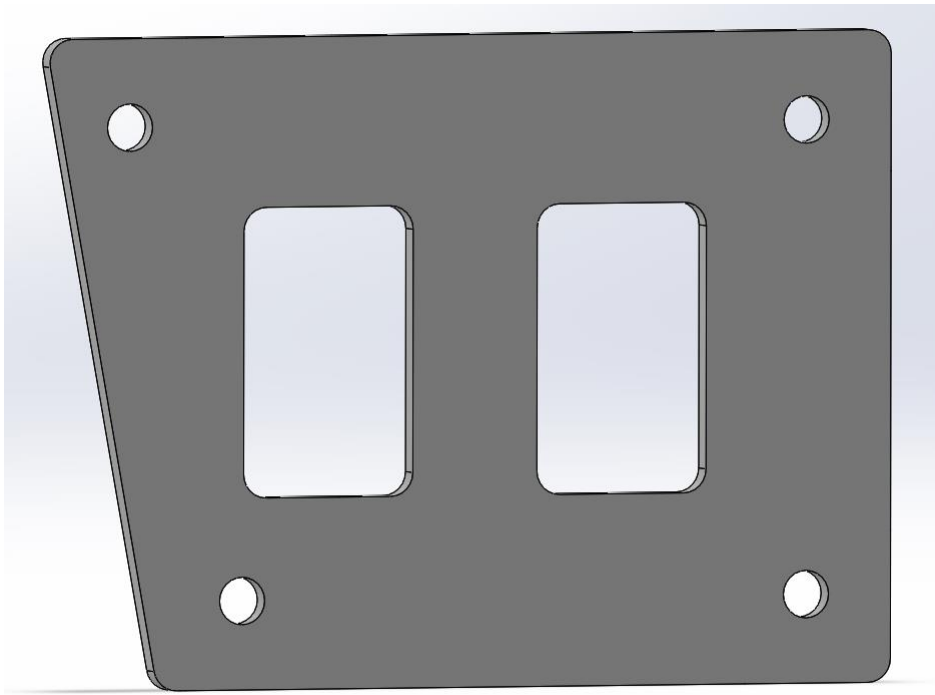
En primer lugar, se realizará el croquis y su extrusión. En este caso los agujeros se han realizado de primeras y no será necesario utilizar la herramienta cortar para hacerlos.



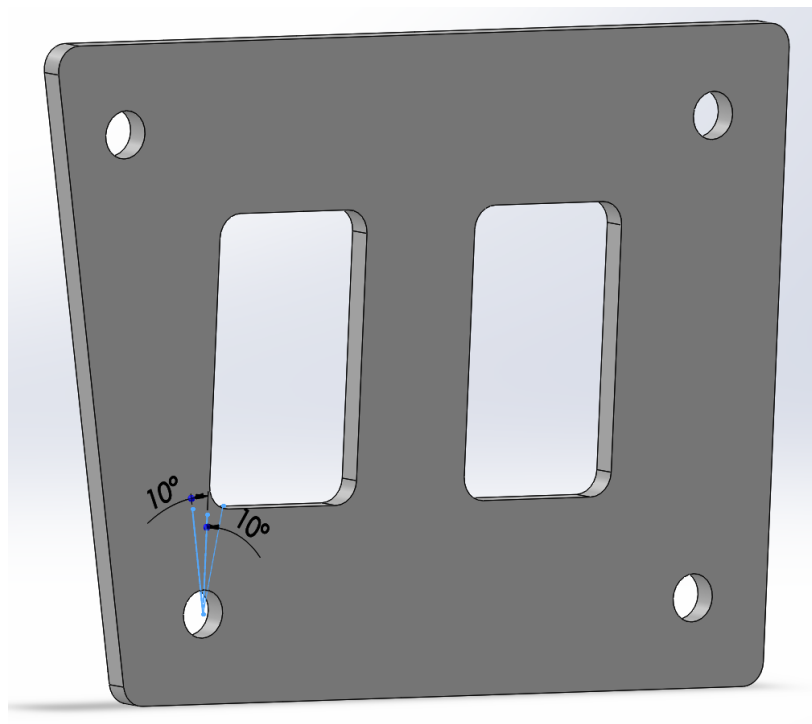
Para realizar el vaciado interior se utiliza la herramienta cortar y se realiza el croquis necesario.



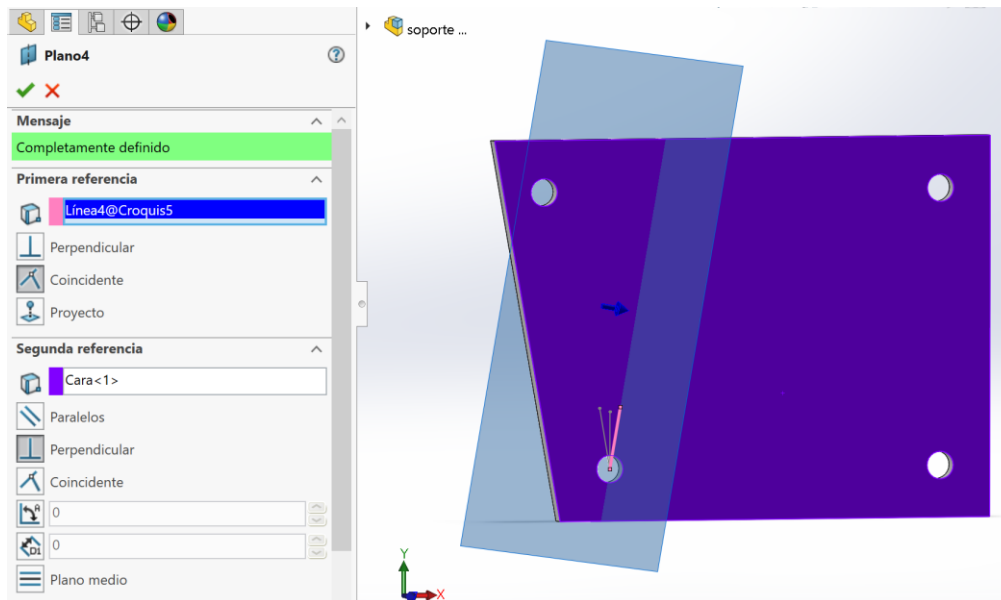
Finalmente, habiendo realizado los redondeos oportunos, el modelado de la placa queda de la siguiente forma:



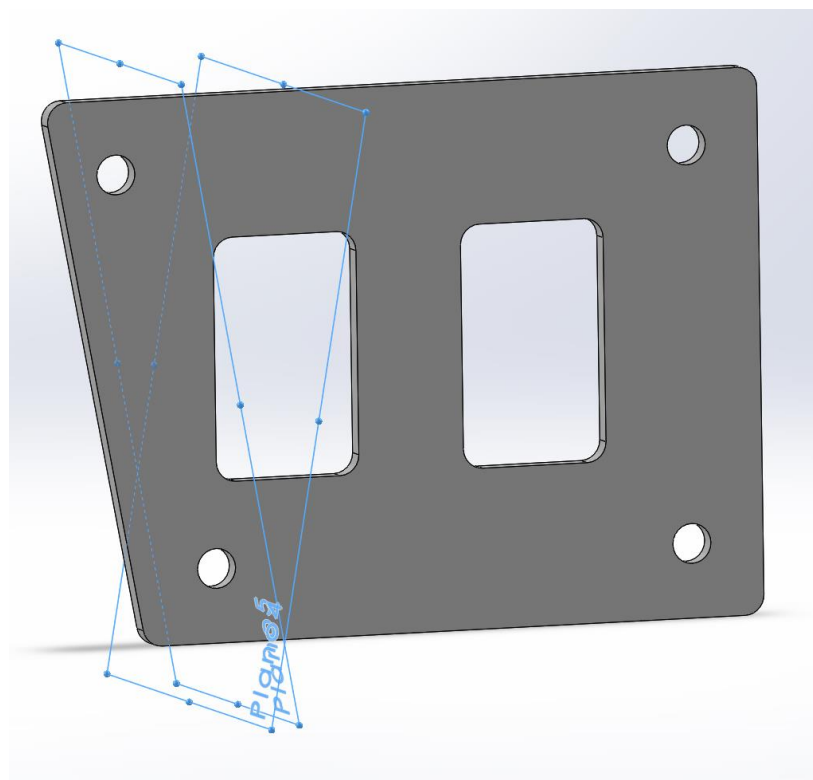
Para realizar el estudio en las distintas posiciones que la placa adopta es necesario realizar un croquis para posteriormente crear planos a distintos ángulos.



A continuación, se insertan los planos tomando como referencia el croquis y una cara perpendicular.

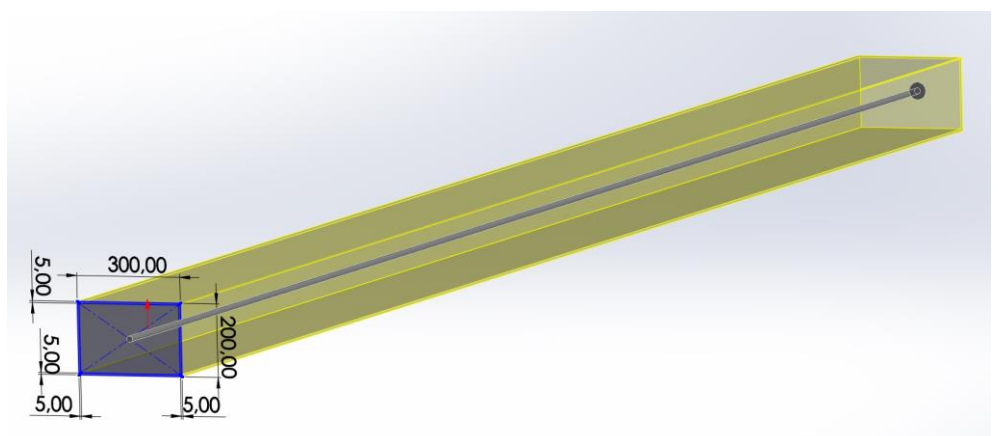
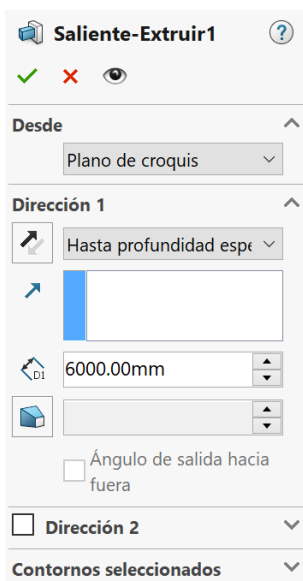
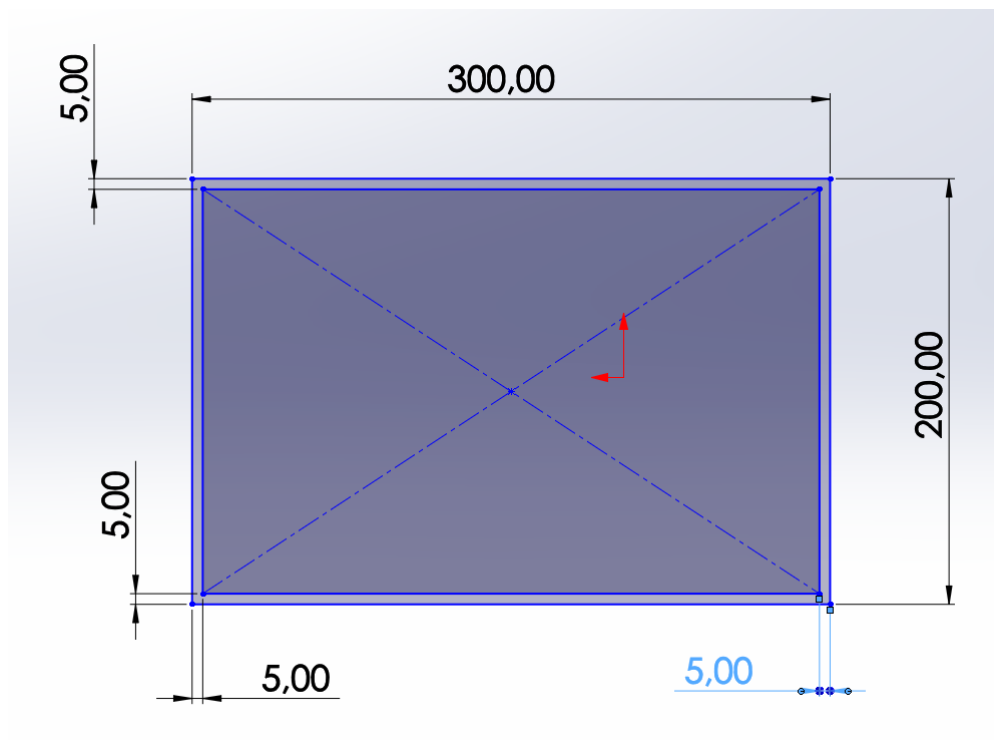


Finalmente, los planos quedan de la siguiente forma:

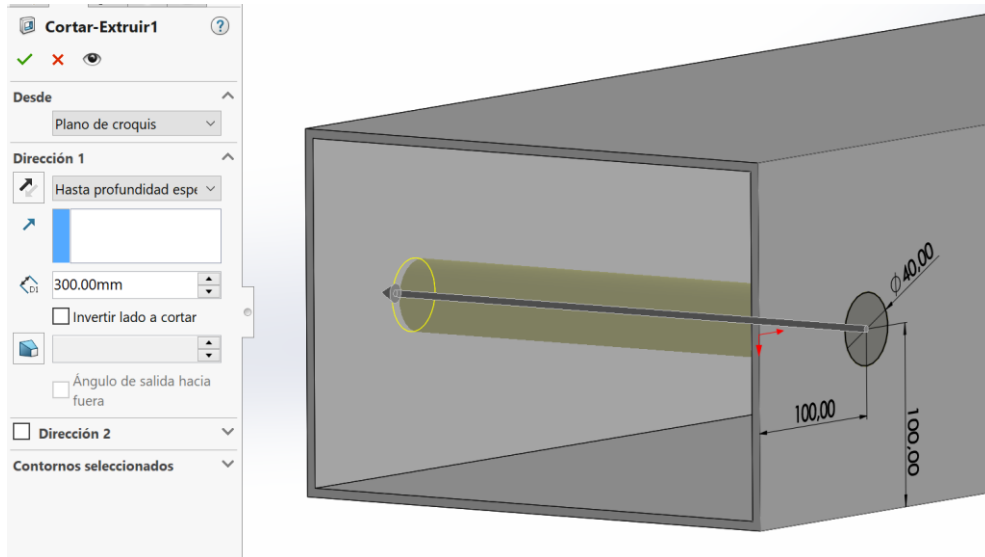


8. Modelado del brazo

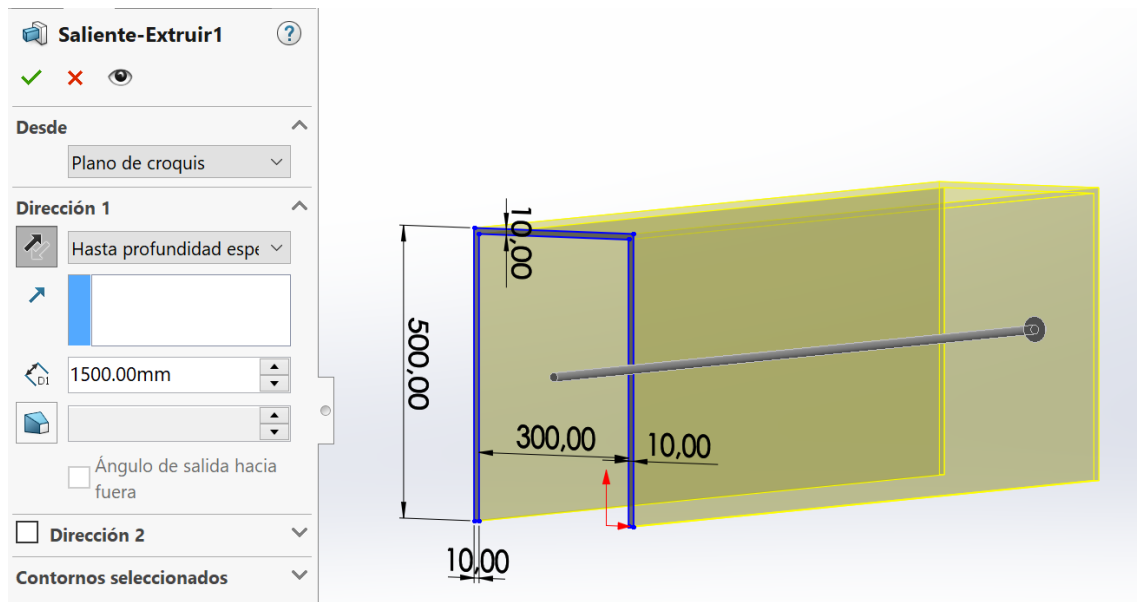
Como para la mayoría de las piezas, se va a utilizar la herramienta de extrusión. En un croquis, se acotan las medidas del perfil necesario y se realiza posteriormente una extrusión.



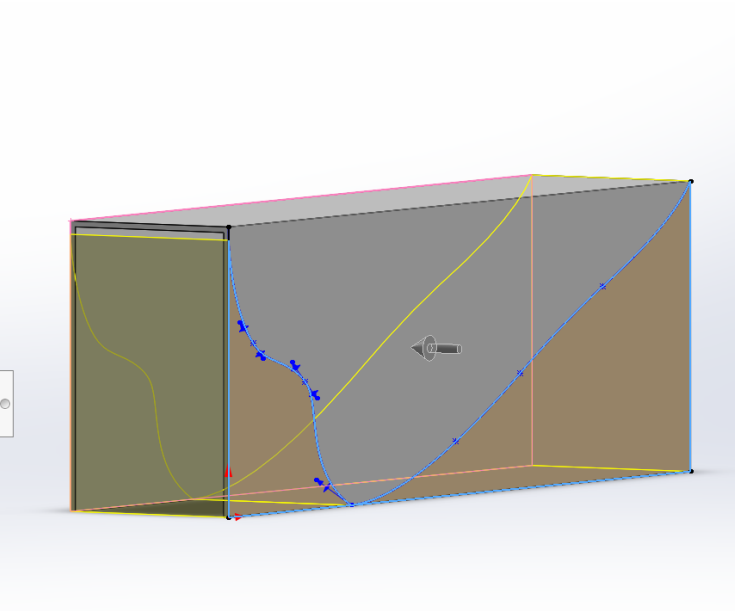
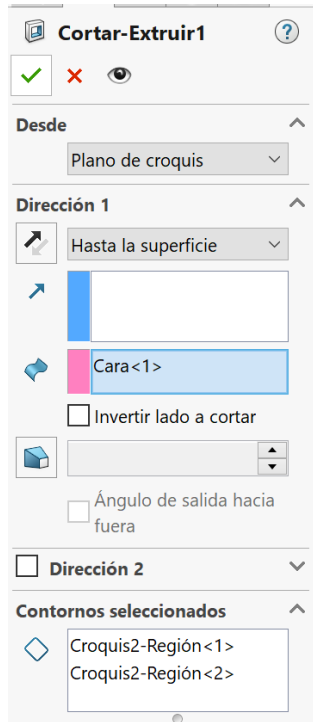
Finalmente se hacen los agujeros correspondientes mediante la herramienta cortar-extruir.



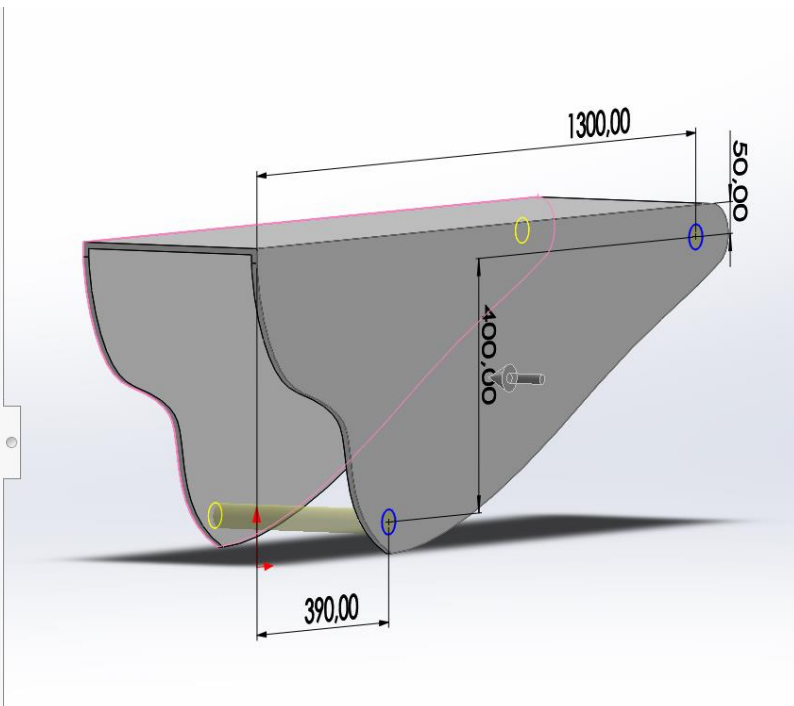
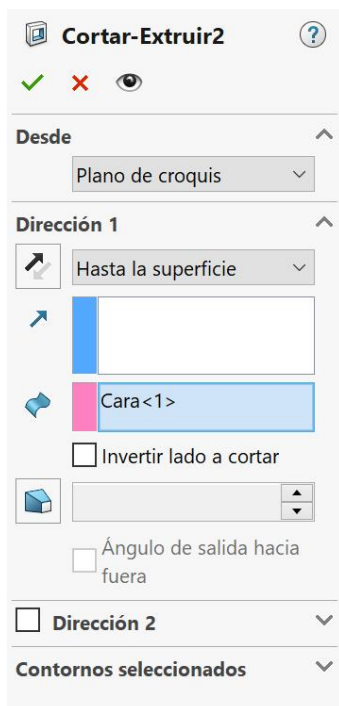
El acople que se añade al final del brazo para la unión con la placa, se ha realizado también mediante la herramienta saliente-extrusión.

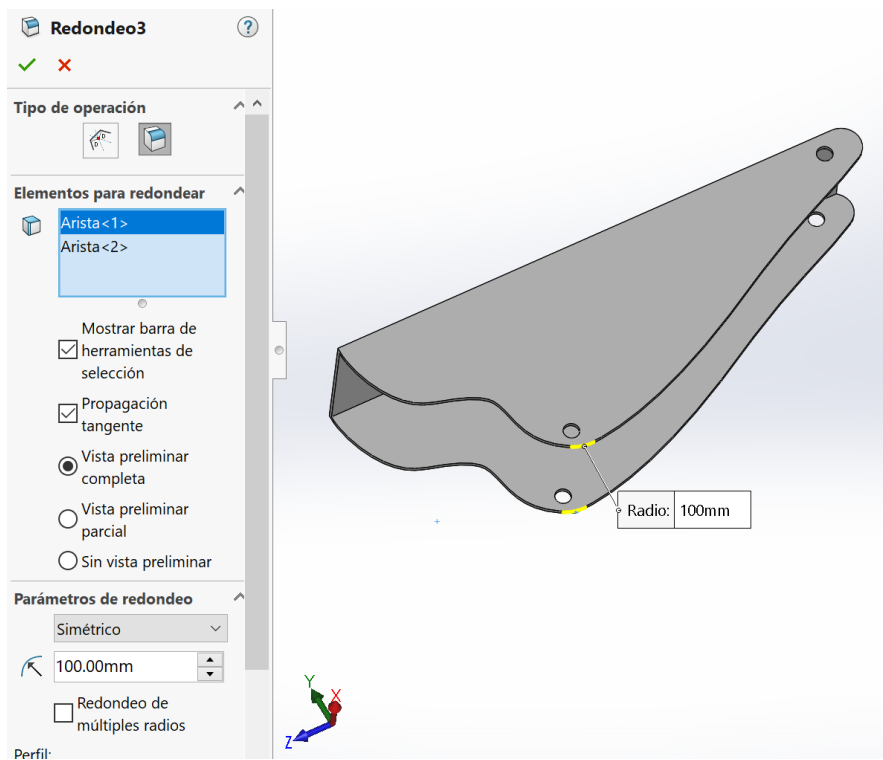
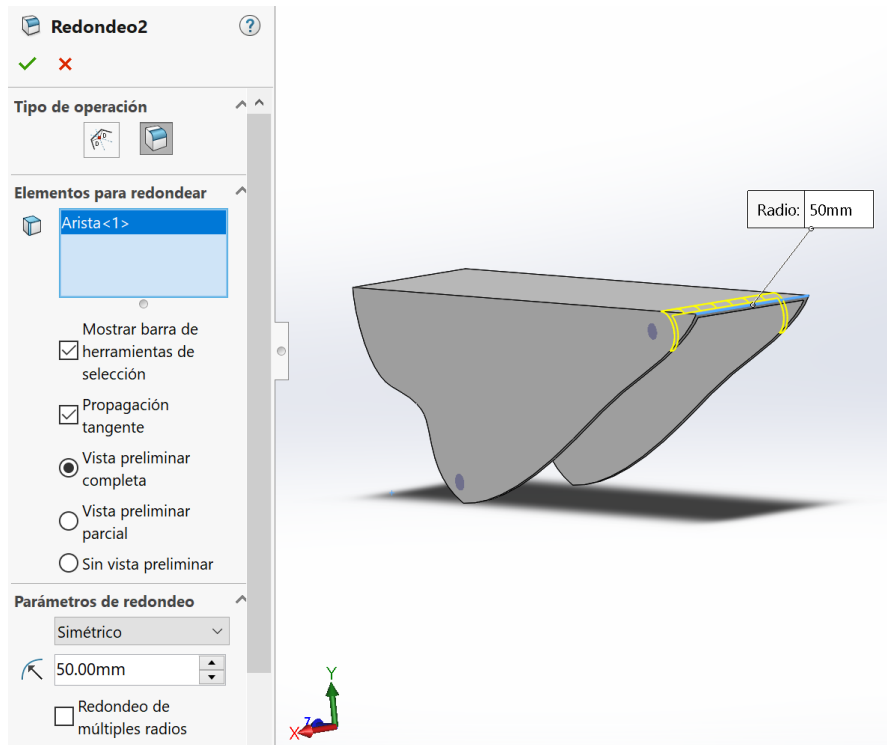


Seguidamente se realiza un spline para darle la forma deseada y se utiliza la herramienta cortar-extruir para quitar el material.

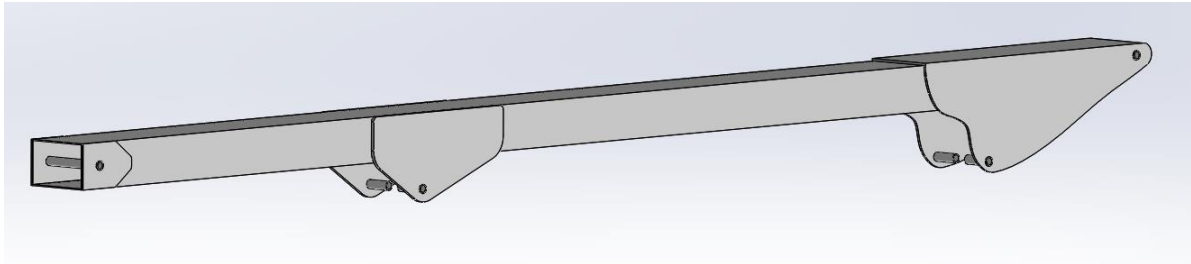


Para acabar, se realizar los agujeros y redondeos correspondientes.

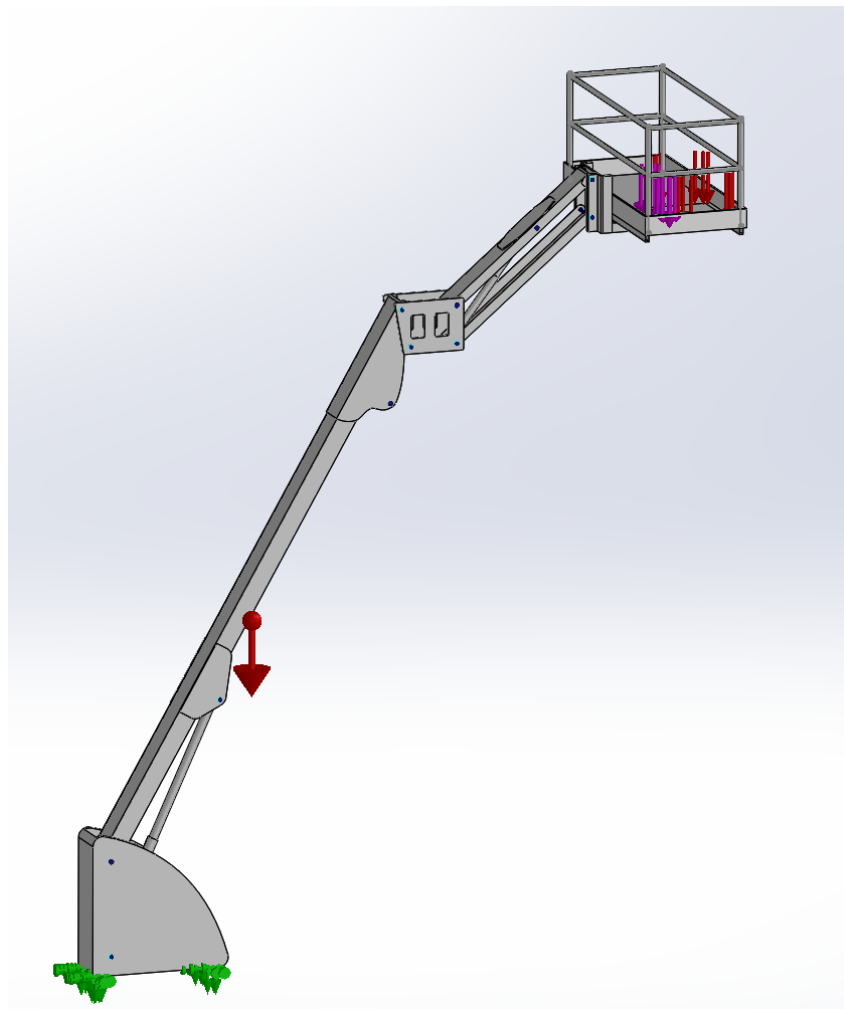




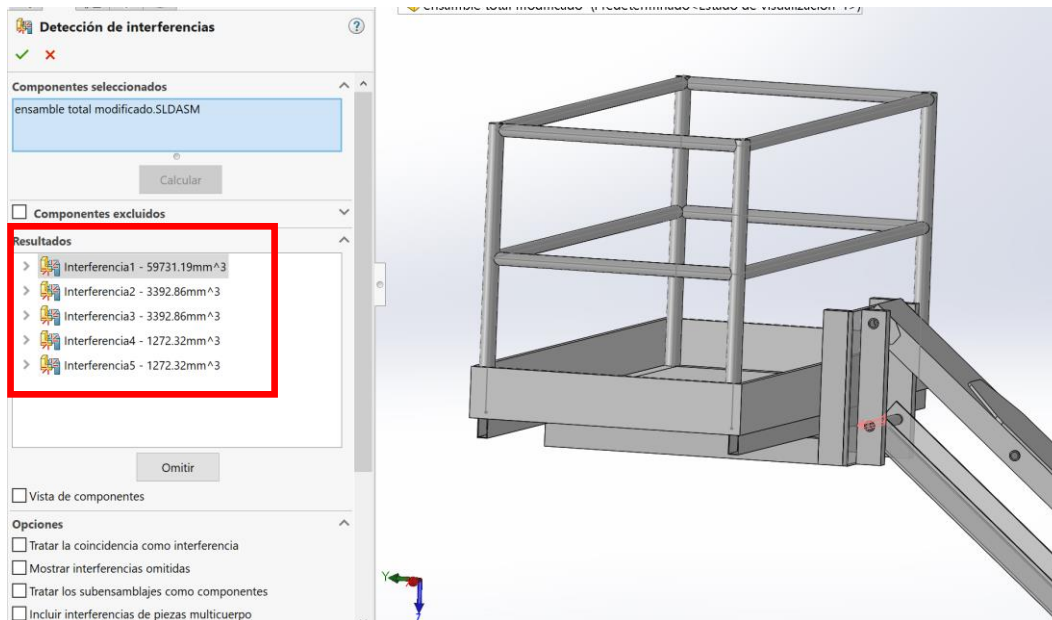
Las orejetas para el apoyo del cilindro y las chapas para aumentar el espesor necesario para los pasadores, se modelarían de la misma forma. A continuación, se muestra el modelo final del brazo.



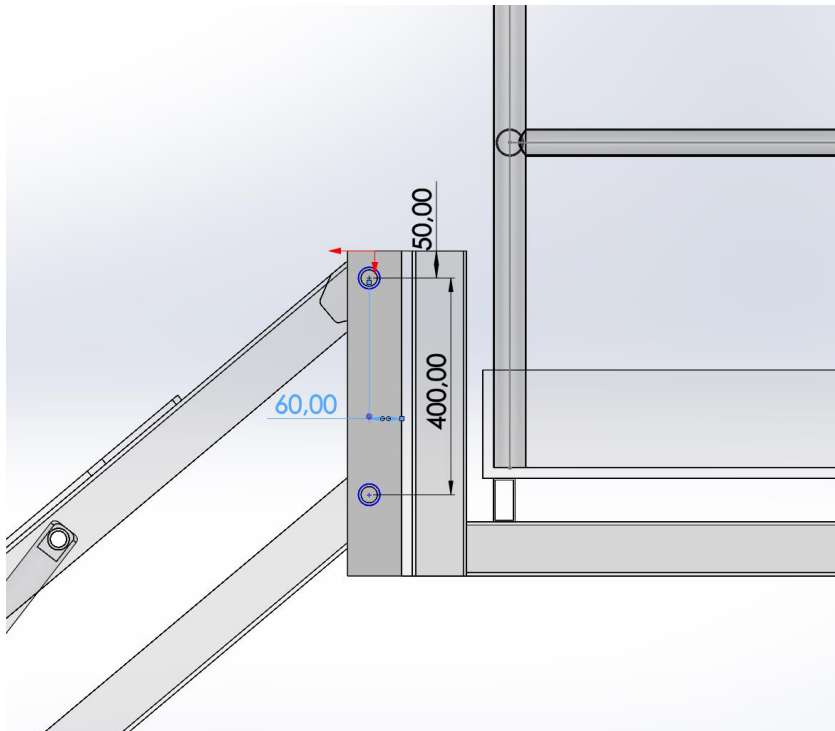
Una vez modeladas cada pieza de la plataforma elevadora se realiza un ensamblaje, el cual se muestra a continuación:

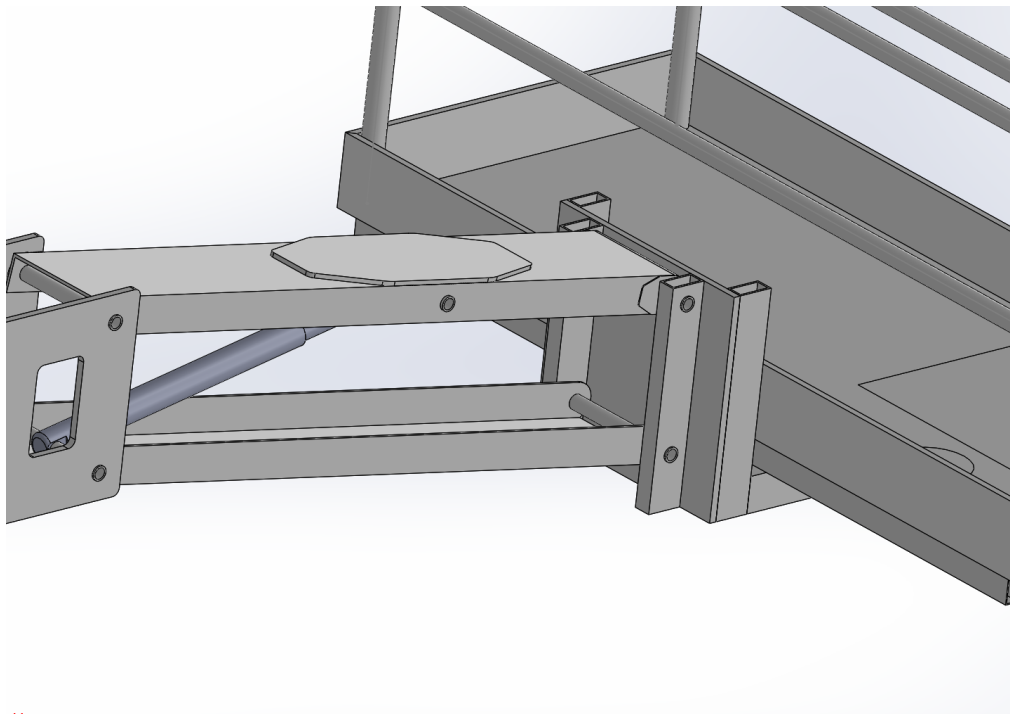
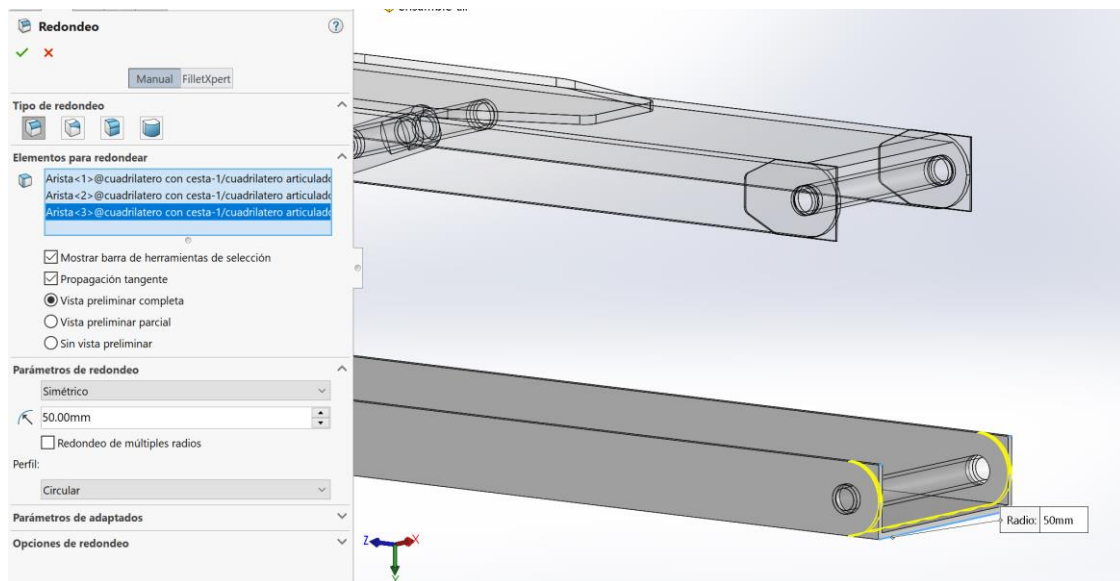


Antes de simular, se comprobará si existen interferencias en el ensamblaje.



Se han detectado interferencias por lo que se realizaran cambios en las piezas oportunas para solventar este problema.





Una vez realizados los cambios necesarios, no existe ninguna interferencia en nuestro ensamblaje por lo que se podrá simular correctamente el estudio.

Anexo 3:

Simulación mediante elementos finitos

Análisis y dimensionamiento de
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg y altura de
plataforma de 7 metros

Autor

Fibicio Diego Hernández Aisa

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza / Escuela de ingeniería y arquitectura
2019

1. Objeto de la simulación

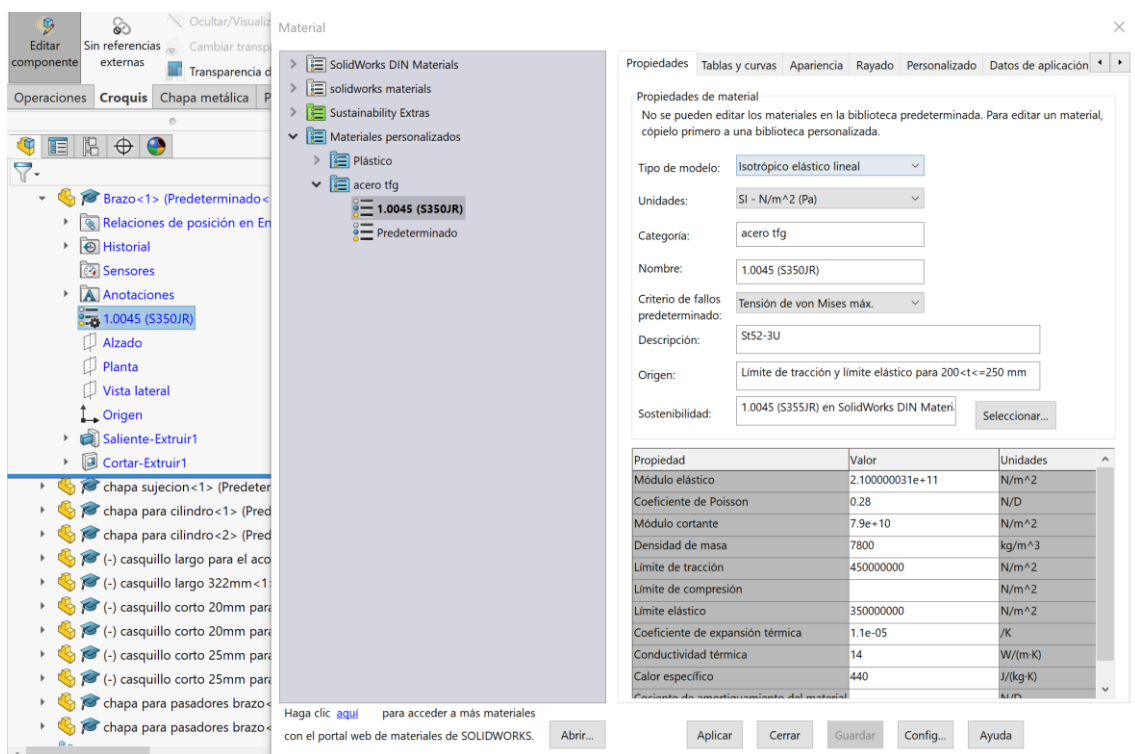
Una vez llegados a este último apartado, se procede a simular la plataforma diseñada y calculada analíticamente. El objeto principal de la simulación será verificar que los cálculos analíticos son correctos.

Se va a explicar el proceso mediante el cual se realizará dicha simulación.

- Aplicar el material correspondiente a cada pieza que forma parte del estudio.
- Definir correctamente las conexiones entre las piezas.
- Asignar, si es necesario, contacto entre componentes.
- Imponer las sujeciones necesarias para asemejarlo al caso real.
- Aplicar las cargas externas.
- Crear un mallado de los componentes a analizar, siendo necesario aplicar un control de malla para distintas piezas.
- Finalmente, ejecutar el estudio y analizar los resultados obtenidos.

1.1 Aplicación del material

Para aplicar el material será necesario seleccionar cada pieza del ensamblaje y asignar el material específico. En este caso el acero S350R no estaba en la biblioteca y se creó uno a partir de otro acero, pero modificando el límite elástico por el conveniente.

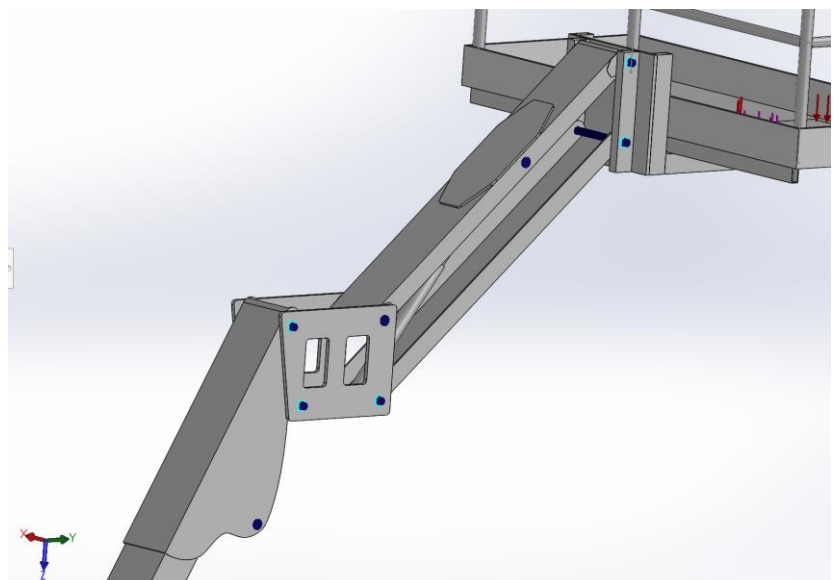
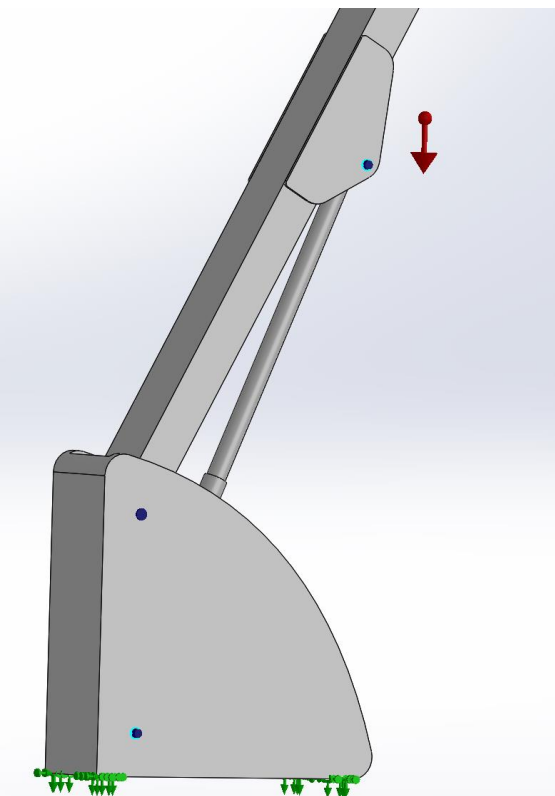
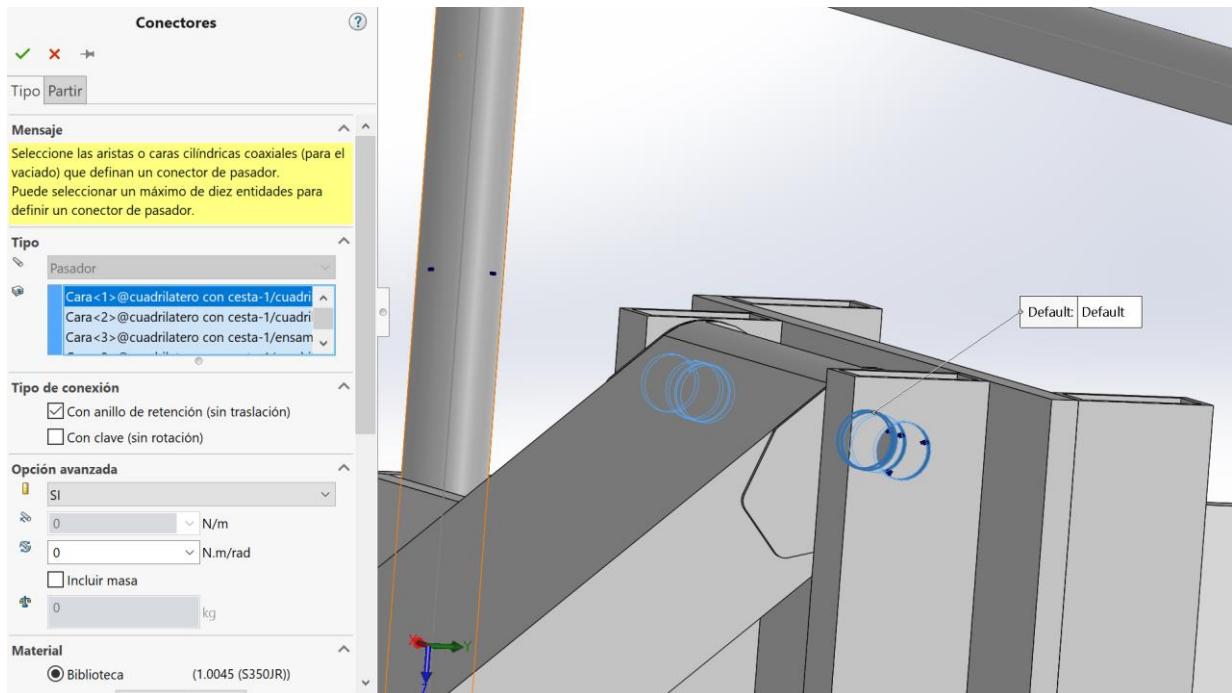


Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.10000031e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+10	N/m ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	450000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	350000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

Se realizará esta misma operación para todas las piezas del ensamblaje.

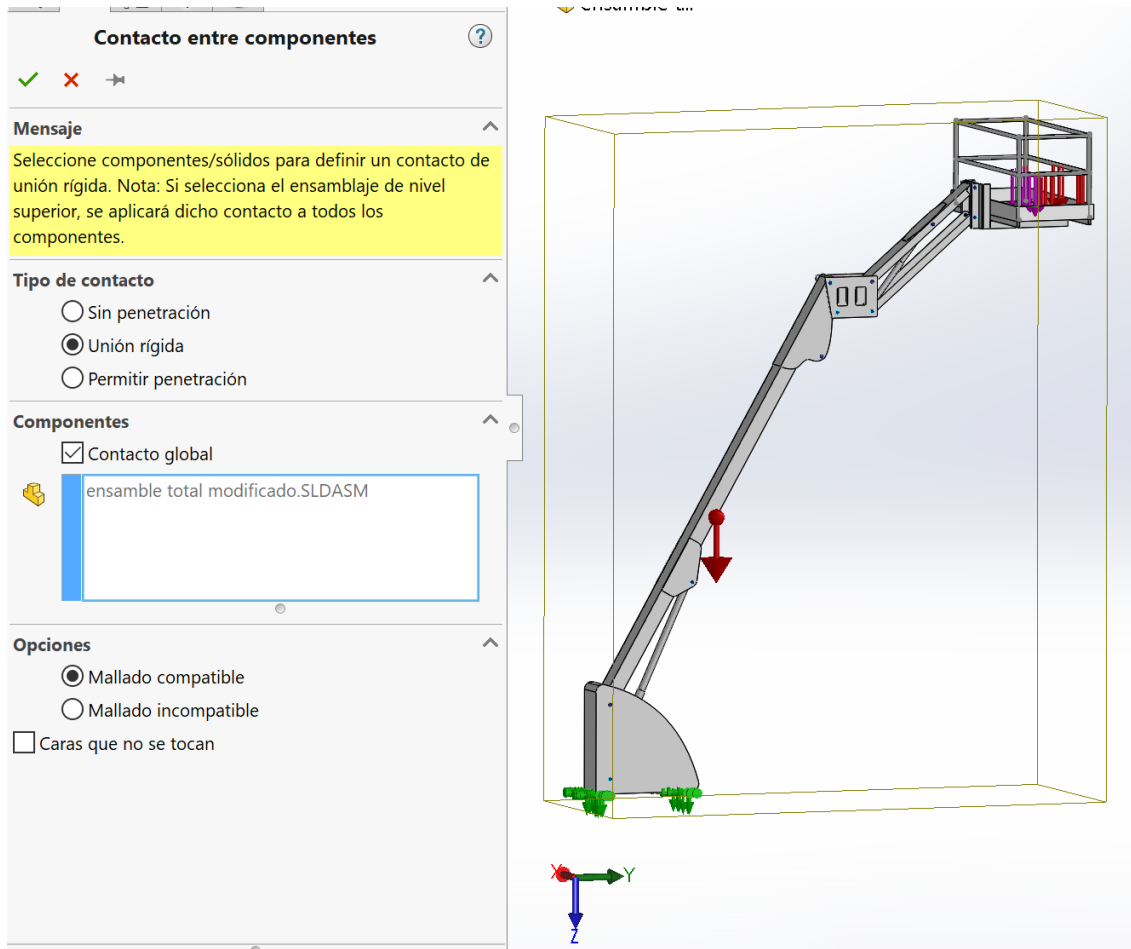
1.2 Conexiones entre piezas

En este apartado se verá cómo se han realizado las conexiones entre las piezas que componen la plataforma. Se han colocado conexiones de tipo pasador. Será necesario seleccionar cada cara que este en contacto con el pasador.



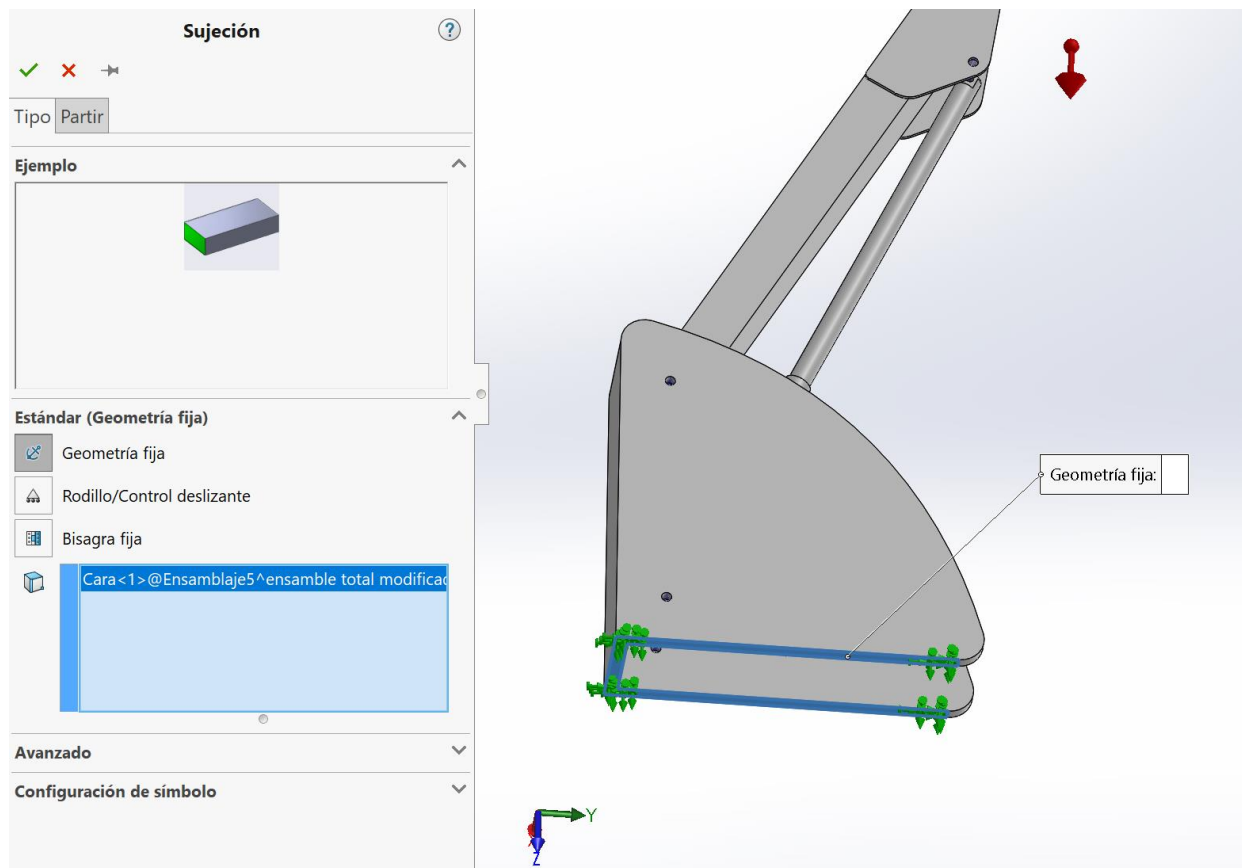
1.3 Contacto entre componentes

Para este caso se ha seleccionado un contacto global de tipo unión rígida. Esto hará que todas las piezas se comporten de forma rígida excepto en las zonas donde se hayan aplicado conexiones, en este caso de tipo pasador como se vio en el apartado anterior.



1.4 Sujeciones

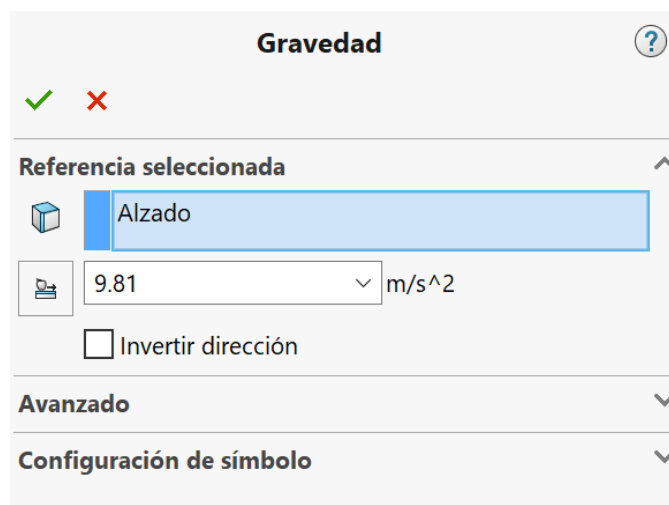
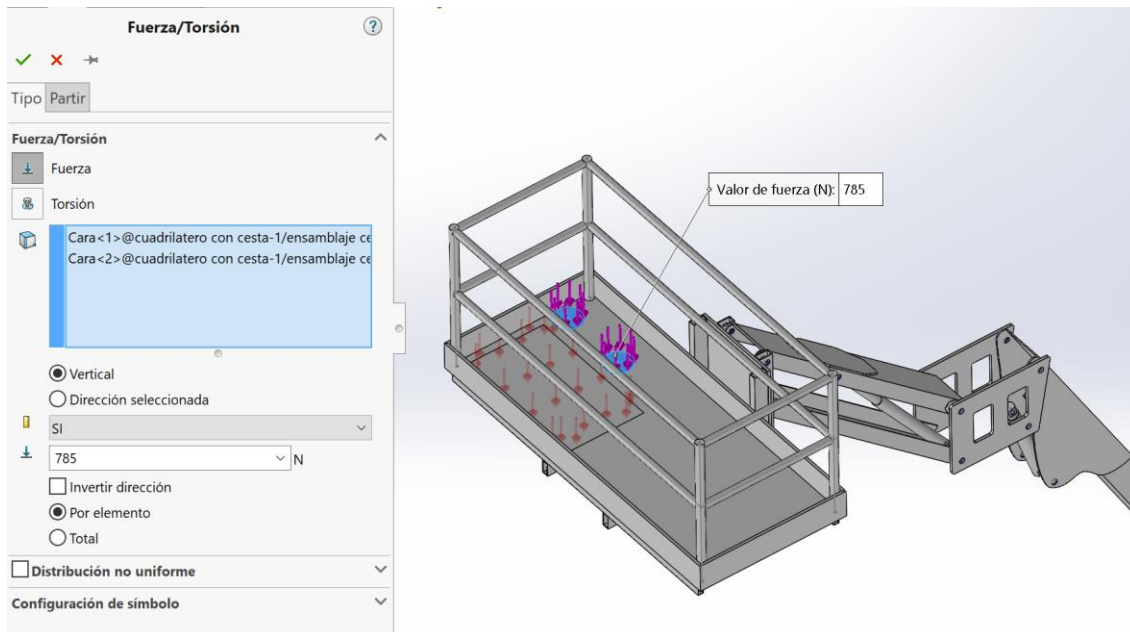
La sujeción necesaria para este estudio es el empotramiento de la parte inferior de la plataforma, la cual ira anclada al chasis de la plataforma. En este caso se denomina geometría fija.



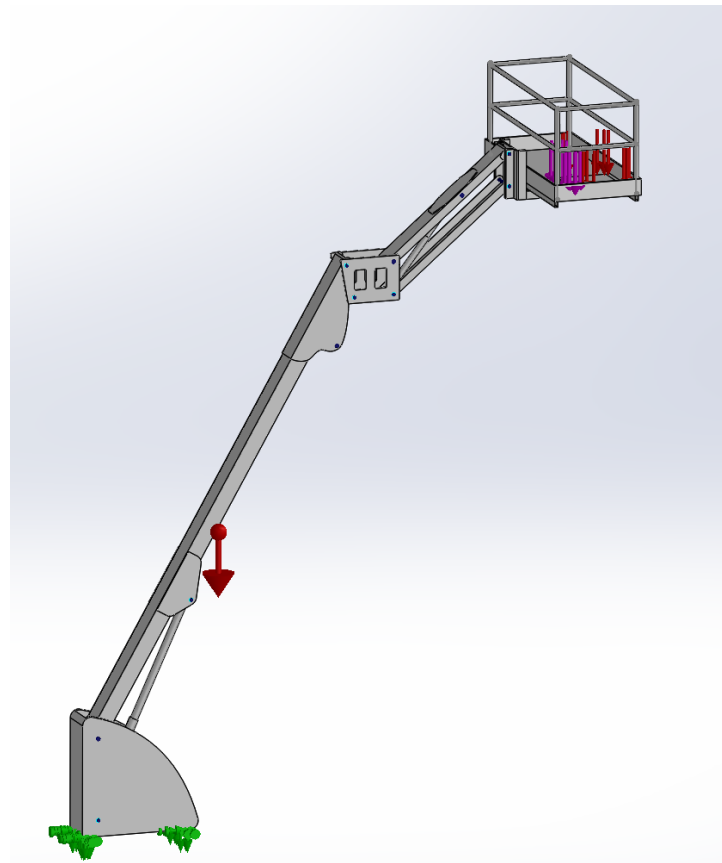
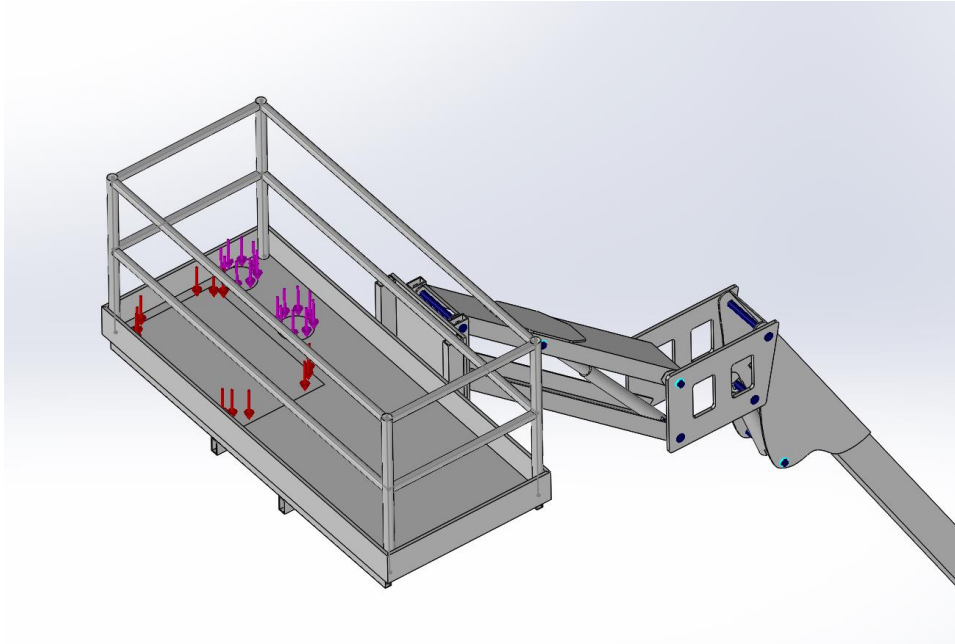
1.5 Cargas externas

Las cargas externas a colocar serán:

- Dos cargas representando cada operario (785 N cada carga).
- Presión que ejerce por superficie la herramienta (643,3 N/m²).
- Efecto de la gravedad (9,81 m/s²).



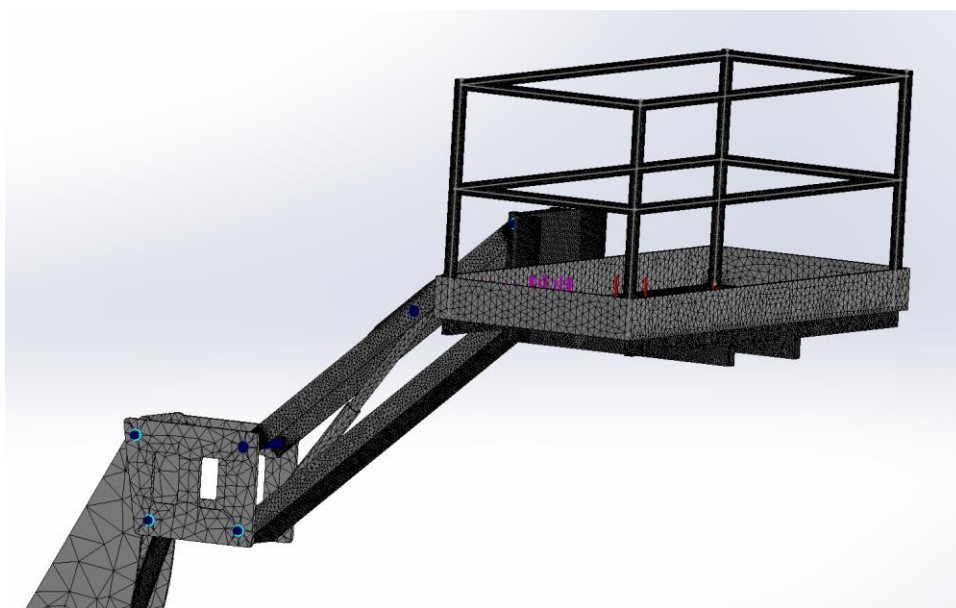
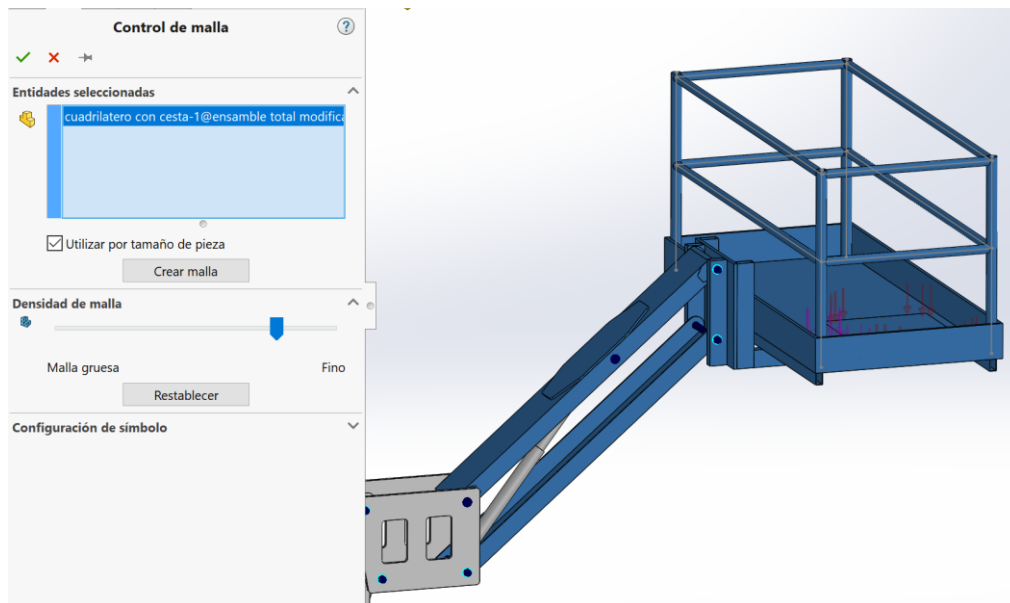
Una vez colocadas las cargas de los operarios, de las herramientas y la gravedad, el modelo queda de la siguiente forma:



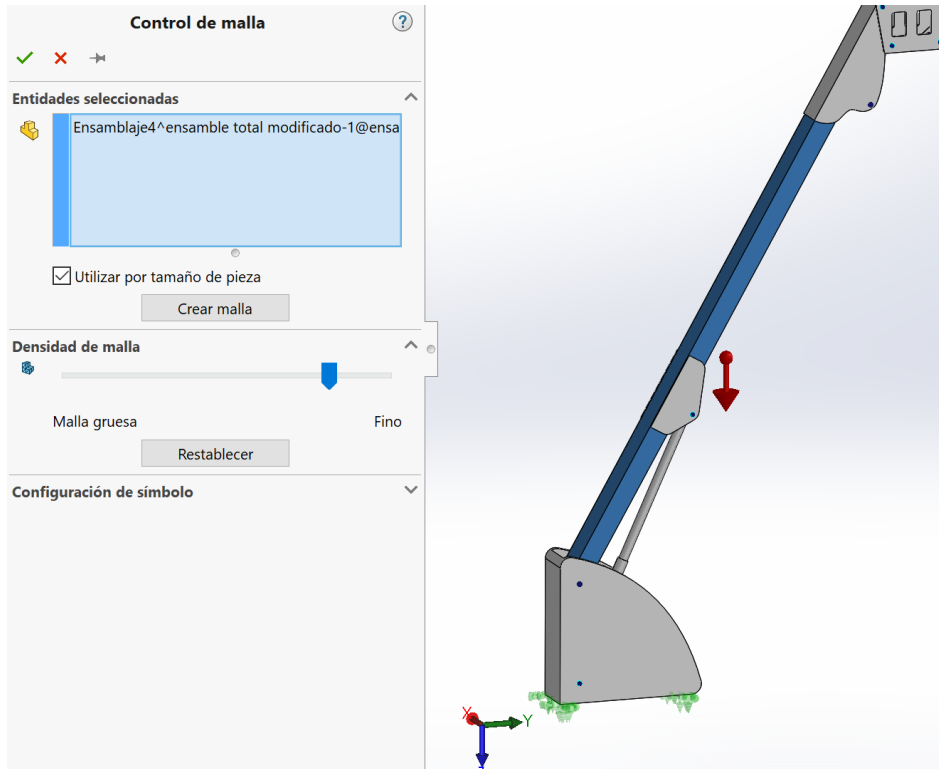
1.6 Mallado

En este apartado se realizará la malla necesaria para la simulación. Se realizará una malla fina para los componentes de la plataforma, también se aplicarán controles de malla para dos conjuntos, consiguiendo así una mayor aproximación de estudio.

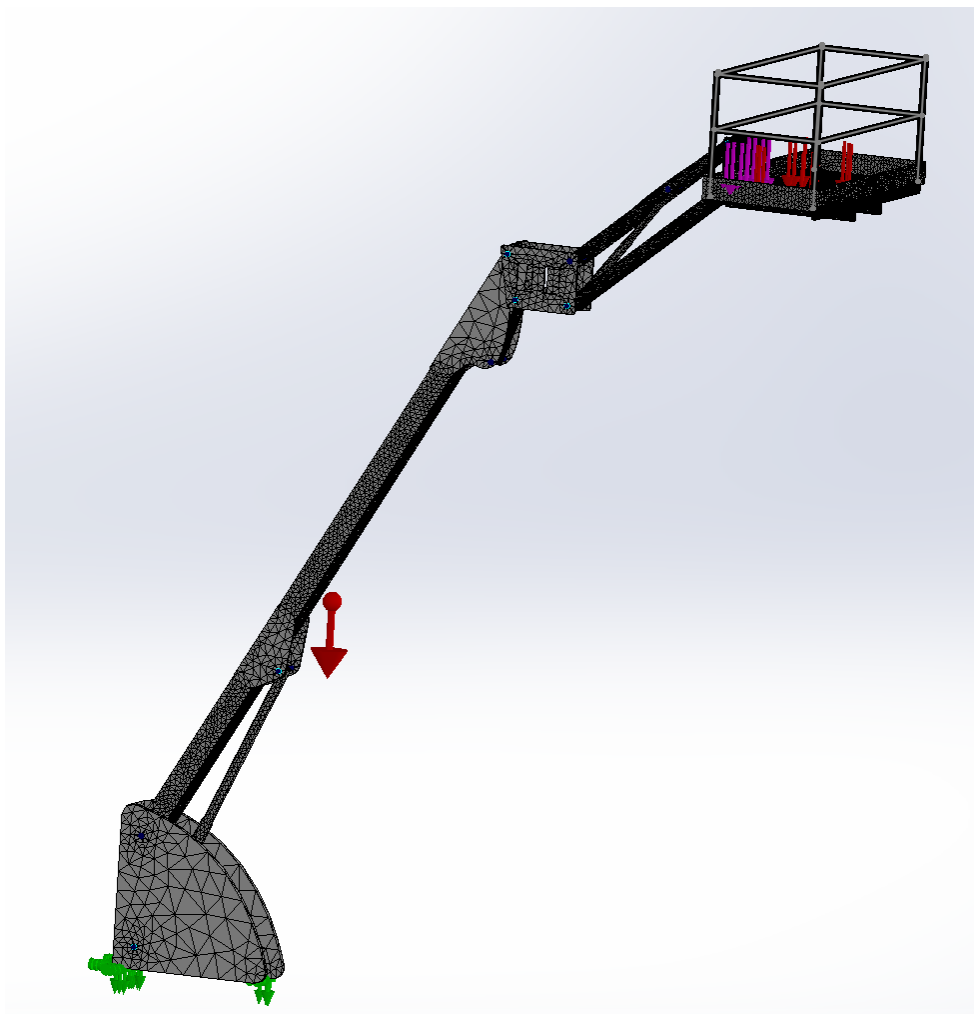
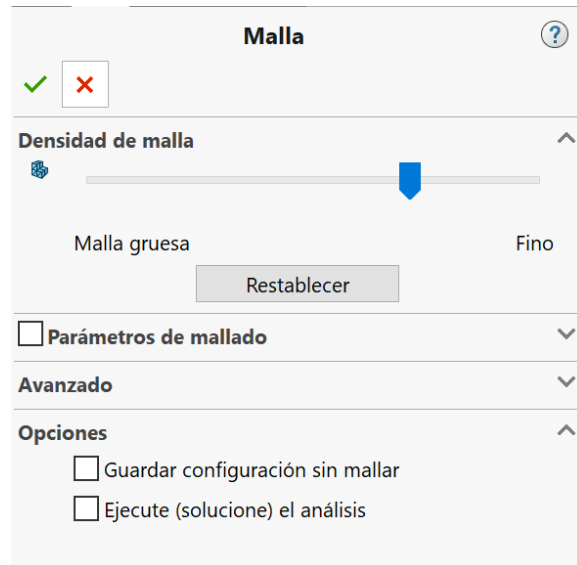
En primer lugar, se realiza un control de malla del cuadrilátero con la cesta.



Se realiza un control de malla del brazo principal.



Finalmente, se realiza un mallado del conjunto completo.



2. Simulación y análisis mediante elementos finitos

2.1 Análisis completo de la plataforma elevadora

Se realizará un estudio de la plataforma elevadora completa en varias posiciones. Para tener un mayor conocimiento de cada posición, se explica a continuación que ángulos adoptará la plataforma.

- Ángulo alfa (α): será el ángulo que forme el brazo con la horizontal.
- Ángulo beta (β): será el ángulo que formen las barras del cuadrilátero con la horizontal.

Se establecerá un límite de desplazamiento, el cual tendrá que cumplir la siguiente relación:

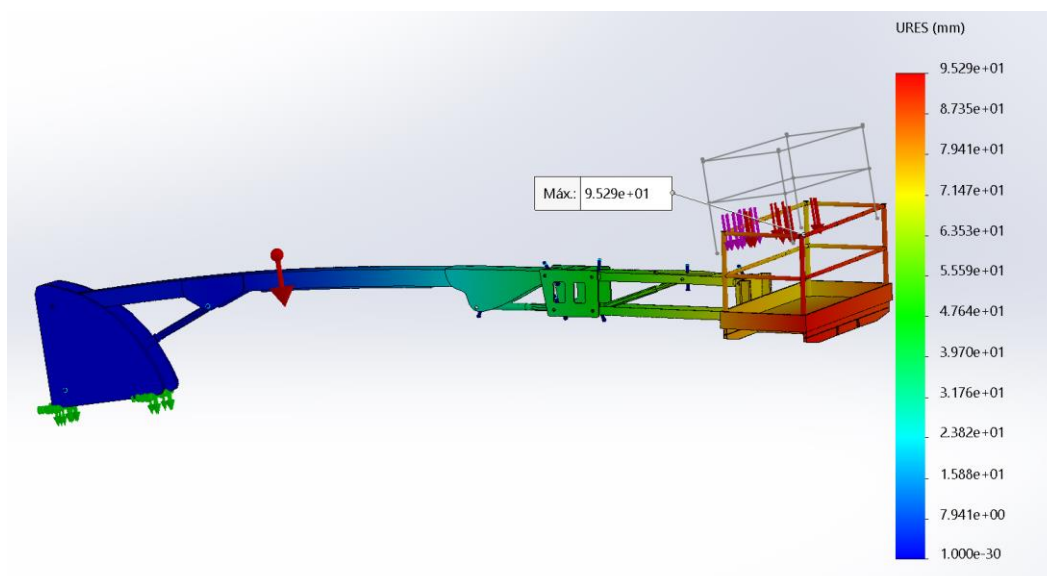
$$d \leq \frac{L}{125}$$

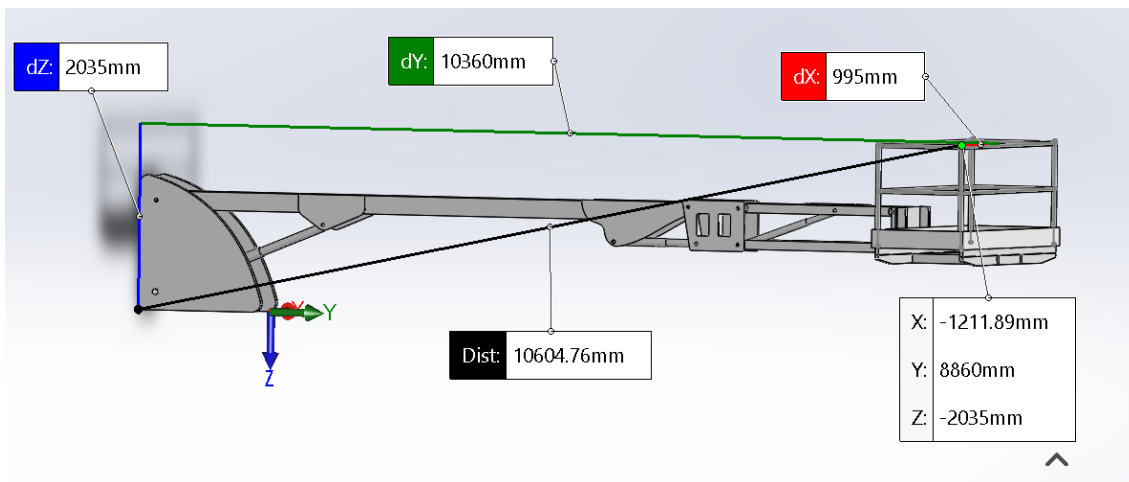
Siendo "L" la longitud entre el punto inferior de la plataforma y el punto donde se encuentra el mayor desplazamiento.

En primer lugar, se estudiará la posición donde la plataforma se encuentra horizontal.

2.1.1 Posición 1 ($\alpha=0^\circ$, $\beta=0^\circ$)

- Desplazamientos:

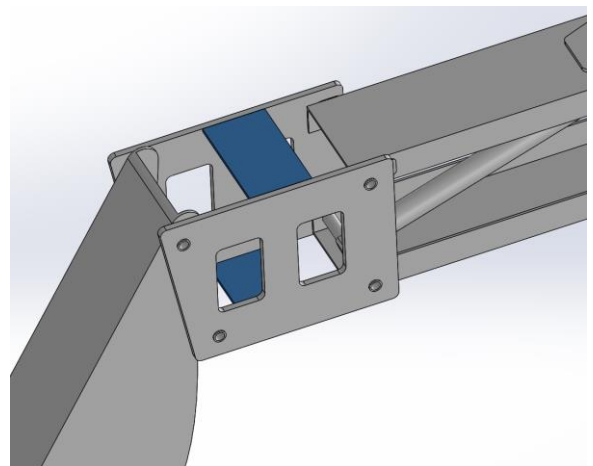
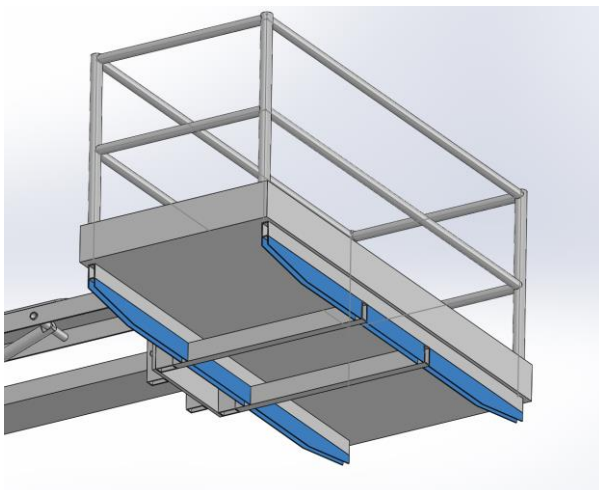


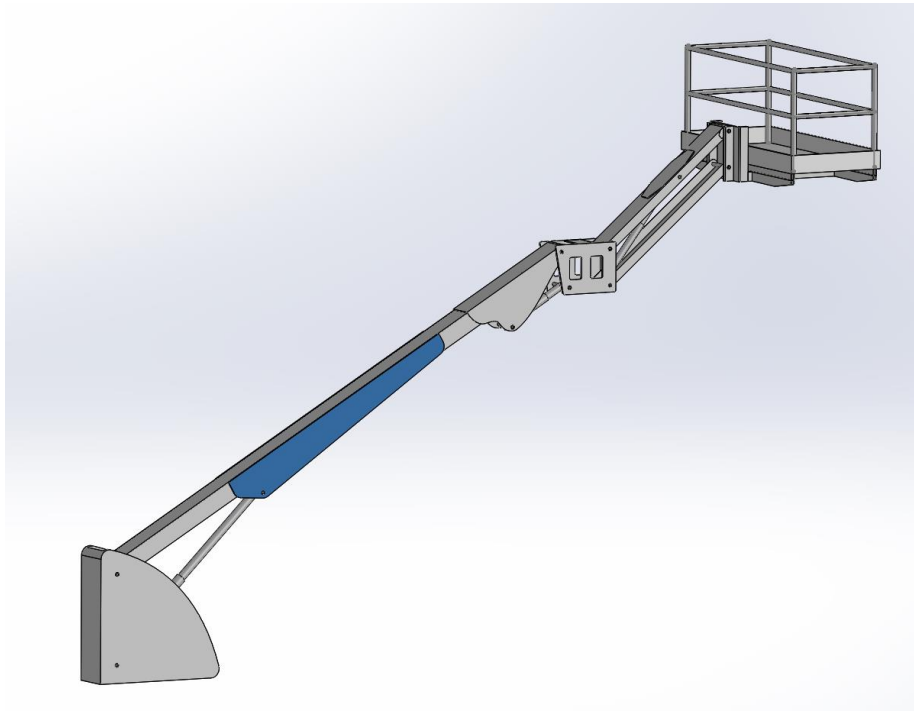


Conocida la distancia entre puntos y sustituyendo, se obtiene:

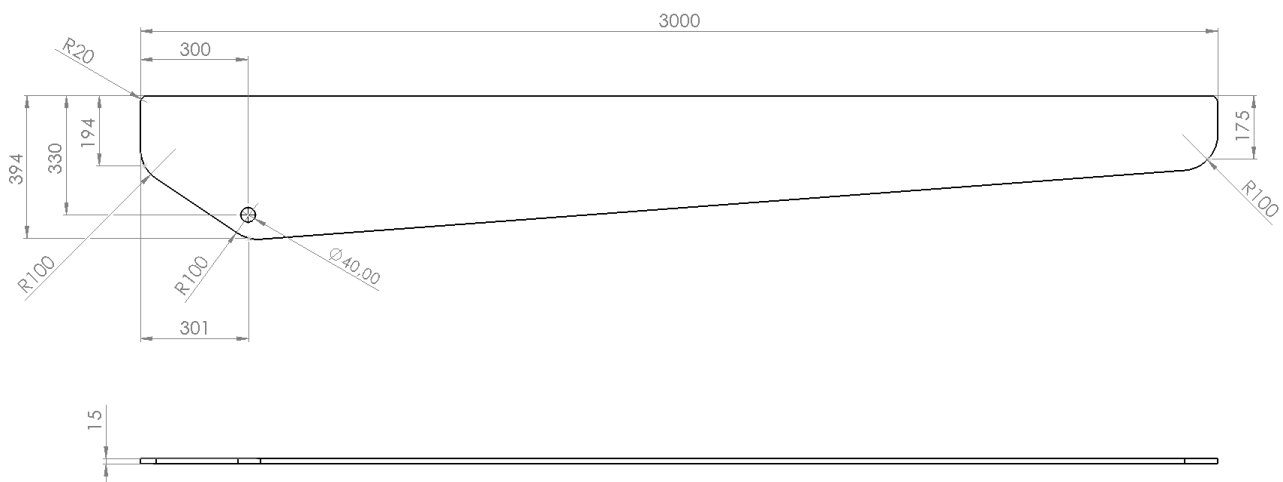
$$d = \frac{10604}{125} = 84,83 \text{ mm}$$

Es decir, el desplazamiento máximo debería ser de 84,83 mm y en este caso el resultado es de 95 mm por lo que no cumple con la relación impuesta. Para ello, se realizarán unas modificaciones para rigidizar el soporte de la cesta y el brazo. Las modificaciones se adjuntan a continuación:



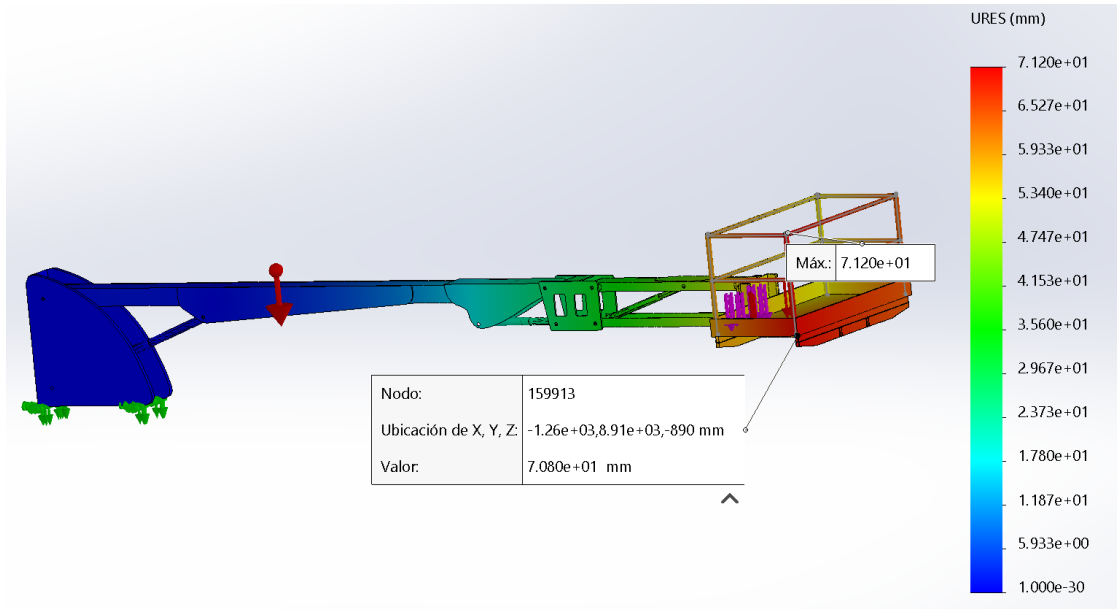


A continuación, se muestra un croquis de la orejeta donde va apoyado el cilindro principal del brazo.



Una vez realizadas dichas modificaciones, se simula de nuevo:

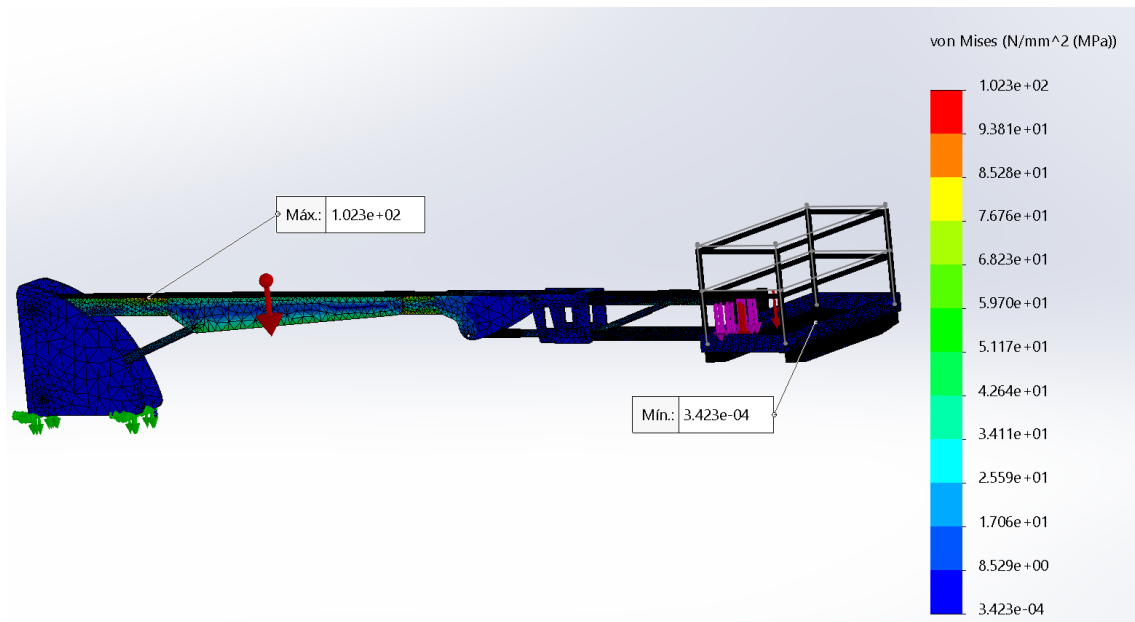
- Desplazamientos:



El desplazamiento una vez realizadas las mejoras es de 71 mm por lo que estamos dentro del límite impuesto.

A continuación, se muestran el resultado de las tensiones:

- Distribución de tensiones:

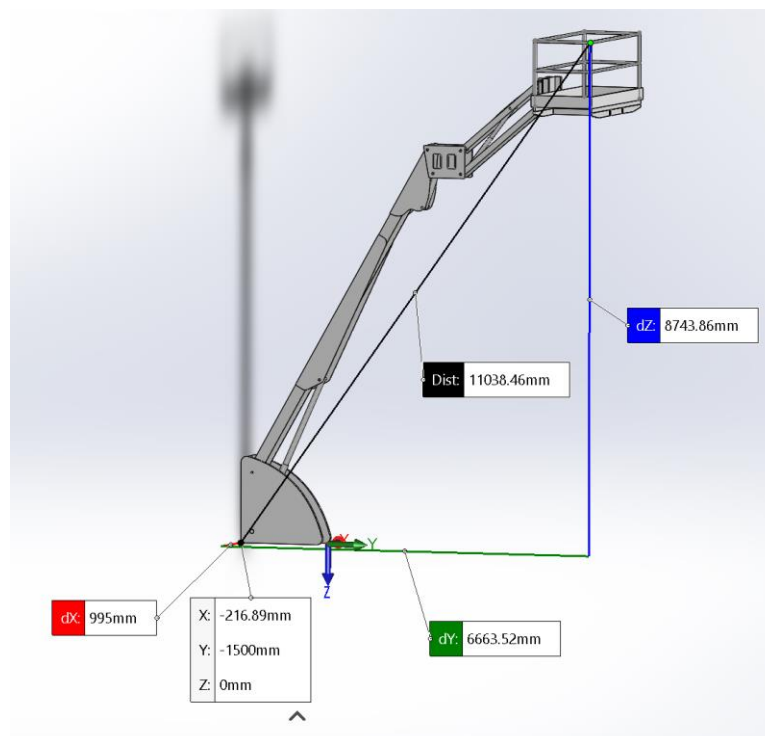
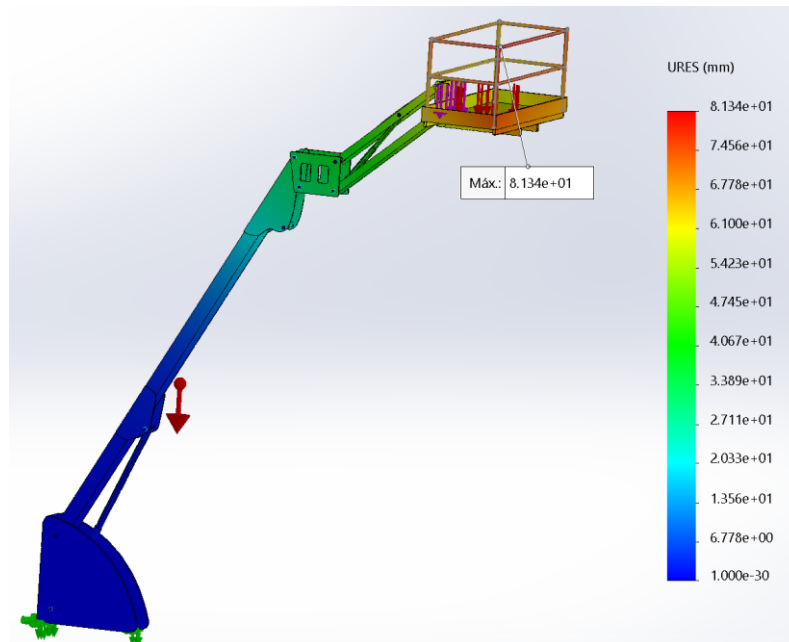


La tensión máxima obtenida es de 102 MPa, inferior a la tensión máxima admisible. El dimensionamiento es válido.

2.1.2 Posición 2 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=40^\circ$)

Esta posición corresponde con la posición máxima que la plataforma puede adoptar. A continuación, se muestra la distribución de tensiones del conjunto entero.

- Desplazamientos:

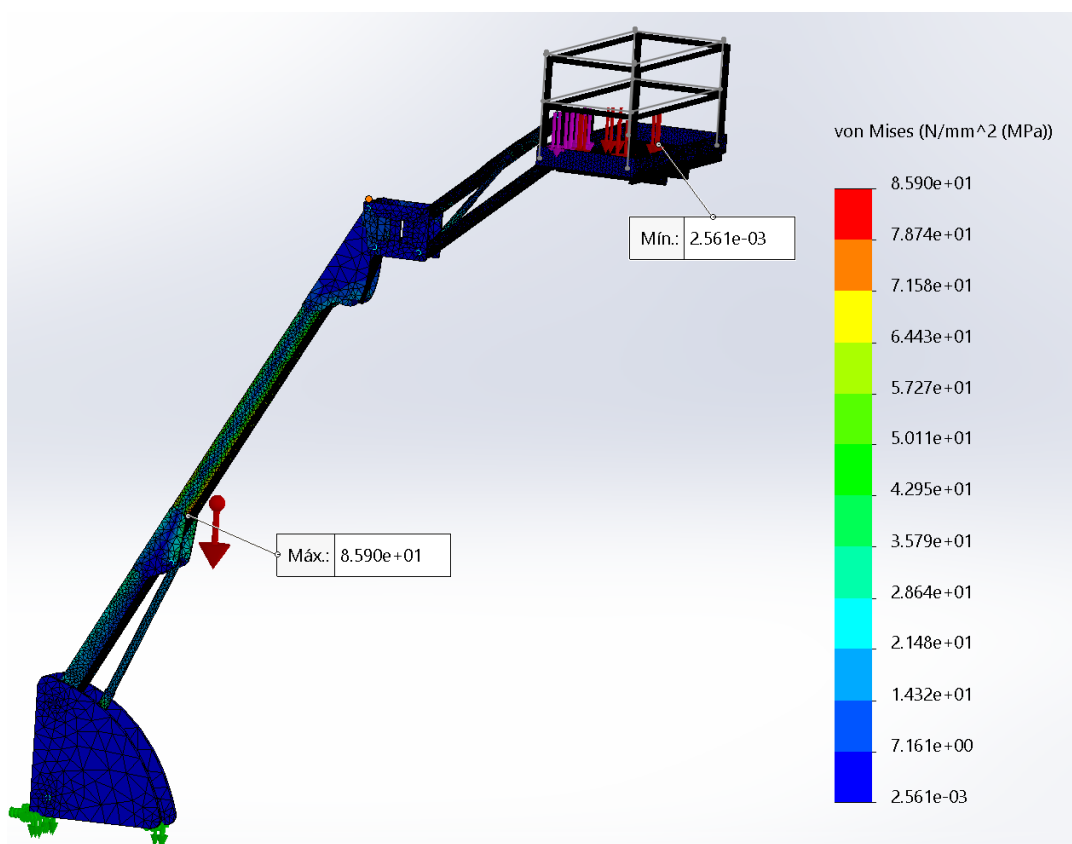


Conocida la distancia entre puntos y sustituyendo, se obtiene:

$$d = \frac{11038}{125} = 88,3 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo permitido es de 88,3 mm y en este caso el resultado es de 81 mm por lo que es válido.

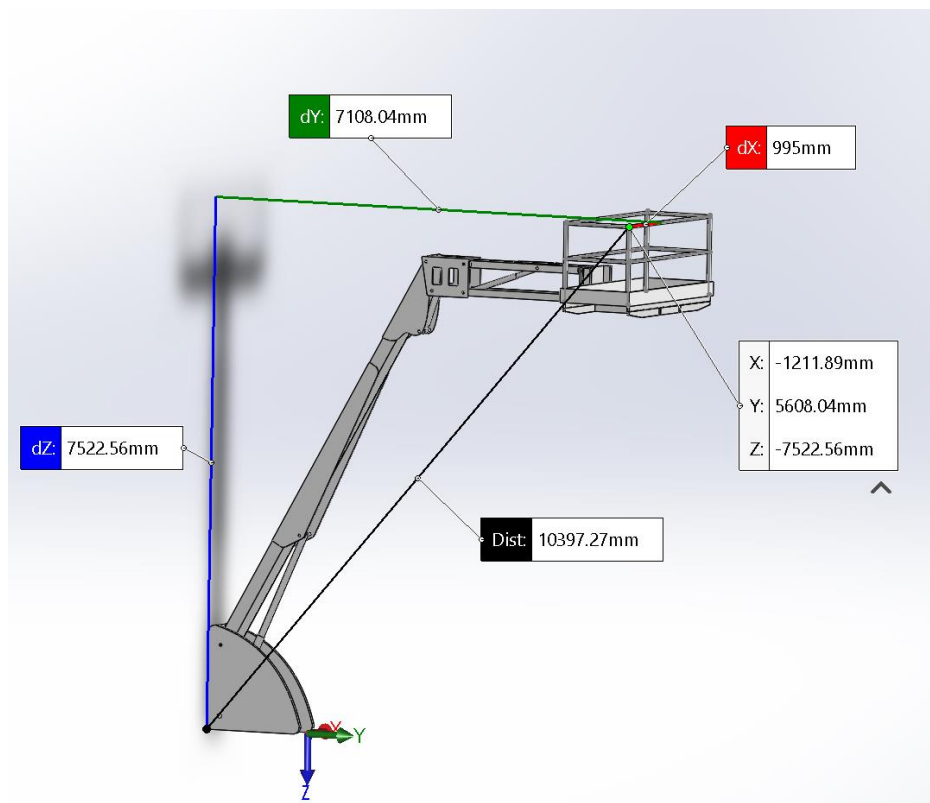
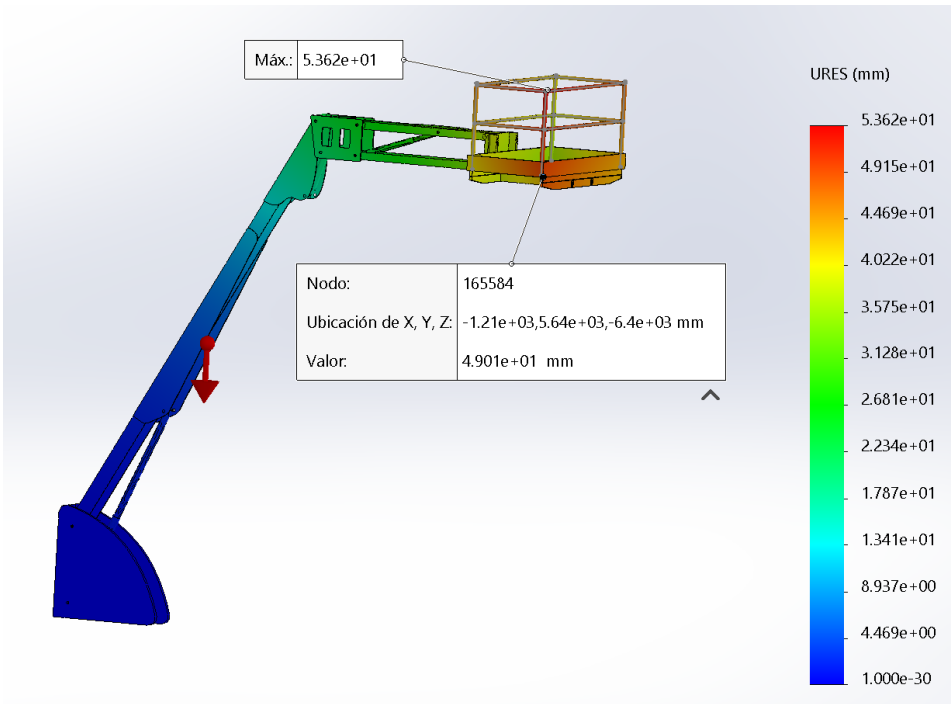
- Distribución de tensiones:



A la vista del resultado de las tensiones, el valor máximo obtenido es de 85,9 MPa, se concluye así, que para esta posición no se sobrepasa el límite elástico establecido, por lo que es válido el dimensionamiento.

2.1.3 Posición 3 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=0^\circ$)

- Desplazamientos:

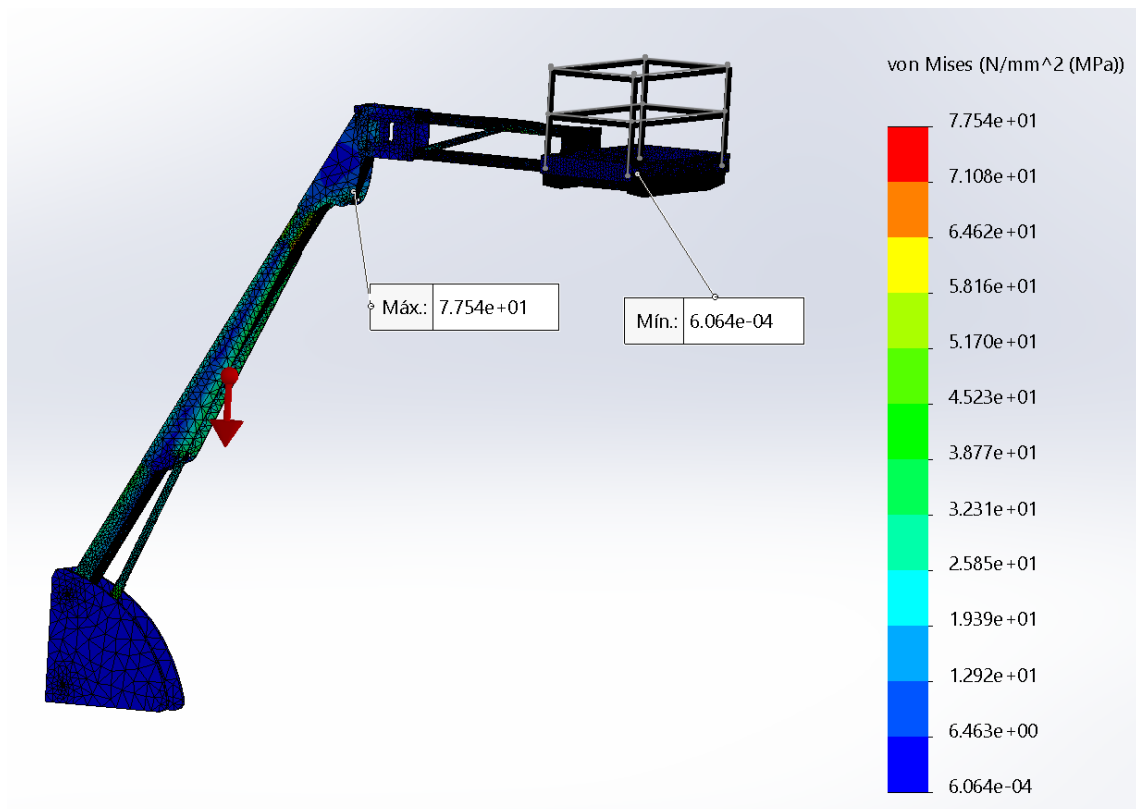


Conocida la distancia entre puntos y sustituyendo, se obtiene:

$$d = \frac{10397}{125} = 83,17 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo permitido es de 83,17 mm y en este caso el resultado es de 53,6 mm por lo que es válido.

- Distribución de tensiones:

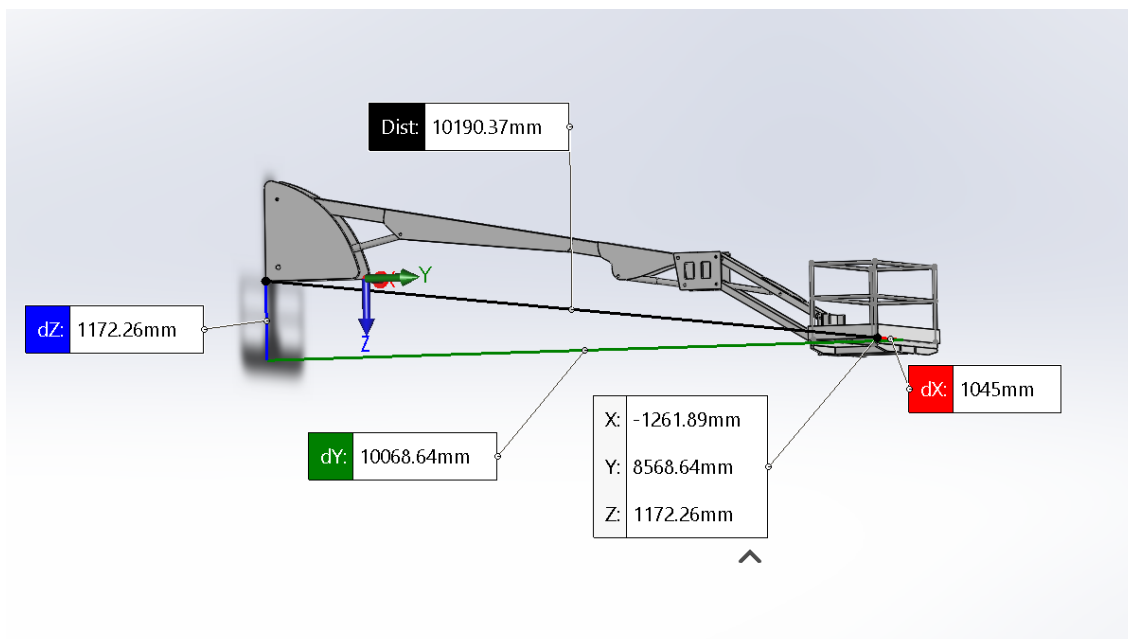
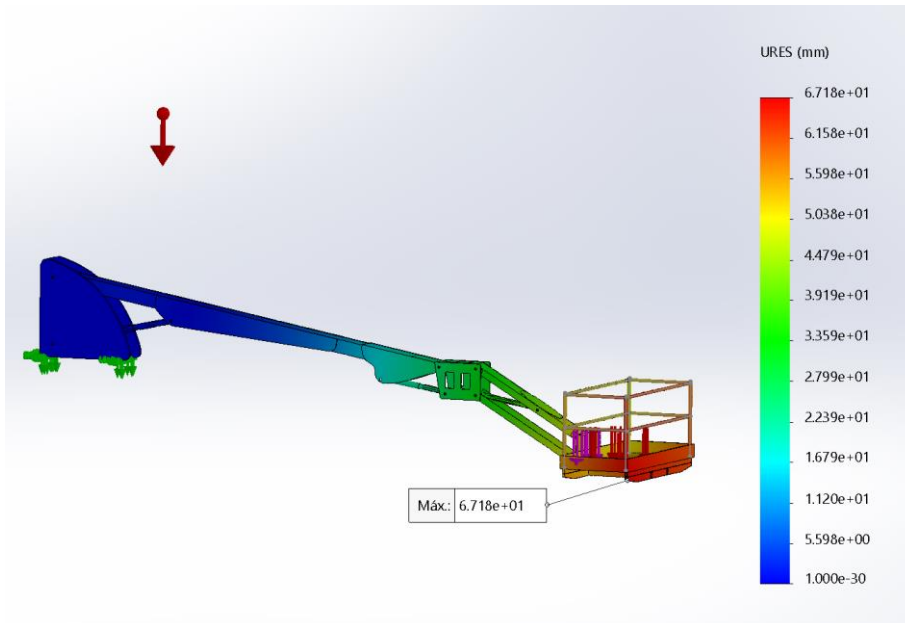


A la vista del resultado de las tensiones, el valor máximo obtenido es de 77,5 MPa, siendo este valor inferior al límite propuesto, se concluye que el dimensionamiento es válido para esta posición

2.1.4 Posición 4 ($\alpha=-10^\circ$, $\beta=-30^\circ$)

Esta posición corresponde con la posición inferior que la plataforma puede adoptar.

- Desplazamientos:

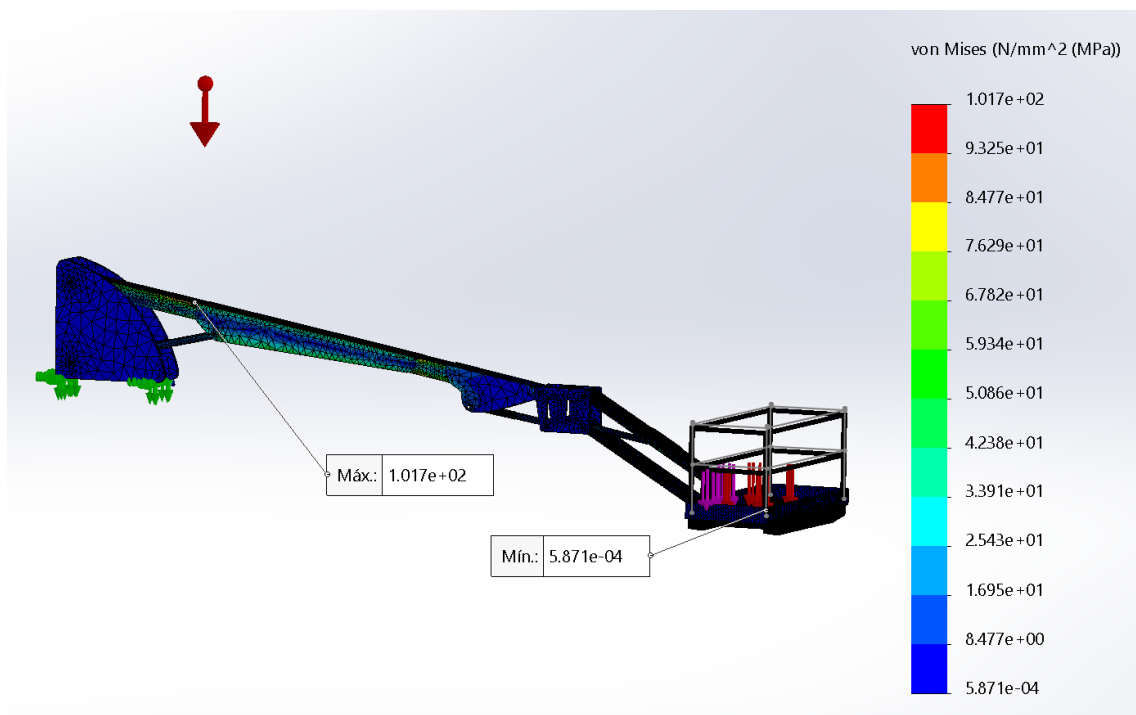


Conocida la distancia entre puntos y sustituyendo, se obtiene:

$$d = \frac{10190}{125} = 81,52 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo permitido es de 81,52 mm y en este caso el resultado es de 67,1 mm por lo que es válido.

- Distribución de tensiones:



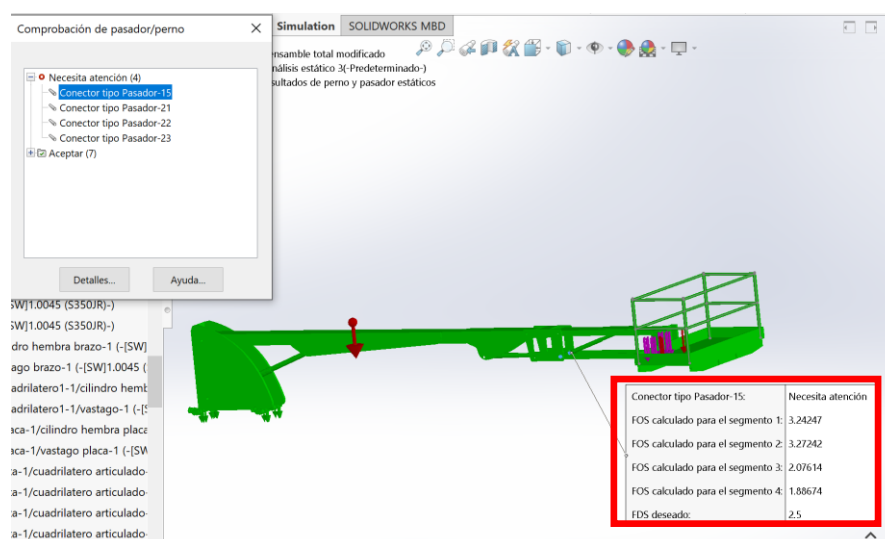
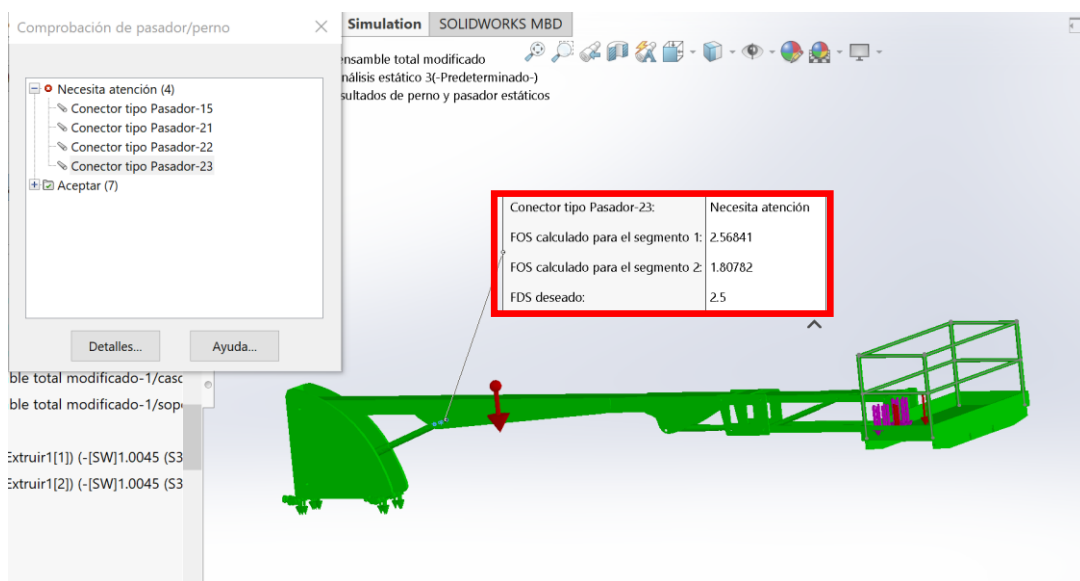
A la vista del resultado de las tensiones, el valor máximo obtenido es de 101,7 MPa, siendo este valor inferior al límite propuesto, se concluye que el dimensionamiento es válido para esta posición.

2.2 Análisis de los pasadores

En este apartado se mostrarán los resultados de la simulación de los pasadores. Este análisis, realizado con SolidWorks, va a mostrar si algún pasador no supera el coeficiente de seguridad mínimo establecido, en este caso 2,5. Si no supera este coeficiente de seguridad significará que el pasador falla y será necesario realizar alguna mejora.

Se van a mostrar los resultados para cada posición:

- Posición 1 ($\alpha=0^\circ$, $\beta=0^\circ$)



Comprobación de pasador/perno

Simulation SOLIDWORKS MBD


Ensamble total modificado
Análisis estático 3(-Predeterminado-)
Resultados de perno y pasador estáticos

Conector tipo Pasador-22:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	0.716329
FOS calculado para el segmento 2:	0.630078
FDS deseado:	2.5

Necesita atención (4)
 Conector tipo Pasador-15
 Conector tipo Pasador-21
 Conector tipo Pasador-22
 Conector tipo Pasador-23
 Aceptar (7)

Detalle... Ayuda...

Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/sop
 Extruir1[1]] (-[SW]1.0045 (S3
 Extruir1[2]] (-[SW]1.0045 (S3



Comprobación de pasador/perno

Simulation SOLIDWORKS MBD

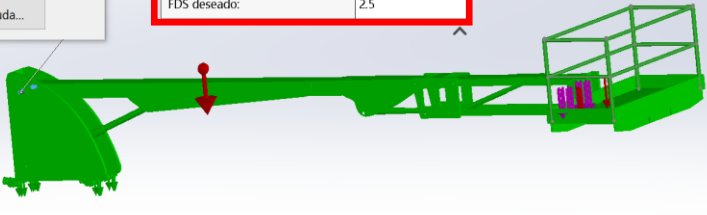
Ensamble total modificado
Análisis estático 3(-Predeterminado-)
Resultados de perno y pasador estáticos

Conector tipo Pasador-21:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	2.54161
FOS calculado para el segmento 2:	2.42174
FOS calculado para el segmento 3:	5.57993
FOS calculado para el segmento 4:	2.56006
FOS calculado para el segmento 5:	2.39218
FDS deseado:	2.5

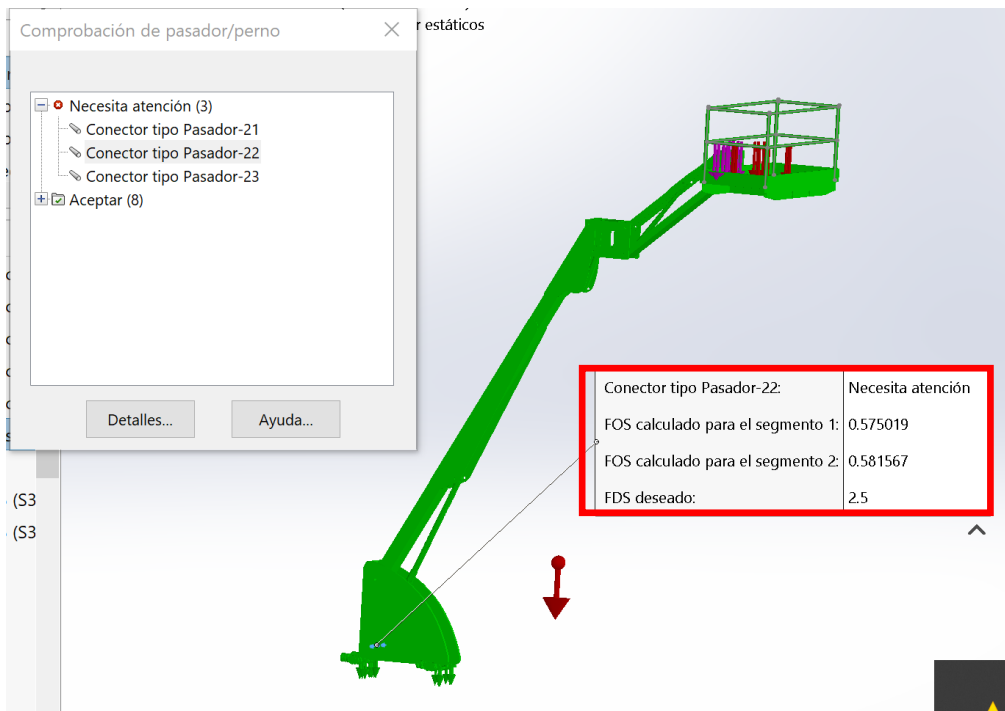
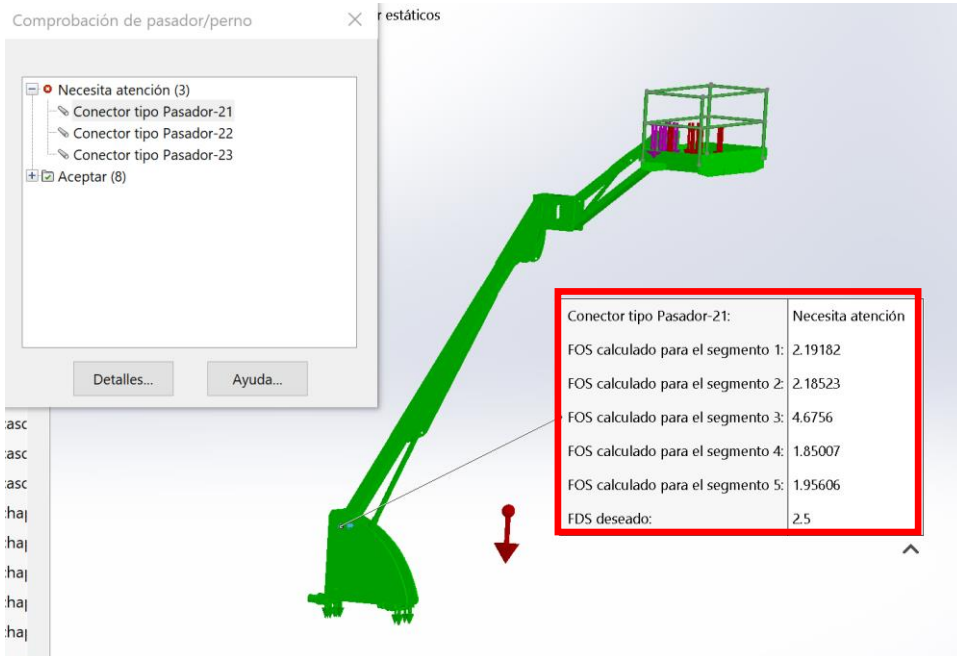
Necesita atención (4)
 Conector tipo Pasador-15
 Conector tipo Pasador-21
 Conector tipo Pasador-22
 Conector tipo Pasador-23
 Aceptar (7)

Detalle... Ayuda...

Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc
 Ensamble total modificado-1/casc



- Posición 2 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=40^\circ$)



Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (3)
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (8)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-23:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	1.9832
FOS calculado para el segmento 2:	1.95396
FDS deseado:	2.5

- Posición 3 ($\alpha=50^\circ$, $\beta=0^\circ$)

Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-23:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	1.90396
FOS calculado para el segmento 2:	1.84632
FDS deseado:	2.5

Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-22:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	0.551607
FOS calculado para el segmento 2:	0.558502
FDS deseado:	2.5

Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-15:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	3.40261
FOS calculado para el segmento 2:	3.46969
FOS calculado para el segmento 3:	2.15731
FOS calculado para el segmento 4:	1.95377
FDS deseado:	2.5

- Posición 4 ($\alpha=-10^\circ$, $\beta=-30^\circ$)

Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-21:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	2.6567
FOS calculado para el segmento 2:	2.55162
FOS calculado para el segmento 3:	5.60704
FOS calculado para el segmento 4:	2.64895
FOS calculado para el segmento 5:	2.46317
FDS deseado:	2.5

Comprobación de pasador/perno

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-15:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	3.98286
FOS calculado para el segmento 2:	4.13883
FOS calculado para el segmento 3:	2.46406
FOS calculado para el segmento 4:	2.20181
FDS deseado:	2.5

Comprobación de pasador/perno

inado-)
estáticos

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-22:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	0.758231
FOS calculado para el segmento 2:	0.619945
FDS deseado:	2.5

Comprobación de pasador/perno

inado-)
estáticos

- Necesita atención (4)
 - Conector tipo Pasador-15
 - Conector tipo Pasador-21
 - Conector tipo Pasador-22
 - Conector tipo Pasador-23
- Aceptar (7)

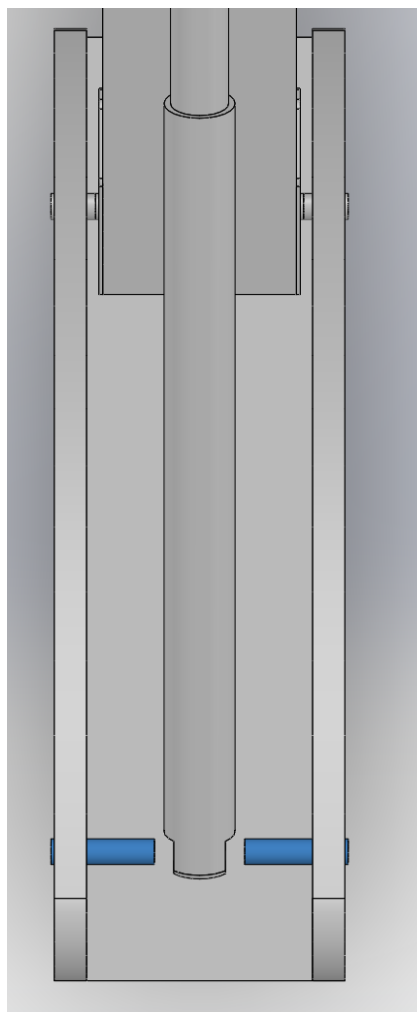
Detalles... Ayuda...

Conector tipo Pasador-23:	Necesita atención
FOS calculado para el segmento 1:	2.75332
FOS calculado para el segmento 2:	2.20088
FDS deseado:	2.5

Los resultados obtenidos muestran que los pasadores 15, 21, 22 y 23 no superan el factor de seguridad impuesto por lo que será necesario hacer una revisión de los mismos y realizar mejoras en ellos. El pasador 22 es el más crítico ya que apenas llega a la unidad del factor de seguridad, en especial en la posición 3 alcanzando apenas un $FDS = 0,55$.

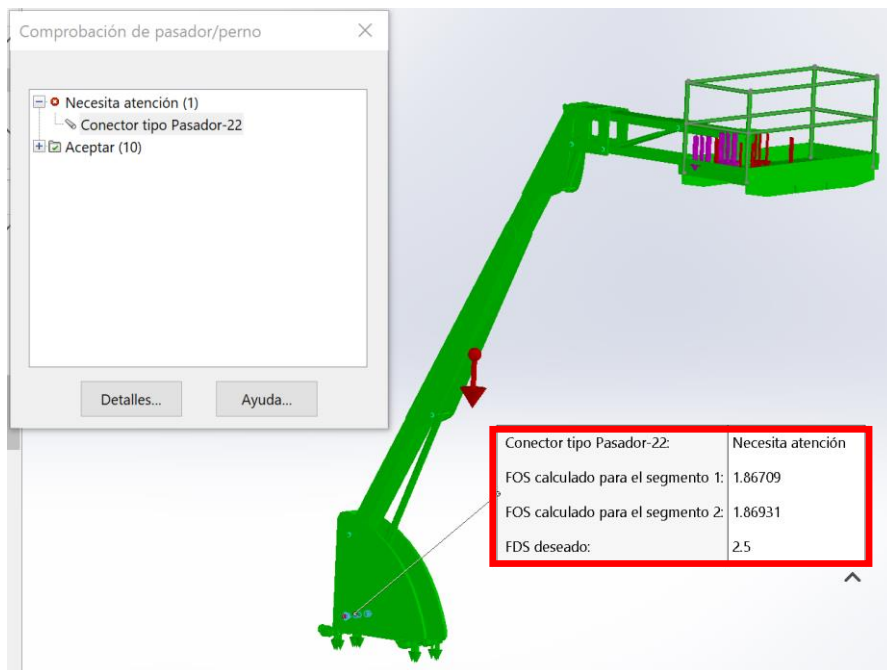
Para solventar este problema se va a aumentar el diámetro de los pasadores de 30mm a 40mm y en el pasador 22 se colocarán unos casquillos de refuerzo.

A continuación, se muestra una imagen de los casquillos de refuerzo en el pasador 22:



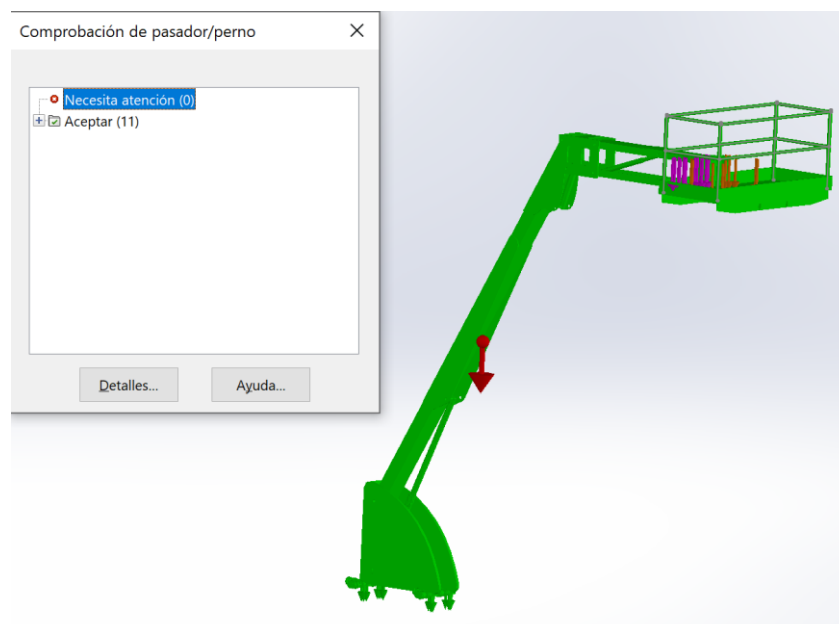
Se realizará de nuevo la simulación, limitándonos a estudiar la posición más desfavorable, la cual era la posición 3. Si en esta posición se obtiene un resultado óptimo, también lo será para las posiciones restantes.

A continuación, se muestra el resultado de la nueva simulación:



Con esta primera modificación se han corregido todos pasadores excepto el pasador 22 que era el más crítico, por lo que se realiza una nueva modificación aumentando el diámetro de este pasador de 40mm a 60mm.

Simulando de nuevo:



Con la última modificación realizada todos los pasadores de la plataforma elevadora no necesitan atención, es decir, superan el factor de seguridad establecido por lo que quedan perfectamente diseñados.

2.3 Conclusión del análisis

En primer lugar, se comentarán los resultados obtenidos del análisis de los desplazamientos y tensiones. Para este primer caso, se ha impuesto una relación de desplazamiento para así poder verificar si el análisis es válido o no.

Una vez realizado el análisis en la posición horizontal de la plataforma se ha podido ver que no se cumplía la relación, siendo mayor el desplazamiento obtenido al desplazamiento permitido.

La solución adoptada ha sido colocar unos refuerzos en el soporte de la cesta de trabajo ya que, al tener las cargas descentralizadas, se produce un momento a torsión, el cual no se tuvo en cuenta en los cálculos analíticos. También se han alargado las orejetas donde apoyaba el cilindro del brazo principal, consiguiendo así una mayor rigidez en el brazo.

Se ha vuelto a simular con esta nueva mejora y los desplazamientos han cumplido con la relación impuesta en todas posiciones estudiadas.

En cuanto a las tensiones, en ningún momento ha sobrepasado el límite elástico impuesto al principio de este proyecto, 350 MPa, por lo que el dimensionamiento es válido.

Para el análisis de los pasadores, inicialmente se han obtenido resultados no válidos para una serie de pasadores. Seguidamente se ha realizado una modificación añadiendo refuerzos en un pasador crítico y aumentando el diámetro de 30 mm a 40 mm de todos pasadores. Una vez simulado de nuevo, todos los pasadores, excepto uno, han resultado válidos por lo que se ha optado aumentar el diámetro del pasador crítico de 40 mm a 60 mm. Finalmente con estas modificaciones, los pasadores han quedado correctamente dimensionados.