

ANEXO I. CÁLCULOS DEL PREDIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

Antes de empezar el desarrollo de los componentes es importante destacar los datos de velocidades y dimensiones de la grúa que se han proporcionado. Las velocidades corresponden a las de la siguiente tabla, ya que se han tomado las especificaciones de la grúa portacontenedores de la casa china ZPMC. El motivo de tomar estos valores es porque el cliente, el puerto SECH de Génova, está interesado en ellos.

| | | | |
|------------------|------------------|-----------|-----------|
| Lifting capacity | Double spreaders | | 80t |
| | Single spreader | | 65t |
| Main trolley | Hoisting speed | Full load | 90m/min |
| | | No load | 180m/min |
| | Trolley speed | | 240m/min |
| Aft trolley | Hoisting speed | Full load | 50m/min |
| | | No load | 100m/min |
| | Trolley speed | | 240m/min |
| Hoisting height | Main trolley | | Above 41m |
| | Aft trolley | | 15m |
| Max. outreach | | | Above 63m |
| Backreach | | | 19m |
| Rail span | | | 35m |

Figura I.1. Datos de velocidades de grúa y carro. Fuente: Belforte, Raparelli y Grassi (2008).

La velocidad de elevación de la carga vale 90 m/min si va cargado y 180 m/min si se mueve sin carga. La velocidad del carro es del 240 m/min si va descargado y 120 m/min si transporta un contenedor aunque este dato no aparece en la siguiente tabla. Para el movimiento de la grúa en su conjunto se va a considerar 90 m/min.

Para el peso a elevar se va a considerar 40 toneladas, peso que no supera el límite del spreader y que se ajusta al peso medio de un contenedor cargado.

Con respecto a las dimensiones se nos proporcionan unos diseños en CAD de donde se extraen las siguientes medidas más características.

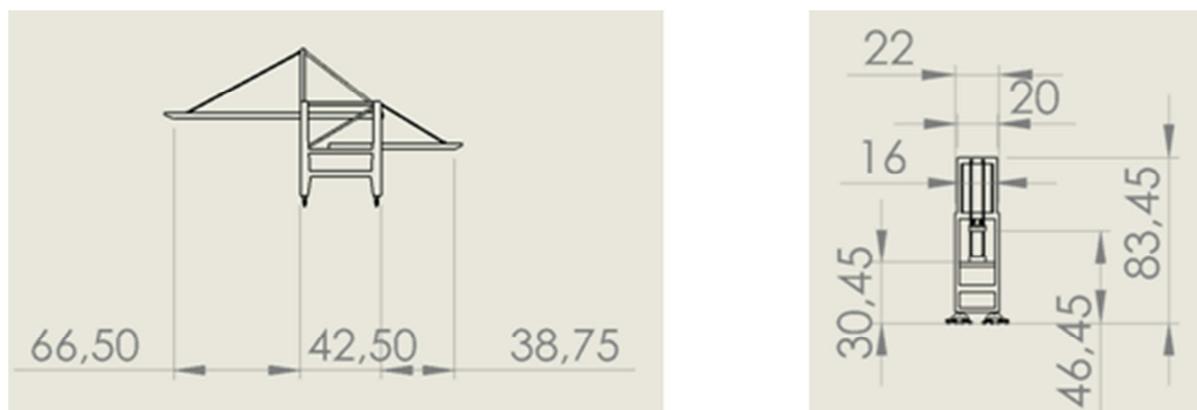


Figura I.2. Perfil, alzado y dimensiones relevantes (en metros) de la grúa tomada como punto de partida. Fuente: Elaboración propia.

1. Spreader

Se ha desarrollado una hoja EXCEL con el fin de automatizar el cálculo de la estructura del spreader y su peso. Esta herramienta se corresponde con el Anexo II. Pese a realizar el pre dimensionamiento con ella, en esta sección se ha decido poner el desarrollo completo del cálculo de los diversos elementos que conforman el spreader.

Para el cálculo de la estructura del spreader, éste se va considerar como una viga en voladizo. Es importante destacar que el material de los brazos telescópicos es acero A-42, con un límite elástico de 260 MPa.

Se va a considerar que el peso del contenedor, 40000 Kg, se reparte de forma igual entre las 4 esquinas del spreader, así que sobre cada una de las esquinas se ven aplicados 10000 Kg.

$$Q_{sp} = \frac{40000 \text{ Kg}}{4} = 10000 \text{ Kg} \quad (\text{Ec. I. 1.})$$

Para el dimensionamiento de la estructura de los largueros del spreader se simulará como una viga en voladizo. El larguero está dividido en 3 tramos con diferente dimensión de estructura, ya que es telescópico y una parte debe caber en el interior de la otra. Estas partes serán llamadas tramo A, B y C. El tramo C es el que da cabida a los otros dos en su interior, por lo tanto será el que está más alejado del punto de aplicación de la carga. Para estos tramos se han propuesto las siguientes longitudes, 1m, 2m y 2m para los tramos A, B y C respectivamente. Además existe un cuarto tramo, llamado tramo D, que sirve de testero de la estructura. Para todos los tramos que se calcularán a continuación se ha propuesto un coeficiente de seguridad de 2.

TRAMO C

$$M_f = 10000 \cdot 5 = 50000 \text{ Kg m} \quad (\text{Ec. I. 2.})$$

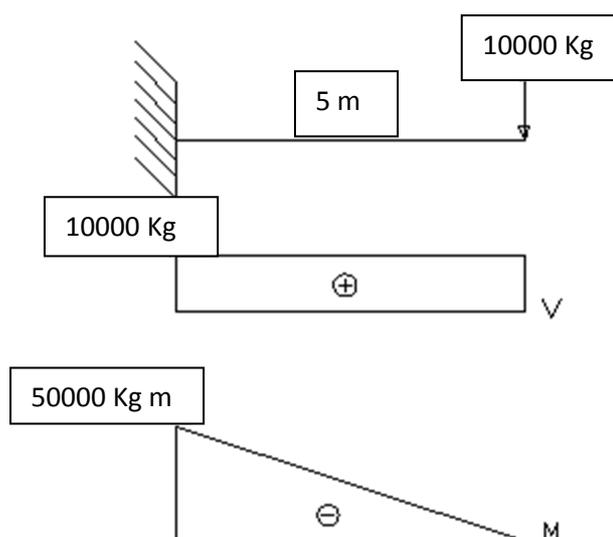
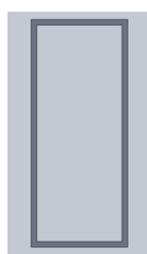


Figura I.3. Esfuerzo cortante y momento flector para el tramo C del brazo del spreader. Fuente: Elaboración propia.

Para este tipo de estructuras interesa una sección rectangular, ya que tenemos esfuerzos verticales además de buscar una mayor inercia en el eje que soporta la carga. Así que se propone la siguiente.



$$\begin{aligned}
 h &= 700 \text{ mm} & I &= 1.63 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \\
 b &= 250 \text{ mm} & W &= 4.66 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \\
 e &= 15 \text{ mm} & A_c &= 21000 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Con estos valores veamos si se cumple el coeficiente de seguridad propuesto. Para ello primero se tiene que calcular la tensión equivalente según el criterio de Von Mises.

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad (\text{Ec. I. 3.})$$

$$\tau = \frac{Q_{sp}}{A_c} \quad (\text{Ec. I. 4.})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau^2)} \quad (\text{Ec. I. 5.})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{50000 \cdot 10^3}{4.66 \cdot 10^6}\right)^2 + 3\left(\frac{10000}{21000}\right)^2} = \mathbf{107.56 \text{ MPa}}$$

$$C_s = \frac{260}{107.5} = \mathbf{2.42} > 2$$

TRAMO B

Para el dimensionamiento del tramo B se debe tener en cuenta que la geometría exterior de este tramo debe ser coincidente con la geometría interior del tramo C.

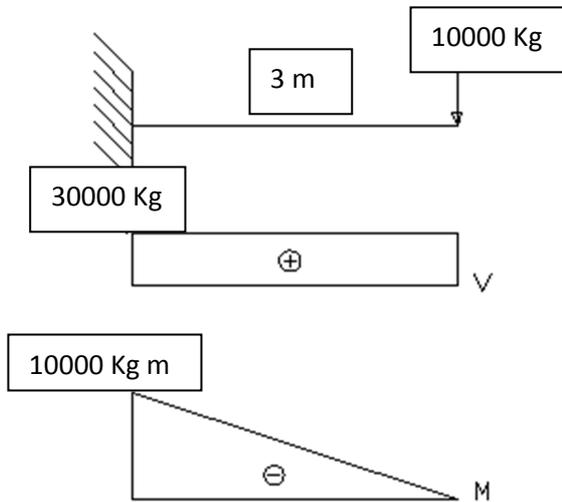
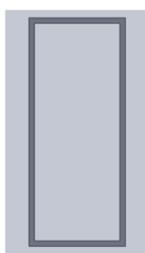


Figura I.4. Esfuerzo cortante y momento flector para el tramo B del brazo del spreader. Fuente: Elaboración propia.

$$M_f = 10000 \cdot 3 = 30000 \text{ Kg m} \quad (\text{Ec. I. 6.})$$

Como en el tramo anterior, de nuevo interesa una sección rectangular. Se propone la siguiente:



$$\begin{aligned} h &= 670 \text{ mm} & I &= 9.36 \cdot 10^8 \text{ mm}^4 \\ b &= 220 \text{ mm} & W &= 2.79 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \\ e &= 10 \text{ mm} & A_c &= 13000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Con estos valores veamos si se cumple el coeficiente de seguridad propuesto. Para ello primero se tiene que calcular la tensión equivalente según el criterio de Von Mises.

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad (\text{Ec. I. 3.})$$

$$\tau = \frac{Q_{sp}}{A_c} \quad (\text{Ec. I. 4.})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau^2)} \quad (Ec.I.5.)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{30000 \cdot 10^3}{2.79 \cdot 10^6}\right)^2 + 3\left(\frac{10000}{13000}\right)^2} = \mathbf{108.04 \text{ MPa}}$$

$$C_s = \frac{260}{108.04} = \mathbf{2.41} > 2$$

TRAMO A

De nuevo, las restricciones en tamaño que se imponen en el tramo B nos obligan a las siguientes dimensiones del tramo A, ya que como el anterior, debe caber en el interior del tramo B.

Las solicitaciones de esta sección son las siguientes:

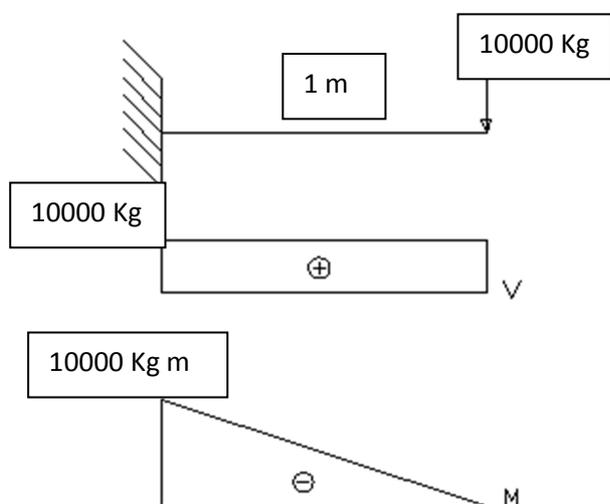
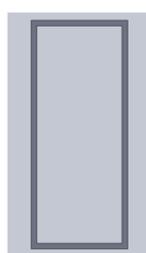


Figura I.5. Esfuerzo cortante y momento flector para el tramo A del brazo del spreader. Fuente: Elaboración propia.

$$M_f = 10000 \cdot 1 = 10000 \text{ Kg m} \quad (Ec.I.7.)$$

La sección propuesta en este caso es:



$$h = 650 \text{ mm} \quad I = 8.26 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$b = 200 \text{ mm} \quad W = 2.54 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$e = 10 \text{ mm} \quad A_c = 13000 \text{ mm}^2$$

Con estos valores veamos si se cumple el coeficiente de seguridad propuesto. Para ello primero se tiene que calcular la tensión equivalente según el criterio de Von Mises.

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad (Ec.I.3.)$$

$$\tau = \frac{Q_{sp}}{A_c} \quad (Ec.I.4.)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau^2)} \quad (Ec.I.5.)$$

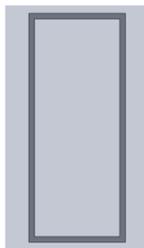
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{10000 \cdot 10^3}{2.54 \cdot 10^6}\right)^2 + 3\left(\frac{10000}{13000}\right)^2} = 41.52 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{260}{41.52} = 6.26 > 2$$

Es un coeficiente de seguridad muy grande, pero se considera bueno ya que este tramo del larguero tiene una restricción en altura.

TRAMO D

Por último sólo nos falta calcular el tramo D, que sirve de testero de nuestro spreader. En este tramo se consideran los esfuerzos sobre el mismo despreciables, ya que sobre él apenas caen esfuerzos. Por ello se propone la siguiente sección:



$$h = 530 \text{ mm}$$

$$b = 150 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

Con esto ya se tienen definidos todos los tramos del spreader. Sólo nos queda conocer su peso para tenerlo en cuenta en las siguientes secciones para el cálculo de los demás elementos. Para hallar el peso se toma como densidad del acero 7850 Kg/m³. El proceso de cálculo consiste en calcular su volumen y multiplicarlo por la densidad del acero. Como es lógico, el peso total del spreader será la suma de los pesos de sus partes.

$$P_A = ((650 \cdot 200) - (630 \cdot 170)) \frac{7.850}{10^6} 1000 = 130.31 \text{ Kg} \quad (Ec.I.8.)$$

$$P_B = ((670 \cdot 220) - (650 \cdot 200)) \frac{7.850}{10^6} 2000 = 304.58 \text{ Kg} \quad (Ec.I.9.)$$

$$P_C = ((700 \cdot 250) - (670 \cdot 230)) \frac{7.850}{10^6} 1000 = 433.97 \text{ Kg} \quad (Ec.I.10.)$$

$$P_D = ((530 \cdot 150) - (514 \cdot 134)) \frac{7.850}{10^6} 2500 = 208.49 \text{ Kg} \quad (Ec.I.11.)$$

El peso total será la suma de todos los tramos.

$$Q_{spr} = 130.31 + 304.58 + 4333.97 + 208.49 = \mathbf{1076.7\ Kg} \quad (Ec. I. 12.)$$

A efectos de los posteriores cálculos se tomará como el peso total del spreader, un peso de **1500 Kg**, ya que así se tienen en cuenta los pesos del cuadrilátero y demás componentes del spreader.

2. Cables, Polea y Vida

El primer paso es clasificar el aparato de elevación, para ello se recurre a las normas FEM/DIM. Para su aplicación se hace necesario definir la vida en horas de funcionamiento real del mecanismo, en nuestro estudio se consideran 50000 horas. Por otra parte también es necesario definir el estado de la carga. Se elige un factor de carga (K) de 0.5, correspondiente a una frecuencia aproximada igual de cargas medianas, pequeñas y máximas. Con estos datos, observando la siguiente tabla, se obtiene la siguiente clasificación:

| ESTADO DE CARGA | | VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------|--|--|------|------|------|------|------|------|------|-------|----|-------|----|-------|----|
| Factor K. | SERVICIO | 800 | | 1600 | | 3200 | | 6300 | | 12500 | | 25000 | | 50000 | |
| 0,125 | Frecuencia muy reducida de la carga máxima | | | | | M3 | 1 Bm | M4 | 1 Am | M5 | 2m | M6 | 3m | M7 | 4m |
| 0,250 | Frecuencia reducida de la carga máxima | | | M3 | 1 Bm | M4 | 1 Am | M5 | 2m | M6 | 3m | M7 | 4m | M8 | 5m |
| 0,500 | Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas | M3 | 1 Bm | M4 | 1 Am | M5 | 2m | M6 | 3m | M7 | 4m | M8 | 5m | M8 | 5m |
| 1,000 | Frecuencia elevada de la carga máxima | M4 | 1 Am | M5 | 2m | M6 | 3m | M7 | 4m | M8 | 5m | M8 | 5m | M8 | 5m |

Figura I.6. Tabla de la clasificación FEM/DIM. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

clasificación FEM/DIM: M8/5m

Con este dato ya se puede elegir el valor de la constante K_c . Simplemente basta con entrar en la tabla siguiente conociendo la clasificación anterior y que el cable es normal, con resistencia de 200 Kg/mm².

| FEM | | | DIN | | | | |
|-------|------------------------|--------------------------------------|-------|-------------------|-------|---|-------|
| GRUPO | SEGURIDAD MINIMA Z_p | | GRUPO | COEFICIENTE K_c | | | |
| | NORMAL | CARGA PELIGROSA CABLE ANTI-GIRATORIO | | NORMAL | | CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO | |
| | | | | 180 | 200 | 180 | 200 |
| M3 | 3,55 | 4 | 1 Bm | 0,250 | 0,235 | 0,265 | 0,250 |
| M4 | 4 | 4,5 | 1 Am | 0,265 | 0,250 | 0,280 | 0,265 |
| M5 | 4,5 | 5,6 | 2m | 0,280 | 0,265 | 0,315 | 0,280 |
| M6 | 5,6 | 7,1 | 3m | 0,315 | 0,280 | 0,335 | 0,325 |
| M7 | 7,1 | 9 | 4m | 0,335 | 0,325 | 0,375 | 0,365 |
| M8 | 9 | 11,2 | 5m | 0,375 | 0,365 | 0,425 | 0,400 |

Figura I.7. Tabla de valores del coeficiente K_c en función de la clasificación FEM/DIN y del tipo de cable. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

$$K_c = 0.365$$

Ahora ya se puede calcular el diámetro del cable. Para ello se utiliza la siguiente fórmula, donde K_c es el valor anterior y S es la tracción máxima del cable de elevación.

$$d_c \geq K_c \sqrt{S} \quad (\text{Ec. I. 13.})$$

$$S = \frac{Q_{spr} + Q_u}{i \cdot \eta} \quad (\text{Ec. I. 14.})$$

i : número de ramales

η : rendimiento del aparejo

Q_{spr} : peso del spreader

Q_u : peso de la carga

El rendimiento del aparejo se extrae de la siguiente tabla:

| Nº de Ramales | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Polcas con rendimiento | η | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,94 | 0,93 | 0,92 | 0,91 | 0,90 | 0,90 | 0,89 | 0,88 |

Figura I.8. Rendimiento del aparejo en función del número de ramales. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Con estos valores, y tomando 8 ramales para nuestro caso, se obtiene el siguiente diámetro de cable.

$$S = \frac{Q_{spr} + Q_u}{i \cdot \eta} = \frac{1500 + 40000}{8 \cdot 0.93} = 5577.95 \text{ Kg}$$

$$d_c \geq K_c \sqrt{S} = 0.365 \sqrt{5577.95} = 27.26 \text{ mm}$$

$$d_c = 28 \text{ mm}$$

El cable de diámetro 28 mm es correcto para grúas de alta elevación, así que con esa restricción dimensional elegimos el siguiente cable:

Cable tipo SEALE, 8x19 (1+9+9) S. + alma textil

El siguiente paso es calcular el diámetro de la polea ya que para ello se precisa el diámetro del cable que pasará por ella además de un par de factores h_1 y h_2 obtenidos de tablas.

| GRUPO | | CABLE NORMAL | | | CABLE ANTIGIRATORIO | | |
|-------|------|----------------|--------------------|--------|---------------------|--------------------|--------|
| FEM | DIN | POLEA DE CABLE | POLEA COMPENSADORA | TAMBOR | POLEA DE CABLE | POLEA COMPENSADORA | TAMBOR |
| M3 | 1 Bm | 16 | 12,5 | 16 | 18 | 14 | 16 |
| M4 | 1 Am | 18 | 14 | 16 | 20 | 16 | 18 |
| M5 | 2m | 20 | 14 | 18 | 22,4 | 16 | 20 |
| M6 | 3m | 22,4 | 16 | 20 | 25 | 18 | 22,4 |
| M7 | 4m | 25 | 16 | 22,4 | 28 | 18 | 25 |
| M8 | 5m | 28 | 18 | 25 | 31,5 | 20 | 28 |

Figura I.9. Valores del coeficiente h_1 . Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

| W_{tot} | ≤ 5 | 6 a 9 | > 10 |
|-----------|----------|-------|--------|
| h_2 | 1 | 1,12 | 1,25 |

Figura I.10. Valores del coeficiente h_2 . Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Para las poleas, contaremos los siguientes valores de W según el caso:

W=1 para un tambor.

W=2 para una polea que no suponga inversión del sentido de enrollamiento en el recorrido del cable (flexión en igual sentido).

W=3 para cada polea que produzca una inversión en el sentido de enrollamiento (curvatura en S) (flexión en sentido contrario).

$W=0$ para poleas de equilibrio.

El valor de W_{tot} se obtiene sumando todos los W correspondientes a los diversos elementos.

En este caso se está calculando el coeficiente h_2 para las poleas. Este valor depende del número de poleas por las que pasa el cable y del número de inversiones del sentido de enrollamiento. Por ello se tienen para cada polea un coeficiente $W=2$ y, como hay 4 poleas, el valor de W_{tot} será de 8.

Observando la tabla anterior, para un W_{tot} con valor 8 se obtiene un coeficiente h_2 de valor 1.12.

Tras definir los valores de h_1 y h_2 , ya podemos calcular el diámetro mínimo de la polea. Evidentemente, al tener 8 ramales se hacen necesarias 4 poleas.

$$d_p \geq d_c \cdot h_1 \cdot h_2 \quad (Ec.I.15.)$$

Donde,

d_c : Diámetro del cable

h_1 : Coeficiente dependiente del grupo de clasificación del mecanismo de elevación.

h_2 : Coeficiente de mayoración de h_1

$$d_p \geq d_c \cdot h_1 \cdot h_2 = 28 \cdot 28 \cdot 1.12 = 878.08 \text{ mm}$$

| D ₁ | Ø cable | r | d ₂ | b | E _B | d ₃ | d ₄ h ₆ | M ₇ | d ₅ | d ₆ | M ₇ | d ₈ | I ₁ -0,2 | I ₂ | I ₃ | I ₄ -0,2 | I ₅ | Rodamientos | | Peso apr. Kg. | Referencia |
|----------------|---------|-----------------|-------------------|----------------|----------------|----------------|----------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------------|----------------|----------------|------------------------|----------------|-------------|------------|---------------------|------------|
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | X | Y | | |
| 225 | 10-11 | 5,6 | 260 | 32 | 45 | 60 | 110 | 145 | 85 | 120 | 55 | 100 | 77 | 60 | 82 | 6212 | 6209 | 10 | 010.22.09 | | |
| 250 | 10-13 | 5,6 | 285 | 34 | 40 | 50 | 90 | 125 | 80 | 115 | 55 | 100 | 78 | 56 | 76 | 6210 | 6208 | 11 | 010.25.08 | | |
| | | 6,3 | 290 | 38 | 50 | 60 | 110 | 145 | 90 | 125 | 55 | 100 | 77 | 60 | 82 | 6212 | 6210 | 12 | 010.25.10 | | |
| | | 7 | 295 | 44 | 60 | 70 | 125 | 165 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 87 | 6214 | 6212 | 14 | 010.25.12 | | |
| 280 | 10-13 | 5,6 6,3 7 | 315 320 325 | 34 38 44 | 55 | 70 | 125 | 165 | 100 | 135 | 60 | 110 | 82 | 65 | 87 | 6214 | 6211 | 17 | 010.28.11 | | |
| 315 | 13-15 | 7 | 360 | 38 | 50 | 60 | 110 | 145 | 90 | 125 | 55 | 100 | 77 | 60 | 82 | 6212 | 6210 | 18 | 010.31.10 | | |
| | | 8 | 359 | 40 | 60 | 70 | 125 | 165 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 87 | 6214 | 6214 | 20 | 010.31.12 | | |
| | | 8 | 359 | 40 | 70 | 80 | 140 | 180 | 125 | 165 | 65 | 110 | 87 | 70 | 92 | 6216 | 6214 | 22 | 010.31.14 | | |
| 355 | 15-17 | 8 | 399 | 40 | 60 | 70 | 125 | 165 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 87 | 6214 | 6212 | 22 | 010.35.12 | | |
| | | 9 | 411 | 48 | 70 | 80 | 140 | 180 | 125 | 165 | 65 | 110 | 87 | 70 | 92 | 6216 | 6214 | 24 | 010.35.14 | | |
| | | 9 | 411 | 48 | 80 | 100 | 180 | 230 | 140 | 180 | 70 | 130 | 96 | 85 | 113 | 6220 | 6216 | 30 | 010.35.16 | | |
| 400 | 17-19 | 9 | 456 | 48 | 60 | 70 | 125 | 165 | 110 | 145 | 60 | 110 | 82 | 65 | 87 | 6214 | 6212 | 26 | 010.40.12 | | |
| | | 10 | 456 | 50 | 70 | 80 | 140 | 180 | 125 | 165 | 65 | 110 | 87 | 70 | 92 | 6216 | 6214 | 28 | 010.40.14 | | |
| | | 10 | 456 | 50 | 75 | 90 | 160 | 210 | 130 | 175 | 70 | 130 | 96 | 80 | 108 | 6218 | 6215 | 30 | 010.40.15 | | |
| | | 10 | 456 | 50 | 80 | 100 | 180 | 230 | 140 | 180 | 70 | 130 | 96 | 85 | 113 | 6220 | 6216 | 34 | 010.40.16 | | |
| 450 | 19-21 | 10 | 506 | 50 | 70 | 80 | 140 | 180 | 125 | 165 | 65 | 110 | 87 | 70 | 92 | 6216 | 6214 | 35 | 010.45.14 | | |
| | | 11 | 526 | 60 | 80 | 100 | 180 | 230 | 140 | 180 | 70 | 130 | 96 | 85 | 113 | 6220 | 6216 | 40 | 010.45.16 | | |
| 500 | 20-24 | 11 | 576 | 60 | 80 | 100 | 180 | 230 | 140 | 180 | 70 | 130 | 96 | 85 | 113 | 6220 | 6216 | 41 | 010.50.16 | | |
| | | 12,5 | 570 | 60 | 90 | 110 | 200 | 250 | 160 | 210 | 80 | 140 | 108 | 95 | 123 | 6222 | 6218 | 44 | 010.50.18 | | |
| | | 12,5 | 570 | 60 | 100 | 120 | 215 | 265 | 180 | 230 | 85 | 150 | 113 | 100 | 128 | 6224 | 6220 | 48 | 010.50.20 | | |
| 560 | 20-26 | 11 | 636 | 60 | 90 | 110 | 200 | 250 | 160 | 210 | 80 | 140 | 108 | 95 | 128 | 6222 | 6218 | 55 | 010.56.18 | | |
| | | 12,5 | 630 | 60 | 100 | 120 | 215 | 265 | 180 | 230 | 85 | 150 | 113 | 100 | 128 | 6224 | 6220 | 58 | 010.56.20 | | |
| | | 14 | 630 | 60 | 110 | 130 | 230 | 290 | 200 | 250 | 95 | 160 | 123 | 100 | 132 | 6226 | 6222 | 63 | 010.56.22 | | |
| | | 14 | 630 | 60 | 120 | 140 | 250 | 305 | 215 | 265 | 100 | 160 | 134 | 100 | 132 | 6228 | 6224 | 65 | 010.56.24 | | |
| | | 14 | 630 | 60 | 140 | 160 | 240 | 290 | 210 | 265 | 85 | 140 | 119 | 95 | 127 | 6032 | 6028 | 68 | 010.56.28 | | |
| 630 | 24-31 | 12,5 | 700 | 60 | 100 | 120 | 215 | 265 | 180 | 230 | 85 | 150 | 113 | 100 | 128 | 6224 | 6220 | 70 | 010.63.20 | | |
| | | 14 | 700 | 60 | 110 | 130 | 230 | 290 | 200 | 250 | 95 | 160 | 123 | 100 | 132 | 6226 | 6222 | 74 | 010.63.22 | | |
| | | 16 | 710 | 70 | 120 | 140 | 250 | 305 | 215 | 265 | 100 | 160 | 134 | 100 | 132 | 6228 | 6224 | 77 | 010.63.24 | | |
| 710 | 25-34 | 14 | 780 | 60 | 110 | 130 | 230 | 290 | 200 | 250 | 95 | 160 | 123 | 100 | 132 | 6226 | 6222 | 88 | 010.71.22 | | |
| | | 15 | 790 | 70 | 120 | 140 | 250 | 305 | 215 | 265 | 100 | 160 | 134 | 100 | 132 | 6228 | 6224 | 98 | 010.71.24 | | |
| | | 16 | 790 | 70 | 140 | 160 | 240 | 290 | 210 | 265 | 85 | 140 | 119 | 95 | 127 | 6032 | 6028 | 100 | 010.71.26 | | |
| | | 18 | 810 | 80 | 170 | 190 | 290 | 350 | 260 | 320 | 100 | 160 | 134 | 110 | 142 | 6038 | 6034 | 105 | 010.71.34 | | |
| 800 | 29-38 | 16 | 880 | 70 | 120 | 140 | 250 | 305 | 215 | 265 | 100 | 160 | 134 | 100 | 132 | 6228 | 6224 | 125 | 010.80.24 | | |
| | | 18 | 900 | 80 | 130 | 150 | 270 | 330 | 230 | 290 | 100 | 160 | 134 | 110 | 142 | 6230 | 6226 | 130 | 010.80.26 | | |
| | | 20 | 900 | 83 | 140 | 160 | 240 | 290 | 210 | 265 | 85 | 140 | 119 | 95 | 127 | 6032 | 6028 | 135 | 010.80.28 | | |
| 900 | 33-38 | 18 | 1000 | 80 | 140 | 160 | 290 | 350 | 250 | 310 | 105 | 160 | 139 | 115 | 147 | 6232 | 6228 | 152 | 010.90.28 | | |
| | | 20 | 1000 | 83 | 180 | 200 | 310 | 370 | 280 | 340 | 110 | 170 | 144 | 120 | 152 | 6040 | 6036 | 167 | 010.90.36 | | |
| | | 20 | 1000 | 83 | 200 | 220 | 340 | 400 | 310 | 370 | 120 | 180 | 154 | 130 | 162 | 6044 | 6040 | 175 | 010.90.40 | | |
| | | 20 | 1000 | 83 | 220 | 240 | 360 | 420 | 340 | 400 | 130 | 180 | 164 | 130 | 162 | 6048 | 6044 | 182 | 010.90.44 | | |
| 1000 | 37-43 | 22,5 | 1100 | 83 | 200 | 220 | 340 | 400 | 310 | 370 | 120 | 180 | 154 | 130 | 162 | 6044 | 6040 | 210 | 010.100.40 | | |
| | | 25 | 1124 | 100 | 220 | 240 | 360 | 420 | 340 | 400 | 130 | 180 | 164 | 130 | 162 | 6048 | 6044 | 220 | 010.100.44 | | |
| 1120 | 41-46 | 25 | 1244 | 100 | 220 | 240 | 360 | 420 | 340 | 400 | 130 | 180 | 164 | 130 | 162 | 6048 | 6044 | 260 | 010.112.44 | | |
| | | 25 | 1255 | 110 | 240 | 260 | 400 | 480 | 360 | 420 | 130 | 210 | 174 | 150 | 194 | 6052 | 6048 | 280 | 010.112.48 | | |
| 1250 | 46-52 | 25 | 1385 | 110 | 240 | 260 | 400 | 480 | 360 | 420 | 130 | 210 | 174 | 150 | 194 | 6052 | 6048 | 330 | 010.125.48 | | |
| | | 28 | 1385 | 115 | 260 | 280 | 420 | 500 | 400 | 480 | 150 | 210 | 194 | 150 | 194 | 6056 | 6052 | 350 | 010.125.52 | | |

Figura I.11. Dimensiones de poleas con rodamientos de bolas. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Así que con estos datos, tras revisar la tabla de poleas, se elige una polea con las siguientes características.

| Diámetro (D) | Ø cable | Rodamientos | Peso | Referencia |
|--------------|---------|-------------|--------|------------|
| 900 mm | 28mm | De bolas | 152 Kg | 010.90.28 |

Tabla I.1. Características de la polea seleccionada. Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar, el tipo de polea seleccionado es correcto con el diámetro de cable previamente seleccionado. También es importante destacar su peso, 152 Kg, que luego se debe tener en cuenta para el resto de secciones que lo requieran.

Por último, conociendo ya el diámetro de la polea, se debe calcular la vida en flexiones del cable. Para ello se recurre a la fórmula de G. Nieman.

W es el número de flexiones que puede soportar el cable antes de romperse. Para grandes grúas el valor debe ser mayor que 150000 flexiones.

$$W = \frac{170000}{n} \left[10b_1b_2 \frac{\frac{D}{d} - \frac{9}{b_1}}{\sigma_e + 40} \right]^2 > 150000 \quad (Ec. I. 16.)$$

Donde,

W : Número de flexiones que puede soportar el cable antes de romperse.

n : Coeficiente de valor:

- 1 flexión en el mismo sentido.
- 1.5 flexión en sentido contrario cable cruzado.
- 2 flexión en sentido contrario cable Lang.

D : Diámetro de la polea (mm)

d : Diámetro del cable (mm)

σ_e : Esfuerzo de extensión (MPa)

b_1 : Coeficiente de forma de garganta:

Radio de garganta, $r=0.54d$ $b_1=1$ cable cruzado y Lang

Radio de garganta, $r=\infty$ $b_1=0.72$ cable cruzado
 $b_1=0.65$ cable Lang

Radio de garganta en V a 45° $b_1=0.72$ cable cruzado
 $b_1=0.60$ cable Lang

b_2 : Coeficiente de forma de cable $b_2=1.04$ cable cruzado 6x37, 1600 MPa
 $b_2=0.65$ cable Lang 6x37, 1600 MPa

$$\sigma_e = \frac{Q_{TOT}}{i \cdot Secc} = \frac{(40000 + 1500 + 600) \cdot 10Kg/N}{8 \cdot \pi \left(\frac{28^2}{4}\right)} = \mathbf{85.46 MPa} \quad (Ec. I. 17.)$$

$$W = \frac{170000}{n} \left[10b_1b_2 \frac{\frac{D}{d} - \frac{9}{b_1}}{\sigma_e + 40} \right]^2 = \frac{170000}{1} \left[10 \cdot 1 \cdot 1.04 \frac{\frac{900}{28} - \frac{9}{1}}{85.46 + 40} \right]^2 = \mathbf{625660.85}$$

Como se puede comprobar es mayor que 150000 flexiones por lo que nuestro cable está bien calculado.

3. Tambor

En esta sección se va a proceder al cálculo del tambor que recoge el cable. Para tenerlo definido se va a dimensionar el diámetro necesario, el espesor de la pared y su longitud, junto con el número de espiras y el paso. Para este proceso de cálculo es necesario conocer que el tambor está fabricado de acero con una resistencia de 160 MPa.

$$d_T = d_c \cdot h_1 \cdot h_2 \quad (\text{Ec.I.18.})$$

Donde,

d_c : Diámetro del cable (mm)

h_1 : Coeficiente dependiente del grupo de clasificación del mecanismo de elevación

h_2 : Coeficiente de mayoración de h_1

En este caso, al tratarse de un tambor, el coeficiente h_2 vale 1 sea cual sea el tipo de montaje. Por otra parte el valor de h_1 se obtiene de la Figura I.9., situada en la sección anterior. Con estos valores se obtiene:

$$d_T = d_c \cdot h_1 \cdot h_2 = 28 \cdot 25 \cdot 1 = \mathbf{700 \text{ mm}}$$

Observado la siguiente tabla de dimensiones de tambores se elige, como es lógico, el siguiente en tamaño al calculado, por lo que el diámetro del tambor será 700 mm.

ANEXO I. Cálculos del predimensionamiento de los elementos de la grúa

| Tracción del cable (kg) | Diámetro del cable (mm) | Peso (mm) | Diámetro del tambor (mm) | | | | | | |
|-------------------------|-------------------------|-----------|--------------------------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 |
| 500 | 8 | 9,5 | 4 (6) | 4 (6) | -- | -- | -- | -- | -- |
| 1 000 | 10 | 12 | 6 (9) | 6 (9) | -- | -- | -- | -- | -- |
| 1 500 | 13 | 15 | -- | 8 (12) | 7 (11) | -- | -- | -- | -- |
| 2 000 | 16 | 18 | -- | 9 (14) | 8 (13) | -- | -- | -- | -- |
| 2 500 | 16 | 18 | -- | -- | 10 (15) | 10 (15) | -- | -- | -- |
| 3 000 | 19 | 22 | -- | -- | 11 (16) | 11 (16) | -- | -- | -- |
| 4 000 | 22 | 25 | -- | -- | -- | 12 (18) | -- | -- | -- |
| 5 000 | 24 | 27 | -- | -- | -- | 14 (20) | 14 (20) | -- | -- |
| 6 000 | 27 | 31 | -- | -- | -- | -- | 15 (23) | 14 (22) | -- |
| 7 000 | 29 | 33 | -- | -- | -- | -- | 16 (24) | 16 (24) | -- |
| 8 000 | 31 | 35 | -- | -- | -- | -- | -- | 17 (26) | -- |
| 9 000 | 31 | 35 | -- | -- | -- | -- | -- | 19 (27) | 18 (26) |
| 10 000 | 33 | 37 | -- | -- | -- | -- | -- | 20 (28) | 19 (27) |

Figura I.12. Espesor h en milímetros de los tambores soldados en acero de 370 – MPa (St 37.21) y de tambores de fundición de 180 MPa (Ge 18.91). Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

El siguiente paso es calcular el espesor de pared del tambor. Para ello se recurre nuevamente a otra tabla donde se nos indican los valores del espesor de tambor en función del diámetro seleccionado y de la tracción máxima del cable de elevación (S). También es necesario conocer la tensión del acero empleado, que como se ha citado anteriormente es de 160 MPa.

| S (daN) | DIAMETROS (mm) | | | | | | | |
|---------|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
| 500 | 3 | 3 | | | | | | |
| 1000 | 4 | 4 | | | | | | |
| 1500 | | 5 | 5 | | | | | |
| 2000 | | 6 | 6 | | | | | |
| 2500 | | | 7 | 6 | | | | |
| 3000 | | | 7 | 7 | | | | |
| 4000 | | | | 8 | | | | |
| 5000 | | | | 9 | 9 | | | |
| 6000 | | | | | 10 | 10 | | |
| 7000 | | | | | 11 | 11 | | |
| 8000 | | | | | | 12 | | |
| 9000 | | | | | | | 12 | 12 |
| 10000 | | | | | | | 13 | 13 |

Figura I.13. Espesores de pared para $\sigma=160$ MPa. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Se obtiene un valor de 10 mm de espesor de pared.

El siguiente paso para tener completamente definido el tambor es hallar su longitud. Para ello se hace necesario conocer la longitud de elevación de la carga, para obtener el número de espiras y con todo ello la longitud del tambor.

$$N^{\circ} \text{espiras} = \frac{\text{Long. elev}}{\pi d_T} = \frac{60000 \text{ mm} \cdot 8 \text{ ramales}}{\pi \cdot 700 \text{ mm}} = 218.26 \approx \mathbf{219 \text{ espiras}} \quad (\text{Ec. I. 19})$$

Se deben añadir 4 espiras muertas en los extremos del tambor, así que el **número total de espiras es 223**.

Interpolando entre los datos de la siguiente tabla se obtiene el paso para el arrollamiento del tambor. Es importante destacar que el cable tiene un diámetro de 28 mm.

| Diámetro del cable | 10. | 13. | 16. | 19. | 22. | 27. | 33. | 40. | 44. |
|--------------------|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| s | 12 | 15 | 18 | 22 | 25 | 31 | 37 | 45 | 49 |
| r | 5.5 | 7 | 9 | 10.5 | 12 | 15 | 18 | 22 | 24 |
| a | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 | 5 | 6 |

Figura I.14. Dimensiones de las ranuras de los tambores. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Así pues, se obtiene que el paso es de 32 mm. Con todos estos datos ya se puede obtener la longitud del tambor.

$$\mathbf{Long. Tambor} = N^{\circ}_{tot\text{espiras}} \cdot \text{paso} = 219 \cdot 32 = \mathbf{7008 \text{ mm}} \quad (\text{Ec. I. 20})$$

Por último para completar la definición completa del tambor falta el cálculo del peso del mismo. Para ello se utiliza la densidad del material (acero, 7850 Kg/m³), y se multiplicará por el volumen del tambor. Todo este valor se ve mayorado en un 10% para contar otros elementos pertenecientes al tambor pero que se excluyen del predimensionamiento.

$$\mathbf{Peso} = 1.1 \left[\frac{\pi}{4} (d_T^2 - (d_T - 2h)^2) L_T \cdot \rho \right] = \mathbf{1310.26 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. I. 21})$$

Veamos una tabla resumen de los datos característicos calculados.

| Diámetro | Longitud | Espesor Pared | Nº espiras | Peso |
|---------------|----------|---------------|------------|---------|
| 700 mm | 7008 mm | 10 mm | 219 | 1310 Kg |

Tabla I.2. Características del tambor seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

4. Motores

Es importante destacar antes de iniciar los cálculos de esta sección, que se trata de un pre dimensionamiento, por lo que se ha decidido no tener en cuenta los efectos de la carga del viento sobre los elementos móviles. La carga de viento afectaría en modo de aumentar la potencia y par de los motores, ya que es una resistencia para ellos.

4.1. Motor de Elevación

Como se ha citado al inicio del anexo, la velocidad de elevación de la carga es de 90 m/min cuando el spreader se desplaza cargado. Ese es el único dato que falta para aplicar la siguiente fórmula de cálculo de la potencia del motor. En este caso, al tratarse de un motor de elevación no es necesario comprobar el par de aceleración.

$$P = \frac{G_2 \cdot v_{elev}}{4500 \cdot \eta} \quad (\text{Ec. I. 22.})$$

Donde,

G_2 : Carga de elevación (carga útil + elementos) (Kg)

v_{elev} : Velocidad de elevación (m/min)

η : Rendimiento mecánico

$$P = \frac{G_2 \cdot v_{elev}}{4500 \cdot \eta} = \frac{(40000 + 1500 + 600 + 1310)Kg \cdot 90 \text{ m/min}}{4500 \cdot 0.95} = \mathbf{913.89 \text{ CV}}$$

Es importante destacar que el peso total G_2 está compuesto por todos los elementos calculados anteriormente además del peso del contenedor a elevar, entre ellos están el peso de spreader, el de las cuatro poleas, y el del tambor. Con el valor obtenido miramos la tabla de motores siguiente y elegimos el de una potencia superior a la calculada.

Se elige el motor de 925 CV para elevar la carga.

4.2. Motor de Traslación del carro

El siguiente paso es calcular el motor necesario para el carro del spreader. En este caso se hace necesario conocer que la velocidad de traslación propuesta para el carro es de 120 m/min ya que se considera el caso en el que está transportando la carga. Aplicando la siguiente fórmula se obtiene el valor de la potencia del motor necesaria para trasladar todo el sistema del carro y sus elementos.

$$P = \frac{(G_1 + G_2) \cdot W \cdot V_{tras}}{4500000 \cdot \eta} \quad (\text{Ec.I. 23.})$$

Donde,

G_1 : Peso muerto (carro, puente, etc)

V_{tras} : Velocidad de traslación (m/min)

W = coeficiente de rozamiento:

7 para cojinete de rodamiento

20 para cojinete de deslizamiento

El resto de componentes de la ecuación corresponden a las definiciones dadas en el apartado anterior.

Es importante destacar que en este caso, como se trata de un motor de traslación se debe comprobar que el par de arranque del motor no supera al par máximo que otorga el motor seleccionado. En este caso se tiene un cojinete de rodamientos, por lo que el valor de W es 7. Es importante destacar también que el peso muerto del carro se aproxima por unos 5000 Kg. En este caso, se debe tener en cuenta el peso del motor de elevación ya que es transportado por el carro. Este peso se ha estimado en unos 2000 Kg.

$$P = \frac{(5000 + 40000 + 1500 + 600 + 1310 + 2000)Kg \cdot 7 \cdot 120 m/min}{4500000 \cdot 0.85} = 11.07 CV$$

| Potencia nominal según VME 05.70 | | Tipo de constructivo | Consumo en levantaescombillas | Tensión de servicio | Tipo | Peso neto | Momento de inercia $\frac{GD^2}{4}$ kg m ² | Valores de servicio a potencia nominal | | | | | Relación entre par máximo y nominal | Características nominales | | | |
|----------------------------------|------|----------------------|-------------------------------|---------------------|----------------------|-----------|---|--|----------------------|-----------------------------------|----------------------|--------------|-------------------------------------|---------------------------|--------------|--|--|
| CV | kW | | | | | | | Velocidad r.p.m. | Rendimiento η % | Factor de potencia $\cos \varphi$ | Intensidad a 380 V A | Par en N. m. | | Tensión V | Intensidad A | | |
| 1.500 r. p. m. (4 polos) | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5,5 | 4 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 133-4AA2. | 75 | 0,03 | 1 410 | 77 | 0,80 | 99 | 27 | 2,8 | 130 | 21 | | |
| 7,5 | 5,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 135-4AA2. | 80 | 0,035 | 1 410 | 82 | 0,85 | 12 | 37 | 2,7 | 170 | 22 | | |
| 10 | 7,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 163-4AA2. | 110 | 0,068 | 1 425 | 85 | 0,82 | 16,3 | 50 | 3,0 | 180 | 27 | | |
| 15 | 11 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 166-4AA2. | 125 | 0,09 | 1 440 | 87 | 0,83 | 23 | 74 | 3,4 | 260 | 26 | | |
| 20 | 15 | 180 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 136-4AA2.-4AA3. | 215 | 0,23 | 1 445 | 88 | 0,84 | 31 | 101 | 4 | 250 | 37 | | |
| 25 | 18,5 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 155-4AA2.-4AA3. | 285 | 0,39 | 1 450 | 89 | 0,85 | 37 | 124 | 3,8 | 215 | 54 | | |
| 30 | 22 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 156-4AA2.-4AA3. | 305 | 0,43 | 1 450 | 90 | 0,86 | 43 | 148 | 4 | 250 | 54 | | |
| 40 | 30 | 225 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 176-4AA2.-4AA3. | 400 | 0,76 | 1 455 | 91,5 | 0,88 | 57 | 201 | 3,9 | 165 | 115 | | |
| 50 | 37 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 185-4AA2.-4AA3. | 555 | 1,02 | 1 460 | 90,5 | 0,88 | 71 | 247 | 3,8 | 180 | 125 | | |
| 60 | 45 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 186-4AA2.-4AA3. | 595 | 1,16 | 1 465 | 91,5 | 0,88 | 85 | 300 | 4,2 | 230 | 121 | | |
| 82 | 60 | 280 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 204-4AA2.-4AA3. | 745 | 1,9 | 1 470 | 92,5 | 0,88 | 112 | 392 | 4 | 255 | 145 | | |
| 100 | 75 | 280 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 206-4AA2.-4AA3. | 820 | 2,17 | 1 475 | 93 | 0,89 | 138 | 497 | 4 | 305 | 150 | | |
| 125 | 90 | 315 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 224-4AA2.-4AA3. | 980 | 3,1 | 1 475 | 93,5 | 0,89 | 165 | 582 | 3,8 | 315 | 175 | | |
| 150 | 110 | 315 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 226-4AA2.-4AA3. | 1.070 | 3,65 | 1 475 | 94 | 0,90 | 200 | 712 | 4 | 380 | 175 | | |
| 180 | 132 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 354-4AA1.-4AA3. | 1.400 | 4,9 | 1 475 | 93 | 0,90 | 240 | 853 | 3,6 | 395 | 205 | | |
| 210 | 155 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 355-4AA1.-4AA3. | 1.450 | 5,5 | 1 480 | 93,5 | 0,90 | 280 | 1.000 | 3,9 | 475 | 198 | | |
| 250 | 185 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 356-4AA1.-4AA3. | 1.550 | 6,2 | 1 480 | 94 | 0,90 | 330 | 1.120 | 4,2 | 580 | 192 | | |
| 315 | 230 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 404-4AA1.-4AA3. | 2.000 | 11 | 1 485 | 94,5 | 0,91 | 405 | 1.480 | 3,7 | 455 | 305 | | |
| 390 | 285 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 406-4AA1.-4AA3. | 2.150 | 13 | 1 485 | 95 | 0,91 | 500 | 1.830 | 3,9 | 570 | 300 | | |
| 485 | 355 | 450/1 | SIN | 380 500 | 1LS4 454-4AA1.-4AA3. | 2.800 | 20 | 1 490 | 95 | 0,92 | 620 | 2.270 | 4,1 | 630 | 340 | | |
| 610 | 450 | 450/2 | SIN | 380 500 | 1LS4 456-4AA1.-4AA3. | 3.100 | 24 | 1 490 | 95 | 0,92 | 780 | 2.890 | 4,1 | 790 | 345 | | |

Figura I.15. Tabla de motores eléctricos. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Observando la tabla de motores anterior se selecciona el siguiente:

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COSθ | PAR (Nm) | Relación PAR máx y nominal |
|---------------------|-----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|------|-------------|-------------------------------------|
| 30/22 | 1LS2 156- 4AA2. | 305 | 0.43 | 1450 | 90% | 0.86 | 148 | 4 |

Tabla I.3. Características del motor de traslación del carro seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

Veamos si se cumple la restricción del par de arranque. Para ello se van a calcular por separado el par resistente y el par de aceleración del motor. La suma de ellos compone el par de arranque necesario. Este par de arranque debe ser menor que el máximo que puede otorgar el motor, así se empezará a producir el movimiento de traslación del carro.

$$M_A = M_W + M_b \quad (\text{Ec.I. 24.})$$

Donde,

M_A : Par de arranque (Kg.m)

M_W : Par resistente (Kg.m)

M_b : Par de aceleración (Kg.m)

Para calcular el par resistente y el par de aceleración se van a utilizar las siguientes fórmulas.

$$M_w = \frac{P_w \cdot 716}{n_1} (\text{Kg} \cdot \text{m}) \quad (\text{Ec.I. 25.})$$

Donde,

P_w : Es la potencia calculada del motor seleccionado (CV)

n_1 : r.p.m del motor

$$M_w = \frac{P_w \cdot 716}{n_1} = \frac{30 \cdot 716}{1450} = 14.81 \text{ Kg} \cdot \text{m} = \mathbf{148.1 \text{ Nm}}$$

Par de aceleración,

$$M_b = \frac{\sum(GD_1^2) n_1}{375 t_a} (\text{Kg} \cdot \text{m}) \quad (\text{Ec.I. 26.})$$

Donde,

t_a : Término de aceleración

Elevación, cierre cuchara $t_a=2 \text{ s}$

Traslación carro o puente grúa, giro $t_a=4\text{s}$

Traslación pórtico

$$t_a=6s$$

n_1 : r.p.m del motor

$\Sigma(GD_1^2)$: Sumatorio de pares de inercia referidos al eje motor.

Estos pares se calculan de la siguiente forma.

$$GD_1^2 = \frac{(G_1 + G_2)d^2}{\eta} \quad (Kg \cdot m^2) \quad (Ec.I.27.)$$

Siendo

$$d = \frac{v_{tras}}{\pi n_1} \quad (m) \quad (Ec.I.28.)$$

Donde,

v_{tras} : Velocidad lineal de la masa

$$d = \frac{v_{tras}}{\pi n_1} = \frac{120 \text{ m/min}}{\pi \cdot 1450} = 2.63 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$GD_1^2 = \frac{(5000 + 40000 + 1500 + 500 + 1310 + 2000)Kg \cdot 2.63 \cdot 10^{-2^2}}{0.85} = 38.66 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_b = \frac{\Sigma(GD_1^2) n_1}{375 t_a} = \frac{(38.66 + 0.43) \cdot 1450}{375 \cdot 4} = 37.78 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 377.8 \text{ Nm}$$

$$M_A = M_W + M_b = 148.1 + 377.8 = 525.9 \text{ Nm}$$

Con los datos del motor de 15 CV seleccionado vemos que el par máximo que es capaz de desarrollar es de 251.6 Nm.

$$\frac{M_{max}}{M_{nom}} = 4$$

$$M_{max} = 4 \cdot 148 \text{ Nm} = 592 \text{ Nm} > 525.9 \text{ Nm}$$

Por lo tanto el motor de 30 CV seleccionado es correcto.

4.3. Motor de Traslación de la grúa

El proceso de cálculo de este motor es idéntico al de la sección 4.2. en términos de ecuaciones utilizadas, así que se van a dar por definidas en la sección anterior y en esta simplemente se utilizarán con el fin de obtener los resultados necesarios.

De nuevo, el primer paso es calcular la potencia necesaria del motor de translación, pero esta vez del conjunto grúa. Como se está tratando una variación de un tipo de grúa portacontenedores existen elementos que están por duplicado, ya que esta disposición especial tiene dos brazos, por lo que existirán dos carros simultáneos con sus respectivos elementos.

Así pues, los pesos a considerar son 800000 Kg como peso de la grúa, 5000 Kg del carro, 40000 Kg del contenedor, los 1500 Kg del spreader, los 600 Kg de las poleas, los 1310 Kg del tambor, los 2000 Kg del motor de elevación y los 305 Kg del motor de traslación de carro. Como ahora se tiene que considerar todo el conjunto, el peso de los carros, de los motores, del spreader, de las poleas y del tambor se ve duplicado al estar duplicados esos elementos.

Veamos cual es la potencia necesaria del motor.

$$P = \frac{(2 \cdot 5000 + 40000 + 2 \cdot 1500 + 2 \cdot 600 + 2 \cdot 1310 + 2 \cdot 2000 + 2 \cdot 305 + 800000) \cdot 7 \cdot 90}{4500000 \cdot 0.85}$$

$$P = 141.88 \text{ CV}$$

De nuevo, observando la tabla de motores de la sección anterior (4.1.) se propone el siguiente motor de 210 CV.

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COSθ | PAR (Nm) | Relación PAR máx y nominal |
|---------------------|-----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|------|-------------|-------------------------------------|
| 210/155 | 1LS4 355- 4AA1. | 1450 | 5.5 | 1480 | 93.5% | 0.90 | 1000 | 3.9 |

Tabla I.4. Características del motor de traslación de la grúa seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

De nuevo, al tratarse de un motor de traslación se debe comprobar que éste es capaz de arrancar según la metodología vista anteriormente.

$$M_A = M_W + M_b \quad (\text{Ec. I. 24.})$$

Par resistente.

$$M_W = \frac{P_w \cdot 716}{n_1} = \frac{210 \cdot 716}{1480} = 101.59 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 1015.9 \text{ Nm}$$

Par de aceleración.

$$d = \frac{v_{tras}}{\pi n_1} = \frac{90 \text{ m/min}}{\pi 1480} = 1.93 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$GD_1^2 = \frac{861230 \text{ Kg} \cdot 1.93 \cdot 10^{-2}}{0.935} = 345.11 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_b = \frac{\sum(GD_1^2) n_1}{375 t_a} = \frac{(345.11 + 5.5) \cdot 1480}{375 \cdot 6} = 230.62 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 2306.2 \text{ Nm}$$

$$M_A = M_W + M_b = 1015.9 + 2306.2 = 3322.19 \text{ Nm}$$

Se va a proceder a la comprobación de que este par no supera el máximo que puede desarrollar el motor seleccionado.

$$\frac{M_{max}}{M_{nom}} = 3.9$$

$$M_{max} = 3.9 \cdot 1000 \text{ Nm} = \mathbf{3900 \text{ Nm} > 2306.2 \text{ Nm}}$$

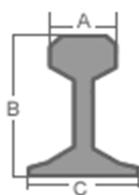
Efectivamente, el motor de 210 CV seleccionado cumple los requisitos impuestos inicialmente a los motores de traslación.

5. Circuito de Traslación

Por circuito de traslación se entiende el cálculo del paquete de rodadura y el cálculo del carril por el que se desliza. Este cálculo se debe realizar tanto para el carro como para la grúa en su conjunto.

5.1. Circuito de Traslación del Carro

Para el dimensionamiento de los elementos de este punto se va a suponer que el carril por donde se van a desplazar los elementos es un **carril tipo Burbach A-120**. Veamos un dibujo de su perfil con las dimensiones más características.



$$A = 120 \text{ mm}$$

$$B = 105 \text{ mm}$$

$$C = 220 \text{ mm}$$

Otro de los datos de interés es que la presión admisible del carril es de 7N/mm^2 . Con estos datos, tipo de carril y presión admisible, y proponiendo un diámetro de rueda de 200 mm, podemos entrar en las tablas siguientes y obtener los valores de los coeficientes C_2 y C_3 . Es importante destacar que para hallar el coeficiente C_3 se ha supuesto más de 25 a 40% de duración de funcionamiento del mecanismo de rodadura (referido a 1 hora).

| Diámetro de la rueda de la portadora d_1 mm | C_2 | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--|
| | para v en m/min | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 31,5 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | |
| 200 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | - | - | - | |
| 250 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | - | - | |
| 315 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | - | |
| 400 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | 0,66 | |
| 500 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 | |
| 630 | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | |
| 710 | - | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 | 0,84 | 0,79 | |
| 800 | - | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | |
| 900 | - | - | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 | 0,84 | |
| 1000 | - | - | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | |
| 1120 | - | - | - | 1,16 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,1 | 1,07 | 1,04 | 1,02 | 0,99 | 0,96 | 0,92 | 0,89 | |
| 1250 | - | - | - | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1 | 0,97 | 0,94 | 0,91 | |

Figura I.16. Coeficiente del número de revoluciones. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

| Duración de funcionamiento del mecanismo de rodadura (referida a 1 hora) | C_3 |
|--|-------|
| hasta 16 % | 1,25 |
| más de 16 a 25 % | 1,12 |
| más de 25 a 40 % | 1 |
| más de 40 a 63 % | 0,9 |
| más de 63 % | 0,8 |

Figura I.17. Coeficiente de vida de la rueda. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Por otra parte con el carril seleccionado, observando la siguiente tabla se obtiene el valor de $(k-2r_1)$, necesario para hallar el número de ruedas necesario para la traslación del carro. Este valor se obtiene de la siguiente ecuación.

$$d_r \geq \frac{R}{P_{adm} C_2 C_3 (k - 2r_1)} \quad (Ec. I. 29.) \quad \text{con} \quad R = \frac{Q_{tot}}{4n} \quad (Ec. I. 30.)$$

Donde,

R : Carga de la rueda

P_{adm} : Compresión admisible entre rueda y carril

C_2 : Coeficiente del número de revoluciones

C_3 : Coeficiente de vida de la rueda

$(k - 2r_1)$: Anchura útil de la cabeza del carril ideal

d_r : Diámetro de la rueda

$$200 \geq \frac{\frac{(40000+5000+2000+500+1310+1500) \cdot 10}{4n}}{7 \cdot 0.66 \cdot 1 \cdot 100} \quad n \geq 1.36$$

Como se comprueba, nos hacen falta al menos dos ruedas de diámetro 200 mm por cada esquina del carro. Como se trata de un carro con un diseño un poco diverso, se proponen 10 ruedas por lateral para mejorar su estabilidad.

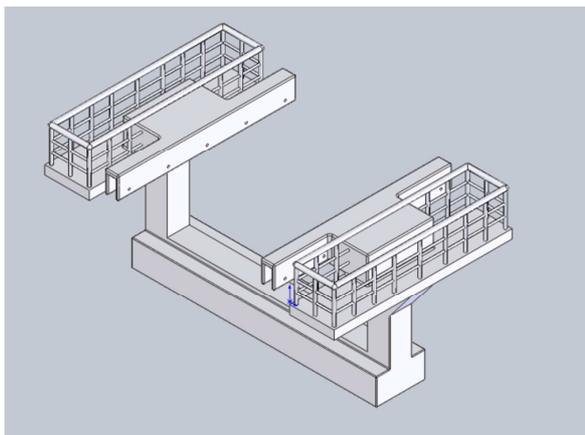


Figura I.18. Diseño en SOLIDWORKS del carro de la grúa.
Fuente: Elaboración propia

5.2. Circuito de Traslación de la Grúa

En este caso se vuelve a tener el mismo tipo de carril que en el apartado anterior, un **perfil Burbach A-120** y una presión admisible en el mismo de **7N/mm²**.

Se va a aplicar el mismo proceso de cálculo que en el caso anterior, así que de nuevo, se debe definir un diámetro de rueda para poder buscar en las tablas anteriores. Se propone un diámetro de 400 mm, por lo tanto observando las tablas nos encontramos con que los valores de C_2 y C_3 son respectivamente 0.89 y 1.

De nuevo, cabe destacar que para el coeficiente C_3 se ha supuesto más de 25 a 40% de duración de funcionamiento del mecanismo de rodadura (referido a 1 hora).

El valor de $(k-2r_1)$ será el mismo que el del apartado anterior al tratarse del mismo tipo de carril por donde se desplaza la grúa.

Con estos datos ya se puede proceder al cálculo de los paquetes de rodadura necesarios.

$$d_r \geq \frac{R}{P_{adm} C_2 C_3 (k - 2r_1)} \quad (Ec. I. 29.) \quad \text{con} \quad R = \frac{Q_{tot}}{4n} \quad (Ec. I. 30.)$$

$$\frac{(2 \cdot 5000 + 40000 + 2 \cdot 1500 + 2 \cdot 500 + 2 \cdot 1310 + 2 \cdot 2000 + 2 \cdot 305 + 800000) \cdot 10}{4n} \leq 400$$

$$7 \cdot 0.89 \cdot 1 \cdot 100$$

$$n \geq 8.63 \rightarrow n = 9$$

Obtenemos el resultado de 9 ruedas por poste. Como se trata de una grúa con elevadas cargas se opta por la solución de utilizar balancines con las ruedas colocadas dos a dos como se muestra en la siguiente figura.

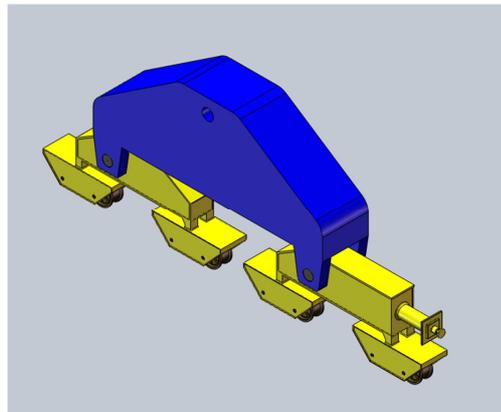


Figura I.19. Diseño en SOLIDWORKS del balancín del paquete de rodadura de la grúa. Fuente: Elaboración propia

6. Estabilidad

Se van a proponer tres casos de estudio, considerados los más desfavorables para la completa estructura de la grúa.

6.1. Caso1 - Las dos cargas están en los extremos de los dos brazos principales

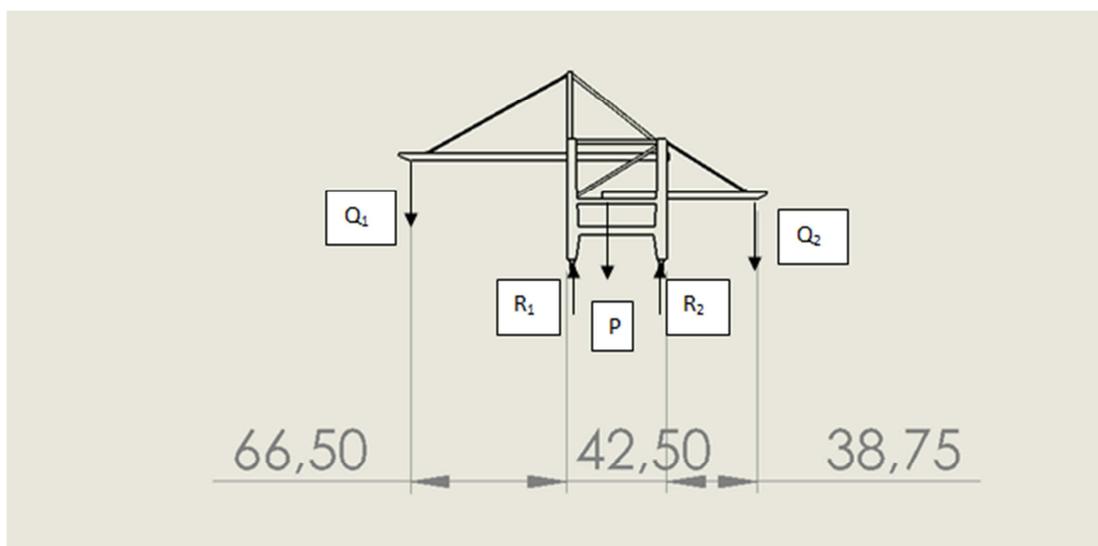


Figura I.20. Esquema de fuerzas del Caso 1. Fuente: Elaboración propia

En este caso se propone el estudio de la situación en la que hay dos contenedores en los dos extremos de los brazos principales. Para ello, además del peso de los contenedores se han estimado unos 800000 Kg de peso de la grúa aplicados en su centro de masas. Ese centro de masas se ha colocado a 17 metros del primer pilar de la grúa, lo que provoca una distancia de 25.5 metros hasta el segundo.

El proceso de cálculo es el siguiente. En primer lugar se va a aplicar el sumatorio total de momentos respecto del primer pilar igual a cero, lo que sirve para hallar la reacción R_2 . Del mismo modo, el segundo paso es el mismo proceso pero tomando como referencia el segundo pilar. Se va a considerar para el peso de la carga no sólo el peso del contenedor, sino que además el peso del carro y sus elementos.

$$\sum M_1 = 0 \quad (\text{Ec. I. 31.})$$

$$Q_1(66.5) + R_2(42.5) = P(17) + Q_2(81.25) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = Q_2 = 50310 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 337460.52 \text{ Kg}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad (\text{Ec. I. 32.})$$

$$Q_1(109) + P(25.5) = R_1(42.5) + Q_2(38.75) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = Q_2 = 50310 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 563159.47 \text{ Kg}$$

Al ser las dos reacciones positivas se puede asegurar la estabilidad de la grúa en estas condiciones.

6.2. Caso 2 – Carga en el extremo del brazo principal

En este caso nos encontramos con el siguiente esquema.

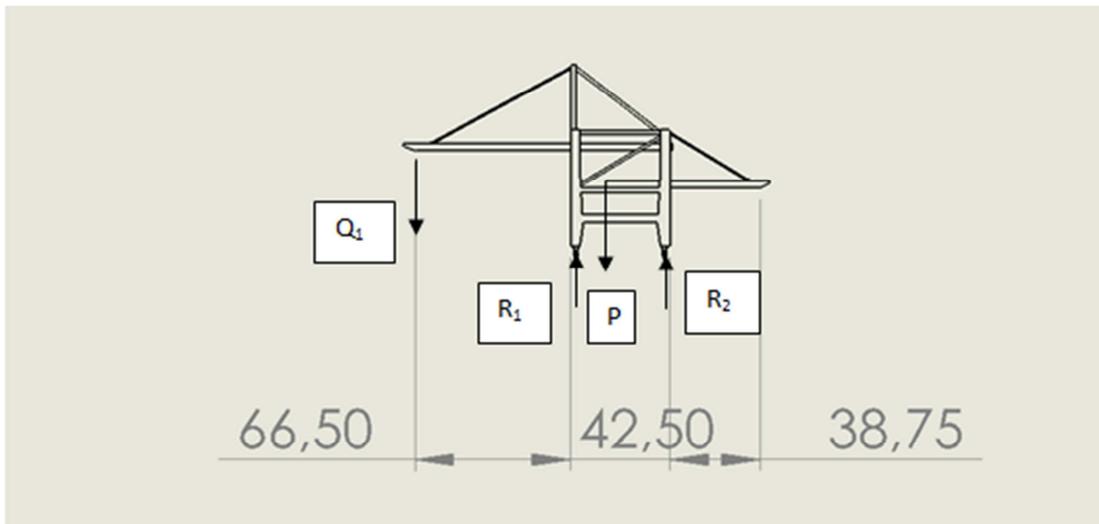


Figura I.21. Esquema de fuerzas del Caso 2. Fuente: Elaboración propia

De nuevo se van a plantear los dos sumatorios de momentos igualados a cero para hallar las reacciones en este caso y comprobar que el sistema es estable.

$$\sum M_1 = 0 \quad (\text{Ec. I. 31.})$$

$$Q_1(66.5) + R_2(42.5) = P(17) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = 50310 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 241279.64 \text{ Kg}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad (\text{Ec. I. 32.})$$

$$Q_1(109) + P(25.5) = R_1(42.5) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = 50331 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 609030.35 \text{ Kg}$$

De nuevo el sistema es estable ya que las dos reacciones son positivas.

6.3. Caso 3 – Carga en el extremo del brazo secundario

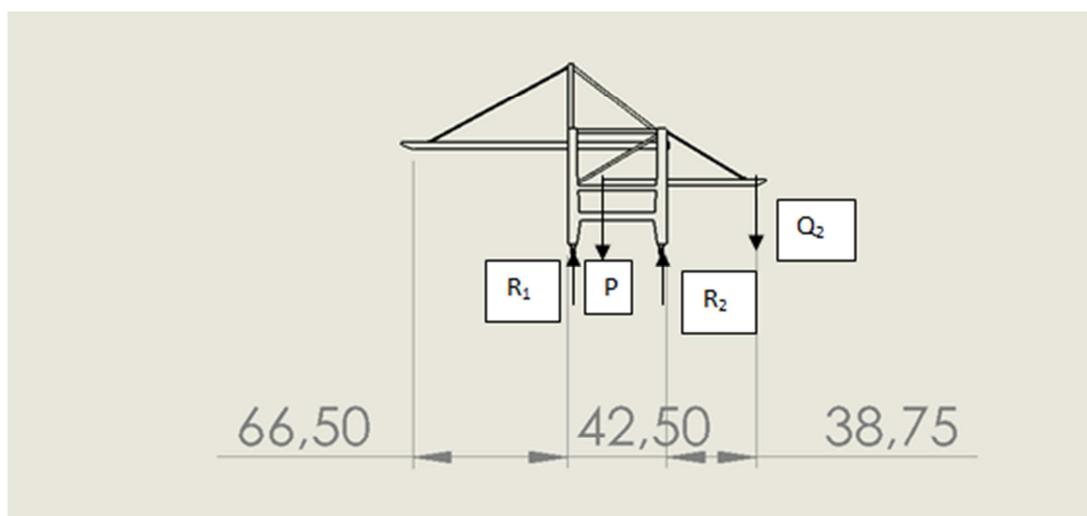


Figura I.22. Esquema de fuerzas del Caso 3. Fuente: Elaboración propia

En este caso se representa el caso opuesto al anterior. Ahora tenemos sólo una carga en el extremo del brazo secundario. De nuevo, con los sumatorios de momentos se comprueba la estabilidad de toda la estructura.

$$\sum M_1 = 0 \quad (\text{Ec. I. 31.})$$

$$Q_2(81.25) + P(17) = R_2(42.5) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = Q_2 = 50310 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{R_2 = 416180.88 \text{ Kg}}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad (\text{Ec. I. 32.})$$

$$P(25.5) = R_1(42.5) + Q_2(38.75) \quad \text{con:}$$

$$Q_1 = Q_2 = 50310 \text{ Kg}$$

$$P = 800000 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{R_1 = 434129.11 \text{ Kg}}$$

De nuevo se puede asegurar que el sistema, bajo estas condiciones, es estable.

ANEXO II. DIMENSIONAMIENTO DE PERFILES DEL SPREADER

| Carga útil (kg) | | 40000 | | 260 | | |
|--------------------------------------|---------------------------|-------|--------------------------------------|-----------|-----------------|----------|
| Carga por poste (kg) | | 10000 | | 7850 | | |
| SPREADER - Estructura | | | | | | |
| TRAMO C | b (mm) | 250 | Inercia (mm ⁴) | 1,532E+05 | σ | 107,24 |
| | h (mm) | 700 | Módulo Resistente (mm ³) | 4,562E+06 | τ | 4,76 |
| | e (mm) | 15 | Área de Cortadura (mm ²) | 2,102E+04 | σ _{eq} | 107,56 |
| | Longitud (m) | 2 | | | | |
| | Longitud de voladizo (m) | 5 | | | | |
| COEFICIENTE DE SEGURIDAD 2,42 | | | | | | |
| TRAMO B | b (mm) | 220 | Inercia (mm ⁴) | 9,305E+08 | σ | 107,27 |
| | h (mm) | 570 | Módulo Resistente (mm ³) | 2,797E+06 | τ | 7,46 |
| | e (mm) | 10 | Área de Cortadura (mm ²) | 1,340E+04 | σ _{eq} | 108,04 |
| | Longitud (m) | 2 | | | | |
| | Longitud de voladizo (m) | 3 | | | | |
| COEFICIENTE DE SEGURIDAD 2,41 | | | | | | |
| TRAMO A | b (mm) | 200 | Inercia (mm ⁴) | 8,264E+08 | σ | 39,33 |
| | h (mm) | 550 | Módulo Resistente (mm ³) | 2,543E+06 | τ | 7,69 |
| | e (mm) | 10 | Área de Cortadura (mm ²) | 1,300E+04 | σ _{eq} | 41,52 |
| | Longitud (m) | 1 | | | | |
| | Longitud de voladizo (m) | 1 | | | | |
| COEFICIENTE DE SEGURIDAD 6,26 | | | | | | |
| TRAMO D | PESO SPREADER (Kg) | | | | | 1076,706 |
| | b (mm) | 150 | PESO TRAMO C (kg) | 433,32 | | |
| | h (mm) | 530 | PESO TRAMO B (kg) | 304,58 | | |
| | e (mm) | 8 | PESO TRAMO A (kg) | 130,31 | | |
| | Longitud (m) | 2,5 | PESO TRAMO D (kg) | 203,456 | | |

Figura II.1. Tabla de dimensionamiento de perfiles del spreader. Fuente: Elaboración propia.

En esta herramienta EXCEL se pueden introducir los datos correspondientes a los perfiles de los tres tramos telescópicos del spreader, así como su longitud. Además se deben introducir los valores de la carga útil a elevar, y los datos del límite elástico y de la densidad del material de los brazos telescópicos.

Como resultado se obtienen los valores de la inercia, del módulo resistente y del área de cortadura de cada una de las secciones de los tres tramos telescópicos. Por otra parte se obtienen también los momentos flectores y el cortante que sufre cada tramo. Con esos datos, la herramienta también da como resultado la tensión equivalente de Von Mises y el coeficiente de seguridad que se obtiene en cada tramo.

Por último también da una estimación del peso total del spreader a partir de las dimensiones introducidas de los tramos telescópicos y las propiedades del material.

ANEXO III. CALCULOS DEL PREDIMENSIONAMIENTO DEL PRIMER SISTEMA DE CARGA/DESCARGA

1. Primer Aparato de Elevación/Descenso

1.1. Cilindro Hidráulico Telescópico

El primer paso es definir el material de los componentes. En este caso se ha elegido **acero A-52**, ya que tiene excelentes propiedades mecánicas, entre ellas, las que más importancia tienen en nuestro estudio son el valor del límite elástico, 340 MPa y el módulo de elasticidad, $E=2100000 \text{ Kg/cm}^2$.

Los cálculos que se encuentran en esta sección corresponden al dimensionamiento de dos cilindros hidráulicos telescópicos, tanto el que provoca el movimiento de elevación, como el que empuja el contenedor una vez el elevador está en la posición correcta.

El primero de ellos es el encargado de elevar/descender todo el primer sistema de recogida de los contenedores. Para ello se ha estimado un peso de 40000 kilogramos para cada uno de ellos. En los cálculos este peso se valora en 178440 kilogramos para tener en cuenta el peso de la propia estructura que lo soporta. Éste dato se extrae del propio programa de diseño. La presión de trabajo se ha fijado en 100 bar, por lo que se obtiene un valor de área de pistón.

$$A_p = \frac{F[N]}{P[\frac{N}{m^2}]} = \frac{178440 \cdot 9.8}{100 \times 10^5} = 0.1748 \text{ m}^2 = \mathbf{1748.71 \text{ cm}^2} \quad (\text{Ec. III. 1.})$$

Con el valor de A_p obtenido se propone el siguiente pistón con características:

$$\left| \begin{array}{l} D = 530 \text{ mm} \\ d = 500 \text{ mm} \\ e = 15 \text{ mm} \end{array} \right|$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = \mathbf{1963.49 \text{ cm}^2} \quad (\text{Ec. III. 2.})$$

También se propone que la carrera del pistón sea de 15 metros.

Como se puede comprobar, el área del pistón seleccionado es mayor que el área requerida según las especificaciones de trabajo, así que tomaremos los valores anteriormente escritos para seguir con el desarrollo de los elementos restantes.

Otro valor importante del pistón seleccionado es su inercia, que servirá para comprobar la resistencia a pandeo al someterse a cargas de compresión. Para esta verificación se utilizará la **fórmula de Euler**, definida como:

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (\text{Ec. III. 3.})$$

Dónde,

E = módulo de elasticidad del material

J = momento de inercia de la sección del pistón

g_s = factor de esbeltez de Euler

L = carrera total del pistón (en cm)

Q_T = carga total (en Kg)

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(53^4 - 50^4)}{64} = 80526.92 \text{ cm}^4 \quad (\text{Ec. III. 4.})$$

Así la primera parte de la ecuación de Euler resulta:

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = 1.669 \times 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

El factor de esbeltez de Euler varía entre 3 y 6. En nuestro caso, se selecciona 3, ya que tenemos tracción directa entre el cilindro hidráulico y la base a desplazar. Así pues, se debe comprobar que la otra parte de la ecuación de Euler no supera el valor calculado para así no sufrir el efecto de pandeo.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot 1500^2 \cdot 178440 = 1.20 \times 10^{12} < 1.669 \times 10^{12}$$

Efectivamente, no supera el límite, por lo que no cabe esperar problemas de pandeo en el pistón.

Tras tener prácticamente caracterizado el pistón, se procede al dimensionamiento de los tramos correspondientes al resto del sistema hidráulico telescópico. Para ello, se debe tener en cuenta el volumen del pistón propuesto, ya que para conservar la velocidad de expansión del cilindro, cada tramo debe tener el mismo volumen interno. Además de ello, se aplicará la primera fórmula de Bach para obtener una relación entre las dimensiones de las paredes de los cilindros.

$$Vol = \pi \left(\frac{d^2}{4} \right) L = \pi \left(\frac{50^2}{4} \right) 1500 = 2945243.11 \text{ cm}^3 \quad (\text{Ec. III. 5.})$$

1ª Fórmula de Bach: $\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} \quad \text{valida si: } P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \quad (\text{Ec. III. 6.})$

Antes de aplicarla se hace necesario encontrar los valores de σ_{adm} y P_{max} . Para ello se ha definido anteriormente que el material de todos los elementos de esta sección es acero A-52, con límite elástico de 340 MPa. Para hallar la tensión admisible (σ_{adm}) se ha tomado un coeficiente de seguridad de 5, para asegurar la resistencia de los elementos. Así que resulta:

$$\sigma_{adm} = \frac{340}{5} = 68 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. III. 7.})$$

Se verifica que $10 < 68/1.3$ por lo que la primera ecuación de Bach es aplicable.

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{68 + 0.4 \times 10}{68 - 1.3 \times 10}} = \mathbf{1.14}$$

Se procede al cálculo del primer tramo de cilindro telescópico, para ello partimos de un diámetro interior de 300 mm que coincide con el diámetro exterior del pistón propuesto.

$$D = 1.14 \times 530 = \mathbf{604.2 \text{ mm}} \quad (\text{Ec. III. 8.})$$

Con esas dimensiones y, teniendo en cuenta la conservación de volumen, se obtendrá una carrera de:

$$Vol = 2945243.11 \text{ cm}^3 = \pi \left(\frac{53^2}{4} \right) L \rightarrow L = \mathbf{1334.99 \text{ cm} = 13.35 \text{ m}}$$

Obteniéndose una carrera total, teniendo en cuenta la carrera del pistón y la del primer tramo de cilindro, de $L_{tot} = 15 + 13.35 = \mathbf{28.35 \text{ m}}$

Para el resto de tramos se procede a la misma serie de cálculos, partiendo de que el diámetro externo del tramo superior debe ser coincidente con el diámetro interno del posterior tramo. Se debe llegar a una altura mínima de 32.5 metros, que es a la que trabaja nuestro sistema, por lo cual, en la siguiente tabla se resumen todos los tramos necesarios.

| | | | | |
|-----------------|--|--|---|---|
| 1º TRAMO | $d = 530 \text{ mm}$ | $D = 604.2 \text{ mm}$ | $L = 13.35 \text{ m}$ | $L_{tot} = 28.35 \text{ m}$ |
| 2º TRAMO | $d = 604.2 \text{ mm}$ | $D = 688.7 \text{ mm}$ | $L = 11.54 \text{ m}$ | $L_{tot} = 39.89 \text{ m}$ |

Tabla III.1. Dimensiones de los tramos del cilindro hidráulico. Fuente: Elaboración propia.

Otro punto de interés es el cálculo de la base del último tramo de cilindro telescópico y de la base del pistón. Para ello se toma la segunda fórmula de Bach.

$$\mathbf{2^\circ \text{ F\acute{o}rmula de Bach:}} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (\text{Ec. III. 9.})$$

Aplicándola, con el valor $d_s = 688.7 \text{ mm}$, se obtiene un fondo de cilindro de $h = 118.86 \text{ mm} \approx 120 \text{ mm}$.

Para el fondo del pistón se procede de la misma forma. En esta ocasión, $d_s = 530 \text{ mm}$, obteniendo como resultado, $h = 91.46 \text{ mm} \approx 92 \text{ mm}$.

Para tener completamente el sistema definido nos falta calcular la cantidad de aceite necesario su movimiento, la potencia del motor y el caudal de la bomba.

En primer lugar nos centramos en el caudal a suministrar por la bomba. Para ello se utiliza la siguiente fórmula.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v \quad (\text{Ec. III. 10.})$$

Donde,

C_d : Caudal de la bomba (l/min)

A_p : Superficie hidráulica del pistón (cm^2)

v : Velocidad (m/s)

K : Factor de conversión (3 ó 6, dependiendo del tipo de acción)

Se impone una velocidad de $0.4 m/s$ para el descenso y ascensión de todo el sistema principal, por lo que el caudal de la bomba resulta.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v = 6 \cdot 1963.49 \cdot 0.1 = \mathbf{1178.09 \text{ l/min}}$$

Con el caudal calculado ya se puede valorar la potencia del motor necesaria para mover todo este conjunto. Para ello, se utiliza la siguiente fórmula.

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} \quad (\text{Ec. III. 11.})$$

Donde,

C_d : Caudal de la bomba (l/min)

P_t : Presión de trabajo (Kg/cm^2)

η_t : Rendimiento del motor

Aplicando la fórmula anterior, con los valores de $C_d = 1178.09 l/min$, $P_t = 100 bar = 101.97 Kg/cm^2$ y $\eta_t = 0.9$ (suposición) se obtiene:

$$P = 296.61 CV \rightarrow \mathbf{315 CV}$$

Buscando en tablas comerciales se encuentra un motor de 315 CV, que será el elegido. Sus características son recogidas en la siguiente tabla.

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COS θ | PAR (Nm) | Relación PAR máxy nominal |
|---------------------|----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|--------------|-------------|------------------------------------|
| 315/230 | 1LS4 404- 4AA1 | 2000 | 11 | 1485 | 94.5% | 0.91 | 1480 | 3.7 |

Tabla III.2. Motor necesario para el sistema hidráulico. Fuente: Elaboración propia

1.2. Base

Al igual que en la sección anterior, primero se define el material. En este caso también se ha seleccionado **acero A-52** por sus propiedades físicas (definidas en el apartado 1.1.).

Las dimensiones de la base son 14 metros de largo, 3 metros de ancho y 0.3 metros de alto. Con ellas se da cabida sobradamente a cualquier tipo de contenedor, ya que estos poseen

unas dimensiones máximas de 12.032 mm / 39'6" de largo, 2.352 mm / 7'9" de ancho y 2.698 mm / 8'10" de alto. Además de ello, se han colocado unas paredes laterales de altura de 1.5 metros para asegurar el guiado del contenedor durante el movimiento en esta parte de aparato de elevación. Se muestra un boceto con las medidas más relevantes de la placa base.

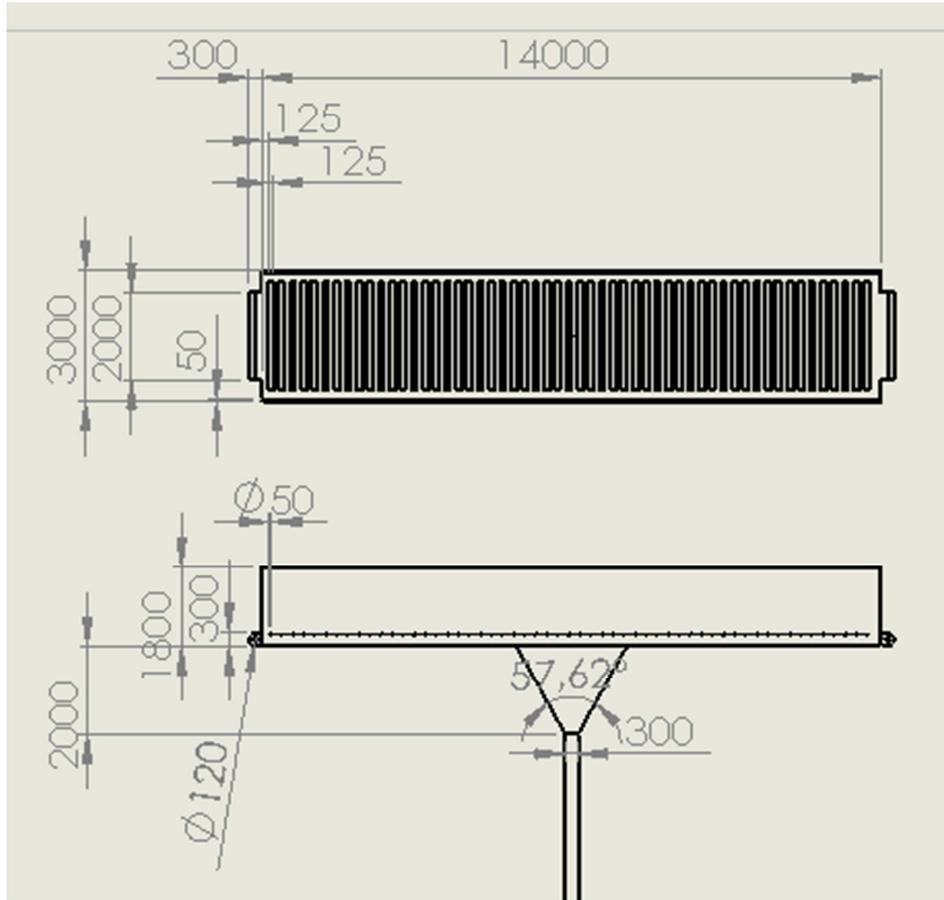


Figura III.1. Planta y perfil, con medidas características, de la base correspondiente al primer aparato de elevación/descenso. Fuente: Elaboración propia

La placa inferior de la base está compuesta por una serie de rodillos para que el movimiento horizontal del contenedor sea menos costoso y se necesite de un motor menos potente para iniciar su movimiento, lo que repercute en un ahorro económico. Éstos montan sobre unos ejes que atraviesan completamente la parte inferior de la base. Se detallan las dimensiones de rodillos y ejes a continuación. Se ha estimado un **rozamiento entre los cojinetes de los rodillos de $f = 0.020$** . De nuevo se ha utilizado **acero A-52** con las propiedades del material anteriormente mencionadas.

$$\left| \begin{array}{l} \text{Rodillos} \\ D = 100 \text{ mm} \\ d = 50 \text{ mm} \\ f = 0.020 \\ \mu = 0.18 \end{array} \right|$$

$$\left| \begin{array}{l} \text{Ejes} \\ D = 50 \text{ mm} \end{array} \right|$$

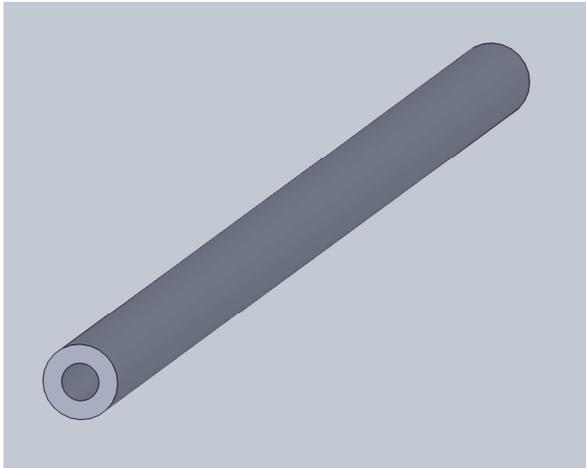


Figura III.2. Rodillo diseñado en SOLIDWORKS. Fuente: Elaboración propia.

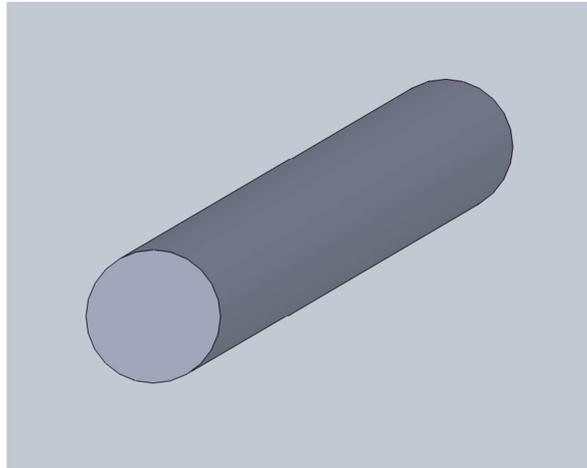


Figura III.3. Eje diseñado en SOLIDWORKS. Fuente: Elaboración propia.

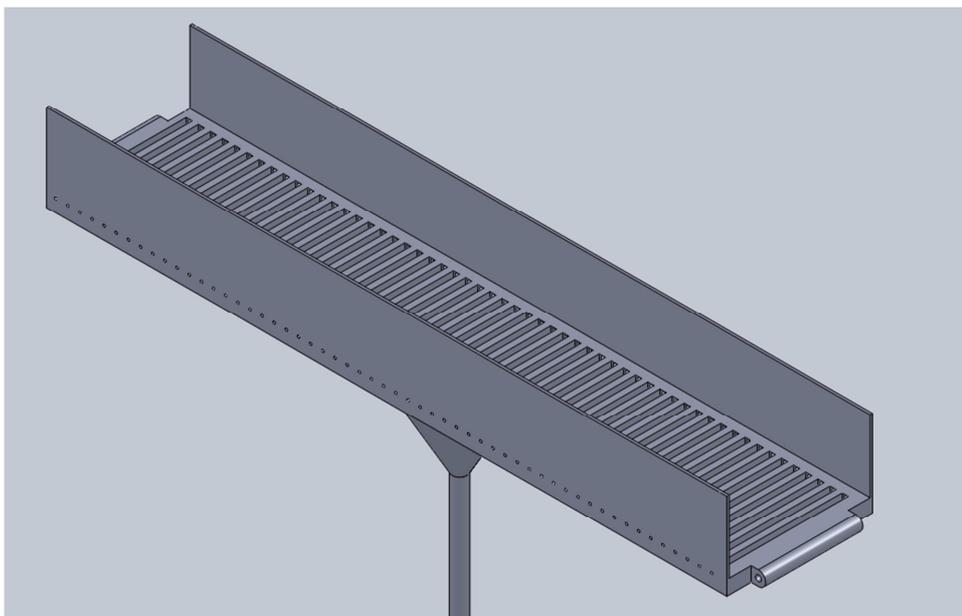


Figura III.4. Diseño final del primer aparato de elevación/descenso. Fuente: Elaboración propia.

1.3. Placa Lateral

Para finalizar el primer aparato de elevación/descenso nos queda definir las dos placas laterales que cierran los lados de la base anteriormente detallada. Se va a proceder al dimensionamiento de uno de los dos laterales ya que son completamente simétricos y poseen las mismas características.

Las principales dimensiones de la placa son las que se reflejan en el boceto que se adjunta. Además de ello es importante destacar que se tienen 0.3 metros de altura.

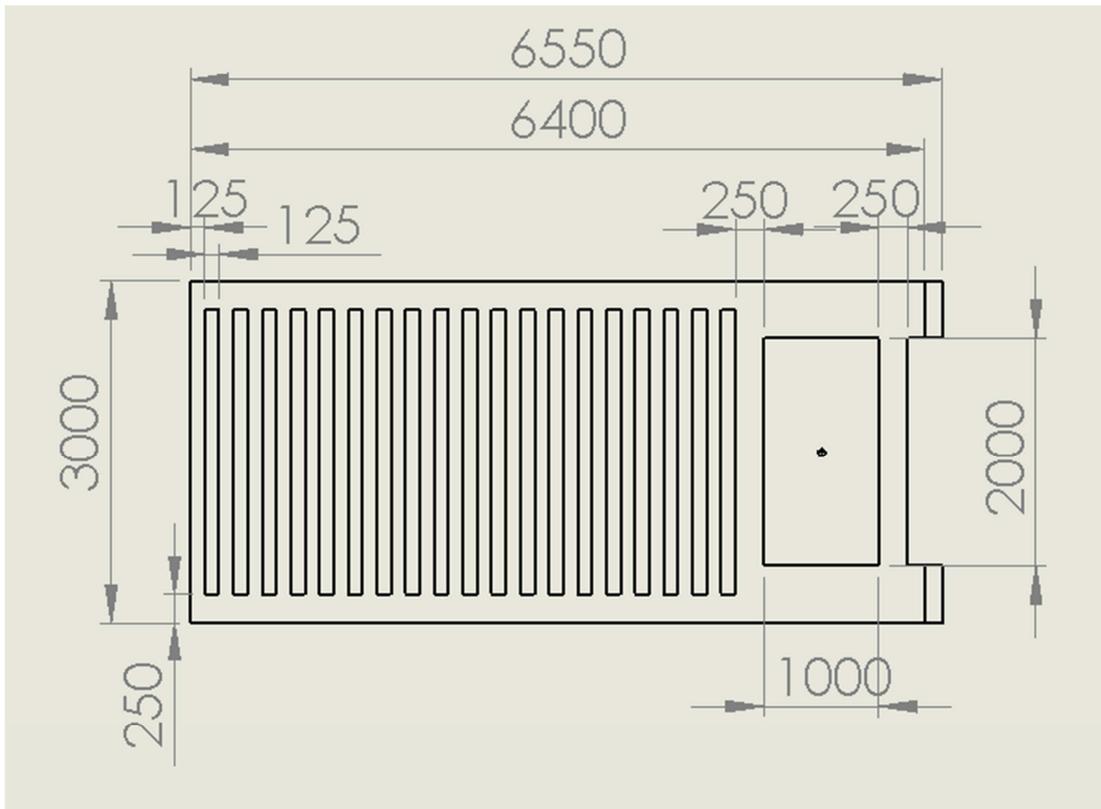


Figura III.5. Planta con medidas características de la placa lateral del primer aparato de elevación/descenso.
Fuente: Elaboración propia.

En la placa nos encontramos dos partes, una con una disposición de rodillos similar a la citada en el apartado anterior y otra con un cilindro hidráulico.

Los rodillos y ejes de la placa lateral tienen las mismas características que los de la base, por lo que se suponen definidos en la sección 1.2.

Por otra parte existe un cilindro hidráulico. Este cilindro es el encargado de iniciar el movimiento horizontal del contenedor a través de todo el sistema. Con una expansión del pistón, se aplica una fuerza horizontal sobre el contenedor. Gracias al bajo coeficiente de rozamiento de la zona de rodillos de la base, éste se desplaza y pasa al siguiente tramo de sistema, que es la banda transportadora. Seguidamente se va a proceder al cálculo de los componentes del cilindro hidráulico.

De nuevo, el material utilizado es **acero A-52**, de idénticas propiedades al mencionado en el apartado 1.1.

El primer paso es calcular la fuerza horizontal necesaria a aplicar por el pistón para generar el movimiento del contenedor. Para ello nos encontramos con el siguiente esquema. Se ha optado por ocultar el elemento que hace de base para visualizar mejor el contacto entre contenedor y rodillos.

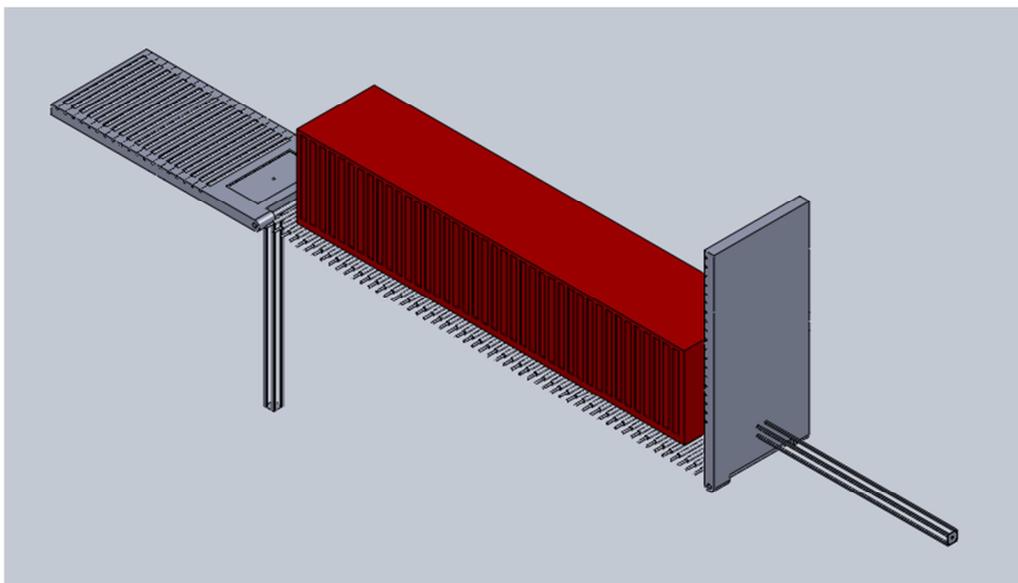


Figura III.6. Imagen de un contenedor situado en la base (se ha omitido la representación de la base en sí para visualizar mejor el contenedor). Fuente: Elaboración propia.

Sabiendo que el valor de rozamiento entre el acero de los rodillos y el acero del contenedor es $\mu = 0.18$ y el peso del contenedor son 40000 kilogramos, se procede al sencillo cálculo de la fuerza horizontal necesaria para su desplazamiento. Para ello se utiliza un equilibrio de fuerzas sobre un plano horizontal, esto hace necesario el cálculo de la fuerza de rozamiento F_R y de la normal N , para poder obtener el valor total de la fuerza horizontal necesaria F . Al tratarse de un contacto con i rodillos, la fuerza de rozamiento total será la suma de todas las fuerzas de rozamiento entre contenedor y rodillo. En este caso i es el número total de rodillos sobre la placa base comentada en el apartado anterior.

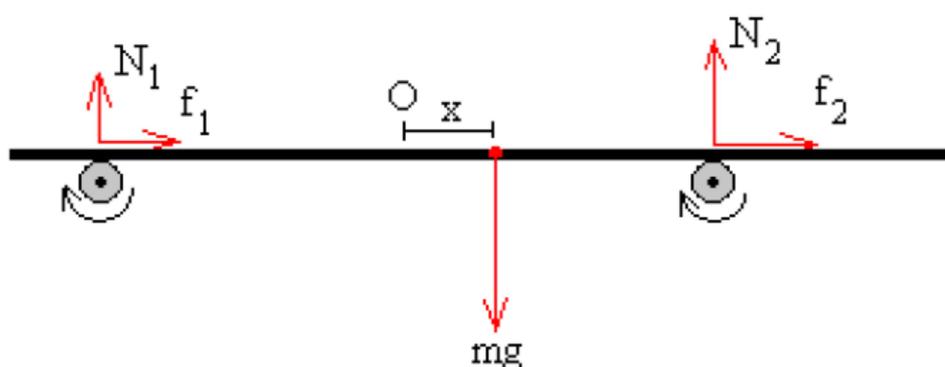


Figura III.7. Esquema de fuerzas sobre los rodillos. Fuente: Reproducido de [10]

$$F_R = f_1 + f_2 + \dots = \sum_{i=1}^N \mu_i \cdot N_i = \mu \cdot m \cdot g \quad (\text{Ec. III. 12.})$$

$$F = F_R = 0.18 \cdot 40000 \cdot 9.81 = 70632 \text{ N}$$

En este caso, al tratarse de un pistón de menores dimensiones se propone una presión de trabajo de 28 Kg/cm^2 , obteniéndose la siguiente área de pistón.

$$A_p = \frac{F[\text{Kg}]}{P[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}]} = \frac{7063.2}{28} = 252.25 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. III. 1.})$$

Con el valor de A_p obtenido se propone el siguiente pistón con características:

$$\begin{cases} D = 180 \text{ mm} \\ d = 160 \text{ mm} \\ e = 10 \text{ mm} \end{cases}$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = 254.34 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. III. 2.})$$

Como se comprueba, el área del pistón seleccionado supera al área calculada con los datos de fuerza y presión A_p , por lo que el pistón seleccionado cumple el primero de los requisitos para su elección.

También se propone que el pistón recorra una distancia de 4 metros. Esto hace que se recurra a la **ecuación de Euler** (definida en sección 1.1.1.) para verificar su factibilidad.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (\text{Ec. III. 3.})$$

Primero se calcula el valor de la inercia y luego el del primer término de la ecuación.

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(18^4 - 16^4)}{64} = 1935.02 \text{ cm}^4 \quad (\text{Ec. III. 4.})$$

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = 40105552007.2 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Cogiendo el segundo término de la ecuación se comprueba que no se superan los 4 metros de carrera propuestos.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot 400^2 \cdot 6000 = 28.8 \cdot 10^9 < 40.10 \cdot 10^9 \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Por lo que no cabe esperar problemas de pandeo a causa de la compresión del pistón.

Se procede al dimensionamiento de los cilindros necesarios para tener albergado el pistón hidráulico. Para ello se toman de nuevo la primera y la segunda ecuación de Bach. Con la primera se halla una relación entre los diámetros del cilindro, mientras que con la segunda, se define el tamaño del fondo del pistón y del cilindro.

$$\mathbf{1^\circ \text{ Fórmula de Bach:}} \quad \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} \quad \mathbf{valida \text{ si:}} \quad P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \quad (\text{Ec. III. 6.})$$

De nuevo se tienen que obtener los valores de P_{max} y σ_{adm} . Para este último se toma de nuevo un factor de seguridad de 5. Para el valor de P_{max} se proponen 4 MPa, ya que este circuito hidráulico tiene menores dimensiones, presiones y fuerzas que el del apartado 1.1.1.

$$\sigma_{adm} = \frac{340}{5} = 68 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. III. 7.})$$

$$4 < \frac{68}{1.3} = 52.3 \text{ MPa}$$

Por lo tanto es aplicable la primera ecuación de Bach. Veamos qué resultado se obtiene.

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{68 + 0.4 \times 4}{68 - 1.3 \times 4}} = 1.053$$

Con esta relación ya se puede proceder al cálculo del cilindro que contiene al pistón propuesto.

$$D = 1.053 \times 180 = 189.54 \text{ mm} \quad (\text{Ec. III. 8.})$$

Es importante conocer el volumen que tiene el pistón para poder determinar la longitud del cilindro.

$$Vol = \pi \left(\frac{d^4}{4} \right) L = \pi \left(\frac{18^4}{4} \right) 400 = 101736 \text{ cm}^3 \quad (\text{Ec. III. 5.})$$

Con los datos de D y d del cilindro, además de su volumen se va a calcular la longitud L del cilindro que se propone.

$$Vol = 101736 \text{ cm}^3 = \pi \left(\frac{18.95^4}{4} \right) L \rightarrow L = 360.71 \text{ cm} \approx 3.6 \text{ m}$$

Es una longitud aceptable, por lo que sólo falta aplicar la segunda ecuación de Bach para conocer las dimensiones de los fondos de cilindro y pistón.

$$\mathbf{2^{\circ} Fórmula de Bach:} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (\text{Ec. III. 9.})$$

Aplicándola, con el valor $d_s = 180 \text{ mm}$, con obtenemos un fondo de cilindro de $h = 19.64 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$.

Para el fondo del pistón se procede de la misma forma. En esta ocasión, $d_s = 160 \text{ mm}$, obteniendo como resultado, $h = 17.46 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$.

Para obtener una mejor visualización de los resultados, resumiremos las dimensiones obtenidas en una tabla.

| | | |
|-----------------|--|--|
| PISTON | $D = 180 \text{ mm}$ $d = 160 \text{ mm}$ $e = 10 \text{ mm}$ | $h = 19.64 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$ $L = 4 \text{ m (propuestos)}$ |
| CILINDRO | $D = 189.54 \text{ mm}$ $d = 180 \text{ mm}$ $e = 4.77 \text{ mm}$ | $h = 17.46 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$ $L = 3.6 \text{ m}$ |

Tabla III.3. Dimensiones del pistón y cilindro de la placa lateral. Fuente: Elaboración propia.

Al igual que el primer cilindro, para tenerlo completamente definido falta calcular el caudal, la potencia del motor y el volumen de aceite que mueve el sistema.

En primer lugar se va a calcular el caudal de aceite necesario para mover todo el sistema hidráulico. Se va a utilizar la fórmula descrita en el apartado 1.1.1.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v \quad (\text{Ec. III. 10.})$$

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v = 6 \cdot 254.34 \cdot 1 = \mathbf{1526.04 \text{ l/min}} \rightarrow \mathbf{1600 \text{ l/min}}$$

Una vez obtenido el caudal necesario en la bomba se procede al dimensionamiento del motor necesario para su movimiento. De nuevo se va a utilizar la fórmula definida en la primera sección de este Anexo.

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} \quad (\text{Ec. II. 11.})$$

$$P = \frac{1600 \cdot 28}{450 \cdot 0.9} = 110.61 \text{ CV} \rightarrow \mathbf{125 \text{ CV}}$$

Observando la tabla de motores obtenemos el siguiente modelo.

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COSθ | PAR (Nm) | Relación PAR máxy nominal |
|---------------------|----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|------|-------------|------------------------------------|
| 125/90 | 1LS2 224- 4AA2 | 980 | 3.1 | 1475 | 93.5% | 0.89 | 582 | 3.8 |

Tabla III.4. Características del motor necesario para el sistema hidráulico. Fuente: Elaboración propia.

Veamos un dibujo que resume todos los cálculos anteriormente mencionados.

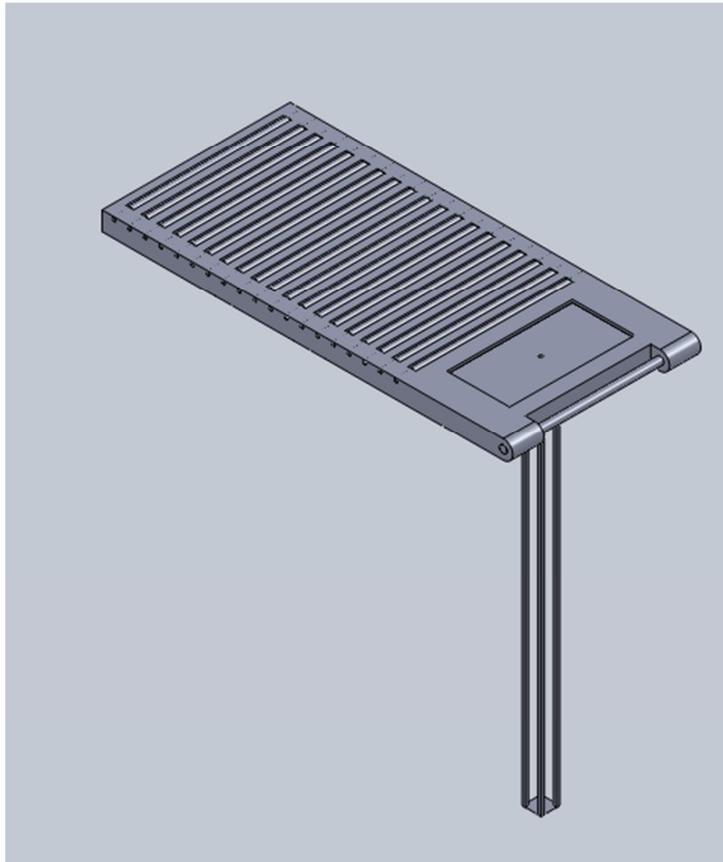


Figura III.8. Diseño final de la placa lateral. Fuente: Elaboración propia.

2. Banda Transportadora

2.1. Cadena y Rueda Dentada

Para la selección de la cadena se ha optado por una solución comercial. Sus dimensiones corresponden a una cadena clasificada ANSI 200, con las siguientes propiedades y características.

MODELO (REF, Nº): 1018-S

PASO: 63'50 mm - 2 1/2"

ANCHO INTERIOR, A: 38.10 mm

Ø RODILLO, D: 39.37 mm

CARGA ROTURA: 43000 Kgr

PESO POR METRO: 16.04 Kg/m

LONGITUD DE LA CADENA (Lc): 227.18 m

Tabla III.5. Especificaciones de la cadena ANSI 200. Fuente: Elaboración propia

Las medidas corresponden con la nomenclatura del siguiente gráfico.

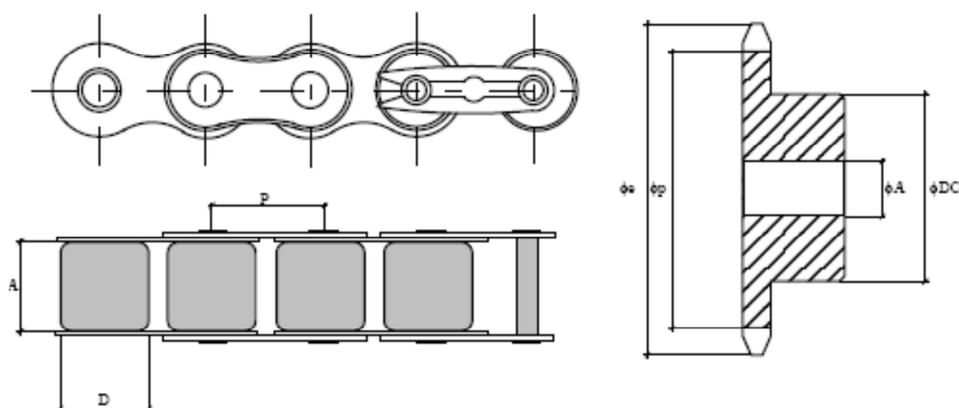


Figura III.8. Cadena de rodillos. Fuente: Reproducido de [11].

Sólo falta el cálculo de la longitud de la cadena necesaria. Para ello se va a utilizar la siguiente ecuación. Esta ecuación es función del número de dientes de rueda y piñón, de la distancia entre los centros y del paso.

$$L_c = 2C + \left(\frac{Z_r + Z_p}{2}\right)p + \frac{K}{C}p^2 \quad (\text{Ec. III. 13.})$$

Donde,

L_c : Longitud de la cadena (m).

C : Distancia entre ejes (m).

Z_r : Nº de dientes de la rueda.

Z_p : Nº de dientes del piñón.

p : Paso (m).

K : Constante de engrane.

La citada constante de engrane tiene su propia ecuación. Ésta se define de la siguiente forma.

$$K = \left(\frac{Z_r + Z_p}{2\pi}\right)^2 \quad (\text{Ec. III. 14.})$$

$$K = \left(\frac{Z_r + Z_p}{2\pi}\right)^2 = \left(\frac{50 + 50}{2\pi}\right)^2 = 253.30$$

Así pues, se obtiene la siguiente longitud de cadena.

$$L_c = 2(112) + \left(\frac{50 + 50}{2}\right)0.0635 + \frac{253.30}{112}(0.0635^2) = 227.18 \text{ m}$$

Para provocar el movimiento de la banda se propone una rueda dentada, donde irá enganchada una cadena. Estos dos elementos serán los responsables de generar el movimiento de traslación de la banda.

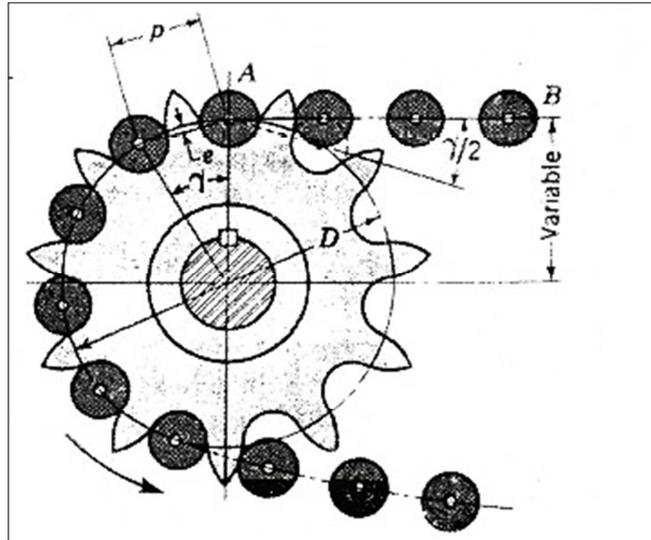


Figura III.9. Rueda dentada. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Observando el siguiente dibujo de la rueda dentada y tomando las relaciones trigonométricas necesarias podemos deducir las siguientes ecuaciones.

$$\text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\frac{p}{2}}{\frac{D}{2}} \rightarrow D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (\text{Ec. III. 15.})$$

Donde,

p : paso de la cadena.

γ : ángulo de paso.

D : diámetro de paso de la rueda.

Dado que el ángulo de paso depende del número de dientes de la rueda dentada (Z_r), la ecuación anterior se puede transformar en:

$$\gamma = \frac{360}{Z_r} \quad (\text{Ec. III. 16.})$$

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_r}\right)} \quad (\text{Ec. III. 17.})$$

La velocidad de la cadena también depende del número de dientes. La expresión de la velocidad se define como el número de dientes que salen de la rueda en la unidad de tiempo.

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{Z_r p n}{60} \quad (\text{Ec. III. 18.})$$

De la cadena seleccionada previamente se obtienen varios valores que nos sirven para el cálculo de la rueda dentada. Uno de ellos es el paso de la rueda. Como es lógico debe coincidir con el paso de la cadena, por lo tanto **$p = 63.5 \text{ mm}$** .

Por temas de diseño, el diámetro de la rueda se aproxima a 1 metro. Conociendo este valor y el paso podemos calcular el número de dientes de la rueda dentada.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_r}\right)} \rightarrow 1000 = \frac{63.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_r}\right)} \rightarrow Z_r = 49.44 \approx 50$$

Como el número de dientes debe ser un número entero, se fija en 50 dientes, este hecho provoca que el diámetro se amplíe un poco, pasando a tomar **1011.3 mm** .

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_r}\right)} = \frac{63.5}{\text{sen}\left(\frac{180}{50}\right)} = 1011.3 \text{ mm}$$

Resumiendo, las principales características de la rueda dentada son las mostradas en la siguiente tabla.

Diámetro primitivo: 1011.3 mm

Paso: 63.5 mm

Número de dientes (Z_r): 50

Tabla III.6. Parámetros más importantes de la rueda dentada seleccionada. Fuente: Elaboración propia

2.2. Motor de la banda

El siguiente paso es calcular la potencia necesaria para mover esta banda. Se va considerar una velocidad de 1.5 m/s para la banda como máximo. Con ese dato, y sabiendo que los contenedores tienen un peso de 40000 Kg, ya se puede dimensionar la potencia necesaria de los motores que mueven esta banda.

El primer paso es descubrir a qué velocidad angular se debe mover el motor para proporcionar la velocidad máxima de 1.5 m/s.

$$v = \frac{\pi D n}{60} \rightarrow n = \frac{1.5 \cdot 60}{\pi (1.011)} = 28.33 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. III. 18.})$$

Tras conocer la velocidad se procede al cálculo de la potencia necesaria del motor. Para ello es necesario comentar que el peso de un contenedor se ha estimado en 40000 Kg, por lo que la potencia necesaria del motor será:

$$P' = \frac{F \cdot v}{75} = \frac{40000 \cdot 1.5}{75} = 800 \text{ CV} \quad (\text{Ec. III. 19.})$$

Pero este valor debe ser mayorado para tener en cuenta los siguientes efectos:

- Número de dientes de la rueda.
- Número de cordones de la cadena.
- El servicio de cargas.

Estos valores, que son coeficientes a multiplicar a la potencia nominal, se obtienen de las siguientes tablas.

| Número de dientes de la rueda impulsora | Factor de corrección c_1 | Número de dientes de la rueda impulsora | Factor de corrección c_1 |
|---|----------------------------|---|----------------------------|
| 11 | 0.53 | 22 | 1.29 |
| 12 | 0.62 | 23 | 1.35 |
| 13 | 0.70 | 24 | 1.41 |
| 14 | 0.78 | 25 | 1.46 |
| 15 | 0.85 | 30 | 1.73 |
| 16 | 0.92 | 35 | 1.95 |
| 17 | 1.00 | 40 | 2.15 |
| 18 | 1.05 | 45 | 2.37 |
| 19 | 1.11 | 50 | 2.51 |
| 20 | 1.18 | 55 | 2.66 |
| 21 | 1.26 | 60 | 2.80 |

Figura III.10. Factor de corrección para los dientes, C_1 . Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

| Máquina impulsada | Máquina Impulsora | | |
|-------------------|--|---------------------------|--|
| | Motor de combustión interna con transmisión hidráulica | Motor eléctrico ó turbina | Motor de combustión interna con transmisión mecánica |
| Sin choques | 1.0 | 1.0 | 1.2 |
| Choques moderados | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| Choques fuertes | 1.4 | 1.5 | 1.7 |

Figura III.11. Factor de corrección de cadenas de cordones múltiples, C_2 . Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

En primer lugar, tenemos 50 dientes en nuestra rueda, por lo que para el coeficiente c_1 se tiene 2.51. Seguidamente, observando la siguiente tabla y, conociendo que la cadena anteriormente seleccionada tiene un solo cordón, se obtiene el valor de $c_2=1$. Finalmente, como máquina impulsora se tiene un motor eléctrico. Considerando que los choques que sufre son moderados se selecciona el valor de $c_3=1.3$ de la última de las tablas.

Una vez conocidos los valores que nos permiten mayorar la potencia se pasa a su aplicación.

La primera de las ecuaciones a utilizar es la siguiente.

$$P'_c = c_1 c_2 P' \quad (\text{Ec. III. 20.})$$

Donde,

P'_c : potencia nominal corregida (CV).

P' : potencia nominal (CV).

$$P'_c = c_1 c_2 P = 2.51 \cdot 1 \cdot 800 = 2008 \text{ CV}$$

Por último sólo queda mayorar según el servicio de cargas con la siguiente expresión.

$$P = c_3 P'_c \quad (\text{Ec. III. 21.})$$

$$P = 1.3 \cdot 2008 = 2610.4 \text{ CV}$$

El motor seleccionado será uno de **2700 CV** de potencia.

2.3. Rodillos de la Banda

En esta sección se dimensionan los rodillos que se han colocado para aumentar la rigidez de la banda. Éstos se colocan a 6 metros de distancia entre sí. Poseen 0.4 metros de diámetro y son de acero A-42. Se ha estimado que el coeficiente de rozamiento entre rodillo y sus casquillos es de 0.020

2.4. Tirantes

Para el dimensionamiento de los tirantes se ha supuesto que éstos llegan hasta el extremo final de la viga secundaria. Es una pequeña simplificación que no afecta demasiado a los resultados.

En voladizo nos encontramos 71.6 metros de los 112 que tiene la viga de longitud. La altura del tirante son 19.92 metros, por lo que es tenemos una configuración tal que así. De donde es sencillo obtener el ángulo que forma el tirante con la horizontal.

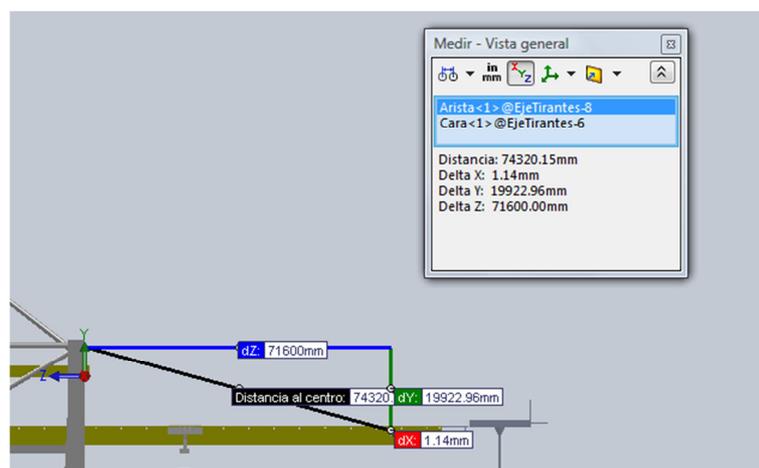


Figura III.12. Longitudes del tirante. Fuente: Elaboración propia.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{19.92}{71.6}\right) = 15.54^\circ \quad (\text{Ec. III. 22.})$$

Ahora ya se puede calcular el esfuerzo de tracción (T) al que sometemos al tirante. Para ello se considera que el peso de un contenedor como máximo es de 40000 kilos, además se debe considerar un peso correspondiente al peso propio de la estructura, se van a considerar 100000 kilos. Este se verá compensado por la componente vertical del tirante (T_v). Con el valor de esa componente y por relaciones trigonométricas ya se puede obtener el valor del esfuerzo de tracción (T).

$$T_v = 140000 \text{ Kg}$$

$$T = \frac{140000}{\text{sen}(\alpha)} = \frac{140000}{\text{sen}(15.54^\circ)} = 522561.49 \text{ Kg} \quad (\text{Ec. III. 22.})$$

Una vez con el valor de la tensión se debe descubrir cuál es la tensión máxima admisible del material del que está realizado el tirante y con ello podremos sacar su sección.

El material del tirante es acero A-42, con un límite elástico de 2600 Kg/cm^2 . Además de ello, se aplica un coeficiente de seguridad de 2.5. Con todo eso ya podemos definir el valor de la tensión admisible.

$$C_s = \frac{\sigma_{l.e.}}{\sigma_{adm}} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{l.e.}}{C_s} = \frac{2600 \text{ Kg/cm}^2}{2.5} = 1040 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad (\text{Ec. III. 23.})$$

Con este valor y el previo de la tensión ya se puede obtener un valor para dimensionar la sección del tirante y posteriormente hallar su diámetro.

$$S = \frac{T}{\sigma_{adm}} = \frac{522561.49 \text{ Kg}}{1040 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 502.46 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. III. 24.})$$

Se propone una sección de corona circular para el tirante. Se debe buscar una sección de tirante que sea como mínimo la calculada previamente. Se propone la siguiente sección.

$$D = 0.5 \text{ m} \quad d = 0.4 \text{ m}$$

$$e = 0.05 \text{ m}$$

$$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^4) = \frac{\pi}{4}(50^2 - 40^4) = 706.85 \text{ cm}^2 > 502.46 \text{ cm}^2$$

De esta forma queda definida la sección circular del tirante necesario para nuestra estructura.

2.5. Estructura del Brazo Secundario

En esta sección se va a comprobar que las dimensiones del brazo son suficientes para soportar todas las solicitaciones que se requieren sobre él. Éstas son el propio peso de la estructura más el de banda, rodillos, motores y demás elementos que soporta, unido a la situación en la que se tiene una distribución uniforme de contenedores sobre la banda más el

posicionamiento de uno de ellos sobre el extremo y, el peso del carro, del spreader y de un contenedor que se está desplazando a su vez por la parte inferior de la viga.

Para este elemento, se ha elegido un perfil de viga cajón, con el fin de aligerar un poco toda la estructura. Las dimensiones de la misma son:



$$\begin{aligned} h &= 3000 \text{ mm} & I &= 6.86 \cdot 10^{12} \text{ mm}^4 & A &= 4.24 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 \\ b &= 8000 \text{ mm} & W &= 4.57 \cdot 10^9 \text{ mm}^3 \\ e &= 200 \text{ mm} & A_c &= 1.2 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

El primer paso será hallar el peso total de la estructura. Para ello se tomará directamente de la herramienta CAD. Éste se fija en 5062069.82 Kg, que se debe distribuir a lo largo de las 112 metros de brazo trasero.

$$q_1 = \frac{5062069.82 \text{ Kg}}{112 \text{ m}} = 45197.05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \quad (\text{Ec. III. 24.})$$

A este valor se le añaden 1000 Kg/m de más representando el peso de la banda, de los rodillos y de las ruedas dentadas.

Tomando las ecuaciones correspondientes al cálculo del momento flector y del cortante se obtienen los siguientes valores.

$$M_f = \frac{qL^2}{8} = \frac{(45197 + 1000) \text{ Kg/m} (71.6^2) \text{ m}^2}{8} = 29603994.84 \text{ Kg} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. III. 25.})$$

$$V = \frac{qL}{2} = \frac{(45197 + 1000) \text{ Kg/m} \cdot 71.6 \text{ m}}{2} = 1653852.6 \text{ Kg} \quad (\text{Ec. III. 26.})$$

Con el momento flector y el esfuerzo cortante ya se pueden obtener la tensión normal y tangencial.

$$\sigma_1 = \frac{M_f}{W} = \frac{29603994.84 \text{ Kg} \cdot \text{m} (9.8) \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m}}{4.57 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = 63 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. III. 27.})$$

$$\tau_1 = \frac{V}{A_c} = \frac{(1653852.6) \text{ Kg} (9.8) \text{ N/Kg}}{1.2 \cdot 10^6 \text{ mm}^2} = 13 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. III. 28.})$$

El siguiente paso es repetir el proceso de cálculo para el resto de cargas sobre la viga y obtener sus tensiones normal y tangencial. Posteriormente se aplicará el criterio de Von Mises para comprobar que la tensión equivalente no supera la tensión del límite elástico.

La siguiente carga a considerar es un contenedor en el extremo de la viga. En esta ocasión entra en juego el tirante mencionado en el apartado anterior. El peso del contenedor es compensado por la componente vertical del tirante, mientras que la componente horizontal provoca un esfuerzo axial sobre la viga.

$$T_H = 522561.49 \text{ Kg} \cdot \cos(15.54^\circ) = \mathbf{503458.54 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. III. 29.})$$

Coincidente en valor con el esfuerzo axial.

$$\sigma_2 = \frac{N}{A} = \frac{503458.54 \text{ Kg} \cdot (9.8) \text{ N/Kg}}{4.24 \cdot 10^6 \text{ mm}^2} = \mathbf{1.16 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. III. 30.})$$

La distribución uniforme de contenedores sobre la banda es la tercera fuente de esfuerzos y tensiones. Se va a considerar que caben 6 contenedores, considerados de 12 metros de longitud, en los 71.6 metros de voladizo.

$$Peso_2 = 6 \cdot 40000 \text{ Kg} = \mathbf{240000 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. III. 31.})$$

$$q_2 = \frac{240000 \text{ Kg}}{71.6 \text{ m}} = \mathbf{3351.95 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}} \quad (\text{Ec. II. 24.})$$

De nuevo este peso se considera uniformemente distribuido sobre la viga, por lo que se tienen las mismas ecuaciones que en el primer caso de cargas.

$$M_f = \frac{qL^2}{8} = \frac{3351.95 \text{ Kg/m} (71.6^2) \text{ m}^2}{8} = \mathbf{2148000 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. III. 25.})$$

$$V = \frac{qL}{2} = \frac{3351.95 \text{ Kg/m} \cdot 71.6 \text{ m}}{2} = \mathbf{119999.81 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. III. 26.})$$

Obteniendo las siguientes tensiones normal y tangencial.

$$\sigma_3 = \frac{M_f}{W} = \frac{2148000 \text{ Kg} \cdot \text{m} (9.8) \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m}}{4.57 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = \mathbf{4.60 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. III. 27.})$$

$$\tau_3 = \frac{V}{A_c} = \frac{(119999.81) \text{ Kg} (9.8) \text{ N/Kg}}{1.2 \cdot 10^6 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.97 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. III. 28.})$$

Por último sólo queda considerar el peso del carro, spreader y contenedor que se pueden encontrar en la parte inferior de la viga. Dentro del carro se consideran los pesos de los elementos dimensionados en el Anexo I, que se encuentran sobre el carro. Se considera también el caso más desfavorable, que resulta ser cuando el carro está en el extremo más alejado de la viga.

En esta situación se obtienen los siguientes valores de momento flector y cortante.

$$M_f = (5000 + 40000 + 1500 + 600 + 1310 + 2000) \text{ Kg} \cdot 71.6 \text{ m} \\ = \mathbf{3609356 \text{ Kg m}} \quad (\text{Ec. III. 33.})$$

$$V = \mathbf{50410 \text{ Kg}}$$

Con los valores obtenidos se hallan las tensiones correspondientes.

$$\sigma_4 = \frac{M_f}{W} = \frac{3609356 \text{ Kg} \cdot \text{m} (9.8) \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m}}{4.57 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = \mathbf{7.73 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. III. 28.})$$

$$\tau_4 = \frac{V}{A_c} = \frac{(50410) \text{ Kg} (9.8) \text{ N/Kg}}{1.2 \cdot 10^6 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.41 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. III. 29.})$$

Ya se han obtenido las tensiones correspondientes a los diversos esfuerzos. Se puede calcular la tensión equivalente de Von Mises y comprobar que no se supera el límite elástico.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4)^2 + 3(\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)^2} \quad (Ec. III. 34.)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(63 + 1.16 + 4.60 + 7.73)^2 + 3(13 + 0.97 + 0.41)^2} = \mathbf{80.44 MPa}$$

Se conoce que el límite elástico del **acero A-42** que se propone como material a utilizar para este elemento es 260 MPa. Por lo tanto, se puede hallar el coeficiente de seguridad de la viga.

$$C_s = \frac{\sigma_{l.e.}}{\sigma_{eq}} = \frac{260}{80.44} = \mathbf{3.23} \quad (Ec. III. 35.)$$

Es un poco elevado, lo que nos lleva a esperar no tener problemas con la estructura del brazo trasero. En capítulos posteriores se ve, a través del método de los elementos finitos, que el brazo soporta bien la tensión que cae sobre él.

3. Segundo Aparato de Elevación/Descenso

3.1. Cilindro Hidráulico Telescópico

Este cilindro posee varios tramos telescópicos para conseguir el objetivo de que la base quede a lo más cercana del plano suelo. El contenedor debe ser recogido por algún otro elemento al llegar a la posición más baja del cilindro. Esa distancia con respecto del suelo tiene que ser como máximo 8 metros por motivos de diseño. Esos 8 metros son a causa de que se tienen Reach Stackers para recoger los contenedores y éstos como máximo llegan a una altura de 3 contenedores para poder cogerlos. Considerando que cada contenedor tiene 2.698 metros de altura, se obtienen un poco más de 8 metros si tienes los 3 contenedores apilados. Este es el motivo por el que la máxima longitud de tramo tiene que ser 8 metros.

Para el cálculo del cilindro hidráulico se ha seguido el mismo proceso que en el apartado 1.1. de este Anexo, así que se darán por definidas ahí las ecuaciones necesarias para el cálculo. También se dan por definidas ahí las propiedades del **acero A-52** que se utiliza para este componente.

El peso a considerar para los cálculos es de nuevo 178440 kilos, en el que se reúnen el peso del contenedor en sí y el de la propia base que lo soporta. La presión de trabajo es de 100 bar. Así que se obtiene el siguiente valor de área del pistón.

$$A_p = \frac{F[N]}{P\left[\frac{N}{m^2}\right]} = \frac{178440 \cdot 9.8}{100 \times 10^5} = 0.1748 m^2 = \mathbf{1780.71 cm^2} \quad (Ec. III. 1.)$$

Con el valor de A_p obtenido se propone el siguiente pistón con características:

$$\left| \begin{array}{l} D = 530 \text{ mm} \\ d = 500 \text{ mm} \\ e = 15 \text{ mm} \end{array} \right|$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = \mathbf{1963.49.43 \text{ cm}^2} \quad (\text{Ec. III. 2.})$$

El valor del área se ha tomado bastante grande en relación a las necesidades teóricas por el motivo de intentar reducir el número de tramos del cilindro hidráulico telescópico.

El siguiente paso es comprobar su resistencia frente al pandeo. Para ello, de nuevo se toma la **ecuación de Euler** citada en el apartado 1.1.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (\text{Ec. III. 3.})$$

El valor de la inercia (J) y del primer término de la ecuación tienen los siguientes resultados.

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(53^4 - 50^4)}{64} = \mathbf{80526.92 \text{ cm}^4} \quad (\text{Ec. III. 4.})$$

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = \pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 105507.19 = \mathbf{1.669 \cdot 10^{12}}$$

Por otra parte, el segundo término de la ecuación debe ser igual o menor al calculado arriba, se procede a su comprobación. Recordando que la longitud máxima del cilindro es de 8 metros.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot (800^2) \cdot 178440 = \mathbf{3.42 \cdot 10^{11}}$$

Como se puede comprobar, el valor es mucho menor al obtenido con anterioridad, por lo que se no caben esperar problemas de pandeo en el cilindro.

El brazo en el que se centra esta sección debe ser telescópico, por ese motivo se debe calcular el volumen interior del cilindro, ya que ese será el valor a conservar tramo a tramo en el cálculo de todos los componentes telescópicos necesarios.

$$Vol = \pi \left(\frac{d^4}{4} \right) L = \pi \left(\frac{50^2}{4} \right) 800 = 1570796.33 \text{ cm}^3 \quad (\text{Ec. III. 5.})$$

Antes de seguir con el proceso de cálculo de los múltiples tramos se deben aplicar las dos fórmulas de Bach para conocer la relación entre diámetros de los cilindros y el espesor de la placa que actúa de base para todo el sistema. Las fórmulas de Bach, tanto la primera como la segunda, se dan por definidas en el apartado 1.1.

Es importante destacar, que la tensión admisible del material es de 340 MPa, ya que se considera acero A-52 para su diseño. Por otra parte, también se aplica un coeficiente de seguridad de 5. La presión máxima de trabajo es de 10 MPa, como se puede extraer de las operaciones anteriores.

$$\sigma_{adm} = \frac{340}{5} = 68 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. III. 7.})$$

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{68 + 0.4 \times 10}{68 - 1.3 \times 10}} = \mathbf{1.14} \quad (\text{Ec. III. 6.})$$

Por lo que la relación entre los diámetros externo e interno de los cilindros que conforman el sistema telescópico ya queda definida. De esta forma ya se puede iniciar el cálculo de los múltiples tramos del elevador telescópico.

$$\mathbf{2^{\circ} F\acute{o}rmula de Bach:} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (Ec. III. 9.)$$

Aplicándola, con el valor $d_s = 1020.3 \text{ mm}$, con obtenemos un fondo de cilindro de $h = 176.07 \approx 177 \text{ mm}$.

Sólo se va a realizar el cálculo del primer tramo detalladamente, ya que el número de tramos es elevado. Por ello se considera que el resto se calculan de la misma forma hasta logara la altura máxima deseada para todo el sistema del cilindro telescópico, 30 metros.

Se parte de un diámetro interior de 500 mm que coincide con el diámetro exterior del pistón propuesto.

$$\mathbf{D = 1.14 \times 530 = 604.2 \text{ mm}} \quad (Ec. III. 8.)$$

Con esas dimensiones y, teniendo en cuenta la conservación de volumen, se obtendrá una carrera de:

$$Vol = 1570796.33 \text{ cm}^3 = \pi \left(\frac{53^2}{4} \right) L \rightarrow \mathbf{L = 711 \text{ cm} = 7.11 \text{ m}}$$

Obteniéndose una carrera total, teniendo en cuenta la carrera del pistón y la del primer tramo de cilindro, de $L_{tot} = 8 + 7.11 = 15.11 \text{ m}$.

El resto de tramos tienen el mismo proceso de cálculo. Se adjunta una tabla donde se recogen esos datos en forma de resumen y para evitar la repetición innecesaria del mismo proceso de cálculo.

| | | | | |
|-----------------|--|---|--|---|
| 1º TRAMO | $d = 530 \text{ mm}$ | $D = 604.2 \text{ mm}$ | $L = 7.11 \text{ m}$ | $L_{tot} = 15.11 \text{ m}$ |
| 2º TRAMO | $d = 604.2 \text{ mm}$ | $D = 688.7 \text{ mm}$ | $L = 5.47 \text{ m}$ | $L_{tot} = 20.58 \text{ m}$ |
| 3º TRAMO | $d = 688.7 \text{ mm}$ | $D = 785.1 \text{ mm}$ | $L = 4.21 \text{ m}$ | $L_{tot} = 24.79 \text{ m}$ |
| 4º TRAMO | $d = 785.1 \text{ mm}$ | $D = 895 \text{ mm}$ | $L = 3.24 \text{ m}$ | $L_{tot} = 28.03 \text{ m}$ |
| 5º TRAMO | $d = 895 \text{ mm}$ | $D = 1020.3 \text{ mm}$ | $L = 2.49 \text{ m}$ | $L_{tot} = 30.52 \text{ m}$ |

Tabla III.7. Tramos que componen el cilindro hidráulico telescópico. Fuente: Elaboración propia.

Ya está todo el cilindro definido, por lo que se puede pasar al siguiente componente del sistema.

3.2. Base

Posee las mismas características que la mencionada en el apartado 1.2. de este mismo Anexo, por lo que la tomaremos como definida en esa sección.

3.3. Placa Lateral

Es idéntica a la definida en la sección 1.3. de este Anexo. El sistema hidráulico que posee este componente también tiene las mismas características, así que se da por definido completamente en esa sección.

3.4. Paquete de Rodadura

El cálculo del número de ruedas va a seguir el mismo proceso que el citado en el apartado 5.1. del Anexo I. Por ello nos encontramos con las siguientes ecuaciones a aplicar. También tomamos los datos de las tablas que allí aparecen.

$$d_r \geq \frac{R}{P_{adm} C_2 C_3 (k - 2r_1)} \quad (Ec. III. 36.) \quad \text{con} \quad R = \frac{Q_{tot}}{4n} \quad (Ec. III. 37.)$$

En esta ocasión, se ha propuesto un diámetro de rueda de 400 mm, por lo que el valor del coeficiente C_2 es de 0.89 mientras que el del coeficiente C_3 es 1, ya que se considera que el mecanismo de funcionamiento de rodadura dura más de 25 a 40% (referido a 1 hora).

Al tratarse de un perfil Burbach A-120, el valor de $(k-2r_1)$ será 100 mm. Sólo falta saber el peso que deben soportar las ruedas. Éste será, el peso del contenedor (40000 kilos), más el de la estructura. El de la estructura se halla con su densidad, ya que el material es **acero A-52** de densidad 7850 Kg/m^3 . Se estima que el volumen de la base del sistema de elevación será 18 m^3 .

$$\text{Peso} = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 18 \text{ m}^3 = \mathbf{141300 \text{ Kg}} \quad (Ec. III. 38.)$$

Este peso se ve incrementado hasta **145000 kilos** para tener en cuenta el resto de elementos del sistema. Así, finalmente el peso a considerar es de **195000 kilos**, sumando la estructura y el contenedor.

$$\frac{\frac{(195000) \cdot 10}{4n}}{7 \cdot 0.89 \cdot 1 \cdot 100} \leq 400$$

$$n \geq 1.95 \rightarrow \mathbf{n = 2}$$

Se obtiene el resultado de 2 ruedas por poste, pero por temas de estabilidad de la estructura se opta por colocar un balancín que le da una mayor superficie y a su vez aumenta la estabilidad.

3.5. Motor de Traslación

En esta sección se va a definir el motor eléctrico necesario para provocar el movimiento de todo este sistema.

El seleccionado es un motor de 49 CV de potencia y 201 Nm de par nominal. Como se verá a continuación son valores suficientes para arrancar el sistema y mantener su posterior movimiento.

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COSθ | PAR (Nm) | Relación PAR máx y nominal |
|---------------------|-----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|------|-------------|-------------------------------------|
| 40/30 | 1LS2 176- 4AA2. | 400 | 0.76 | 1455 | 91.5% | 0.88 | 201 | 3.9 |

Tabla III.8. Motor de traslación del segundo Aparato de Elevación/Descenso. Fuente: Elaboración propia.

Para el proceso de cálculo del motor se va a seguir el mismo proceso que el definido en la sección 4.2. Traslación del Carro. En este caso, la velocidad de traslación del carro es de 30 m/min, W vale 7 al tratarse de cojinetes de deslizamiento y el rendimiento mecánico del motor se considera un 0.85.

$$P = \frac{(G_1 + G_2) \cdot W \cdot V_{tras}}{4500000 \cdot \eta} \quad (Ec. III. 39.)$$

$$P = \frac{(195000)Kg \cdot 7 \cdot 90m/min}{4500000 \cdot 0.85} = 32.11 CV$$

Con estos datos se propone el motor de 40 CV anteriormente citado.

Ahora se va a comprobar que el motor es capaz de arrancar, para ello se debe mirar que el par máximo del motor supera la suma del par resistente (M_w) y el par de aceleración (M_b).

$$M_A = M_w + M_b \quad (Ec. III. 40.)$$

$$M_w = \frac{P_w \cdot 716}{n_1} = \frac{40 \cdot 716}{1455} = 19.86 Kg \cdot m = 198.6 Nm$$

$$M_b = \frac{\sum(GD_1^2) n_1}{375 t_a} (Kg \cdot m) \quad (Ec. III. 41.)$$

$$d = \frac{v_{tras}}{\pi n_1} = \frac{90 m/min}{\pi 1455} = 1.96 \cdot 10^{-2} m$$

$$GD_1^2 = \frac{(195000)Kg \cdot 1.96 \cdot 10^{-2^2}}{0.85} = 88.93 Kg \cdot m^2$$

$$M_b = \frac{\sum(GD_1^2) n_1}{375 t_a} = \frac{88.93 \cdot 1455}{375 \cdot 6} = 57.51 Kg \cdot m = 575.1 Nm$$

$$M_A = M_w + M_b = 196.8 + 575.1 = 771.9 Nm$$

El par máximo que proporciona el motor será el siguiente.

$$\frac{M_{max}}{M_{nom}} = 3.9$$

$$M_{max} = 3.9 \cdot 201 \text{ Nm} = \mathbf{783.9 \text{ Nm} > 771.9 \text{ Nm}}$$

Por lo tanto, como se puede comprobar, el motor seleccionado cumple con los requisitos de potencia y par requeridos.

ANEXO IV. CÁLCULOS DEL PREDIMENSIONAMIENTO DEL SEGUNDO SISTEMA DE CARGA/DESCARGA

En este Anexo sólo se van a incluir los cálculos de los elementos que supongan una novedad con respecto a los definidos en el Anexo III. Es decir, sólo se pre dimensionarán los elementos característicos del segundo sistema de descarga propuesto, dando por definidos los elementos comunes a ambos sistemas en el Anexo anterior.

1. Sistema de Brazos Extensibles

1.1. Brazo Inferior Extensible

Una de las novedades de este sistema es la creación de unos brazos extensibles adaptables a la posición del spreader para así minimizar el recorrido del carro y ganar productividad a la hora de cargar y descargar un barco portacontenedores.

Estos brazos son movidos por elementos hidráulicos, que posteriormente se dimensionarán. Estos brazos se mueven sobre unos rodillos o ruedas para facilitar su movimiento y así necesitar una menor potencia del motor que los mueve. Como material para estos brazos se va a considerar acero inoxidable al cromo, de densidad 7800 Kg/cm^3 . Con ese valor, el propio programa de CAD nos da el peso de los brazos.

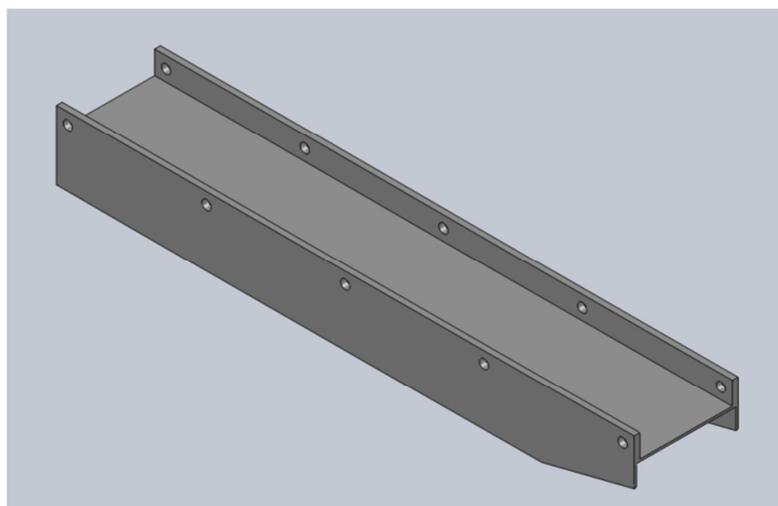


Figura IV.1. Brazo inferior extensible. Fuente: Elaboración propia.

La masa obtenida es de **324884.36 Kg**. Es importante destacar que para su movimiento horizontal se disponen de unos rodillos en la cara inferior de la base de la grúa que facilitan su movimiento. Estos rodillos son de acero, por lo que el contacto entre rodillo y brazo extensible tiene un coeficiente de rozamiento de 0.18.

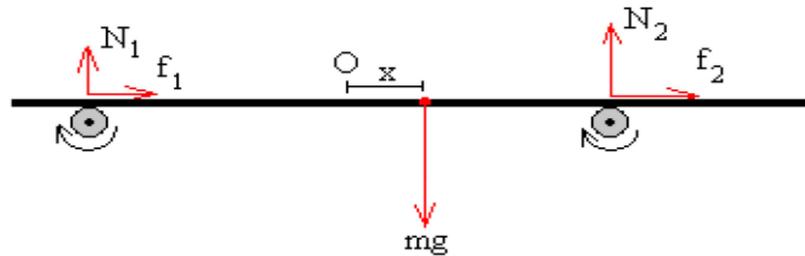


Figura IV.2. Esquema de fuerzas sobre los rodillos. Fuente: Reproducido de [10]

$$F_R = f_1 + f_2 + \dots = \sum_{i=1}^N \mu_i \cdot N_i = \mu \cdot m \cdot g \quad (\text{Ec. IV. 1.})$$

$$F = F_R = 0.18 \cdot 324884.36 \cdot 9.81 = 573680.3 \text{ N}$$

Con la fuerza horizontal necesaria para el desplazamiento y conociendo que la presión de trabajo se estima en 100 bar, ya se puede obtener el valor del área del pistón.

$$A_p = \frac{F[\text{Kg}]}{P[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}]} = \frac{573680.3 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ Kg}}{10 \text{ N}}}{100 \text{ bar} \cdot \frac{1.0197 \text{ Kg/cm}^2}{\text{bar}}} = 562.5 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. IV. 2.})$$

Para esa área se proponen los siguientes diámetros externo e interno de pistón.

$$\left| \begin{array}{l} D = 650 \text{ mm} \\ d = 600 \text{ mm} \\ e = 25 \text{ mm} \end{array} \right|$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = 2827.43 \text{ cm}^2 \quad (\text{Ec. IV. 3.})$$

Como se ve, el pistón supera sobradamente el requisito del área. Se ha considerado este diámetro tan superior al necesario por motivos de pandeo del cilindro. Seguidamente se comprueba su resistencia a pandeo con la ecuación de Euler. Dicha ecuación se da por definida en el apartado 1.1. del Anexo III.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (\text{Ec. IV. 4.})$$

El primer paso es hallar la inercia de la barra, para ello se aplica la siguiente ecuación.

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(65^4 - 60^4)}{64} = 240067.99 \text{ cm}^4 \quad (\text{Ec. IV. 5.})$$

Una vez con la inercia conocida se calcula el primer término de la ecuación de Euler.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = \pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 240067.99 = 4.97 \cdot 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Calculando el otro término de la ecuación se comprueba que es menor o igual que este recientemente calculado.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot (2100^2) \cdot \left(324884.36 \cdot \frac{9.81}{10} \right) = 4.21 \cdot 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Se comprueba que el dimensionado es correcto para resistir los esfuerzos a pandeo.

Ahora se van a aplicar las fórmulas de Bach para conocer la relación entre los diámetros interno y externo del cilindro exterior. Al igual que las anteriores fórmulas, estas también se encuentran definidas en el apartado 1.1. del Anexo III.

$$\mathbf{1^{\circ} \text{ F\u00f3rmula de Bach:}} \quad \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} \quad \mathbf{valida \text{ si:}} \quad P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \quad (\text{Ec. IV. 6.})$$

Es necesario definir los valores de presión máxima de trabajo y de tensión admisible del material. La tensión admisible es de 172 MPa, extraída del programa CAD nuevamente. Se considera un coeficiente de seguridad de 5, por lo que la tensión a tener en cuenta para los cálculos es la siguiente.

$$\sigma_{adm} = \frac{172}{5} = 34.4 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. IV. 7.})$$

Se debe comprobar que este valor dividido para 1.3 es mayor que la presión máxima de trabajo, que se define como 10 MPa.

$$P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \rightarrow 10 \text{ MPa} < \frac{34.4}{1.3} = 26.46 \text{ MPa}$$

Por lo que se puede aplicar la primera fórmula de Bach sin problemas.

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{34.4 + 0.4 \times 10}{34.4 - 1.3 \times 10}} = \mathbf{1.33}$$

Así pues, el cilindro tendrá el siguiente diámetro exterior. Evidentemente, el diámetro interno del cilindro debe coincidir con el valor del diámetro exterior del pistón, ya que se aloja uno dentro del otro.

$$\mathbf{D = 1.33(650) = 864.5 \text{ mm}} \quad (\text{Ec. IV. 8.})$$

Por lo que las dimensiones del cilindro exterior son:

$$\left| \begin{array}{l} D = 864.5 \text{ mm} \\ d = 650 \text{ mm} \end{array} \right|$$

El siguiente paso es calcular el espesor del fondo del cilindro. Para ello se utiliza la segunda fórmula de Bach.

$$\mathbf{2^{\circ} \text{ F\u00f3rmula de Bach:}} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (\text{EC. IV. 9.})$$

Para aplicar la fórmula se utilizan los valores de presión máxima de trabajo y tensión admisible calculados anteriormente. El valor del diámetro que aparece en la fórmula es 864.5 mm, coincidente con el exterior del cilindro.

Tomando entonces el valor del diámetro mencionado y 10 MPa como presión máxima y 26.46 MPa de tensión admisible se obtiene un espesor de $h = 239.15 \text{ mm} \approx 240 \text{ mm}$.

El siguiente paso es obtener el caudal de aceite necesario para este sistema y la potencia del motor que mueve la bomba que proporciona ese caudal. Estos valores se obtienen con las siguientes ecuaciones, al igual que las anteriores, ya definidas en el mismo apartado del Anexo anterior.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v \quad (\text{Ec. IV. 10.})$$

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} \quad (\text{Ec. IV. 11.})$$

Se define como velocidad de movimiento del brazo 0.1 m/s, ya que no es necesaria una velocidad muy alta para este elemento. El brazo una vez extendido en su totalidad se va recogiendo poco a poco según la posición del spreader, así que para el motor que lo mueva, la característica más destacable será su alto par y no potencia.

Aplicando la ecuación anterior se obtiene el siguiente caudal a suministrar por la bomba.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v = 6 \cdot 2827.43 \cdot 0.1 = 1696.45 \text{ l/min} \rightarrow 1700 \text{ l/min}$$

Con ese caudal ya se puede calcular la potencia requerida del motor que mueve dicha bomba. Es importante destacar que se supone un rendimiento del motor del 90%.

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} = \frac{(1700 \text{ l/min})(101.97 \text{ Kg/cm}^2)}{450(0.9)} = 428 \text{ CV}$$

Se observa la siguiente tabla de motores eléctricos con el fin de hallar uno que cumpla los requisitos de potencia.

ANEXO IV. Cálculos del predimensionamiento del segundo sistema de carga/descarga

| Potencia nominal según VDE 0530 | | Familia constructiva | Cantidad de escobillas | Tensión de servicio | Tipo | Peso neto | Momento de inercia $J = \frac{GD^2}{4}$ kg m ² | Valores de servicio a potencia nominal | | | | Relación entre par máximo y nominal | Características nominales | | |
|---------------------------------|------|----------------------|------------------------|---------------------|----------------------|-----------|---|--|----------------------|-----------------------------------|----------------------|-------------------------------------|---------------------------|-----------|--------------|
| CV | kW | | | | | | | Velocidad r.p.m. | Rendimiento η % | Factor de potencia $\cos \varphi$ | Intensidad a 380 V A | | Par en N.m. | Tensión V | Intensidad A |
| 1.500 r. p. m. (4 polos) | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5,5 | 4 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 133-4AA2. | 75 | 0,03 | 1 410 | 77 | 0,80 | 99 | 27 | 2,8 | 130 | 21 |
| 7,5 | 5,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 135-4AA2. | 80 | 0,035 | 1 410 | 82 | 0,85 | 12 | 37 | 2,7 | 170 | 22 |
| 10 | 7,5 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 163-4AA2. | 110 | 0,068 | 1 425 | 85 | 0,82 | 16,3 | 50 | 3,0 | 180 | 27 |
| 15 | 11 | — | SIN | 220/380 | 1LS1 166-4AA2. | 125 | 0,09 | 1 440 | 87 | 0,83 | 23 | 74 | 3,4 | 260 | 26 |
| 20 | 15 | 180 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 136-4AA2.-4AA3. | 215 | 0,23 | 1 445 | 88 | 0,84 | 31 | 101 | 4 | 250 | 37 |
| 25 | 18,5 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 155-4AA2.-4AA3. | 285 | 0,39 | 1 450 | 89 | 0,85 | 37 | 124 | 3,8 | 215 | 54 |
| 30 | 22 | 200 L | SIN | 220/380 500 | 1LS2 156-4AA2.-4AA3. | 305 | 0,43 | 1 450 | 90 | 0,86 | 43 | 148 | 4 | 250 | 54 |
| 40 | 30 | 225 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 176-4AA2.-4AA3. | 400 | 0,76 | 1 455 | 91,5 | 0,88 | 57 | 201 | 3,9 | 165 | 115 |
| 50 | 37 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 185-4AA2.-4AA3. | 555 | 1,02 | 1 460 | 90,5 | 0,88 | 71 | 247 | 3,8 | 180 | 125 |
| 60 | 45 | 250 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 186-4AA2.-4AA3. | 595 | 1,16 | 1 465 | 91,5 | 0,88 | 85 | 300 | 4,2 | 230 | 121 |
| 82 | 60 | 280 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 204-4AA2.-4AA3. | 745 | 1,9 | 1 470 | 92,5 | 0,88 | 112 | 392 | 4 | 255 | 145 |
| 100 | 75 | 280 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 206-4AA2.-4AA3. | 820 | 2,17 | 1 475 | 93 | 0,89 | 138 | 497 | 4 | 305 | 150 |
| 125 | 90 | 315 S | SIN | 220/380 500 | 1LS2 224-4AA2.-4AA3. | 980 | 3,1 | 1 475 | 93,5 | 0,89 | 165 | 582 | 3,8 | 315 | 175 |
| 150 | 110 | 315 M | SIN | 220/380 500 | 1LS2 226-4AA2.-4AA3. | 1.070 | 3,65 | 1 475 | 94 | 0,90 | 200 | 712 | 4 | 380 | 175 |
| 180 | 132 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 354-4AA1.-4AA3. | 1.400 | 4,9 | 1 475 | 93 | 0,90 | 240 | 853 | 3,6 | 395 | 205 |
| 210 | 155 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 355-4AA1.-4AA3. | 1.450 | 5,5 | 1 480 | 93,5 | 0,90 | 280 | 1.000 | 3,9 | 475 | 198 |
| 250 | 185 | 355 | SIN | 380 500 | 1LS4 356-4AA1.-4AA3. | 1.550 | 6,2 | 1 480 | 94 | 0,90 | 330 | 1.120 | 4,2 | 580 | 192 |
| 315 | 230 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 404-4AA1.-4AA3. | 2.000 | 11 | 1 485 | 94,5 | 0,91 | 405 | 1.480 | 3,7 | 455 | 305 |
| 390 | 285 | 400 | SIN | 380 500 | 1LS4 406-4AA1.-4AA3. | 2.150 | 13 | 1 485 | 95 | 0,91 | 500 | 1.830 | 3,9 | 570 | 300 |
| 485 | 355 | 450/1 | SIN | 380 500 | 1LS4 454-4AA1.-4AA3. | 2.800 | 20 | 1 490 | 95 | 0,92 | 620 | 2.270 | 4,1 | 630 | 340 |
| 610 | 450 | 450/2 | SIN | 380 500 | 1LS4 456-4AA1.-4AA3. | 3.100 | 24 | 1 490 | 95 | 0,92 | 780 | 2.890 | 4,1 | 790 | 345 |

Figura IV.3. Motores eléctricos. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Se selecciona un motor de **485 CV** de los de la tabla anterior.

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COS θ | PAR (Nm) | Relación PAR máximo nominal |
|------------------|---------------|-----------|---|--------------------|-------------|--------------|----------|-----------------------------|
| 485/355 | 1LS4 454-4AA1 | 2800 | 20 | 1490 | 95% | 0.92 | 2270 | 4.1 |

Tabla IV.1. Características del motor seleccionado para el sistema hidráulico del brazo inferior extensible. Fuente: Elaboración propia.

1.2. Brazo Superior Extensible

Este brazo es de características muy similares al anterior. La diferencia principal es que es de mayor tamaño, ya que debe albergar en su interior el brazo inferior. De nuevo, el material va a ser acero inoxidable al cromo, con una densidad de 7800 Kg/m³.

Su diseño es el siguiente:

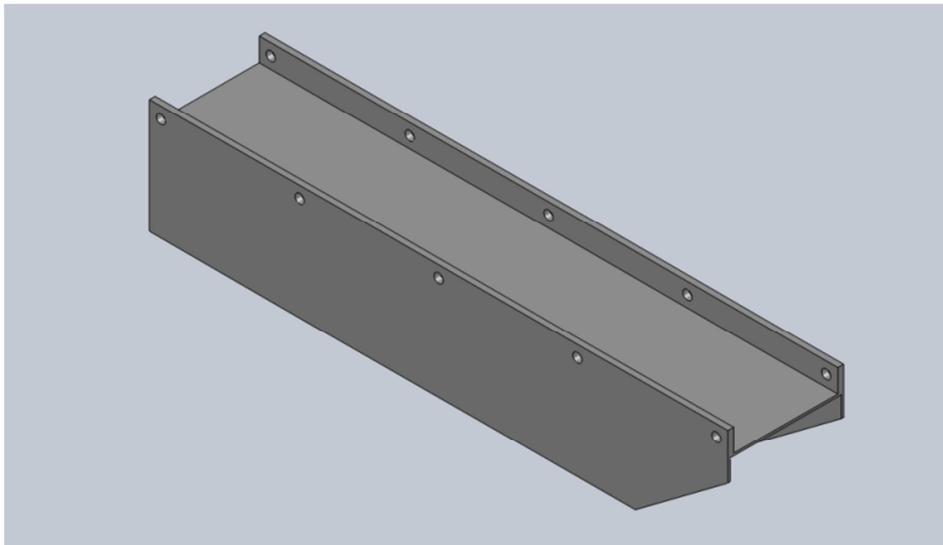


Figura IV.4. Brazo superior extensible. Fuente: Elaboración propia.

El programa de CAD, tras aplicar el material citado, nos da el valor de su masa, **414163.16 Kg.**

También en esta ocasión, el brazo se desplaza sobre rodillos de acero, por lo que el coeficiente de rozamiento entre ellos será de 0.18 y así se reducirá el esfuerzo necesario a la hora de iniciar el movimiento de este elemento.

El esquema que nos encontramos para empezar el dimensionamiento del sistema hidráulico es:

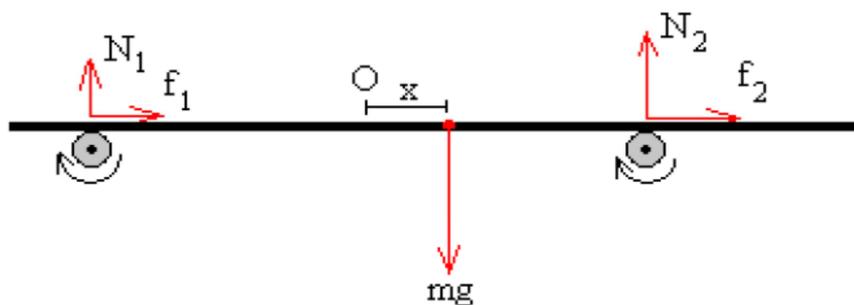


Figura IV.5. Esquema de fuerzas sobre los rodillos. Fuente: Reproducido de [10].

$$F_R = f_1 + f_2 + \dots = \sum_{i=1}^N \mu_i \cdot N_i = \mu \cdot m \cdot g \quad (\text{Ec. IV.1.})$$

$$F = F_R = 0.18 \cdot 414163.16 \cdot 9.81 = 731329.30 \text{ N}$$

De nuevo, la presión de trabajo son 100 bar, por lo que el área del pistón será:

$$A_p = \frac{F[Kg]}{P[\frac{Kg}{cm^2}]} = \frac{731329.3N \cdot \frac{1Kg}{10N}}{100 \text{ bar} \frac{1.0197 Kg/cm^2}{bar}} = 717.2 \text{ cm}^2 \quad (Ec. IV. 2.)$$

Para ese valor de área de pistón necesaria se propone un pistón con las siguientes dimensiones.

$$\begin{cases} D = 700 \text{ mm} \\ d = 650 \text{ mm} \\ e = 25 \text{ mm} \end{cases}$$

Se debe comprobar que el área obtenida con estos diámetros no es inferior a la necesaria por condiciones de presión y fuerza.

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = 3318.3 \text{ cm}^2 \quad (Ec. IV. 3.)$$

Supera sobradamente el área requerida por motivos técnicos. Estos valores tan grandes con respecto a los que estrictamente cumplirían los requisitos, se deben a motivos de pandeo al tratarse de un elemento esbelto. Por ello se va a comprobar que con estos valores se cumple la ecuación de Euler.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (Ec. IV. 4.)$$

Como se ha visto en el apartado anterior, el primer paso es hallar la inercia del pistón seleccionado.

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(70^4 - 65^4)}{64} = 302347.61 \text{ cm}^4 \quad (Ec. IV. 5.)$$

Introduciendo este valor en el primer término de la ecuación se obtiene el siguiente resultado:

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = \pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 302347.61 = 6.26 \cdot 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Este valor debe ser igual o superior al calculado en el segundo término de la igualdad, por ello se procede a su comprobación.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot (2100^2) \cdot \left(302347.61 \cdot \frac{9.81}{10}\right) = 5.37 \cdot 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

Como queda demostrado, el valor del segundo término es menor, por lo que no cabe esperar ningún fallo por pandeo del pistón.

El siguiente paso es hallar la relación entre diámetros del cilindro y su espesor en el fondo. Para ello se utilizan las dos fórmulas de Bach al igual que en el apartado anterior.

$$\mathbf{1^{\circ} \text{ Fórmula de Bach:}} \quad \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} \quad \mathbf{valida \text{ si:}} \quad P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \quad (Ec. IV. 6.)$$

$$\mathbf{2^{\circ} F\acute{o}rmula de Bach:} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (Ec. IV. 9.)$$

De nuevo el primer paso debe ser definir tanto la presión máxima de trabajo como la tensión admisible del material.

La presión máxima de trabajo se fija en 10 MPa, dato comentado al inicio del apartado. Para el valor de la tensión máxima admisible se supone un coeficiente de seguridad de 5. El material seleccionado tiene una tensión admisible de 172 MPa, según los datos del programa de CAD utilizado. Teniendo en cuenta este valor y el del coeficiente de seguridad obtenemos el siguiente valor de tensión máxima admisible.

$$\sigma_{adm} = \frac{172}{5} = 34.4 \text{ MPa} \quad (Ec. IV. 7.)$$

Para aplicar la primera fórmula de Bach se hace necesario cumplir la siguiente restricción.

$$P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \rightarrow 10 \text{ MPa} < \frac{34.4}{1.3} = 26.46 \text{ MPa}$$

En este caso, el material seleccionado la cumple, por lo que se aplicará la fórmula para obtener una relación entre los diámetros interno y externo del cilindro.

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{34.4 + 0.4 \times 10}{34.4 - 1.3 \times 10}} = \mathbf{1.33}$$

Con esta relación y, conociendo que el diámetro interior del cilindro debe ser del mismo valor que el exterior del pistón se obtienen los siguientes valores para los diámetros.

$$D = 1.33(700) = \mathbf{931 \text{ mm}} \quad (Ec. IV. 8.)$$

Así pues, se definen las dimensiones del cilindro exterior.

$$\left| \begin{array}{l} D = 931 \text{ mm} \\ d = 700 \text{ mm} \end{array} \right|$$

El siguiente paso es aplicar la segunda fórmula de Bach para obtener el espesor del fondo de la pared.

$$h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} = 0.45 \times 931 \times \sqrt{\frac{10}{34.4}} = 225.88 \text{ mm} \approx \mathbf{226 \text{ mm}}$$

Para tener todo el sistema definido falta por calcular el caudal que debe suministrar la bomba y la potencia del motor que mueve a la misma. Estos cálculos se realizan con las siguientes ecuaciones, definidas en el apartado 1.1 del Anexo III.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v \quad (Ec. IV. 10.)$$

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} \quad (\text{Ec. IV. 11.})$$

Para el cálculo del caudal a suministrar por la bomba se debe considerar una velocidad de 0.1 m/s para el sistema, por los mismos motivos que en el apartado anterior.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v = 6 \cdot 3318.3 \cdot 0.1 = \mathbf{1990.98 \text{ l/min}} \rightarrow \mathbf{1991 \text{ l/min}}$$

Con este caudal y, considerando que el rendimiento del motor es del 90%, la potencia necesaria será:

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} = \frac{(1991 \text{ l/min})(101.97 \text{ Kg/cm}^2)}{450(0.9)} = \mathbf{501.28 \text{ CV}}$$

Observando la tabla de motores adjuntada en el apartado anterior se selecciona el siguiente:

| POTENCIA (CV/Kw) | TIPO | PESO (Kg) | MOMENTO DE INERCIA (Kg m ²) | VELOCIDAD (r.p.m.) | RENDIMIENTO | COSθ | PAR (Nm) | Relación PAR máxy nominal |
|---------------------|----------------------|--------------|---|-----------------------|-------------|------|-------------|------------------------------------|
| 610/450 | 1LS4 456- 4AA1 | 3100 | 24 | 1490 | 95% | 0.92 | 2890 | 4.1 |

Tabla IV.2. Características del motor seleccionado para el sistema hidráulico del brazo superior extensible. Fuente: Elaboración propia.

Como se comprueba de nuevo, se necesita un motor con alto par y bajas velocidades como el anterior.

2. Estructura de los Brazos Extensibles

Es importante pre dimensionar la estructura de estos elementos para conocer en qué valores de tensiones y esfuerzos se mueven. Para las dos estructuras de los brazos se va a seleccionar una viga cajón, puesto que, además de dar más ligereza al sistema, la estructura del brazo inferior debe situarse en el interior de la del superior.

2.1. Estructura del Brazo Inferior

Las dimensiones de la viga propuesta vienen condicionadas por el diseño, ya que ésta debe soportar sobre sí la banda transportadora donde se descargan los contenedores. Es importante remarcar esto, porque es probable que el coeficiente de seguridad de esta viga salga excesivamente grande, pero como se ha dicho, por temas de diseño no se puede reducir más.

El primer paso es definir la estructura que se tiene en este elemento. La viga cajón propuesta es la siguiente:



$$\begin{aligned}
 h &= 2000 \text{ mm} & I &= 9.10 \cdot 10^{11} \text{ mm}^4 \\
 b &= 4500 \text{ mm} & W &= 9.10 \cdot 10^8 \text{ mm}^3 \\
 e &= 100 \text{ mm} & A_c &= 4 \cdot 10^5 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

Sobre esta estructura recaen varios esfuerzos. Éstos se contarán por separado y al final se juntarán todo en el cálculo de la tensión equivalente.

En primer lugar se tiene en cuenta el peso propio de la estructura. Como se ha comentado en el apartado 1.1, éste es de 324884.36 Kg. Está aplicado en el centro de masas, situado en el centro de la estructura. Se considera el caso más extremo que es cuando se tienen 21 metros de voladizo, por lo que el centro de masas quedará situado a 8.5 metros del extremo fijo del voladizo.

La primera de las cargas a considerar es el propio peso de la estructura, 324884.36 Kg. Esta se supone concentrada en el centro de masas de la estructura, obteniéndose así los siguientes esfuerzos.

$$M_{f1} = 324884.36 \cdot 8.5 = \mathbf{2761517.06 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 12.})$$

$$V_1 = \mathbf{324884.36 \text{ Kg}}$$

Con este momento y cortante sobre la estructura se obtienen los siguientes esfuerzos.

$$\sigma_1 = \frac{M_f}{W} = \frac{2761517.06 \text{ Kg} \cdot \text{m} (10 \text{ N/Kg}) \cdot (10^3) \text{ mm/m}}{9.10 \cdot 10^8 \text{ mm}^3} = \mathbf{30.34 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_1 = \frac{V}{A_c} = \frac{(324884.36) \text{ Kg} (10 \text{ N/Kg})}{4 \cdot 10^5 \text{ mm}^2} = \mathbf{8.12 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 14.})$$

El siguiente peso a considerar es el correspondiente a rodillos y banda transportadora. El peso de cada rodillo es de 4900 Kg y el de la banda es de 2374.19 Kg. Como en este tramo se tienen 5 rodillos, el peso a considerar será 24500 Kg. Estas cargas se van a suponer distribuidas sobre toda la estructura. Cabe recordar que se tienen 21 metros de voladizo, por lo que el momento y el cortante que crea este peso es el siguiente.

$$q = \frac{(24500 + 2375) \text{ Kg}}{25 \text{ m}} = \mathbf{1075 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}} \quad (\text{Ec. IV. 15.})$$

$$M_{f2} = \frac{qL^2}{8} = \frac{1075 \text{ Kg/m} (21^2) \text{ m}^2}{8} = \mathbf{59259.375 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 16})$$

$$V_2 = \frac{qL}{2} = \frac{1075 \text{ Kg/m} \cdot 21 \text{ m}}{2} = \mathbf{11287.5 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. IV. 17.})$$

Con estos valores ya se pueden obtener los esfuerzos sobre la viga correspondientes a las cargas de rodillos y banda.

$$\sigma_2 = \frac{M_f}{W} = \frac{59259.375 \text{ Kg} \cdot \text{m}(10\text{N/Kg}) \cdot (10^3)\text{mm/m}}{9.10 \cdot 10^8 \text{mm}^3} = \mathbf{0.65 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_2 = \frac{V}{A_c} = \frac{11287.5 \text{ Kg}(10\text{N/Kg})}{4 \cdot 10^5 \text{mm}^2} = \mathbf{0.282 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 14.})$$

Por último se debe considerar el esfuerzo de tener un contenedor en el extremo más alejado del voladizo. Esto sucede en el momento de descarga/carga de contenedor. Llega con estudiar el caso de la carga puntual en el extremo más alejado, ya que es el que mayor momento flector provoca sobre la viga. Como peso del contenedor se consideran 40000 Kg.

$$M_{f3} = 40000 \cdot 21 = \mathbf{840000 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 12.})$$

$$V_3 = \mathbf{40000 \text{ Kg}}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_f}{W} = \frac{840000 \text{ Kg} \cdot \text{m}(10\text{N/Kg}) \cdot (10^3)\text{mm/m}}{9.10 \cdot 10^8 \text{mm}^3} = \mathbf{9.23 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_3 = \frac{V}{A_c} = \frac{40000 \text{ Kg}(10\text{N/Kg})}{4 \cdot 10^5 \text{mm}^2} = \mathbf{1 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 14.})$$

Tras obtener los esfuerzos provocados por los distintos componentes de la viga, se procede al cálculo del coeficiente de seguridad. Se toma un coeficiente mínimo de 2 para asegurar su resistencia frente a esos esfuerzos.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 + 3(\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)^2} \quad (\text{Ec. IV. 18.})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(30.34 + 0.65 + 9.23)^2 + 3(8.12 + 0.282 + 1)^2} = \mathbf{43.39 \text{ MPa}}$$

Se va a comprobar que no se supera el coeficiente de seguridad impuesto. El material del brazo es acero inoxidable al cromo, de límite elástico 172 MPa.

$$C_s = \frac{\sigma_{l.e.}}{\sigma_{eq}} = \frac{172}{43.39} = \mathbf{3.96} \quad (\text{Ec. IV. 19.})$$

Como se puede comprobar no se supera el coeficiente de seguridad mínimo impuesto anteriormente. Se puede decir que ese coeficiente de seguridad no es posible reducirlo por motivos de diseño, ya que la estructura del brazo debe mantener esas medidas para poder albergar sobre ella la banda transportadora.

2.2. Estructura del Brazo Superior

En esta sección se va a tratar el brazo superior móvil. Como es lógico, este es un poco más pesado que el anterior ya que sus dimensiones son mayores.

De nuevo, el material utilizado para el brazo es acero inoxidable al cromo, de límite elástico 172 MPa y densidad 7800 Kg/cm³. Con estos valores, el programa de CAD nos da el siguiente peso para este elemento, **414163.16 Kg**.

En esta ocasión se propone la siguiente viga cajón.



$$\begin{aligned} h &= 4000 \text{ mm} & I &= 4.71 \cdot 10^{12} \text{ mm}^4 \\ b &= 5000 \text{ mm} & W &= 2.35 \cdot 10^9 \text{ mm}^3 \\ e &= 100 \text{ mm} & A_c &= 8 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

De nuevo se deben considerar los mismos pesos que en apartado anterior. El proceso para tratarlos será el mismo, primero se considerará cada uno por separado y posteriormente se hallará la tensión que provoca la combinación de ellos. Finalmente se comprobará que no se supera el coeficiente de seguridad.

De nuevo se van a tener 21 metros de voladizo y la longitud total de la viga es de 25 metros.

El primer esfuerzo a considerar es el propio peso de la estructura. Este se considera aplicado en el centro de masas, que se sitúa en el centro de la viga, es decir, a 8.5 metros del extremo fijo. Por ello se tiene el siguiente momento flector y cortante.

$$M_{f1} = 414163.16 \cdot 8.5 = \mathbf{3520386.86 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 12.})$$

$$V_1 = \mathbf{414163.16 \text{ Kg}}$$

Con estos valores se obtienen las siguientes tensiones normal y cortante.

$$\sigma_1 = \frac{M_f}{W} = \frac{3520386.86 \text{ Kg} \cdot \text{m} (10 \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m})}{2.35 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = \mathbf{14.98 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_1 = \frac{V}{A_c} = \frac{414163.16 \text{ Kg} (10 \text{ N/Kg})}{8 \cdot 10^5 \text{ mm}^2} = \mathbf{5.17 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

El siguiente peso a considerar es el peso de los rodillos y de la banda transportadora. Los rodillos son los mismos que en el apartado anterior y la banda también tiene las mismas características, por lo que se consideran 1075 Kg/m. De nuevo las cargas se consideran distribuidas.

$$M_{f2} = \frac{qL^2}{8} = \frac{1075 \text{ Kg/m} (21^2) \text{ m}^2}{8} = \mathbf{59259.375 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 16.})$$

$$V_2 = \frac{qL}{2} = \frac{1075 \text{ Kg/m} \cdot 21 \text{ m}}{2} = \mathbf{11287.5 \text{ Kg}} \quad (\text{Ec. IV. 17.})$$

Los correspondientes esfuerzos normal y cortante son:

$$\sigma_2 = \frac{M_f}{W} = \frac{59259.375 \text{ Kg} \cdot \text{m} (10 \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m})}{2.35 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = \mathbf{0.25 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_2 = \frac{V}{A_c} = \frac{11287.5 \text{ Kg}(10) \text{ N/Kg}}{8 \cdot 10^5 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.141 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 14.})$$

El último peso a considerar es el caso en el que se tenga un contenedor en el extremo de la viga. El peso del contenedor es de 40000 Kg. Situar la carga en el extremo más alejado del voladizo es el peor de los casos posibles, así que con considerar esa situación es suficiente.

$$M_{f3} = 40000 \cdot 21 = \mathbf{840000 \text{ Kg} \cdot \text{m}} \quad (\text{Ec. IV. 12.})$$

$$V_3 = \mathbf{40000 \text{ Kg}}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_f}{W} = \frac{840000 \text{ Kg} \cdot \text{m}(10) \text{ N/Kg} \cdot (10^3) \text{ mm/m}}{2.35 \cdot 10^9 \text{ mm}^3} = \mathbf{3.57 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 13.})$$

$$\tau_3 = \frac{V}{A_c} = \frac{40000 \text{ Kg}(10) \text{ N/Kg}}{8 \cdot 10^5 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.5 \text{ MPa}} \quad (\text{Ec. IV. 14.})$$

Finalmente sólo hace falta comprobar el coeficiente de seguridad. De nuevo se impone un coeficiente de seguridad mínimo de 2. El límite elástico del material, acero inoxidable al cromo, es de 172 MPa.

La tensión equivalente y coeficiente de seguridad son los que siguen.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 + 3(\tau_1 + \tau_2 + \tau_3)^2} \quad (\text{Ec. IV. 18.})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(14.98 + 0.25 + 3.57)^2 + 3(5.17 + 0.141 + 0.5)^2} = \mathbf{21.32 \text{ MPa}}$$

$$C_s = \frac{\sigma_{l.e.}}{\sigma_{eq}} = \frac{172}{21.32} = \mathbf{8.06} \quad (\text{Ec. IV. 19.})$$

El coeficiente de seguridad sobrepasa con creces el mínimo. Se podría intentar reducir, pero por temas de diseño variaría muy poco ya que se deben conservar las dimensiones externas de la viga para dar cabida en su interior a la otra viga móvil del sistema.

3. Aparato de Elevación/Descenso

En esta variación el elemento de transporte vertical se encuentra en medio de la estructura de grúa. Por ese motivo el mismo ha tenido que sufrir algunas pequeñas variaciones dimensionales para poder tener cabida en esa posición. Principalmente las variaciones de tamaño están en las placas laterales, ya que es imposible reducir el tamaño de la base intermedia porque sobre esta debe haber un contenedor.

Otro de los factores a considerar en este aparato es el cilindro hidráulico telescópico. Éste debe detenerse en la superficie inferior de la estructura de la grúa, para que sea posible la descarga directa sobre los trenes que llegan a pies de la grúa.

3.1. Placas Laterales

Se muestra a continuación un plano con las medidas más relevantes de las nuevas placas laterales. El aparato de elevación/descenso posee dos placas laterales totalmente simétricas, por eso sólo se definirá dimensionalmente una de ellas.

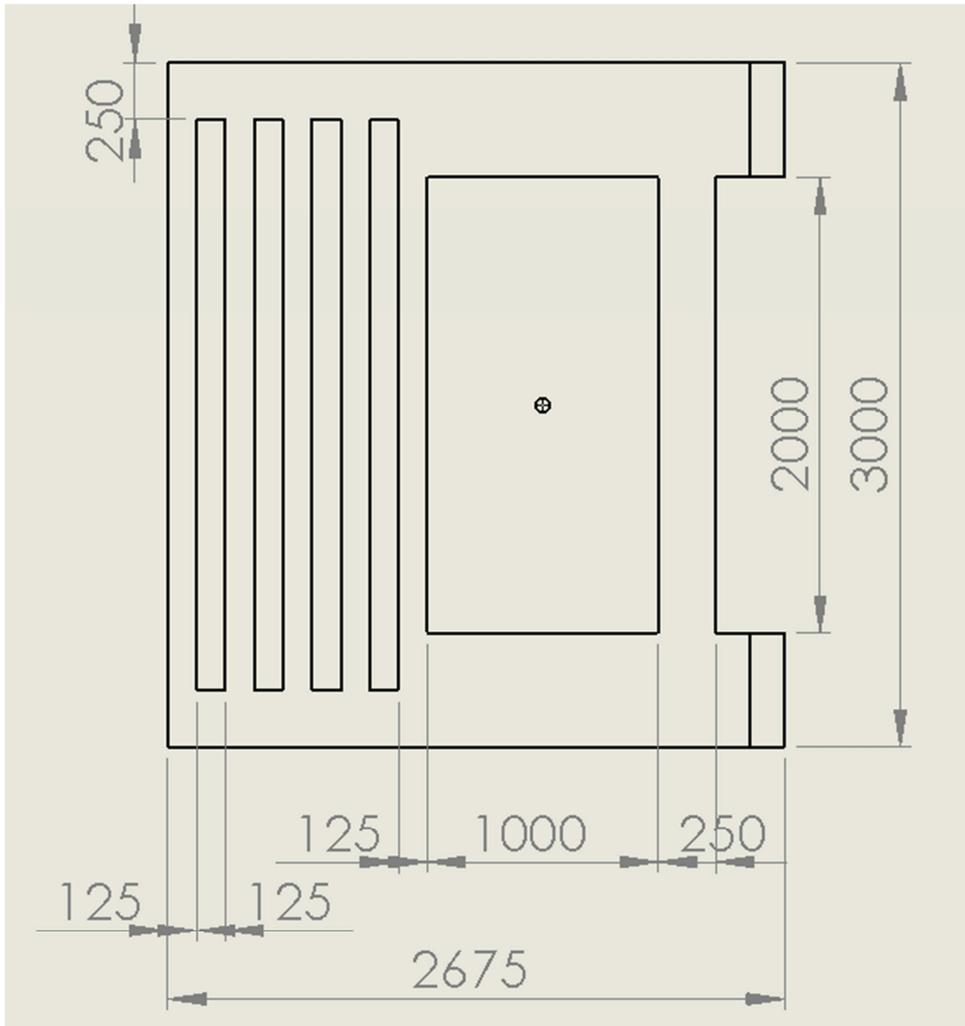


Figura IV.6. Planta del nuevo diseño de placa lateral. Fuente: Elaboración propia.

Es importante destacar que la altura de esta placa es de 0.3 metros y el material utilizado es **acero A-52**. De nuevo existe una zona de rodillos para facilitar el desplazamiento horizontal de los contenedores.

Los rodillos poseen características idénticas a los citados en el Anexo anterior, por lo que se dan definidos.

3.2. Cilindro Hidráulico Telescópico

Este elemento tiene la peculiaridad de tener que descender hasta la base inferior de la estructura de la grúa, por ese motivo debe ser telescópico.

Para los cálculos de dimensionamiento se debe considerar un peso de 178440 kilogramos a elevar/descender. La presión de trabajo del sistema se fija en 100 bar. Con esos datos ya se puede hallar el área de pistón necesaria.

$$A_p = \frac{F[N]}{P[\frac{N}{m^2}]} = \frac{178440 \cdot 9.8}{100 \times 10^5} = 0.1748 \text{ m}^2 = \mathbf{1748.71 \text{ cm}^2} \quad (\text{Ec. IV. 2.})$$

Para ese valor de área se propone el siguiente pistón, comprobándose su viabilidad.

$$\begin{cases} D = 530 \text{ mm} \\ d = 500 \text{ mm} \\ e = 15 \text{ mm} \end{cases}$$

$$A = \pi \frac{d^2}{4} = \mathbf{1963.49 \text{ cm}^2} \quad (\text{Ec. IV. 3.})$$

El cilindro posee una longitud máxima de 3.5 metros por restricciones de diseño. Al tratarse de un elemento esbelto se debe comprobar su resistencia a pandeo según la ecuación de Euler, definida en los Anexos previos.

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = g_s \cdot L^2 \cdot Q_T \quad (\text{Ec. IV. 4.})$$

El material seleccionado para todo el sistema hidráulico es **acero A-52**, que posee un módulo de elasticidad, $E=2100000 \text{ Kg/cm}^2$. El siguiente paso es hallar el momento de inercia, J , para ello se utiliza la siguiente expresión.

$$J = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} = \pi \frac{(53^4 - 50^4)}{64} = \mathbf{80526.92 \text{ cm}^4} \quad (\text{Ec. IV. 5.})$$

Así que el primer término de la ecuación resulta:

$$\pi^2 \cdot E \cdot J = 1.669 \times 10^{12} \text{ Kg} \cdot \text{cm}^2$$

El término g_s del segundo término de la ecuación de Euler corresponde a un factor de esbeltez, que en este caso es 3.

$$g_s \cdot L^2 \cdot Q_T = 3 \cdot 350^2 \cdot 178440 = \mathbf{6.55 \times 10^{10} < 1.669 \times 10^{12}}$$

Al comprobar que el segundo término no supera al primero se puede deducir que no habrá fallos a pandeo del cilindro.

El siguiente paso es tomar la primera ecuación de Bach para hallar la relación entre los diámetros interno y externo de los cilindros. Esta ecuación también se encuentra definida en el Anexo previo, por lo que en esta sección sólo se tomará su expresión.

$$\mathbf{1^{\circ} \text{ F\u00f3rmula de Bach:}} \frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} \quad \mathbf{valida \text{ si:}} P_{max} < \frac{\sigma_{adm}}{1.3} \quad (\text{Ec. IV. 6.})$$

Se hace necesario definir los valores de σ_{adm} y P_{max} . Para la tensión admisible se toman los 340 MPa de límite elástico del **acero A-52** seleccionado previamente. La presión es de 100

bar como se ha comentado previamente. Es importante destacar que se toma un coeficiente de seguridad de 5 para el cálculo de los cilindros del pistón, por lo que la tensión admisible máxima es la siguiente.

$$\sigma_{adm} = \frac{340}{5} = 68 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. IV. 7.})$$

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0.4 \times P_{max}}{\sigma_{adm} - 1.3 \times P_{max}}} = \sqrt{\frac{68 + 0.4 \times 10}{68 - 1.3 \times 10}} = \mathbf{1.14}$$

Se obtiene una relación de 1.14 entre los diámetros de los cilindros.

Además de la fórmula de Bach, para dimensionar un cilindro telescópico, se precisa mantener constante el volumen entre los diversos tramos telescópicos del cilindro. Es decir, se conserva el volumen tramo a tramo. El volumen a conservar es el siguiente.

$$Vol = \pi \left(\frac{d^4}{4} \right) L = \pi \left(\frac{50^4}{4} \right) 350 = 687223.39 \text{ cm}^3 \quad (\text{Ec. IV. 20.})$$

Con estos valores definidos ya se puede pasar al cálculo de las dimensiones de cada tramo del cilindro. Sólo se va a desarrollar el cálculo del primero, ya que es el mismo proceso para todos. Se adjunta una tabla con todos los resultados obtenidos que definen totalmente el sistema de elevación/descenso.

Para el primero tramo se parte de un diámetro interno de 280 mm. Como es lógico este debe coincidir con el diámetro externo del pistón.

$$D = 1.14 \times 530 = \mathbf{604.2 \text{ mm}} \quad (\text{Ec. IV. 8.})$$

La carrera obtenida es:

$$Vol = 687223.39 \text{ cm}^3 = \pi \left(\frac{53^4}{4} \right) L \rightarrow L = \mathbf{311.49 \text{ cm} = 3.11 \text{ m}}$$

La distancia máxima que se puede recorrer con el pistón y con el primer tramo del cilindro es, $L_{tot} = 3.5 + 3.11 = \mathbf{6.61 \text{ m}}$.

A continuación se muestra la tabla con el resto de tramos que conforman el cilindro telescópico. Entre todos ellos se debe cubrir una distancia mínima de 14 metros.

| | | | | |
|-----------------|---|---|--|---|
| 1º TRAMO | $d = 530 \text{ mm}$ | $D = 604.2 \text{ mm}$ | $L = 3.11 \text{ m}$ | $L_{tot} = 6.61 \text{ m}$ |
| 2º TRAMO | $d = 604.2 \text{ mm}$ | $D = 688.7 \text{ mm}$ | $L = 2.39 \text{ m}$ | $L_{tot} = 9 \text{ m}$ |
| 3º TRAMO | $d = 688.7 \text{ mm}$ | $D = 785.1 \text{ mm}$ | $L = 1.84 \text{ m}$ | $L_{tot} = 10.84 \text{ m}$ |
| 4º TRAMO | $d = 785.1 \text{ mm}$ | $D = 895 \text{ mm}$ | $L = 1.41 \text{ m}$ | $L_{tot} = 12.25 \text{ m}$ |
| 5º TRAMO | $d = 895 \text{ mm}$ | $D = 1020.3 \text{ mm}$ | $L = 1.09 \text{ m}$ | $L_{tot} = 13.34 \text{ m}$ |
| 6º TRAMO | $d = 1020.3 \text{ mm}$ | $D = 1163.1 \text{ mm}$ | $L = 0.84 \text{ m}$ | $L_{tot} = 14.18 \text{ m}$ |

Tabla IV.3. Dimensiones de los tramos del cilindro telescópico del aparato de elevación/descenso. Fuente: Elaboración propia.

Con estos 6 tramos queda definido totalmente el cilindro hidráulico telescópico del elemento intermedio de elevación/descenso.

Por último sólo queda definir el espesor del fondo de cilindro. Éste se calcula con la siguiente fórmula.

$$2^{\circ} \text{ F\acute{o}rmula de Bach:} \quad h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} \quad (\text{Ec. IV. 9.})$$

De ella se conocen todos los t\erminos, por lo que su aplicaci3n es inmediata.

$$h = 0.45 \times d_s \times \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{adm}}} = 0.45 \cdot 1163.1 \cdot \sqrt{\frac{10}{68}} = 200.71 \text{ mm}$$

Se obtiene un fondo de espesor de 210 mm. Por \u00faltimo, ya s3lo queda hallar el caudal de aceite necesario y la potencia del motor que debe suministrarlo.

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v \quad (\text{Ec. IV. 10.})$$

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} \quad (\text{Ec. IV. 11.})$$

En primer lugar se va a proceder al c\alculo del caudal de aceite (Ec. IV.10.).

$$C_d = K \cdot A_p \cdot v = 6 \cdot 1963.49 \cdot 0.1 = \mathbf{2978.09 \text{ l/min}}$$

Se ha tomado la misma velocidad de elevaci3n que en el aparato de elevaci3n definido en el Anexo anterior ya que esa velocidad debe ser la misma.

La potencia necesaria queda entonces,

$$P = \frac{C_d P_t}{450 \eta_t} = \frac{2978.09 \text{ l/min} \cdot 101.97 \text{ Kg/cm}^2}{450 \cdot 0.9} = \mathbf{749.47 \text{ CV}}$$

Por lo que un motor de 750 CV debe ser suficiente.

ANEXO V. CÁLCULO DE LAS SOLICITACIONES QUE MARCA LA NORMA FEM

Se va a proceder al cálculo de las solicitaciones sobre la grúa. Para ello se ha dividido la misma en varias partes para facilitar el cálculo y su implementación en el programa de elementos finitos (PATRAN).

Primero se hace una presentación de las ecuaciones y herramientas de cálculo necesarias para magnificar cada solicitación y, seguidamente, se aplican esas ecuaciones sobre los todas las secciones.

1. Solicitaciones Principales

Son las correspondientes a la carga de servicio, o peso de la carga útil más el peso de los elementos (spreader, cable, tambor...) además del peso propio de la estructura.

Concretamente se deben tener en cuenta las siguientes solicitaciones:

- Peso propio.
- Un contenedor de 40 toneladas situado en el extremo de los dos brazos.
- Un contenedor de 40 toneladas situado en el extremo del brazo extensible superior cuando éste está en su máxima extensión.
- Un contenedor de 40 toneladas en el elevador intermedio.
- Peso de los elementos que lleva el brazo correspondiente (banda transportadora, rodillos, spreader,...)

Cada una de ellas dentro de la sección donde corresponda.

Referente al peso propio de la estructura, en el programa de cálculo se ha implementado tener en cuenta la acción de la gravedad, que, unido a la definición del material de la grúa y sus dimensiones hace que se considere ya el peso propio de toda la estructura.

1.1. Brazo Extensible Superior

Sobre este elemento se debe considerar solamente el peso del contenedor y el de los elementos que soporta, es decir, el peso de la banda y el de los rodillos.

Como peso del contenedor se consideran 40000 kilos y como peso de los elementos se tiene 20000 kilos por la banda y 4900 kilos por cada rodillo. En el diseño existen 5 de ellos.

Estos valores se mayoran, tomando un coeficiente de seguridad de 2, y posteriormente se calcula su valor en newtons para poder introducirlo al programa de elementos finitos PATRAN.

$$\text{Contenedor: } 40000 \frac{\text{Kg}}{\text{nodo}} \cdot 2 = 80000 \frac{\text{Kg}}{\text{nodo}} \quad (\text{Ec. V. 1.})$$

$$80000 \frac{Kg}{nodo} \cdot 9.8 \frac{N}{Kg} = \mathbf{784000} \frac{N}{nodo} \quad (Ec.V.2.)$$

$$Elementos: \quad 20000 + 5(4900) = 44500 \text{ Kg}$$

$$44500 \frac{Kg}{nodo} \cdot 2 = 89000 \frac{Kg}{nodo} \quad (Ec.V.3.)$$

$$89000 \frac{Kg}{nodo} \cdot 9.8 \frac{N}{Kg} = \mathbf{872200} \frac{N}{nodo} \quad (Ec.V.4.)$$

La carga debida al contenedor se aplica sobre los 6 nodos correspondientes a los centros de los agujeros donde se alojan los rodillos, ya que es la situación más desfavorable.

Por otra parte, la carga debida a los elementos se aplica sobre los 10 nodos correspondientes con los 10 centros de los agujeros donde residen los rodillos, ya que este peso está presente en todo el brazo extensible.

Por último, el peso propio se ha considerado al incluir la gravedad en el análisis.

1.2. Brazo Extensible Inferior

Referente al brazo extensible inferior sólo se debe tener en cuenta la carga debida a los elementos, además del peso propio.

$$Elementos: \quad 20000 + 5(4900) = 44500 \text{ Kg}$$

$$44500 \frac{Kg}{nodo} \cdot 2 = 89000 \frac{Kg}{nodo} \quad (Ec.V.3.)$$

$$89000 \frac{Kg}{nodo} \cdot 9.8 \frac{N}{Kg} = \mathbf{872200} \frac{N}{nodo} \quad (Ec.V.4.)$$

De nuevo se debe dividir esta carga entre los 10 nodos situados en los agujeros donde se alojan los rodillos, al igual que en el brazo extensible anterior.

1.3. Brazo Delantero y Posterior

En el brazo delantero se considera, por una parte, el peso de un contenedor situado en el extremo del brazo y por otra el peso del spreader, del carro y de sus elementos. Además el peso propio también se tiene en cuenta.

Todo el peso de spreader, carro y elementos se toma de los Anexos anteriores, ya que se ha realizado un predimensionamiento de ellos.

| ELEMENTOS | PESO (Kg) |
|---------------------|-----------------|
| Carro | 5000 Kg |
| Tambor | 1310 Kg |
| Spreader | 1500 Kg |
| Motor de Elevación | 600 Kg |
| Motor de Traslación | 2000 Kg |
| TOTAL | 10410 Kg |

Tabla V.1. Peso de los elementos de la grúa. Fuente: Elaboración propia.

Además se debe sumar el peso de la carga útil a elevar (40 toneladas). Con todo ello se obtiene la siguiente carga.

$$\text{Carga útil} + \text{Elementos: } 50410 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = \mathbf{494018 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V.5})$$

Esta carga se ve aplicada en los 6 primeros metros del brazo delantero.

Observando el brazo trasero, se deben considerar tres cargas además del peso propio. La primera de ellas se debe a tener a tener en el extremo más alejado el carro cargado, la segunda se debe a tener en esa misma posición, pero por la cara superior del brazo, un contenedor de 40 toneladas y la tercera carga a considerar es la provocada por el peso de la banda transportadora y por los rodillos que recorren ese brazo. En esta ocasión, para la banda se considera un peso de 100000 kilos y se tienen 20 rodillos de 4900 kilos por rodillo.

$$\text{Banda} + \text{Rodillos: } 100000 + 20(4900) = 198000 \text{ Kg}$$

$$189000 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = \mathbf{1940400 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V.6.})$$

Carga a dividir entre los 40 nodos que forman los centros de los agujeros donde se albergan los rodillos.

De nuevo el peso de la carga útil y los elementos se aplica sobre una zona de 6 metros en el extremo más alejado del brazo trasero.

1.4. Estructura

Sobre la estructura no se calcula ninguna solicitación principal, ya que no recae directamente sobre ella ninguna carga.

1.5. Elevador Intermedio

Sobre este elemento se debe considerar el tener un contenedor de 40 toneladas en la posición más extendida del elevador. El peso propio del mismo se calcula directamente al introducir la gravedad y conocer su geometría.

$$\text{Contenedor en el Elevador: } 40000 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = \mathbf{392000 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V.7.})$$

2. Solicitaciones Verticales

Son las correspondientes a la manipulación de la carga de servicio, aceleraciones o deceleraciones sobre el movimiento de elevación. Por ese motivo, sólo tiene sentido que existan sobre el brazo delantero y trasero, ya que son los únicos con movimiento vertical de la carga.

Para ello se debe considerar el “coeficiente dinámico (ψ)”, definido en el capítulo 5 de la memoria. Al considerar este factor ya se tiene en cuenta la manipulación de la carga de servicio, que constituye el choque más importante.

En este tipo de solicitaciones se tienen las siguientes cargas.

- Peso propio.
- Un contenedor de 40 toneladas en el spreader en el momento de la elevación.
- Peso de elementos (spreader, tambor,...).

Con respecto al peso propio, de nuevo se considera al introducir la gravedad en el estudio.

Como peso de los elementos tenemos los mismos que en apartado 1.1. anterior.

| ELEMENTOS | PESO (Kg) |
|---------------------|-----------------|
| Carro | 5000 Kg |
| Tambor | 1310 Kg |
| Spreader | 1500 Kg |
| Motor de Elevación | 600 Kg |
| Motor de Traslación | 2000 Kg |
| TOTAL | 10410 Kg |

Tabla V.2. Peso de los elementos de la grúa. Fuente: Elaboración propia.

A todo ello se le debe sumar el peso del contenedor a elevar (40 toneladas).

Todo este conjunto de cargas se ve multiplicado por el coeficiente dinámico, que toma el valor de 1.3.

2.1. Brazo Delantero

En esta ocasión se tiene:

$$\text{Contenedor} + \text{Elementos}: 50410 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} \cdot 1.3 = \mathbf{642223.4 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 8.})$$

Esta carga se aplica sobre los primeros 6 metros de la longitud del brazo, para situarla en la posición más desfavorable.

2.2. Brazo Trasero

La carga a aplicar sobre el brazo trasero es la misma que en el delantero, ya que tanto los elementos de elevación como la carga a elevar no varían de los situados en el brazo delantero.

$$\text{Contenedor} + \text{Elementos: } 50410 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} \cdot 1.3 = \mathbf{642223.4 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 8.})$$

En esta ocasión, esta carga se coloca en los últimos 6 metros del brazo trasero.

3. Solicitaciones Horizontales

En este tipo de solicitaciones se considera el efecto que tiene el desplazamiento horizontal de toda la grúa. Para ello se hace necesario conocer la velocidad de traslación de toda la grúa. Esa velocidad está definida en los Anexos previos, tomándose un valor de 1.5 m/s.

Con ese valor de la velocidad de traslación de la grúa, observando el tema 5 de la memoria se extrae que la aceleración que sufre todo el sistema es de **0.32 m/s²**. Con ese dato, y el peso de cada una de las partes que conforman la grúa se puede calcular la fuerza que provoca sobre todo el conjunto el movimiento horizontal.

El peso de cada una de las partes lo proporciona directamente el programa de diseño SOLIDWORKS, por lo que se toman los datos de ahí.

3.1. Brazo Extensible Superior

El peso es de 414163.1 Kilogramos. Este dato se debe multiplicar por la aceleración mencionada anteriormente, obteniéndose la siguiente fuerza a repartir entre toda la cara lateral del brazo extensible superior.

$$0.32 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 414163.1 \text{ Kg} = \mathbf{132532.192 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 9.})$$

3.2. Brazo Extensible Inferior

Para este elemento, el programa SOLIDWORKS nos proporciona el siguiente peso, 324884.36 Kilos. La fuerza sobre la cara lateral de este brazo se fija en:

$$0.32 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 324884.36 \text{ Kg} = \mathbf{103962.99 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 10.})$$

3.3. Brazo Delantero y Posterior

En primer lugar se va a calcular la fuerza sobre el brazo delantero. Este brazo tiene un peso de 2993656.09 Kilos, por lo que la fuerza a aplicar sobre él es la siguiente:

$$0.32 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2993656.09 \text{ Kg} = \mathbf{957969.94 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 11.})$$

Analizando ahora el brazo trasero, el programa de diseño da el siguiente peso, 5062069.82 Kg. La fuerza que provoca el movimiento horizontal de este peso es la siguiente:

$$0.32 \frac{m}{s^2} \cdot 5062069.82 \text{ Kg} = \mathbf{1619862.34 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V. 12.})$$

De nuevo, esta fuerza se debe repartir entre toda el área del brazo.

3.4. Estructura

La estructura es el elemento que mayor inercia tendrá a causa del movimiento horizontal, ya que es el elemento que mayor de masa tiene, concretamente éste se fija en 61161690.47 Kilogramos. Aplicando la aceleración provocada por el movimiento, se obtiene la siguiente fuerza.

$$0.32 \frac{m}{s^2} \cdot 61161690.47 \text{ Kg} = \mathbf{19571740.9 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V. 13.})$$

Fuerza que debe ser repartida entre toda la cara lateral de la estructura.

3.5. Elevador Intermedio

El elemento menos pesado, pero no por ello menos importante, es el elevador. Tiene una masa de 178440.3 Kilos. La fuerza que provoca el movimiento de esta masa es de:

$$0.32 \frac{m}{s^2} \cdot 178440.3 \text{ Kg} = \mathbf{57100.89 \text{ N}} \quad (\text{Ec.V. 14.})$$

Fuerza que se debe repartir entre todos los nodos que conformen la malla lateral.

4. Solicitaciones Climatológicas

En este caso se considera la acción de la carga de viento lateral sobre toda la grúa. Para esta solicitud se precisa conocer la presión que éste ejerce. Ésta se obtiene de la figura 5.3. introducida en el capítulo 5 de la memoria, con nombre "Valores de velocidades y presiones del viento".

Además de la presión del viento, se precisa conocer el valor del coeficiente C. Éste representa un coeficiente según el tipo de estructura sobre la que aplica la carga de viento. En esta grúa, se consideran todos los elementos como placa, por lo que, observando la siguiente tabla, se pueden conocer los valores del coeficiente.

Este coeficiente, depende directamente de la geometría de la placa, como se ve a continuación.

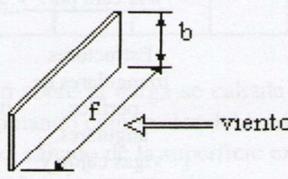
| | | f/b | C_f | |
|---|---|-----------------------------|-----------|------|
| vigas cajón grandes | sobre | $\frac{b}{c} \geq 2$ | 40 | 2,20 |
| | | | 30 | 2,10 |
| | | | 20 | 1,95 |
| | | | 10 | 1,75 |
| | | | 5 | 1,55 |
| 35 mm cuadradas | 6 | $\frac{b}{c} = 1$ | 40 | 1,90 |
| | | | 30 | 1,85 |
| | | | 20 | 1,75 |
| | | | 10 | 1,55 |
| | | | 5 | 1,40 |
| 25 x 45 mm rectangulares | 6 | $\frac{b}{c} = \frac{1}{2}$ | 40 | 1,40 |
| | | | 30 | 1,35 |
| | | | 20 | 1,30 |
| | | | 10 | 1,20 |
| | | | 5 | 1,00 |
| | | $\frac{b}{c} = \frac{1}{4}$ | 40 | 1,00 |
| | | | 30 | 1,00 |
| | | | 20 | 0,90 |
| | | | 10 | 0,90 |
| | | | 5 | 0,80 |
| Placas planas por encima del nivel del suelo |  | f/b | ≥ 80 | 2,00 |
| | | | 60 | 1,85 |
| | | | 40 | 1,75 |
| | | | 20 | 1,50 |
| | | | 15 | 1,40 |
| | | | 10 | 1,30 |
| | | | ≤ 5 | 1,20 |
| Cable metálico | Viento perpendicular al cable | | 1,20 | |

Figura V.1. Valores de C para distintos tipos de raestructus. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002).

Para todos los casos se toma una presión de viento de 110 Kg/cm^2 , ya que la grúa tiene una altura de entre 20 y 100 metros.

Una vez conocidos todos esos datos, sólo falta por determinar el valor del área lateral donde se aplica la fuerza del viento. Ésta se obtiene directamente del programa de diseño SOLIDWORKS.

Con todos estos datos, ya se puede aplicar la siguiente fórmula, que da como resultado el valor de la fuerza del viento sobre cada una de las partes de la grúa.

$$F = q \cdot A \cdot C \quad (\text{Ec.V. 15.})$$

Donde,

q: Presión estática a la altura h del objeto.

A: Área lateral donde se aplica la carga de viento.

C: Coeficiente de forma de la estructura donde se aplica la carga de viento.

4.1. Brazo Extensible Superior

El área lateral de este componente es de 118.37m^2 , ya que sus dimensiones son las siguientes.

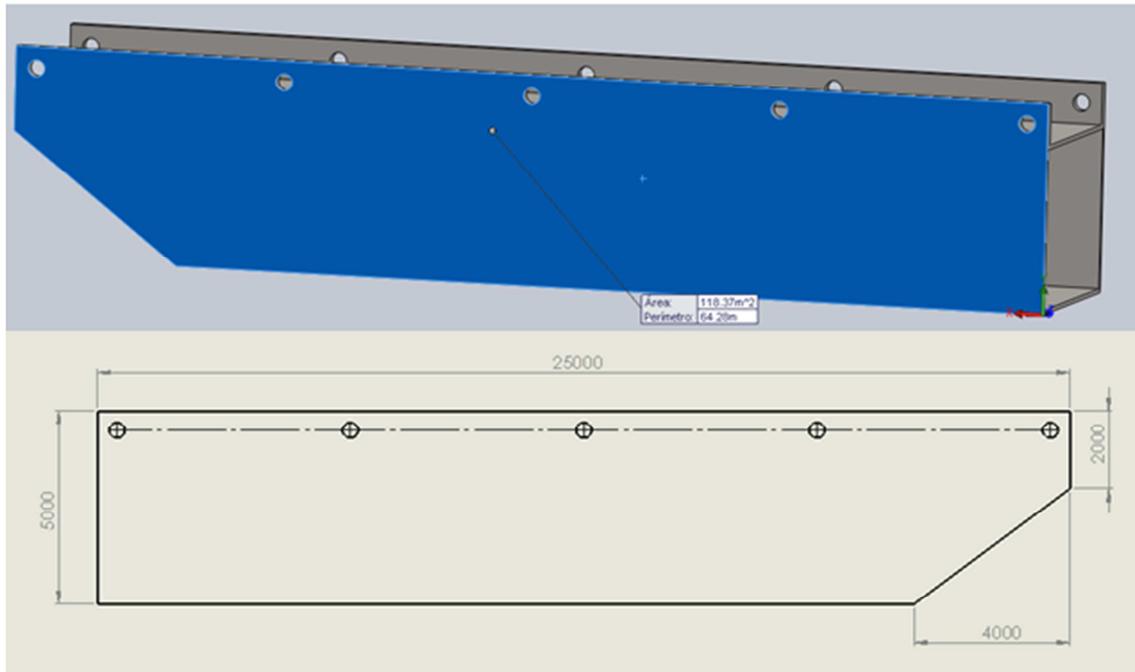


Figura V.2. Área lateral del brazo extensible superior. Fuente: Elaboración propia.

Con estas longitudes y alturas de placa se obtiene un coeficiente C de valor 1.2, como se ve a continuación.

$$f = 25 \text{ m} \quad b = 5 \text{ m} \quad \rightarrow \quad \frac{f}{b} = \frac{25}{5} = 5 \quad \rightarrow \quad C = 1.2$$

Con estos datos, el valor de la fuerza lateral que provoca la acción del viento es el siguiente.

$$F = q \cdot A \cdot C = 110 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 118.37 \text{ m}^2 \cdot 1.2 = 15624.84 \text{ Kg}$$

$$15626.84 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = \mathbf{153123.43 \text{ N}}$$

Se obtiene un valor de 153123.43 N, que se debe repartir entre todos los nodos que existen en la cara lateral del brazo extensible superior.

4.2. Brazo Extensible Inferior

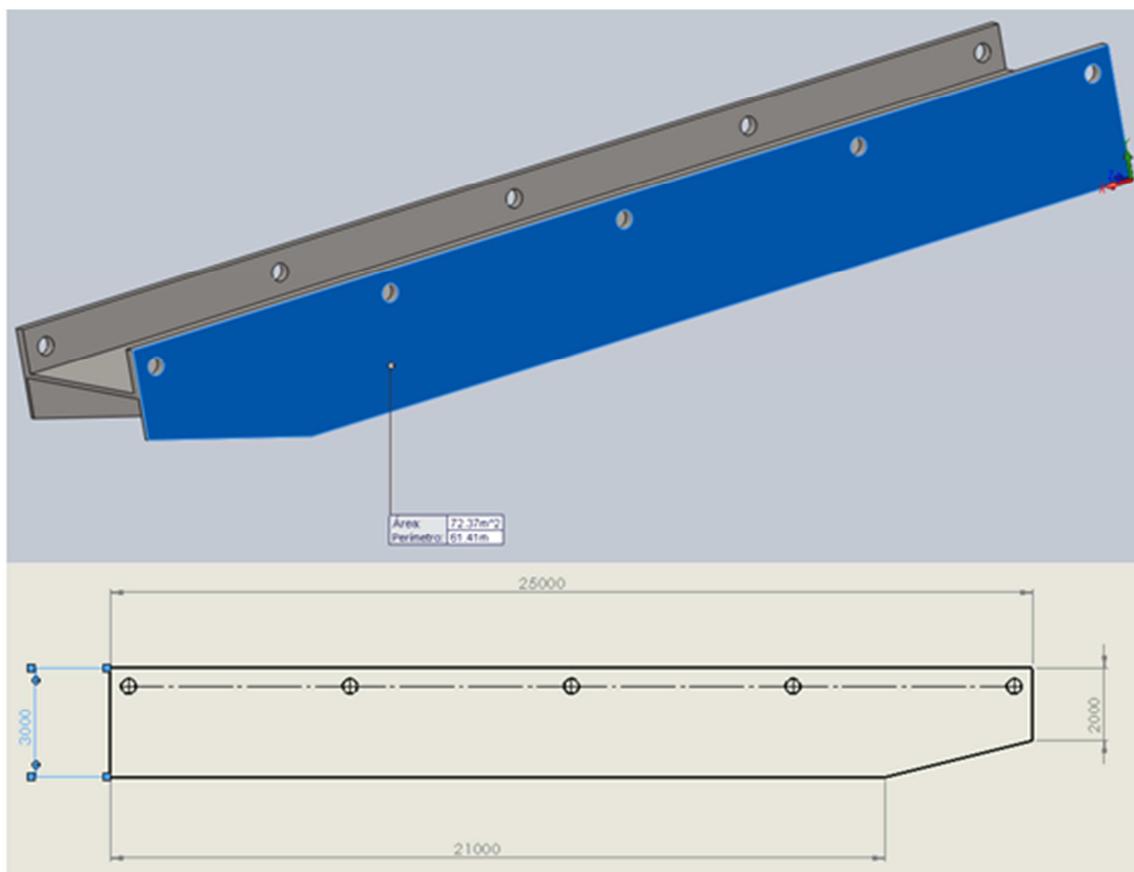


Figura V.3. Área lateral del brazo extensible inferior. Fuente: Elaboración propia

El dato del área que nos proporciona el programa de diseño SOLIDWORKS es de 72.37m^2 , y sus dimensiones se pueden ver a continuación.

Con unos valores de $f=25$ metros y $b=3$ metros, se toma un coeficiente C de valor 1.30, aunque la relación f/b resulte menor a 10. Se ha aproximado al siguiente valor f/b mayor, para comprobar su resistencia mecánica en un caso más extremo.

$$f = 25\text{ m} \quad b = 3\text{ m} \quad \rightarrow \quad \frac{f}{b} = \frac{25}{3} = 8.33 \quad \rightarrow \quad C = 1.3$$

Por lo tanto, el resultado de la carga lateral de viento sobre este brazo extensible inferior toma un valor de:

$$F = q \cdot A \cdot C = 110 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 72.37\text{ m}^2 \cdot 1.3 = 10348.9\text{ Kg}$$

$$10348.9\text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = \mathbf{101419.31\text{ N}}$$

El valor de 101419.31 N se debe repartir sobre toda la cara lateral del brazo.

4.3. Brazo Delantero y Posterior

Se ha decidido tomar el conjunto de los brazos para hallar la carga de viento sobre ellos, ya que tienen prácticamente las mismas dimensiones.

Observando las características del brazo delantero, se ha decidido tomar como área lateral 345m^2 , es decir, hacer que el brazo tenga una cara lateral completamente rectangular.

Con respecto al brazo trasero, se ha aplicado también, el tomar la cara lateral completamente rectangular, obteniéndose con ello un área de 336m^2 .

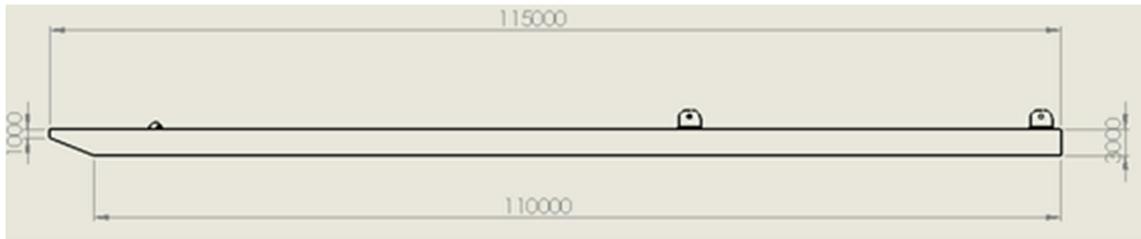


Figura V.4. Área lateral del brazo delantero. Fuente: Elaboración propia.

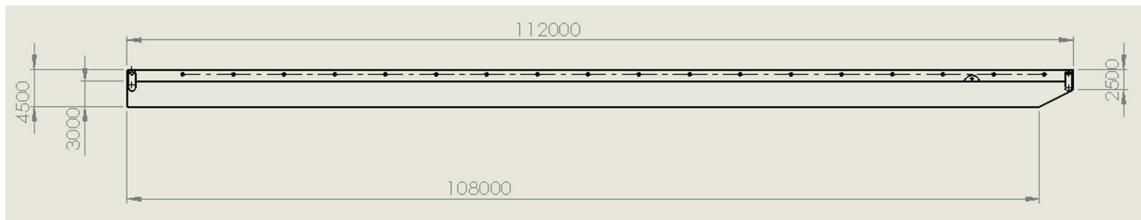


Figura V.5. Área lateral del brazo trasero. Fuente: Elaboración propia.

Realizando los cálculos con el fin de hallar el coeficiente C, se encuentran los siguientes resultados.

$$f = 115 \text{ m} \quad b = 3 \text{ m} \quad \rightarrow \quad \frac{f}{b} = \frac{115}{3} = 38.33 \quad \rightarrow \quad C = 1.75$$

$$f = 112 \text{ m} \quad b = 3 \text{ m} \quad \rightarrow \quad \frac{f}{b} = \frac{112}{3} = 37.33 \quad \rightarrow \quad C = 1.75$$

En el brazo delantero, la relación $f/b=38.33$ y en el trasero $f/b=37.33$. Estos dos valores se aproximan al valor de $f/b=40$, por lo que se toma el coeficiente C correspondiente a esta última relación. El valor del coeficiente C es $C=1.75$.

Con el valor de la presión, las áreas laterales y el coeficiente C, se calcula la fuerza lateral provocada por el viento sobre estas secciones.

$$F = q \cdot A \cdot C = 110 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot (345 + 336) \text{ m}^2 \cdot 1.75 = 131092.5 \text{ Kg}$$

$$131092.5 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 1284706.5 \text{ N}$$

Este resultado se debe repartir entre todos los nodos existentes tanto en la cara lateral del brazo delantero como en la del trasero.

4.4. Estructura

El área lateral de la estructura es de 692.85 m^2 , dato extraído de SOLIDWORKS. Como la estructura está compuesta por vigas cajón, se han extraído las dimensiones de la mayor de ellas, para obtener la relación f/b .

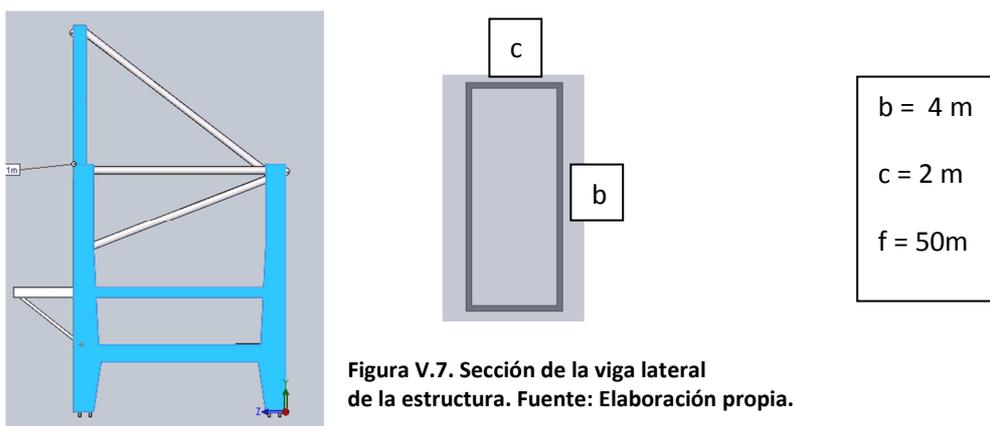


Figura V.6. Área lateral de la estructura. Fuente: Elaboración propia.

Figura V.7. Sección de la viga lateral de la estructura. Fuente: Elaboración propia.

Observando la tabla anterior de donde se extraen los valores de C , se obtiene un coeficiente de valor 1.75. De nuevo se ha tomado el valor del coeficiente mayor que sigue a la relación obtenida.

Con los 110 Kg/m^2 de presión, el área y el coeficiente C , se obtiene la siguiente fuerza lateral sobre la estructura.

$$F = q \cdot A \cdot C = 110 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot (692.85) \text{ m}^2 \cdot 1.75 = 133373.625 \text{ Kg}$$

$$133373.625 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 1307061.5 \text{ N}$$

Valor a repartir entre toda la cara lateral de la estructura.

4.5. Elevador Intermedio

En el elevador se halla la siguiente cara lateral.

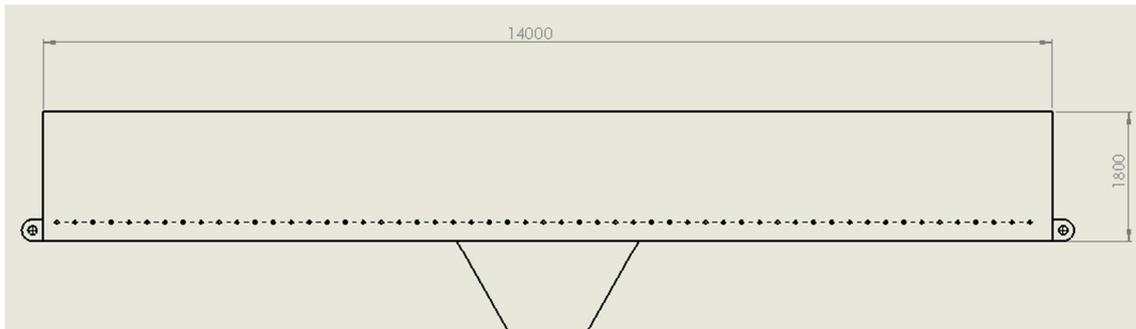


Figura V.8. Área lateral del elevador intermedio. Fuente: Elaboración propia.

El programa de diseño nos da un área de 25.2m^2 , un valor de $f=1.8$ metros y un valor de $b=14$ metros. Con estos datos, y observando la tabla de cargas de viento, se obtiene un valor de coeficiente $C=1.25$.

$$f = 14\text{ m} \quad b = 1.8\text{ m} \quad \rightarrow \quad \frac{f}{b} = \frac{14}{1.8} = 7.77 \quad \rightarrow \quad C = 1.25$$

Al aplicar la ecuación para el cálculo de la fuerza provocada por el viento, se obtiene:

$$F = q \cdot A \cdot C = 110 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot (25.2) \text{ m}^2 \cdot 1.25 = 3465 \text{ Kg}$$

$$3465 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 33957 \text{ N}$$

Los 33957 N obtenidos se deben repartir entre todos los nodos de la cara lateral.

5. Combinación de Solicitaciones

Un caso especial de estudio es la combinación de diferentes solicitaciones. En ellas, se recrean situaciones límite en las que se debe comprobar la resistencia de la estructura.

Dentro de la normativa FEM existen varios casos de combinación de solicitaciones, pero aquí sólo se van a nombrar y evaluar las solicitaciones que son aplicables a esta grúa.

5.1. CASO 1 – Aparato en Servicio sin Viento

En primer lugar se encuentra el Caso 1 – Aparato en servicio sin viento. La carga a aplicar la define la siguiente ecuación.

$$Sol = [M(S_G + \psi S_L + S_H)] \cdot C_S \quad (\text{Ec. V. 16.})$$

Dónde,

M: Coeficiente variable según el grupo al que pertenece el aparato.

S_G : Solicitación debida al peso propio.

S_L : Solicitación debida a la carga de servicio.

S_H : Solicitación horizontal.

C_s : Coeficiente de Seguridad.

La norma fija el valor del **coeficiente de seguridad** en **1.5**, mientras que el coeficiente **M** toma el valor de **1.2** al pertenecer la grúa al grupo M8 como se ve en la tabla siguiente.

| Grupo (Tabla B 9.3) | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
|---------------------|----|----|----|------|------|-----|
| M | 1 | 1 | 1 | 1,06 | 1,12 | 1,2 |

Figura V.9. Tabla de valores de M. Fuente: Miravete, Larrodé, Castejón y Cuartero (2002)

Para cuantificar el valor de la solicitud debida al peso propio se debe tener en cuenta el peso de los elementos que no están suspendidos del cable. Éstos son los siguientes:

| ELEMENTOS | PESO (Kg) |
|---------------------|----------------|
| Carro | 5000 Kg |
| Tambor | 1310 Kg |
| Motor de Elevación | 600 Kg |
| Motor de Traslación | 2000 Kg |
| TOTAL | 8910 Kg |

Tabla V.3. Peso de los elementos a considerar en la solicitud debida al peso propio del caso 1. Fuente: Elaboración propia.

$$S_G = 8910 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 87318 \text{ N} \quad (\text{Ec. V. 17.})$$

Para dimensionar la carga debida a la solicitud de servicio se debe tener en cuenta el peso de todos los elementos que están suspendidos por cables. En esta ocasión se tienen los siguientes pesos.

| ELEMENTOS | PESO (Kg) |
|-----------------------------|-----------------|
| Spreader | 1500 Kg |
| Q _U - Contenedor | 40000 Kg |
| TOTAL | 41500 Kg |

Tabla V.4. Peso de los elementos a considerar en la solicitud debida a la carga de servicio del caso 1. Fuente: Elaboración propia.

$$S_L = 41500 \text{ Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 406700 \text{ N} \quad (\text{Ec. V. 18.})$$

Es importante recordar que este término debe ir multiplicado por el factor dinámico (ψ), ya que se trata de una carga móvil. El factor toma el valor de 1.3 como se ha visto en los anteriores apartados.

Por último, se debe calcular el valor de la solicitación horizontal. Ésta se debe al desplazamiento horizontal de la grúa a la velocidad de 1.5 m/s. Con ese dato, se vuelve a tener una aceleración de todo el sistema de **0.32 m/s²**. En este caso se debe tomar el valor del peso total de toda la grúa, obteniéndolo directamente del programa de diseño SOLIDWORKS, éste se fija en 71436508.06 Kg.

El valor de esta solicitación se calcula siguiendo el proceso desarrollado en el apartado 3. Solicitaciones Horizontales.

$$S_H = 71436508.06 \text{ Kg} \cdot 0.32 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \mathbf{22859682.58 \text{ N}} \quad (\text{Ec. V. 19.})$$

Como ya se conocen todos los términos, se puede obtener el valor de la solicitación en el caso 1.

$$\begin{aligned} Sol &= [M(S_G + \psi S_L + S_H)] \cdot C_S = \\ &= [1.2(87318 + (1.3 \cdot 406700) + 22859682.58)] \cdot 1.5 = \mathbf{42256279.04 \text{ N}} \end{aligned}$$

Solicitación que debe aplicarse en los extremos de los brazos delantero y trasero.

5.2. CASO 2 – Aparato en Servicio con Viento

En este segundo caso se deben considerar las cargas que marca la siguiente ecuación.

$$Sol = [M(S_G + \psi S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S \quad (\text{Ec. V. 20.})$$

El único término nuevo en la ecuación es S_W , que corresponde a la carga lateral de viento. Para hallar el valor de esa carga lateral se deben sumar las cargas laterales de viento calculadas previamente.

| ELEMENTO | CARGA DE VIENTO (N) |
|---------------------------|---------------------|
| Brazo extensible Superior | 153123.43 N |
| Brazo extensible Inferior | 101419.31 N |
| Estructura | 1307061.5 N |
| Brazo delantero + trasero | 1284706.5 N |
| Elevador intermedio | 33957 N |
| TOTAL | 2880267.74 N |

Tabla V.5. Peso de la grúa dividida en partes. Fuente: Elaboración propia.

En esta ocasión varía el valor del coeficiente de seguridad, tomando el valor de 1.33. De nuevo, la carga calculada se debe aplicar en los extremos del brazo delantero y del trasero.

$$\begin{aligned} Sol &= [M(S_G + \psi S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S = \\ &= [1.2(87318 + (1.3 \cdot 406700) + 22859682.58) + 2880267.74] \cdot 1.33 = \mathbf{41297990.18 \text{ N}} \end{aligned}$$

5.3. CASO 3 – Aparato Sometido a Solicitaciones Excepcionales

5.3.1. CASO 3a – Viento en Tempestad

Como su propio nombre indica, en esta solicitud se pone a prueba la situación en la que sobre la estructura de la grúa se aplica la situación en la que se tiene una tempestad.

La ecuación que marca la carga de la solicitud a aplicar es la siguiente.

$$Sol = (S_G + S_{Wmax}) \cdot C_S \quad (Ec. V. 21.)$$

El valor de S_{Wmax} se obtiene como la carga de viento máxima, que coincide con la calculada en el apartado anterior, ya que esos valores se han calculado con la presión estática máxima.

El valor de la solicitud debida al peso propio está calculado en los apartados previos.

El coeficiente de seguridad en este caso toma el valor de $C_S=1.1$.

$$Sol = (S_G + S_{Wmax}) \cdot C_S = (87318 + 2880267.74) \cdot 1.1 = \mathbf{3264344.31 N}$$

Este valor se aplica a los extremos del brazo delantero y trasero, al igual que en las combinaciones de solicitaciones anteriores.

5.3.2. CASO 3C – Ensayo Dinámico y Estático

En este apartado se obtiene dos solicitaciones, la correspondiente al ensayo dinámico y la correspondiente al ensayo estático.

En primer lugar se va a calcular la correspondiente al ensayo dinámico. La solicitud la define la siguiente ecuación.

$$Sol = (S_G + \psi \rho_1 S_L) \cdot C_S \quad (Ec. V. 22.)$$

Dónde todos los términos son conocidos a excepción de ρ_1 . Éste es un coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos. Toma el valor de $\rho_1=1.2$. De nuevo el coeficiente de seguridad se valora en 1.1.

$$Sol = (S_G + \psi \rho_1 S_L) \cdot C_S = (87318 + 1.3 \cdot 1.2 \cdot 406700) \cdot 1.1 = \mathbf{793947 N}$$

En segundo lugar se calcula el ensayo estático. Éste queda definido con la siguiente ecuación.

$$Sol = (S_G + \rho_2 S_L) \cdot C_S \quad (Ec. V. 23)$$

El único término desconocido es ρ_2 . En este caso representa un coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos estáticos. Se valora en $\rho_2=1.4$.

El coeficiente de seguridad vale 1.1, como en todos los casos dentro de las solicitaciones excepcionales.

El valor que toma la solicitación debida al ensayo estático es la que sigue.

$$\mathbf{Sol} = (S_G + \rho_2 S_L) \cdot C_S = (87318 + 1.4 \cdot 406700) \cdot 1.1 = \mathbf{722368.8 N}$$

Tanto la solicitación por ensayo dinámico como por estático se deben aplicar en los extremos de los brazos delantero y trasero.

ANEXO VI. RESULTADOS GRÁFICOS TRAS LA APLICACIÓN DEL FEM

1. Resultados Gráficos de los diversos Casos de Carga.

Se van a presentar uno tras otro los resultados generales de tensión y desplazamiento sobre la grúa. Éstos se dividen según el tipo de sollicitación al que se ve sometida.

Los datos de tensiones máximas y desplazamientos máximos son los descritos en la tabla presentada en el capítulo 5 de la memoria.

1.1. Resultados tras aplicar las Sollicitaciones Principales

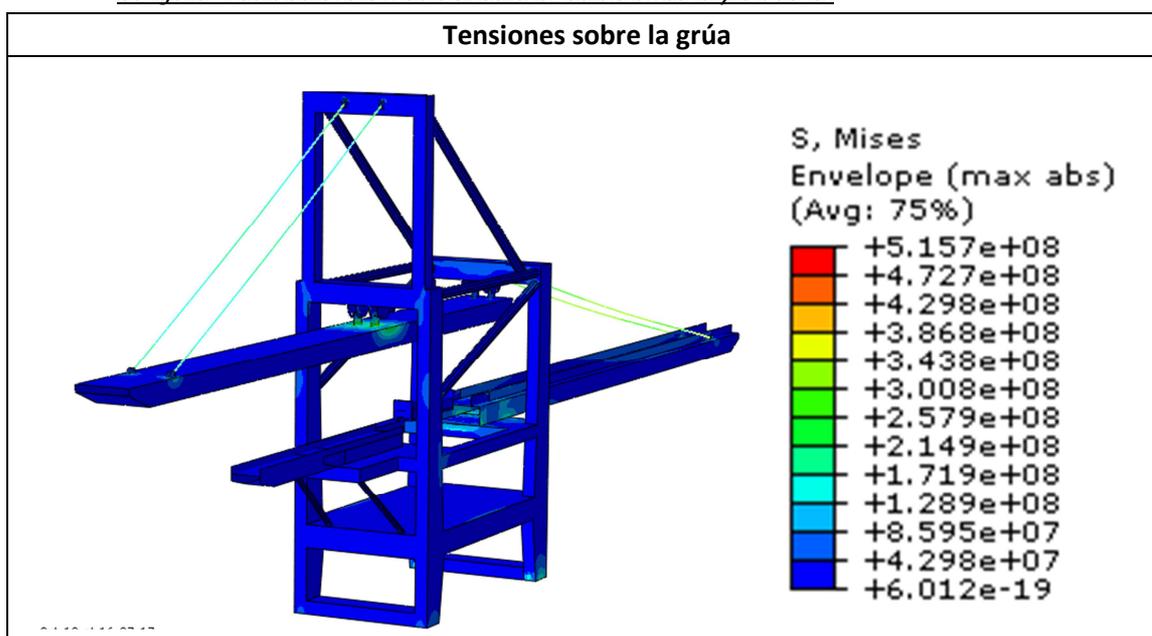
En esta sollicitación se deben considerar las fuerzas sobre la estructura, suponiendo ésta inmóvil y en la posición más desfavorable.

Se han propuesto tres situaciones como las más desfavorables. Éstas son:

- Carga en los dos extremos de los brazos delantero y trasero.
- Carga sólo en el extremo del brazo delantero.
- Carga sólo en el extremo del brazo trasero.

Para cada una de ellas se va a mostrar la máxima tensión y el desplazamiento máximo, comentando los aspectos más relevantes.

Carga en los dos extremos de los brazos delantero y trasero.



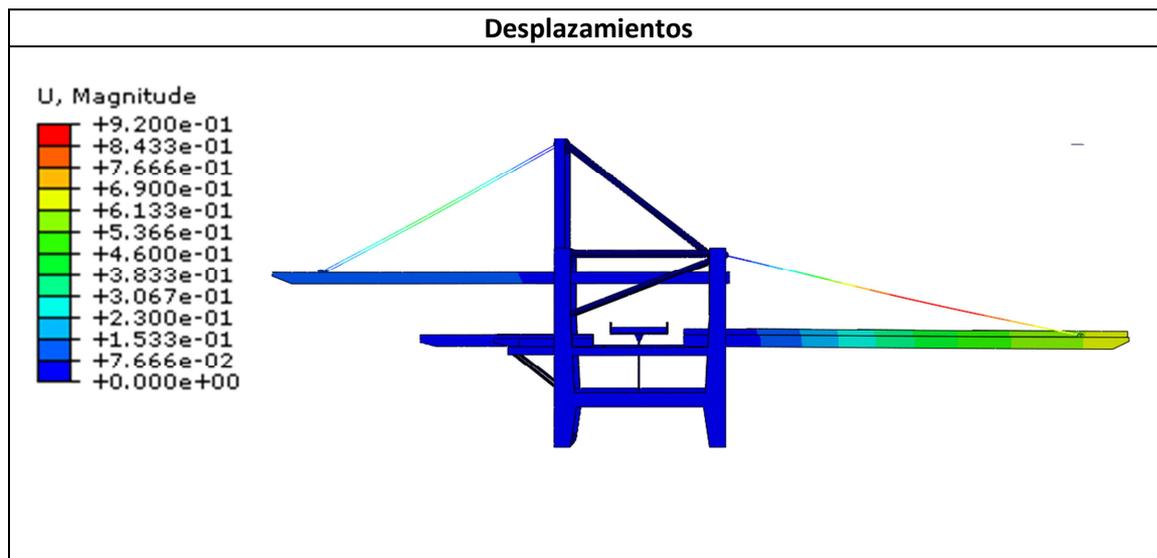


Tabla VI.1. Tensiones y desplazamientos al aplicar carga en el brazo delantero y trasero dentro de las solicitaciones principales. Fuente: Elaboración propia.

Carga sólo en el extremo del brazo delantero.

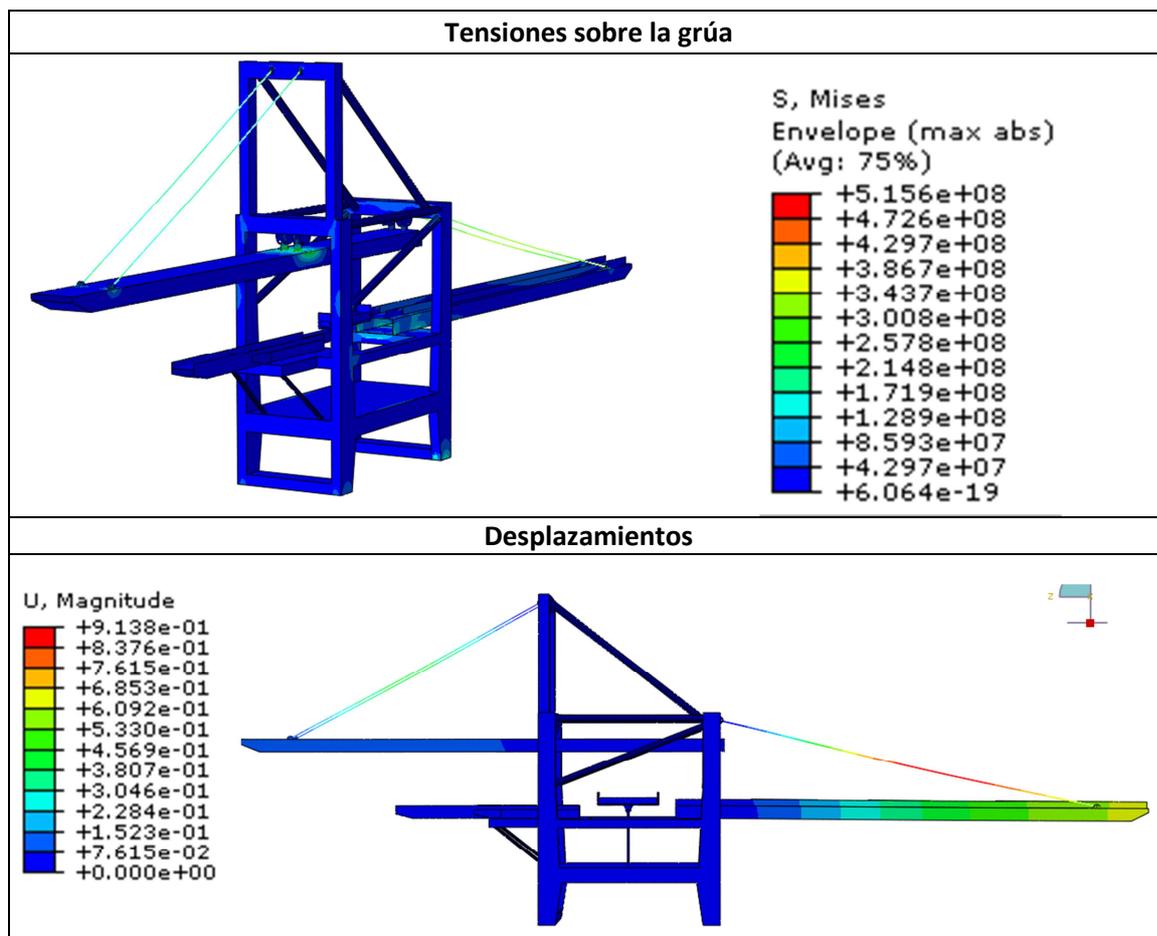


Tabla VI.2. Tensiones y desplazamientos al aplicar sólo carga en el brazo trasero dentro de las solicitaciones principales. Fuente: Elaboración propia.

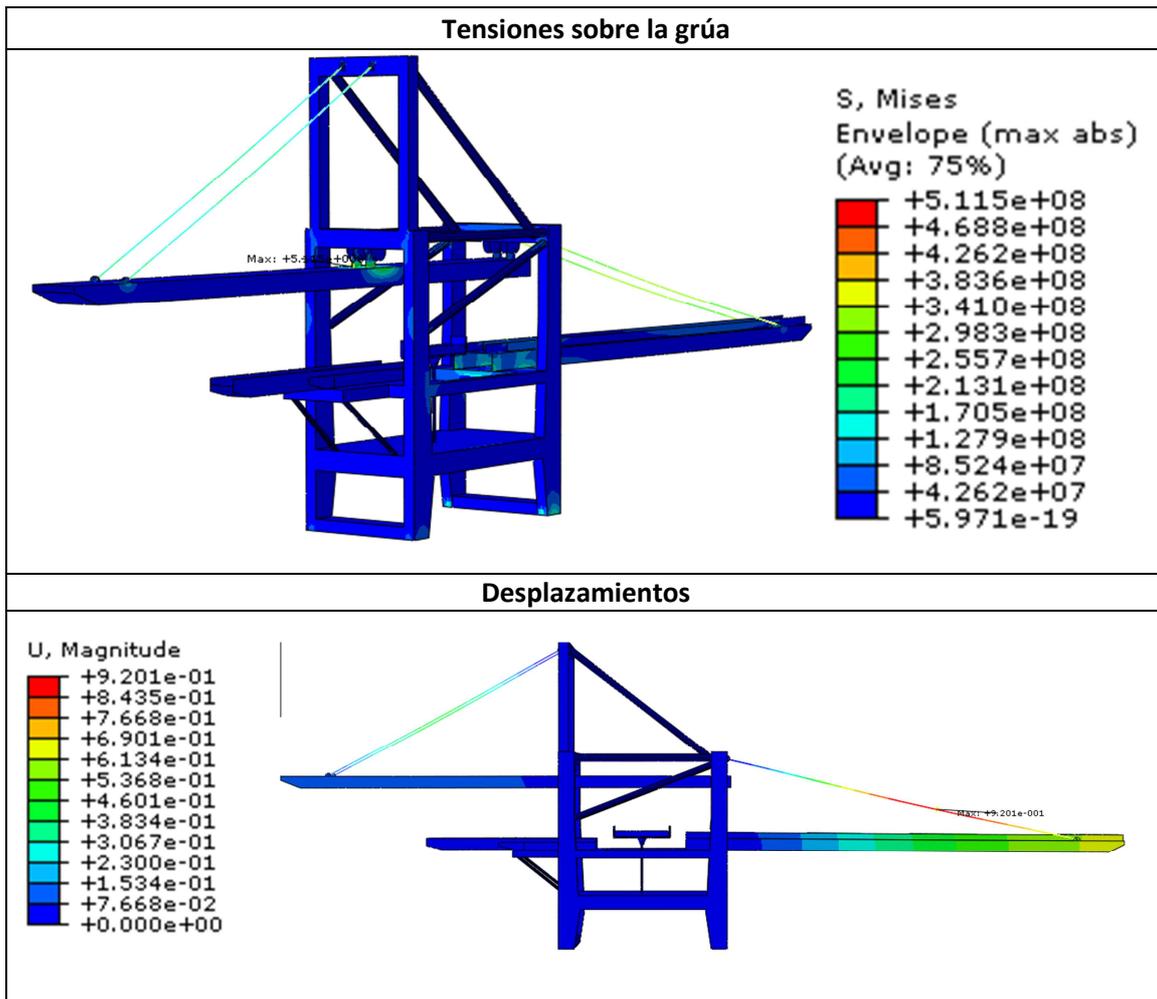
Carga sólo en el extremo del brazo trasero.

Tabla VI.3. Tensiones y desplazamientos al aplicar sólo carga en el brazo trasero dentro de las solicitaciones principales. Fuente: Elaboración propia.

A la vista de los tres casos de carga dentro de las solicitaciones principales, se concluye que el peor de todos ellos es el que tiene los dos brazos cargados, pero aun así poco se distancia del resto.

La máxima tensión se encuentra en el brazo delantero, ya que se ve sometido a una gran carga por el voladizo que existe en la parte delantera. Concretamente en la unión entre el brazo y la orejeta, con un valor de tensión según el criterio de Von Mises de 515.7 MPa.

Referente a los desplazamientos, se encuentra el máximo en el extremo del brazo trasero. Éste tiene un valor de 0.92 metros, que se considera aceptable dentro de las dimensiones de la grúa. Ese desplazamiento se puede encontrar tanto en la situación donde hay una carga en cada brazo como en la que sólo se encuentra cargado el brazo trasero.

1.2. Resultados tras aplicar las Solicitaciones debidas a Movimientos Verticales

En este apartado se deben considerar las cargas provenientes de la manipulación de la carga en servicio, siendo mayoradas por un “coeficiente dinámico (ψ)”. El cálculo de estas cargas se puede consultar en el anexo V.

De nuevo se encuentran tres casos de carga, ya que se tienen dos carros con sus respectivos elementos. Se deben considerar las siguientes situaciones.

- Carga en los dos extremos de los brazos delantero y trasero.
- Carga sólo en el extremo del brazo delantero.
- Carga sólo en el extremo del brazo trasero.

Véanse sus resultados.

Carga en los dos extremos de los brazos delantero y trasero.

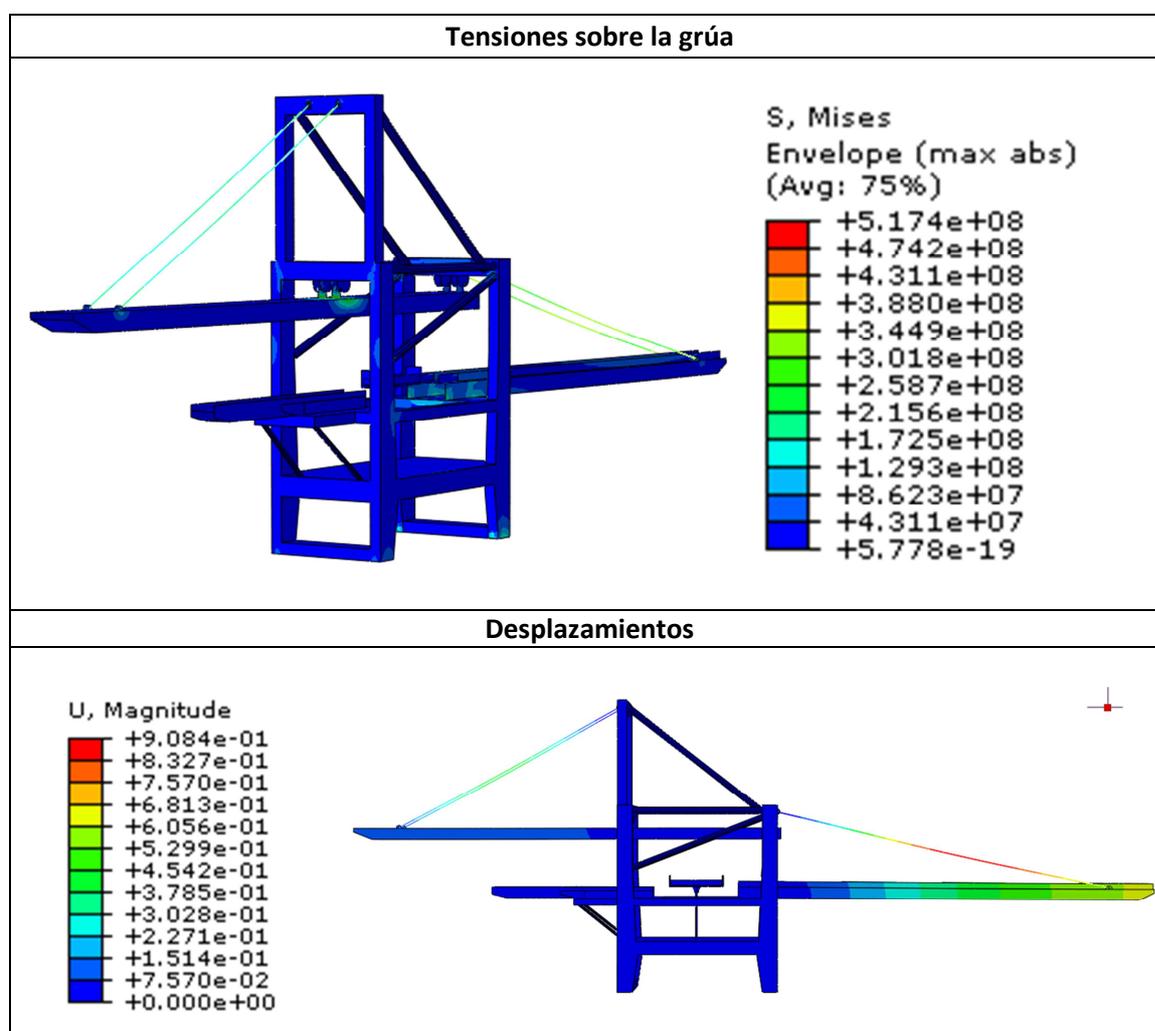


Tabla VI.4. Tensiones y desplazamientos al aplicar carga en el brazo delantero y trasero dentro de las sollicitaciones verticales. Fuente: Elaboración propia.

Carga sólo en el extremo del brazo delantero.

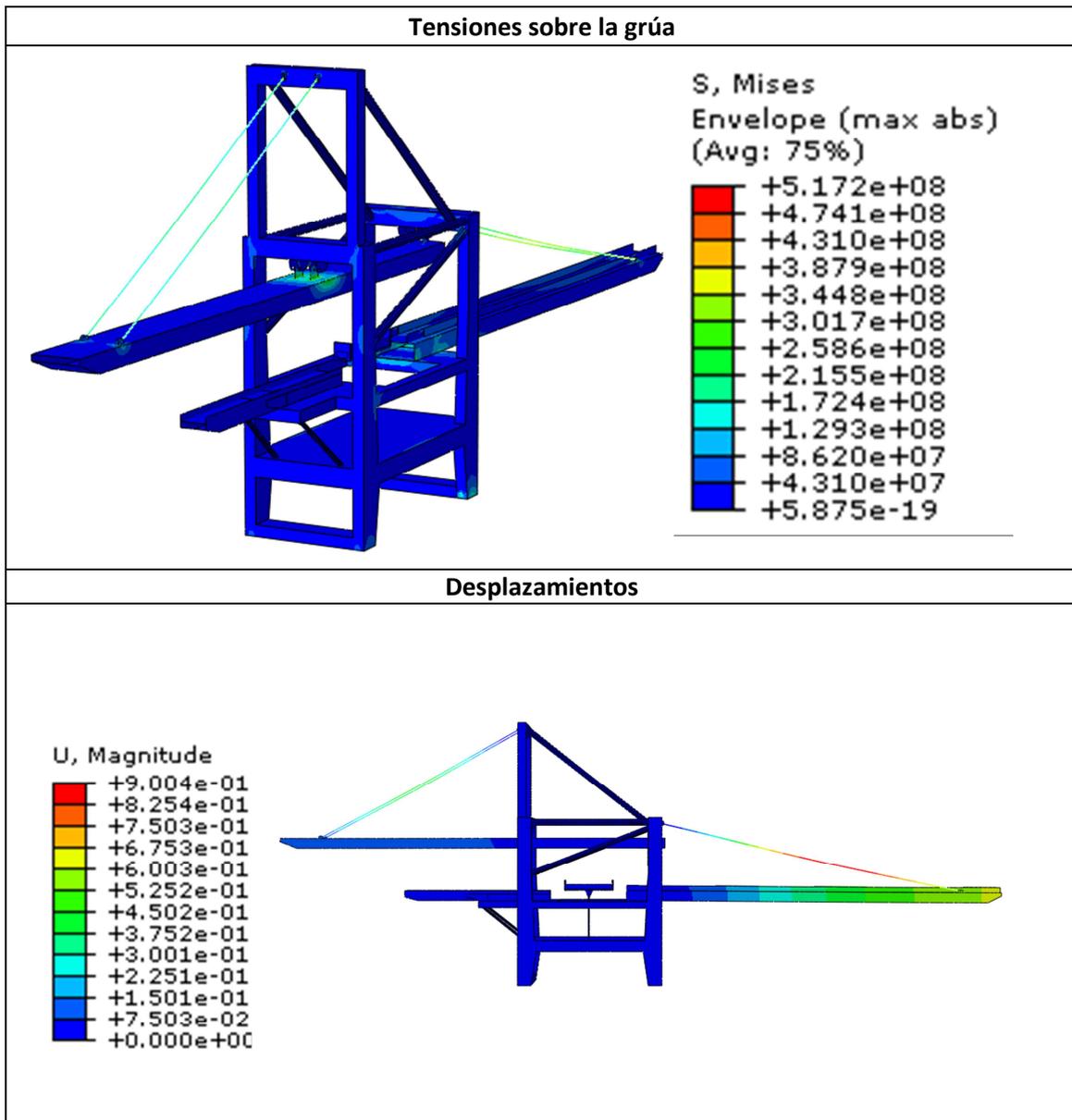


Tabla VI.5. Tensiones y desplazamientos al aplicar carga en el brazo delantero dentro de las solicitaciones verticales. Fuente: Elaboración propia.

Carga sólo en el extremo del brazo trasero.

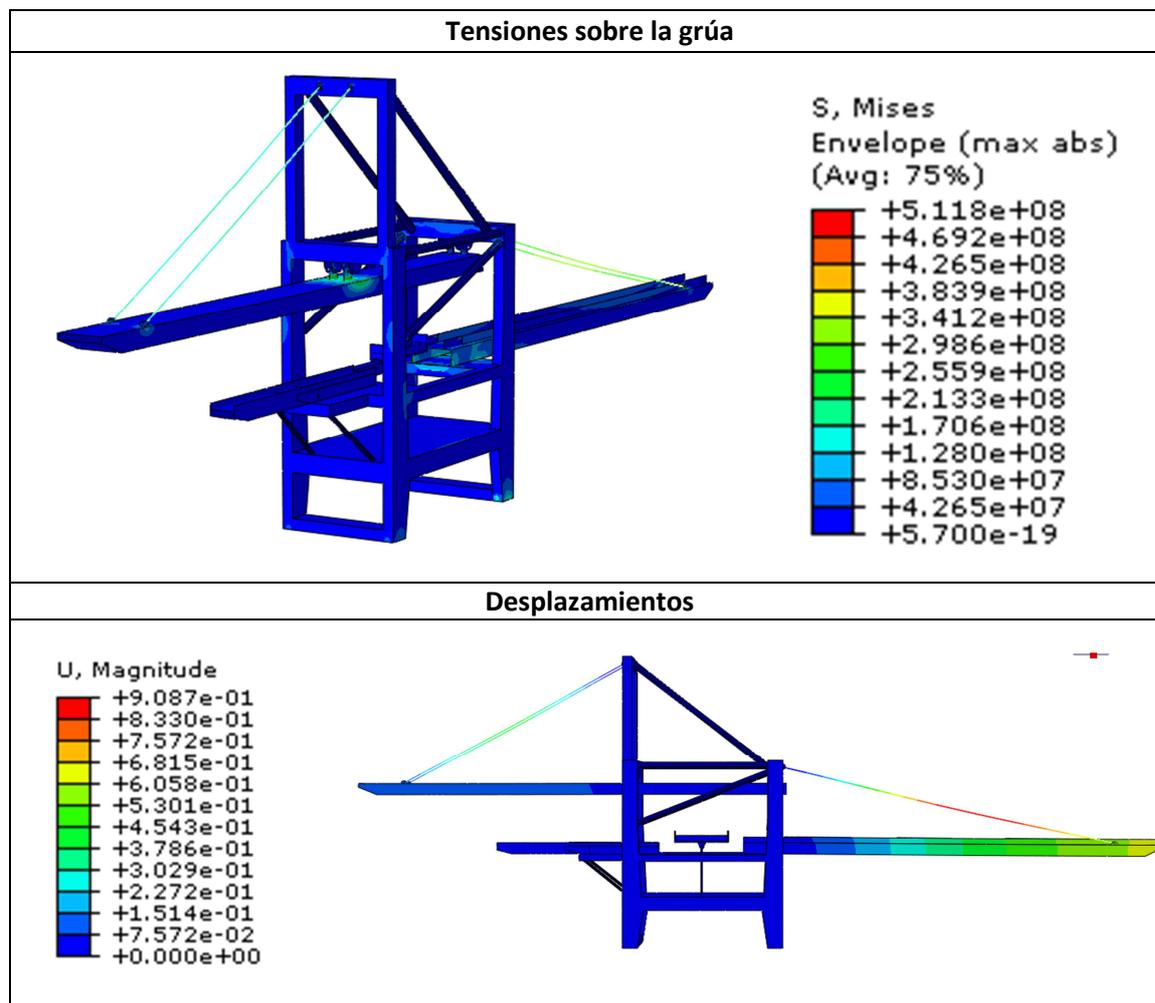


Tabla VI.6. Tensiones y desplazamientos al aplicar carga en el brazo trasero dentro de las solicitaciones verticales.
Fuente: Elaboración propia.

Observando los resultados se puede concluir que de nuevo el peor de los casos es la situación donde se tiene una carga en cada extremo de los dos brazos principales. El valor de esa tensión máxima es de 517.4 MPa, situada en la orejeta de unión del brazo delantero y la estructura.

Referente a los desplazamientos, se halla que el máximo desplazamiento tiene un valor de 0.908 metros en el extremo final de los tirantes posteriores.

1.3. Resultados tras aplicar las Solicitaciones debidas a Movimientos Horizontales

Se van a mostrar los resultados tras la aplicación de una carga horizontal debida a la inercia provocada por el movimiento de todo el sistema. Todo el conjunto grúa se desplaza a una

velocidad de 1.5 m/s, lo que provoca una aceleración de **0.32 m/s²**, como se puede comprobar en la tabla mencionada en la sección 5.2.

Los cálculos de esta sollicitación se pueden consultar en el anexo V.

Carqa horizontal sobre toda la grúa.

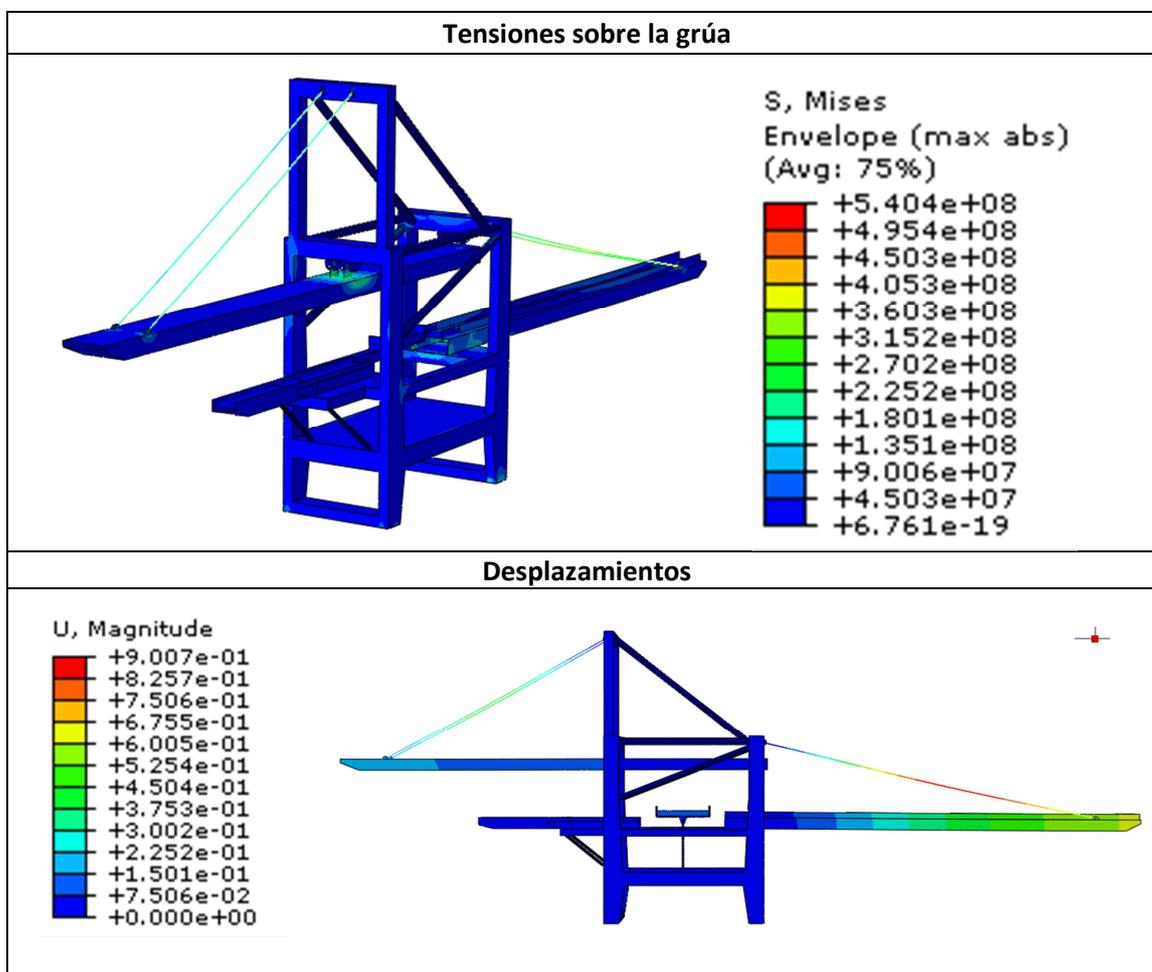


Tabla VI.7. Tensiones y desplazamientos al aplicar las sollicitaciones horizontales. Fuente: Elaboración propia.

La máxima tensión obtenida es de 540.4 MPa, y la máxima flecha es de 0.90 metros. La máxima tensión se obtiene en la unión orejeta - estructura, remarcando más aún que se trata de un punto crítico.

Con respecto a los desplazamientos, se obtiene una flecha máxima de 0.90 metros en el extremos final del tirante.

1.4. Resultados tras aplicar las Sollicitaciones Climatológicas

Por acciones climáticas sólo tiene sentido considerar el viento, ya que se trata de una grúa de puerto situada a nivel de mar. Se hace necesario conocer las áreas laterales de los elementos que componen la grúa para el cálculo de las sollicitaciones por efectos climáticos. Estos datos se han extraído directamente del programa de diseño SolidWorks. Además se hace

necesario considerar un factor de mayoración según el perfil de la estructura sobre la que se aplica la carga de viento. Con todo ello, más el valor de la presión estática, se puede hallar el valor de la fuerza a aplicar en cada una de las caras laterales de la grúa.

Para ese cálculo se toma la expresión escrita en el apartado 5.2. Todo ese proceso de cálculo se puede consultar dentro del anexo V.

Carga por efectos climáticos (viento).

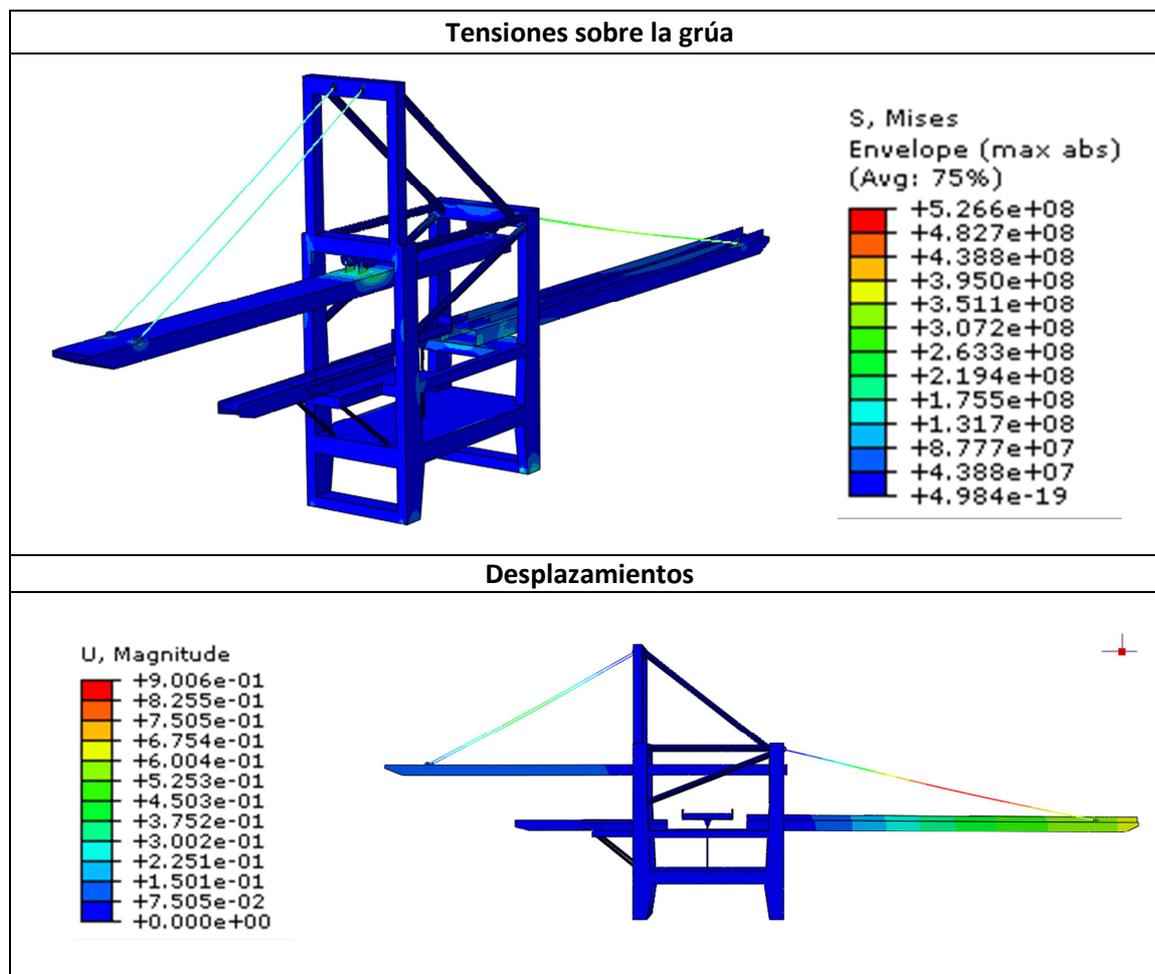


Tabla VI.8. Tensiones y desplazamientos al aplicar las solicitaciones climáticas (viento). Fuente: Elaboración propia.

La tensión máxima según el criterio de Von Mises obtenida es de 526.6 MPa, situada en la unión orejeta- estructura como en los casos anteriores.

El desplazamiento es de 0.9 metros en sentido vertical, por lo que se puede extraer que sigue siendo más importante la carga provocada por el peso propio del brazo trasero que la carga lateral provocada por el viento.

1.5. Resultados tras aplicar las Diferentes Combinaciones

Llegados a este punto se van a considerar las diferentes combinaciones de solicitaciones que marca la normativa FEM. Al tratarse de una combinación de ellas se puede esperar que estas cargas provoquen los resultados más críticos sobre la grúa, tanto en tensiones como en desplazamientos.

Caso 1: Aparato en servicio sin viento

En este punto la sollicitación toma el siguiente valor.

$$Sol = [M(S_G + \psi S_L + S_H)] \cdot C_S \quad (Ec.VI.1.)$$

Dónde C_S es el coeficiente de seguridad. En este caso adopta un valor de 1.5. El valor del factor M se determina por el grupo FEM al que pertenece la grúa. Se ha obtenido una clasificación de M8, observando la siguiente tabla se determina el valor del factor M.

| Grupo (Tabla B 9.3) | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
|---------------------|----|----|----|------|------|-----|
| M | 1 | 1 | 1 | 1,06 | 1,12 | 1,2 |

Figura VI.1. Tabla de coeficiente M. Fuente: Miravete, Larrodé Castejón y Cuartero (2002)

Se ha tomado el coeficiente dinámico (ψ) calculado en los apartados anteriores y las sollicitaciones debidas al peso propio, a la carga en servicio y horizontales (consúltense anexo V).

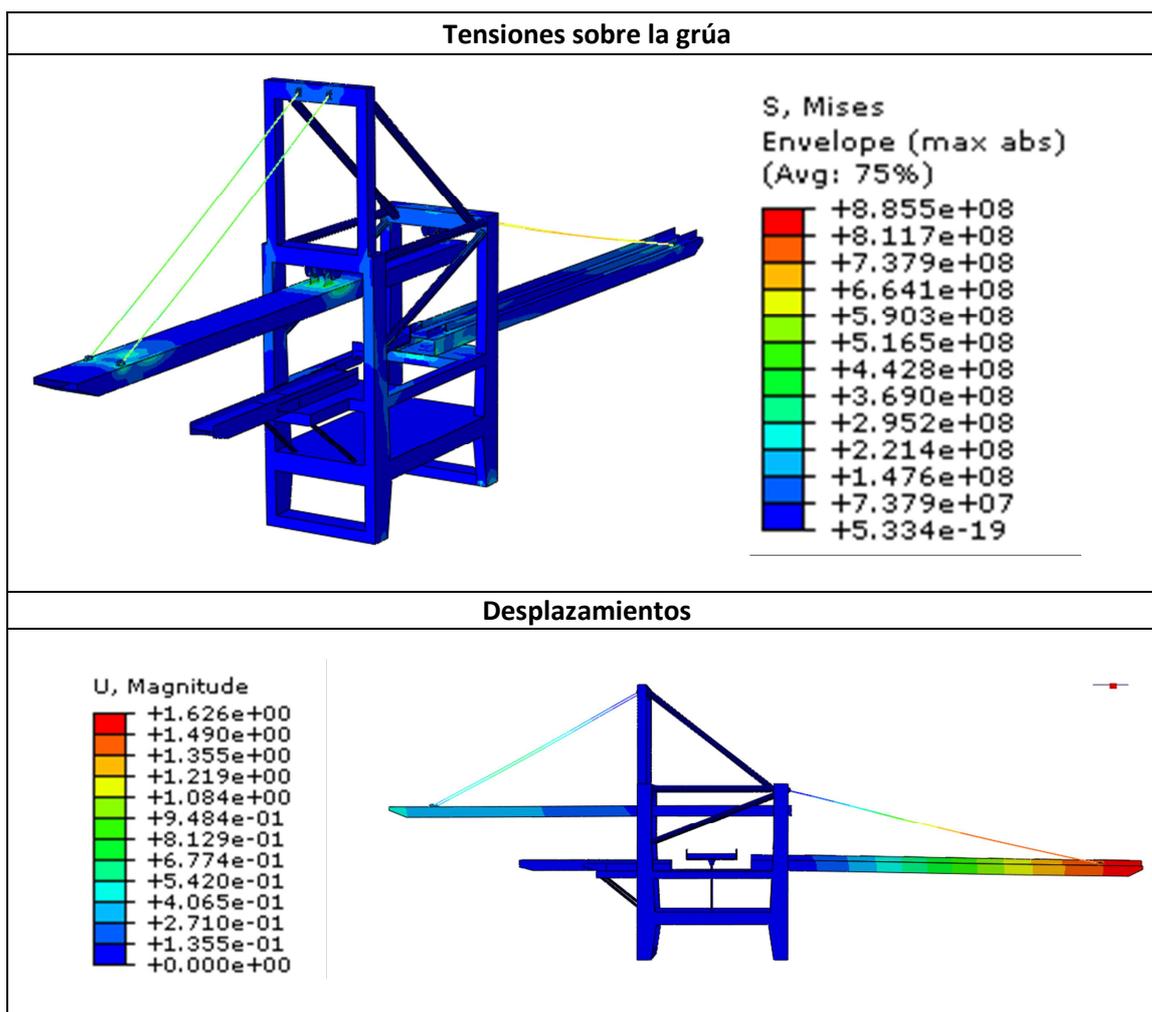
Aparato en servicio sin viento.

Tabla VI.9. Tensiones y desplazamientos tras aplicar el CASO 1 de la combinación de sollicitaciones. Fuente: Elaboración propia.

En esta ocasión se obtiene una tensión de 885.5 MPa. Se localiza en la unión entre tirante trasero y orejeta. En este caso la tensión es bastante más elevada que en los casos previos, por lo que se debe buscar un acero de altas prestaciones para satisfacer las exigencias en tensión.

Con respecto a la flecha, se obtiene una de valor 1.62 metros, en el extremo más alejado del brazo trasero. Es lógico ese gran aumento del desplazamiento, ya que el caso de carga de este apartado se aplica en los últimos metros de los dos brazos principales.

Caso 2: Aparato en servicio con viento

En este caso entra en juego el factor climático del viento además de los citados anteriormente. La expresión que define la sollicitación en este caso es la siguiente.

$$Sol = [M(S_G + \psi S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S \quad (Ec.VI.2.)$$

En esta ocasión se toma un coeficiente de seguridad (C_S) de 1.33. Se define como S_W a la sollicitación del viento. El resto de términos de la ecuación son conocidos al ser definidos previamente.

En el anexo V se encuentran recogidos los cálculos para esta sollicitación.

Aparato en servicio con viento.

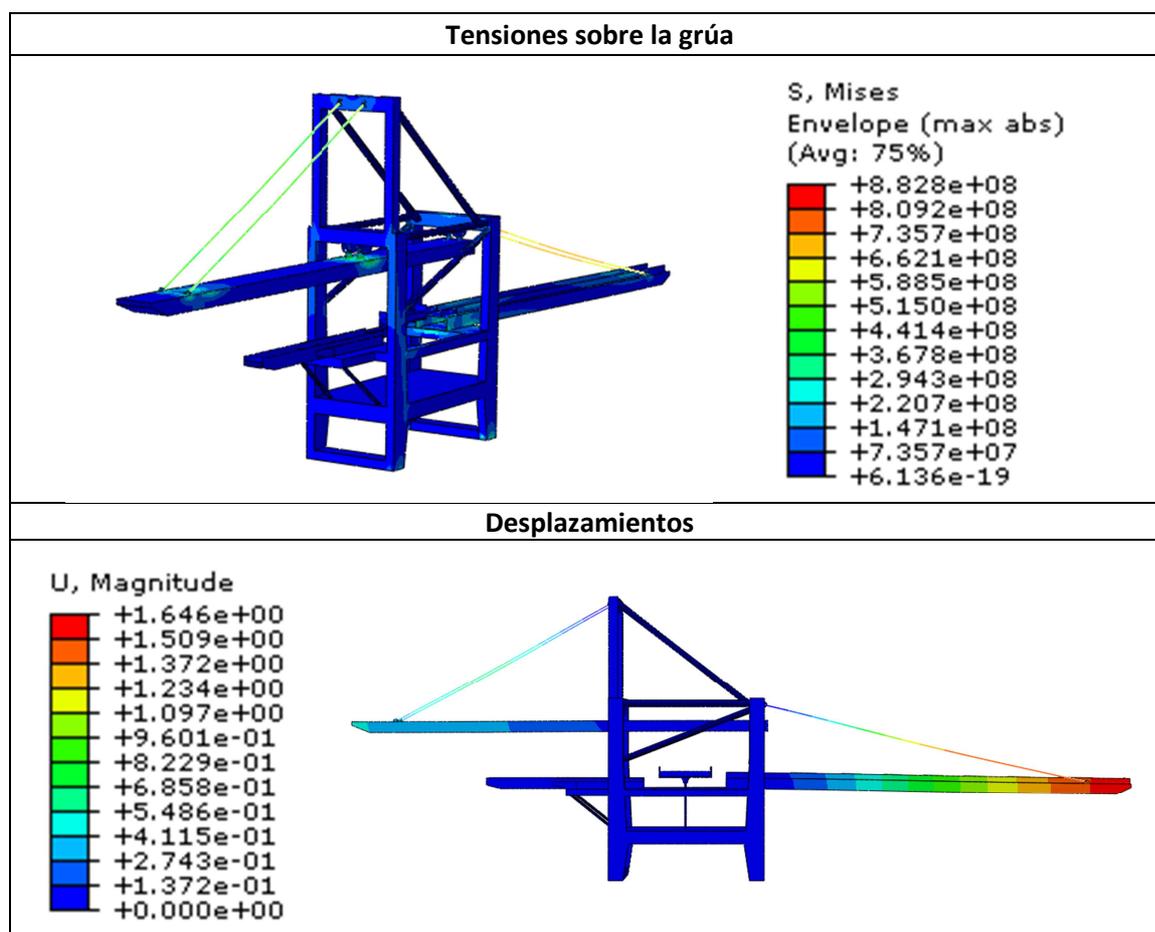


Tabla VI.10. Tensiones y desplazamientos tras aplicar el CASO 2 de la combinación de sollicitaciones. Fuente: Elaboración propia.

En este caso se obtiene una tensión máxima de 882.8 MPa y un desplazamiento de 1.64 metros. Tanto la tensión como el desplazamiento son menores que en el Caso 1, aunque con pocas diferencias.

Caso 3: Aparato sometido a solicitaciones excepcionales

Dentro de este caso se deben diferenciar tres tipos de solicitaciones. La primera de ellas es el caso de viento en tempestad, la segunda es el efecto de choque con los topes de fin de carrera y la tercera son los ensayos estático y dinámico.

De estas tres, la correspondiente al efecto de choque con los topes de fin de carrera no tiene sentido ser calculado en este estudio, ya que no existen en este diseño.

La solicitación correspondiente al viento en tempestad se obtiene de la siguiente expresión.

$$Sol = (S_G + S_{Wmax}) \cdot C_S \quad (Ec.VI.3.)$$

En esta ocasión, S_{Wmax} , representa la fuerza del viento máxima, que se obtiene de la tabla adjunta en el apartado 5.2. El coeficiente de seguridad en este caso toma el valor de 1.1.

Con esta carga se obtienen los siguientes resultados.

Viento en tempestad.

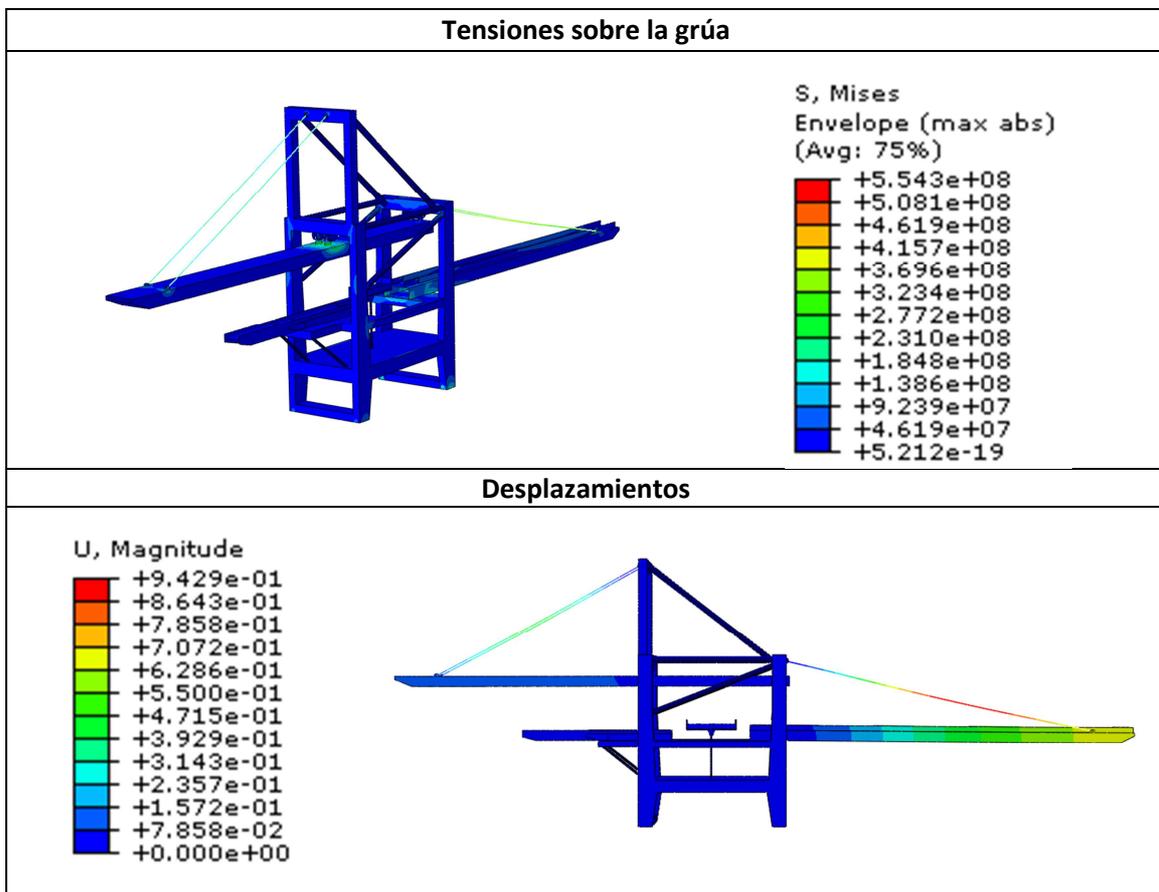


Tabla VI.11. Tensiones y desplazamientos tras aplicar el CASO 3a de la combinación de solicitaciones. Fuente: Elaboración propia.

La tensión máxima obtenida es de 554.3 MPa y el desplazamiento máximo es 0.9429 metros.

Seguidamente se analiza el tercer caso dentro de las sollicitaciones excepcionales. Este caso se divide en dos estudios, el ensayo dinámico y el ensayo estático. Se van a utilizar las siguientes expresiones para cuantificar la sollicitación correspondiente a estos ensayos.

$$\text{Dinámico: } Sol = (S_G + \psi \rho_1 S_L) \cdot C_S \quad (\text{Ec.VI.4.})$$

$$\text{Estático: } Sol = (S_G + \rho_2 S_L) \cdot C_S \quad (\text{Ec.VI.5.})$$

Donde los valores de ρ_1 y ρ_2 son 1.2 y 1.4 respectivamente. Este coeficiente sirve para la mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos y estáticos.

Ensayo Dinámico.

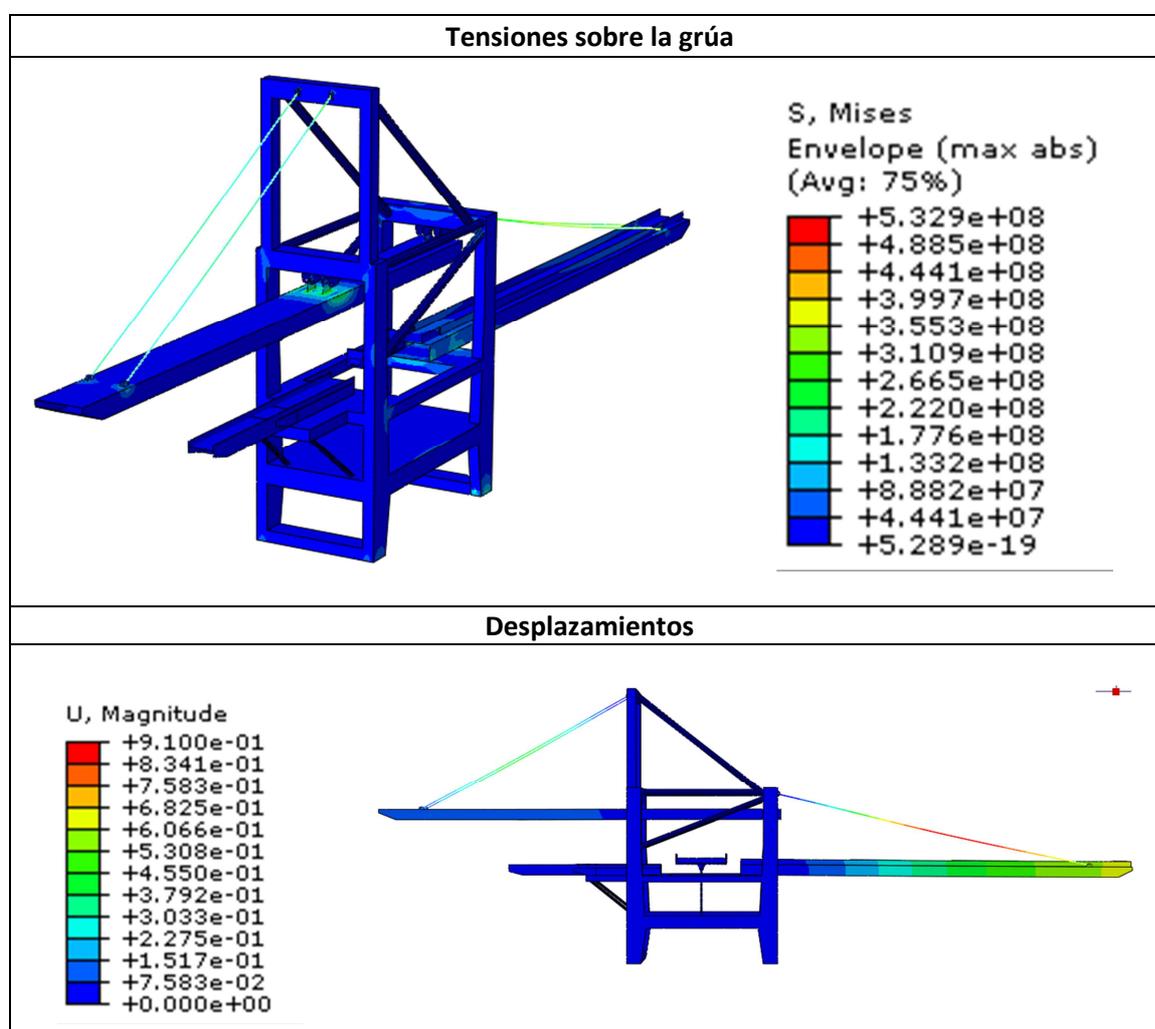


Tabla VI.12. Tensiones y desplazamientos tras aplicar el CASO 3c-dinámico de la combinación de sollicitaciones. Fuente: Elaboración propia.

Tras el estudio del ensayo dinámico se concluye que la tensión máxima es de 532.9 MPa y la flecha máxima es de 0.91 metros.

Ensayo Estático.

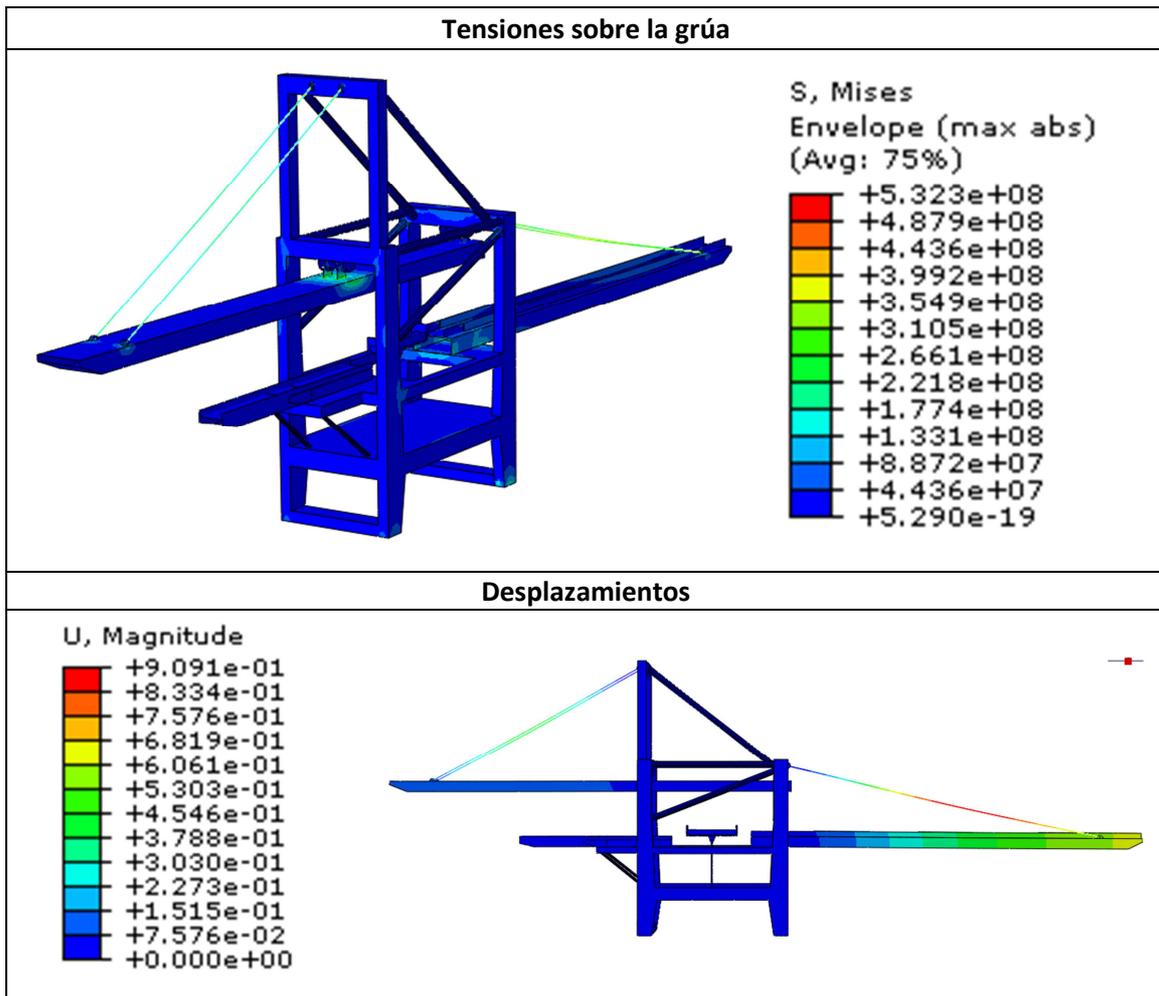


Tabla VI.13. Tensiones y desplazamientos tras aplicar el CASO 3c-estático de la combinación de solicitaciones.
Fuente: Elaboración propia.

Una vez realizado el ensayo estático se comprueba que la tensión máxima es de 532.9 MPa y el desplazamiento es de 0.909 metros. Es decir, prácticamente un resultado idéntico al ensayo dinámico.

Es importante destacar que los cálculos de las solicitaciones se recogen en el anexo V.

ANEXO VII. ESTUDIO DEL CASO DE CARGA MÁS DESFAVORABLE

1. Modificaciones sobre la grúa en el caso de carga más desfavorable

Se va a estudiar un poco más en detalle el caso de carga que ha resultado más desfavorable, con el objetivo de visualizar mejor las zonas concretas en las que aplicar modificaciones para mejorar su resistencia mecánica.

Este caso más desfavorable se corresponde con el CASO 1 (Aparato en servicio sin viento) de la combinación de solicitaciones.

Véanse nuevamente los resultados en tensiones y desplazamientos.

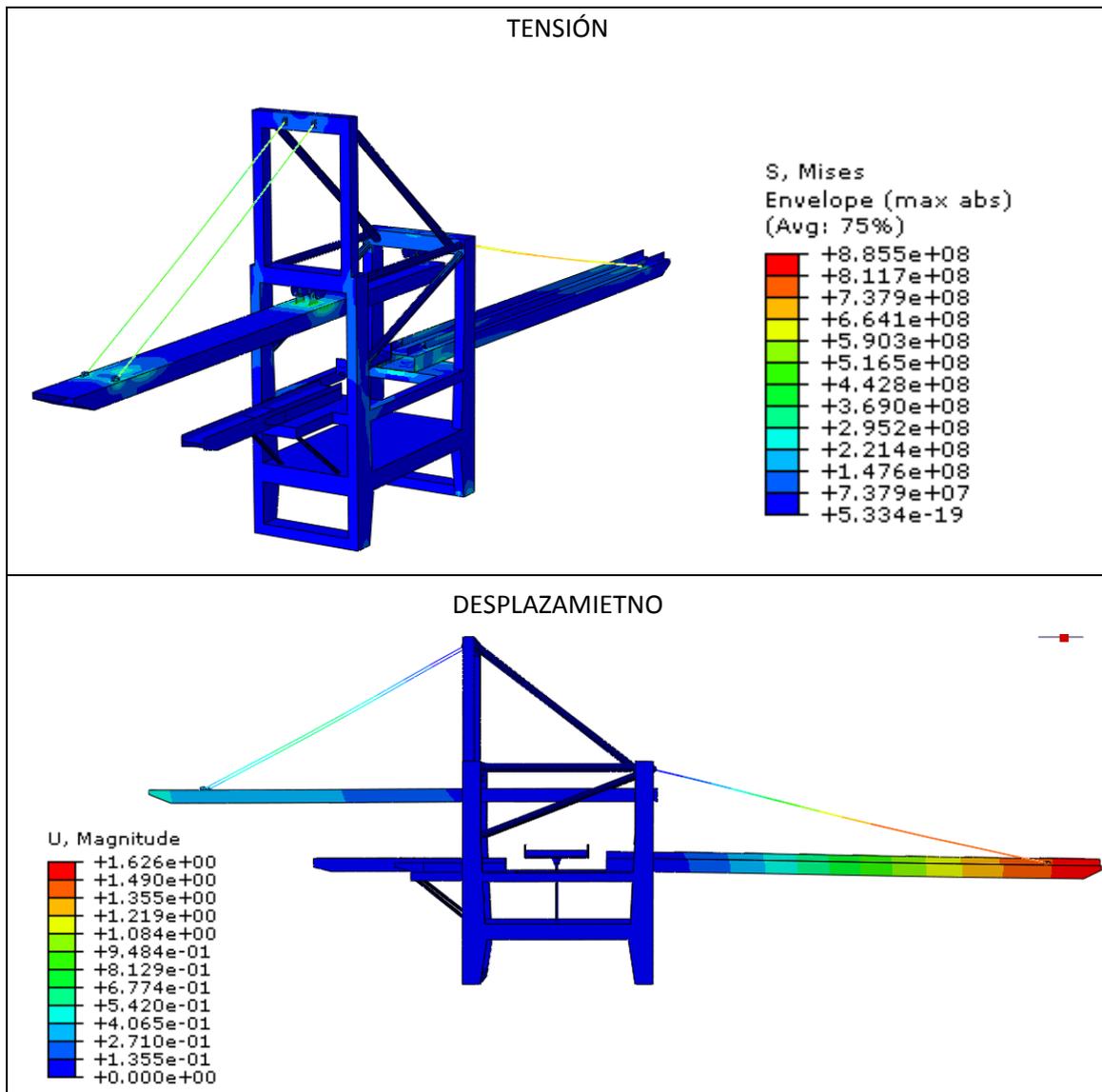


Tabla VII.1. Resultados en tensión y desplazamiento del caso de carga más desfavorable. Fuente: elaboración propia.

Centrándose en primer lugar sobre las tensiones se muestra la zona donde se recoge mayor tensión.

Como se puede apreciar en el zoom de la zona tensionada, ésta coincide con las esquinas de las orejetas delanteras, ya que por su forma son concentradores de tensiones. Lo bueno es que la tensión máxima se da en poca superficie y ésta está rodeada de una tensión, también alta, pero mucho menor en comparación con la máxima.

Figura VII.1. Vista general del resultado en tensión. Fuente: Elaboración propia.

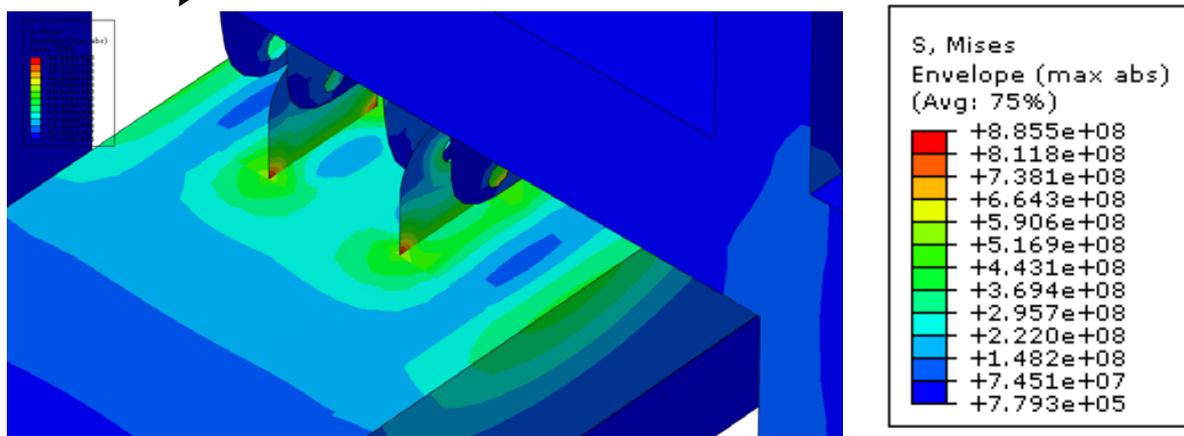
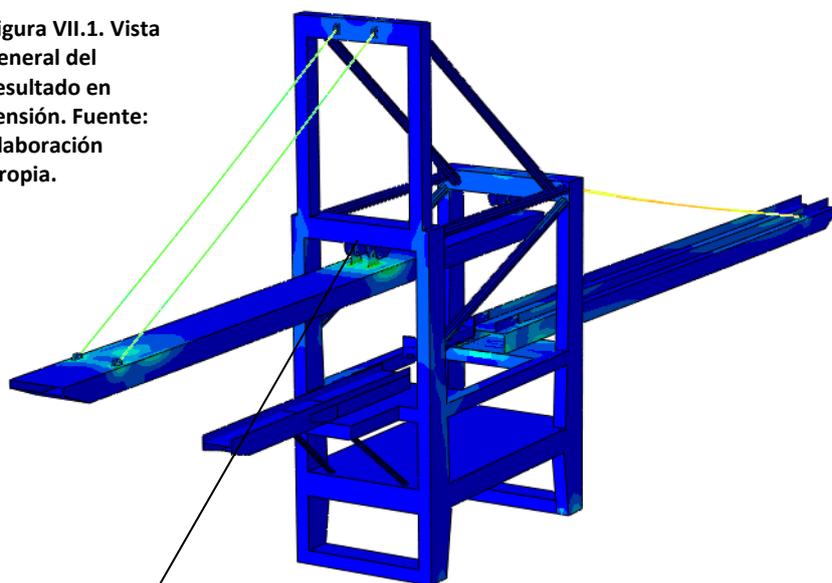


Figura VII.2. Zoom de la zona más tensionada. Fuente: Elaboración propia.

Esta tensión se puede reducir aumentando el espesor de la zona. Eso provoca que se tenga una menor tensión.

Se ha realizado un pequeño estudio sobre los espesores más adecuados a la hora de resistir las tensiones. Los resultados más relevantes se recogen en la siguiente tabla.

| ESPESOR BRAZO | ESPESOR OREJETA (Estructura) | TENSIÓN MÁXIMA (MPa) |
|---------------|------------------------------|----------------------|
| 0.2 m | 0.35 m | 885.5 MPa |
| 0.35 m | 0.35 m | 519.6 MPa |

Tabla VII.2. Modificación de espesores y resultados en tensión de las secciones más solicitadas. Fuente: Elaboración propia.

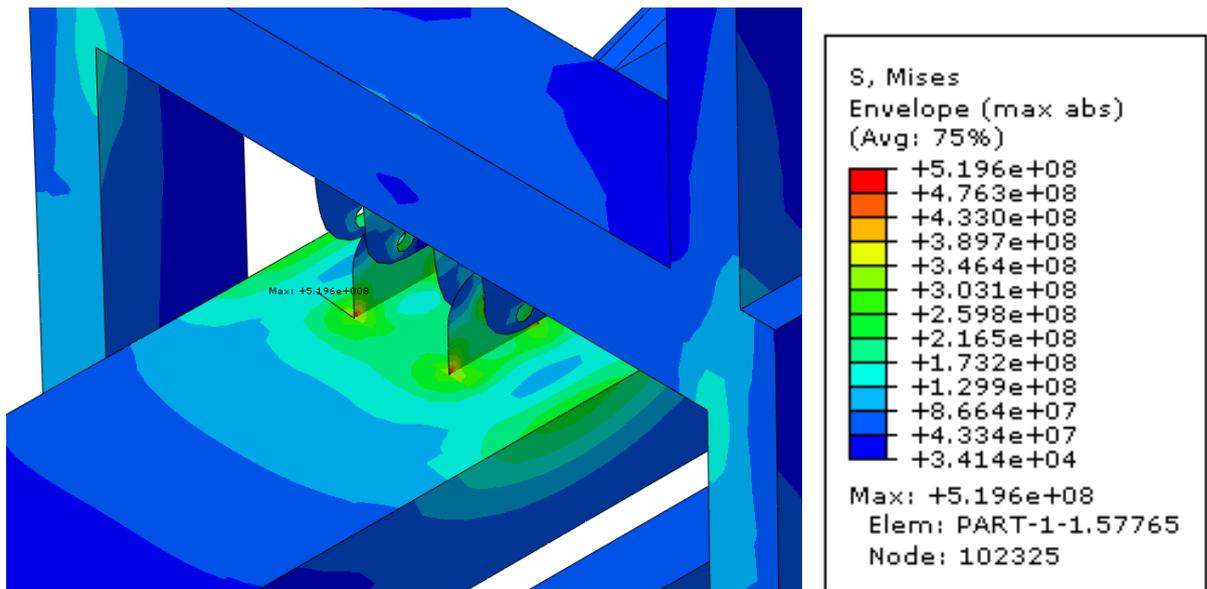


Figura VII.3. Resultado en tensión tras la variación de espesor. Fuente: Elaboración propia.

Como se observa, simplemente con aumentar un poco el espesor del brazo se reduce notablemente la tensión. Si se aumenta el espesor a 0.35 metros y se sustituye en esta sección el material por un acero de alta resistencia (**acero DIN 1.2316 (X42CrMo17)**) se consigue un coeficiente de seguridad más que aceptable.

$$C_s = \frac{900}{519.6} = 1.732 \quad (\text{Ec.VII.1.})$$

Por otra parte, se tiene como zona crítica también el tirante posterior. La tensión no es tan alta como en la unión anterior, pero no por ello deja de ser otro punto crítico dentro de la grúa.

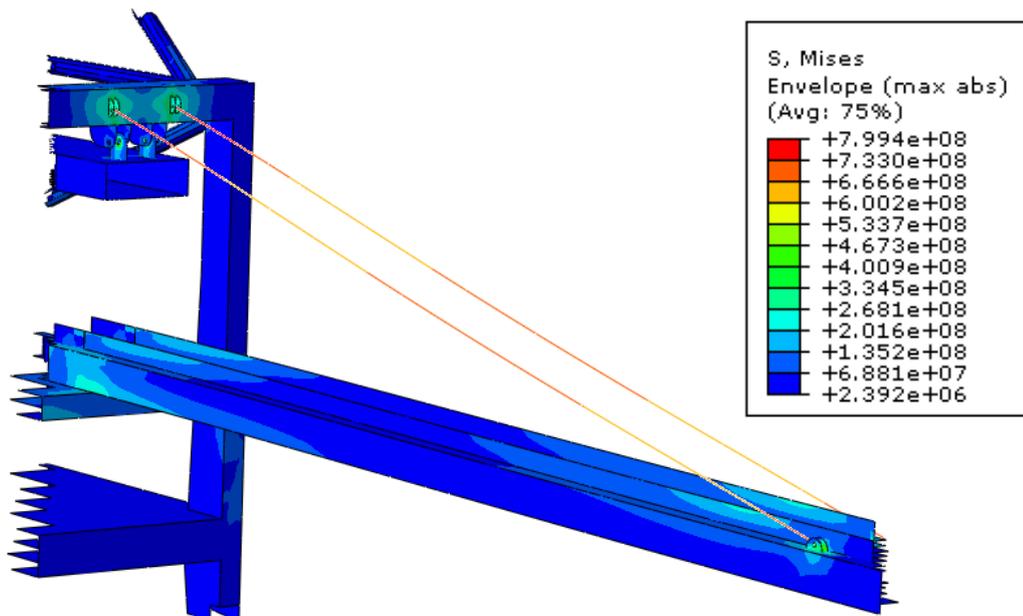


Figura VII.4. Resultado en tensión sobre la unión entre el tirante trasero y la estructura sin modificar los espesores iniciales. Fuente: Elaboración propia.

Como se observa, la tensión en los extremos del tirante es de prácticamente 800 MPa. Esta tensión se corresponde con un perfil de tirante tipo “pipe” de radio externo 0.5 metros y espesor de 0.05 metros.

Al aplicar el cambio de espesores en el brazo delantero, la unión tirante–orejeta posterior, pasa a ser el punto más crítico de toda la grúa, con un valor de 800.3 MPa.

Se va a proponer de nuevo un cambio en la sección del tirante posterior con el objetivo de reducir la tensión sobre ese elemento. Concretamente se propone aumentar el espesor del tirante, pasando de 0.05 metros a 0.1 metros.

La siguiente tabla recoge los cambios en la tensión provocada por el cambio de espesor en los tirantes posteriores.

| RADIO EXTERIOR (m) | ESPESOR (m) | TENSIÓN MÁXIMA (MPa) |
|--------------------|-------------|----------------------|
| 0.5 | 0.05 | 799.4 MPa |
| 0.5 | 0.1 | 564.1 MPa |

Tabla VII.3. Modificación de espesores y resultados en tensión de las secciones más solicitadas del tirante posterior. Fuente: Elaboración propia.

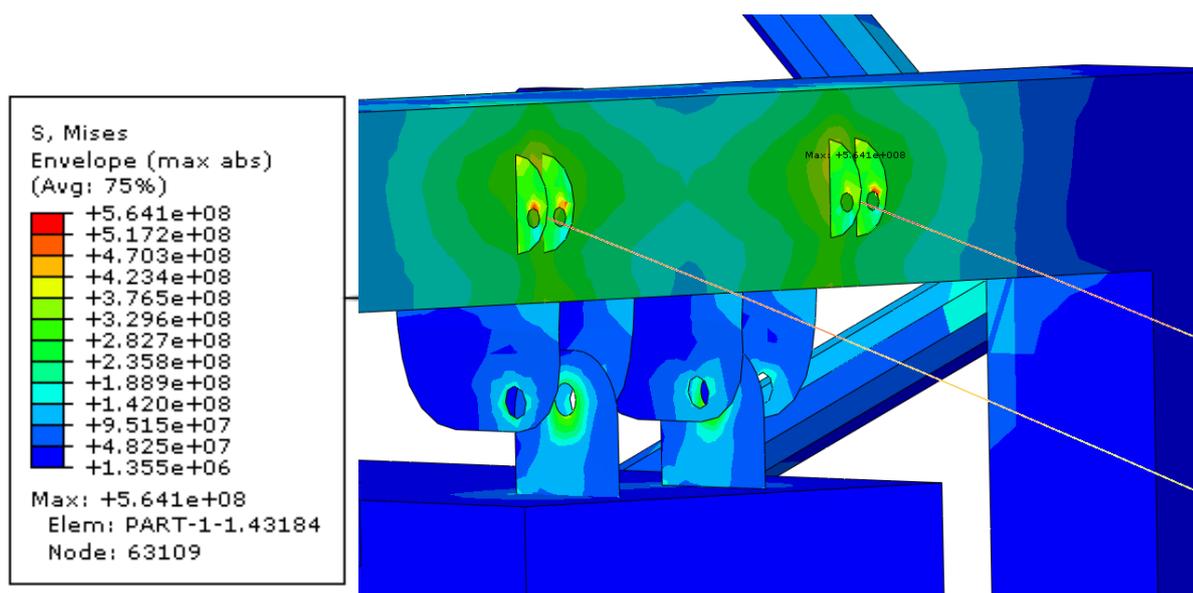


Figura VII.5. Resultado en tensión de la unión tirante posterior-estructura tras la modificación de espesores. Fuente: Elaboración propia.

De nuevo se comprueba que al variar los espesores se consigue una reducción importante de la tensión sobre el tirante. Ello, unido al cambio de acero de altas prestaciones da el siguiente coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{900}{564.1} = 1.59 \quad (\text{Ec. VII. 2.})$$

A la vista de estos resultados, se comprueba que las soluciones aportadas en el capítulo 5, con el fin de mejorar la resistencia mecánica de la grúa, son factibles y realmente representan una mejora cuantificable.

Otro de los problemas citados es el desplazamiento máximo que se obtiene. Éste se da en la cara posterior, concretamente en el extremo más alejado del brazo trasero se tiene el máximo desplazamiento.

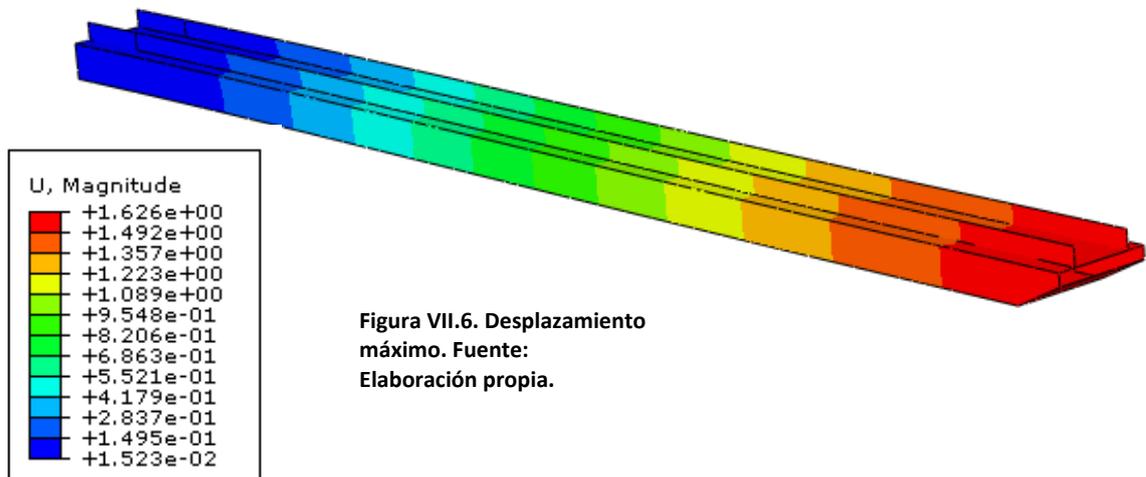


Figura VII.6. Desplazamiento máximo. Fuente: Elaboración propia.

Al darse en el extremo, no supone un problema, ya que, por diseño, este brazo trasero acaba en un elevador. Simplemente se debe tener en cuenta ese valor para hacer que el elevador final se posicione correctamente cuando esté a la espera del contenedor.

Como se ha indicado en las conclusiones del capítulo 5, otro de los puntos a tener en cuenta es la esbeltez de los cilindros.

Por ello se cree conveniente estudiar qué tensiones recaen sobre él y como éstas se distribuyen. Vease el siguiente dibujo que se ha obtenido como resultado.

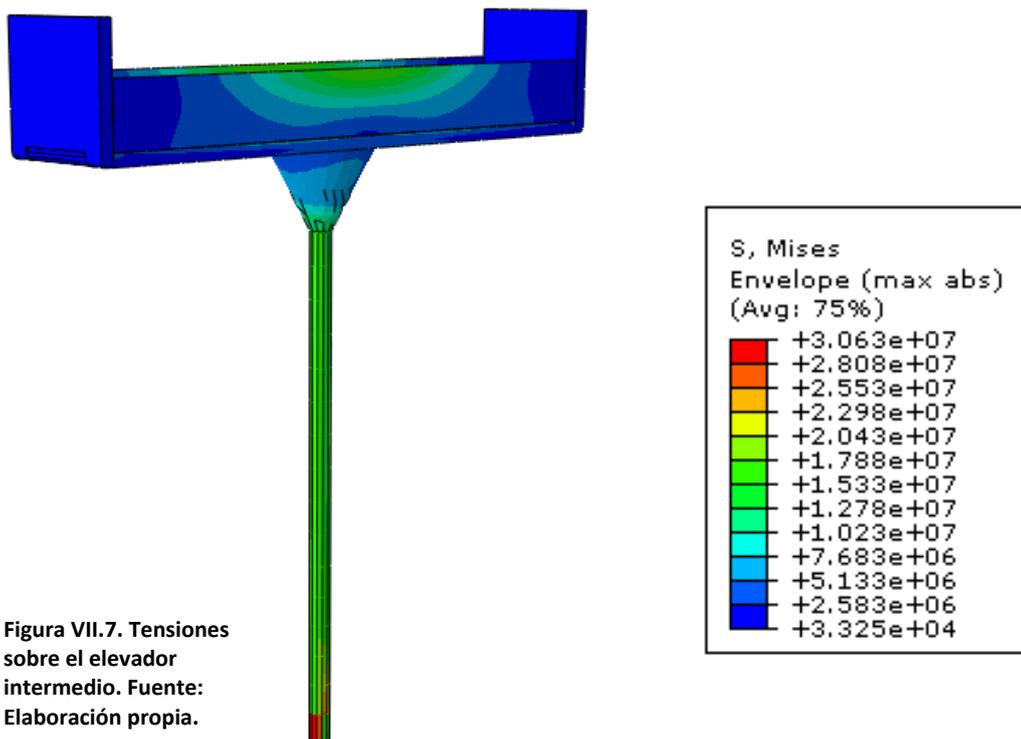


Figura VII.7. Tensiones sobre el elevador intermedio. Fuente: Elaboración propia.

Como se observa, la tensión máxima recae sobre el empotramiento del último tramo del cilindro hidráulico. El valor de ésta es bajo, 30.6 MPa. Por lo que no se hace necesario retocar ninguna de las secciones del mismo, ni tampoco ninguna sección de la base donde se apoyan los contenedores.

Si se calcula el coeficiente de seguridad, se obtiene.

$$C_s = \frac{260}{30.6} = 8.49 \quad (\text{Ec. VII. 3.})$$

Un coeficiente realmente alto, por lo que no cabe esperar ningún tipo de fallo mecánico en este componente.

Finalmente, se van a observar detenidamente las tensiones sobre el brazo extensible superior.

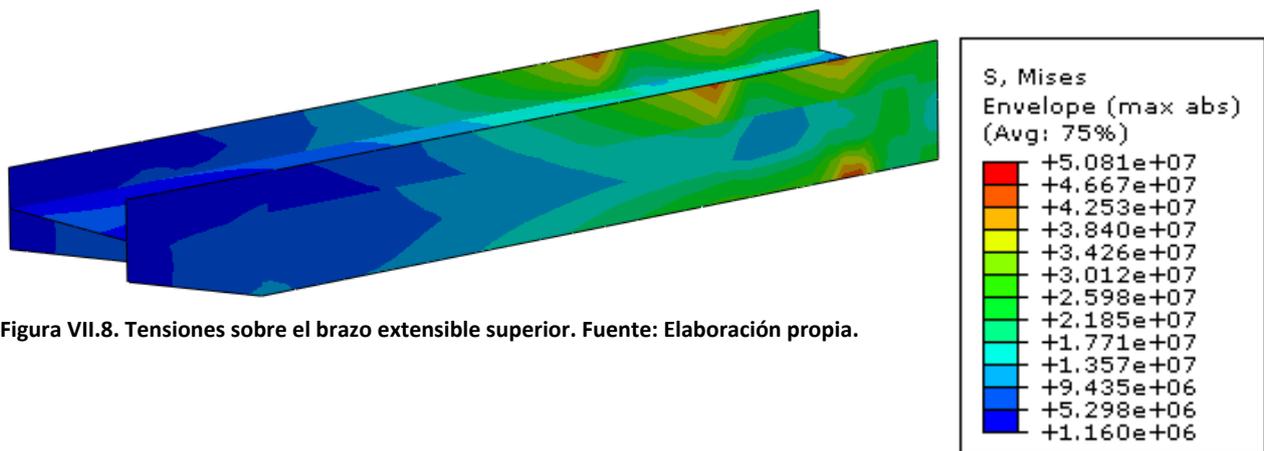


Figura VII.8. Tensiones sobre el brazo extensible superior. Fuente: Elaboración propia.

En este elemento de nuevo, no se esperan fallos mecánicos, ya que se ve una tensión máxima de 50.81 MPa. La máxima concentración de tensión se encuentra en la cara inferior, justo en la posición en donde empieza el voladizo del brazo. Sobre este elemento se tiene el siguiente coeficiente de seguridad.

Recordemos que anteriormente se ha definido para este elemento un acero con un límite elástico de 172 MPa.

$$C_s = \frac{172}{50.81} = 3.38 \quad (\text{Ec. VII. 4.})$$

Los desplazamientos sobre este brazo tampoco son significativos como se puede ver a continuación.

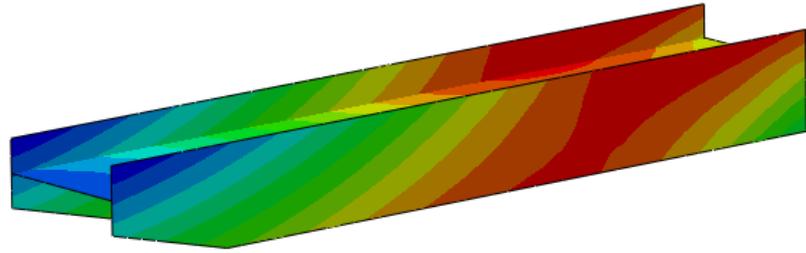
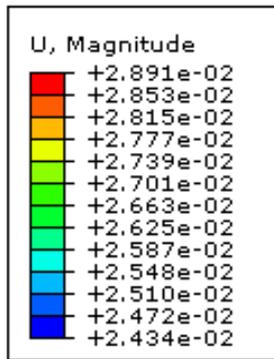


Figura VII.9. Desplazamientos en el brazo delantero extensible. Fuente: Elaboración propia.

A la vista de los resultados en desplazamientos no se espera ningún problema a la hora de posicionar el brazo para recoger la carga.

No se hace necesario un estudio en las tensiones que recaen sobre el brazo extensible inferior, ya que sus características son idénticas a las del brazo extensible superior. Además, al ser sus dimensiones menores, se espera una menor tensión máxima. Como en el caso que se muestra, ésta, se localizará en el mismo punto, ya que también tiene el mismo voladizo.