



ÍNDICE

1.1. Suelo de la cabina.....	2
1.1.1. Distribución del hueco.....	2
1.1.2. Selección del perfil para la estructura del suelo.....	3
1.1.3. Cálculo del espesor de la chapa.....	10
1.2. Barandilla de la cabina.....	13
1.3. Dimensionado de las guías.....	16
1.4. Chasis de la cabina.....	27
1.5. Amortiguadores de foso.....	29
1.6. Cerramiento.....	30
1.7. Puerta del cerramiento.....	32
1.8. Selección del cilindro hidráulico.....	34
1.9. Selección de la central hidráulica.....	41
1.10. Instalación eléctrica.....	45



1.1. SUELO DE LA CABINA

1.1.1. Distribución del hueco

Primeramente se ha realizado un dibujo del hueco (Figura 1) que se dispone en planta y cuyas dimensiones son 2,5x1,8 m con el objetivo de realizar un primer dimensionamiento de la plataforma de la cabina de manera que tenga el espacio suficiente para los dos palets de 1,20x0,8 m.

Se ha supuesto una plataforma de 1,7x1,5 m teniendo en cuenta espacios laterales de 0,4 m, y de fondo 0,25 m para la colocación posterior de la estructura, las guías y otros elementos que pudieran ser necesarios, y la puerta del montacargas a 0,05 m respecto a la plataforma.

Además se ha establecido el tipo de estructura del suelo de la plataforma a modo de parrilla, con un número de barras transversales inicial que en función de los cálculos que se exponen posteriormente puede variar.

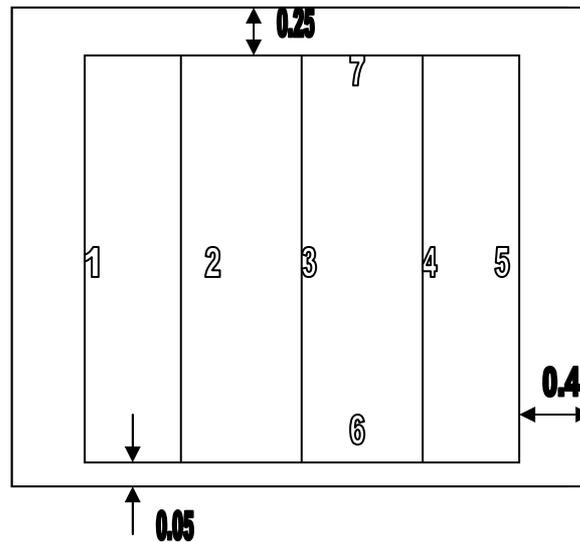


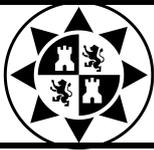
Figura 1. Distribución del hueco

Se puede comprobar que los dos palets caben en la plataforma, ya que si se colocan sus lados más cortos de 0,8m uno al lado del otro en dirección longitudinal ocupa 1,6 m para los 1,7 m que mide ese lado de la plataforma. Del mismo modo, los lados de 1,20 m se colocan en dirección transversal para los 1,5 m que mide dicho lado.

Además comprobando las áreas tenemos que:

Área de la plataforma = 2,55 m²

Área de los dos palets = 1,92 m²



1.1.2. Selección del tipo de perfil para la estructura del suelo.

Hipótesis consideradas para los cálculos:

La hipótesis de cargas considerada de las barras de la estructura del suelo se va a realizar de una manera simplificada y aunque no va a representar un caso real, es una manera más desfavorable que cualquier situación de cargas que pueda suceder en realidad.

El dimensionamiento de las barras se va a realizar en función de la dirección del espacio en la que esté orientada cada barra, de modo que se van a dar dos casos para los cuales se considera que, en cada uno de ellos, los 3000Kg van a ser soportados por las barras que estén orientadas en la dirección del espacio considerada, según el caso, repartiéndose el peso entre el número de barras que haya en esa dirección:

- a) La carga es aguantada únicamente por las barras longitudinales (6 y 7) por lo que los 3000 Kg se reparten entre estas dos barras, correspondiéndole a cada una la mitad del peso.
- b) La carga es aguantada solamente por las cinco barras transversales dividiendo los 3000 Kg entre estas cinco barras de modo que cada una aguante 600 Kg.

En ambos casos se va a considerar apoyo fijo en los extremos de cada una de las barras de manera que no permita ningún tipo de desplazamiento y sí un momento.

Las barras que forman el marco, que son las que más sollicitación van a tener, serán del mismo perfil y dimensiones, y se van a determinar en el caso a, aunque éste se haya planteado para las barras longitudinales. Por tanto, se considera que las cuatro barras que forman el marco van a trabajar por igual.

Por otra parte, las barras transversales centrales (2, 3 y 4) van a ser de menores dimensiones debido a su menor sollicitación, y para optimizar el peso de la estructura del suelo que se transmitirá al pistón y las guías.

Esfuerzos que aparecen:

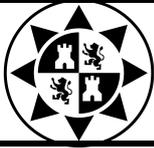
Los esfuerzos que aparecen debido a las cargas verticales correspondientes que soporta cada barra son:

- Esfuerzo cortante: esfuerzo que aparece en dirección vertical, debido a la tensión paralela que ejerce la carga a la sección transversal de la barra.
- Momento flector: flexión que experimenta la barra debido a la carga uniforme a lo largo de esta.

No va a haber esfuerzo axial ya que no hay ninguna fuerza de tracción o compresión actuando perpendicularmente sobre la sección; ni tampoco torsión debido a la ausencia de fuerzas que genere un momento sobre el eje longitudinal de la barra.

Método de cálculo empleado:

A partir del estudio de los tipos de esfuerzos que van a experimentar las barras, se ha elegido para la determinación de los esfuerzos en las mismas la teoría de fallo de Von Mises la cual se va a aplicar a la sección de mayor sollicitación de la barra.



Con este método se calcula el esfuerzo equivalente, que es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión (o energía de deformación) que va a sufrir cada barra por la combinación de esfuerzo cortante y momento flector originado por la carga. La tensión de Von Mises aplicada a una barra está compuesta de dos factores:

$$\delta_{eq\ VM} = (\delta_{max.}^2 + 3\tau^2)^{1/2} \text{ donde,}$$

- $\delta_{max.}$: es el esfuerzo normal cuyo origen se debe a la presencia de un esfuerzo axial, un momento flector o ambos a la vez, en valor absoluto. $\delta = N / A + M_f / W_x$ siendo

N= el esfuerzo axial de tracción o de compresión en Newton.

A= el área de la sección transversal de la barra en mm^2 .

M_f = el momento flector en Newton por milímetro.

W_x = el módulo resistente de la sección transversal de la barra en el plano que actúa la carga para los ejes definidos para la sección seleccionada (siguiente página) en mm^3 .

- τ : esfuerzo tangencial en MPa debido al esfuerzo cortante provocado por la carga.

$$\tau = V / A_{alma}$$

donde,

V= el esfuerzo cortante en Newton.

A_{alma} = el área del alma de la sección transversal en mm^2 .

Por otra parte, el esfuerzo resistente de la sección va a depender de la tensión elástica del acero que se seleccione según la tabla 4.1 del DB-SE A del Código Técnico de la Edificación. Así:

$$\delta_{res} = f_y / \gamma_{M0}$$

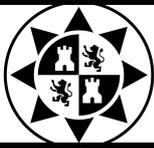
donde,

δ_{res} = esfuerzo resistente del acero en MPa.

f_y = es la tensión elástica del acero seleccionado en MPa , en función del tipo de acero elegido y el espesor de alma de la sección.

γ_{M0} =coeficiente parcial de seguridad del material según el CTE e igual a 1,05.

Teniendo en cuenta la norma UNE-EN 81-31 específica para montacargas solo para cargas, para un correcto dimensionado se exige un factor de seguridad mínimo de 2,5 , es decir, $\eta = \delta_{res} / \delta_{eq\ VM} \geq 2,5$.



Cálculos realizados para el dimensionado de las barras:

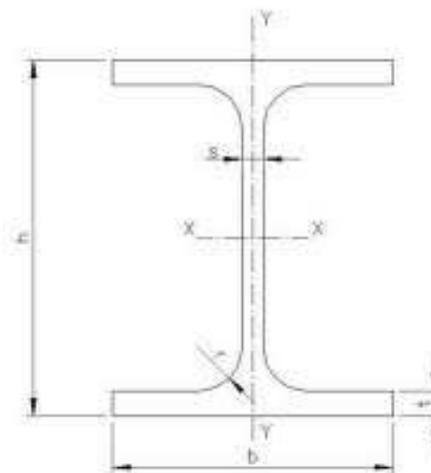
Primeramente se ha realizado el dimensionamiento de las barras longitudinales para el caso a, ya que la anchura de estas barras va a determinar la longitud de las barras transversales.

Caso a): La carga es aguantada únicamente por las barras longitudinales (6 y 7), soportando cada una de ellas la mitad del peso, es decir, 1500 Kg.

Se han preseleccionado una serie de perfiles y tamaños para realizar la comprobación y ver cuáles cumplen y cuáles no para escoger en consecuencia el más indicado.

	TIPO DE PERFIL	ANCHO PERFIL (CM)	LONG. BARRAS 6 Y 7 (M)	LONG. BARRAS 1 A 5 (M)
DISEÑO 1	CUADRADO	12	1,7	1,26
DISEÑO 2	HEM-100	10,6	1,7	1,288
DISEÑO 3	IPE 100	5,5	1,7	1,39
DISEÑO 4	IPE 120	6,4	1,7	1,372
DISEÑO 5	HEA 100	10	1,7	1,3

Para cada uno de los diseños, y con la utilización del software informático “MEFI” se han obtenido los diagramas de esfuerzos en cada caso, así como el punto de mayor sollicitación de la barra. Únicamente se expondrá el diseño elegido finalmente:



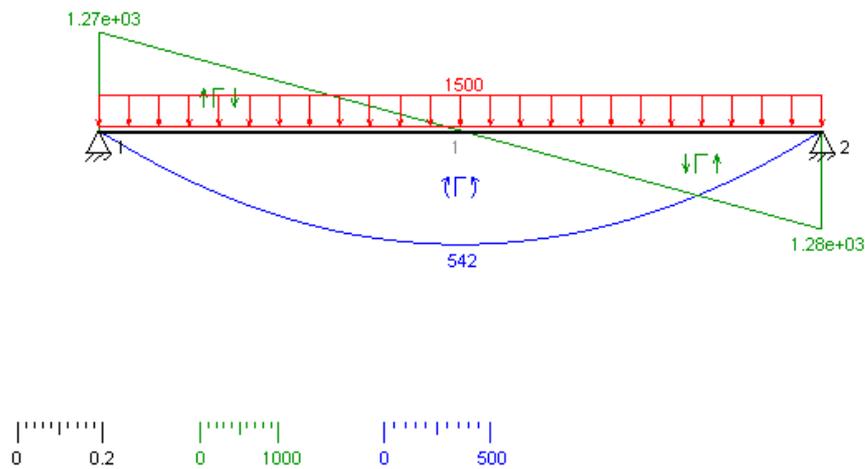
	h (mm)	b (mm)	s(mm)	t(mm)	r(mm)	A(cm ²)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	M (Kg/m)
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	316	27,7	53	8,65	10,4



Diagramas de esfuerzos obtenidos:

BARRA LONGITUDINAL (estado 1)
Esfuerzos cortantes y momentos flectores

MEFI



Punto de mayor sollicitación en el centro de la barra: Momento flector = 541,87 Kg*m

Empleando las fórmulas descritas en “método de cálculo empleado” se obtiene que:

$$\delta_{res} = f_y / \gamma_{M0} = 275 / 1,05 = 261,9 \text{ MPa}$$

En este caso, debido a la ausencia de esfuerzos axiales y cortantes queda que

$$\delta_{eq\ VM} = \delta_{max.} = M_f / W_x = 5,32 \cdot 10^6 / 53000 = 100,38 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será,

$$\eta = \delta_{res} / \delta_{eq\ VM} = 261,9 / 100,38 = 2,61 \geq 2,5 \text{ por lo que } \underline{\underline{CUMPLE.}}$$

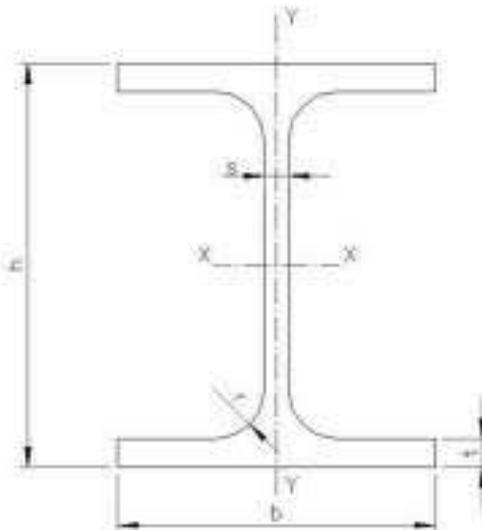


Caso b): La carga es aguantada solamente por las cinco barras transversales dividiendo los 3000 Kg entre estas cinco barras de modo que cada una aguante 600 Kg.

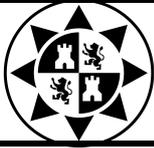
Se han preseleccionado una serie de perfiles y tamaños para realizar la comprobación y ver cuáles cumplen y cuáles no para escoger en consecuencia el más indicado.

	TIPO PERFIL	ANCHO PERFIL (CM)	ESPACIO ENTRE BARRAS (CM)
DISEÑO 1	CUADRADO	6	34,8
DISEÑO 2	IPE 80	4,6	35,85
DISEÑO 3	IPE 100	5,5	35,175

Para cada uno de los diseños, y con la utilización del software informático “MEFI” se han obtenido los diagramas de esfuerzos en cada caso, así como el punto de mayor sollicitación de la barra. Únicamente se expondrá el diseño elegido finalmente:



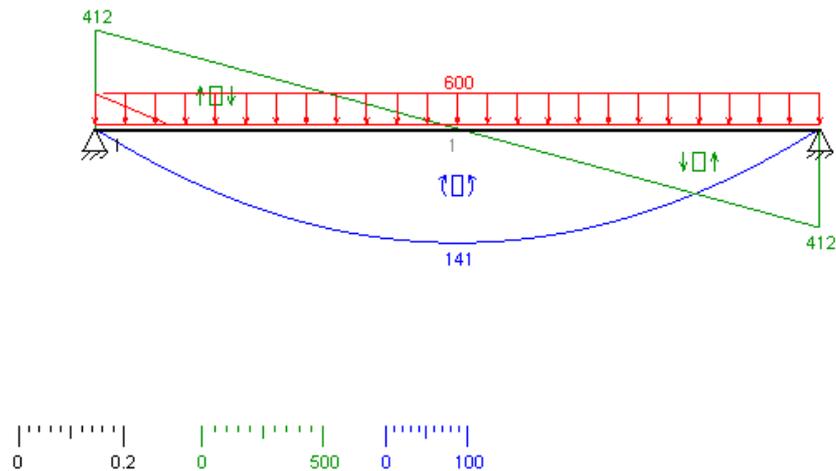
	h (mm)	b (mm)	s (mm)	t (mm)	r (mm)	A (cm ²)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	M (Kg/m)
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	80,1	8,49	20	3,69	6



Diagramas de esfuerzos obtenidos:

BARRA TRANSVERSAL (estado 1)
Esfuerzos cortantes y momentos flectores

MEFI



Punto de mayor sollicitación en el centro de la barra: Momento flector = 141,18 Kg*m.

Empleando las fórmulas descritas en “método de cálculo empleado” se obtiene que:

$$\delta_{res} = f_y / \gamma_{M0} = 275 / 1,05 = 261,9 \text{ MPa}$$

En este caso, debido a la ausencia de esfuerzos axiales y cortantes queda que

$$\delta_{eq \text{ VM}} = \delta_{max.} = M_f / W_x = 1,4 * 10^6 / 20000 = 70 \text{ MPa.}$$

El factor de seguridad será,

$$\eta = \delta_{res} / \delta_{eq \text{ VM}} = 261,9 / 70 = 3,74 \geq 2,5 \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$



CASO PARTICULAR BARRA NÚMERO 3

La barra transversal central (número 3) que, aunque está dimensionada con la misma carga que las demás barras transversales, va a soportar un esfuerzo menor a las demás.

Esto es debido a un tercer apoyo que va a tener correspondiente al pistón hidráulico el cual va unido a dicha barra, reduciendo la sollicitación a la que va a estar sometida.

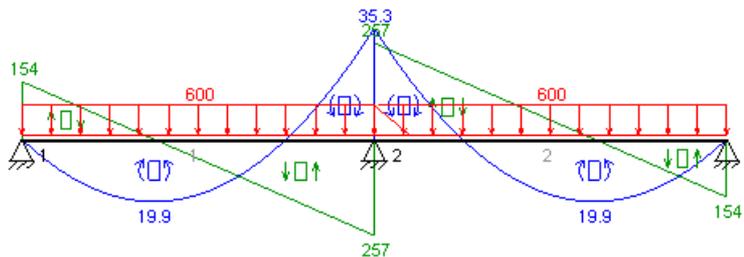
Este tercer apoyo va a influir significativamente en los diagramas de esfuerzos de modo que como resultado final se obtendrá un factor de seguridad mayor con respecto a las demás barras transversales.

Para este caso particular se va a considerar la misma hipótesis para el cálculo, van a aparecer los mismos esfuerzos y se van a emplear las mismas fórmulas que antes.

La única diferencia va a ser la aparición en la sección más sollicitada una combinación de esfuerzo cortante y momento flector.

BARRA TRANSVERSAL particular (estado 1)
Esfuerzos cortantes y momentos flectores

MEFI



Punto de mayor sollicitación en el centro de la barra donde se encuentra el apoyo:

Momento flector = 35,29 Kg*m, Cortante = 257,25 Kg.

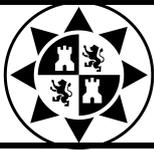
$$\delta_{\max} = 3,46 \cdot 10^5 / 20000 = 17,3 \text{ MPa}$$

$$\tau = V/A_{\text{alma}} = 2521,17 / 264,48 = 9,53 \text{ MPa.}$$

Por lo que $\delta_{\text{eq VM}} = 24,03 \text{ MPa.}$

El factor de seguridad será,

$$\eta = \delta_{\text{res}} / \delta_{\text{eq VM}} = 261,9 / 24,03 = 10,9 \geq 2,5 \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$



1.1.3. Cálculo del espesor de la chapa

Después de realizar el cálculo de las barras que forman la estructura del suelo se ha procedido al cálculo del espesor de la chapa que se va a colocar encima de dicha estructura.

Hipótesis consideradas para el cálculo:

- Se ha realizado el cálculo para el caso más desfavorable: el peso es aguantado por una zona de la chapa donde no hay barras, es decir, la superficie de separación entre barras transversales.
- Carga puntual de 1500 kg en el centro de dicha superficie debido al apoyo en esa zona de la rueda de la máquina transportadora de palets cargando con uno de los palets.
- Cada superficie de separación se ha considerado como una barra de anchura unidad en dirección transversal, sección rectangular y longitud de barra igual a la separación entre barras de la estructura en dirección longitudinal.
- Va a haber un factor de seguridad adicional debido a que, para el cálculo, la totalidad de la chapa se considera como un conjunto de chapas situadas en cada hueco de separación entre las barras transversales de la estructura del suelo. Sin embargo, en la chapa real están unidas entre sí, lo que hace que cada una de las chapa esté reforzada por su/s contiguas.

Método de cálculo empleado:

Se va a emplear el mismo método de cálculo utilizado hasta ahora ya que los tipos de esfuerzos originados por la carga van a ser los mismos.

La diferencia va a estar en que, al tener esfuerzo cortante para resolver el esfuerzo equivalente de Von Mises se necesita conocer un área de la sección transversal así como el módulo resistente.

Debido a esto, primeramente se va a suponer un espesor de chapa, lo que permite saber el área de su sección transversal y su módulo resistente. El área y el modulo resistente de la sección es respectivamente:

$A = b \cdot e$ donde,

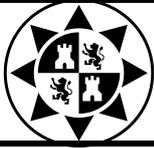
A= es el área de la sección transversal en mm^2 .

b= anchura en dirección longitudinal correspondiente a la distancia de separación entre las barras transversales, en mm.

e= el espesor de la chapa en mm.

El módulo resistente se calcula:

$$W_x = b \cdot e^2 / 6$$



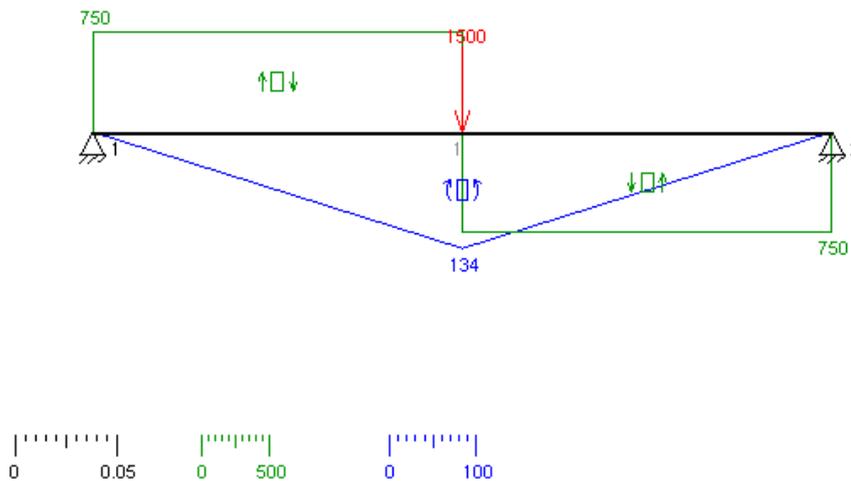
Después se va a comprobar que cumple el factor de seguridad estipulado en la norma UNE-EN 81-31 de 2,5.

Se expondrá solamente el espesor elegido que cumple los requisitos.

Cálculos realizados:

CHAPA PLATAFORMA (estado 1)
Esfuerzos cortantes y momentos flectores

MEFI



Punto de mayor sollicitación en el centro de la barra: Momento flector = 134,44 Kg*m, Cortante = 750 Kg

Espesor seleccionado es e = 16 mm

$$\text{Área} = 358,5 \cdot 16 = 5736 \text{ mm}^2.$$

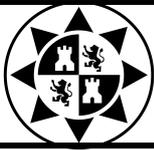
$$W_x = 358,5 \cdot 16^2 / 6 = 15296 \text{ mm}^3.$$

El esfuerzo resistente para el tipo de acero S275 y un espesor menor de 16 mm (tabla 4.1 del DB-SE A) será:

$$\delta_{\text{res}} = 275 / 1,05 = 261,9 \text{ MPa.}$$

Mientras el esfuerzo que tendrá que soportar:

$$\delta_{\text{eq VM}} = (\delta_{\text{max}} \cdot 2 + 3\tau^2)^{1/2} = [(1,32 \cdot 10^6 / 15296)^2 + 3 \cdot (7357,5 / 5736)^2]^{1/2} = 86,32 \text{ MPa.}$$



El factor de seguridad será,

$$\eta = \delta_{res} / \delta_{eq VM} = 261,9 / 86,32 = 3,03 \geq 2,5 \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE}}$$



1.2. BARANDILLA DE LA CABINA

La norma UNE-EN 81-31 especifica, para evitar la caída de personas de la cabina, proteger los laterales de la plataforma mediante un pasamanos a 1,10 m de altura, una protección de pie a 0,15m de altura y una barra intermedia a media altura de la protección, tal y como se ilustra en la figura 2. Esta debe aguantar una fuerza de 1000 N en cualquier punto de la barandilla sin que se deforme permanentemente.

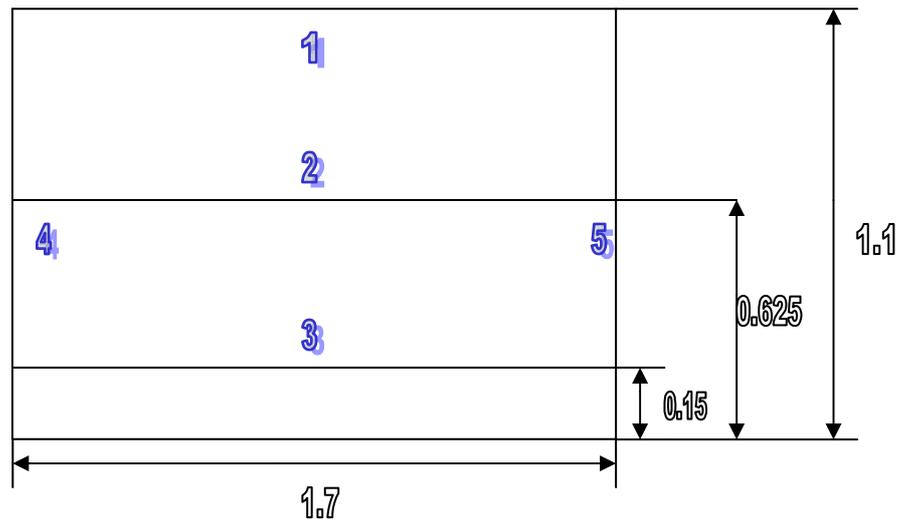


Figura 2. Barandilla de la cabina

Se ha seleccionado una barandilla que cumple las especificaciones anteriormente expuestas de la empresa de barandillas industriales SAFRAIL. Características de la barandilla seleccionada:

Área, $A = 742,5 \text{ mm}^2$.

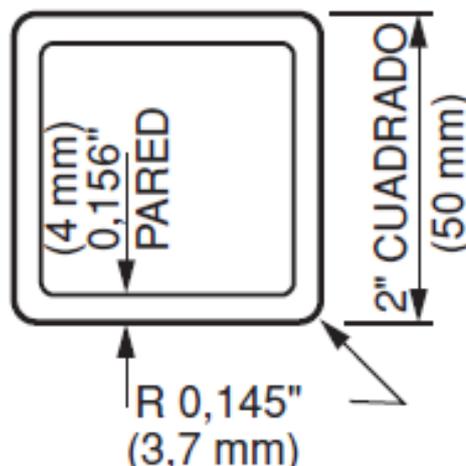
Módulo resistente, $W = 1,077 \times 10^4 \text{ mm}^3$

Momento de inercia, $S = 2,735 \times 10^5 \text{ mm}^4$.

Módulo de flexión de la sección completa, $E = 2,55 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$.

Peso = 1,411 Kg/m.

Factor de seguridad = 2

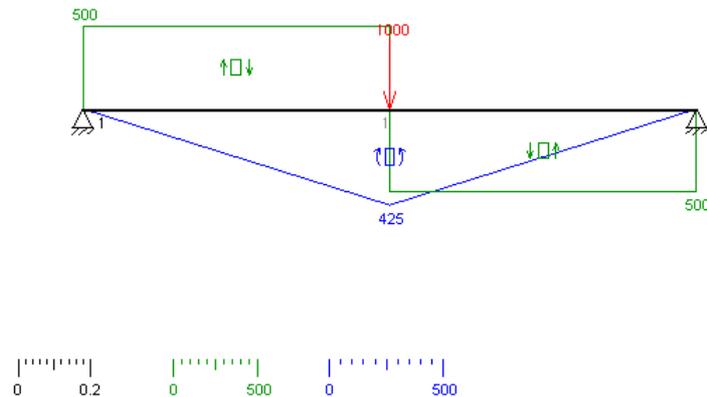


Se ha determinado el diagrama de esfuerzos sobre la barandilla, con el fin de comprobar analíticamente que la barandilla resiste 1000 N, tal y como indica el fabricante. Se ha empleado la teoría de Von Mises



para obtener los esfuerzos y compararlos con los esfuerzos resistentes de la barandilla proporcionados por el fabricante.

barandilla (estado 1)
Esfuerzos cortantes y momentos flectores



Esfuerzos en el punto de mayor sollicitación: Cortante = 500 N, Flector = 425 N*m

El esfuerzo aplicado sobre la barandilla será:

$$\delta_{\max.} = M_f / W = 425000 / 1,077 \times 10^4 = 39,46 \text{ MPa}$$

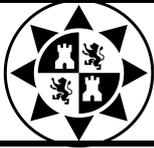
$$\tau = V/A = 500 / 742,5 = 0,673 \text{ MPa.}$$

$$\delta_{\text{eq VM}} = (\delta_{\max.}^2 + 3\tau^2)^{1/2} = [(39,46^2 + 3 \cdot 0,673^2)]^{1/2} = 39,47 \text{ MPa.}$$

Esfuerzos resistentes de la barandilla:

Propiedades	Método del Ensayo	Valores para Barras Cuadradas
Esfuerzo de Tracción	ASTM D638	30.000 psi (207N/mm ²)
Módulo de Compresión	ASTM D638	2,5x10 ⁵ psi (17,2x10 ³ N/mm ²)
Esfuerzo de Compresión	ASTM D695	30.000 psi (207N/mm ²)
Módulo de Compresión	ASTM D695	2,5x10 ⁵ psi (17,2x10 ³ N/mm ²)
Esfuerzo de Flexión	ASTM D790	30.000 psi (207N/mm ²)
Módulo de Flexión	ASTM D790	1,6x10 ⁶ psi (11,0x10 ³ N/mm ²)
Esfuerzo Cortante	ASTM D2344	4.500 psi (31N/mm ²)
Densidad	ASTM D792	0,060-0,070 lbs/in ³ (1,72-1,94x10 ⁻³ g/mm ³)
Absorción de Agua 24 horas	ASTM D570	0,6% max (0,60)
Coef. Expansión Térmica	ASTM D696	4,4x10 ⁻⁶ in/in/°F (min.) (14,5x10 ⁻⁶ mm/mm/°C)
Esfuerzo de Flexión	Sección Completa	36.000 psi (típico) (248N/mm ²)
Módulo de Flexión	Sección Completa	3,7x10 ⁵ psi (típico) (25,5x10 ³ x10 ³ N/mm ²)

Se puede observar que el esfuerzo cortante y el esfuerzo de flexión calculados no superan los permisibles de la barandilla.



Materiales de la barandilla

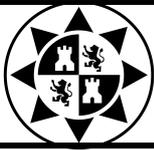
La barandilla está fabricada con:

- Un interior de fibras de vidrio
- Dos almohadillas contiguas de vidrio textil
- Un recubrimiento sintético exterior
- Resina de poliéster con propiedades ignífugas



Instalación y montaje:

De todos los sistemas de montaje recomendados por el fabricante se indicará el seleccionado para el presente montacargas en el capítulo de plano, donde se detallarán los detalles constructivos necesarios para acoplar la barandilla comercial a la plataforma.



1.3. DIMENSIONADO DE LAS GUÍAS.

Hipótesis para el cálculo:

Se han dimensionado las guías tal y como especifica la norma UNE-EN 81-2 anexo G, la cual expone detalladamente un procedimiento para el dimensionado de las guías.

Consideraciones según la norma:

- La carga nominal Q se considera uniformemente distribuida dentro de las tres cuartas partes del área de la cabina, estando en la posición más desfavorable.
- El punto de aplicación de las masas de la cabina vacía y los componentes sobre la misma, P , debe ser el centro de gravedad de la masa de la cabina.
- La fuerza de guiado de la masa de equilibrado, G , se evalúa teniendo en cuenta el punto de aplicación de la masa y la suspensión.
- Excentricidad del punto de aplicación de P respecto al centro de gravedad del área de la sección horizontal del contrapeso o masa de equilibrado de por lo menos 5% de anchura y 10% de fondo.
- El perfil de la guía es de tipo T.
- Las guías se dimensionan en función de los esfuerzos de flexión y pandeo.
- Durante la carga y descarga de la cabina, la fuerza aplicada en la pisadera, F_s , debe considerarse y su acción situada en el centro de la pisadera. El valor de dicha fuerza sobre el umbral debe ser, $F_s = 0,85 \cdot g_n \cdot Q$ siendo g_n la constante gravitatoria.

Se han realizado los cálculos para tres casos de cargas con sus respectivos esfuerzos a tener en consideración:

- a) Uso normal, carga+descarga (P , fuerza aplicada en la pisadera F_s).
- b) Actuación de dispositivo de seguridad, dispositivos de seguridad o similar (P , Q , G , fuerza de pandeo F_k).
- c) Uso normal, funcionando (P , Q , G).

El caso "a" es el más desfavorable ya que corresponde a las situaciones de carga o descarga mediante el uso de una carretilla elevadora (implica más peso) lo que va a hacer que la fuerza aplicada en la pisadera sea elevada y que, traducido en las guías, es un gran esfuerzo a flexión.

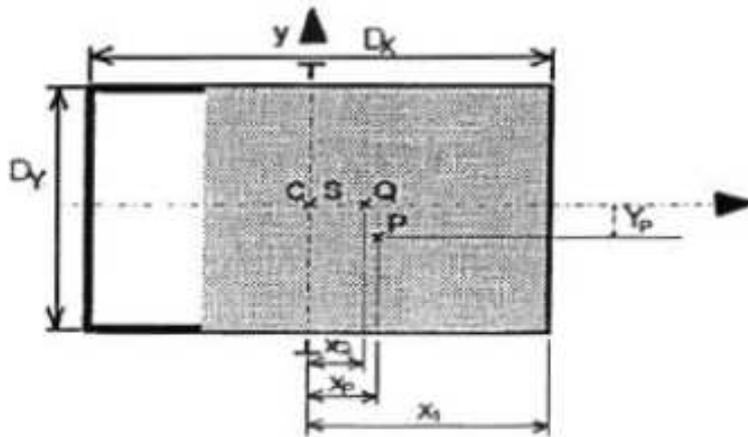
El caso "b" sirve de comprobación. Es el único caso donde va a haber esfuerzo de pandeo en las guías. El caso "c" es el menos desfavorable al no tener esfuerzo de pandeo pero, al igual que el caso "b" servirá de comprobación para el perfil seleccionado y para hallar la anchura mínima de conexión entre la guía y su base.

Primeramente se ha realizado una distribución de la carga según las consideraciones anteriores:



Distribución de carga respecto eje X

Considerando como centro de coordenadas el centro de la plataforma la distribución de cargas respecto eje X y situando P y Q en el mismo lado representa el caso más desfavorable:



donde,

C, es el centro de la plataforma.

S, es el punto de suspensión de la plataforma correspondiente al pistón.

Dy, longitud de la plataforma en Y.

Dx, longitud de la plataforma en X.

X_Q, distancia en X del punto de aplicación de la carga nominal al eje Y.

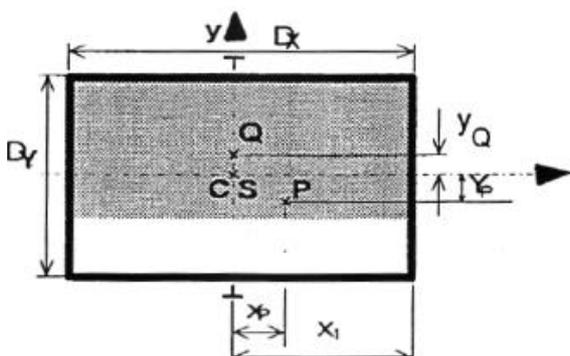
X_P, distancia en X del punto de aplicación de las masas de la cabina vacía y los componentes que cuelgan de ella al eje Y.

X₁, distancia en X del centro de coordenadas a la puerta de la cabina.

Y₁, distancia en Y del centro de coordenadas a la puerta de la cabina.

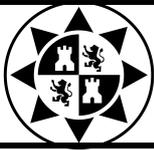
Y_P, distancia en Y del punto aplicación de las masas de la cabina vacía y los componentes que cuelgan de ella al eje X.

Distribución de carga respecto eje Y



donde,

Y_Q, distancia en Y del punto de aplicación de la carga nominal al eje X.



Esfuerzos que aparecen en las guías:

Debido a la carga nominal que tiene que aguantar la cabina así como su propio peso se van a generar unos esfuerzos que las guías tienen que ser capaces de soportar:

- Esfuerzos de flexión provocados por el movimiento horizontal que se va a producir en el movimiento de la cabina y que las guías tienen que evitar. Los esfuerzos de flexión dependen de la suspensión, la carga y su distribución, y la posición de las guías.
- Pandeo: aunque para el tipo de montacargas seleccionado no se va a producir pandeo debido a la ausencia de elementos mecánicos que provoquen una compresión en las guías durante su funcionamiento, se va a tener en cuenta este esfuerzo para su dimensionado.
- Torsión de la base por la combinación de fuerzas en X e Y que generan un momento sobre el eje longitudinal de la barra. El punto más desfavorable se sitúa en la conexión de la guía con su base (la cual va sujeta al suelo del hueco) y se debe a que la guía actúa como un elemento rígido en toda su longitud debido a sus múltiples fijaciones a la estructura. De este modo, la torsión sólo actúa en dicho punto.

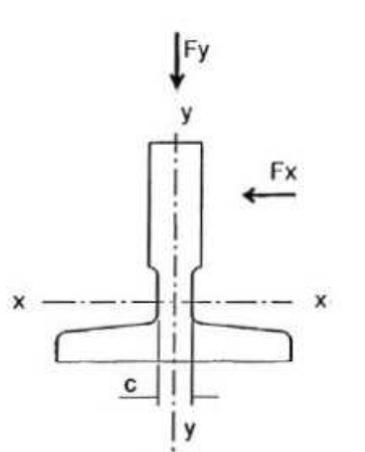


Fig. G.4 – Ejes del perfil de guía

Método de cálculo empleado:

Para el cálculo de esfuerzos a flexión se considera que:

- Las guías son una viga continua con puntos flexibles de fijación a una distancia - *l* -.
- La resultante de las sollicitaciones que causan esfuerzos de flexión actúa en el punto medio de dos fijaciones adyacentes.
- El momento de flexión actúa en el eje neutro del perfil de la guía.

Se calcula primeramente la fuerza sobre las guías, luego el momento que genera esa fuerza, por último el esfuerzo respecto del eje considerado y se suman los esfuerzos en ambas direcciones. Este esfuerzo final determinado ha de ser menor que el esfuerzo permisible del acero.



Por tanto, según las especificaciones de la norma UNE EN 81-31, para el caso de carga “a” el esfuerzo de flexión se calcula teniendo en cuenta la fuerza aplicada en la pisadera (Fs) durante la carga o descarga:

- Respecto eje X

$$F_y = (g_n * P * Y_p + F_s * Y_1) / 2 * h \quad M_x = 3 * F_y * l / 16 \quad \delta_x = M_x / W_x$$

- Respecto eje Y

$$F_x (g_n * P * X_p + F_s * X_1) / 2 * h \quad M_y = 3 * F_x * l / 16 \quad \delta_y = M_y / W_y$$

Para el caso de carga “b”, el esfuerzo de flexión se calcula:

- Respecto eje X

$$F_y = K_1 * g_n * (Q * Y_Q + P * Y_p) / (n * h / 2) \quad M_x = 3 * F_y * l / 16 \quad \delta_x = M_x / W_x$$

- Respecto eje Y

$$F_x = K_1 * g_n * (Q * X_Q + P * X_p) / n * h \quad M_y = 3 * F_x * l / 16 \quad \delta_y = M_y / W_y$$

Para el caso de carga “c” el esfuerzo a flexión se calcula igual que el “b” pero con diferente factor de impacto (K2 en vez de K1):

- Respecto eje X

$$F_y = K_2 * g_n * (Q * Y_Q + P * Y_p) / (n * h / 2) \quad M_x = 3 * F_y * l / 16 \quad \delta_x = M_x / W_x$$

- Respecto eje Y

$$F_x = K_2 * g_n * (Q * X_Q + P * X_p) / n * h \quad M_y = 3 * F_x * l / 16 \quad \delta_y = M_y / W_y$$

donde,

δ =es el esfuerzo de flexión en MPa.

M= es el momento de flexión en N*mm.

W= es el módulo resistente del perfil considerado (en este caso un perfil T), en mm³.

F= es la fuerza aplicada a las guías por las guideras en dirección X e Y, en Newton.

K₁= factor de impacto según la tabla G.2.

K₂= factor de impacto según la tabla G.2.

g_n= constante gravitatoria igual a 9,81.

l= distancia de separación entre fijaciones de las guías al perfil, en mm.

n= número de guías.

h= distancia entre guiadores de la cabina, en mm.

La comprobación a flexión de las guías:

$$\delta_m = \delta_x + \delta_y \leq \delta_{perm}$$



El esfuerzo permisible se determina mediante:

$$\delta_{perm} = R_m / S_t \text{ siendo,}$$

R_m = la resistencia a tracción en MPa según la tabla 6 de la norma UNE-EN 81-31.

S_t = el factor de seguridad según la tabla según la tabla 5 de la norma UNE-EN 81-31.

La elección de las dimensiones del perfil se va a realizar mediante una inecuación que va a indicar el mínimo módulo resistente tanto en X como en Y que ha de tener la sección para que cumpla a flexión y comprobándolo posteriormente a esfuerzos combinados.

Si el módulo resistente más próximo al mínimo requerido se considera muy cercano, se seleccionará el siguiente mayor a ese para que cumpla la suma de los esfuerzos a flexión en X e Y.

$$W \geq M / \delta_{perm}$$

Después de calcular el esfuerzo de flexión se procede a determinar el de pandeo. Para determinar los esfuerzos a pandeo se debe utilizar el método "omega", con la aplicación de las siguientes fórmulas:

$$F_k = K_1 * g_n * (P+Q) / 2$$

$$\delta_k = (F_k + K_3 * M) * W / A$$

donde,

F_k = es la fuerza de pandeo sobre las guías en Newton.

δ_k = el esfuerzo de pandeo en MPa.

K_3 = un factor de impacto según tabla G.2.

M = la fuerza en la guía debida a equipos auxiliares, en Newton.

A = área de la sección transversal de la guía en mm^2 .

W = es el valor omega.

Determinación de W :

- Se halla el coeficiente de esbeltez, $\lambda = l / i$

donde,

λ = es el coeficiente de esbeltez.

l = distancia entre fijadores de las guías, en mm.

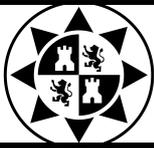
i = el radio de giro mínimo de la sección, en mm.

- Una vez hecho esto, se observa en que rango sale el coeficiente de esbeltez (mirar apartado G.5.3 de la norma UNE EN 81-31) y, en función de la resistencia a la tracción, R_m , seleccionada se despeja de la fórmula correspondiente el valor de omega.

Ya calculado el esfuerzo a pandeo se comprueba que la sección va a resistir a esfuerzos combinados:

$$\delta = \delta_m + (F_k + K_3 * M) / A \leq \delta_{perm}$$

$$\delta_c = \delta_k + 0,9 * \delta_m \leq \delta_{perm}, \text{ siendo } \delta_c \text{ el esfuerzo de compresión.}$$



La torsión de la base se halla mediante la siguiente fórmula únicamente válida para perfiles en T:

$$\delta_f = 1,85 * F_x / c^2 \leq \delta_{perm}$$

donde,

δ_f = es el esfuerzo a torsión en MPa.

F_x = es la fuerza ejercida por la rozadura sobre la base en Newton.

c = es la anchura de la conexión entre la cabeza de la guía con la base de esta en mm.

Por último se va a determinar las flechas, tanto en dirección X como en Y:

$$\theta_x = 0,7 * F_x * l^3 / 48 * E * I_y \leq \theta_{perm}$$

$$\theta_y = 0,7 * F_y * l^3 / 48 * E * I_x \leq \theta_{perm}$$

donde,

θ_x = la flecha en X, en mm.

θ_y = la flecha en Y, en mm.

F_x = fuerza de apoyo ejercida en el eje X, en Newton.

F_y = fuerza de apoyo ejercida en el eje Y, en Newton.

l = máxima distancia entre fijaciones de la guía, en mm.

E = módulo de elasticidad del acero, en MPa.

I_y = momento de inercia en el eje Y, en mm⁴.

I_x = momento de inercia en el eje X, en mm⁴.

La flecha admisible para un montacargas con ausencia de paracaídas es de 10 mm en ambas direcciones.

Se va a emplear este método de cálculo para los tres casos de cargas definidos en "hipótesis para el cálculo".

Cálculos realizados:

Lo primero es determinar el valor de P, sumando los pesos de la estructura del suelo de la plataforma, la chapa encima de ésta, la barandilla y el chasis.

$$P_{estruct.} = 2 * 10,4 \text{ Kg/m} * (1,7 + 1,372) \text{ m} + 3 * 6 \text{ Kg/m} * 1,372 \text{ m} = 88,59 \text{ Kg.}$$

$$P_{chapa} = 179,86 \text{ Kg.}$$

$$P_{bar.} = 3 * 1,7 \text{ m} * 1,411 \text{ Kg/m} + 2 * 1,411 \text{ Kg/m} * 1,1 \text{ m} + 2 * 1,411 * (1,45 * 3 + 1,1 * 2) = 28,79 \text{ Kg.}$$

$$P_{chasis} = 120 \text{ Kg}$$

$$P = 417,24 \text{ Kg.}$$

Ésta es la masa P que se va a emplear en los cálculos que vienen a continuación.



a) Uso normal, carga+descarga

Esfuerzo de flexión respecto eje X:

$$F_y = (g_n \cdot P \cdot Y_p + F_s \cdot Y_1) / 2 \cdot h = (9,81 \cdot 417,24 \cdot 150 + 25015,5 \cdot 750) / 2 \cdot 2000$$

$$F_y = 4843,9 \text{ N}$$

$$F_s = 0,85 \cdot g_n \cdot Q = 0,85 \cdot 9,81 \cdot 3000 = 25015,5 \text{ N.}$$

$$M_x = 3 \cdot F_y \cdot l / 16 = 3 \cdot 4843,9 \cdot 1000 / 16 = 9,08 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm.}$$

$$\delta_x = M_x / W_x = 9,08 \cdot 10^5 / W_x$$

Esfuerzo de flexión respecto eje Y:

En esta dirección $X_1 = 0$ ya que la puerta coincide con el eje Y.

$$F_x (g_n \cdot P \cdot X_p + F_s \cdot X_1) / 2 \cdot h = 9,81 \cdot 417,24 \cdot 85 / 2 \cdot 2000$$

$$F_x = 86,97 \text{ N}$$

$$M_y = 3 \cdot F_x \cdot l / 16 = 3 \cdot 86,97 \cdot 1000 / 16 = 16307,15 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\delta_y = M_y / W_y = 16307,15 / W_y$$

El esfuerzo permisible para un $R_m = 520 \text{ MPa}$ en el caso de carga de uso normal y un factor de seguridad para una elongación mayor del 12% se obtiene:

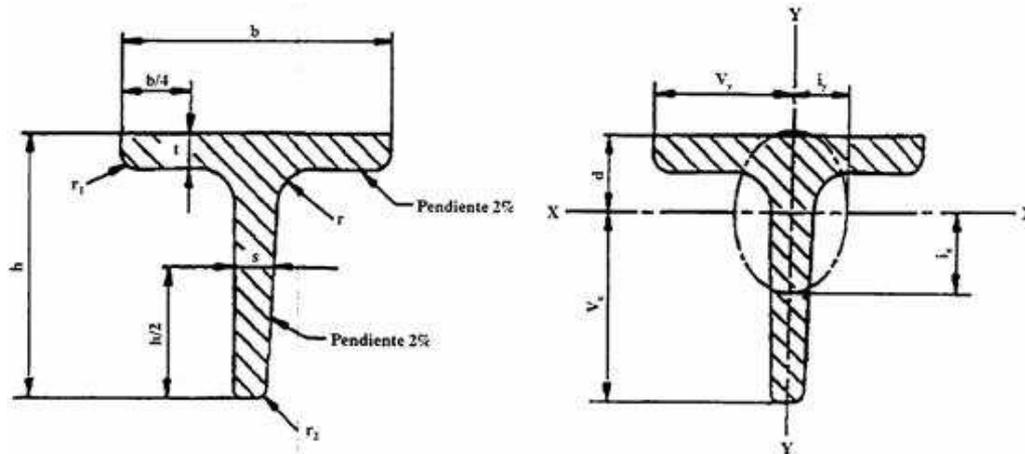
$$\delta_{\text{perm}} = R_m / S_t = 230 / 2,25 = 102,22 \text{ MPa.}$$

Despejando ambas inecuaciones queda que:

$$W_x \geq M_x / \delta_{\text{perm}} = 9,08 \cdot 10^5 / 102,22 = 8882,8 \text{ mm}^3.$$

$$W_y \geq M_y / \delta_{\text{perm}} = 16307,15 / 102,22 = 159,53 \text{ mm}^3.$$

Teniendo en cuenta los resultados se ha seleccionado un perfil T80 del fabricante MORIS con $W_x = 12800 \text{ mm}^3$ y $W_y = 9250 \text{ mm}^3$.



	h (mm)	b (mm)	S (mm)	t (mm)	r ₁ (mm)	r ₂ (mm)	I _x (cm ⁴)	W _x (cm ³)	i _x (cm)	I _y (cm ⁴)	W _y (cm ³)	i _y (cm)	A(cm ²)	M (Kg/m)
T 80	80	80	9	9	4,5	2	73,7	12,8	2,33	37	9,25	1,65	13,6	10,7

Los esfuerzos obtenidos son:

$$\delta_x = 9,08 \cdot 10^5 / 12800 = 70,94 \text{ MPa.}$$

$$\delta_y = 16307,15 / 9250 = 1,76 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo a pandeo es nulo para este caso de carga:

$$\delta_k = 0 \text{ MPa.}$$

Comprobación a esfuerzos combinados:

$$\delta_m = \delta_x + \delta_y = 70,94 + 1,76 = 72,7 \text{ MPa} \leq \delta_{perm} \text{ por que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta = \delta_m + (F_k / A) = 72,7 \text{ MPa} \leq \delta_{perm} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta_c = \delta_k + 0,9 \cdot \delta_m = 0 + 65,43 = 65,43 \text{ MPa} \leq \delta_{perm} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

La fuerza de torsión en la base será:

$$\delta_f = 1,85 \cdot F_x / c^2 = 1,85 \cdot 86,97 / 9^2 = 1,99 \text{ MPa} \leq 102,22 \text{ MPa.}$$

Las flechas obtenidas son:

$$\theta_x = 0,7 \cdot F_x \cdot l^3 / 48 \cdot E \cdot I_y = 0,7 \cdot 86,97 \cdot 1000^3 / 48 \cdot 210000 \cdot 370000 = 0,016 \text{ mm.}$$



$$\theta_y = 0,7 * F_y * l^3 / 48 * E * I_x = 0,7 * 4843,9 * 1000^3 / 48 * 210000 * 737000 = 0,46 \text{ mm.}$$

En ninguno de los dos casos se supera la flecha admisible de 10 mm en ambas direcciones para montacargas sin paracaídas.

b) Actuación de dispositivo de seguridad, dispositivos de seguridad o similar:

Esfuerzo de flexión respecto eje X:

$$F_y = K_1 * g_n * (Q * Y_Q + P * Y_P) / (n * h / 2) = 2 * 9,81 * (3000 * 0 + 417,24 * 150) / (2 * 2000 / 2)$$

$$F_y = 613,97 \text{ N.}$$

$$M_x = 3 * F_y * l / 16 = 3 * 613,97 * 1000 / 16 = 1,15 * 10^5 \text{ N*mm.}$$

$$\delta_x = M_x / W_x = 1,15 * 10^5 / 12800 = 8,98 \text{ MPa.}$$

Esfuerzo de flexión respecto eje Y:

$$F_x = K_1 * g_n * (Q * X_Q + P * X_P) / n * h = 2 * 9,81 * (3000 * 0 + 417,24 * 85) / 2 * 2000$$

$$F_x = 173,95 \text{ N.}$$

$$M_y = 3 * F_x * l / 16 = 3 * 173,95 * 1000 / 16 = 32617,1 \text{ N*mm.}$$

$$\delta_y = M_y / W_y = 32617,1 / 9250 = 3,53 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo permisible para un $R_m = 520 \text{ MPa}$ en el caso de carga de dispositivo de seguridad y un factor de seguridad para una elongación mayor del 12% se obtiene:

$$\delta_{perm} = R_m / S_t = 290 / 1,8 = 161,11 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo a pandeo será:

$$F_k = K_1 * g_n * (P + Q) / 2 = 2 * 9,81 * (417,24 + 3000) / 2 = 33523,12 \text{ N}$$

Determinación de W:

$$\text{Coeficiente de esbeltez es } \lambda = l / i = 1000 / 16,5 = 60,6$$

Para un $R_m = 520 \text{ MPa}$ y $50 \leq \lambda \leq 70$:

$$W = 0,00001895 * \lambda^{2,41} + 1,05 = 0,00001895 * 60,6^{2,41} + 1,05 = 1,424$$

Se sustituyen los valores en el esfuerzo de pandeo, donde al no haber equipos auxiliares que actúen sobre las guías se elimina el factor correspondiente (M):

$$\delta_k = (F_k + K_3 * M) * W / A = 33523,12 * 1,424 / 1360 = 35,1 \text{ MPa.}$$



Comprobación a esfuerzos combinados:

$$\delta_m = \delta_x + \delta_y = 8,98 + 3,53 = 12,51 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta = \delta_m + (F_k / A) = 12,51 + (33523,12 / 1360) = 37,16 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta_c = \delta_k + 0,9 \cdot \delta_m = 35,1 + 11,26 = 46,36 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

Torsión en la base:

$$\delta_f = 1,85 \cdot 173,95 / 9^2 = 3,97 \text{ MPa} \leq 161,11 \text{ MPa.}$$

Las flechas obtenidas son:

$$\theta_x = 0,7 \cdot F_x \cdot l^3 / 48 \cdot E \cdot I_y = 0,7 \cdot 173,95 \cdot 1000^3 / 48 \cdot 210000 \cdot 370000 = 0,032 \text{ mm.}$$

$$\theta_y = 0,7 \cdot F_y \cdot l^3 / 48 \cdot E \cdot I_x = 0,7 \cdot 613,97 \cdot 1000^3 / 48 \cdot 210000 \cdot 737000 = 0,05 \text{ mm.}$$

En ninguno de los dos casos se supera la flecha admisible de 10 mm en ambas direcciones para montacargas sin paracaídas.

c) Uso normal, funcionando

Esfuerzo de flexión respecto el eje X

$$F_y = K_2 \cdot g_n \cdot (Q \cdot Y_Q + P \cdot Y_P) / (n \cdot h / 2) = 1,2 \cdot 9,81 \cdot (3000 \cdot 0 + 417,24 \cdot 150) / (2 \cdot 2000 / 2)$$

$$F_y = 368,38 \text{ N.}$$

$$M_x = 3 \cdot F_y \cdot l / 16 = 3 \cdot 368,38 \cdot 1000 / 16 = 69071,47 \text{ N} \cdot \text{mm.}$$

$$\delta_x = M_x / W_x = 69071,47 / 12800 = 5,4 \text{ MPa.}$$

Esfuerzo de flexión respecto eje Y:

$$F_x = K_2 \cdot g_n \cdot (Q \cdot X_Q + P \cdot X_P) / n \cdot h = 1,2 \cdot 9,81 \cdot (3000 \cdot 0 + 417,24 \cdot 85) / 2 \cdot 2000$$

$$F_x = 104,4 \text{ N.}$$

$$M_y = 3 \cdot F_x \cdot l / 16 = 3 \cdot 104,4 \cdot 1000 / 16 = 19575 \text{ N} \cdot \text{mm.}$$

$$\delta_y = M_y / W_y = 19575 / 9250 = 2,12 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo permisible para un $R_m = 520 \text{ MPa}$ en el caso de carga de uso normal y un factor de seguridad para una elongación mayor del 12% se obtiene:

$$\delta_{\text{perm}} = R_m / S_t = 230 / 2,25 = 102,22 \text{ MPa.}$$



El esfuerzo a pandeo es nulo para este caso de carga:

$$\delta k = 0 \text{ MPa.}$$

Comprobación a esfuerzos combinados:

$$\delta m = \delta x + \delta y = 5,4 + 2,12 = 7,52 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta = \delta m + (F_k / A) = 7,52 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

$$\delta c = \delta k + 0,9 \cdot \delta m = 0 + 6,77 = 6,77 \text{ MPa} \leq \delta_{\text{perm}} \text{ por lo que } \underline{\text{CUMPLE.}}$$

Torsión en la base:

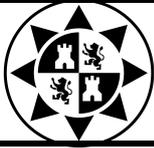
$$\delta f = 1,85 \cdot 104,4 / 9^2 = 2,38 \text{ MPa} \leq 102,22 \text{ MPa.}$$

Las flechas obtenidas son:

$$\theta x = 0,7 \cdot F_x \cdot l^3 / 48 \cdot E \cdot I_y = 0,7 \cdot 104,4 \cdot 1000^3 / 48 \cdot 210000 \cdot 370000 = 0,02 \text{ mm.}$$

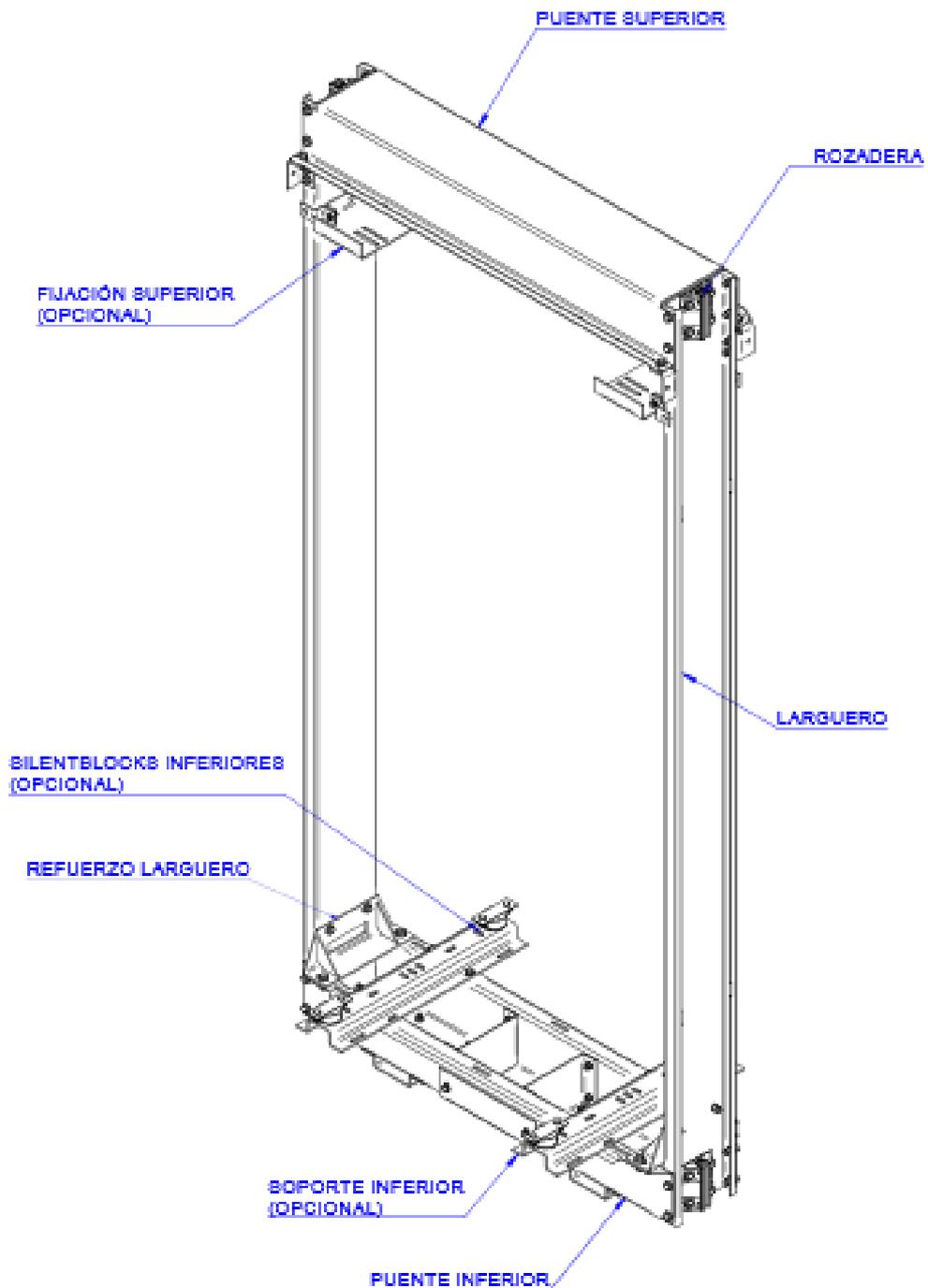
$$\theta y = 0,7 \cdot F_y \cdot l^3 / 48 \cdot E \cdot I_x = 0,7 \cdot 368,38 \cdot 1000^3 / 48 \cdot 210000 \cdot 737000 = 0,03 \text{ mm.}$$

En ninguno de los dos casos se supera la flecha admisible de 10 mm en ambas direcciones para montacargas sin paracaídas.



1.4. CHASIS DE LA CABINA

Se ha seleccionado un chasis para la unidad de transporte de carga del fabricante EMESA teniendo en cuenta la distancia entre las guías y la carga nominal que tiene que soportar, de modo que cumpla ambas condiciones para que sea apta en el montacargas. Además el chasis incluye dos rozaderas en cada lateral con una separación de 2000 mm entre ellas, y está habilitado para su unión con la placa oscilante.



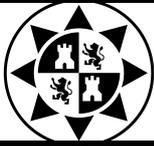


Características técnicas:

- P+Q máx. = 3500 Kg
- Suspensión 1:1.
- Cabeza guía: 9 mm.
- Distancia entre rozaderas 2000 mm.
- Anchura= 1950 mm
- Altura total = 2100 mm.
- Peso = 120 Kg.

El puente superior no hará falta colocarlo ya que la unidad de transporte de carga no necesita fijación superior.

En el capítulo de planos se adjuntan los mismos pertenecientes al chasis con sus detalles constructivos, proporcionados por el fabricante.

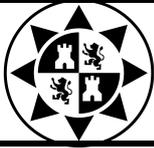


1.5. AMORTIGUADORES DE FOSO

Para evitar el desgaste del pistón hidráulico por el choque de la cabina con éste cuando finaliza el recorrido hacia el piso inferior, se van a colocar dos amortiguadores de resorte a una altura adecuada para amortiguar la cabina durante en la frenada al finalizar el recorrido, sin que se produzca deformación permanente. Se han seleccionado del fabricante MACLA.



Los dos amortiguadores son capaces de soportar un total de 4590 Kg, mientras que el peso que van a tener que soportar es de 3420 Kg, por lo que cumplen los requisitos para que funcionen correctamente.



1.6. CERRAMIENTO

Según la norma para montacargas UNE EN 81-31, apartado 5.2 correspondiente al cerramiento del hueco, la resistencia mecánica de las paredes que forman dicho cerramiento ha de ser 300 N distribuidos uniformemente sobre una superficie de 5 cm² de sección redonda o cuadrada, aplicada en ángulo recto en cualquier punto de una u otra cara. Las paredes han de resistir:

- Sin deformación permanente.
- Sin deformación elástica superior a 15 mm.

Se ha seleccionado un cerramiento que cumple las especificaciones de la norma, perteneciente al fabricante de cerramientos para elevadores KNAUF SHAFTWALL. El cerramiento posee las siguientes características, según se demuestra en los datos técnicos proporcionados por el mismo:

- Resistencia mecánica de 300 N distribuidos en una superficie de 5 cm².
- Aislante Acústico arrojando valores entre 46,4 y 64,2 dBA según sistema instalado.
- El hasta 120 minutos en ambas direcciones confiriéndole más seguridad al edificio
- Instalación desde un solo lado, eliminando la necesidad de andamios en altura.

Composición del cerramiento

El cerramiento está compuesto de una estructura metálica y placas de yeso laminado que van atornilladas en una cara y por el otro lado encajadas. El tipo de placa de yeso laminado que conforma todos los sistemas es del tipo Knauf Maciza DF H2 de 20 mm. y placa Knauf Cortafuego DF de 15 mm.



La estructura metálica la conforman Canales J para suelo y techo y Montantes CT dispuestos en el canal superior e inferior y modulados cada 600 mm.

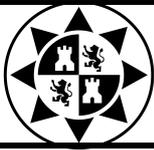


La estructura de arranque y estructura final será el perfil J fijado a la estructura de encuentro y resto de perfiles intermedios lo constituyen los montantes CT dentro de los cuales se encaja la placa Knauf Maciza DF H2.

Toda la instalación se simplifica al realizarse desde el lado de la cara vista del tabique. La forma de instalación, así como su constitución general en cuanto a placas, tornillos, cintas, bandas de dilatación, banda acústica y tratamiento de juntas.

Instalación y montaje:

El sistema de montaje recomendado por el fabricante se indicará en el capítulo de planos, donde se detallarán los detalles constructivos necesarios para el montaje de todos los componentes del cerramiento.



1.7. PUERTA DEL CERRAMIENTO

Según la norma UNE EN 81-31 para montacargas la puerta de embarque situada en el cerramiento ha de cumplir los siguientes requisitos:

- Apertura mecánica por parte del operario.
- Resistencia mecánica de 300 N distribuidos en 5 cm².
- La longitud horizontal ha de ser la longitud del lado de la plataforma que da hacia la puerta más un máximo de 50 mm a cada lado, es decir 1800 mm.
- Altura libre mayor de 1200 mm.

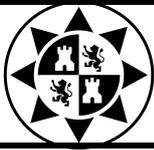
Además la norma exige que la puerta lleve un panel transparente que permita la visibilidad del montacargas en el interior del hueco. Dicho panel debe cumplir las siguientes características:

- Resistencia mecánica de 300 N distribuidos en 5 cm².
- Espesor mínimo de 6 mm.
- Área mínima de 0,01 m².
- Anchura entre 60 y 150 mm.
- Colocación en la puerta a una altura mínima de 1 metro.

Se ha seleccionado una puerta del fabricante SLYCMA que cumple todos los requisitos anteriormente mencionados:

- Resistencia mecánica según la norma UNE EN 81-31.
- Apertura mecánica.
- Longitud horizontal = 1800 mm.
- Altura libre = 2000 mm.
- Medidas paneles = 120x550 mm.
- Certificado de resistencia al fuego E30 según la norma EN 81-58





En el capítulo de planos se adjuntan los mismos pertenecientes a la puerta con sus detalles constructivos, proporcionados por el fabricante.



1.8. SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

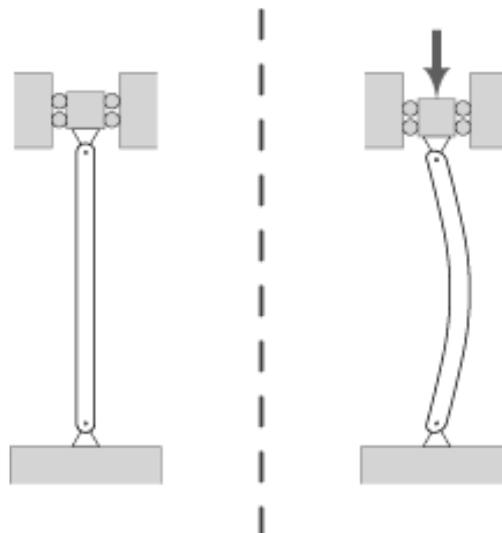
Para la comprobación de la validez del cilindro seleccionado se ha seguido el proceso que especifica la norma UNE EN 81-31 en el anexo I.

Consideración:

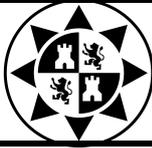
- Al ser un montacargas de acción directa la carrera del vástago ha de tener la longitud vertical mínima de 4 metros que exige el diseño.
- La norma exige que para montacargas hidráulicos de acción directa sobre la cabina, la unión vástago ha de ser flexible mediante una placa oscilante para permitir la flexión del chasis. Si se realiza una fuerza descompensada sobre la cabina o el chasis, la placa oscilante la absorbe evitando así que el vástago del pistón se deforme.
- Se va a utilizar un cilindro telescópico enterrado, por lo que su anclaje al suelo del foso se va a realizar mediante una placa de anclaje, cuyas dimensiones y características se expondrán más adelante.
- La carrera o el recorrido de ambas expansiones se consideran iguales.

Esfuerzo que aparece:

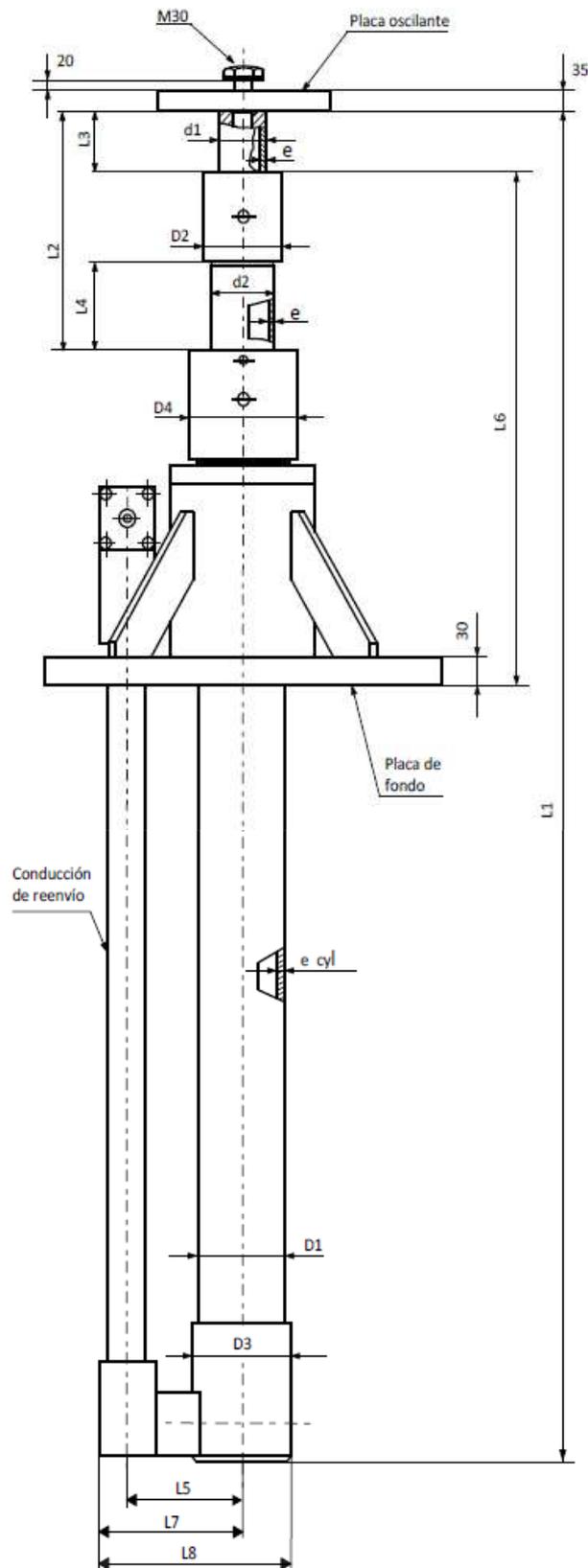
El esfuerzo que han de soportar los vástagos es de pandeo, que consiste en la aparición de una flexión adicional en dirección transversal a la dirección principal del esfuerzo de compresión que ejerce sobre dichos vástagos la cabina del montacargas junto con la carga nominal que va a soportar.



Se ha seleccionado un cilindro hidráulico telescópico de dos expansiones enterrado en el foso cuyo anclaje se realiza con una placa de fondo y posee una placa oscilante para la unión flexible con la cabina. Fabricante: ELEVAlIA.



Características mecánicas del material: $R_m=520 \text{ N/mm}^2$, $R_{p0,2} = 360 \text{ N/mm}^2$



El fabricante proporciona en su catálogo una gráfica donde se comprueba que este cilindro hidráulico es capaz de levantar la carga total de 3500 Kg a una presión de trabajo de 42 bar (4,2 MPa), siendo la máxima presión de trabajo a plena carga que es capaz de soportar de 50 bar.



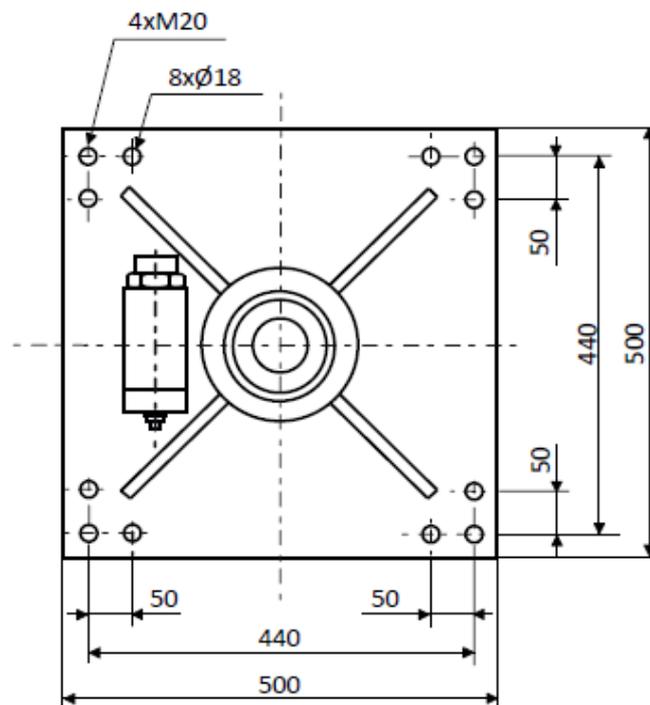
Además, se ha seleccionado este cilindro hidráulico telescópico ya que este modelo cuenta con su propia placa de anclaje y oscilante con las medidas adecuadas para su acoplamiento al cilindro.

ecyl	d1	e1	d2	e2	D1	D2	D3	D4	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8
10	90	12	120	7	170	135	190	175	5443	117	12	17	138	500	230	312

Medidas en mm

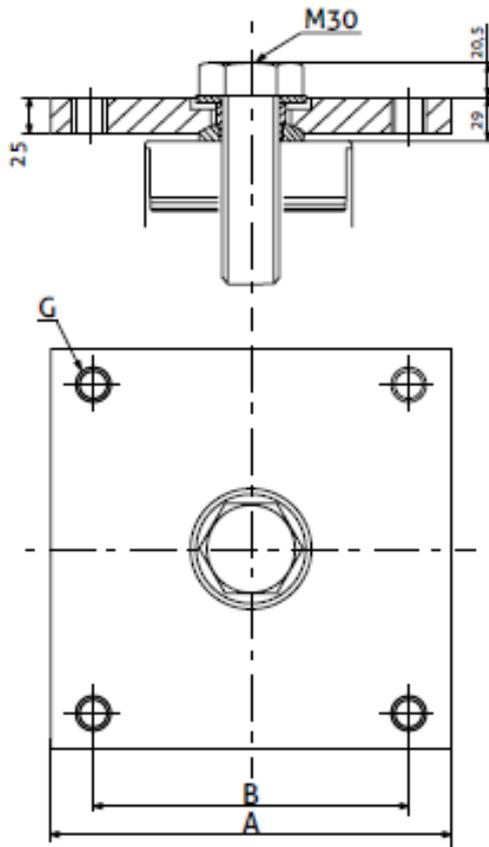
Presión de trabajo (MPa)	Área del vástago (mm ²)	Carrera (mm)	Masa total del pistón (Kg)	Volumen de aceite de relleno (L/m)	Volumen de aceite en circulación (L/m)
4,2	6362	4500	242,3	22,6	35,6

Placa de fondo:





Placa oscilante:



Ø Vástago	A	B	G	Peso
[mm]	[mm]	[mm]		[kg]
60-120	150	130	M12	4

Método de cálculo empleado para la comprobación:

Como ya se ha dicho los cálculos realizados están destinados a la comprobación de la seguridad del cilindro respecto al peligro de pandeo que supone toda la carga que ha de soportar.

Para dicha comprobación, se ha seguido el método desarrollado en la norma UNE EN 81-31 anexo I, para cilindros telescópicos sin guiado externo:

Se considera cada expansión de la misma longitud, es decir, $L_1=L_2=2250\text{mm}$, y la longitud total del cilindro expuesto a pandeo $L= L_1+L_2 = 4500\text{ mm}$.

Una vez determinado esto, se determina el momento de inercia, J, de cada expansión mediante la expresión

$$J = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4)$$

donde,

J=es el momento de inercia en mm^4 .

D_e = es el diámetro exterior de la expansión en mm.

D_i = es el diámetro interior de la expansión en mm.



A continuación se calculan ϕ y u , que son los factores utilizados para representar valores aproximados dados por diagramas establecidos experimentalmente,

$$u = (J_1 / J_2)^{1/2}$$

donde,

J_1 = es el momento de inercia de la expansión de menor diámetro.

J_2 = es el momento de inercia de la expansión de mayor diámetro.

$$\phi = 1,25 * u - 0,2$$

Con este último valor se calcula el coeficiente de esbeltez del cilindro mediante la expresión:

$$\lambda_e = l / i_e$$

donde

λ_e = es el coeficiente de esbeltez equivalente del cilindro.

l = longitud total del émbolo a calcular sometido a pandeo en mm.

i_e = el radio de giro equivalente de un cilindro telescópico en mm, y se determina:

$$i_e = \frac{d_m}{4} \sqrt{\sqrt{\phi} \left[1 + \left(\frac{d_{mi}}{d_m} \right)^2 \right]} \quad \text{donde,}$$

d_m = diámetro exterior del émbolo más grueso en mm.

ϕ = factor utilizado para representar valores aproximados dados por diagramas establecidos experimentalmente.

d_{mi} = diámetro interior del émbolo más grueso en mm.

En función del coeficiente de esbeltez, para el cálculo del esfuerzo a pandeo que va a resistir cada émbolo, se escoge una formula dependiendo si el coeficiente es mayor, igual o menor de 100:

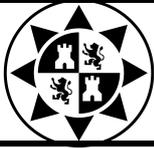
Para $\lambda_e \geq 100$

$$F_5 \leq \frac{\pi^2 E J_2}{2 l^2} \phi$$

Para $\lambda_e < 100$:

$$F_5 \leq \frac{A_n}{2} \left[R_m - (R_m - 210) \left(\frac{\lambda_n}{100} \right)^2 \right]$$

donde,



λ_e = coeficiente de esbeltez equivalente del cilindro.

λ_n = coeficiente de esbeltez del émbolo a calcular= l_n / i_n (n=1,2).

E= módulo de elasticidad en N/mm².

J_n = momento de inercia del émbolo considerado (n=1,2) en mm⁴.

l=longitud máxima del pistón sujeta a pandeo en mm.

A_n = área de la sección transversal del émbolo considerado para el cálculo (n=1,2) en mm².

R_m = resistencia a la tracción del material en N/mm².

Por último, se calcula el esfuerzo a pandeo que va a tener que resistir mediante la expresión:

$$F_s = 1,4 \times g_n \times [c_m \times (P + Q) + 0,64 \times P_r + P_{rh} + P_{rt}] \text{ siendo,}$$

F_s , fuerza de pandeo sobre el cilindro en Newton.

g_n , constante gravitatoria en m/s².

C_m , coeficiente de suspensión diferencial.

P+Q, masa total sobre el cilindro en Kg.

P_r , masa del émbolo a calcular en Kg.

P_{rh} , masa del equipo de la cabeza del émbolo en Kg.

P_{rt} , masa de los émbolos que operan sobre el émbolo a calcular en Kg.

Además se ha comprobado que las dimensiones del espesor del cilindro cumple el mínimo para las condiciones de trabajo que va a tener:

$$e_{cyl} \geq \frac{2,3 \times 1,7 \times p}{R_{p0,2}} \times \frac{D}{2} + e_0$$

donde,

e_{cyl} = espesor de pared del cilindro en mm.

D= diámetro exterior del cilindro en mm.

P= presión de trabajo en MPa.

2,3= coeficiente de pérdidas por fricción y picos de presión.

1,7 = coeficiente de seguridad con relación al límite convencional de elasticidad.

$R_{p0,2}$ =límite convencional de elasticidad en N/mm².

e_0 =igual a 1 mm para las paredes y fondos de los cilindros, y 0,5 para el émbolo y las otras canalizaciones rígidas.



Cálculos realizados:

Longitudes:

$$L = 4500 \text{ mm.}$$

$$L1 = L2 = 2250 \text{ mm.}$$

Momento de inercia:

$$J1 = \pi * (90^4 - 66^4) / 64 = 2,29 * 10^6 \text{ mm}^4.$$

$$J2 = \pi * (120^4 - 106^4) / 64 = 3,9 * 10^6 \text{ mm}^4.$$

$$u = (J1 / J2)^{1/2} = 0,758$$

$$\phi = 1,25 * u - 0,2 = 1,25 * 0,758 - 0,2 = 0,75$$

Coeficiente de esbeltez equivalente del cilindro:

$$\lambda_e = l / i_e \text{ donde } i_e = 90/4 * [(0,75)^{1/2} * (1 + 66 / 90)^2]^{1/2} = 25,94$$

Por lo que ,

$$\lambda_e = l / i_e = 4500 / 25,94 = 174 \geq 100.$$

La fuerza de pandeo que va a generar la carga nominal + la masa de la cabina + el peso propio del cilindro es:

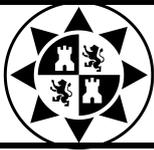
$$F_s = 1,4 * 9,81 * [1 * (3000 + 263,855) + 0,64 * 242,3 + 4] = 47010,48 \text{ N.}$$

Como el coeficiente de esbeltez es mayor que 100 se emplea la siguiente fórmula para el cálculo de la fuerza de pandeo que va a resistir el émbolo:

$$F_s \leq \pi^2 * E * J2 * \phi / 2 * l^2 = \pi^2 * 210000 * 3,9 * 10^6 * 0,75 / 2 * 4000^2 = 189450,14 \text{ N por lo que } \underline{\text{CUMPLE A PANDEO.}}$$

Comprobación del espesor de cilindro:

$$e_{cyl} = 10 \text{ mm} \geq 2,3 * 1,7 * 4,2 * 170 / 2 * 360 + 0,5 = 4,38 \text{ mm por lo que } \underline{\text{CUMPLE}}$$



1.9. SELECCIÓN DE LA CENTRAL HIDRÁULICA

Se ha seleccionado una central hidráulica compacta perteneciente al fabricante ELEVALLIA por coherencia con el pistón seleccionado. Consta de un motor, una bomba accionada por éste, un depósito de aceite y demás componentes que conlleva una central hidráulica para montacargas.

Para la correcta elección de la central se han realizado los siguientes cálculos:

- Determinación del caudal a suministrar por la bomba
- Determinación de la presión de trabajo a suministrar por la bomba
- Potencia máxima del motor absorbida a plena carga.
- Cantidad de aceite necesaria en el depósito

Cálculos realizados:

Se ha seguido el método desarrollado para el cálculo de todos los valores necesarios para la elección de la central hidráulica en "El libro del transporte vertical".

Determinación del caudal a suministrar por la bomba:

$$Cd = K \cdot Ap \cdot V$$

donde

Cd = caudal a suministrar por la bomba en litros/minuto

K = coeficiente de conversión de unidades (K=6 para acción directa)

Ap = superficie hidráulica del vástago en cm².

V = velocidad deseada del bastidor en m/s

$$Cd = 6 \cdot 63,62 \cdot 0,3 = 114,52 \text{ litros/min.}$$

Determinación de la presión de trabajo a suministrar por la bomba:

$$Pt = Qt \cdot 1,1 / Ap$$

donde

Pt = presión de trabajo en kg/cm².

Ap = superficie hidráulica del vástago en cm².

Qt = carga total de cálculo en kg.

La carga total de cálculo es: $Qt = 2 \cdot Qu + 2 \cdot Qb + Q_2$ donde

Qu = carga útil (3000 Kg)

Qb = masa total de la cabina completa (143,855 Kg)

Q₂ = masa propia del cilindro. Se tiene en cuenta también la masa de la placa oscilante (4 Kg) por lo que

Q₂ = 246,3 Kg.



$$Q_t = 2 \cdot 3000 + 2 \cdot 143,855 + 246,3 = 6534 \text{ Kg.}$$

$$P_t = 6534 \cdot 1,1 / 63,62 = 112,97 \text{ Kg/cm}^2.$$

Potencia máxima del motor absorbida a plena carga:

$$P = C_d \cdot P_t / (450 \cdot \eta_t)$$

donde

P = presión máxima absorbida por el motor a plena carga en CV.

P_t = presión de trabajo en kg/cm².

η_t = rendimiento de la bomba

El fabricante indica que la bomba tiene un rendimiento del 80% por lo que

$$P = 114,52 \cdot 112,97 / (450 \cdot 0,8) = 36 \text{ CV} = 26,5 \text{ Kw.}$$

Determinación de la cantidad de aceite:

Se va a determinar la cantidad de aceite para cada émbolo debido a sus diferentes dimensiones y luego se suman ambas cantidades para obtener la cantidad de aceite para el cilindro.

- Émbolo de menor dimensión:

$$V_1 = A_1 \cdot h_1$$

donde

V₁ = volumen de aceite para el émbolo de menor dimensión en dm³.

A₁ = superficie de la sección interior del émbolo de mayor dimensión en dm².

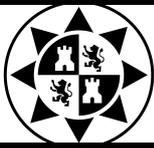
h₁ = recorrido (o carrera) del émbolo de menor dimensión en dm. Como se ha dicho anteriormente, se consideran las carreras de las dos expansiones iguales, es decir, h₁=h₂

$$A_1 = \pi \cdot d_i^2 / 4 = \pi \cdot 1,06^2 / 4 = 0,88 \text{ dm}^2.$$

donde

d_i = diámetro interior del émbolo de mayor dimensión en dm.

$$V_1 = 0,88 \cdot 22,5 = 19,8 \text{ dm}^3.$$



- Émbolo de mayor dimensión:

$$V_2 = A_2 \cdot h_2$$

donde

V_2 = volumen de aceite para el émbolo de mayor dimensión en dm^3 .

A_2 = superficie de la sección interior del cilindro en dm^2 .

h_2 = recorrido (o carrera) del émbolo de mayor dimensión en dm.

$$A_2 = \pi \cdot D_i^2 / 4 = \pi \cdot 1,50^2 / 4 = 1,77 \text{ dm}^2.$$

donde

D_i = diámetro interior del cilindro en dm.

$$V_2 = 1,77 \cdot 22,5 = 39,83 \text{ dm}^3.$$

A esto hay que sumar la cantidad de aceite en la conducción, desde la central hidráulica hasta el cilindro:

- Diámetro interior del conducto = 40 mm.

- Longitud de la conducción = 570 mm.

$$V_3 = A_3 \cdot h_3$$

donde

V_3 = volumen de aceite en la conducción dm^3 .

A_3 = superficie de la sección interior del conducto dm^2 .

h_3 = longitud total del conducto en dm.

$$A_3 = \pi \cdot d_{\text{conducto}}^2 / 4 = \pi \cdot 0,4^2 / 4 = 0,126 \text{ dm}^2.$$

$$V_3 = 0,126 \cdot 5,7 = 0,72 \text{ dm}^3.$$

Por lo que el la cantidad de aceite total necesaria va a ser:

$$V_t = V_1 + V_2 + V_3 = 19,8 + 39,83 + 0,72 = 62,15 \text{ dm}^3 = 60,35 \text{ litros.}$$



Resumiendo, las características que ha de tener la central hidráulica son:

- Depósito de aceite con capacidad mínima de 63 litros.
- Potencia mínima del motor de 26,5 Kw.
- Caudal a suministrar por la bomba de 115 litros/min.

Debido a la elevada potencia de motor necesaria se ha de escoger una central de mayores dimensiones que lleve un motor que cumpla el requisito.

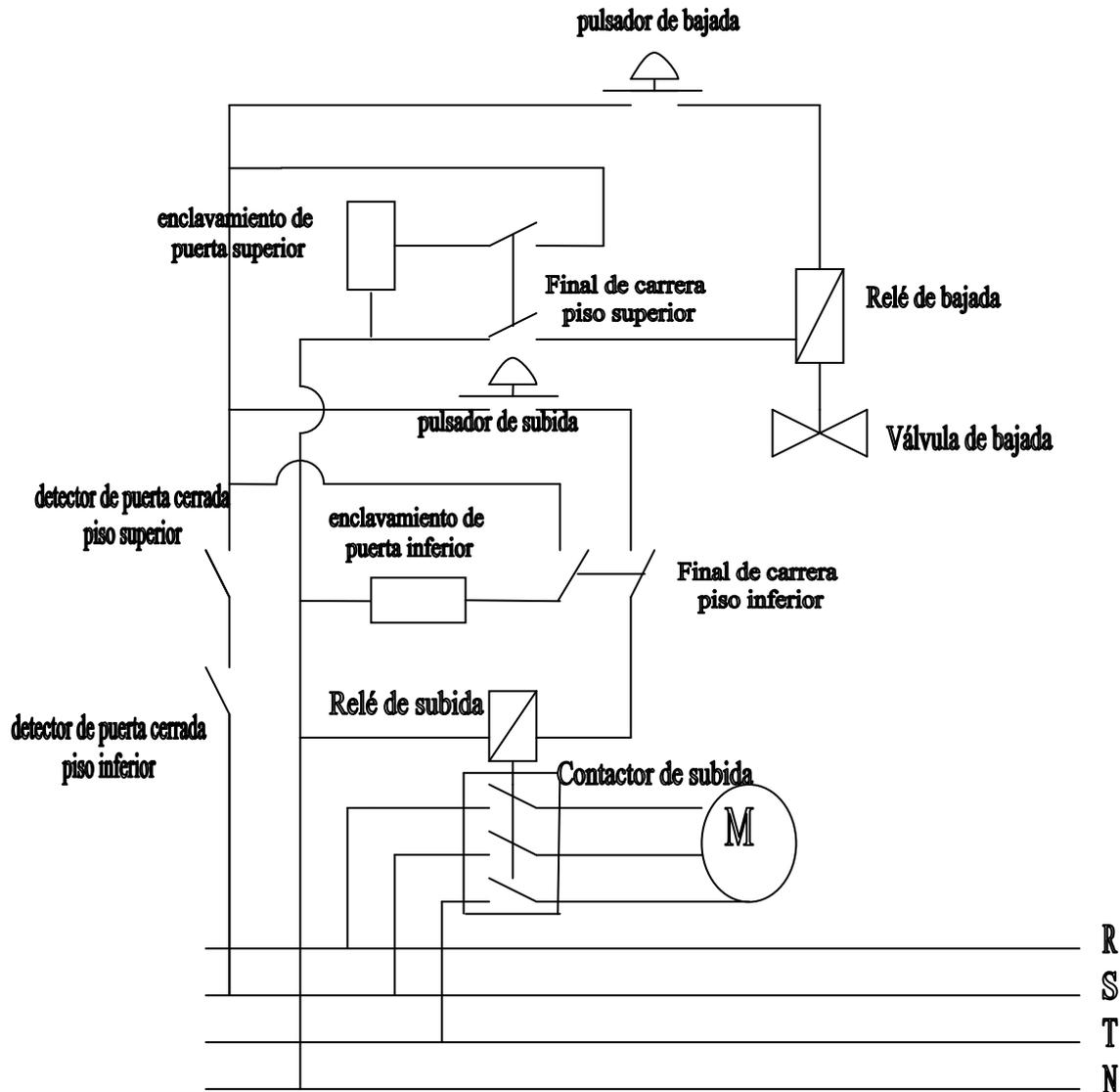
Las características de los componentes de la central hidráulica seleccionada son:

- Depósito de aceite con capacidad para 350 litros y un volumen de aceite útil de 200 litros.
- Un motor con una potencia de 28 Kw, tensión 230 V, frecuencia 50 Hz
- Bomba capaz que suministrar un caudal de 241,5 litros/minuto.
- Dimensiones de la central hidráulica ancho x profundo x alto = 480x1004x1430 mm.
- El aceite empleado posee las siguientes características:

Designación según		Viscosidad a (cSt = mm ² /s)		Rango de temperaturas (20/500 cSt)	
DIN 51525	ISO 6074	60 °C	10 °C	min. °C	max. °C
HLP 32	ISO VG 32	15	157	-5	52



1.10. INSTALACIÓN ELÉCTRICA





Componentes del circuito eléctrico:

- Detector final de carrera: La norma especifica el uso de un dispositivo de final de carrera por piso y cuya actuación deberá efectuarse directamente por la unidad de transporte de carga. Se ha seleccionado uno del fabricante COMEPI.

AP1T11Z11



**FINAL DE CARRERA RODILLO DE
ACERO 1NA+1NC**

- Relé G2R-2 230VCA del fabricante **OMRON**: Se ha seleccionado este relé por funcionar en corriente alterna y con el mismo voltaje, ambas características similares a las del motor.



G2R



- Contactador LC1D18P7 CONTACTOR TRIPOLAR 18A 230VCA del fabricante MEC LEVEN: Se ha seleccionado este por el mismo motivo que el relé.

- Los pulsadores de subida y bajada van instalados en las puertas seleccionadas.

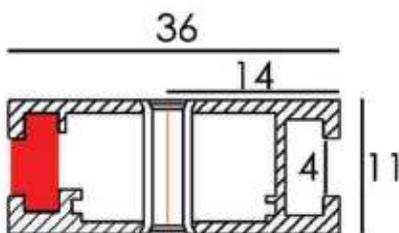
- Detector de puerta del fabricante WECO. Estas son las características técnicas del detector seleccionado:

Características Principales

1. Canal en forma de 'c' a lo largo del perfil.
2. Perfil compacto y robusto.
3. Modo de espera automático el consumo de energía se reduce después de 15s para alargar la vida de los sensores ópticos.
4. Múltiples posibilidades de fijación a través del perfil o el lateral.

Características Técnicas

Haces	94
Diodos	17
Distancia útil	0-3000mm
Ambiente de trabajo	-20° - 65°, 100,000 LUX, IP54
Tolerancia	Vert: ±20mm(10°), Hor: ±3mm(7°)
Dimensiones	2000mm x 27mm x 11mm
Detección de altura	20mm - 1841mm
Tiempo de respuesta	53.2ms
Consumo de energía	3w
Señales de entrada	Contactos de relé (1NO & NC)
LED verde en receptor	Indicador de alimentación
LED rojo en receptor	☼ Haces interrumpidos o fallo en el sistema ● Modo de espera automático ● Normal
Modo de espera automático	15s después de cerrarse las puertas
Fuente de alimentación	10-30 VDC, 100 VDC, 110 VAC, 230 VAC



Perfil L

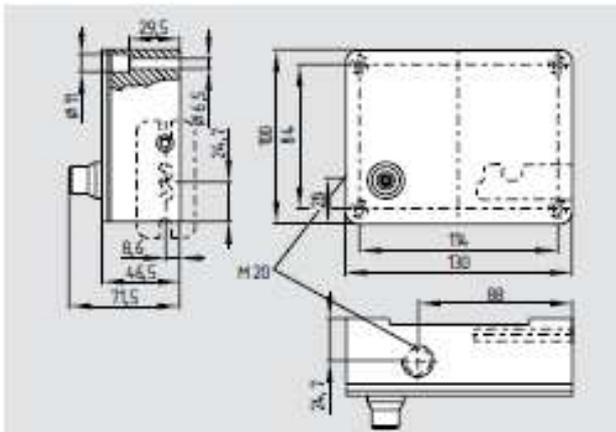


Dispositivo de enclavamiento de la puerta de piso

Según la norma UNE EN 81-31 el dispositivo de enclavamiento debe soportar una fuerza de 300 N en dirección de apertura de la puerta sin que se reduzca la efectividad del enclavamiento, y una profundidad de enclavamiento mínima de 7 mm.

El dispositivo seleccionado de la empresa SCHMERSAL tiene una fuerza de bloqueo de 3500 N con una profundidad de enclavamiento de 8 mm, por lo que cumple holgadamente la especificación de la norma.

AV 415



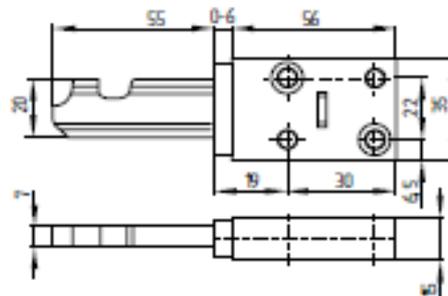
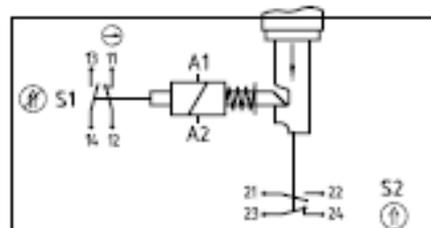
- 1-leaf
- Con dispositivo de bloqueo certificado
- Para montacargas
- Caja metálica
- 4 Contactos para la supervisión de la puerta cerrada y puerta bloqueada
- Fuerza de bloqueo 3500N
-  Desbloqueo de emergencia con llave triangular desde la cubierta

Indicaciones

Desbloqueo por tensión

2 NO contacts

2 NC contacts



AZ/AZM 415-B1



Datos técnicos

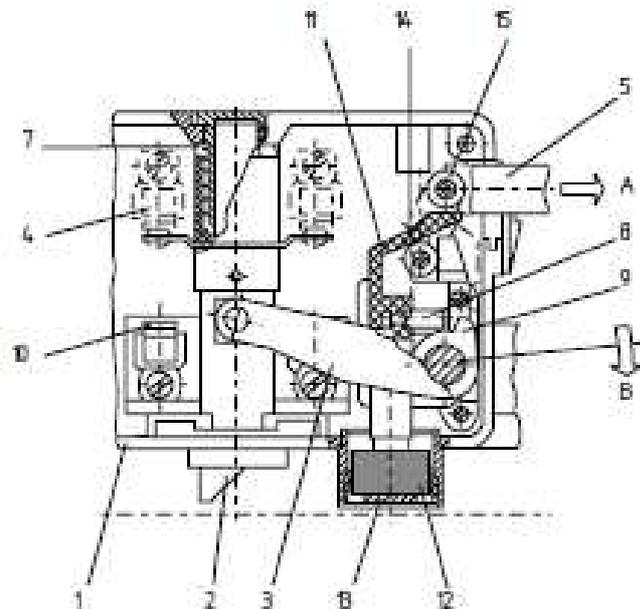
Normas:	IEC/EN 60947-5-1, DIN VDE 0660-200, EN 1088; BG-GS-ET-19, EN 81-1/2
Caja:	Metal ligero, acabado esmaltado
Pestillo de bloqueo:	metal/aluminio galvaniza- do
Protección:	IP 54 o IP 67
Material de contacto:	plata
Tipo de contactos:	contacto inversor doble ruptura Zb, con separación galvánica en los puentes de contacto
Sistema de conmutación:	⊖ IEC 60947-5-1; BG-GS-ET-19; acción lenta; contacto de apertura forzada NC
Conexión:	Terminales a tornillo
Sección del cable:	max. 2.5 mm ² (incluido terminales)
U _{imp} :	4 kV
U _i :	250 V
I _{ma} :	6 A
Categoría de utilización:	AC-15 / DC-13
I _e /U _e :	2 A / 250 V AC; 1 A / 24 V DC
Recomido de desconexión ruptura positiva:	5 mm
Fuerza de desconexión ruptura positiva:	min. 15 N
I _{ma} n:	100% ED
U _g :	12 V DC; 24 V AC/DC; 110 V AC; 230 V AC
Consumo:	max. 10 W
Temperatura ambiente:	- 25 °C ... + 50 °C
Vida mecánica:	> 1 millón de maniobras
Fuerza de retención F _{nm} :	3500 N
Fuerza de retención:	-



Enclavado certificado con puerta exterior abierta y desbloqueada

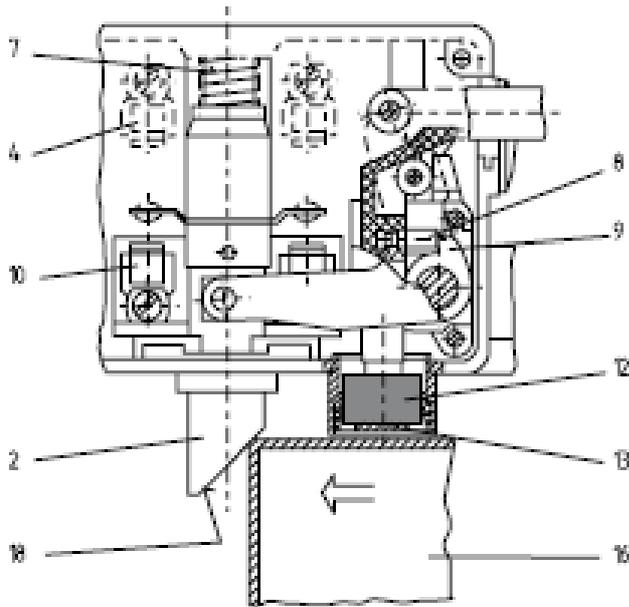
Cuando la puerta exterior se halla abierta y la leva del dispositivo de enclavamiento está en posición desbloqueada, el perno de enclavamiento (2) se retrae tirando de la correa de tracción (5) en la dirección A o girando la palanca en la dirección B contra la fuerza del resorte de presión (7). El interruptor del dispositivo de bloqueo (10) está abierto. El dispositivo de bloqueo (11) está fijado a la carcasa (1) y puede moverse en dirección axial. Está posicionada mediante la conexión rígida a un imán permanente (12), tal como aparece en la ilustración. El accionamiento positivo se obtiene mediante la acción combinada del ro-

dillo (15), fijado a la palanca en ángulo (3) al otro lado de la leva (14) del dispositivo de bloqueo (11). Cuando la puerta está desbloqueada, el rodillo (15) empuja el dispositivo de bloqueo (11) hacia la leva accionada positivamente (con unión positiva) y la deja en la posición de bloqueo. El dispositivo de bloqueo (11) se mantiene en la posición bloqueada por la placa de retención (13) como resultado de la fuerza magnética adhesiva, de modo que el enganche (9) y el pasador (8) de bloqueo quedan uno frente al otro. El contacto auxiliar (4) está cerrado.



Puerta exterior abierta y enclavamiento certificado operativo

Si la leva del enclavamiento se activa antes de que la puerta exterior se cierre, el enclavamiento certificado se pone en estado operativo. La fuerza del resorte de presión (7), empuja hacia adelante el perno de enclavamiento (2), pero sólo la distancia justa para que el enganche (9) llegue hasta el pasador (8) de bloqueo. El imán (12) se adhiere a la placa de retención (13). En esta posición, el interruptor del dispositivo de bloqueo (10) y el contacto auxiliar (4) están abiertos. Por la sección inclinada (18) del perno de enclavamiento (2), la puerta exterior (16) puede cerrarse hasta que se alcance el



Enclavamiento accionado con puerta exterior cerrada y bloqueada

Con la puerta exterior (16) cerrada y la leva del enclavamiento suelta, el rodillo (15), situado en la palanca en ángulo (3) se acciona positivamente y se desplaza siguiendo la leva (14), de modo que el dispositivo de bloqueo (11) con el pasador (8), en combinación con el enganche (9), llega al “modo de espera de bloqueo por acción positiva” ilustrado. La profundidad del enclavamiento del perno es de 3 a 8 mm.

