

Resumen

El presente proyecto responde a una petición de oferta solicitada por un taller de decoletaje, para la instalación de un puente grúa que mejore el suministro del material, del almacén de materia prima a los tornos de decoletaje. El material consiste en paquetes de barras de longitud máxima 4 m y un peso máximo de 1000 kg por paquete. Con el actual puente grúa, de un gancho de elevación y 1000 kg de carga nominal, el material es transportado por dos operarios, entre los dos manejan la botonera y dirigen los paquetes manualmente hacia los cargadores de las máquinas. Se pretende que todo el transporte de material sea realizado por un solo operario y que además sea capaz de llevar dos paquetes cada vez, en vez de uno solo como actualmente.

Como se trata de una máquina hecha a medida, de la que solamente se fabricará una unidad, el objetivo del proyecto será satisfacer las especificaciones concretas del cliente, cumpliendo todos los requisitos mecánicos y en cuanto a seguridad, sin olvidar la sencillez y funcionalidad de manera que no se encarezca el proyecto inútilmente.

La mejor solución encontrada consiste en que los movimientos de giro de los paquetes los realice el puente grúa, y el operario solamente maneje la botonera. Para conseguir el movimiento de giro de los paquetes, es necesario que estos estén sujetos por dos puntos separados, y para ello se ha diseñado un polipasto de doble salida con dos ganchos de sujeción separados dos metros. El movimiento de giro es proporcionado por un carro giratorio sobre el que está sujeto el polipasto de doble salida. Este carro gira por medio de cuatro ruedas sobre un camino de rodadura circular soldado sobre otro carro de movimiento transversal. Las dos salidas de cable del polipasto son reenviadas, mediante dos poleas fijadas también al carro giratorio, hacia los dos ganchos de elevación, por tanto cuando el carro giratorio gira, también giran el polipasto y los dos ganchos, haciendo girar la carga. El movimiento de traslación de la carga a través del puente birraíl es proporcionado por un carro de movimiento transversal. Sobre dicho carro se apoya y gira el carro giratorio con el polipasto de doble salida, por lo tanto cuando se desplaza dicho carro también se desplaza la carga. Dicho carro transversal se desplaza sobre un puente birraíl, el cual proporciona el movimiento transversal a través de la nave, a todo el puente grúa.

Esta solución cumple todos los requisitos del cliente de la manera más sencilla y económica posible, cumpliendo todos los requisitos mecánicos y en cuanto a seguridad.





Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. INTRODUCCIÓN Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	5
1.1. Motivación del proyecto	5
1.2. Objetivo del proyecto	5
1.3. Alcance del proyecto	5
2. ESPECIFICACIONES DEL CLIENTE	7
2.1. Aplicación principal del puente grúa	7
2.2. Ubicación del puente grúa	8
3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN ESCOGIDA	9
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	13
4.1. Diseño del polipasto de doble salida	13
4.1.1. Selección del cable	15
4.1.2. Diseño del tambor y de las guías del cable	18
4.1.3. Selección del motoreductor de elevación	24
4.1.4. Diseño del eje del tambor del cable	29
4.1.5. Rodamiento del eje del tambor del cable	31
4.1.6. Bastidor del polipasto	32
4.2. Diseño del carro giratorio	34
4.2.1. Bastidor del carro giratorio	37
4.2.2. Selección de los ganchos de elevación	38
4.2.3. Selección de las poleas de reenvío	40
4.2.4. Selección de los anclajes del cable	42
4.2.5. Selección de las ruedas del carro giratorio	44
4.2.6. Selección del motoreductor de giro del carro	48
4.2.7. Soportes conjuntos rueda carro	53
4.3. Diseño del carro de movimiento transversal	54
4.3.1. Bastidor del carro de movimiento transversal	57
4.3.2. Topes elásticos para el carro giratorio	57
4.3.3. Selección de las ruedas del carro de movimiento transversal	58



4.3.4. Selección de los motoredutores de traslación del carro	59
4.4. Diseño del puente birraíl	63
4.4.1. Vigas principales del puente	66
4.4.2. Topes elásticos para el carro de movimiento transversal.....	66
4.4.3. Testeros del puente birraíl	67
4.4.4. Selección de las ruedas del puente birraíl.....	67
4.4.5. Selección de los motoredutores de traslación del puente.....	70
5. SEGURIDAD DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA _____	75
6. IMPACTO AMBIENTAL _____	77
CONCLUSIONES _____	79
BIBLIOGRAFÍA_____	81



1. Introducción y justificación del proyecto

Un puente grúa es un aparato de elevación y transporte, una de las principales aplicaciones del cual es el transporte de diferentes materiales dentro del taller. Gracias a que circulan por vías elevadas, al contrario de lo que sucede con otras clases de grúas (por ejemplo, las grúas pórtico o las giratorias) dejan libre toda la superficie del pavimento del taller, de modo que el trabajo y el tránsito sobre el suelo puede efectuarse sin estorbos. Debido a la movilidad del puente grúa y del carro que corre sobre el mismo, el campo abonado por la grúa es un rectángulo cuya superficie, en un caso ideal, coincide con la planta de la nave del taller.

1.1. Motivación del proyecto

El presente proyecto responde a una petición de oferta solicitada por un taller de decoletaje, para la instalación de un puente grúa, para poder suministrar el material (máximo 2 paquetes de barras de longitud máxima 4 m y de 1000 kg máximo cada paquete) del almacén de materia prima a los tornos, de una manera fácil y económica.

1.2. Objetivo del proyecto

Como se trata de una máquina hecha a medida, de la que solamente se fabricará una unidad, el objetivo del proyecto será satisfacer las especificaciones del cliente en cuanto a facilitar al máximo el suministro del material a los tornos, cumpliendo todos los requisitos mecánicos y en cuanto a seguridad, sin olvidar la sencillez y funcionalidad de manera que no se encarezca el proyecto inútilmente.

1.3. Alcance del proyecto

El proyecto contempla la máquina completa a nivel de soluciones conceptuales, pero no el estudio detallado de todos sus órganos, ya que requeriría un consumo de tiempo superior al que es habitual en un PFC. Los órganos que se estudian son: el polipasto, el carro giratorio, el carro de traslación y el puente birraíl.

Del equipo eléctrico solamente serán definidas las prestaciones que se necesitan.





2. Especificaciones del cliente

2.1. Aplicación principal del puente grúa

El cliente es un taller de decoletaje, que ante un cambio de nave industrial, se propone mejorar el suministro de material desde el almacén de materia prima a los tornos de decoletaje.

Dicho material, son barras de aluminio, acero o latón de perfil redondo o hexagonal. Estas barras vienen en paquetes convenientemente atados con flejes, cuyas dimensiones máximas son 4 m de longitud, y cuyo peso máximo es 1000 kg. A fin de optimizar el suministro de material, el puente grúa deberá ser capaz de transportar 2 paquetes simultáneamente (2x1000 kg).

En las antiguas instalaciones había instalado un puente grúa monorraíl de 1000 kg, y con un polipasto de una única salida. Con este tipo de puente grúa, la orientación de los paquetes de material y el manejo de la botonera debía de realizarse entre dos operarios. Aspecto a mejorar con el nuevo puente grúa, en el cual al ser giratorio y de doble salida, permitirá que toda la manipulación de los paquetes se realice con un solo operario. Ver Fig. 2.1.

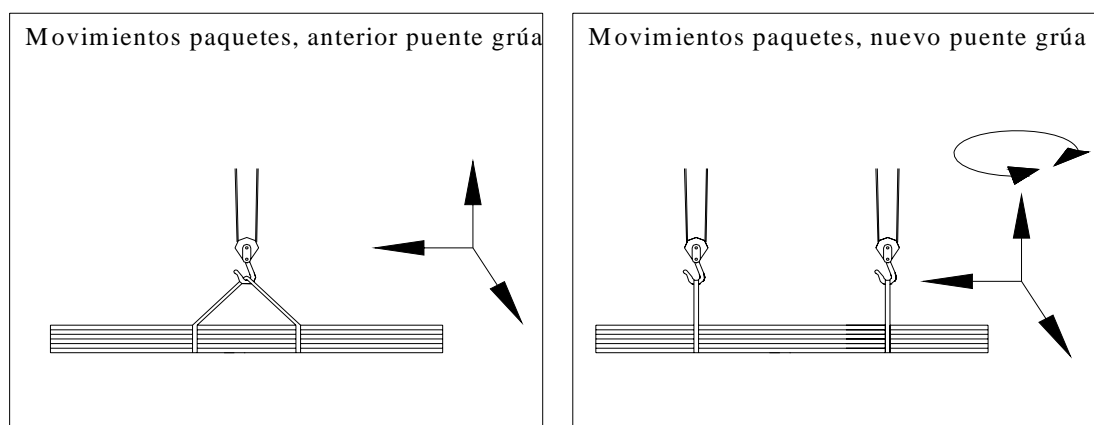


Fig. 2.1. Movimientos del antiguo y del nuevo puente grúa.



2.2. Ubicación del puente grúa

Dicho puente grúa, estará ubicado en la nave industrial mostrada en la Fig. 2.2. Dicha nave, en previsión de montar dicho puente grúa, ya ha sido construida con ménsulas de hormigón cada 10 m, con placas para soldar carriles en la base de apoyo.

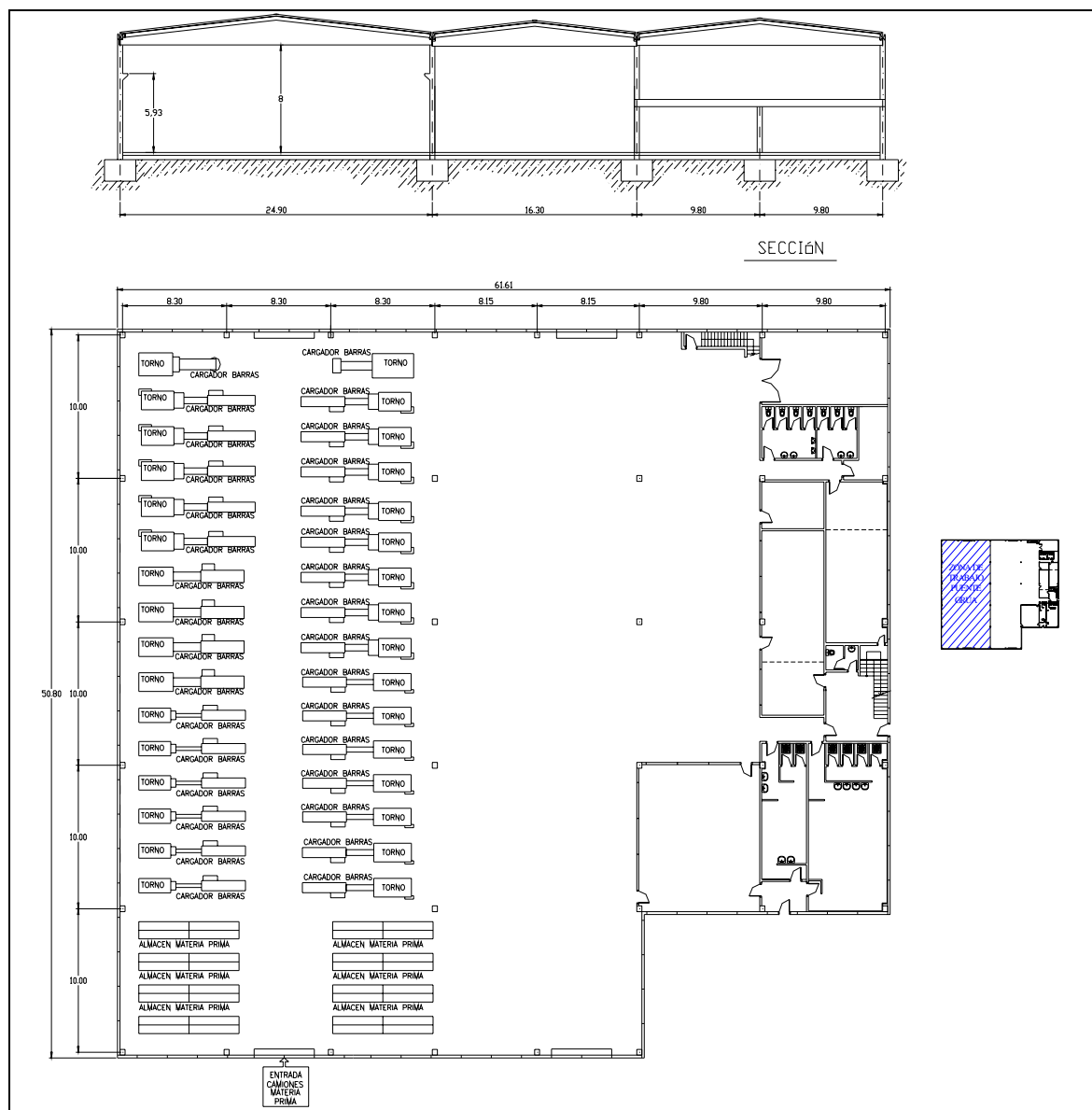


Fig. 2.2. Nave industrial, ubicación del puente grúa.



3. Alternativas de diseño y justificación de la solución escogida

Para conseguir un puente grúa, con el cual se pretende no solamente transportar, sino también orientar paquetes de barras de 4 m de longitud máximo y 1000 kg máximo, con un solo operario, la mejor solución es que los movimientos de giro del paquete los realice el puente grúa, y el operario solamente maneje la botonera.

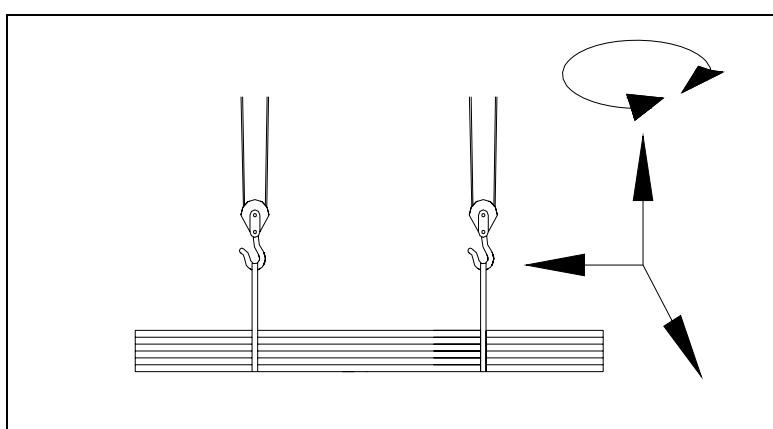


Fig. 3.1. Movimientos paquetes, nuevo puente grúa.

Para poder conseguir dichos movimientos de giro de los paquetes, éstos han de estar sujetos por dos puntos separados, cómo muestra la Fig. 3.1. Y para ello, se pueden imaginar diversas alternativas conceptuales:

- a) Dos polipastos independientes, montados sobre el carro del puente
- b) Un solo polipasto, formado por un motor y dos tambores de cable paralelos, accionados por medio de engranajes.
- c) Un polipasto de doble salida, formado por un motor y un solo tambor de cable, con una salida de cable por un lado del tambor y por arriba y la otra por el otro lado y por abajo.



Se escoge la solución c) por ser la más sencilla, la que necesita menor mantenimiento y por lo tanto, la más económica.

Para poder conseguir dichos movimientos de giro de los paquetes, dicho polipasto de doble salida, ha de estar montado sobre un carro giratorio. Y para ello, se pueden imaginar diversas alternativas conceptuales.

- a) Carro formado por dos partes, una giratoria apoyada sobre una fija. Sobre la parte giratoria va montado el polipasto de doble salida y gira mediante ruedas y un motor sobre un camino de rodadura circular montado sobre la parte fija.
- b) Carro formado por dos partes, una fija y una giratoria, suspendida de la parte fija, a la que va fijado el polipasto de doble salida, accionada por medio de engranajes y un motor montado sobre la parte fija.

En la solución a) la pérdida de altura por el mecanismo de giro, está situada por la parte superior del puente, y en la solución b) la pérdida de altura por el mecanismo de giro, está situada por la parte inferior del puente. Debido a las dimensiones de la nave y a la posición de las ménsulas de apoyo, ver fig. 2.2, es preferible que dicha pérdida de altura se produzca por la parte superior del puente. Por ello y por ser la opción más económica, se escoge la solución a).

Por lo tanto la solución escogida es un puente grúa birrail, con un carro giratorio con un polipasto central de doble salida. Ver croquis en Fig. 3.2.



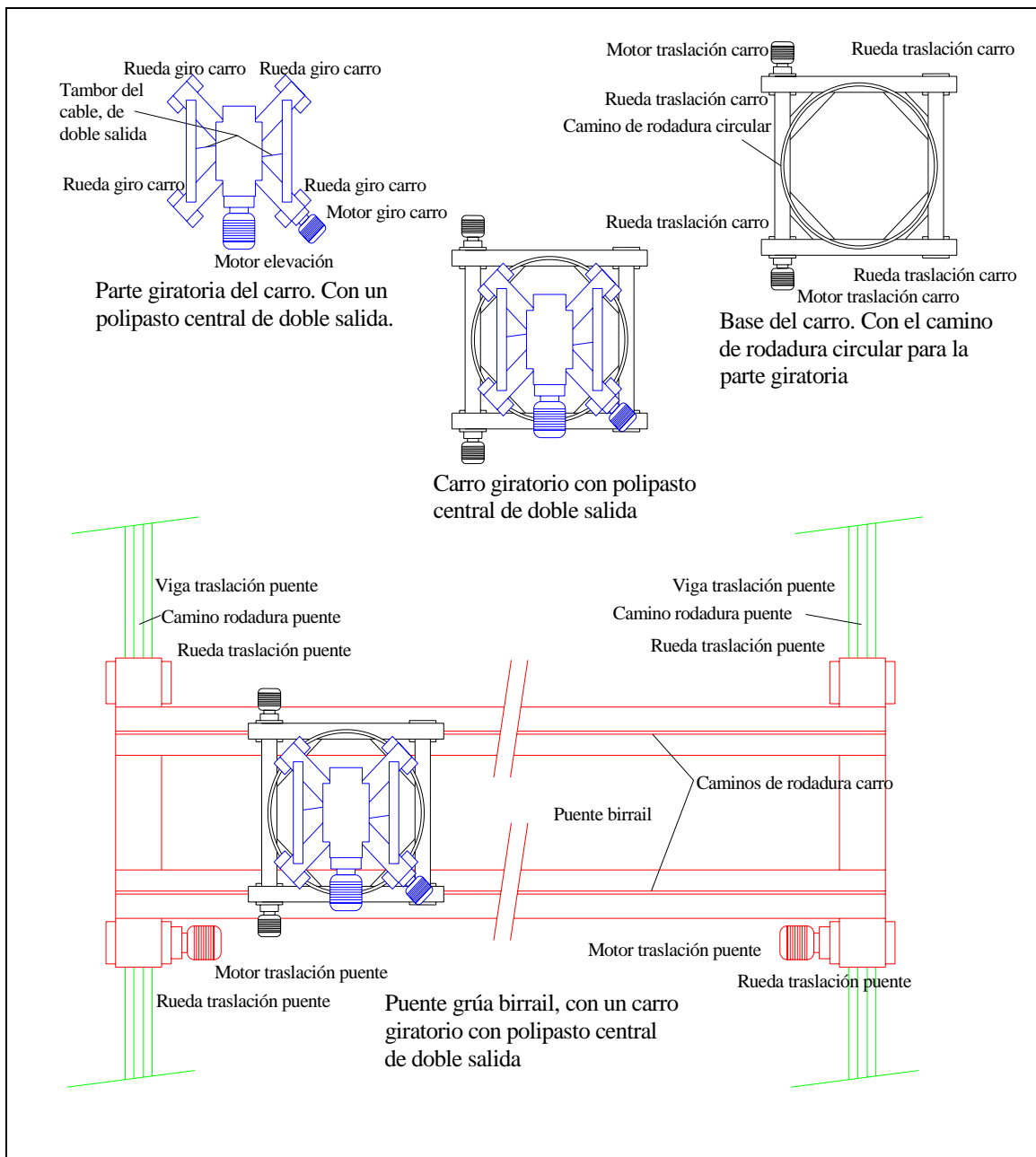


Fig. 3.2. Croquis solución escogida.





4. Diseño y selección de componentes

4.1. Diseño del polipasto de doble salida

El polipasto es el elemento del puente grúa que nos permite elevar y descender la carga.

En este puente grúa el polipasto es de doble salida, puesto que la carga ha de ser cogida por dos puntos separados, para poder hacer los movimientos de giro de los paquetes, y así conseguir posicionarlos de una manera más fácil. Esta doble salida implica que habrán dos ramales de cable independientes, y cada ramal hará subir o bajar cada uno de los dos ganchos de sujeción de la carga.

Dicho polipasto estará formado básicamente por, ver Fig. 4.1:

- Un bastidor que estará fijado al carro giratorio mediante tornillos. Sobre este bastidor estará fijado el motoreductor por un lado y el eje del tambor del cable por el otro lado, y sobre estos estará el tambor del cable. Sobre dicho bastidor también estarán alojadas las varillas de fijación de las guías del cable.
- Un tambor del cable. En el se enrollarán y desenrollarán los dos ramales de cable, cuando el motor de elevación gire a derechas o a izquierdas.
- Dos ramales de cable. Dichos cables serán independientes entre sí y se enrollarán y desenrollarán en el tambor, cuando este gire, haciendo subir o bajar los ganchos de sujeción de la carga.
- Un motoreductor de elevación. Dicho motoreductor será el que proporcione el movimiento de giro del tambor del cable. Dicho motor estará fijado al bastidor del polipasto y a su vez el eje de este motor estará acoplado al tambor del cable.
- Dos guías de cable, una por cada ramal de cable. Dichas guías impedirán al cable enrollarse en el tambor en más de una capa. Dichas guías estarán sujetas al bastidor mediante dos varillas cada una.

El funcionamiento de dicho polipasto consiste en que cuando el motoreductor de elevación es activado, gire en un sentido u otro haciendo girar el tambor en un sentido u otro. Cuando el tambor gira a derechas los dos ramales de cable se enrollan en el tambor y por consiguiente suben los dos ganchos de sujeción, elevando la carga. Cuando el tambor gira a izquierdas los dos ramales de cable se desenrollan del tambor y por consiguiente bajan los dos ganchos de sujeción, descendiendo la carga.



Dichos ramales de cable se enrollan en una sola capa, cada uno en su lado ranurado del tambor que le corresponde. Esto se consigue mediante las dos guías del cable, que adoptan la forma de tuercas y como no pueden girar cuando gira el tambor, por las varillas de fijación, se desplazan lateralmente, posicionando el cable correctamente sobre las ranuras del tambor.

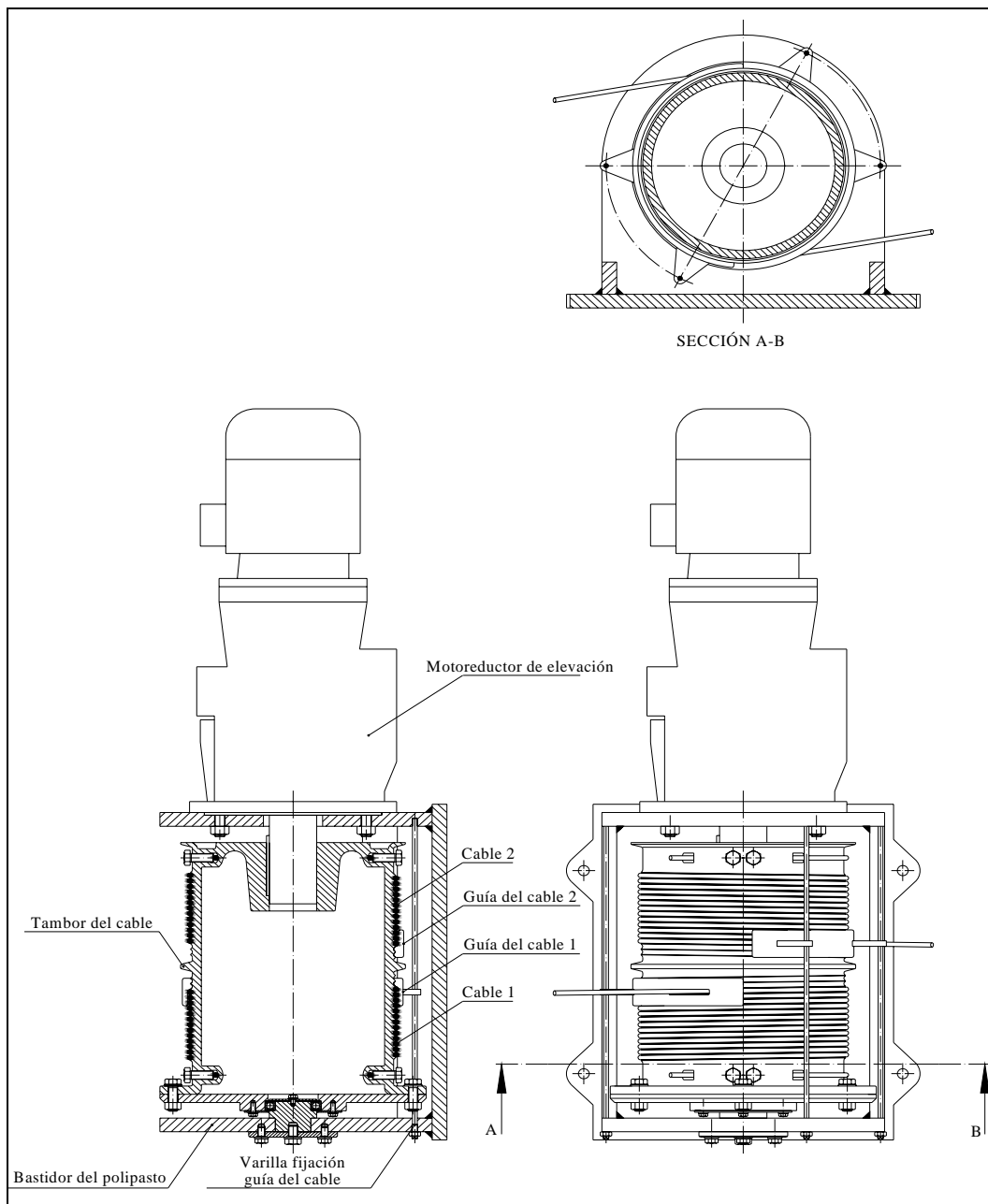


Fig. 4.1. Polipasto de doble salida.



4.1.1. Selección del cable

Se ha escogido el cable metálico como elemento de transmisión, en lugar de la cadena, por tener algunas ventajas considerables. Su peso propio es más reducido, permiten velocidades más elevadas, ya que pasan sin ruidos ni choques por las poleas, y la seguridad se aumenta porque los cables no se rompen súbitamente como las cadenas sino que, por el contrario, antes de la ruptura de un cable, se van rompiendo hilos aisladamente.

Para formar un cable, se arrollan un gran número de hilos de acero de alta resistencia. Estos hilos se disponen en trenzas o torones según los casos. Para los aparatos de elevación se emplean exclusivamente los cables compuestos de varios torones. Estos torones están formados por un cierto número de hilos arrollados en uno o varios cordones alrededor de un alma de cáñamo o de acero, formando el cable.

Se ha escogido un cable cruzado, en el que los torones son cableados en sentido inverso al del arrollamiento de los hilos que forman los torones. Esto confiere al cable cruzado menor tendencia a girar.

En esta composición cruzada, los hilos tienen la misma inclinación en todas las capas de un cordón. De ello resulta teóricamente, una distribución uniforme de la tracción. Todos los hilos tienen la misma longitud, independientemente de su posición en una capa interior o exterior. Pero el paso varía de una capa a otra, dado que el diámetro de arrollamiento no es el mismo. A mayor diámetro corresponde un mayor paso. Resulta así que los hilos de la capa exterior no son paralelos a los de la capa interior y los cruzan.

Diámetro del cable

Los cables de acero para las máquinas de elevación están normalizados en las normas UNE 58-120-1:1991; UNE 58-111:1991 y UNE 58-915-3:1992.

La vida de un cable de elevación depende de factores inherentes por una parte a la fabricación del cable (factores internos) y por otra parte, a las características del aparato y a las condiciones de enrollamiento del cable (factores externos).

Los principales factores externos son: el esfuerzo de tracción, los diámetros de las poleas, el tipo y el número de ciclos de trabajo.



Considerando la dificultad que para el fabricante supone tener en cuenta la influencia de estos diferentes factores, es preferible determinar sencillamente el diámetro mínimo d_{min} del cable como sigue. El diámetro del cable se determina de la fórmula general:

$$d_{min} = c\sqrt{S} \quad (\text{Ec. 4.1.1.1})$$

Donde:

S Tensión del cable en N, obtenida teniendo en cuenta los factores siguientes:

- a) Carga nominal de trabajo del aparato;
- b) Masa del gancho;
- c) Masa de la longitud de cable suspendido.

c Coeficiente que comprende las variables individuales necesarias para el cálculo del diámetro del cable en $[\text{mm}/\sqrt{N}]$;

d_{min} Diámetro mínimo del cable en [mm].

El coeficiente c se determinará en función de la fabricación del cable y del grupo de clasificación del mecanismo por la fórmula siguiente:

$$c = \sqrt{\frac{z_p}{K'R_0}} \quad (\text{Ec. 4.1.1.2})$$

Donde:

c Factor mínimo de elección del cable;

K' Factor empírico de carga mínima a la rotura de un cable de construcción dado;

R_0 Resistencia mínima a la tracción, en $[\text{N}/\text{mm}^2]$, del alambre utilizado en el cable;

z_p Es el coeficiente mínimo de utilización práctica.

Como el mecanismo de elevación está destinado a trabajar en las condiciones definidas en la clasificación de los mecanismos como M5, entonces según la Tabla 1 de la norma UNE 58-915-3:1992;

$$z_p = 4,5$$



$$K' = 0,2948$$

$$R_0 = 1764 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto:

$$c = \sqrt{\frac{4,5}{0,2948 * 1764}} = 0,093 \text{ mm} / \sqrt{N}$$

$$d_{\min} = 0,093 * \sqrt{5500} = 6,90 \text{ mm}$$

Por razones prácticas, el diámetro mínimo del cable elegido no puede ser inferior a 8 mm.

Carga mínima de rotura

La carga mínima de rotura F_0 , en [N], de un cable determinado que se quiere utilizar viene dada por la ecuación:

$$F_0 = S * z_p \quad (\text{Ec. 4.1.1.3})$$

Donde:

S Es la tensión máxima del cable, en [N], definida anteriormente;

z_p Es el coeficiente mínimo de utilización práctica;

F_0 Es la carga mínima de rotura en [N].

$$F_0 = 5500 * 4,5 = 24750 \text{ N}$$

Cable escogido

Se ha escogido un cable DIN 655, de 6 torones de 19 alambres (6x19), dispuestos en dos capas de seis y doce hilos alrededor de un alma. Ver Fig. 4.2.



Con una resistencia del hilo de 1764 N/mm^2 .

El diámetro del cable es de 8 mm.

El diámetro del hilo es de 0,5 mm.

La sección metálica del cable es de $22,4 \text{ mm}^2$.

Con un peso de 0,21 kg/m.

La tensión de diseño es de 5500 N y la carga mínima de rotura de 24750 N.

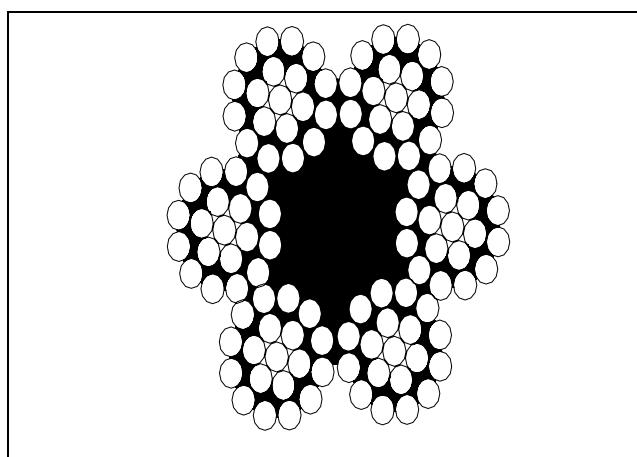


Fig. 4.2. Composición del cable (6x19).

4.1.2. Diseño del tambor y de las guías del cable

El tambor del cable es el elemento del polipasto en el que se enrolla el cable.

El tambor del cable, por razones de fabricación, está formado por dos piezas. Una pieza es cilíndrica y es donde se enrolla el cable y por donde se acopla al motor de elevación, por medio de un agujero con un chaveteado. Y la otra pieza es una pletina que se une a esta otra pieza mediante tornillos, en esta pletina es donde se aloja el rodamiento que rueda sobre el eje sobre el que gira el tambor.

Para la parte cilíndrica del tambor, se ha escogido un tambor de fundición (Ge 18,91). Los tambores en acero moldeado no se justifican, porque por razones de fundición deben tener



poco más o menos el mismo espesor que los tambores de fundición. Y los tambores soldados sólo permiten economías de peso y son más económicos en los diámetros grandes.

Para la pletina se ha escogido un acero para temple y revenido F-1140. Dicha pletina está pensada para ser fabricada por un proceso de mecanizado y un posterior rectificado del alojamiento del rodamiento.

Funcionamiento del tambor

Este polipasto es de doble salida, con dos ramales de cable independientes, saliendo cada uno de ellos por cada lado del tambor. Ello se consigue con un tambor en el que uno de los ramales sale del tambor por la parte superior y el otro por el lado opuesto y por la parte inferior, ver Fig. 4.3. De esta manera cuando el tambor gire a derechas ambos ramales de cable se enrollan en el tambor y sube la carga y cuando el tambor gire a izquierdas ambos ramales de cable se desenrollan del tambor y bajan la carga.

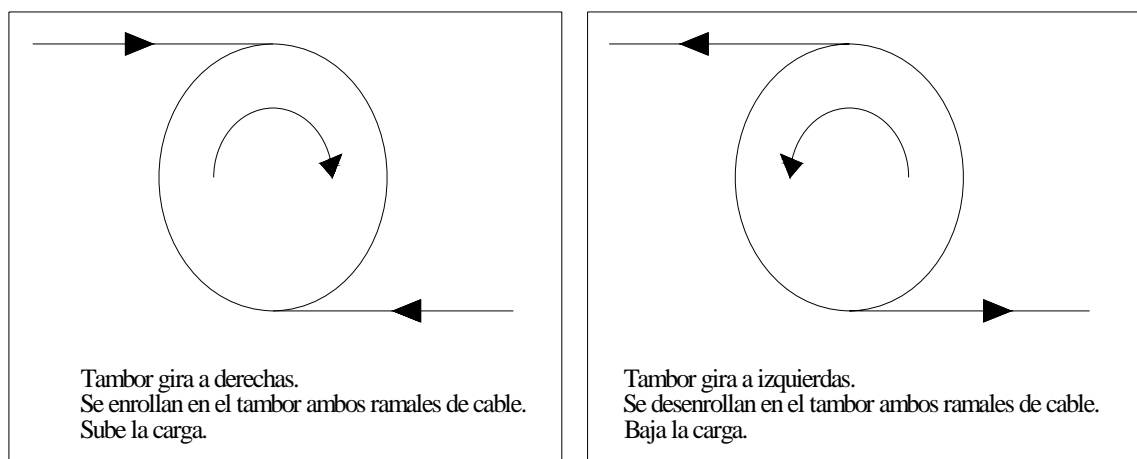


Fig. 4.3. Funcionamiento básico del tambor de doble salida.



Los dos ramales de cable son independientes entre sí, y las dos zonas de enrollamiento del tambor son simétricas, una de ellas con las ranuras a derechas y la otra a izquierdas, de modo que el cable se enrolle en ambos ramales desde el exterior hacia el interior del tambor, y se desenrolle en ambos ramales desde el interior hacia el exterior.

Diámetro del tambor

La vida de un cable es tanto más larga cuanto mayor sea el diámetro del tambor. Los diámetros de enrollamiento deberán estar determinados de manera que aseguren una duración razonable del cable antes de su sustitución.

La norma UNE 58-915-3:1992 establece que el diámetro del tambor se determina por la relación siguiente:

$$D \geq h_1 * d_{min} \quad (\text{Ec. 4.1.2.1})$$

Donde:

D Diámetro del tambor, medido en [mm], de eje a eje del cable;

d_{min} Es el diámetro mínimo del cable en [mm];

h_1 Es el coeficiente en función del grupo de clasificación del mecanismo y que es tanto mayor cuanto más duro sea el servicio.

Para el grupo de clasificación M5 del mecanismo de elevación de nuestro caso:

$$h_1=18$$

Por lo tanto:

$$D \geq 18 * 8 = 144 \text{ mm}$$

Por razones prácticas, para conseguir acortar la longitud del tambor, el diámetro del tambor de eje a eje del cable será de 350 mm.



Número de espiras

La longitud del tambor ha de permitir enrollar el cable en una sola capa. Por lo tanto ésta depende de la longitud L del cable a enrollar. El número n de espiras necesarias se calcula como sigue:

$$n = \frac{L}{D\pi} \quad (\text{Ec. 4.1.2.2})$$

Donde:

n Número de espiras necesarias;

L Longitud del cable a enrollar, en [m];

D Diámetro del tambor, en [m].

Para una altura de 5,5 m, necesitaremos enrollar 11 m de cable:

$$n = \frac{11}{0,35 * \pi} = 10 \text{ espiras}$$

Es necesario dejar al menos 2 espiras muertas, que refuerzan la fijación del cable y que impiden que se desenrolle por completo, aún en el caso de que el gancho alcance la posición más baja. Debido a la forma de la guía del cable, hemos de dejar otras 3 espiras más. Por lo tanto:

$$n = 15 \text{ espiras (para cada ramal de cable)}$$

Ranuras del tambor

La duración de vida de un cable depende no solamente del diámetro del tambor sino de la presión que existe entre cable y garganta. La vida aumenta cuando la presión disminuye. El radio r de la garganta debe estar adaptado al diámetro efectivo d del cable.

Valor mínimo recomendado por la norma UNE 58-915-3:1992:

$$r = 0,53*d \quad (\text{Ec. 4.1.2.3})$$



Donde:

r Radio de la garganta en [mm];

d Diámetro del cable en [mm].

Por lo tanto nosotros hemos tomado estas dimensiones para las ranuras del tambor:

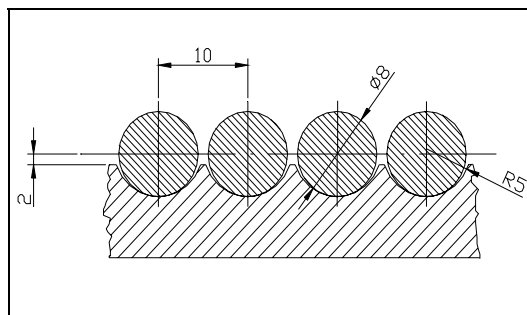


Fig. 4.4. Dimensiones de las ranuras.

Diámetro del cable:	8 mm
Radio de la garganta:	5 mm
Distancia entre centros:	10 mm
Distancia entre centro de cable y ranura:	2 mm

Espesor del tambor

El espesor del tambor en el fondo de la garganta es de 15 mm, cumpliendo sobradamente con la fórmula empírica, espesor igual diámetro del cable.



Fijación del cable en el tambor

Según la norma UNE 58-915-3:1992, la fijación del cable al tambor deberá ser tal que, teniendo en cuenta la fricción de las espiras de seguridad sobre el mismo, el conjunto de fijación del cable al tambor resista 2,5 veces la carga nominal sobre el cable.

La fijación del cable en el tambor, en cada ramal de cable, se realiza mediante 4 tornillos de M16, calidad 10.9, con rosca lubricada y un par de apriete de 77 Nm. (Ver Anexo C.Cálculos, apartado C.1. Fijación del cable en el tambor). La fuerza de rozamiento entre el cable y el tambor la proporciona la compresión que ejercen los 4 tornillos de fijación. Se ha escogido este método de fijación porque es fácilmente accesible y permite cambiar rápidamente el cable.

Guías del cable

El tambor está provisto de dos pestañas de una altura igual a vez y media el diámetro del cable, como prescribe la norma con el fin de evitar que se pueda salir el cable en caso de accidente.

También se ha dotado al tambor de un dispositivo para guiar el cable sobre las ranuras. Se trata de un sistema que adopta la forma de una tuerca que se ajusta en las ranuras vacías. Bajo la rotación del tambor, como la tuerca no puede girar por las 2 varillas que se lo impiden, se desplaza lateralmente y coloca el cable correctamente en las ranuras. Ver Fig. 4.5.

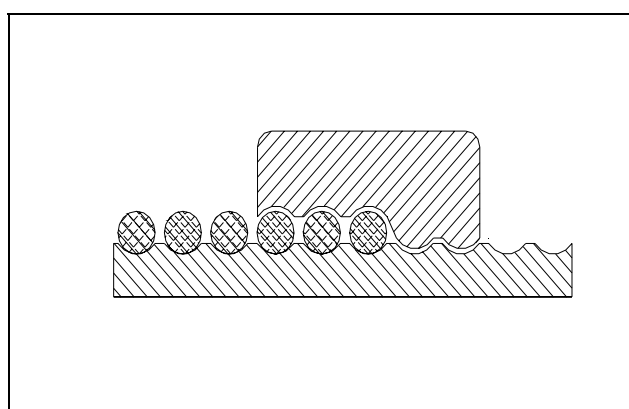


Fig. 4.5. Guía del cable.



Por lo tanto habrán 2 guías del cable, una para cada ramal de cable. Una con las ranuras con paso helicoidal 10 y rosca a izquierdas y la otra a derechas.

4.1.3. Selección del motoreductor de elevación

El accionamiento eléctrico está ampliamente extendido debido a sus ventajas (generación central y distribución fácil de la energía, puesta en marcha inmediata, gran seguridad de servicio y buen rendimiento incluso en servicio intermitente).

El motor de elevación necesita un gran par de arranque ya que debe poder ponerse en marcha para la elevación en carga, estando ésta suspendida en el aire y teniendo que acelerarla en muy poco tiempo, llevando todas las masas desde 0 hasta la velocidad de régimen. Su sentido de marcha debe ser reversible y deben ser capaces de ejercer un par de frenado. También se pide una variación de la velocidad independientemente de la carga.

Se ha escogido un motor trifásico asíncrono. El estator está acoplado a tres conductores de la red, mientras que el rotor no está conectado a la red, pero está puesto en cortocircuito. El estator crea un campo magnético giratorio que arrastra el rotor. La diferencia de velocidad entre el campo giratorio y el rotor, que se llama deslizamiento, aumenta con la carga y la resistencia en el circuito del rotor. En plena carga, con el rotor en cortocircuito, esta diferencia de velocidad o deslizamiento llega a ser del 5 al 6 % de la velocidad sincrónica. Mientras no se sobrepase una cierta carga- par de calado o de desenganche- el motor girará normalmente, pero alcanzado el par de calado el rotor se para. La velocidad n del campo giratorio depende del número p de polos del estator y de la frecuencia f de la corriente trifásica:

$$n = \frac{60f}{\frac{p}{2}} \quad (\text{Ec. 4.1.3.1})$$

Con la frecuencia normal de 50 Hz y con motores de 2 y 8 polos, se obtienen las velocidades sincrónicas de 3000 y 750 min^{-1} . La velocidad normal de los motores a plena carga es inferior en un 5 a 6 % a causa del deslizamiento.



Estos motores de doble polaridad poseen dos arrollamientos en el estator de polaridades diferentes, permitiendo así cambiar la velocidad poniendo en circuito uno u otro de los arrollamientos.

Se obtiene la marcha en sentido inverso, intercambiando dos de las fases del estator.

Por la ejecución del rotor es un motor de jaula, que está en cortocircuito.

Motor escogido

Los cálculos contenidos en el Anexo C.Cálculos, apartado C.2. Selección del motoreductor de elevación, muestran que las características necesarias del motor, han de ser:

Potencia nominal: Elevación rápida (8 m/min) → P_n 3 kW

Elevación lenta (2 m/min) → P_n 0,75 kW

Por lo tanto, escogemos un motor eléctrico asíncrono trifásico con freno, modelo

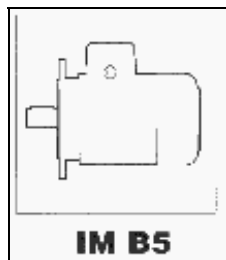
BN 112M 2/8 230/400-50 IP54 CLF B5 FD 40 SB 220SA, de la empresa Bonfiglioli.

Los datos técnicos de este motor son:

Tipo	Nº Polos	Pn kW	n min ⁻¹	Mn Nm	η %	cos φ	In A	Is/In	Ms/Mn	Ma/Mn	Freno	Mb Nm
BN 112M	2	3.0	2910	9.9	78	0.87	6.4	6.3	2.0	1.9	FD06S	40
	8	0.75	690	10.4	62	0.6	2.9	2.5	1.6	1.6		



Forma constructiva IM B5.



Grado de protección IP54.

Ventilación. Los motores se enfrían mediante un ventilador radial de plástico que funciona en los dos sentidos de rotación.

Es posible el funcionamiento en ambos sentidos de giro.

Freno

Como indica la norma UNE 58-132-6:1991, los mecanismos de elevación deberán estar equipados con frenos mecánicos.

Los resortes de los frenos deberán diseñarse como resortes a compresión.

Es preciso garantizar la posibilidad de reglaje del freno y del cambio de la guarnición.

Los frenos deberán estar dimensionados para 1,6 veces mínimo la carga a elevar. Deberán poder frenar sin un golpe perjudicial.

Los frenos de los mecanismos de elevación deberán estar dispuestos de manera que exista unión mecánica entre el mecanismo que produce el par de frenado y el par resistente de la carga.

Dicho freno debe ser capaz de mantener la carga suspendida al final del movimiento de elevación o descenso, cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

Para nuestro sistema de elevación hemos escogido un motor con un freno incorporado, que cumple todas estas características fundamentales.



El freno funciona según el principio de seguridad, es decir que interviene después de la acción de los muelles cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

Las principales características son:

- Par de frenado M_b de 40 Nm, casi 4 veces superior al par nominal del motor.
- Disco freno con doble superficie de fricción (material de bajo desgaste y sin amianto).
- Protección contra el polvo.
- Tratamiento anticorrosión de toda la superficie del freno.

Construcción y funcionamiento

La construcción prevista sobre la tapa posterior del motor según diseño de la Fig. 4.6 está compuesta por:

1- electroimán que contiene la bobina toroidal fijada con tres tornillos a la tapa lado ventilador del motor; tres muelles de precarga efectúan el posicionamiento axial.

2- armadura móvil con chaflán para colocar la protección contra el polvo.

3- disco de freno libre axialmente y unido al eje por el cubo de arrastre.

4- muelles de empuje de la armadura móvil.

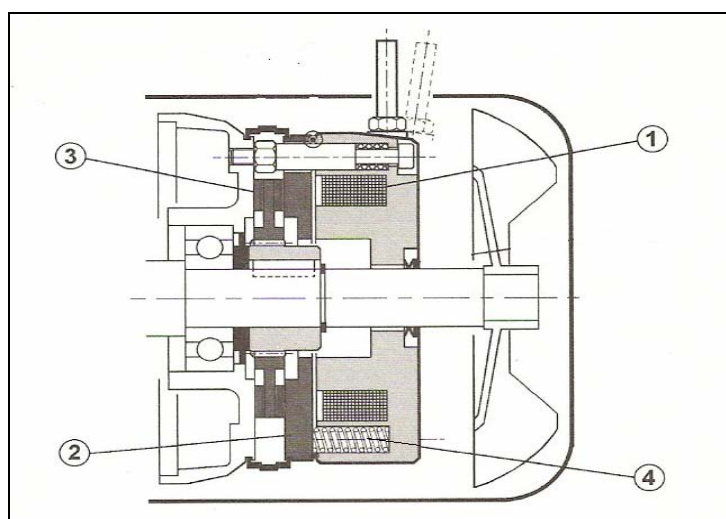


Fig. 4.6. Freno del motor de elevación.



En caso de falta de tensión, la armadura móvil, empujada por los muelles del freno, bloquea el disco de freno entre las superficies de la armadura misma y la tapa motor.

Cuando la bobina es excitada, la atracción magnética de la armadura móvil vence la acción de los muelles y desbloquea el freno.

Reductor escogido

Los cálculos contenidos en el Anexo C.Cálculos, apartado C.2. Selección del motoreductor de elevación, muestran que las características necesarias del reductor, han de ser:

Par nominal \geq Par de cálculo (M_{c2}) = 3306 Nm

Nº revoluciones a la salida: Elevación rápida (8 m/min) $\rightarrow n_2$ 14,56 min^{-1}

Elevación lenta (2 m/min) $\rightarrow n_2$ 3,64 min^{-1}

Relación de reducción $i = 206$

Por lo tanto, escogemos un reductor coaxial, modelo C 803 F 197,9 P112 B5, de la empresa Bonfiglioli.

Los datos técnicos de este reductor son:

Par nominal (M_{n2}) : 3740 Nm

Número de trenes de reducción: 3

Relación de reducción (i): 197,9

Nº de revoluciones a la salida efectivas: Elevación rápida (8m/min) $\rightarrow n_2$ 14,7 min^{-1}

Elevación lenta (2m/min) $\rightarrow n_2$ 3,49 min^{-1}



4.1.4. Diseño del eje del tambor del cable

El tambor del cable por un lado está acoplado directamente al eje del reductor y por el otro está montado loco sobre un eje fijo. Contrariamente a lo que sucede con los árboles giratorios, estos ejes fijos son solicitados por los esfuerzos repetidos (que en el caso más desfavorable varían entre cero y el máximo) y no por los esfuerzos alternados (que varían entre máximos positivos y negativos). Los valores de los diámetros pueden ser más reducidos.

Sobre este eje va fijado un rodamiento rígido de bolas que ha de estar sujeto por los dos lados. Por un lado se le ha dotado al eje de un cambio de sección para fijar el rodamiento y por el otro lado se fija mediante una arandela que va atornillada al eje. A su vez el eje va fijado al bastidor del carro por un ajuste y por medio de una pieza. Ver Fig. 4.7.

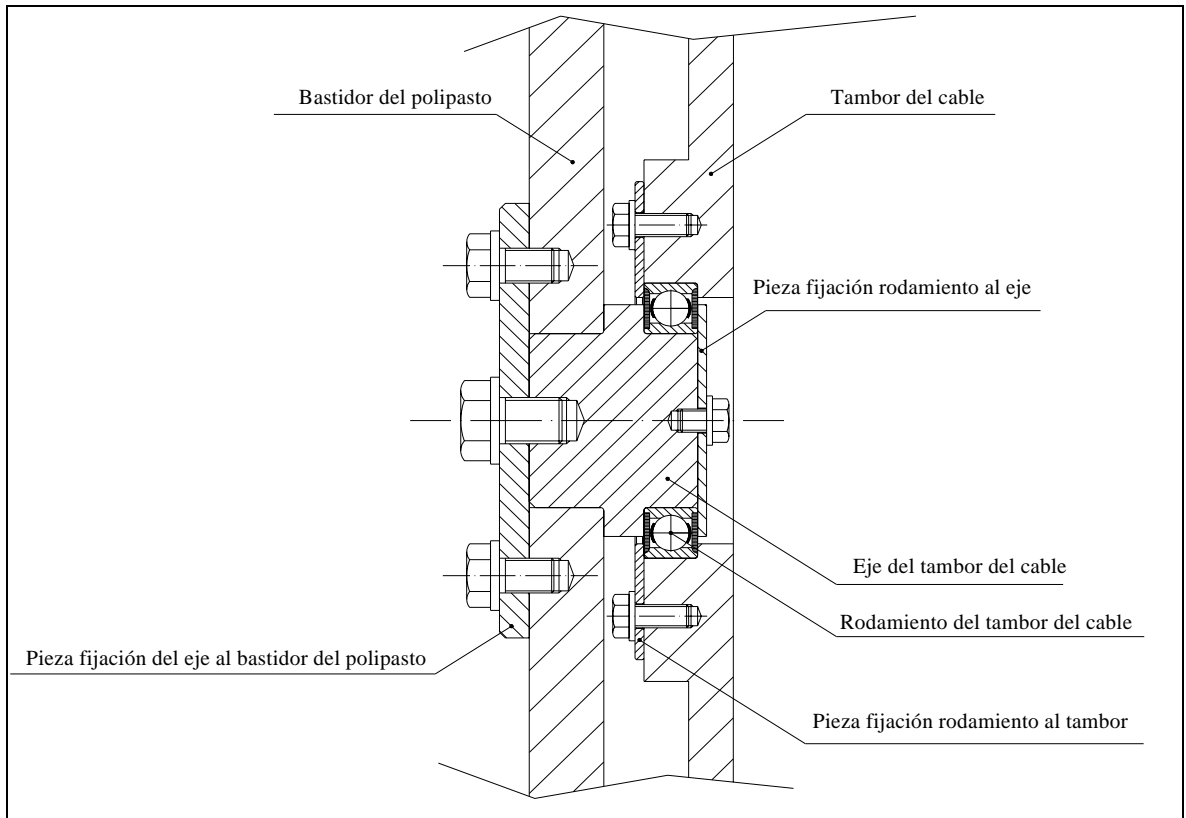


Fig. 4.7. Detalle montaje del eje del tambor del cable.



Material

Se ha elegido un acero F-1510, según norma UNE 36-013:1976, "Aceros aleados para cementación", con un bajo contenido en carbono. Por lo tanto es más tenaz.

El bajo contenido en carbono implica que posteriormente a un tratamiento de temple la dureza alcanzada en el núcleo será baja, mientras que en la superficie o zonas localizadas mediante la aportación de carbono exterior se consiguen altos valores de dureza y resistencia al desgaste por la formación de martensita con alto contenido en carbono.

Finalmente se obtiene un material con buena tenacidad y alta dureza superficial, por esta razón son muy apropiados para ejes.

Composición

%C	0,07-0,13
%Mn	0,30-0,60
%Si	0,15-0,40
%P max	0,035
%S max	0,035

Tratamiento térmico (°C)

Cementación	880-950
Templado núcleo	880-920 Agua
Templado capa	770-810
Revenido	150-250

Propiedades mecánicas (Templado + revenido)

Re (MPa)	395 min
Rm (MPa)	440-740



%A	15
KCU	69 min (Resistencia al impacto)

4.1.5. Rodamiento del eje del tambor del cable

Se ha escogido un rodamiento rígido de bolas de la casa SKF con dos arandelas de obturación y agujero cilíndrico. Su designación es 6012-2RS1.

Para poder soportar la carga dinámica y la carga estática calculadas en el apartado de cálculos, se ha escogido un rodamiento con un diámetro interno de 60 mm y con uno externo de 95 mm. Su anchura es de 18 mm.

La carga dinámica (C) que puede soportar es de 30700 N > 19405 N.

La carga estática (C₀) que puede soportar es de 23200 N > 16489 N.

El límite de velocidad es de 4300 min⁻¹. Y su peso es de 0,42 kg.

El rodamiento rígido de una hilera de bolas es el más popular de todos los rodamientos. Es de diseño sencillo, no separable, y en general requiere pocas atenciones de servicio. Es también adecuado para velocidades muy altas. La profundidad de las gargantas ininterrumpidas del camino de rodadura y el alto grado de adaptación entre las bolas y las gargantas, hacen posible que estos rodamientos soporten cargas axiales considerables en cualquiera de los dos sentidos, además de cargas radiales.

Dispositivos de obturación

Los rodamientos deben estar protegidos mediante dispositivos de obturación adecuados, para evitar la entrada de humedad y de otros contaminantes, así como las pérdidas de lubricante. La eficacia de una obturación puede tener una influencia decisiva en la duración del rodamiento.

Hemos elegido un rodamiento con dos arandelas de obturación que están en íntimo contacto con el aro interior. Estos rodamientos se suministran lubricados con la cantidad correcta de



grasa, y pueden usarse a temperaturas de funcionamiento comprendidas entre $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estos rodamientos no se relubrican, y no se les debe limpiar ni calentar antes del montaje.

4.1.6. Bastidor del polipasto

El bastidor del polipasto es la pieza que soporta, y donde se han de acoplar todas las partes del polipasto con el fin de que este funcione.

Está formado por placas de acero soldadas. El acero escogido es un acero de construcción AE 355D, según norma UNE 36-080. Las soldaduras serán producidas por arco manual. Y como es lógico, a fin de poder mantener tolerancias mas estrechas de posición de los diferentes taladros, estos se realizarán una vez soldadas las diferentes placas.

Como podemos observar en la Fig. 4.8. Está formado por dos placas mayores soldadas en cada extremo de la base, y también se le soldarán dos placas más pequeñas, que irán soldadas a la base y a las dos placas mayores cada una, a fin de proporcionarle mayor rigidez.

En la base, se han previsto cuatro taladros para poder fijar la base del bastidor al carro giratorio, mediante cuatro tornillos M18.

En la placa mayor derecha, vemos que tiene un agujero central para pasar el eje del motoreductor de elevación, y cuatro agujeros para fijar dicho motoreductor al bastidor, por lo tanto el motoreductor estará en voladizo sobre el bastidor. En dicha placa también están situados cuatro taladros ciegos, para alojar las varillas de fijación de las guías del cable.

En la placa mayor izquierda, vemos que tiene un agujero central para ajustar el eje del tambor del cable, y cuatro agujeros roscados para la pieza que ha de fijar el eje en el bastidor. En dicha placa también están situados cuatro agujeros roscados, para alojar las varillas de fijación de las guías del cable.



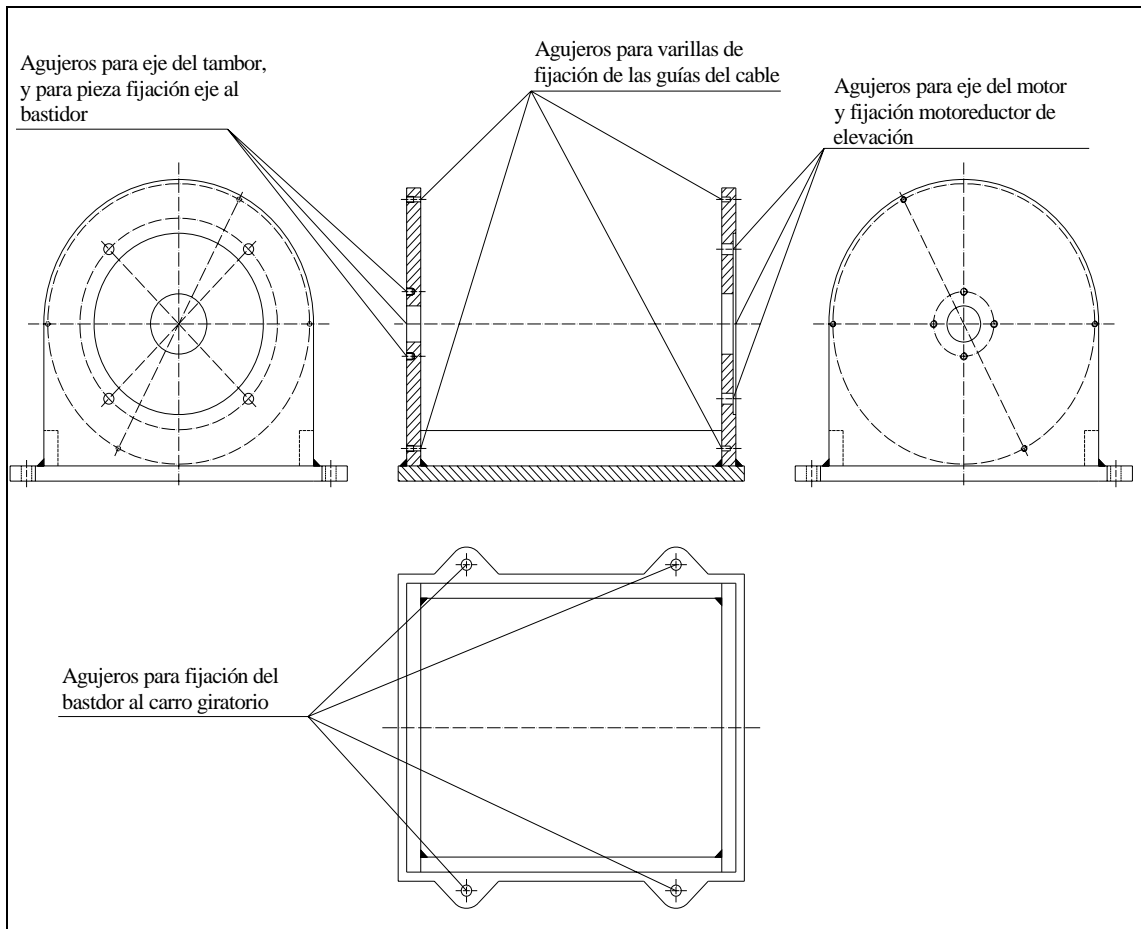


Fig. 4.8. Bastidor del polipasto.



4.2. Diseño del carro giratorio

El carro giratorio es el carro que proporciona el movimiento de giro al polipasto, y por consiguiente permite hacer girar los dos ganchos de sujeción y por tanto la carga. Con este movimiento se facilita el posicionamiento de los paquetes de material, del almacén de materia prima a las máquinas.

Sobre el carro giratorio va fijado el polipasto, y dicho carro gira sobre un camino de rodadura circular que está soldado al carro de movimiento transversal.

El carro giratorio estará formado básicamente por, ver Fig. 4.9:

- Bastidor del carro giratorio. Es el esqueleto del mismo, y está formado por perfiles laminados soldados en forma de cruz. El polipasto de doble salida está atornillado sobre el centro del carro giratorio, y los dos ramales del cable van a parar a dos poleas de reenvío que están atornilladas en dos perfiles que están soldados a cuatro perfiles que hacen de columna para elevar las posición de dichas poleas y a su vez, dichas columnas, están soldadas a la cruz principal del bastidor. Al lado de dichas poleas también están atornillados al bastidor del carro los soportes de los anclajes de los dos ramales de cable. En cada uno de los cuatro extremos del bastidor del carro giratorio, están atornillados los conjuntos de ruedas que proporcionan el movimiento de giro del carro, tres de ellos giran libremente y uno está motorizado. En una de las aspas de dicha cruz también está atornillado el tope del carro giratorio, que es el encargado de que el carro solamente pueda girar 340° , de forma que no se enrollen los cables eléctricos que alimentan los motores de giro del carro y de elevación.
- Dos poleas de reenvío. Dichas poleas están atornilladas al bastidor del carro giratorio y son las encargadas de reenviar los dos ramales de cable hacia los dos ganchos de sujeción.
- Dos ganchos de sujeción. Son los encargados de sujetar la carga y por sus poleas pasan los cables después de pasar por las dos poleas de reenvío.
- Dos anclajes del cable. Dichos anclajes están sobre dos soportes atornillados al bastidor del carro giratorio. Sobre estos anclajes se fijan los dos extremos de los ramales de cable una vez han pasado por los ganchos de sujeción.



- Cuatro conjuntos de rueda de giro del carro. Tres de ellas giran libremente y una está motorizada. Sobre estos conjuntos de ruedas gira el carro, que está atornillado sobre ellas, cada conjunto en cada extremo de la cruz del carro giratorio. Estas ruedas girarán sobre un camino de rodadura circular que estará soldado al carro del movimiento transversal.
- Tope del carro giratorio. Sobre una de las aspas de la cruz del carro giratorio, estará atornillado el tope del carro giratorio. Dicho tope impedirá que dicho carro pueda girar más de 340°, al chocar sobre dos topes elásticos que se encuentran en el carro transversal. De esta manera se evita que puedan enrollarse los cables eléctricos de los motores de elevación y de giro del carro.

El funcionamiento del carro giratorio consiste en que dicho carro gira mediante cuatro conjuntos de ruedas sobre los que se apoya y a los que va unido, y estas ruedas giran sobre un camino de rodadura circular que está soldado al carro que proporciona el movimiento transversal. Sobre dicho carro a su vez va fijado el polipasto de doble salida, que mediante dos poleas de reenvío separa los dos ganchos de sujeción una distancia de dos metros, de forma que los paquetes de material son sujetados por dos puntos distantes dos metros haciendo posible el hacerlos girar, para posicionarlos más cómodamente, tanto al sacarlos del almacén de materia prima como a la hora de posicionarlos en los cargadores de barras de las máquinas. Los dos ramales de cable, una vez han pasado por las poleas de los ganchos de sujeción, son fijados en sus extremos a dos anclajes de cable que están atornillados al bastidor del polipasto, de forma que cuando el polipasto enrolla los cables en el tambor, los ganchos suben y con ellos la carga y cuando el polipasto desenrolla los cables del tambor, los ganchos bajan y con ellos la carga. A su vez dicho carro giratorio ha de tener un tope para no dejarle girar nada más que un número determinado de grados (340°), y esto se consigue con un tope que hace contacto con dos topes elásticos que están fijados al carro transversal. Esto ha de ser así, si no los cables eléctricos de los motores se enrollarían.



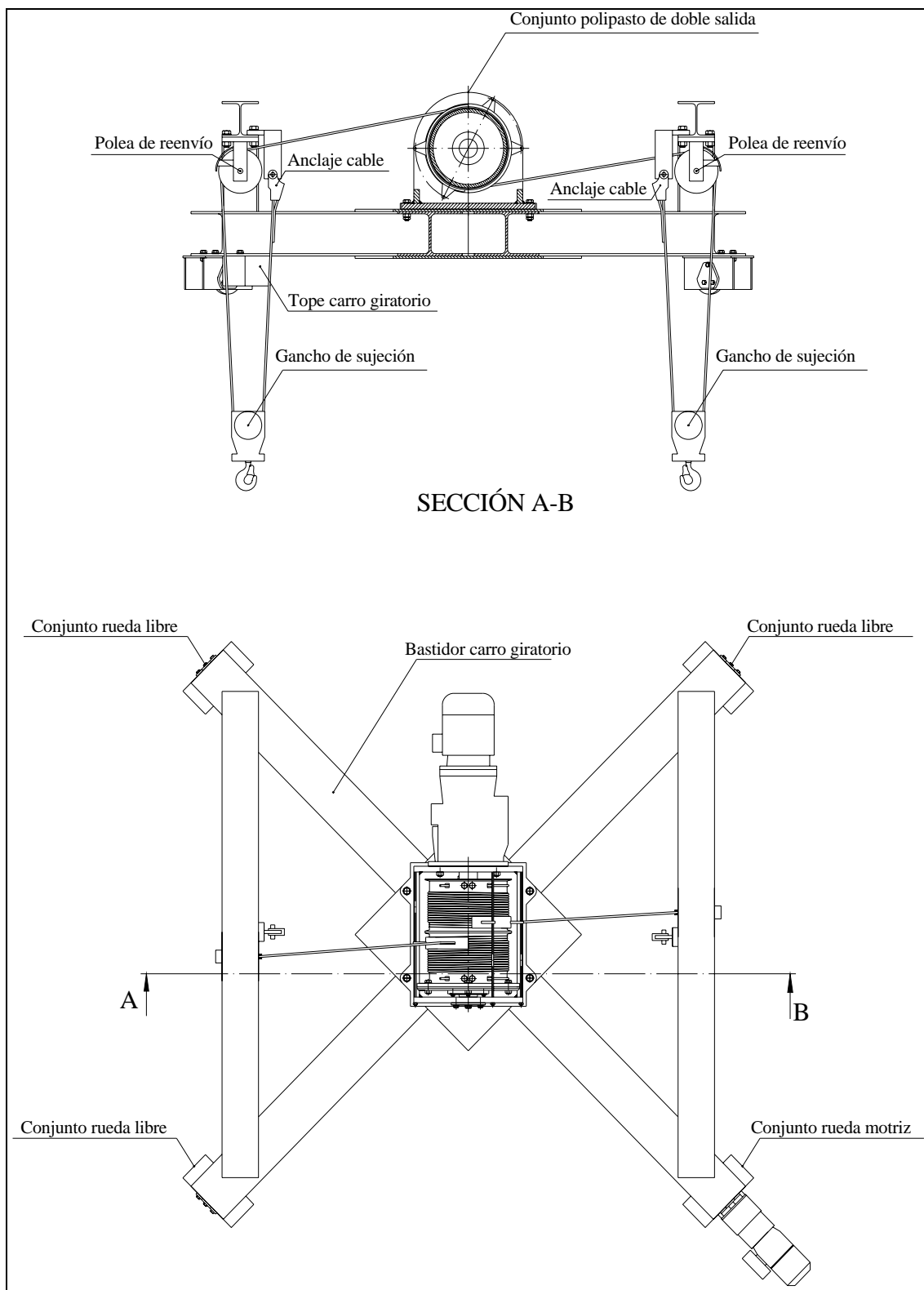


Fig. 4.9. Carro giratorio con polipasto de doble salida.



4.2.1. Bastidor del carro giratorio

El bastidor del carro giratorio es la pieza que soporta, y donde se han de acoplar todas las partes del carro giratorio, con el fin de que este funcione.

Está formado por perfiles laminados y dos placas de acero soldados. El acero escogido es un acero de construcción AE 355 D, según norma UNE 36-080. Las soldaduras serán producidas por arco manual. Y como es lógico, a fin de poder mantener tolerancias más estrechas de posición de los diferentes taladros, estos se realizarán una vez soldados los diferentes perfiles y las dos placas.

La base del bastidor está formada por dos perfiles HE-A 200, soldados en forma de cruz, con la ayuda de dos placas de 10 mm de espesor, una por arriba y otra por abajo del centro de la cruz.

Sobre la placa superior de la base del bastidor estarán dispuestos cuatro taladros para fijar el polipasto por medio de tornillos.

En cada extremo de la cruz de la base del bastidor, estarán dispuestos cuatro taladros a fin de atornillar los conjuntos de ruedas sobre los que se apoyará y girará dicho carro.

En uno de los extremos de dicha cruz de la base del bastidor, también estarán los dos taladros para atornillar el tope del carro giratorio.

Sobre los cuatro extremos de la cruz formada por la base, estarán soldados a modo de pilares cuatro perfiles IPE 160, y sobre estos pilares estarán soldados, de manera horizontal, dos perfiles HE-A 160. El hecho de soldarlos sobre cuatro pilares, tiene la finalidad de elevar la posición de dichos perfiles horizontales, a fin de elevar la posición de las poleas de reenvío que irán atornilladas sobre ellos. Esto es necesario para una mejor disposición de los dos ramales de cable que salen del polipasto de doble salida y pasan por dichas poleas.

Sobre los dos perfiles horizontales, soldados sobre los cuatro pilares, estarán dispuestos por su parte inferior, cinco taladros en cada uno. Cuatro de ellos serán para atornillar la base de cada polea de reenvío, y el otro conjuntamente con uno de esos cuatro, para atornillar las piezas que van a soportar los dos anclajes del cable.



4.2.2. Selección de los ganchos de elevación

El número de ciclos y la capacidad de un aparato de elevación estarán determinados por las velocidades de los diferentes movimientos y por el tiempo necesario para enganchar y desenganchar la carga. Estas maniobras son frecuentemente de un tiempo mayor que el tiempo de marcha. De ahí la importancia, desde un punto de vista económico, de concebir dispositivos de enganche que permitan efectuar estas operaciones en un mínimo de tiempo y con un mínimo de mano de obra. Por ello, estos dispositivos se deben adaptar a la naturaleza del material a transportar. Los dispositivos simples permiten frecuentemente aumentar la capacidad de manera sorprendente.

Es evidente que su funcionamiento debe ofrecer todas las garantías de seguridad. La estadística demuestra que un gran número de los accidentes de trabajo son causados por un enganche mal hecho. Por ello es tan importante que la carga no pueda escaparse del gancho.

Por ello hemos escogido ganchos de seguridad, que están provistos de un cierre de seguridad que impide a la eslinga salirse del gancho. Para descolgar la carga, se retira el cierre a mano. Ver Fig. 4.10.

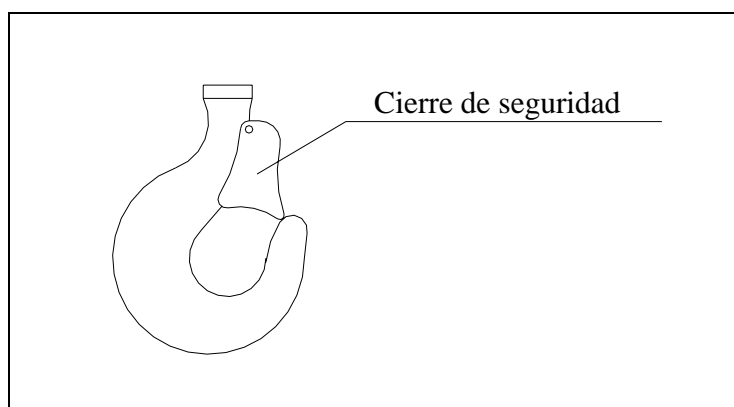


Fig. 4.10. Gancho de seguridad.

Existen dispositivos muy variados, correspondientes a la gran diversidad de las mercancías. En nuestro caso hemos escogido un dispositivo simple, es decir, formado por un cabestrante



simple de una polea montada sobre rodamientos, con gancho de seguridad, en acero forjado y zincados, de la empresa Stahl, referencia 01 430 35 59 0.

Sus características principales son:

Capacidad de carga:	1000 kg
Clasificación según FEM:	3m
Diámetro del cable:	6,5 – 9 mm
Peso:	8,2 Kg

Sus dimensiones principales son (ver Fig. 4.11):

Altura: 312 mm

Diámetro de la polea: 120 mm

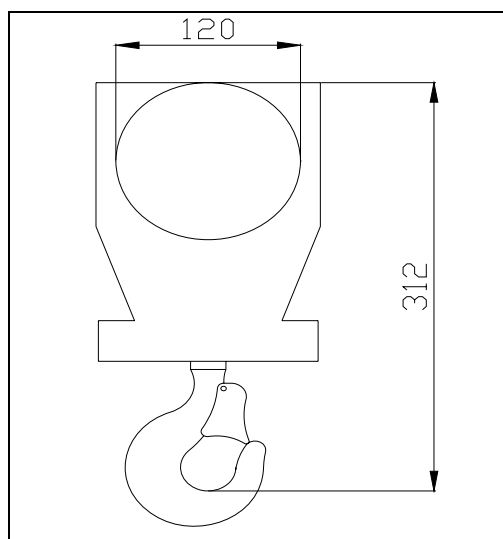


Fig. 4.11. Dimensiones principales gancho de sujeción.



Dicho diámetro de polea, cumple con la norma UNE 58-915-3:1992, en la cual se determinan los diámetros mínimos de enrollamiento del cable por medio de la relación siguiente:

$$D \geq h_1 \cdot d_{\min} \quad (\text{Ec. 4.2.2.1})$$

Donde:

D: diámetro mínimo del tambor, polea o polea de compensación, medido en [mm], de eje a eje del cable;

d_{\min} : es el diámetro mínimo del cable en [mm];

h_1 : es el coeficiente según sea tambor, poleas o poleas de reenvío, y que tiene en cuenta el grupo de clasificación del mecanismo.

En este caso, para una polea y un grupo de clasificación del mecanismo de elevación M5:

$$h_1 = 14$$

Por tanto:

$$D \geq 14 \cdot 8 = 112$$

4.2.3. Selección de las poleas de reenvío

Las dos poleas de reenvío, son las que nos permiten separar los dos ganchos de elevación, con el objetivo de poder coger la carga por dos puntos distanciados, en este caso 2 metros. Esto se consigue mediante el reenvío de los dos ramales de cable, cómo se muestra en la Fig. 4.12.



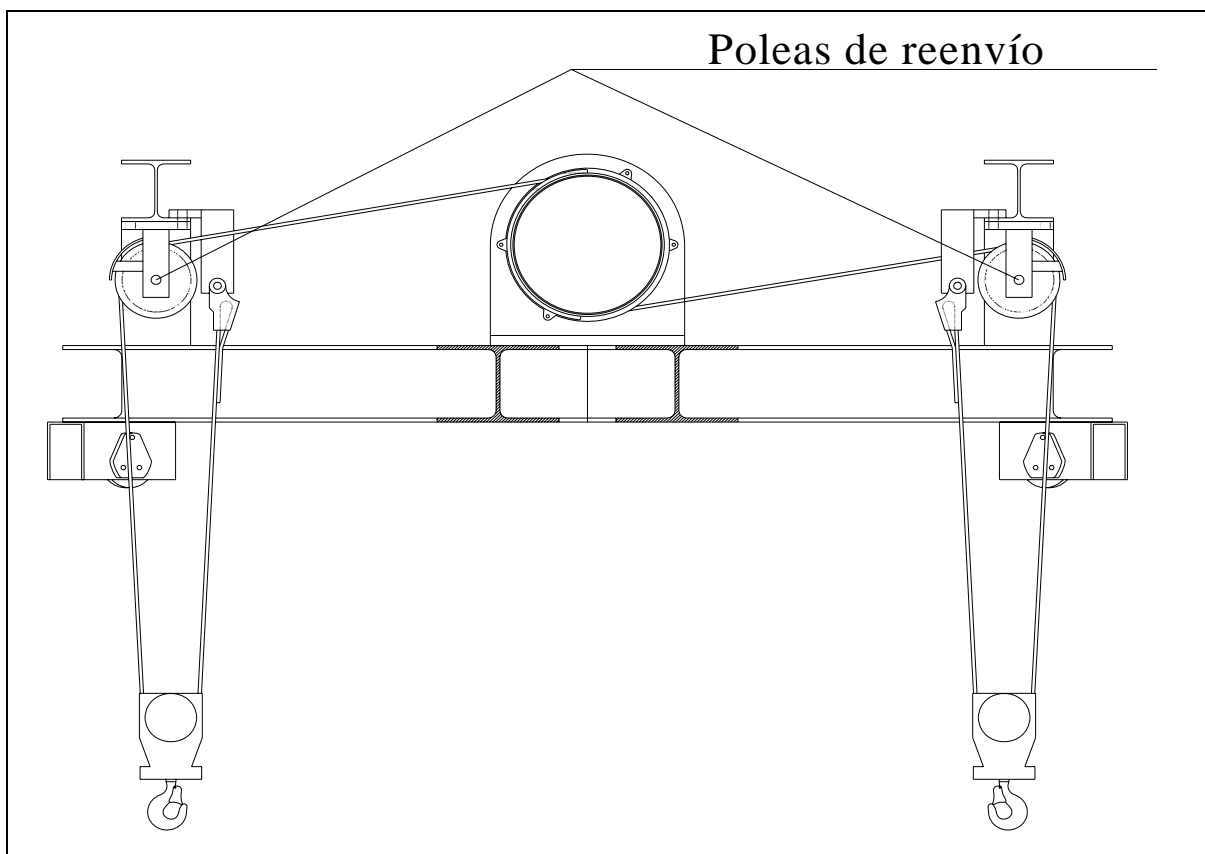


Fig. 4.12. Disposición de las poleas de reenvío.

Como se puede ver en la figura 4.12, las dos poleas de reenvío, son dos poleas fijas, suspendidas de dos vigas.

Se han escogido dos poleas de fundición de la empresa Stahl, referencia 03 330 21 25 0, cuyas características principales son:

Diámetro:	160 mm
Diámetro del cable:	6 – 10 mm
Carga máxima:	3200 kg
Peso:	15,5 kg



En esta posición de montaje y para esta carga máxima, el fabricante nos indica que han de estar fijadas mediante cuatro tornillos de M24 calidad 10.9. (Ver anexos).

En estas poleas, el radio de la garganta, está adaptado al diámetro del cable, a fin de disminuir la presión entre cable y garganta y de esta forma aumentar la vida del cable.

También podemos comprobar como dichos diámetros de polea, cumplen con la norma UNE 58-915-3:1992, en la cual se determinan los diámetros mínimos de enrollamiento del cable por medio de la relación siguiente:

$$D \geq h_1 \cdot d_{\min} \quad (\text{Ec. 4.2.3.1})$$

Donde:

D: diámetro mínimo del tambor, polea o polea de compensación, medido en [mm], de eje a eje del cable;

d_{\min} : es el diámetro mínimo del cable en [mm];

h_1 : es el coeficiente según sea tambor, poleas o poleas de reenvío, y que tiene en cuenta el grupo de clasificación del mecanismo.

En este caso, para una polea de reenvío y un grupo de clasificación del mecanismo de elevación M5:

$$h_1 = 16$$

Por tanto:

$$D \geq 16 \cdot 8 = 128$$

4.2.4. Selección de los anclajes del cable

Los dos ramales de cable, están sujetos por un extremo al tambor del cable (ver memoria, apartado 4.1.2. Diseño del tambor y de las guías del cable-Fijación del cable en el tambor).

Y por el otro extremo, después de pasar ambos ramales de cable por su polea de reenvío y su gancho correspondiente, están fijados al carro giratorio, ver Fig. 4.9.



Para dicha fijación se han escogido dos anclajes de fijación de cable por cepo-cuña, de la empresa Stahl, referencia 04 430 01 48 0. Dichos anclajes, están constituidos por una pieza de acero moldeado en la que se introduce una cuña que es apretada sobre el propio cable en forma directamente proporcional a la tracción del mismo. Ver Fig. 4.13.

Dichos anclajes estarán fijados a dos soportes que a su vez son atornillados al bastidor del carro giratorio, al lado de las poleas de reenvío.

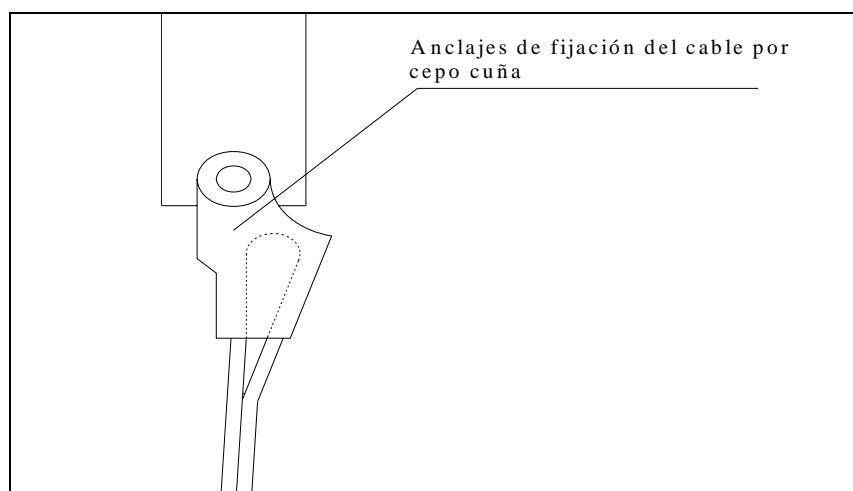


Fig. 4.13. Anclajes de fijación del cable.

Las características principales de estos anclajes son:

Diámetro del cable: 7 – 9 mm

Carga máxima: 1600 kg

Peso: 1,5 kg

Resto de datos, ver anexos.



4.2.5. Selección de las ruedas del carro giratorio

Las ruedas del carro giratorio, son las encargadas de transmitir el movimiento de giro al carro.

El carro giratorio está apoyado sobre cuatro ruedas en cada uno de los extremos del carro, ver Fig. 4.14. Tres de estas ruedas giran libremente sobre un eje fijo, y una de ellas está accionada por un motoreductor que es el que produce el movimiento de giro del carro. A su vez estas ruedas giran sobre un camino de rodadura circular que está soldado sobre el carro de traslación.

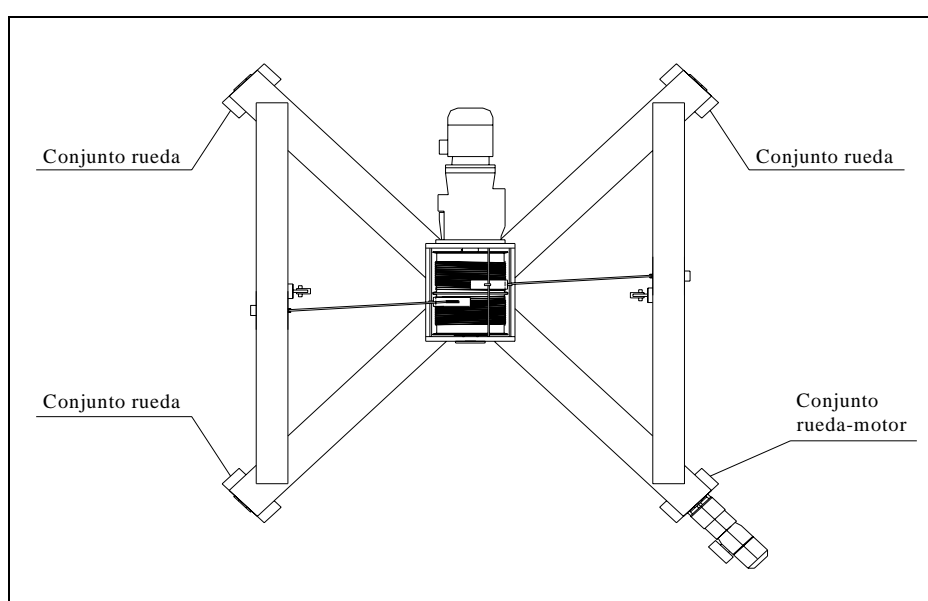


Fig. 4.14. Disposición ruedas carro giratorio.

Se han escogido los conjuntos de ruedas de la empresa Stahl, referencias:

Referencia conjunto rueda motriz: LW-S 125.9

Referencia conjunto rueda libre: LW-S 125.0



Dichas ruedas son de acero moldeado St52.

Dichas ruedas están provistas de dos pestañas a ambos lados para guiar el giro de las ruedas por el camino de rodadura. Dichas pestañas, deben ser ampliamente dimensionadas, dado que son solicitadas por las fuerzas de guiado, frecuentemente muy importantes y están expuestas a un gran desgaste.

Ambos tipos de rueda están montadas sobre rodamientos de una hilera de bolas ref: 6208. A pesar del precio de coste más elevado, está justificado el montaje de ruedas sobre rodamientos en las máquinas sometidas a un servicio intensivo, ya que las economías de energía y de lubricantes amortizan rápidamente el mayor coste.

En el caso de la rueda motriz el eje es hueco, y está preparado para el acoplamiento del eje estriado del motorreductor. En el caso de las ruedas libres, el eje es macizo.

El diámetro de la rueda, desde donde apoya el camino de rodadura, es de 125 mm, y el ancho de este camino de rodadura ha de ser de 50 mm. Y están diseñadas para soportar una carga máxima de 3640 kg por rueda.

El peso de ambos tipos de conjunto de rueda es de 8,4 y 7,7 kg para la rueda libre y la rueda motriz respectivamente.

Resto de dimensiones, ver anexos.

Diámetro de las ruedas de giro del carro

Según la norma UNE 58-132-4:2000, para la elección de las ruedas de rodadura, se determinará su diámetro haciendo las siguientes consideraciones:

- a) la carga soportada por la rueda;
- b) la calidad del material que la constituye;
- c) el tipo de raíl sobre el cual rueda;
- d) la velocidad de rotación de la rueda;
- e) el grupo en el que está clasificado el mecanismo.

Para dimensionar una rueda es preciso verificar:



- a) por una parte, que es capaz de soportar la carga máxima a la que será sometida;
- b) por otra, que es capaz de asegurar sin desgaste anormal, el servicio corriente del aparato.

Estas dos condiciones se verifican por medio de la fórmula siguiente:

$$\frac{P_{med}}{bD} \leq P_L c_1 c_2 \quad (\text{Ec. 4.2.5.1})$$

Donde:

D es el diámetro de la rueda en [mm];

b es la anchura útil del raíl en [mm];

P_L es una presión límite dependiente del material que constituye la rueda en [N/mm²];

c_1 es un coeficiente dependiente de la velocidad de giro de la rueda;

c_2 es un coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo;

P_{med} es la carga media, en [N].

Carga media (P_{med})

$$P_{med} = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} \quad (\text{Ec. 4.2.5.2})$$

Por lo tanto, en nuestro caso:

$$P_{max} = \frac{(4000 + 20000 * 1,15) * 1,08}{4} = 7290N$$

$$P_{min} = \frac{4000 * 1,08}{4} = 1080N$$

$$P_{med} = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} = \frac{1080 + 2 * 7290}{3} = 5220N$$



Anchura útil del raíl (b)

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

Presión límite (P_L)

El valor de P_L viene dado en la norma en función de la carga de rotura del material que compone la rueda. En ella, los materiales corresponden a aceros moldeados, forjados, laminados y fundiciones esferoidales.

Carga de rotura del material de la rueda (N/mm^2)	P_L (N/mm^2)
$500 < \sigma_r < 600$	5
$600 < \sigma_r < 700$	5,6
$700 < \sigma_r < 800$	6,5
$800 < \sigma_r$	7,2

Tabla 4.1. Valores de P_L .

En nuestro caso como es un acero St52-3, le corresponde una presión límite de:

$$P_L = 5 \text{ N/mm}^2$$

Coefficiente c_1

Los valores de c_1 dependen de la velocidad de rotación de la rueda.

$$44,7 \text{ min}^{-1} \rightarrow c_1 = 0,96$$

Coefficiente c_2

El coeficiente c_2 depende del grupo en que está clasificado el mecanismo.



$$M3 \rightarrow c_2 = 1,12$$

Con todos estos datos vemos que:

$$\frac{P_{med}}{bD} \leq P_L c_1 c_2 \rightarrow \frac{5220}{50 * 125} = 0,84 < 5,4 = 5 * 0,96 * 1,12$$

Por lo tanto es correcto que las ruedas tengan un diámetro de 125 mm.

4.2.6. Selección del motoreductor de giro del carro

El movimiento de giro del carro giratorio, es proporcionado por un motoreductor que está acoplado a una de las cuatro ruedas del carro, rueda motriz.

Potencia nominal

El motoreductor para el giro del carro, debe ser capaz de vencer el rozamiento que genera la rodadura de las cuatro ruedas del carro giratorio sobre el camino de rodadura circular. Para elegir el tipo de motor hemos de basarnos en la potencia de régimen, es decir, la potencia que da el motor para vencer dicho rozamiento que se produce al girar las ruedas sobre el camino de rodadura circular, incluyendo el rozamiento de las pestañas de las ruedas y el frontal del cubo, también ha de vencer el que tiene las ruedas con el eje.

La tabla 4.2 da los valores de la resistencia a la rodadura w en N/t de reacción para las ruedas sobre casquillos y sobre rodamientos.

Diámetro de la rueda (mm)	100	150	200	250	320	400	500
<i>w</i> ruedas sobre cojinetes de bronce	330	300	270	230	210	185	165



<i>w</i> ruedas sobre rodamientos	75	65	55	45	35	30	25
<i>w_{tot}</i> ruedas sobre cojinetes de bronce	400	360	320	280	260	235	215
<i>W_{tot}</i> ruedas sobre rodamientos	125	115	105	95	85	80	75

Tabla 4.2. Resistencia a la rodadura *w* y *w_{tot}* (N por tonelada de reacción)

Por consiguiente como nuestras ruedas son de 125 mm sobre rodamientos y la reacción en cada rueda es de 5220 N, en total las cuatro ruedas del carro, 20880 N o sea 2,1 t:

$$L = 2,1 * 120 = 252N$$

La potencia nominal del motor de giro, según norma UNE 58-915-6:1992, se calcula por:

$$P_n = \frac{L * V}{6 * 120 * \eta} \quad (\text{Ec. 4.2.6.1})$$

Donde:

P_n es la potencia nominal en [kW];

L es la fuerza en [daN];

V es la velocidad de giro, en [m/min];

η es el rendimiento total del mecanismo de giro.

Por lo tanto:

Giro rápido:

$$V = 20 \text{ m/min}$$



$$L = 25,2 \text{ daN}$$

$$\eta = 0.9$$

$$P_n = \frac{25,2 * 20}{6120 * 0,9} = 0,092 \text{ kW}$$

Giro lento:

$$V = 5 \text{ m/min}$$

$$L = 25,2 \text{ daN}$$

$$\eta = 0.9$$

$$P_n = \frac{25,2 * 5}{6120 * 0,9} = 0.023 \text{ kW}$$

Velocidad de salida del reductor (n_2)

Es el número de revoluciones que necesitamos en la salida del reductor, para conseguir las velocidades requeridas.

$$\text{Giro rápido: } 20 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{20}{0,125 * \pi} = 50,96 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Giro lento: } 5 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{5}{0,125 * \pi} = 12,74 \text{ min}^{-1}$$

Relación de reducción (i)

Es una característica del reductor que se obtiene en base a la velocidad de salida n_2 requerida y la velocidad n_1 disponible, se calcula mediante la relación:



$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{50,96} = \frac{750}{12,74} = 58,87$$

Par requerido (M_{r2})

Representa el par requerido para la aplicación y deberá siempre ser igual o inferior al par nominal de salida M_{r2} del reductor seleccionado.

Se calcula mediante la expresión:

$$M_{r2} = 9550 \frac{P}{n_2} \quad (\text{Ec. 4.2.6.2})$$

Donde:

M_{r2} par requerido para la aplicación, en [Nm];

P potencia, en [kW];

n_2 velocidad de salida, en [min^{-1}].

Por lo tanto, en el caso más desfavorable:

$$P = 0,092 \text{ kW}$$

$$n_2 = 12,74 \text{ min}$$

$$M_{r2} = 69 \text{ Nm}$$

Par de cálculo (M_{c2})

Es el valor del par necesario para la selección del reductor, considerando el par requerido M_{r2} y el valor del factor de servicio, que tiene en cuenta la variabilidad de la carga y los



eventuales golpes a los que pueda estar sometido el reductor en un determinado tipo de servicio.

$$M_{c2} = M_{r2} * f_s = 69 * 1,68 = 116Nm$$

Por lo tanto, escogemos un motoreductor, de la empresa Stahl, referencia SF 15226.

Dicho motoreductor es de la misma empresa que la rueda motora, y están diseñados para acoplarse mediante un eje estriado, y la posición de los tornillos de fijación no se interfieren. Por ello nos hemos decantado por esta pareja.

Las características de este motoreductor son:

Tipo	Nº Polos	Pn kW	n ₁ min ⁻¹	Mn Nm	Ma Nm	Mb Nm	cos φ	In A	n ₂ min ⁻¹	M _r Nm	V (Ø125) m/min
											20
SF 15226	2	0.37	2420	1.46	3.6	1.3	0.83	1.3	44.7	700	20
	8	0.09	590	1.46	3.8	1.3	0.55	1.0	10.3	700	5

Motor trifásico asíncrono, de rotor cilíndrico.

Dicho motor dispone de un freno de disco integrado, que actúa cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

También disponen de un volante de inercia, para una aceleración y desaceleración más suave.

Es un motor de doble polaridad, 2 y 8 polos, con las que se obtienen velocidades de 3000 y 750 min⁻¹. Esto se consigue con dos arrollamientos en el estator de polaridades diferentes, permitiendo así cambiar la velocidad poniendo en circuito uno u otro de los arrollamientos. Esto es necesario, ya que la velocidad rápida es utilizada para los movimientos de giro que requieran menos precisión, y la velocidad lenta para los movimientos de giro que requieran mayor precisión.



Su sentido de marcha es reversible, para girar en un sentido o el inverso. Esto se consigue intercambiando dos de las fases del estator.

El reductor es un reductor de doble etapa, de ejes paralelos. Este reductor está sumergido en aceite, y dicha lubricación es de por vida.

La salida del reductor es un eje estriado, Ø30 W30x2x13, que se adapta a la rueda motriz, (de la misma empresa).

4.2.7. Soportes conjuntos rueda carro

Los conjuntos de rueda de la casa STAHL, tanto las motrices cómo las libres, no se venden con la carcasa. Esto es así puesto que son muchas las aplicaciones de dichos conjuntos de rueda y de esta manera se permite que el cliente final prepare sus soportes de la manera que más le convenga en cuanto a la fijación para su aplicación.

En este caso, como el carro giratorio estará apoyado sobre dichos conjuntos de rueda, se han diseñado unos soportes de rueda de chapa de acero AE355D, soldadas.

Estos soportes constan de tres chapas. Sobre la chapa superior están previstos cuatro taladros para la fijación por tornillos al carro giratorio. De esta chapa superior se le sueldan dos chapas a la parte inferior, donde irán acoplados también por medio de tornillos los conjuntos de ruedas.

Para no complicar excesivamente el diseño dichas carcasas serán comunes a las ruedas motrices como a las ruedas libres, aunque para estas últimas no serán necesarios los cuatro taladros previstos para la fijación del motoreductor.

Dichas carcasas también servirán para las ruedas del carro transversal, puesto que estas serán del mismo tipo, y los taladros de la chapa superior se han pensado para que sirvan tanto para fijarlos a los perfiles del carro giratorio como a los del carro transversal.

De esta forma al ser los ocho soportes de conjunto de rueda (cuatro del carro giratorio+cuatro del carro transversal) iguales se pretende hacer una fabricación seguida y así poder abaratar los costes.



4.3. Diseño del carro de movimiento transversal

El carro de movimiento transversal es el carro que proporciona el movimiento de traslación, sobre el puente birraíl, al carro giratorio con el polipasto de doble salida.

A su vez sobre dicho carro de movimiento transversal va soldado el camino de rodadura circular sobre el que gira y se apoya el carro giratorio con el polipasto de doble salida.

El carro de movimiento transversal estará formado básicamente por (Ver Fig. 4.15):

- Bastidor del carro de movimiento transversal. Es el esqueleto del mismo, y está formado por perfiles laminados soldados en forma de estructura cuadrada. Sobre él estará soldado el camino de rodadura circular sobre el cual rodará el carro giratorio. Sobre él también estará atornillado el soporte de los topes del carro giratorio, los cuales al hacer contacto con el tope atornillado en el carro giratorio, impedirán que este pueda girar más de 340° de forma que no se enrollen los cables eléctricos del motor de elevación y del motor de giro del carro. Por debajo de este bastidor del carro de movimiento transversal, en cada una de las esquinas del cuadrado que forma, estarán atornillados cuatro conjuntos de ruedas sobre las que se apoyará, y que serán las encargadas de proporcionarle el movimiento transversal al rodar por los carriles de rodadura del puente birraíl. Dos de estos conjuntos de ruedas serán motrices y los otros dos libres, estando dispuestos como se puede ver en la figura 4.15.
- Soporte de los topes del carro giratorio. Sobre el bastidor del carro de movimiento transversal, va atornillado el soporte de los topes del carro giratorio, y a su vez sobre este van atornillados, uno a cada lado, los topes elásticos. Estos topes elásticos son los encargados de que el carro giratorio no gire más de 340° al hacer contacto el tope que está atornillado al carro giratorio, sobre ellos. De esta manera, se evita que los cables eléctricos del motor de elevación y del motor de giro del carro, puedan enrollarse. También se evita, al ser elásticos, que dichos contactos, sean lo menos bruscos posibles, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.
- Cuatro conjuntos de rueda. Dichos conjuntos de rueda, son los encargados de proporcionarle el movimiento de traslación al carro, al rodar sobre los caminos de rodadura soldados al puente birraíl. Estos conjuntos de rueda estarán atornillados al



bastidor del carro de movimiento transversal, uno en cada esquina. De forma que todo el carro se apoye sobre ellos. Hay dos conjuntos de ruedas que giran libremente y otros dos motorizados. Los dos conjuntos motorizados estarán en el lado izquierdo del carro y uno en cada lado del carro, como se puede observar en la Fig. 4.15. Los dos conjuntos libres, estarán en el lado derecho y uno a cada lado del carro. Se han puesto dos conjuntos motorizados más reducidos, en vez de uno mayor, debido a que de esta forma el movimiento de dicho carro será más paralelo al puente birraíl.

El funcionamiento del carro de movimiento transversal consiste en que dicho carro se desplaza mediante cuatro conjuntos de rueda a los que va fijado. Dichos conjuntos de rueda se desplazan por los caminos de rodadura soldados al puente birraíl. A su vez, sobre dicho carro de movimiento transversal, va soldado un camino de rodadura circular sobre el que se apoya y gira el carro giratorio con el polipasto de doble salida. De esta forma ya tenemos tres movimientos de la carga; el movimiento de elevación proporcionado por el polipasto de doble salida, el movimiento de giro de la carga proporcionado por el carro giratorio, y el movimiento de traslación sobre el puente de la carga proporcionado por dicho carro de movimiento transversal.

Dicho carro de movimiento transversal, sobre el que gira el carro giratorio, está provisto también de los topes elásticos que impiden que este pueda girar más de 340°. Esto se consigue mediante el contacto del tope atornillado en el carro giratorio, con estos topes elásticos. Dichos topes elásticos también actúan de amortiguadores de impactos, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.



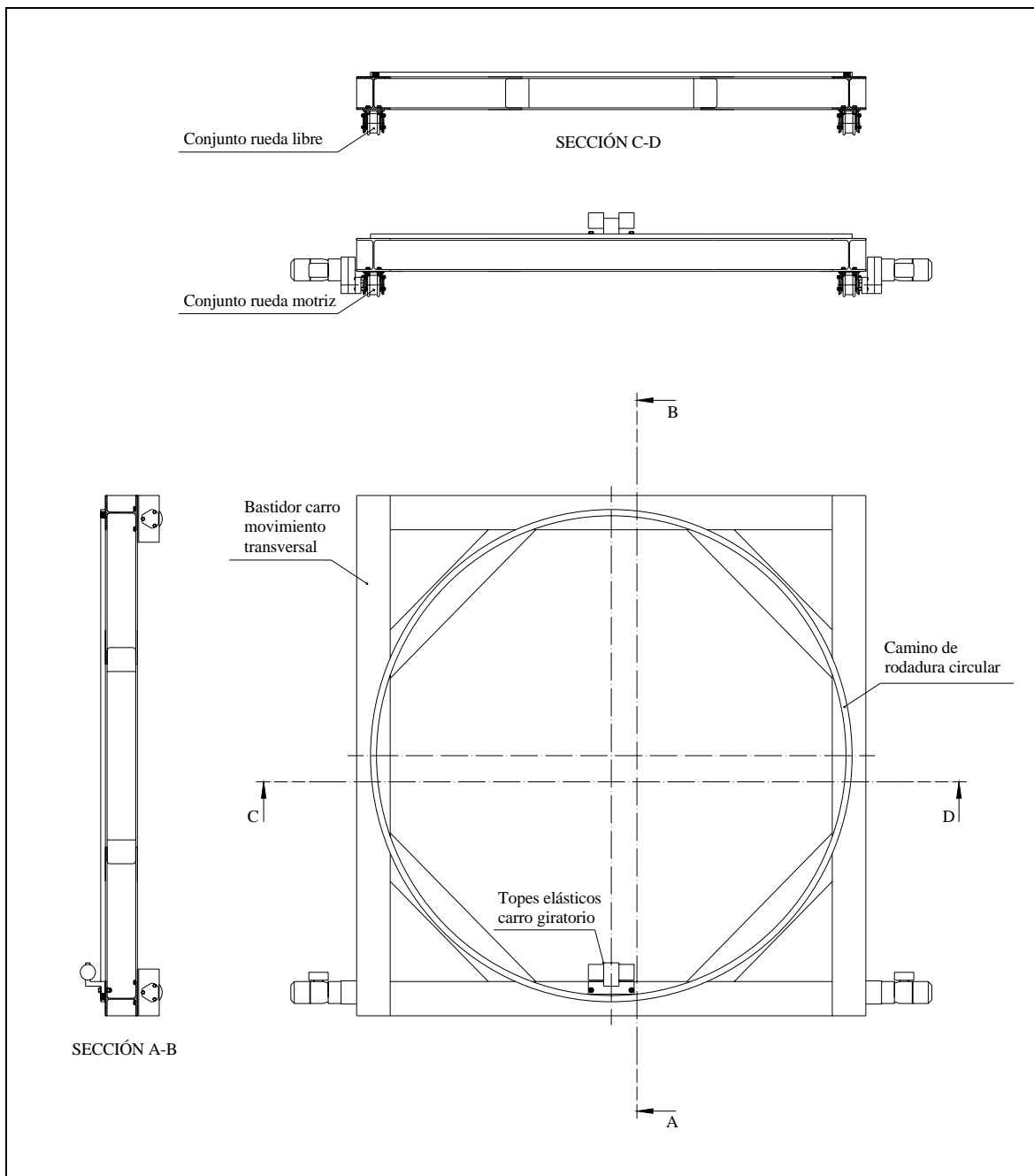


Fig. 4.15. Carro movimiento transversal.



4.3.1. Bastidor del carro de movimiento transversal

El bastidor del carro de movimiento transversal es la pieza que soporta, y donde se han de acoplar todas las partes de dicho carro, con el fin de que este funcione.

Está formado por perfiles laminados de acero, soldados. El acero escogido es un acero de construcción AE355D, según la norma UNE 36-080. Las soldaduras serán producidas por arco manual. Y como es lógico, a fin de poder mantener tolerancias más estrechas de posición de los diferentes taladros, estos se realizarán una vez soldados los diferentes perfiles.

El bastidor del carro de movimiento transversal está formado básicamente por cuatro perfiles HE-A 220, soldados formando un cuadrado. En las esquinas también se le soldarán otros cuatro perfiles HE-A 220, con la doble finalidad de aumentar la rigidez del carro y poder soldar el camino de rodadura circular, sin que este quede al vuelo en ningún punto.

En cada esquina de dicho cuadrado, estarán dispuestos cuatro taladros, en cada una, a fin de atornillar los conjuntos de ruedas sobre los que se apoyará y girará dicho carro.

Sobre uno de los lados del cuadrado que forma el bastidor del carro de movimiento transversal, también estarán dispuestos dos taladros para poder atornillar el soporte de los topes elásticos del carro giratorio.

Sobre el bastidor del carro de movimiento transversal irá soldado el camino de rodadura circular sobre el que rodará el carro giratorio. Dicho camino de rodadura circular será de acero St52-3N, según la norma DIN 17100.

4.3.2. Topes elásticos para el carro giratorio

El carro de movimiento transversal, sobre el que gira el carro giratorio, está provisto también de los topes elásticos que impiden que este pueda girar más de 340°. Esto se consigue mediante el contacto del tope atornillado en el carro giratorio, con estos topes elásticos. Dichos topes elásticos también actúan de amortiguadores de impactos, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.

Se han escogido dos topes elásticos, de la casa STAHL, referencia 577 416 0. Ver anexos.



4.3.3. Selección de las ruedas del carro de movimiento transversal

Las ruedas del carro de movimiento transversal, son las encargadas de transmitir el movimiento de traslación al carro.

El carro de movimiento transversal está apoyado sobre cuatro ruedas en cada uno de los extremos del carro, ver Fig. 4.15. Dos de estas ruedas giran libremente sobre un eje fijo, y las otras dos están accionadas por un motoreductor cada una, que son los que producen el movimiento de traslación del carro. A su vez estas ruedas giran sobre dos caminos de rodadura que están soldados sobre las dos vigas principales del puente birraíl.

Se han escogido los conjuntos de ruedas de la empresa Stahl, referencias:

Referencia conjunto rueda motriz: LW-S 125.9

Referencia conjunto rueda libre: LW-S 125.0

Dichas ruedas son de acero moldeado St52.

Dichas ruedas están provistas de dos pestañas a ambos lados para guiar el giro de las ruedas por el camino de rodadura. Dichas pestañas, deben ser ampliamente dimensionadas, dado que son solicitadas por las fuerzas de guiado, frecuentemente muy importantes y están expuestas a un gran desgaste.

Ambos tipos de rueda están montadas sobre rodamientos de una hilera de bolas ref: 6208. A pesar del precio de coste más elevado, está justificado el montaje de ruedas sobre rodamientos en las máquinas sometidas a un servicio intensivo, ya que las economías de energía y de lubricantes amortizan rápidamente el mayor coste.

En el caso de la rueda motriz el eje es hueco, y está preparado para el acoplamiento del eje estriado del motoreductor. En el caso de las ruedas libres, el eje es macizo.

El diámetro de la rueda, desde donde apoya el camino de rodadura, es de 125 mm, y el ancho de este camino de rodadura ha de ser de 50 mm. Y están diseñadas para soportar una carga máxima de 3640 kg por rueda.

El peso de ambos tipos de conjunto de rueda es de 8,4 y 7,7 kg para la rueda libre y la rueda motriz respectivamente.



4.3.4. Selección de los motoredutores de traslación del carro

El movimiento de traslación del carro, es proporcionado por dos motoredutores que están acoplados a dos de las cuatro ruedas del carro, ruedas motrices.

Potencia nominal

Los motoredutores para el movimiento transversal del carro, deben ser capaces de vencer el rozamiento que genera la rodadura de las cuatro ruedas del carro sobre los caminos de rodadura. Para elegir el tipo de motor hemos de basarnos en la potencia de régimen, es decir, la potencia que da el motor para vencer dicho rozamiento que se produce al girar las ruedas sobre el camino de rodadura, incluyendo el rozamiento de las pestañas de las ruedas y el frontal del cubo, también ha de vencer el que tiene las ruedas con el eje.

La tabla 4.2 da los valores de la resistencia a la rodadura w en N/t de reacción para las ruedas sobre casquillos y sobre rodamientos.

Por consiguiente como nuestras ruedas son de 125 mm sobre rodamientos y la reacción en cada rueda es de 7920 N, en total las cuatro ruedas del carro, 31680 N o sea 3,2 t:

$$L = 3,2 * 120 = 384N$$

Por lo tanto, de la Ec. 4.2.6.1:

Giro rápido:

$$V = 20 \text{ m/min}$$

$$L = 38,4/2 = 19,2 \text{ daN (porque hay dos motores)}$$

$$\eta = 0,8$$

$$P_n = \frac{19,2 * 20}{6120 * 0,8} = 0,078kW$$



Giro lento:

$$V = 5 \text{ m/min}$$

$$L = 38,4/2=19,2 \text{ daN (porque hay dos motores)}$$

$$\eta = 0.8$$

$$P_n = \frac{19,2 * 5}{6120 * 0,8} = 0.02 \text{ kW}$$

Velocidad de salida del reductor (n_2)

Es el número de revoluciones que necesitamos en la salida del reductor, para conseguir las velocidades requeridas.

$$\text{Giro rápido: } 20 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{20}{0,125 * \pi} = 50,96 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Giro lento: } 5 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{5}{0,125 * \pi} = 12,74 \text{ min}^{-1}$$

Relación de reducción (i)

Es una característica del reductor que se obtiene en base a la velocidad de salida n_2 requerida y la velocidad n_1 disponible, se calcula mediante la relación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{50,96} = \frac{750}{12,74} = 58,87$$



Par requerido (M_{r2})

Representa el par requerido para la aplicación y deberá siempre ser igual o inferior al par nominal de salida M_{r2} del reductor seleccionado.

Por lo tanto, mediante la Ec. 4.2.6.2, en el caso más desfavorable:

$$P = 0,078 \text{ kW}$$

$$n_2 = 12,74 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{r2} = 57 \text{ Nm}$$

Par de cálculo (M_{c2})

Es el valor del par necesario para la selección del reductor, considerando el par requerido M_{r2} y el valor del factor de servicio, que tiene en cuenta la variabilidad de la carga y los eventuales golpes a los que pueda estar sometido el reductor en un determinado tipo de servicio.

$$M_{c2} = M_{r2} * f_s = 57 * 1,68 = 96 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, escogemos dos motoredutores, de la empresa Stahl, referencia SF 15226.

Dichos motoredutores son de la misma empresa que las ruedas motrices, y están diseñados para acoplarse mediante un eje estriado, y la posición de los tornillos de fijación no se interfieren. Por ello nos hemos decantado por esta pareja.



Las características de estos motoredutores son:

Tipo	N° Polos	Pn kW	n ₁ min ⁻¹	Mn Nm	Ma Nm	Mb Nm	cos φ	In A	n ₂ min ⁻¹	M _r Nm	V (Ø125) m/min
SF 15226	2	0.37	2420	1.46	3.6	1.3	0.83	1.3	44.7	700	20
	8	0.09	590	1.46	3.8	1.3	0.55	1.0	10.3	700	5

Motor trifásico asíncrono, de rotor cilíndrico.

Dicho motor dispone de un freno de disco integrado, que actúa cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

También disponen de un volante de inercia, para una aceleración y desaceleración más suave.

Es un motor de doble polaridad, 2 y 8 polos, con las que se obtienen velocidades de 3000 y 750 min⁻¹. Esto se consigue con dos arrollamientos en el estator de polaridades diferentes, permitiendo así cambiar la velocidad poniendo en circuito uno u otro de los arrollamientos. Esto es necesario, ya que la velocidad rápida es utilizada para los movimientos de traslación del carro que requieran menos precisión, y la velocidad lenta para los movimientos de traslación del carro que requieran mayor precisión.

Su sentido de marcha es reversible, para girar en un sentido o el inverso. Esto se consigue intercambiando dos de las fases del estator.

El reductor es un reductor de doble etapa, de ejes paralelos. Este reductor está sumergido en aceite, y dicha lubricación es de por vida.

La salida del reductor es un eje estriado, Ø30 W30x2x13, que se adapta a la rueda motriz, (de la misma empresa).



4.4. Diseño del puente birraíl

El puente birraíl es el puente sobre el cual rueda el carro de movimiento transversal, el cual a su vez transporta el carro giratorio con el polipasto de doble salida.

Dicho puente birraíl también es el que proporciona el movimiento de traslación a través de la nave a dicho carro transversal, que a su vez transporta el carro giratorio, al cual va fijado el polipasto de doble salida.

El puente birraíl estará formado básicamente por, ver Fig. 4.16:

- Vigas principales del puente. Son las dos vigas que forman el puente, son perfiles laminados de acero. Sobre ellas estarán soldados los caminos de rodadura por los cuales rodará el carro de movimiento transversal. También, en cada extremo, estarán atornillados los soportes de los topes elásticos del carro de movimiento transversal. Dichas vigas principales del puente estarán atornilladas en sus dos extremos a dos testeros, que serán los encargados de proporcionar el movimiento de traslación al puente grúa a través de la nave.
- Soportes de los topes elásticos del carro de movimiento transversal. Sobre los dos extremos de las vigas principales del puente birraíl, estarán atornillados los soportes de los topes elásticos del carro de movimiento transversal. Estos topes elásticos son los encargados de limitar el recorrido del carro de movimiento transversal. También se consigue, al ser elásticos, que dichos contactos sean lo menos bruscos posibles, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.
- Testeros del puente. Las dos vigas principales del puente estarán fijadas a dos testeros, que serán los encargados de proporcionar el movimiento de traslación al puente grúa birraíl a través de la nave. Dichos testeros estarán formados por perfiles laminados de acero, y en su interior estarán acoplados los cuatro conjuntos de rueda, dos libres y dos motorizados, que serán los encargados de proporcionar el movimiento.

El funcionamiento del puente birraíl consiste en que dicho puente se desplaza a través de la nave mediante cuatro conjuntos de rueda que van fijados a los testeros del puente



y que se deslizan sobre dos caminos de rodadura que están dispuestos en los laterales de la nave.

Los caminos de rodadura sobre los que se apoya y rueda el puente, van soldados a unos perfiles laminados que están fijados a las dos paredes de la nave, mediante ménsulas de apoyo cada diez metros. Pero dichos perfiles y caminos de rodadura, no son tenidos en cuenta en este proyecto, porque la nave ya los poseía antes de la realización de dicho proyecto.

Los dos testeros del puente, contienen estos cuatro conjuntos de rueda, sobre los que van atornillados y en los cuales se apoyan. Cada uno de los testeros contiene un conjunto de rueda motriz y un conjunto de rueda libre, de manera simétrica.

Sobre los dos testeros van atornilladas las dos vigas principales del puente, sobre las cuales se apoyan. De forma que el movimiento de los testeros hace que se desplacen también éstas.

Encima de las dos vigas principales del puente van soldados dos caminos de rodadura sobre los cuales se desliza el carro de movimiento transversal. De esta forma, cuando los conjuntos de rueda de los testeros del puente hacen que este se desplace a través de la nave, también se desplaza el carro de movimiento transversal y por consiguiente el carro giratorio con el polipasto de doble salida que va montado sobre este.

En los extremos de las vigas principales del puente, van atornillados los soportes de los topes elásticos que limitan el recorrido del carro de movimiento transversal. Al ser elásticos se consigue que dichos contactos sean lo menos bruscos posibles, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.

Por lo tanto con este último subconjunto ya tenemos todos los movimientos que necesitamos darle a la carga, en este caso paquetes de barras de material. El polipasto de doble salida proporciona los movimientos verticales de la carga, el carro giratorio proporciona el movimiento de giro de la carga, el carro de movimiento transversal proporciona el movimiento de traslación de la carga a través del puente (ancho de la nave), y el puente birraíl proporciona el movimiento de traslación de la carga a través de la nave (largo de la nave).



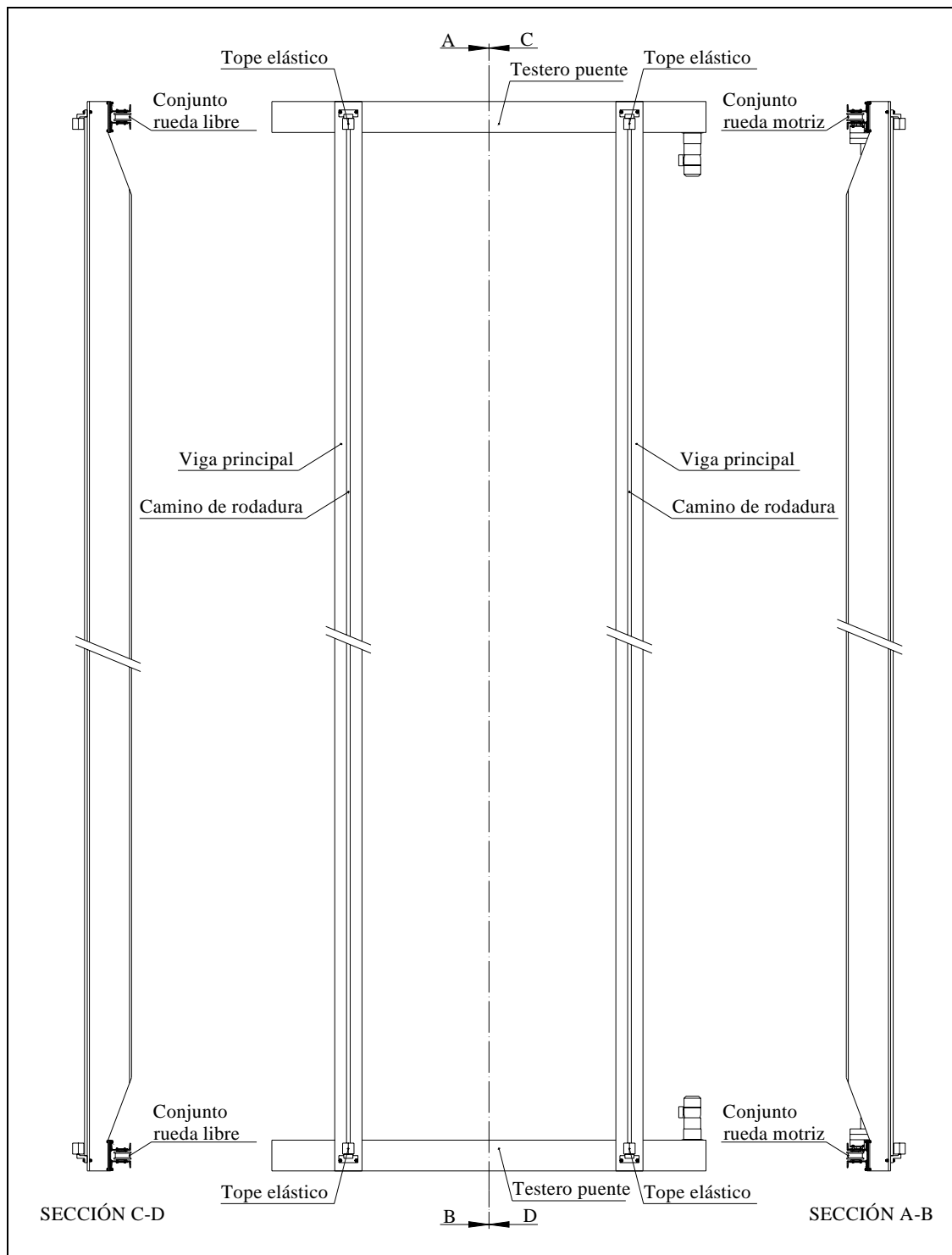


Fig. 4.16. Puente birraíl.



4.4.1. Vigas principales del puente

Las vigas principales del puente son las dos vigas que forman el puente, conjuntamente con los testeros. Sobre ellas estarán soldados los caminos de rodadura por los cuales rodará el carro de movimiento transversal.

Son dos perfiles laminados de acero HE-A 500. El acero escogido es un acero de construcción AE235B, según la norma UNE 36-080. En los dos extremos de dichos perfiles, se les hace un rebaje con una salida a 20° con el doble objetivo de rebajar la altura del puente grúa y de rebajar el peso propio de dicho puente. En dichos rebajes se le sueldan al alma de dicha viga, dos placas del mismo acero. Estas placas servirán para fijar las vigas principales a los testeros mediante cuatro tornillos para los que se han previsto cuatro taladros en cada una de estas placas. Las soldaduras serán producidas por arco manual, y como es lógico, a fin de poder mantener tolerancias más estrechas de posición de los diferentes taladros, estos se realizarán una vez soldadas dichas placas.

Sobre estas vigas principales irán soldados los caminos de rodadura por los que se deslizará el carro de movimiento transversal. Dicho camino de rodadura será de acero St52-3N, según la norma DIN 17100.

Sobre cada uno de los cuatro extremos de estas dos vigas principales, estarán dispuestos dos taladros para poder atornillar los soportes de los topes elásticos del carro de movimiento transversal.

4.4.2. Topes elásticos para el carro de movimiento transversal

El puente birraíl, sobre el que se desplaza el carro de movimiento transversal, está provisto también de cuatro topes elásticos. Estos topes elásticos son los encargados de limitar el recorrido del carro de movimiento transversal, al hacer contacto con ellos. También se consigue, al ser elásticos, que dichos contactos sean lo menos bruscos posibles, evitando movimientos bruscos de la carga, impactos en la estructura, y ruidos innecesarios.

Se han escogido cuatro topes elásticos, de la casa STAHL, referencia 577 417 0. Ver anexos.



4.4.3. Testeros del puente birraíl

Los testeros del puente son los encargados de soportar las dos vigas principales del puente y de contener los conjuntos de ruedas que le proporcionan el movimiento de traslación, a través de la nave, al puente grúa.

Cada uno de los dos testeros estará formado por dos perfiles laminados de acero UPN 220 y una placa superior de acero donde van soldados. El acero escogido es un acero de construcción AE235B, según la norma UNE 36-080. Las soldaduras serán producidas por arco manual, y como es lógico, a fin de poder mantener tolerancias más estrechas de posición de los diferentes taladros, estos se realizarán una vez hechas las soldaduras.

Sobre la placa superior de cada testero están ubicados ocho taladros para poder fijar las vigas principales del puente mediante tornillos.

En el alma de cada perfil, irán dispuestos los diferentes taladros para fijar los conjuntos de rueda, uno libre y uno motriz en cada testero. Dichos conjuntos de rueda estarán en el interior de cada testero, y serán los encargados de proporcionar el movimiento de traslación al puente grúa a través de la nave.

4.4.4. Selección de las ruedas del puente birraíl

Las ruedas del puente birraíl, son las encargadas de transmitir el movimiento de traslación al puente grúa a través de la nave.

El puente birraíl está apoyado sobre cuatro ruedas, una en cada uno de sus extremos, ver Fig. 4.16. Dos de estas ruedas giran libremente sobre un eje fijo, y dos de ellas están accionadas por dos motoredutores que son los que producen el movimiento de traslación del puente.

Se han escogido los conjuntos de ruedas de la empresa Stahl, referencias:

Referencia conjunto rueda motriz:	LW-S 160.9
Referencia conjunto rueda libre:	LW-S 160.0



Dichas ruedas son de acero moldeado St52.

Estas ruedas están provistas de dos pestañas a ambos lados para guiar el giro de las ruedas por el camino de rodadura. Dichas pestañas, deben ser ampliamente dimensionadas, dado que son solicitadas por las fuerzas de guiado, frecuentemente muy importantes y están expuestas a un gran desgaste.

Ambos tipos de rueda están montadas sobre rodamientos de una hilera de bolas ref. 6211. A pesar del precio de coste más elevado, está justificado el montaje de ruedas sobre rodamientos en las máquinas sometidas a un servicio intensivo, ya que las economías de energía y de lubricantes amortizan rápidamente el mayor coste.

En el caso de la rueda motriz el eje es hueco, y está preparado para el acoplamiento del eje estriado del motoreductor. En el caso de las ruedas libres, el eje es macizo.

El diámetro de la rueda, desde donde apoya el camino de rodadura, es de 160 mm, y el ancho de este camino de rodadura ha de ser de 50 mm. Y están diseñadas para soportar una carga máxima de 5510 kg por rueda.

El peso de ambos tipos de conjunto de rueda es de 14,7 y 13,9 kg para la rueda libre y la rueda motriz respectivamente.

Resto de dimensiones, ver anexos.

Diámetro de las ruedas de giro del carro

Hacemos la comprobación según la norma UNE 58-132-4:2000, como ya hicimos en el apartado 4.2.5. Selección de las ruedas del carro giratorio, de la memoria.

Carga media (P_{med})

En este caso:

$$P_{\max} = \frac{(114000 + 20000 * 1,15) * 1,08}{4} = 36990N$$



$$P_{\min} = \frac{114000 * 1,08}{4} = 30780N$$

Por lo tanto, según Ec. 4.2.5.2

$$P_{\text{med}} = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} = \frac{30780 + 2 * 36990}{3} = 34920N$$

Anchura útil del raíl (b)

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

Presión límite (P_L)

Según tabla 4.1, a un acero St52-3, le corresponde una presión límite de:

$$P_L = 5 \text{ N/mm}^2$$

Coefficiente c_1

Los valores de c_1 dependen de la velocidad de rotación de la rueda.

$$78,6 \text{ rpm} \rightarrow c_1 = 0,87$$

Coefficiente c_2

El coeficiente c_2 depende del grupo en que está clasificado el mecanismo.

$$M3 \rightarrow c_2 = 1,12$$



Con todos estos datos vemos que:

$$\frac{P_{med}}{bD} \leq P_L c_1 c_2 \rightarrow \frac{34920}{50 * 160} = 4,3 < 4,9 = 5 * 0,87 * 1,12$$

Por lo tanto es correcto que las ruedas tengan un diámetro de 160 mm.

4.4.5. Selección de los motoredutores de traslación del puente

El movimiento de traslación del puente, es proporcionado por dos motoredutores que están acoplados a dos de las cuatro ruedas de los testeros, ruedas motrices.

Potencia nominal

Los motoredutores para el movimiento transversal del puente, deben ser capaces de vencer el rozamiento que genera la rodadura de las cuatro ruedas sobre los caminos de rodadura. Para elegir el tipo de motor hemos de basarnos en la potencia de régimen, es decir, la potencia que da el motor para vencer dicho rozamiento que se produce al girar las ruedas sobre el camino de rodadura, incluyendo el rozamiento de las pestañas de las ruedas y el frontal del cubo, también ha de vencer el que tiene las ruedas con el eje.

La tabla 4.2 da los valores de la resistencia a la rodadura w en N/t de reacción para las ruedas sobre casquillos y sobre rodamientos.

Por consiguiente como nuestras ruedas son de 160 mm sobre rodamientos y la reacción en cada rueda es de 34920 N, en total las cuatro ruedas del carro, 139680 N o sea 14 t:

$$L = 14 * 113 = 1582N$$



Por lo tanto, de la Ec. 4.2.6.1:

Giro rápido:

$$V = 40 \text{ m/min}$$

$$L = 158,2/2 = 79,1 \text{ daN (porque hay dos motores)}$$

$$\eta = 0,8$$

$$P_n = \frac{79,1 * 40}{6120 * 0,8} = 0,64 \text{ kW}$$

Giro lento:

$$V = 10 \text{ m/min}$$

$$L = 158,2/2 = 79,1 \text{ daN (porque hay dos motores)}$$

$$\eta = 0,8$$

$$P_n = \frac{79,1 * 10}{6120 * 0,8} = 0,16 \text{ kW}$$

Velocidad de salida del reductor (n_2)

Es el número de revoluciones que necesitamos en la salida del reductor, para conseguir las velocidades requeridas.

$$\text{Giro rápido: } 40 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{40}{0,160 * \pi} = 79,6 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Giro lento: } 10 \text{ m/min} \rightarrow n_2 = \frac{10}{0,160 * \pi} = 19,9 \text{ min}^{-1}$$



Relación de reducción (i)

Es una característica del reductor que se obtiene en base a la velocidad de salida n_2 requerida y la velocidad n_1 disponible, se calcula mediante la relación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{79,6} = \frac{750}{19,9} = 37,7$$

Par requerido (M_{r2})

Representa el par requerido para la aplicación y deberá siempre ser igual o inferior al par nominal de salida M_{n2} del reductor seleccionado.

Por lo tanto, mediante la Ec. 4.2.6.2, en el caso más desfavorable:

$$P = 0,64 \text{ kW}$$

$$n_2 = 19,9 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{r2} = 307 \text{ Nm}$$

Par de cálculo (M_{c2})

Es el valor del par necesario para la selección del reductor, considerando el par requerido M_{r2} y el valor del factor de servicio, que tiene en cuenta la variabilidad de la carga y los eventuales golpes a los que pueda estar sometido el reductor en un determinado tipo de servicio.

$$M_{c2} = M_{r2} * f_s = 307 * 1,68 = 515 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, escogemos dos motoredutores, de la empresa Stahl, ref. SF25222-313.

Dichos motoredutores son de la misma empresa que las ruedas motrices, y están diseñados para acoplarse mediante un eje estriado, y la posición de los tornillos de fijación no se interfieren. Por ello nos hemos decantado por esta pareja.



Las características de estos motoreductores son:

Tipo	Nº Polos	Pn kW	n ₁ min ⁻¹	Mn Nm	Ma Nm	Mb Nm	cos φ	In A	n ₂ min ⁻¹	M _r Nm	V (Ø125) m/min
SF25222-313	2	1.25	2420	4.68	10.5	5.0	0.90	3.0	78.6	2000	40
	8	0.32	590	4.68	7.6	5.0	0.89	1.4	19.7	2000	10

Motor trifásico asíncrono, de rotor cilíndrico.

Dicho motor dispone de un freno de disco integrado, que actúa cuando el motor se desconecta o en ausencia de tensión.

También disponen de un volante de inercia, para una aceleración y desaceleración más suave.

Es un motor de doble polaridad, 2 y 8 polos, con las que se obtienen velocidades de 3000 y 750 min⁻¹. Esto se consigue con dos arrollamientos en el estator de polaridades diferentes, permitiendo así cambiar la velocidad poniendo en circuito uno u otro de los arrollamientos. Esto es necesario, ya que la velocidad rápida es utilizada para los movimientos de traslación del puente que requieran menos precisión, y la velocidad lenta para los movimientos de traslación del puente que requieran mayor precisión.

Su sentido de marcha es reversible, para girar en un sentido o el inverso. Esto se consigue intercambiando dos de las fases del estator.

El reductor es un reductor de doble etapa, de ejes paralelos. Este reductor está sumergido en aceite, y dicha lubricación es de por vida.

La salida del reductor es un eje estriado, Ø30 W30x2x13, que se adapta a la rueda motora.





5. Seguridad de operación de la máquina

Las reglas de seguridad de los aparatos de elevación, vienen establecidas en la norma UNE 58-132-6:1991. Reglas de seguridad. Cuyo cumplimiento hemos seguido en el diseño de este puente grúa.

Dicha norma proporciona las reglas que han de seguirse para definir las condiciones de seguridad a respetar en la fabricación, el montaje y la explotación de los aparatos de elevación. Conducen a una fabricación normal que asegure durante el servicio, la protección del personal de mando y entretenimiento así como la de los aparatos.

Bases de cálculo

Los cálculos de estructuras y mecanismos se han realizado según se especifica en las normas UNE 58-132-3:2005. Cálculo de las estructuras y de las uniones, y en la norma UNE 58-132-4:2000. Cálculo y elección de los elementos mecánicos.

Marcado e inscripciones

- Letrero con indicación de la carga nominal. El puente grúa, ha de llevar un letrero con indicación de la carga nominal, esta marca deberá ser indeleble y en un lugar visible desde el suelo. En este caso al disponer de dos ganchos de elevación, ha de haber un letrero también en cada gancho, con la carga nominal de cada uno.
- Letreros de advertencia. En los lugares apropiados deberán colocarse de manera visible letreros de “Prohibido estacionarse bajo cargas suspendidas”, y en los lugares particularmente peligrosos “Peligro – Aparato de elevación”.

Configuración constructiva

- Todas las partes móviles del puente grúa deberán estar, en las posiciones y condiciones más desfavorables, separadas al menos 0,05 m de cualquier parte fija del edificio.
- El puesto de mando deberá estar dispuesto de manera que el conductor pueda ver fácilmente todas las operaciones de trabajo. En nuestro caso, como el puesto de mando es una botonera que lleva el conductor que va andando sobre el suelo mientras dirige las maniobras, esto ya está asegurado.

Dispositivos mecánicos



- Transmisiones por cable. Los tambores de cable deben ser ranurados y el cable deberá ser enrollado en una sola capa. Esto se consigue mediante dos guías de cable y un dimensionado correcto del tambor. También es imprescindible que estando los ganchos en la posición más baja admisible, deberá haber, antes de la fijación del cable, por lo menos dos vueltas de cable sobre el tambor.
- Aparejos y poleas. Es preciso garantizar que los cables no puedan salirse de las poleas. Si existiera peligro de que entre el cable y la polea del aparejo pudiera introducirse la mano, deberá colocarse una protección adecuada, por eso los ganchos de elevación llevan un carenado. Las poleas de los cables, deberán estar dispuestas de manera que sean accesibles para el mantenimiento. Los ganchos escogidos, además son ganchos de seguridad, que impiden que pueda desengancharse la carga, mediante un cierre de seguridad.
- Frenos. Los mecanismos de elevación deberán estar equipados con frenos mecánicos. El dispositivo de frenado deberá poder ser controlado fácilmente y los resortes de los frenos deberán ser resortes a compresión. Es preciso garantizar la posibilidad de reglaje del freno y del cambio de guarnición. Los tornos de elevación deberán estar provistos de frenos que actúen automáticamente y que deberán retener con seguridad la carga en caso de avería o interrupción del accionamiento del mecanismo de elevación. Los frenos deberán estar dimensionados para 1,6 veces mínimo la carga a elevar. Por ello se han escogido motores con freno incorporado, que cumplen todos estos requisitos.

Dispositivos de seguridad

Instalaciones para limitar los movimientos de trabajo. La carrera de los diferentes movimientos de la carga, los carros y el puente grúa, deberá estar limitada en las posiciones límite, por interruptores automáticos de parada teniendo en cuenta la distancia de frenado. Además para los movimientos de traslación, deberán tener también topes mecánicos, por si fallaran estos. Dichos interruptores automáticos de parada no han sido objeto de estudio de dicho proyecto puesto que forman parte del equipo eléctrico. Los topes mecánicos que se han escogido han sido topes elásticos.



6. Impacto ambiental

Para evaluar el impacto ambiental de este puente grúa, tendremos en cuenta los efectos notables previsibles que la realización del proyecto producirá sobre distintos aspectos ambientales, durante el ciclo de vida del producto.

Impacto visual. Este proyecto no tiene ningún impacto visual puesto que está prevista su instalación dentro de una nave industrial, de manera que no altera en ningún momento el valor paisajístico.

Impacto acústico. El impacto acústico de este puente grúa es mínimo puesto que su utilización es en el interior de una nave, todos los motores son eléctricos y los topes, sobre los que hacen contacto las diferentes partes móviles, son elásticos. De esta manera los diferentes ruidos producidos por el puente grúa son mínimos.

Impacto de los vertidos al entorno. Este puente grúa no realiza ningún vertido en el entorno, ni en la tierra ni por supuesto en el agua.

Impacto de la emisión de gases contaminantes. Los diferentes movimientos de dicho puente grúa son producidos por motores eléctricos, de manera que directamente no se producen ninguna emisión de gases a la atmósfera.

Impacto del consumo energético. El consumo energético de este puente grúa está optimizado. El hecho de utilizar energía eléctrica y de no sobredimensionar los motores eléctricos nos garantiza un aprovechamiento máximo de la energía consumida.

Impacto de los residuos en el final de la vida del producto. Para la fabricación de dicho puente grúa se ha utilizado mayoritariamente acero, el cual es completamente reutilizable para otros usos, una vez finalizada la vida del puente grúa. Los elementos que deberán ser entregados a entidades especializadas para su separación y reciclaje, son los diferentes motores y rodamientos lubricados.





Conclusiones

Se ha conseguido el objetivo, a petición de nuestro cliente, de diseñar un puente grúa que mejore el suministro del material del almacén de materia prima a los tornos de decoletaje.

Con el nuevo diseño de puente grúa birraíl de 2x1000 kg y 24 m de luz, dotado de un carro giratorio con un polipasto central de doble salida, dicho suministro será realizado por un solo operario, que únicamente tendrá de manejar la botonera siendo el carro giratorio el que oriente los paquetes de material hacia los cargadores de barras de los tornos. De esta forma sólo será necesaria la intervención de un operario y se podrán suministrar dos paquetes de barras a la vez. Esto claramente mejora el suministro de material con el anterior puente grúa de un solo gancho y 1000 kg de carga nominal, con el cual, entre dos operarios iban suministrando paquetes de material de uno en uno a los tornos, siendo uno de los operarios el encargado de manejar la botonera y el otro de orientar los paquetes de barras hacia los cargadores de los tornos.

Con este diseño se ha conseguido el objetivo principal de satisfacer las especificaciones concretas del cliente, cumpliendo todos los requisitos mecánicos, sin olvidar la sencillez y funcionalidad de manera que no se encarezca el proyecto inútilmente.

Para el diseño de este puente grúa, también se han seguido las reglas de seguridad de los aparatos de elevación, establecidas en la norma UNE 58-132-6:1991. Reglas de seguridad, que permiten asegurar durante el servicio, la protección del personal así como la de los aparatos.

También se ha conseguido minimizar el impacto ambiental que este puente grúa producirá sobre los distintos aspectos ambientales, durante el ciclo de vida del producto.





Bibliografía

HELLMUT, E. *Aparatos de elevación y transporte*. Tomo 1. Barcelona, Ed. Blume, 1970.

HELLMUT, E. *Aparatos de elevación y transporte*. Tomo 2. Barcelona, Ed. Blume, 1970.

MIRAVETE, A. *Aparatos de elevación y transporte*. Zaragoza, Departamento Ingeniería Mecánica Universidad de Zaragoza, 1994.

MONNE, M., OGUS, A. *Aparatos de manutención*. Barcelona, Ed. Blume, 1970.

