



Trabajo Fin de Grado

CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN Y
CARRO DE TRASLACIÓN TRANSVERSAL PARA UN
PUENTE GRUA DE 10 Tm

CALCULATION AND DESIGN OF THE LIFTING
SYSTEM AND TRANSVERSAL TRASLATION TROLLEY
FOR A 10 Tm OVERHEAD CRANE

Autor/es

JOSÉ ANTONIO PÉREZ CABRERA

Director/es

Javier Oscar Abad Blasco

Paula María Canalís Martínez

INGENIERÍA MECÁNICA

Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza

2023

CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN Y CARRO DE TRASLACIÓN TRASVERSAL PARA UN PUENTE GRÚA DE 10Tm

RESÚMEN

En el presente trabajo se aborda el diseño, cálculo y selección de los elementos que componen el sistema de elevación de la carga y traslación trasversal del carro en un puente grúa, definido previamente. Ello se lleva a cabo a partir de parámetros dimensionales como la altura, la luz y la carga máxima a elevar, de 10Tm.

La definición previa del puente grúa se realiza tras consultar la normativa, considerar y comparar con puentes grúa similares empleados en la actualidad, pertenecientes a los principales fabricantes del sector de la elevación. Siendo dicha definición la base del trabajo, pues permitirá comenzar a diseñar los sistemas de traslación y elevación, que serán los principales objetivos en los que centraremos el trabajo.

El diseño de ambos sistemas se realiza tras seleccionar cada uno de los componentes que deban integrarlos, en función de las exigencias marcadas para la máquina. Dichas exigencias son, principalmente: la carga a elevar (que en el propio título del trabajo se determina en 10Tm), la clasificación del mecanismo y estructura del que se tratará el conjunto, la geometría, altura y luz de la estructura y unas velocidades de elevación de la carga y de traslación del carro (determinados tras consultar los polipastos ofrecidos por los diferentes proveedores). Además de definir la estructura como una grúa puente birail de acero S275, después de informarnos de las diferentes variantes estructurales que existen y la adaptabilidad de esta en concreto, a una hipotética nave interior del sector metalúrgico. Por otro lado, los elementos a seleccionar e incorporar al diseño de los sistemas de elevación y traslación serán: gancho, cable, poleas, tambor, motor, reductor, freno, eje del tambor y rodamientos, ruedas, carriles y vigas móviles. De los cuales, el gancho y el cable se seleccionan en función de la carga a elevar. Lo que determina un diámetro concreto para el cable, que permite seleccionar las poleas a incorporar al sistema de elevación (que será de 4 ramales y 3 poleas) y el tambor, al considerar las tensiones a las que es sometido a causa de la carga a elevar (siendo el diámetro el parámetro diferencial tanto de las poleas como del tambor). Esa distribución de ramales y poleas, junto con los diámetros de estos, permite conocer cómo se reparten las cargas y las velocidades de elevación, calculando la carga que llega a los dos ramales del tambor y la velocidad de enrollamiento de estos. Determinando así el par y potencia necesarios para llevar a cabo la elevación y seleccionando el motor, freno y reductor idóneos para dicho proceso, tras acceder a los catálogos de los principales proveedores del sector. El diseño del sistema de elevación finaliza cuando se calcula el eje del tambor y se seleccionan los rodamientos a incorporar en este. Mientras que el sistema de traslación del carro involucra en primer lugar, la selección de los carriles sobre los que se mueva dicho carro. Todo ello en función de los perfiles seleccionados para las vigas móviles sobre las que apoya el carro. La geometría de los carriles y el peso del carro permiten seleccionar las ruedas sobre las que se apoya este, y en función del diámetro de las ruedas y la velocidad de traslación deseada, se eligen el motor y reductor correspondientes.

Finalmente, se construye en 3D un modelo de la estructura del carro (de acero S460) teniendo en cuenta las dimensiones de los componentes seleccionados y su distribución, sometiéndolo a simulación estática en el programa SolidWorks y comprobando su viabilidad estructural.

ÍNDICE

MEMORIA	6
1. INTRODUCCIÓN	6
2. DEFINICIÓN DEL PUENTE GRÚA	8
2.1 TIPO DE PUENTE GRÚA	8
2.2 COMPONENTES	9
2.3 DESPLAZAMIENTOS	9
2.4 MATERIALES EMPLEADOS	10
2.4.1 MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO	10
2.4.2 MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DEL PUENTE.....	10
2.5 CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO Y DE LA ESTRUCTURA.....	11
2.6 PRINCIPALES PARÁMETROS Y DATOS DEL PUENTE GRÚA	11
2.6.1 CARGA A ELEVAR.....	11
2.6.2 GEOMETRÍA Y DIMENSIONES.....	11
2.6.3 VELOCIDADES DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN DEL CARRO.....	12
3.DISEÑO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL PUENTE GRÚA	13
3.1 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE ELEVACIÓN Y SUSPENSIÓN	13
3.1.1 SELECCIÓN DEL GANCHO	14
3.1.2 SELECCIÓN DEL CABLE DE ELEVACIÓN	14
3.1.3 SELECCIÓN DE LAS POLEAS.....	15
3.1.4 SELECCIÓN DEL TAMBOR	16
3.2 PRESELECCIÓN DEL MOTOR	16
3.3 SELECCIÓN DEL REDUCTOR	17
3.4 SELECCIÓN FINAL DEL MOTOR.....	18
3.5 SELECCIÓN DEL FRENO MOTOR	19
3.6 EJE TAMBOR	20
3.7 RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR	20
3.8 DISTRIBUCIÓN FINAL DE LOS ELEMENTOS DE ELEVACIÓN	21
4. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN DEL CARRO	23
4.1 PREDIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES DE LAS VIGAS MÓVILES	23
4.2 SELECCIÓN DE LOS CARRILES	24
4.3 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS.....	25

4.4 SELECCIÓN DEL MOTOR	26
4.5 SELECCIÓN DEL REDUCTOR	27
4.6 DISTRIBUCIÓN FINAL DE LOS ELEMENTOS DE TRASLACIÓN	28
5. COMPROBACIÓN PERFILES DE LAS VIGAS PRINCIPALES	30
5.1 COMPROBACIÓN A RIGIDEZ.....	30
5.2 COMPROBACIÓN A RESISTENCIA	31
6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO	33
7. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	43
8. BIBLIOGRAFÍA.....	45
TEXTOS []	45
NORMA<>.....	45
REFERENCIAS WEB{.....	45
ANEXOS	47
ANEXO A: DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN UN PUENTE GRÚA ...	48
A.1 TIPOS DE PUENTES GRÚA	48
A.2 CLASIFICACIÓN PUENTES GRÚA.....	50
A.3 MOTORES ELÉCTRICOS TRIFÁSICOS ASÍNCRONOS	50
A.4 GENERALIDADES DE LOS GANCHOS.....	51
A.5 GENERALIDADES DE LOS CABLES DE ELEVACIÓN	52
A.6 GENERALIDADES DE LAS POLEAS.....	55
A.7 GENERALIDADES DE LOS TAMBORES DE ELEVACIÓN	55
A.8 GENERALIDADES FRENOs	56
A.9 EJE DE TRANSMISIÓN DE ACERO AISI 1045	57
A.10 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS	57
A.11 REDUCTOR TORNILLO SIN FIN CORONA	60
A.12 CARRILES	62
A.13 RUEDAS	62
ANEXO B: CÁLCULOS	64
B.1 CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO	64
B.2 CLASIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA	65
B.3 CÁLCULO COMPONENTES SISTEMA DE ELEVACIÓN	67
B.3.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL GANCHO DE ELEVACIÓN.....	67
B.3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CABLE DE ELEVACIÓN	70
B.3.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LAS POLEAS.....	72
B.3.4 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL TAMBOR	74



B.3.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ELEVACIÓN EN EL TAMBOR.....	81
B.3.6 PRESELECCIÓN DEL MOTOR.....	86
B.3.7 CÁLCULO RELACIÓN DE TRASMISIÓN	86
B.3.8 SELECCIÓN DEL MOTOR	87
B.3.9 SELECCIÓN REDUCTOR.....	87
B.3.10 COMPROBACIONES SELECCIÓN MOTOR-REDUCTOR	88
B.3.11 CÁLCULO DEL FRENO MOTOR.....	89
B.3.12 CÁLCULO DEL EJE TAMBOR	92
B.3.13 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR	95
B.4 CÁLCULO ELEMENTOS TRASLACIÓN DEL CARRO	96
B.4.1 PREDIMENSIONAMIENTO PERFILES PARA LAS VIGAS MÓVILES.....	96
B.4.2 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS PARA EL CARRO	98
B.4.3 SELECCIÓN DEL MOTOR Y REDUCTOR DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN DEL CARRO ...	99
B.5 COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL VIGAS PRINCIPALES	103
B.5.1 COMPROBACIÓN A RIGIDEZ.....	103
B.5.2 COMPROBACIÓN A RESISTENCIA.....	106
B.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO	110
B.6.1 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO.....	112
B.6.2 MODELADO DE LA ESTRUCTURA	120
B.6.3 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA	121
ANEXO C: DOCUMENTACIÓN GRÁFICA.....	131
MOTOR SISTEMA DE ELEVACIÓN: CEMER motor de fundición serie IE3-EG 180L	131
REDUCTOR SISTEMA DE ELEVACIÓN: TASS 372, i 150	131
FRENO SISTEMA DE ELEVACIÓN: FESA 13*	132
MOTOR SISTRMA DE TRASLACIÓN: CEMER motor de aluminio serie IE3-MS 80 S	132
REDUCTOR SISTEMA DE TRASLACIÓN: RI 85.....	133
RODAMIENTO RÍGIDO DE UNA HILERA DE BOLAS 6219 SKF	133
ESQUEMA DE LAS DIMENSIONES GENERALES DEL PUENTE GRUA: ALTURA Y LUZ	134

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

El principal objetivo del presente trabajo es el diseño, selección, comprobación y simulación de los componentes del sistema de elevación y traslación trasversal del carro, para un puente grúa definido previamente por el autor. De forma que cumpla con las especificaciones fijadas y con los requerimientos mecánicos exigidos.

La motivación para llevar a cabo la elaboración de este trabajo surge de la idea de integrar en él lo aprendido en asignaturas como: "Criterios de diseño de máquinas, Cálculo de elementos de máquinas y Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos ". Asignaturas cuyo contenido, a nivel personal, han sido las que más me han gustado e interesado durante el estudio del Grado de Ingeniería Mecánica.

El enfoque que se le dará a los diversos sistemas a resolver durante la elaboración del trabajo será el correspondiente a la pertenencia de estos en una estructura concreta de grúa puente bicarril ficticio. Ubicado en una nave interior del sector metalúrgico, con un sistema de elevación compuesto por cuatro ramales (4/1). Del cual, el propio autor establece las prestaciones óptimas que se desean alcanzar al concluir el TFG, basadas en ejemplos reales del sector.

La metodología implementada, consiste en definir previamente el tipo de puente grúa, así como las especificaciones que debe cumplir y que permitirán clasificar este a nivel mecánico y estructural: carga a elevar de 10 Tm, altura máxima y luz. Con ello, se toman como referencia los diferentes puentes grúas, polipastos y mecanismos que se emplean en el sector actualmente. Los cuales nos ayudarán a terminar de definir las prestaciones que mejor se adapten al tipo de puente grúa que queremos resolver (principalmente velocidades de elevación y traslación). Una vez establecidos todos estos datos previos, se definirán los componentes y elementos que conformarán tanto el sistema de elevación de la carga, como el carro de traslación trasversal, basándonos en textos, normativa, documentación y catálogos existentes. En último lugar, y en función de las dimensiones y la disposición de los elementos seleccionados, se definirá, modelará y analizará mediante simulación 3D la estructura resistente del carro del puente grúa. Esta servirá de soporte de los diversos componentes seleccionados para conformar los mecanismos pertinentes.

El cronograma de fases de trabajo a realizar comienza con una revisión bibliográfica previa, que permitirá llevar a cabo a posteriori la definición de las especificaciones a cumplir por los sistemas de elevación y traslación trasversal del puente grúa. En tercer lugar, se aborda el análisis, definición y selección de los diversos componentes involucrados en los sistemas de elevación y traslación. Dichos componentes para el sistema de elevación son: gancho, cable, poleas, tambor, eje tambor y rodamientos, motor, reductor y freno. Y para el sistema de traslación serían: ruedas, carriles con sus fijaciones, vigas móviles donde se posan los carriles (las cuales serán sometidas a un análisis estructural), motor y reductor. Se termina con un modelado y análisis de la estructura resistente del carro, para en último lugar llevar a cabo la redacción de la memoria y los anexos.

Por otro lado, las herramientas y programas informáticos que se emplean en el desarrollo del trabajo serán:

- MEFI: para el cálculo y dibujo de los diagramas de momento y esfuerzo en el eje tambor, las vigas principales del puente grúa y todos los largueros que compondrán la estructura del carro.
- EES: para el cálculo y comprobación de los sistemas de ecuaciones que resuelven algunos de los apartados de selección de elementos para los sistemas de elevación y traslación.
- SOLIDWORKS: para el modelado en tres dimensiones de la estructura del carro y su posterior simulación mediante análisis estático. Calculando esfuerzos y desplazamientos máximos a lo largo de los diferentes componentes de la estructura. Para realizar la parte de simulación se emplea “Solidworks Simulation”, que viene integrado dentro del programa Solid Works.

Mientras que, los documentos y textos escritos empleados en el desarrollo del trabajo vendrán reflejados en la bibliografía.

En cuanto a la memoria, esta se compone de este primer punto introductorio, un segundo punto en el que se define el puente grúa y sistema a diseñar, un tercer punto de selección de los elementos del sistema de elevación, un cuarto punto de la selección de los elementos de traslación del carro, un quinto punto de selección y comprobación de las vigas principales y un sexto punto de modelado y análisis de la estructura del carro. Incluyendo al final las conclusiones y bibliografía.

La forma de proceder en los puntos de selección es principalmente la misma. Se realiza una breve explicación del componente en concreto a diseñar, así como de la forma de llevar a cabo dicha selección y cálculo. Detallando la explicación “teórica” en el ANEXO A y los cálculos y proceso de selección en el ANEXO B. Reflejando finalmente en la memoria el elemento a instalar en los sistemas del puente grúa y mostrando una tabla de prestaciones de cada componente. Mientras que en el ANEXO C se reflejarán varios esquemas con las dimensiones de los componentes elegidos.

Una vez realizada esta breve explicación del contenido, desarrollo y procedimientos involucrados en la realización del presente trabajo, se puede comenzar este, con la definición previa del puente grúa, abordada en el punto 2.

2. DEFINICIÓN DEL PUENTE GRÚA

2.1 TIPO DE PUENTE GRÚA

Atendiendo a la NPT 736 del Ministerio de trabajo y asuntos sociales, existen muchos tipos de puentes grúa: grúa puente, grúa pórtico, grúa semipórtico, grúa ménsula y grúa de brazo. Además, estas se pueden clasificar en función del número de carriles por los que se mueve el carro, diferenciando entre: puente grúa monocarril, en caso de poseer un solo carril y puente grúa bicarril, en caso de poseer dos. En el ANEXO A se entra en detalle con cada uno de estos conceptos.

En nuestro caso, hecha la suposición de que la estructura se ubicará en el interior de una nave del sector metalúrgico, el problema a abordar en el presente trabajo consistirá en una grúa puente bicarril. Debido a que este tipo de estructura de grúa con los carriles elevados (fijos al techo) sin pilares, favorece la existencia de un mayor espacio en la planta de la nave e incrementa la seguridad de los operarios en su espacio de trabajo. Y al mismo tiempo, deberá ser capaz de alzar una carga pesada (superior a 4 toneladas) En la Figura 1. se muestra una imagen de un puente grúa similar al descrito en este apartado:



Figura 1: Ejemplo de grúa puente ABUS

2.2 COMPONENTES

Mecanismo de elevación: conjunto de motores y aparejos (poleas y cables) empleados en el desplazamiento vertical de la carga con el gancho (para subirla y bajarla).

Mecanismo de traslación del carro: para el movimiento longitudinal del carro sobre la viga o vigas (birrail) principales.

Mecanismo de traslación del puente: formado por varios motores (normalmente 2) que permiten el movimiento de las vigas principales de la grúa en la dirección longitudinal.

Camino de rodadura: elemento estructural por el que desplaza longitudinalmente la grúa.

Botonera: dispositivo eléctrico unido físicamente a la grúa mediante una manguera de cables eléctricos, permitiendo el manejo de los mecanismos que posee la estructura.

Telemando: dispositivo electrónico inalámbrico para el manejo de la grúa (no hay unión física como en el caso de la botonera).

2.3 DESPLAZAMIENTOS

Sólo existen tres movimientos en las siguientes direcciones, atendiendo su enumeración a la mostrada en la Figura 2:

1. **Longitudinal:** dirección en la que el puente se desplaza por los raíles de las vigas testeras.
2. **Transversal:** dirección en la que el carro se desplaza a lo largo de la viga o vigas principales (birrail)
3. **Vertical:** dirección perpendicular a las dos anteriores. Movimiento de la carga cuando es subida y bajada

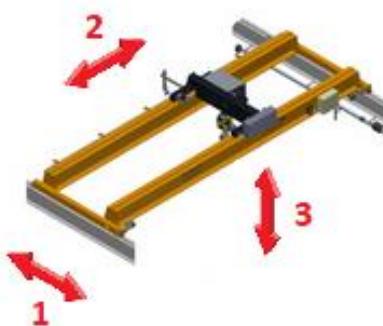


Figura 2: Esquema de movimientos grúa puente

2.4 MATERIALES EMPLEADOS

2.4.1 MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO

Este será el principal material con el que trabajemos a lo largo del presente trabajo.

La estructura del carro, y en particular de los travesaños que conformarán esta, será de **acero estructural S460**. Pues es un acero estructural de alta resistencia y que ofrece muy buena soldabilidad, adaptándose perfectamente a perfiles de tamaños reducidos, ofreciendo ligereza y seguridad estructural al mismo tiempo. Este material es apto para la fabricación de piezas soldadas expuestas a elevadas tensiones, siendo el caso de los perfiles cuadrados huecos que compondrán los travesaños de la estructura del carro. Muy empleado en construcciones arquitectónicas como puentes o rascacielos, destacando su módulo elástico relativamente elevado.

Sus propiedades principales son:

- Módulo elástico, E: 210GPa
- Coeficiente de Poisson, v: 0.3
- Límite elástico: 460 MPa
- Coeficiente dilatación térmica: 12×10^{-6} (1/°C)
- Densidad: 7850 kg/m³

2.4.2 MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DEL PUENTE

La estructura de la grúa puente y principalmente las vigas móviles que analizaremos en el trabajo, serán de **acero estructural S275**. Pues es un acero comercial empleado en la mayoría de las estructuras metálicas debido a sus buenas características y propiedades, especialmente en espesores reducidos.

Dicho acero posee las siguientes propiedades principales:

- Módulo elástico, E: 210GPa
- Coeficiente de Poisson, v: 0.3
- Límite elástico: 275 MPa
- Coeficiente dilatación térmica: 12×10^{-6} (1/°C)
- Densidad: 7850 kg/m³

2.5 CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO Y DE LA ESTRUCTURA

La clasificación tanto del mecanismo como de la estructura de la grúa puente en concreto se realiza atendiendo a la normativa UNE 58112-1:1991 y DIN 15020. Además, se puede llevar a cabo teniendo en cuenta catálogos de fabricantes reconocidos como ABUS, DEMAG... donde viene resumida dicha normativa.

Para ello se considera un tiempo de servicio para la grúa de 20 años, empleándola 225 días al año y siendo la jornada de trabajo de 8 horas al día.

El desarrollo de la clasificación con sus cálculos y tablas correspondientes viene reflejado en el ANEXO B. Resultando la siguiente clasificación final:

- **Mecanismo: M8**
- **Estructura: A5**

2.6 PRINCIPALES PARÁMETROS Y DATOS DEL PUENTE GRÚA

2.6.1 CARGA A ELEVAR

Como se ha mencionado anteriormente, el puente grúa ficticio sobre el que va a tratar nuestro trabajo, estará ubicado en una nave interior destinada al sector metalúrgico. Donde tendrá que ser capaz de elevar cargas de grandes dimensiones. Es por ello por lo que definimos la magnitud de carga máxima a elevar por nuestro puente grúa en 10Tm.

Al establecer la carga útil máxima en 10 Tm, la carga en servicio de elevación, correspondiente a la suma de carga útil y el peso propio de los elementos colgantes que compongan el sistema de elevación, será conocida una vez se seleccionen todos esos componentes.

Mientras que la carga en servicio de traslación corresponderá a la suma de la carga en servicio de elevación y el peso propio del carro de traslación. Esta se aproxima a un valor total de 11 Tm.

De modo que, en el proceso de selección de los elementos del sistema de traslación y de elevación, se tendrá en cuenta la carga en servicio que corresponda a cada uno de ellos.

2.6.2 GEOMETRÍA Y DIMENSIONES

Las principales dimensiones del puente grúa serán las anunciadas a continuación:

- **Luz:** es la distancia entre los dos carriles de la vía de rodadura situados en las vigas testeras. El valor de luz en nuestro puente grúa será de 15 metros.
- **Altura máxima del gancho:** se corresponde con la distancia vertical máxima que puede recorrer el gancho, desde el nivel más bajo del suelo hasta la posición más elevada el gancho cuando está arriba. Correspondiéndole a nuestra estructura una altura máxima de 6 metros

En el ANEXO C se muestra un esquema (realizado a mano) que recoge y aclara dichas dimensiones.

2.6.3 VELOCIDADES DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN DEL CARRO

Con el objetivo de hacernos una idea sobre cuales deberán ser las velocidades de elevación y traslación en nuestro problema, se ha seleccionado un polipasto acorde a las características de nuestro puente grúa y sus condiciones de trabajo. Aunque el diseño del polipasto y elección de los componentes se verá en los apartados siguientes, tener unas velocidades de referencia lo más adecuadas posible a nuestro puente grúa en concreto, nos ayudará a obtener el diseño mayormente optimizado de este.

Extraído del catálogo de la empresa GH (al ser una de las empresas punteras en el sector), el modelo eléctrico seleccionado es el siguiente:

GHE17_104104M6

El cual parece idóneo para soportar cargas de 10.000Kg, mediante una configuración de ramales 4/1, mostrado a continuación (Figura 3)

Tipo 4/1 – E, D, U

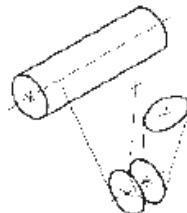


Figura 3: Esquema ramales 4/1
extraído del catálogo de ABUS

Este polipasto en concreto posee una velocidad nominal de 8m/min y una velocidad de precisión de valor 2m/min, más reducida (normalmente del rango de 1 a 4) para elevar las mayores cargas o realizarlo de la manera más precisa posible, evitando el balanceo excesivo de la carga al iniciar el movimiento.

En general, los polipastos empleados en estructuras puente grúa y sistemas de elevación son motores eléctricos trifásicos asíncronos, los cuales poseen la capacidad de regular su velocidad de giro al modificar su número de polos, en función de la alimentación de sus devanados. En el ANEXO A, se detalla con más profundidad el comportamiento de estos motores.

En nuestro caso, la reducción de velocidad por variación del número de polos atenderá a una relación de 1/2, al seleccionar motores de 4 polos (1500 rpm de sincronismo) De este modo, estas serán las velocidades que tomaremos como referencia de cada sistema de traslación:

- **Velocidad de elevación de carga por el polipasto: 8 m/min y 4m/min (para precisión)**
- **Velocidades de traslación del carro (posee dos): 20/10 m/min**
- **Velocidades de traslación del puente (posee dos): 40/20 m/min**

3.DISEÑO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL PUENTE GRÚA

En este apartado, teniendo como referencia la velocidad nominal de elevación de la carga y el valor máximo de carga a elevar, entre otros, podremos seleccionar los elementos de suspensión que mejor se acoplen al sistema (gancho, cable, poleas y tambor) para posteriormente elegir el motor, reductor y freno requerido. Tras obtener los elementos del sistema de elevación y de forma similar, se obtendrán los componentes del sistema de traslación del carro (teniendo en cuenta la velocidad de traslación indicada para el carro, su peso propio y la carga máxima a elevar)

3.1 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE ELEVACIÓN Y SUSPENSIÓN

Todos los elementos del sistema de suspensión y elevación de la carga a analizar en este apartado están estrechamente relacionados los unos con los otros. Por tanto, realizaremos la elección de cada uno de estos elementos por orden cronológico de selección. Es decir, en función de la carga máxima que se desea elevar se determinan el diámetro de cable empleado y el gancho, que a su vez deriva en la selección de otros componentes y apartados. Conociendo el diámetro del cable se selecciona qué poleas acoplar al sistema, y en función de esas poleas (velocidad a la que llega el cable al tambor y el reparto de cargas en los ramales) se determina el tambor idóneo para las operaciones de elevación y descenso de carga. Al existir tanta relación entre estos componentes, el final del apartado de selección de cada uno de ellos irá acompañado de una tabla-resumen con las principales y más determinantes propiedades del elemento en cuestión, en términos de dependencia y correlación con el resto de los componentes elegidos para el sistema.

Finalmente, con los parámetros de elevación predefinidos y el tambor escogido, se termina de completar el diseño del mecanismo de elevación: motor, reductor y freno. Por claridad, en la Figura 4 se muestra un esquema de la distribución de los elementos que forman parte del sistema mecánico de elevación (del motor al tambor)

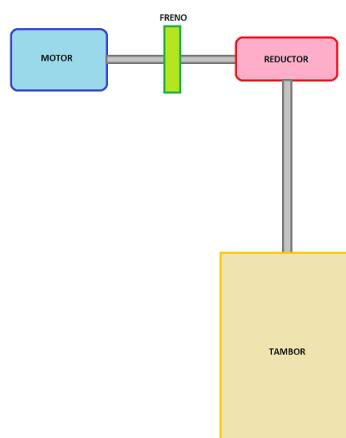


Figura 4: Esquema distribución del sistema de elevación

3.1.1 SELECCIÓN DEL GANCHO

En cuanto al gancho encargado de sujetar la carga elevada, existen dos posibilidades, que sea doble o simple. En el ANEXO A se explica las diferencias entre ambos, así como otras generalidades.

Teniendo en cuenta que la carga máxima a elevar por nuestro puente grúa es de 10Tm, el gancho seleccionado será **doble**, catalogado como **gancho número 10**. En el ANEXO B, se explica con mayor precisión el proceso de selección y obtención de este, así como de las piezas y elementos que lo componen.

Los principales parámetros del gancho se resumen en la Tabla 1, mostrada a continuación:

Carga a elevar por el gancho	10Tm
Gancho de carga Nº	10
Tipo de gancho	Doble
Fabricación	Forja
Peso	57kg

Tabla 1: Parámetros del gancho N10

3.1.2 SELECCIÓN DEL CABLE DE ELEVACIÓN

Los cables de elevación suelen ser metálicos y se clasifican en función de su estructura y de los cordones que lo componen, o por el sistema de trenzado en la elaboración de estos.

En el ANEXO A se explican y clasifican con detalle los diversos cables de elevación, así como los esfuerzos generales que soportan o su notación. Mientras que en el ANEXO B, viene recogido el proceso de selección del cable adecuado para nuestra instalación. Proceso principalmente definido por la tensión máxima a la que el cable está expuesto al trabajar bajo carga máxima, de 10Tm. Teniendo en cuenta el reparto de carga en los cuatro ramales (al existir 3 poleas de elevación), la carga máxima que el cable deberá soportar será mayor de 2500kg (10000kg/4cables), puesto que también habrá que tener en cuenta el peso propio de los elementos y otros factores.

Siendo seleccionado finalmente el cable enunciado a continuación:

Cable tipo Seale con cableado Lang 6x37+1 de 20mm de diámetro

En la Tabla 2 se resumen los principales parámetros del cable seleccionado:

Tipo de cable de elevación	Metálico
Composición cable	6 x 37 + 1 alma textil
Trenzado del cable	Lang zS (cruzado izquierda)
Estructura transversal	Tipo SEALE
Diámetro de cable (d_1)	20mm
Tracción del cable	2603kg
Carga de rotura calculada (catálogo)	28.600kg
Carga de rotura calculada (real, F_o)	23.428kg
Carga de rotura mínima (catálogo)	23.600kg
Peso del cable	1,38kg/mm
Resistencia	200kg/mm ²

Tabla 2: Parámetros cable de elevación de 20mm de diámetro

3.1.3 SELECCIÓN DE LAS POLEAS

Como se ha definido anteriormente, el sistema de elevación del puente grúa atiende a una relación de 4/1 ramales y por tanto, se compone de 3 poleas. Además, el diámetro del cable de elevación obtenido en el apartado anterior es de 20mm. Lo cual supone que, al existir una dependencia directa entre el diámetro del cable y el diámetro de la polea por la que desliza, la elección de unas **poleas de acero soldado con diámetro 630mm** sea la opción más adecuada. Viniendo detallada la explicación de este proceso de selección en el ANEXO B.

Mientras que en el ANEXO A, se recoge una breve introducción a las poleas empleadas principalmente, en elementos y aparatos de elevación, así como los diferentes tipos que se utilizan, etc.

Siendo las tres poleas empleadas en el sistema de elevación del mismo tipo y dimensiones, en la siguiente tabla resumen (Tabla 3) se detallan las principales propiedades que acompañan a dichas poleas:

Ramales	4/1
Diámetro nominal cable (d_1)	20mm
Radio del perfil de la garganta (r_1)	10,5mm
Tipo de poleas	De alma central
Material poleas	Acero soldadas
Acoplamiento al eje mediante	Rodamientos de rodillos
Diámetro enrollamiento polea (D_1)	630mm
Rodamiento	X: 4922 Y: 4918
Peso aprox.	63kg

Tabla 3: Parámetros poleas de diámetro de 630mm



3.1.4 SELECCIÓN DEL TAMBOR

Finalmente, conociendo el resto de los componentes, se selecciona el tambor adecuado para el sistema de elevación en función de su diámetro. El cual será **de fundición y de 500mm de diámetro.**

La explicación correspondiente a los tambores, y el proceso de selección indicado para nuestro sistema (así como el cálculo de parámetros como: diámetro, longitud, peso y espesor), vienen reflejados en los ANEXOS A Y B respectivamente.

Obteniendo finalmente un tambor fabricado en fundición, de diámetro 500 mm, longitud 650 mm, espesor 20 mm (igual al diámetro del cable) y peso de 153 kg. Cuyos principales parámetros se resumen en la Tabla 4:

Tipo de tambor	De una capa, ranurado o acanalado
Fabricación	Acero fundido
Diámetro nominal cable (d_1)	20mm
Radio del perfil de la garganta (r_1)	10,5mm
Paso (s)	22mm
Espesor (h)	20mm
Tracción máxima del cable	3000Kg
Tracción real del cable	2603Kg
Diámetro del tambor (D)	500mm
Longitud del tambor (L)	650mm
Diámetro interno del tambor (Dint)	460mm
Peso del tambor	153Kg
Angulo inclinación ranuras helicoidales β	0,82º

Tabla 4: Parámetros tambor de 500mm de diámetro

3.2 PRESELECCIÓN DEL MOTOR

La gran mayoría de polipastos emplean motores eléctricos trifásicos asincrónicos, para llevar a cabo las operaciones de elevación y descenso de la carga. Estos motores se caracterizan por tener la capacidad de variar su velocidad de giro al cambiar su número de polos, en función de la alimentación de sus devanados. En el ANEXO A se detalla la explicación acerca de este tipo de motores.

En cuanto a la elección del motor, para saber cuál deberíamos instalar, es fundamental tener en cuenta el diámetro del tambor (500mm) para obtener velocidad angular y par, y con estos la potencia. Factor elemental de orientación a la hora de seleccionar un motor, siendo ese el principal objetivo de este apartado, obtener un valor de potencia de referencia.

Sabiendo que la velocidad de elevación es de 8m/min y en el sistema de elevación existen 4 ramales, componiéndose de 3 poleas, una de ellas fija (polea de compensación), la velocidad lineal de los cables del tambor se duplica, resultando una velocidad de giro de **10,2 rpm** en el eje del tambor. En el ANEXO B se esquematiza tanto la distribución de velocidades como de fuerzas en los 4 ramales relativos al sistema tambor y poleas. Llegando de este modo, un cuarto de la carga total a cada uno de los dos ramales que se enrollan al tambor. Siendo necesario un par de 12.574 Nm para llevar a cabo el proceso de elevación de la carga de 10 Tm que caracteriza

a nuestro puente grúa. Conociendo tanto par en el eje del tambor, como velocidad angular, podemos saber cuál es la potencia correspondiente y con ello preseleccionar un motor adecuado. Todos estos cálculos, así como la elección del motor en función de la potencia obtenida (de 13,44 kW) viene reflejado en el ANEXO B.

De modo que, se preselecciona un motor de 4 polos, con velocidad de sincronismo de 1500rpm, con una potencia de 15 kW. Ofreciendo a la salida un par motor de 97,4 Nm y una velocidad de giro de 1470 rpm.

En definitiva, este apartado simplemente consiste en una primera estimación de las condiciones de elevación (par, velocidad y potencia) sin considerar las pérdidas por rendimiento (principalmente en el reductor). Al mismo tiempo de llevar a cabo una preselección del motor, ya que, para adaptar las prestaciones que ofrece el motor a las requeridas en el tambor para llevar a cabo la elevación, será necesaria la presencia de un reductor. Del cual, deberá tenerse en cuenta su rendimiento a la hora de seleccionar finalmente el motor más adecuado (suelen ser bajos rendimientos)

3.3 SELECCIÓN DEL REDUCTOR

La siguiente tabla (Tabla 5) enumera las diferencias entre las prestaciones que ofrece el motor seleccionado en el apartado anterior y los requerimientos en el eje del tambor para elevar a plena carga:

Prestaciones	MOTOR	EJE DEL TAMBOR
PAR (Nm)	97,4	12574,3
n (r.p.m)	1470	10,2

Tabla 5: Relación de transmisión en el sistema de elevación

El reductor es el elemento que se encargará de aumentar el par y disminuir la velocidad en el eje del tambor (eje de salida del reductor). Dicha relación deberá ser elevada, tal y como da a entender la Tabla 5. Es por ello por lo que, el reductor empleado será del tipo tornillo sin fin-corona, debido a la gran capacidad que tiene de reducción. En el ANEXO A se explica con detalle el tema de los reductores de tornillo sin fin corona.

De acuerdo con la Tabla 5, el sistema requerirá la instalación de un reductor con relación de transmisión de valor $i = 144$, que deberá ser de dos etapas al ser tan elevada.

Nos apoyamos en el catálogo de reductores tornillo sin fin-corona, para seleccionar el adecuado. Dicho catálogo pertenece al fabricante "Tecnon Group" y no ofrece ninguna relación de transmisión de valor 144, siendo de 150 la más aproximada. Por tanto, el reductor seleccionado pertenece a la serie TASS, modelo 372 con una relación de transmisión de $i = 150$. Los cálculos y explicación correspondientes a su elección vienen desarrollados en el ANEXO B.

Por otra parte, hay que considerar que los reductores de tornillo sin fin corona se caracterizan por sus bajos rendimientos. Siguiendo el catálogo empleado en la selección, el rendimiento en

reductores de dos etapas se encuentra entre un 75% y un 55%, dependiendo su valor en función de la relación de reducción. Correspondiendo un rendimiento del 66% para una relación de transmisión de 150.

Es por ello, que la selección final del motor se deberá hacer teniendo en cuenta las pérdidas (de potencia y par) debidas al bajo rendimiento del reductor.

El modelo del reductor escogido, así como sus principales prestaciones se muestran en la Tabla 6:

Serie	Modelo	Velocidad de entrada Rpm	Relación de reducción nominal <i>i</i>	Potencia equivalente transmisible CV	Rendimiento
TASS	372	1450	150	21	66%

Tabla 6: Prestaciones reductor de elevación TASS 372 de Tecnon Group

En el ANEXO C se muestra un esquema de la geometría de este elemento con sus dimensiones principales.

3.4 SELECCIÓN FINAL DEL MOTOR

Teniendo en cuenta el motor preseleccionado y las pérdidas debidas al bajo rendimiento del reductor, se debe seleccionar el motor final que acoplar al sistema.

Dicho motor es extraído del mismo catálogo que el preseleccionado, siendo este un motor trifásico asíncrono con rotor de jaula de ardilla de la marca “Cemer Ecologic Motors” con una potencia de 22 kW, un par de 142,4 Nm y una velocidad de 1475 rpm. El modelo específico y sus principales prestaciones se muestran en la Tabla 7.

TIPO	Potencia kW	Potencia CV	Mn N.m	N rpm	η	In 400V A	I_A/I_N	cos	M_A/M_N	M_K/M_N	J Kgm ²	Nivel sonoro dB(A)	m Kg
IE3-EG 180L	22	30	142,4	1475	93%	39,7	7,8	0,86	2	2,3	0,2296	72	240

Tabla 7: Prestaciones motor de elevación IE3-EG 180L de Cemer Ecologic Motors

Las comprobaciones pertinentes con respecto al motor seleccionado se detallan en el ANEXO B. Resultando todas ellas satisfactorias.

Finalmente, tras haber concluido como válido el conjunto motor reductor seleccionado para nuestro sistema de elevación, en el ANEXO C se muestran las tablas y esquemas de dimensiones tanto del modelo del reductor como del motor en cuestión.

3.5 SELECCIÓN DEL FRENO MOTOR

Es necesario instalar un freno en el eje motor que se encargue de evitar el descenso de la carga y de frenarla (ubicándose este entre la salida del motor y la entrada al reductor). En nuestro caso se instalará un freno de mordaza accionado por Eldro (o de zapata larga externa) explicando los diferentes frenos empleados en estas máquinas en el ANEXO A. Por otro lado, la selección del freno se llevará a cabo en función del par de frenado necesario. Lo cual permitirá obtener el dimensionado del mismo: anchura de la mordaza o zapata y diámetro del tambor de freno, entre otras.

La obtención del par de frenado se consigue partiendo de un tiempo de frenado predeterminado, en nuestro caso será de 0,2 segundos, tiempo muy común en este tipo de aparatos. Atendiendo al libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, dicho par deberá ser igual o superior al correspondiente a la mayoración del par motor siguiente:

$$M_{frenado} \geq M_{motor} * K = 142,4 \text{ Nm} * 2,5 = 356 \text{ Nm}$$

Finalmente, para los 0,2 segundos que hemos atribuido al tiempo de frenado, y los componentes, masas y cargas que componen el sistema de frenado, el par de frenado requerido es de 478,52 Nm, superior a los 356Nm.

En el ANEXO B se explica la metodología de cálculo del par de frenado y la selección del freno, tras estudiar los ofrecidos por el catálogo del fabricante “Vulkan”.

A continuación, en la Tabla 8 vienen recogidos los principales parámetros del freno seleccionado para el mecanismo de elevación que estamos diseñando. Mientras que en el ANEXO C se reflejan las dimensiones principales del freno junto sus vistas principales.

Modelo	E (mm)	Anchura Zapata (mm)	Par (Nm)	n _{max} (rpm)	Tipo de activación	Tiempo de activación	Peso kg	Tipo de freno
FESA-13	330	140	550	1600	Resorte	< 0,2 s	140	Electromagnético

Tabla 8: Prestaciones freno de elevación FESA-13 de Vulkan



3.6 EJE TAMBOR

A la hora de dimensionar el eje del tambor, en primer lugar, hay que tener en cuenta que los coeficientes de seguridad en ejes de trasmisión están en el rango de 1 a 2. Tras ello, consideraremos un eje fabricado en acero 1045 (En el ANEXO A se habla con más detalle de la elección de este acero) estableciendo una longitud de 750mm para este (los rodamientos se ubicarán a 50mm de cada extremo del tambor, el cual tiene una longitud de 650 mm) Con todo ello y partiendo de las tensiones producidas por los dos ramales que cuelgan del tambor, las cuales producen momento flector y torsor en el eje, se calculará mediante la tensión de Von Mises el diámetro óptimo para el eje del tambor, el cual tendrá un valor de 95 mm. Los cálculos y diagramas correspondientes vienen detallados en el ANEXO B.

$$D_{\text{eje tambor}} = 95 \text{ mm}$$

Obteniendo un eje con las características y parámetros mostrados en la Tabla 9.

Diámetro del eje (D)	95 mm
Longitud del eje (L)	750mm
Material del eje y límite elástico	AISI 1045; 310MPa
Coeficiente de seguridad en el eje (Cs)	2

Tabla 9: Parámetros eje del tambor

3.7 RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR

Como se ha enunciado en el apartado anterior, los rodamientos se encuentran separados a 50mm de cada extremo del tambor, y solamente estarán sometidos a carga radial. Al ser el eje y sus cargas simétricas, existirá la misma carga en ambos rodamientos, por lo cual se seleccionará el mismo modelo para ambos extremos.

Los rodamientos idóneos para cargas principalmente radiales suelen ser los radiales rígidos de bolas, buscando dentro del catálogo del fabricante SKF el que mejor se ajuste a los parámetros de diámetro, carga dinámica, estática, velocidad, etc. En el ANEXO A se tratan generalidades de los rodamientos rígidos de bolas.

El modelo de rodamiento seleccionado, así como sus principales parámetros vienen recogidos en la tabla de a continuación (Tabla 10.) Correspondiéndose las medidas principales (d, D y B) con el esquema mostrado en la Figura 5.

Diámetro interior d (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Anchura B (mm)	Carga Dinámica C (kN)	Carga Estática C_o (kN)	Carga límite de fatiga P_u (kN)	Velocidad de referencia (rpm)	Velocidad límite (rpm)	Masa (kg)	Designaciones
95	170	32	114	81,5	3	8000	5000	2,63	6219

Tabla 10: Principales parámetros y prestaciones del rodamiento rígido de bolas 6219 de SKF

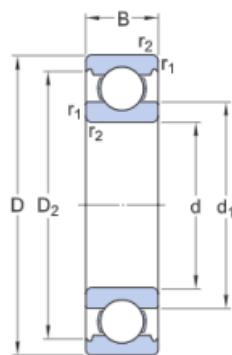


Figura 5: Dimensiones rodamiento 6219 de SKF

Los cálculos relativos a los rodamientos y la selección de estos vienen explicados con detalle en el ANEXO B. Mientras que en el ANEXO A también se detalla más información acerca del rodamiento rígido de bolas seleccionado y sus propiedades (lubricación, sellado, jaula...). En el ANEXO C se detallan las dimensiones del rodamiento.

3.8 DISTRIBUCIÓN FINAL DE LOS ELEMENTOS DE ELEVACIÓN

En este apartado se incluye un esquema de la distribución (en planta) de todos los elementos que hemos seleccionado y que conforman el sistema mecánico de elevación del puente grúa, con sus dimensiones generales y posiciones relativas. Se realiza principalmente con el objetivo de representar el espacio que ocupa cada elemento, así como el de todos ellos en conjunto. Además de tratarse también de un esquema orientativo, a tener en cuenta a la hora de construir la estructura del carro, previo a llevar a cabo su análisis estático correspondiente.

El principal punto a señalar es que, tras elegir un reductor de dos etapas de reducción (TASS372, $i=150$) la dirección axial del eje de salida y de entrada al reductor es la misma, difiriendo del esquema constructivo que se incluía al inicio del apartado 3 del presente trabajo. Donde intuimos que las direcciones axiales de dichos ejes se cortaban formando un ángulo de 90° (según vista en planta) al ser la distribución más genérica en reductores de tornillo sin fin corona de una sola etapa de reducción.



Todo esto supone que la anchura del carro sea elevada (2600 mm aproximadamente) y la longitud de este, antes de tener en cuenta la incorporación del sistema de translación será como mínimo de 1600 mm.

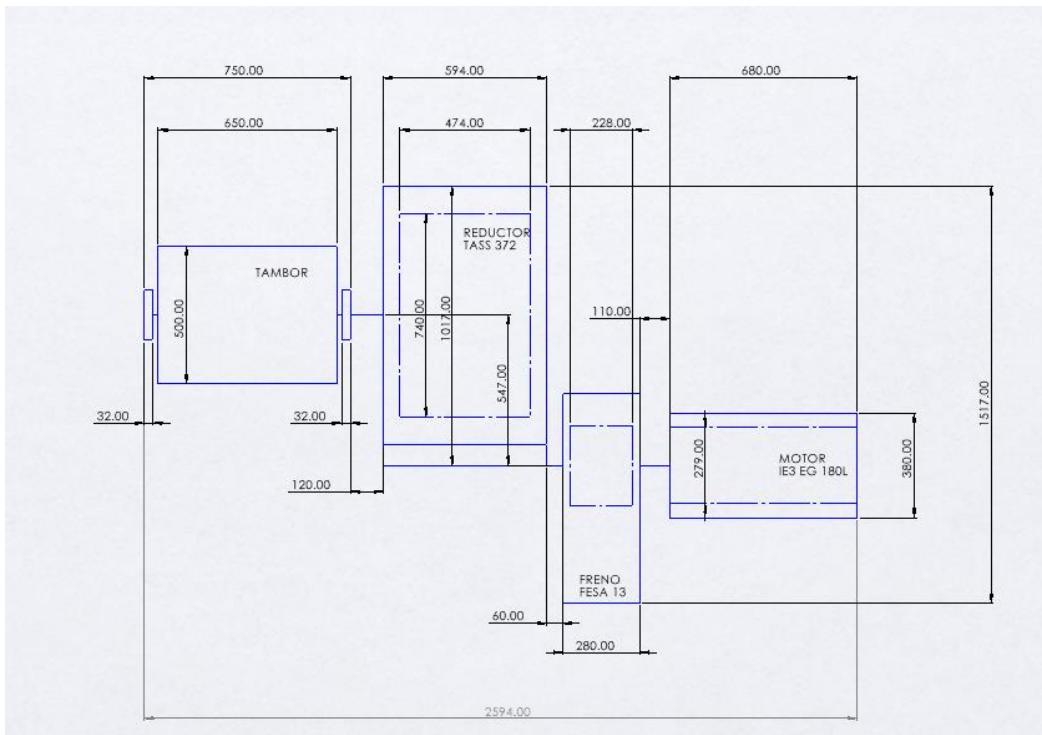


Figura 6: Esquema distribución de componentes sistema de elevación

4. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN DEL CARRO

En este apartado se va a abordar en primer lugar, la elección de las vigas móviles correspondientes a la estructura, así como los carriles que irán apoyados sobre dichas vigas y que permitirán al carro trasladarse transversalmente, ya que estos elementos influyen en la determinación de las ruedas. Una vez decididos los carriles, se procederá a la selección de las ruedas que deberá incorporar el sistema de traslación del carro. Considerando que existirán cuatro ruedas, dos de ellas motrices y conociendo el peso total del carro, se elige el motor que propiciará dicho movimiento y su reductor correspondiente. De igual modo que en el apartado anterior, se muestra a continuación, un breve esquema de la composición de algunos de los elementos que van a ser abordados en este apartado y que componen el sistema de traslación del carro, con la finalidad de que quede mucho más claro (Figura 7)

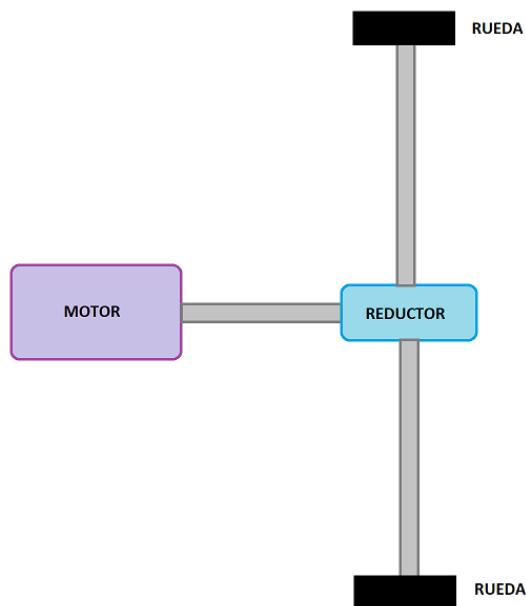


Figura 7: Esquema sistema de traslación del carro

4.1 PREDIMENSIONAMIENTO DE LOS PERFILES DE LAS VIGAS MÓVILES

Antes de seleccionar las ruedas y el carril sobre los que se trasladará el carro, es necesario llevar a cabo un **predimensionado** del perfil con el que se conformarán las vigas móviles del puente grúa. Este se realiza comprobando a rigidez, mediante el cálculo de la flecha máxima, y teniendo en cuenta al mismo tiempo las posibles dimensiones de los diferentes carriles a incorporar sobre las vigas, precisamente de las anchuras que ocupan. Ya que la anchura del ala del perfil que soporte el carril deberá ser igual o superior a la anchura conformada por el carril y sus amarres a la viga, para que sea constructivamente coherente el conjunto perfil-carril. Este predimensionado del perfil servirá para hacernos una idea del carril que debemos seleccionar,

y posteriormente en el apartado 5 se realizará una comprobación a resistencia para ver si el perfil seleccionado es correcto.

Estas vigas consistirán en un perfil IPE y tendrán una longitud de 15 metros, correspondiente a la luz del puente grúa. El predimensionamiento de dicho perfil se lleva a cabo en función de la flecha máxima, al considerarse las vigas como biapoyadas con una carga puntual, correspondiente a la mitad del peso del carro en su punto central (situación más desfavorable)

La selección y cálculo de los perfiles se llevan a cabo en el ANEXO B.

Detallando las dimensiones del perfil IPE 600 seleccionado para la elaboración de las vigas móviles del puente grúa en la Tabla 11.

PERFIL	Altura (h) mm	Ancho (b) mm	Longitud (L=luz) Mm	Espesor ala (e) Mm	Espesor nervio (e ₁) Mm	Área sección A cm ²	Inercia I _x cm ⁴	Módulo resistente W _x cm ³
IPE 600	600	220	15000	12	19	155	92080	3070

Tabla 11: Dimensiones perfil IPE 600 de las vigas móviles

Tras preseleccionar los perfiles siguiendo el criterio de la rigidez, deberán ser comprobados a resistencia para ser finalmente seleccionados. Esta verificación será llevada a cabo en el apartado 5.

4.2 SELECCIÓN DE LOS CARRILES

En el ANEXO A se describen los tipos de carriles mayoritariamente empleados en puentes grúa. En nuestro caso los carriles serán tipo Burbach, al ser uno de los más empleados en rodadura sobre carriles elevados.

Para la rodadura del carro del puente grúa sobre las vigas móviles seleccionadas en el apartado anterior, debemos elegir un carril cuya anchura de la base (o patín) y sus amarres al perfil, sea igual o inferior a la de las alas del perfil IPE de las vigas, ya que sobre ellas irá apoyado el carril. Al ser la anchura del ala del perfil IPE 600 de 220 mm, se selecciona el carril Tipo Burbach A45, puesto que la anchura que ocupa la base de este carril y sus respectivas fijaciones es igual a 220 mm. Se muestra a continuación un esquema de la fijación del carril seleccionado (Figura 8) y sus dimensiones correspondientes en la Tabla 12, para facilitar la comprensión de este criterio de selección:

Rail	A (mm)	B (mm)	C (mm)
A 45	220	22	33

Tabla 12: Dimensiones apoyos carriles A45

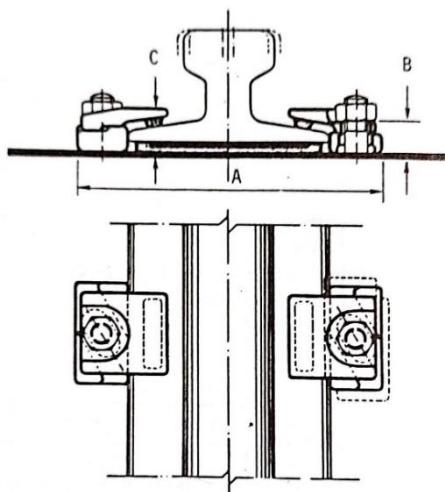


Figura 8: Esquema cotas apoyos carriles A45

A continuación, en la Tabla 13 se detallan las dimensiones del carril seleccionado, correspondientes al esquema de la Figura 9:

Carril	Anchura cabeza k	b_1	b_2	b_3	f_1	f_2	f_3	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	A	Peso	e_x	I_x	W_x
																cm^2	Kg/m	cm	cm^4	cm^4
45 A	45	125	54	24	14,5	11	8	55	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	3,31	91	27,5

Tabla 13: Dimensiones carril A45

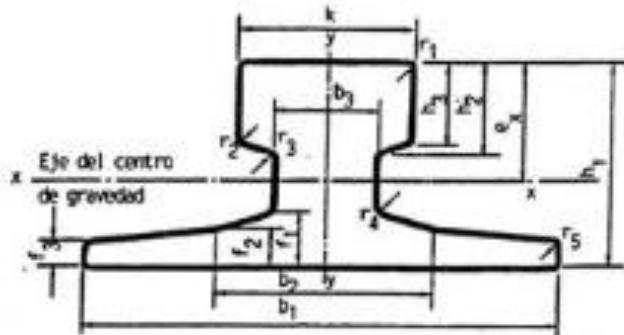


Figura 9: Esquema acotado del carril A45

4.3 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS

Los carros de los puentes grúas suelen estar apoyados sobre ruedas metálicas, las cuales permiten mediante su rodadura por los carriles la traslación de este. Diferenciando entre dos tipos de ruedas: las de rodamientos de rodillos y las de cojinetes deslizantes. En el ANEXO A se habla en mayor detalle sobre las ruedas comúnmente empleadas en el sector.

En primer lugar, supondremos que el carro está compuesto por 4 ruedas, dos de ellas motrices. Por tanto, el peso propio del carro más la carga que transporte, se repartirán de forma equitativa entre esas cuatro ruedas. Teniendo en cuenta ese factor y las diferentes dimensiones del carril tipo A45, se puede determinar las dimensiones de las ruedas para el carro del puente grúa. Este proceso se explica en el ANEXO B.

Tras los cálculos y comprobaciones pertinentes, se llega a la conclusión de emplear ruedas de acero de rodamientos de rodillos de diámetro 315 mm. Cuyas dimensiones vienen reflejadas en la Tabla 14. Correspondiéndose dichas dimensiones al esquema mostrado en la Figura 10:

Diámetro rueda d_1 mm	Ancho cabeza carril k mm	b_1	b_2	b_3	d_2	d_3	d_4	d_5	l_1	l_2	Carga de la rueda máxima kg
315	45	55	90	40	342	40	70	330	50	90	3150

Tabla 14: Dimensiones ruedas de 315 mm de diámetro

Tabla mediante la cual, a primera vista se puede observar que las ruedas de diámetro 250 mm y 45 mm de anchura soportan la carga del carro estimada en 11000kg:

$$\frac{11000 \text{ kg}}{4 \text{ ruedas}} = 2750 \frac{\text{kg}}{\text{rueda}} < 3150 \text{ kg}$$

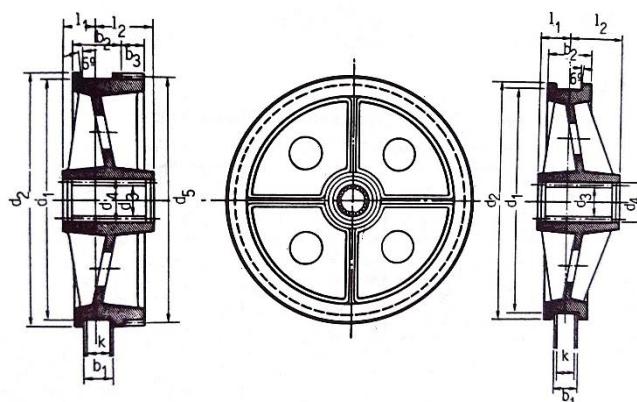


Figura 10: Esquema acotado ruedas

4.4 SELECCIÓN DEL MOTOR

En este apartado se ejecuta la selección el motor que haga girar las ruedas motrices del carro y produzca ese movimiento de traslación. El proceso es similar al de selección del motor para el sistema de elevación, eligiendo aquí también un motor eléctrico asíncrono trifásico del catálogo de CEMER. Dicho motor deberá cumplir con los requerimientos de par y potencia necesarios

para desplazar el carro, cuyo peso propio se estima en 1000kg, y de la carga a elevar (máximo de 10Tm) Y además hacerlo a la velocidad deseada para la traslación, o similar, ayudándose de un reductor para cumplir este último parámetro.

El proceso de selección del motor para el sistema de traslación está principalmente definido por el cálculo del par nominal necesario en el eje motriz, teniendo en cuenta también el par de arranque (compuesto por el par de arranque y el par de resistencia a la rodadura). Este proceso está descrito en el ANEXO B al detalle, donde se acaba seleccionando un motor de aluminio de la marca CEMER modelo IE3.MS 80 2 y 4 polos, cuyas principales prestaciones se resumen en la Tabla 15:

TIPO	Potencia kW	Potencia CV	Mn Nm	n rpm	Rendimiento	Masa kg	J Kg/m2	M _A /M _n
IE3- MS 80 2	0,75	1	5,13	1390	80%	12,8	0,002285	2,2

Tabla 15: Prestaciones del motor de traslación IE3-MS 80 2 de Cemer Ecologic Motors

Las dimensiones del motor y sus vistas correspondientes se exponen en el ANEXO C.

4.5 SELECCIÓN DEL REDUCTOR

Para adaptar el par motor y la velocidad de giro del eje motor (eje de entrada al reductor) a las condiciones requeridas en las ruedas motrices del carro, y así conseguir desplazar este a una velocidad cercana a los 20m/min, es necesario acoplar un reductor a la salida del motor. La relación de trasmisión que buscamos para dicho reductor es de $i=70$. Al ser una relación de trasmisión elevada el reductor deberá ser del tipo tornillo sin fin corona, aunque esta vez perteneciente a un catálogo distinto al anterior, puesto que no ofrecía relaciones de trasmisión de $i = 70$.

Seleccionando finalmente para nuestro mecanismo de trasmisión el reductor mostrado en la Tabla 16, perteneciente a la gama “Standard Line” de la marca STM Italia. Detallando todos los cálculos que llevan a su elección y su comprobación posterior, dentro del mismo apartado de selección del motor de ANEXO B (ya que motor y reductor van de la mano)

Modelo	Relación de trasmisión	n ₁ rpm	P kW	Rendimiento %	M _{n2} Nm	n ₂ rpm	Peso kg
RI 85	70	1400	0,9	61	261	20	112

Tabla 16: Prestaciones reductor RI 85 de Standard Line STM Italia



Al final del apartado de selección del conjunto: motor-reductor para el sistema de traslación del carro, en el ANEXO B, se comprueba la validez de ambos elementos. Cumpliendo las prestaciones ofrecidas por ambos sobre los requerimientos de par, potencia y velocidad del carro. Confirmando la validez del conjunto motor reductor escogidos.

Mientras que en el ANEXO C se determinan las dimensiones del reductor escogido.

4.6 DISTRIBUCIÓN FINAL DE LOS ELEMENTOS DE TRASLACIÓN

En este apartado, por medio de la Figura 11, se muestra un esquema de como quedaría finalmente la distribución de los componentes seleccionados para el sistema de traslación del carro. El esquema consiste en una vista en planta donde se reflejan las distancias entre el motor y el reductor (extraídas del catálogo correspondiente), así como de las dimensiones generales que ocupan (largo y ancho) Detallando la posición del eje de entrada y de salida del reductor, o motriz hacia las ruedas.

Se representa en línea azul el área ocupada por cada elemento y los ejes, en línea azul discontinua la posición en la que se encuentran los apoyos de dichos elementos, geometría que será importante a la hora de dimensionar las vigas correspondientes a la estructura propia del carro, y en color negro la acotación de las dimensiones y posiciones de los componentes (en mm)

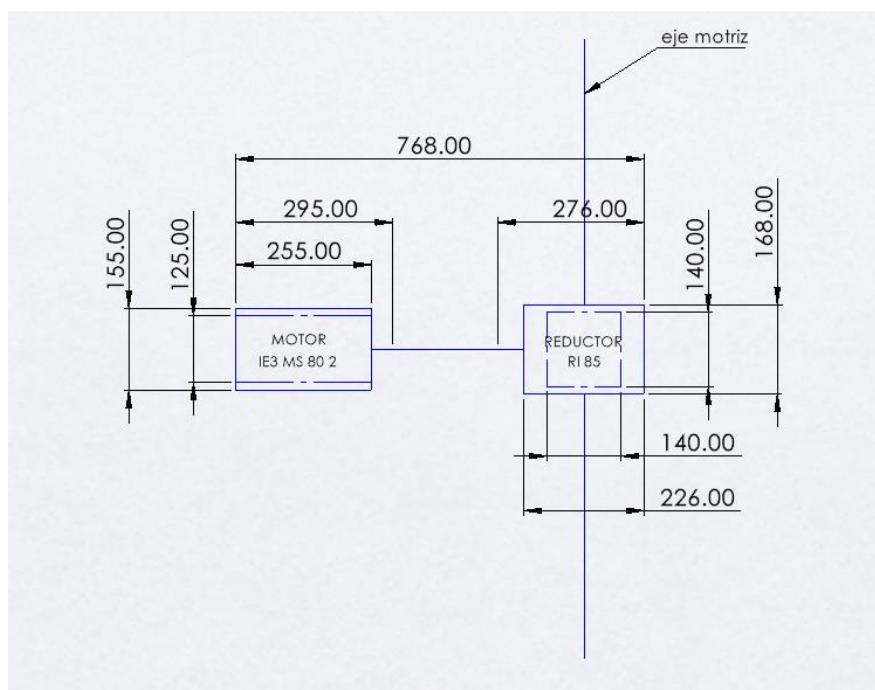


Figura 11: esquema distribución de componentes sistema de traslación del carro

Como se observa en la Figura 11, el sistema de traslación no ocupa un área muy grande en comparación al sistema de traslación, 780 mm de largo, por 200 mm de ancho. Esto se debe principalmente a que los componentes seleccionados poseen unas dimensiones reducidas, al ser de una potencia relativamente baja.



5. COMPROBACIÓN PERFILES DE LAS VIGAS PRINCIPALES

En el apartado 4.1 se seleccionaba el perfil IPE 600 para fabricar las vigas principales del puente grúa siguiendo el criterio de la rigidez, tras comprobar que no supera la flecha máxima permitida (debido a su elevada inercia) Además de tener en cuenta la compatibilidad de sus dimensiones con el carril A45, que se apoya sobre dicho perfil.

En este apartado se lleva a cabo una comprobación de mayor exactitud, teniendo en cuenta el mismo criterio, pero añadiendo el factor de los pesos propios tanto de las vigas como de los carriles. Además, también es necesaria una comprobación a resistencia, teniendo en cuenta las solicitudes a las que se exponen las vigas. Dichas solicitudes se van a estudiar siguiendo las indicaciones del libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, el cual, a su vez, sigue en sus explicaciones la normativa de la Federación Europea de la Manutención, aplicable a aparatos de elevación correspondientes a la sección I de la FEM.

Todas las comprobaciones se realizan cuando la carga en servicio se encuentra en la zona central de la viga, puesto que se trata de la situación más desfavorable a estudiar.

5.1 COMPROBACIÓN A RIGIDEZ

Conociendo la inercia del perfil IPE 600 y que tiene una luz de 15 metros, se calcula la flecha máxima, sabiendo que su valor debe ser menor a la longitud de la viga entre 250.

$$f = \frac{PL^3}{48EI} \quad f < \frac{L}{250}$$

Esta vez, además del peso propio del carro y de la carga a elevar (carga en servicio) se tendrán en cuenta los pesos propios de los perfiles IPE 600 y de los carriles Burbach A 45 (de 122kg/m y 22,2kg/m respectivamente). La Figura 12 esquematiza el caso de estudio.

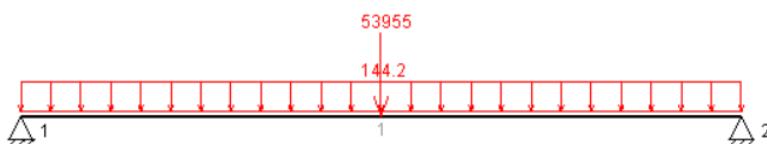


Figura 12: Esquema de cargas en vigas principales

En el ANEXO B se detallan los cálculos realizados en este proceso de comprobación. Concluyendo como válidos al obtener un valor de flecha menor del máximo permitido.

5.2 COMPROBACIÓN A RESISTENCIA

Teniendo en cuenta que las vigas están construidas en acero estructural S275, se realizan dos comprobaciones, resultando ambas exitosas.

La primera de ellas se lleva a cabo obteniendo un coeficiente de seguridad de aproximadamente $C_s=3,5$. Todo ello, tras calcular la tensión equivalente en el centro de la viga (zona más desfavorable) una vez obtenidos los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, mostrados en la Figura 13:

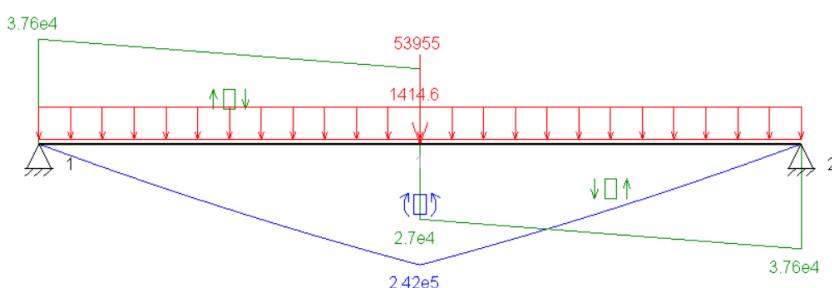


Figura 13: Diagrama flector y cortante vigas móviles en MEF1

La segunda variante de comprobación se realiza siguiendo el libro “Los transportes en la ingeniería industrial” que atiende a normativa FEM, mediante el método de obtención de solicitudes aplicable a todos los aparatos de elevación correspondientes a la sección I de la FEM.

Esta metodología consiste en mayorar el momento flector resultante en el centro de la viga, mediante los diferentes tipos de solicitudes a los que está expuesta la estructura. Llevando a cabo finalmente el primero de los casos de determinación de combinaciones de solicitudes expuestos, correspondiente al aparato en servicio sin viento, puesto que el puente grúa se encuentra en el interior de una nave.

Finalmente, se compara la tensión resultante de dicha mayoración, teniendo en cuenta el módulo resistente de un perfil IPE 600, con la resistencia elástica correspondiente al límite elástico del acero S275 (tras aplicarle un coeficiente parcial de seguridad de 1,05)

Es decir, se comprueba la veracidad de las siguientes expresiones, tras mayorar el momento flector total en el centro de la viga atendiendo a las solicitudes de la FEM:

$$f_{yd} = \frac{275 MPa}{1,05} = 261,9 MPa > \sigma = \frac{M_{f,mayorado}}{W_f}$$

Comprobación que también resulta exitosa al obtener finalmente:

$$\sigma = \frac{M_{f,mayorado}}{W_f} = 151 MPa$$

Todo el proceso de comprobación del perfil IPE 600 seleccionado para las vigas principales viene detallado y explicado en el ANEXO B.

Finalmente, tras los resultados obtenidos en las diferentes comprobaciones realizadas en dicho ANEXO B, se acaba concluyendo con la validez del perfil IPE seleccionado y la funcionalidad estructural de las vigas principales.



6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO

Teniendo en cuenta los esquemas mostrados al final de los puntos 3 y 4, respectivamente explicativos de los sistemas de elevación y de traslación, se procede a diseñar la estructura del carro.

Esto se lleva a cabo mediante la selección de perfiles cuadrados huecos de acero AISI 4130 (límite elástico de 460 MPa), encargados de la sujeción de cada elemento (empleando dos perfiles para sujetar el motor, el reductor, freno...)

La selección de los perfiles se realiza atendiendo a las dimensiones y pesos de los elementos (correspondientes al catálogo del que fueron extraídos) que van a soportar, considerando los perfiles como vigas biapoyadas en sus extremos y con una carga correspondiente a los componentes y/o fuerzas que sostiene. Para ello se tienen en cuenta unas medidas generales para el carro de 2568 mm por 1600 mm. Mientras que, a cada barra, partiendo de las Figuras 6 y 11, le corresponden las medidas del esquema mostrado a continuación (Figura 14, sistema de elevación y Figura 15, sistema de traslación) Además, por buscar un diseño más compacto en la distribución de componentes y construcción del carro, el sistema de elevación se encontrará por encima del de traslación, a modo de reducir las dimensiones totales del carro (menor área y menor longitud) Lo que permite a posteriori un mayor aprovechamiento de la luz del puente grúa.

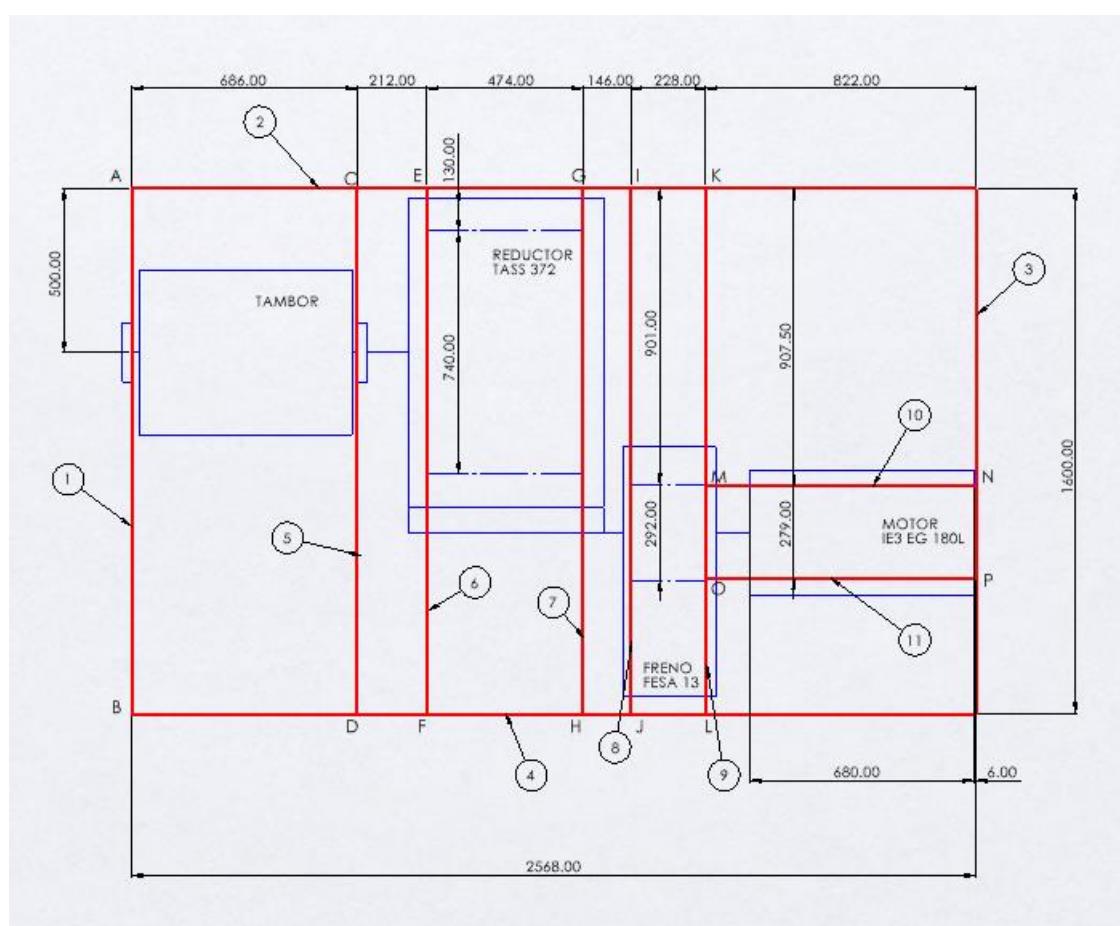


Figura 14: Esquema distribución de largueros en la estructura del carro para sistema de elevación



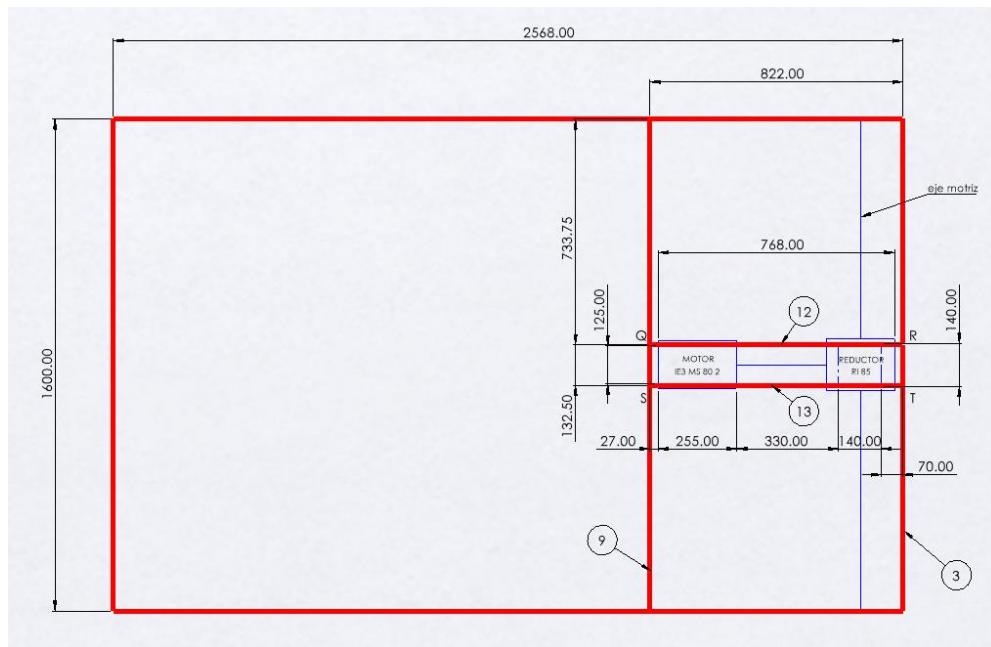


Figura 15: Esquema para distribución de largueros en la estructura del carro del sistema de translación

De modo que, en color rojo se indica cada viga y por donde debe pasar su centro (las que sostienen elementos, normalmente pasan por la zona de apoyo de estos, representada en línea azul discontinua), cada viga tiene asociada un globo con su correspondiente número identificativo y las letras expresan los puntos de intersección entre vigas, que tendrán asociada una reacción a la hora de realizar el cálculo de los perfiles.

La forma de proceder en este apartado será la siguiente:

- 1º. Se calculan los perfiles en las vigas independientes, es decir, las que no reciben reacciones de otras vigas en su cuerpo (vigas 1, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12 y 13)

Se considera a estas como vigas biapoyadas y teniendo en cuenta el peso del elemento que se apoya en ellas, o las fuerzas que soportan (caso de las vigas 1 y 5) se calcula el momento flector máximo. El perfil en concreto se selecciona a raíz del cálculo del módulo resistente mínimo que debe tener este, a partir del momento flector máximo y la tensión equivalente. Para ello se siguen las expresiones de a continuación, considerando un coeficiente de seguridad de 3 y un límite elástico de 460Mpa (acero estructural S460)

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sigma_f}{Cs} = \frac{460MPa}{3} = 153,33MPa$$

$$\sigma_{eqv} = \frac{M_{f,max}}{W_f}$$

- 2º. De igual modo, se seleccionan los perfiles de las vigas que reciben en su cuerpo las reacciones de otras vigas, este es el caso de las vigas 2, 3, 4 y 9.

- 3º Una vez obtenidos los diferentes perfiles que corresponden a las vigas se modelan en SOLIDWORKS y se ensamblan, formando un conjunto de la estructura compuesto por todas las vigas que componen el carro.
- 4º Para finalizar el modelaje del carro en 3D, se incluyen en este los apoyos donde irán colocadas las cuatro ruedas, orificios para el eje del tambor (y sus casquillos) y unas chapas de pequeño espesor donde (de cara a la simulación) colocar las fuerzas correspondientes al peso de los elementos de los sistemas de traslación y elevación, ubicándolas en su lugar correspondiente atendiendo a los esquemas de las Figuras 14 y 15
- 5º Tras completar la construcción de la estructura del carro, esta se somete a una simulación mediante un estudio estático. Indicando en este los pesos de los elementos, fuerzas puntuales y apoyos en su ubicación correspondiente. Aplicando un material a las vigas (acero S460) y mallando la estructura completa. Empleamos la opción de malla basada en curvatura, puesto que todos los perfiles se componen de un espesor muy reducido y tienen redondeos en sus esquinas, de modo que esta malla es la que mejor se ajusta a la geometría propuesta.
- 6º Finalmente se analizan los resultados, principalmente los relativos a tensión de Von Misses y desplazamientos que sufre la estructura. En caso de obtener unos desplazamientos por debajo de su máximo valor admisible, establecido en L/250, o unas tensiones menores a la tensión admisible (153,33MPa) se concluye el diseño como válido. Pero en caso contrario, se deben pensar nuevas modificaciones que incorporar en la estructura (rigidizadores, ménsulas, otros perfiles, más vigas...) hasta obtener un diseño óptimo.

Todos estos pasos se realizan detalladamente en el ANEXO B. Obteniendo finalmente la estructura mostrada a continuación en la Figura 16.

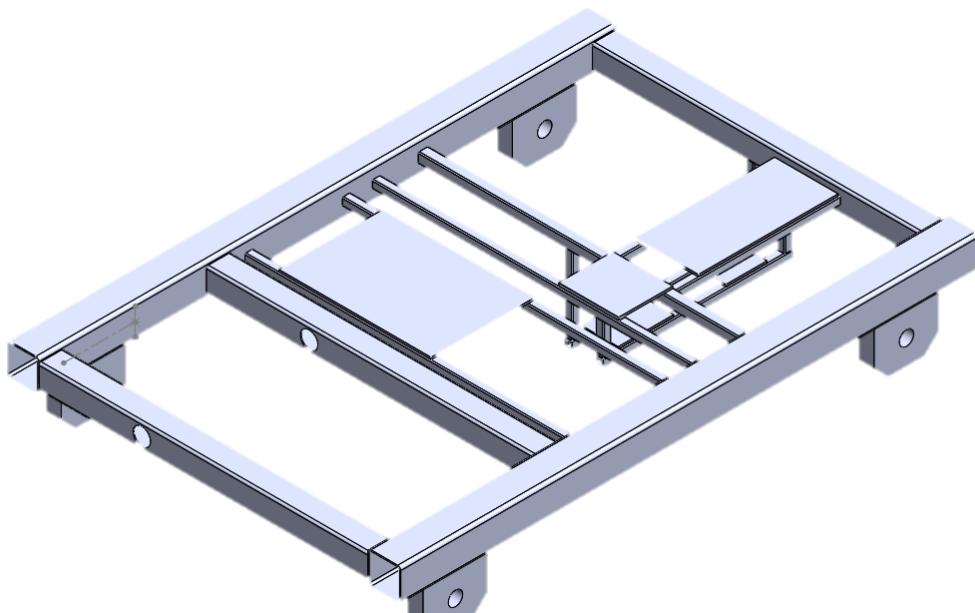


Figura 16: Primer modelo de la estructura del carro

Cálculo y diseño del sistema de elevación y carro de translación transversal para un puente grúa de 10Tm

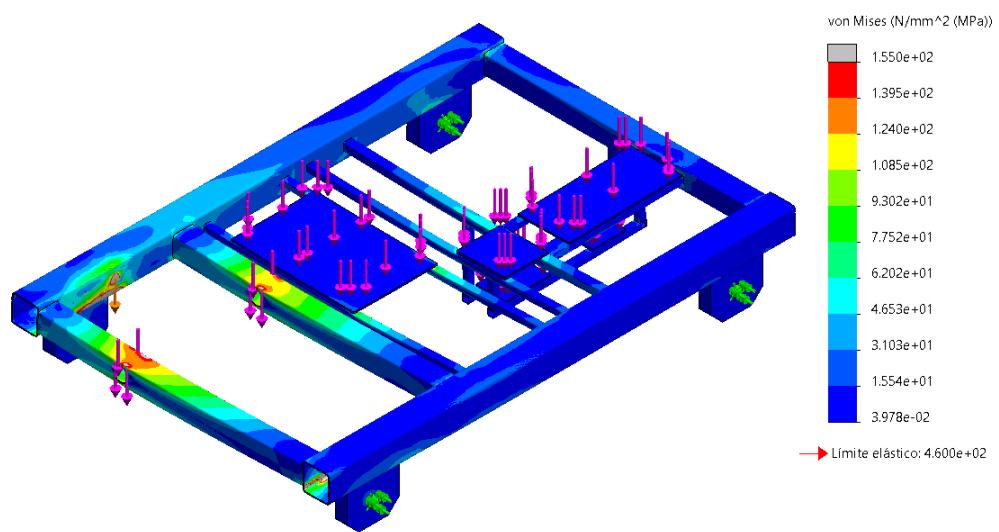


Figura 17: Resultados de tensión primera simulación

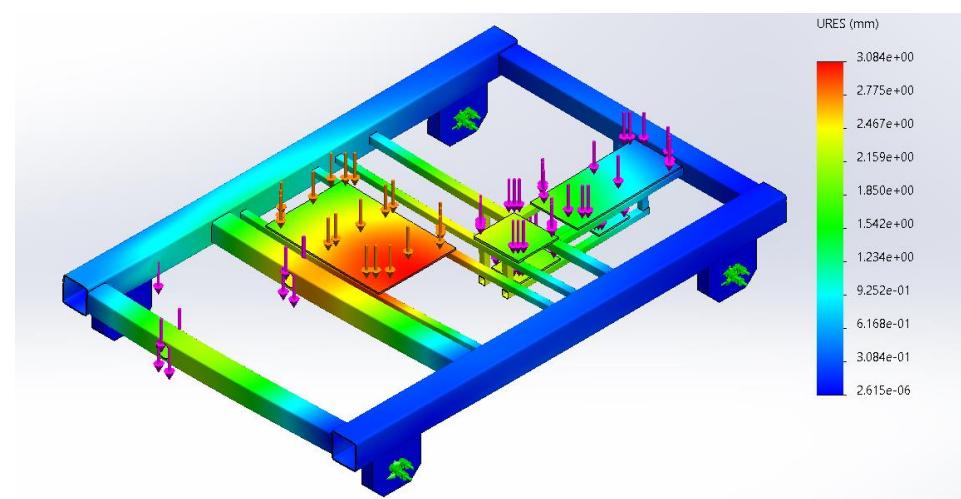


Figura 18: Resultados desplazamiento primera simulación



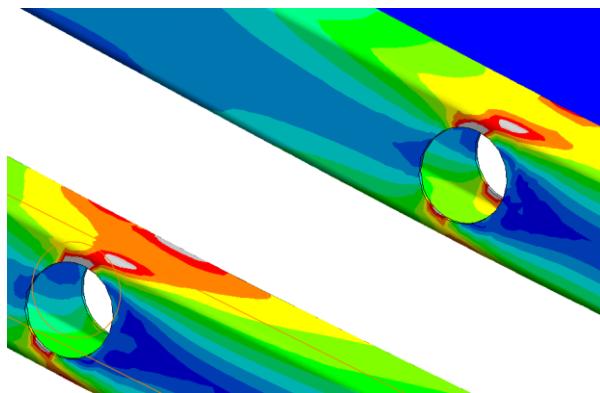


Figura 19: Tensión zona eje tambor en largueros 1 y 5

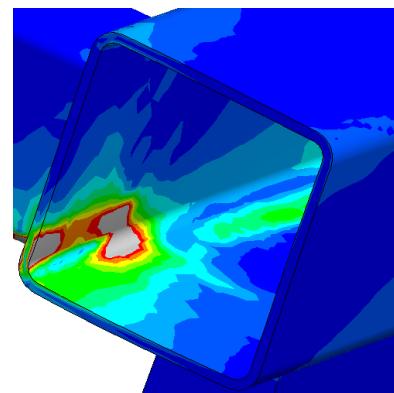


Figura 20: Tensión acople largueros 1 y 4

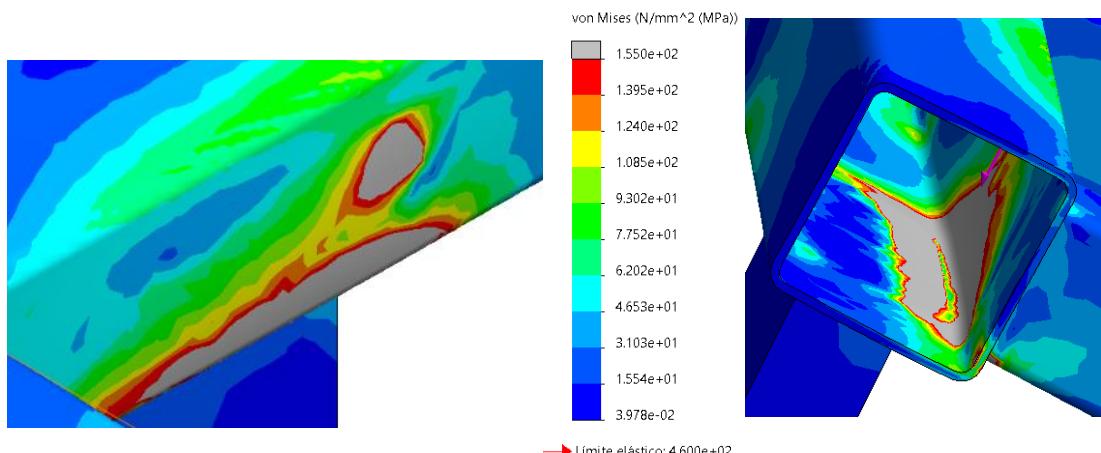


Figura 22: Tensión zona próxima polea de compensación en
languero 2

Figura 21: Tensión zona próxima polea
de compensación en larguero 2

Tras realizar la simulación se obtienen los resultados mostrados en las Figuras 17 y 18. Dichos resultados se pueden concluir de forma global como aceptables, al obtener un desplazamiento máximo de 3 mm y al mismo tiempo existir escasas zonas concretas, y de poca extensión, con una tensión superior a los 153.3MPa (zonas resaltadas en color gris en las Figuras 17, 19, 20, 21 y 22). De igual modo, se trata de reducir dichas áreas con tensiones superiores a la equivalente mediante diversas soluciones.

1^a SOLUCIÓN: INCORPORAR MÉNSULAS

La primera solución consiste en la incorporación de unas ménsulas bajo los largueros 1 y 5, en su conexión con los largueros 2 y 4. Pero en las Figura 23 y 24 se observa como apenas se reducen las áreas con una tensión superior a 153,3MPa, desapareciendo casi por completo de la unión entre travesaños 1 y 4. Resultando la 1^a Solución como insuficiente para los cambios que andamos buscando.

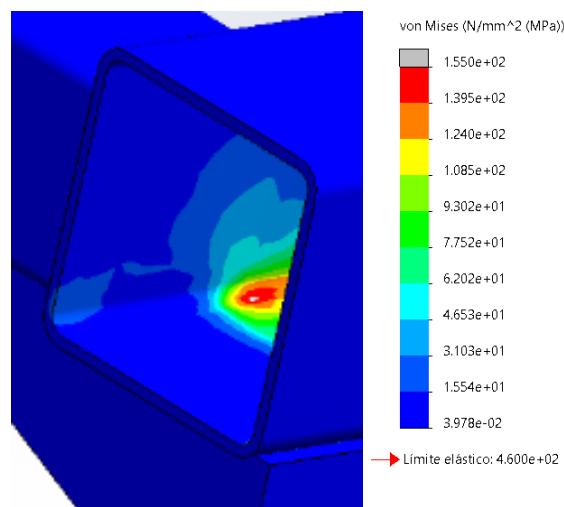


Figura 23: Tensión zona acople
largueros 1 y 4

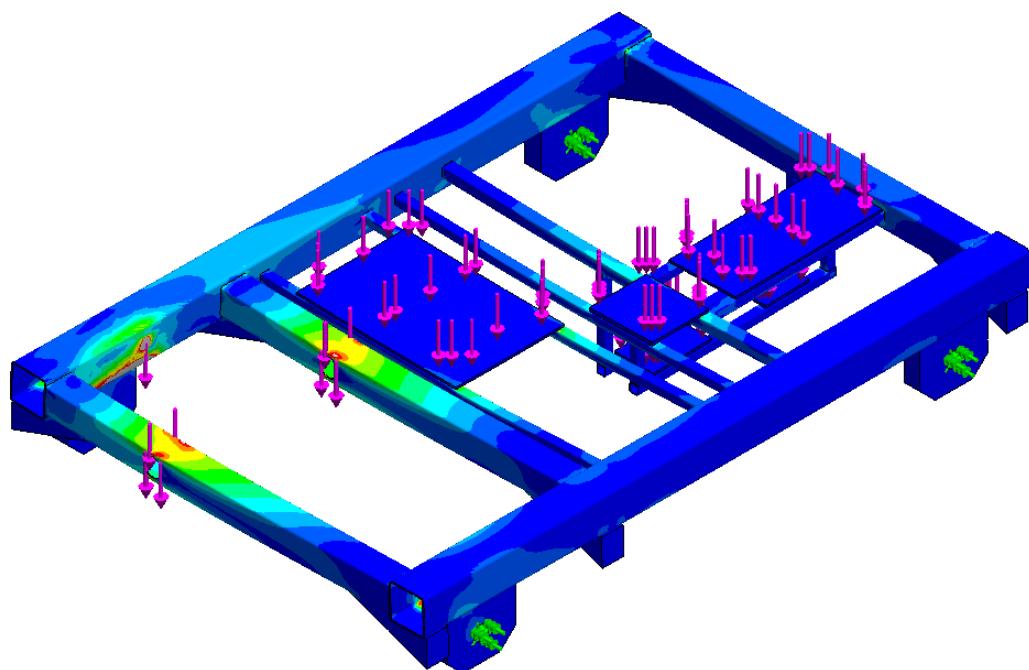


Figura 24: Tensión tras simular cambios 1^a solución

2^a SOLUCIÓN: INCORPORACIÓN DE RIGIDIZADORES EN LOS PERFILES

Esta solución propone la introducción de unas planchas de 7 mm de espesor y una sección igual al perfil interno correspondiente al travesaño en el que se van a incorporar (de 160 o de 120). Colocando de este modo 3 planchas en el travesaño 2, en la zona próxima al lugar donde se ubica la polea de compensación, dos planchas en los travesaños 1 y 5 (dos en cada travesaño) en la zona cercana al orificio del eje del tambor y dos rigidizadores en el travesaño 4, en el punto medio donde interseca con los travesaños 1 y 5. Obteniendo los resultados mostrados en las Figuras 25, 26 y 27 en los puntos críticos donde estamos enfocando la reducción de tensiones.

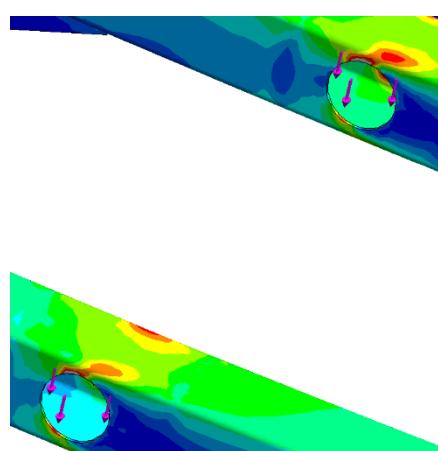


Figura 25: Tensión en orificios eje tambor tras solución 2^a

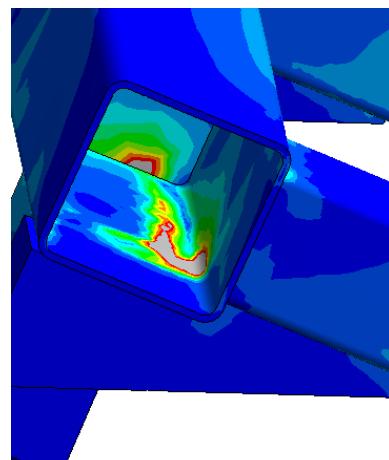


Figura 26: Tensión en larguero 2 tras simulación 2^a

Como observamos, se reduce especialmente el área correspondiente a una tensión superior a la equivalente de 153,3 MPa en la zona media baja del travesaño 2 (zona de la polea de compensación). En los orificios del eje tambor de los travesaños 1 y 5 también se reduce la tensión, aunque en menor medida, puesto que la zona gris no era extensa inicialmente (antes de introducir las modificaciones de ménsulas y rigidizadores). Mientras que en travesaño 4 las tensiones superiores a la equivalente desaparecen por completo.

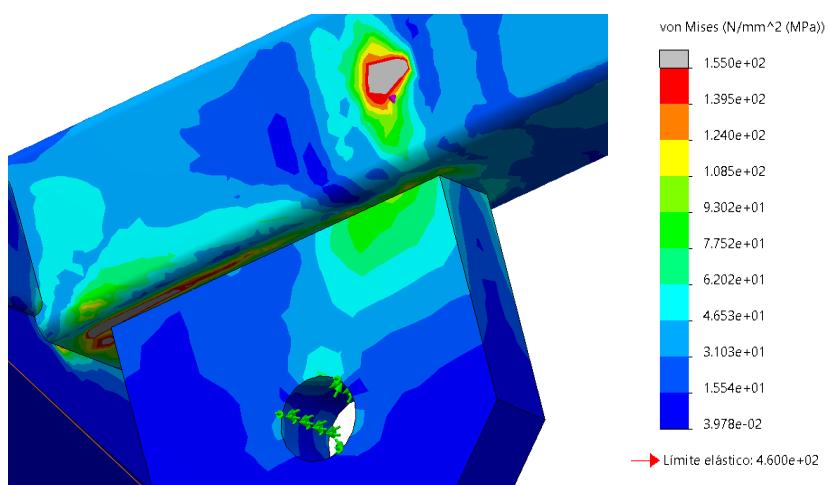


Figura 27: Tensión polea compensación tras simulación 2^a



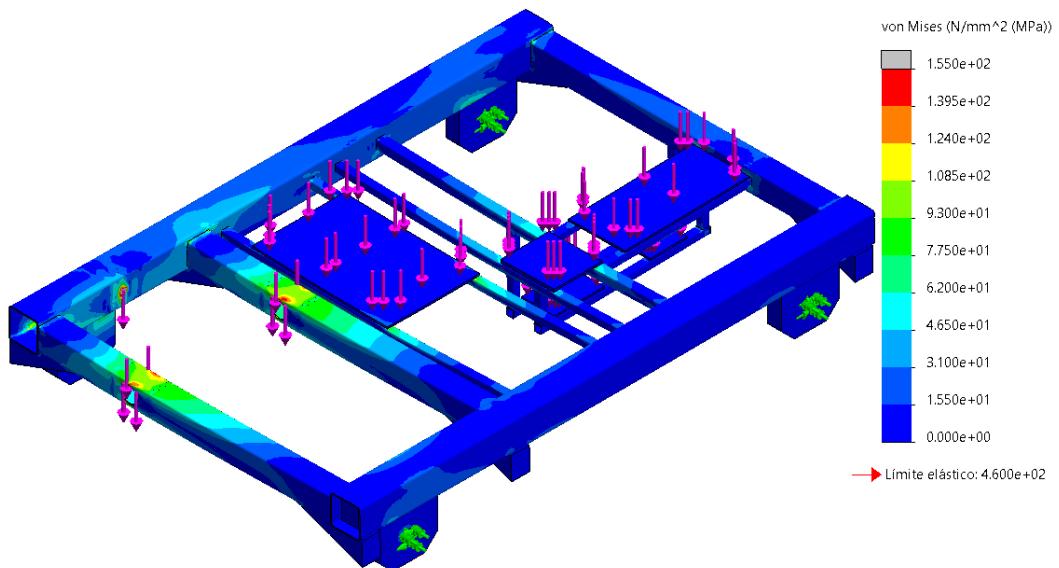


Figura 28: tensión en la estructura tras simulación 2^a

3 SOLUCIÓN:

Tras las modificaciones 1 y 2 continúan existiendo zonas con tensiones superiores a la tensión límite establecida. Por tanto, se llevan a cabo una serie de modificaciones drásticas que aporten mayor rigurosidad y precisión al modelo. Estas modificaciones se detallan en el ANEXO B. Y el modelo y los resultados tras simular este se muestran en las Figuras 29, 30 y 31.

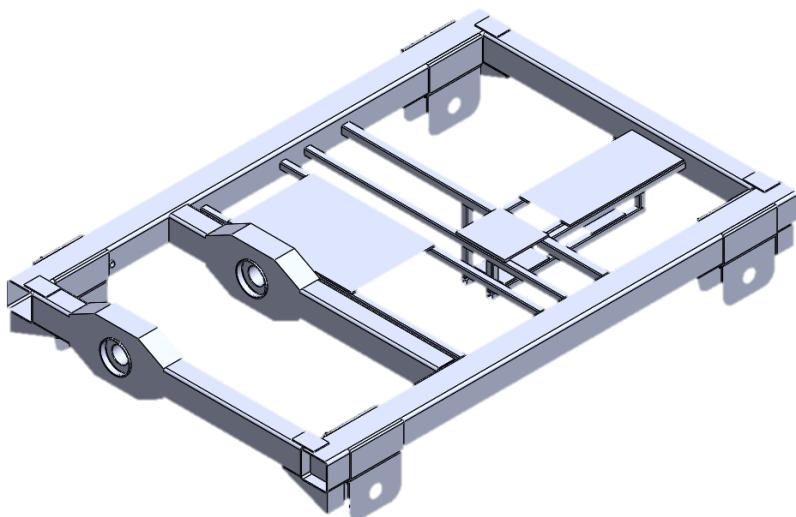


Figura 29: Modelo estructura con modificaciones 3^a solución

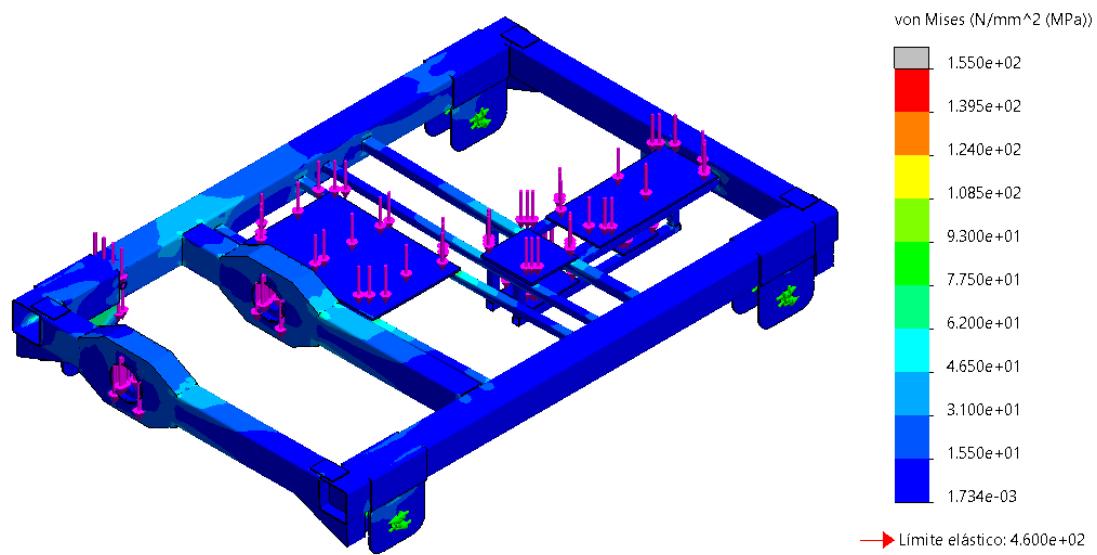


Figura 30: Tensión en estructura 3^a solución

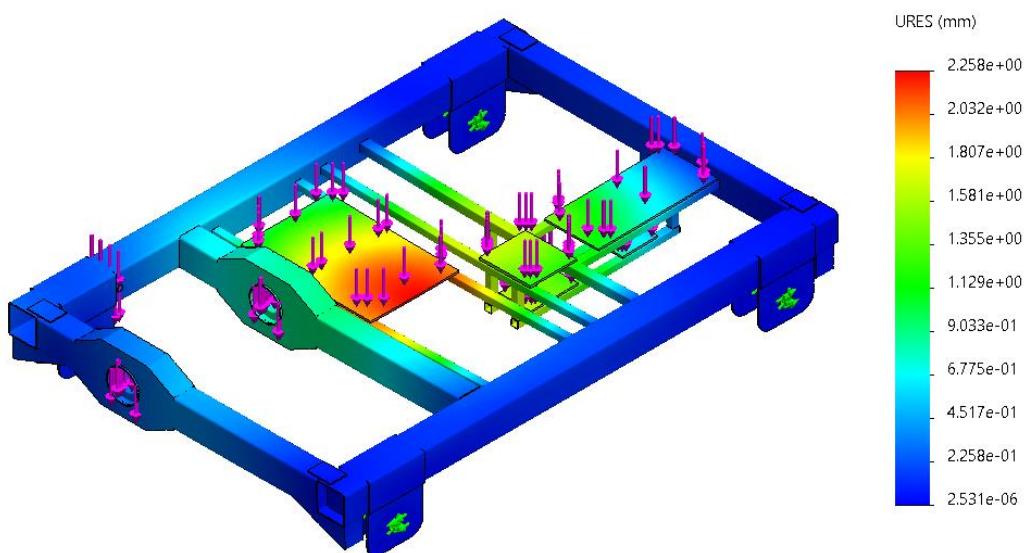


Figura 31: Desplazamientos en estructura 3^a solución

Mostrándose a continuación las zonas más conflictivas donde se concentraban anteriormente las tensiones superiores a la admisible. Quedando patente la desaparición de dichas tensiones:

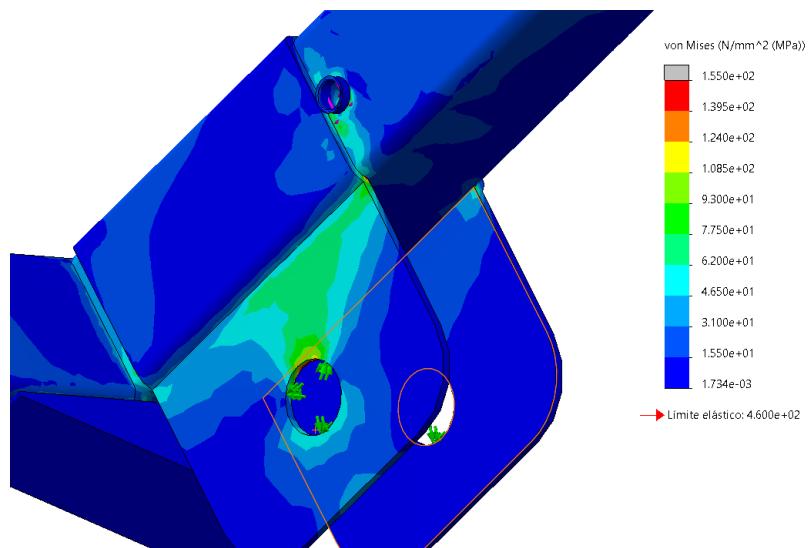


Figura 32. Tensiones en la zona cercana a la polea de compensación

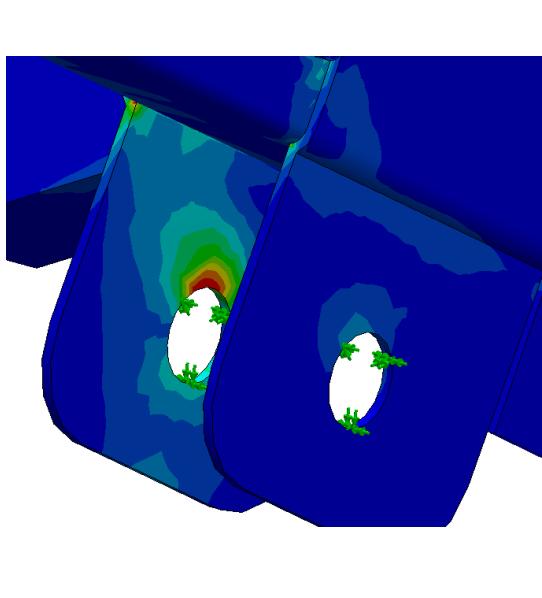


Figura 33. Tensiones en la zona del apoyo de las ruedas más próximas a la polea de compensación

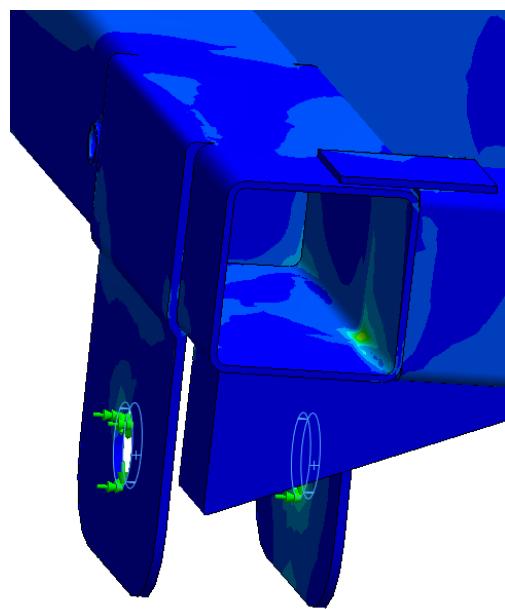


Figura 34. Tensiones en la zona de unión de los largueros 1 y 2

Como se observa, ya no existe ninguna zona de la estructura del carro donde la tensión sea superior a los 153,3MPa, antes ubicadas principalmente en la zona cercana a la polea de compensación en los largueros 1 y 2 y a los orificios correspondientes al eje tambor en los largueros 1 y 5.

Concluyendo con este diseño como el final, al ser el modelado con el que mejores resultados se alcanzan.

7. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

Como conclusión cabría destacar principalmente la satisfacción con los resultados obtenidos. Tanto el diseño del sistema de elevación como el del sistema de traslación del carro cumplen con los objetivos marcados al iniciar el trabajo, principalmente de velocidad y de carga a elevar. Además de modelar un diseño para la estructura del carro considerablemente funcional y apto.

Si cierto es que las velocidades obtenidas no son exactamente las definidas al principio, sí que se consiguen unos valores muy aproximados. En cuanto a la velocidad de elevación se obtiene un valor de 7,725 m/min cuando el valor de referencia marcado era de 8 m/min. Mientras que, para el sistema de traslación del carro, la velocidad obtenida es 19,65 m/min, cuando se había pautado esta en 20 m/min al comienzo del trabajo. Ambas velocidades las consideramos como válidas al estar tan próximas de los valores de referencia. Al tratarse los motores de ambos sistemas de motores trifásicos asíncronos de 4 polos, la velocidad de precisión se reduce a la mitad (al aumentar a 8 polos) para ambos sistemas.

Por otro lado, la elevación y traslación de la carga de 10Tm por parte del carro también se realiza satisfactoriamente, al obtener un par máximo superior al requerido para cada una de las dos actividades. Es decir, para elevar la carga, es necesario un par de 12574,3 Nm en el eje del tambor y, atendiendo al mecanismo implementado formado por motor y reductor tornillo sin fin-corona, el par máximo que se consigue en el tambor es de 14097,6 Nm. Mientras que para conseguir trasladar el carro haría falta un par nominal y de arranque en las ruedas motrices de 119 Nm y 263,34 Nm, para lo que se obtienen unos pares máximos de 219,05 Nm y 482 Nm, respectivamente (y considerando en todos estos pares las pérdidas por rendimiento relativas principalmente al reductor) En cuanto al sistema de frenado y mantenimiento de la carga en el proceso de elevación y descenso de esta, se consigue implementar este satisfactoriamente al seleccionar un freno de mordazas (o zapata externa) con un par de frenado de 550 Nm y un tiempo máximo de frenado de 0,2 segundos.

Estructuralmente, las vigas móviles sobre las que apoyan los carriles y las ruedas seleccionadas para la traslación del carro, cumplen airosamente tras comprobar los perfiles IPE 600 que conforman dichas vigas tanto a resistencia como a rigidez.

Finalmente, se concluye el TFG con la construcción de un modelo en 3D de la estructura del carro, donde se integran los componentes del sistema de elevación y traslación seleccionados. Este se construye a base de largueros con perfiles cuadrados y rectangulares huecos de acero estructural S460 ($\sigma_f = 460\text{MPa}$). Tras la creación del primer modelo se consiguen unos resultados en cuanto a tensión mejorables, por lo que se realizan y simulan varios modelos, con el objetivo de mejorar los resultados y obtener un coeficiente de seguridad en la estructura de valor 3. Hasta que finalmente, tras la tercera corrección del modelado del conjunto, se obtienen unos resultados satisfactorios en cuanto a tensión y desplazamiento máximos. Pues se logra obtener una tensión inferior a la establecida como límite, respetando el coeficiente de seguridad de 3 y un desplazamiento máximo de 2,258 mm.

Concluyendo con unos resultados admisibles y satisfactorios tanto para la estructura del carro, como de las prestaciones de los elementos que componen los sistemas de elevación de la carga y traslación del carro, en los que nos hemos centrado principalmente durante la elaboración del presente trabajo.

Cálculo y diseño del sistema de elevación y carro de traslación
transversal para un puente grúa de 10Tm

A líneas futuras se podría ampliar el trabajo con el estudio del sistema de traslación de las vigas móviles del puente grúa. Incluso abordar temas de uniones, tornillería y soldaduras en la estructura del carro.



8. BIBLIOGRAFÍA

TEXTOS []

- [1] Apuntes teóricos, trasparencias y problemas resueltos de la asignatura “Criterios de diseño de máquinas”
- [2] Apuntes teóricos, trasparencias y problemas resueltos de la asignatura “Cálculo de elementos de máquinas”
- [3] Apuntes teóricos, trasparencias y problemas resueltos de la asignatura “Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos”
- [4] Apuntes teóricos, trasparencias, prontuario y catálogo de perfiles metálicos (NBA EA-95) de la asignatura “Teoría de estructuras y construcciones industriales”
- [5] Libro “Los transportes en la ingeniería industrial” de Antonio Miravete, Emilio Ladorré, Luis Castejón y Jesús Cuartero.

NORMA<>

- <1> Normativa UNE 58112-1:1991 y DIN 15020
- <2> DIN 6890
- <3> DIN 15401 y 15402
- <4> DIN 15400
- <5> DIN 14511
- <6> DIN 15412
- <7> DIN 1513
- <8> DIN 15144
- <9> DIN 15020
- <10> ISO 4301
- <11> DIN 15061

REFERENCIAS WEB{}

- {1} <https://www.tecnongroup.com/archivos/reducTornilloSinFinCorona.pdf>
- {2} <https://www.industrystore.com.ar/reductor-de-velocidad-sin-fin-y-corona-ri-70-110-100>
- {3} <https://www.industrystore.com.ar/images/uploaded/Caracter%C3%ADsticas%20T%C3%A9cnicas%20RMI.pdf>
- {4} <https://www.roeirasa.es/wp-content/uploads/2018/05/CAT%C3%81LOGO-MOTORES-CEMER.pdf>

- {5} <https://www.abusgruas.es/gruas/puentes-grua>
- {6} <https://www.demagcranes.com/es/productos/puentes-grua>
- {7} <https://pdf.directindustry.es/pdf/gh-cranes-components-56758.html>
- {8} <https://www.ghcranes.com/blog/tag/puente-grua/>
- {9} <https://www.vinca.es/category/catalogo-de-productos/puentes-grua-general/puentes-grua/>
- {10} https://www.insst.es/documents/94886/326853/ntp_253.pdf/681275b5-4b73-4c3a-867a-7981c2b248e5?version=2.1&t=1680375799571
- {11} https://www.insst.es/documents/94886/326775/ntp_736.pdf/83c12498-f827-41b6-90f2-4df605b60a00?version=1.1&t=1682324626202
- {12} <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings>
- {13} <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>
- {14} https://www.atlassteels.com.au/documents/Carbon_Steel_Bar_1045.pdf
- {15} <https://www.aceromafe.com/acero-1045-caracteristicas-usos/>
- {16} https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/ppi_026-02_sp_shaf-ting_products.pdf
- {17} <https://constructalia.arcelormittal.com/es/calidades-de-acero/s460>
- {18} <https://pdf.directindustry.es/pdf/vulkan-industry-and-energy-66964.html>
- {19} <https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/s275jr>
- {20} <https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeprofiles.html>
- {21} https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/ppi_026-02_sp_shaf-ting_products.pdf
- {22} <https://eligenio.com/es/blog/motor-asincrono-trifasico/>
- {23} <https://www.generalrivermotor.com>
- {24} <https://personales.unican.es/rodrigma/PDFs/Regul.%20velocidad%20asincronas.pdf>

ANEXOS



ANEXO A: DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN UN PUENTE GRÚA

A.1 TIPOS DE PUENTES GRÚA

Grúa puente: estructura formada por un elemento portador que consiste en una o dos vigas móviles, que pueden estar apoyadas o suspendidas en las guías de unas vigas testeras y sobre las cuales (vigas móviles) se va a desplazar el carro con el mecanismo de elevación correspondiente. Son idóneas para el interior de naves industriales pues permiten un mayor espacio en la superficie de estas al desplazarse por guías elevadas a una cierta altura, dejando libre toda la superficie del pavimento de la nave.

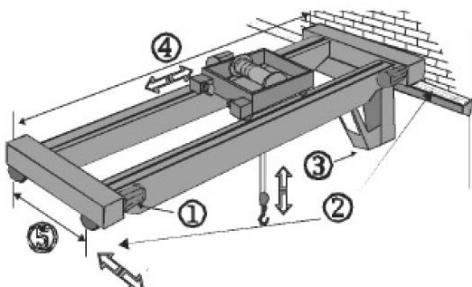


Figura A. 1: Grúa Puente según NTP 736

Grúa pórtico: es similar al puente grúa, salvo porque las vigas en lugar de ir apoyadas sobre otras vigas lo hacen sobre unos pilares. Estos se trasladan en la dirección longitudinal sobre unas guías ubicadas el suelo. Permite mayores cargas y amplias luces. Al poseer pilares que se desplazan se suelen emplear en exteriores, y son muy comunes en puertos, para carga y descarga de contenedores.

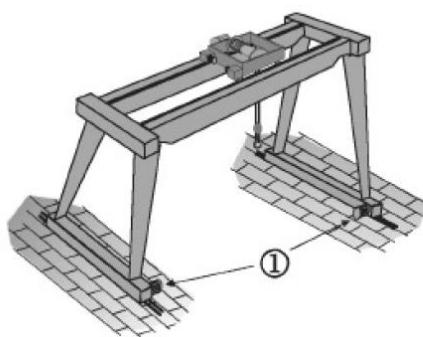


Figura A. 2: Grúa pórtico según NTP 736

Grúa semipórtico: se trata de una combinación entre la estructura del puente grúa y la grúa pórtico. Esto se debe a que, se traslada en la dirección longitudinal sobre un pilar en un lateral y sobre una viga testera en el otro lateral.

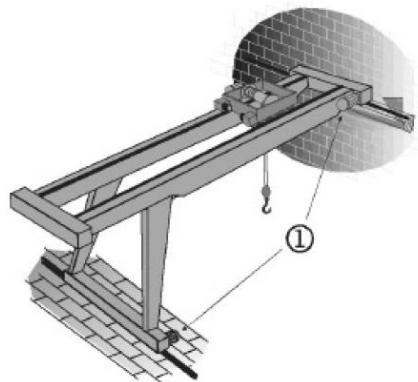


Figura A. 3: Grúa Semipórtico según NTP 736

Grúa ménsula: tiene la forma de una viga en voladizo, ya que, un extremo está libre y el otro acanalado en unos railes ubicados en una pared o muro del edificio, lo cual permite el movimiento longitudinal de la grúa. Suelen soportar menores cargas y permitir luces de pequeño tamaño.

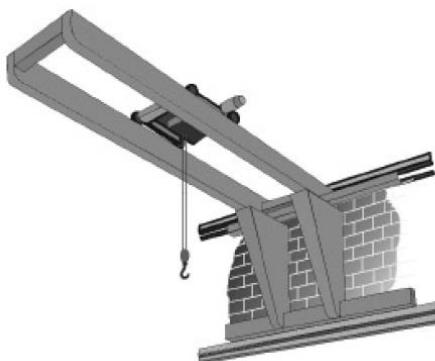


Figura A. 4: Grúa Ménsula según NTP 736



Grúa de brazo/ columna giratoria: también conocida como grúa pluma. Esta se apoya sobre una columna anclada al suelo, permitiendo el giro de la grúa. Se emplea generalmente en puertos y estaciones. Permite cargas y luces de menor tamaño, al ser más ligera.



Figura A. 5: Grúa de brazo o de columna giratoria
según NTP 736

A.2 CLASIFICACIÓN PUENTES GRÚA

Puente grúa monocarril: más ligeras, instalación más sencilla y barata. Pero tienen una menor capacidad de carga. Son más adecuadas para naves de techo bajo, pues tienen una altura reducida. Es frecuente utilizar puentes grúa de una única viga principal (recorrida por un polipasto simple) para cargas que no sobrepasan las 4Tm.

Puente grúa bicarril: tiene más estabilidad y precisión de movimientos. Permitiendo un mayor recorrido del gancho y altura, así como una mayor velocidad de translación de grúa y carro.

Son capaces de soportar mayores cargas (a partir de las 4Tm) al poseer dos vigas sobre las que se traslada el carro.

A.3 MOTORES ELÉCTRICOS TRIFÁSICOS ASÍNCRONOS

Los motores eléctricos que utilizan la mayoría de las máquinas y sistemas de elevación son trifásicos asíncronos. En algún caso se emplean motores en corto y de corriente continua. Mientras que los motores síncronos están limitados a usos especiales, con grandes potencias.

Los motores asíncronos son eléctricos de corriente alterna (AC) y la corriente eléctrica es provocada por inducción electromagnética del campo magnético de la bobina del estator. Están compuestos del rotor, que puede ser de jaula de ardilla o en cortocircuito, o de anillos rozantes o bobinado. Y de un estator, lugar en el que se ubican las bobinas inductoras, las cuales son trifásicas y desfasadas entre sí 120º.

Al aplicar la corriente alterna trifásicamente en las bobinas inductoras, se genera un campo magnético giratorio, el cual gira a la velocidad de sincronismo, n_1 . Esta velocidad de sincronismo depende del número de pares de polos (p) y de la frecuencia(f):

$$n_1 = 60*f/p$$

Al existir una diferencia entre las velocidades del campo estático y rotórico, la velocidad del rotor nunca alcanza la del campo rodante, lo cual significa que la velocidad de giro de la máquina eléctrica no es igual a la de sincronismo.

Pero esta velocidad de sincronismo puede ser regulada, al modificar su número de polos ($2p$) lo cual permite alcanzar hasta cuatro valores de velocidad diferentes: 2 polos, 4 polos, 6 polos y 8 polos, o lo que es lo mismo, 1 par de polos, 2 pares de polos, 3 pares de polos y 4 pares de polos. De modo que, conforme aumenta el número de pares de polos se va reduciendo la velocidad de sincronismo.

Tanto los devanados del estator como los del rotor, deben tener el mismo número de polos, por lo cual se exige la variación del número de polos en ambos devanados.

En un motor con rotor de jaula de ardilla, este adapta automáticamente su número de polos al del estator, consiguiendo así que ambos devanados posean siempre el mismo número de polos. Algo complicado de obtener en motores de rotor devanado.

Se suele aprovechar esta capacidad de variación de la velocidad sobre todo en los arranques de estos motores, de una forma gradual, comenzando por la velocidad más baja para luego conmutar progresivamente a las velocidades más altas. Obteniendo un arranque más suave y reduciendo el sobrecalentamiento en el motor. Y si se quiere regular la velocidad, se debe recurrir a un convertidor estático, que se encargue de la modificación del número de polos que se acaba de explicar.

A.4 GENERALIDADES DE LOS GANCHOS

Existen diferentes tipos de ganchos: simple, doble, de seguridad y de hojas. De los cuales el idóneo para cargas media o baja es el simple, mientras que para cargas altas el gancho doble. Estos son realizados en acero pobre en carbono mediante forja o estampación (ya que el acero rico en carbono y fundición genera problemas de fractura causados por la fragilidad del material)

A.5 GENERALIDADES DE LOS CABLES DE ELEVACIÓN

Se suelen utilizar cables metálicos para elevar las cargas. Este es un elemento formado por alambres agrupados formando cordones, enrollados al mismo tiempo sobre un alma. Obteniendo un conjunto idóneo para resistir esfuerzos de tracción. Sus componentes vienen mostrados en el siguiente esquema (Figura A.6):

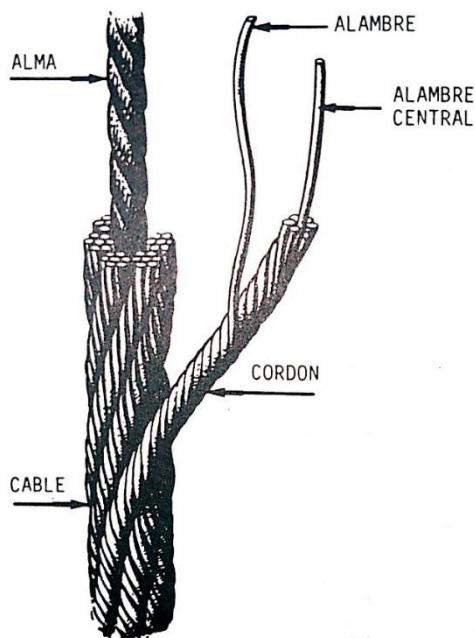


Figura A. 6: Composición cable de elevación del libro
"Los transportes en la ingeniería industrial"

ESTRUCTURA TRANSVERSAL DE LOS CORDONES

Muy relacionada con el trenzado longitudinal de los alambres, distinguiendo entre:

- De pasos iguales en cordones con alambres diferentes
- Normal o de ángulos iguales

Se pueden clasificar los cordones en:

- De alambres de igual diámetro (de forma circular): cada capa tiene 6 hilos más que la precedente.
- De alambres de diferente diámetro:
 - Seale: mismo nº de hilos en las dos últimas capas
 - Warrington: capa exterior con alambres de dos diámetros diferentes
 - Filler-wire: los huecos entre capas son ocupados por hilos mucho más finos.
- De alambre de forma especial
- De forma no circular: triangular o elíptico.

ESTRUCTURA TRANSVERSAL DE LOS CABLES

Clasificados en función de si están formados por: un solo cordón, varios cordones o varios cables.

- **Monocordes:** o espiroidales, son completamente metálicos y están formados por un solo cordón. Pueden ser de tipo cerrado o semicerrado.
- **De cordones:** formados por varios cordones, son los más empleados en la práctica. Suelen tener entre 3 y 8 cordones, siendo el de 6 el más común al ser bastante redondo. Los de pocos cordones presentan aristas donde se desgasta el cable, mientras que, a partir de 6, generan problemas por aplastamiento del alma.
- **De cabos:** formados por varios cables. Son los de composición múltiple o cables guarines y los planos.

SISTEMAS DE TRENZADO DE ALAMBRES Y CORDONES

El sistema de trenzado posee gran importancia a la hora de seleccionar el cable. En caso de que el torcido se realice siguiendo la dirección de las agujas del reloj se obtiene torsión derecha, y si es en sentido contrario, torsión a la izquierda.

- Torsión cruzada o normal: el sentido de cordoneado de los alambres es el contrario al sentido de cableado de los cordones.
- Torsión Lang o de sentido único: tanto los alambres del cordón como los cordones del cable se tuercen en la misma dirección.

Según DIN 6890, los sentidos de torsión son los siguientes:

- Torsión izquierda del cordoneado: s
- Torsión derecha del cordoneado: z
- Torsión izquierda del cableado: S
- Torsión derecha del cableado: Z

El más empleado suele ser el torcido cruzado, debido a su gran resistencia estructural. Aunque en muchas ocasiones se utiliza el torcido Lang, ya que sufren un menor desgaste cuando trabajan en poleas o tambores.

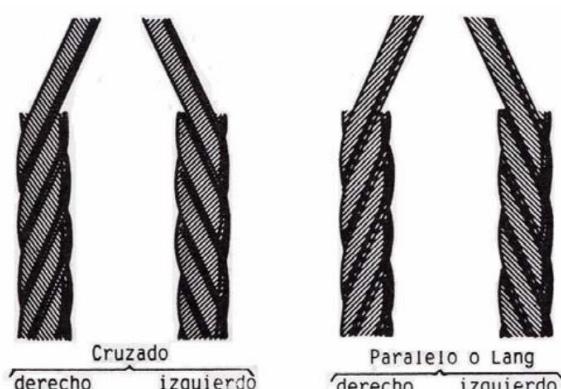


Figura A. 7 Tipos de torsión según "Los transportes en la ingeniería industrial"

NOTACIÓN DE LAS ESTRUCTURAS

Se denotan por tres cifras, las dos primeras separadas por el signo “x” y las dos últimas por el signo “+”:

1^a cifra: nº de cordones del cable

2^a cifra: nº de alambres de los cordones

3^a cifra: nº de almas del cable

Como hemos mencionado anteriormente, en el apartado de estructura transversal de los cables, el más apropiado es el de 6 cordones (1^a cifra = 6).

ACEROS EMPLEADOS EN LA FABRICACIÓN DE CABLES

Se parte de un acero con contenido en carbono entre 0,3 y 0,8%, 0,3% de Si y 0,8% de Mg. Los alambres sufren tres fases. En primer lugar, un pateando (darles ductilidad a los alambres para la operación de trefilado). En segundo lugar, decapado, bonderizado y encalado (para eliminar óxidos y preparar la superficie de los alambres). Y finalmente trefilado (proceso en frío que reduce la sección de alambre, endureciendo este y aumentando su resistencia a rotura hasta 1800MPa)

ESTRUCTURA DEL CABLE EN FUNCIÓN DE LAS SOLICITACIONES EN SERVICIO

Las principales solicitudes en los cables serían: encurvación, aplastamiento, estrepada, abrasión y corrosión:

- Encurvación: el paso de los cables por tambores y poleas genera fatiga por flexión. Para evitarlo se busca flexibilidad en el cable, siendo los cables Lang más flexibles que los cruzados, y a poder ser con un elevado número de alambres y con alma textil antes que metálica.
- Aplastamiento: se produce cuando los cables apoyan en las gargantas de poleas y tambores. Siendo más indicados para evitar este fenómeno los cables de 6 cordones, de cable Seale, con alma metálica y cableado Lang.
- Estrepada: debido a los fuertes estirones repentinos producidos sobre el cable, especialmente en máquinas de minería y obras públicas, el cual no es nuestro caso.
- Abrasión: se recomienda cable Lang para aumentar la resistencia del cable al desgaste, oponiéndose a la abrasión de este.
- Corrosión: generalmente ocurre en cables que se encuentran en instalaciones al aire libre, a diferencia de nuestro puente grúa que se ubica en el interior de una nave industrial.

Con todo ello, ya que el cable de nuestro puente grúa pasará por 3 poleas y un tambor, no estará expuesto al aire libre ni se empleará en actividades de obra o minería, el cable más indicado será el enunciado a continuación:

Cable tipo Seale con cableado Lang, 6 x 37 + 1 (6 cordones, 37 alambres y 1 alma textil)

Además, el libro “Los Transportes en la ingeniería industrial”, donde se describe los cables más utilizados en puentes grúa, la composición **6 x 37 + 1** aparece como una de las composiciones genéricas más indicadas, para cables de un diámetro de entre 10 y 30 mm, coincidiendo con lo calculado (20mm) en el ANEXO B.

A.6 GENERALIDADES DE LAS POLEAS

Tras determinar el cable de elevación empleado en nuestro conjunto, pasaremos a la selección de las poleas más adecuadas.

La polea es un elemento de la grúa cuya finalidad es cambiar la dirección del cable o funcionar como elemento de acoplamiento entre el aparato y la carga. Suelen fabricarse en acero y en plástico.

Las poleas se diferencian en dos grupos: las de radios o las de alma central. Y en la actualidad pueden realizarse partiendo de los siguientes materiales:

- Fundición nodular (no resisten bien el desgaste)
- Acero moldeado (precio elevado)
- Acero soldado (ligeiras)
- Acero laminado (requieren de maquinaria específica para su fabricación)

De las cuales, por precio, resistencia al desgaste y ligereza suelen ser las soldadas las más empleadas. De este modo, utilizaremos **poleas de acero soldadas**.

Para el acoplamiento entre polea y el eje se utilizan casquillos de bronce o rodamientos. Y se llevará a cabo mediante **rodamientos** debido a la alta carga que soportan y las prestaciones que ofrece.

Además, se suele forrar la garganta de la polea mediante materiales como aluminio, goma, plásticos... debido a que el cable se desgasta, al deslizar por las poleas de acero (en las de fundición es menor el desgaste del cable, pero son las poleas las que no resisten el desgaste en trabajos duros).

A.7 GENERALIDADES DE LOS TAMBORES DE ELEVACIÓN

Los tambores de elevación se dividen en dos grandes grupos:

- De una capa: el cable se enrolla solo en una capa. Son los tambores que se suelen utilizar en aparatos de elevación. Normalmente son ranurados (acanalados)
- De varias capas de cable: el cable se arrolla en capas sucesivas. Se emplean sólo en obras públicas, cucharas metálicas y en tambores de almacenamiento ubicados tras poleas de fricción. Normalmente son lisos.

Los tambores se suelen fabricar en fundición de hierro, de acero fundido, o en construcción de chapa de acero soldada. Estos suelen ser accionados directamente o por corona dentada, en caso de tambores muy grandes.

A.8 GENERALIDADES FRENOS

Los frenos empleados en los puentes grúas para detener el movimiento de elevación de la carga, de traslación del carro... tienen la particularidad, debido a consideraciones de seguridad, de comenzar a frenar al dejar de ser alimentados eléctricamente o accionados mecánicamente. Al quedarse el equipo sin tensión, el freno actúa por medio de un resorte. Es decir, estos frenos deben encargarse de mantener la carga suspendida cuando el motor es desconectado (no hay tensión) lo cual se suele dar al final del movimiento de elevación o descenso de la carga.

Para vencer la fuerza del resorte de freno y levantar las zapatas, se emplean actuadores, los cuales pueden ser eléctricos o mecánicos. En muchas ocasiones estos actuadores llevan incorporado el resorte en su interior.

ACTUADORES ELÉCTRICOS DE LOS FRENOS

Existen dos tipos de actuadores eléctricos: por electroimán y electrohidráulicos.

El electroimán genera la fuerza necesaria para vencer el resorte que cierra las zapatas. Este puede ser alimentado con corriente continua o corriente alterna. Siendo preferible alimentar el freno con corriente continua, ya que la alterna puede producir picos al cerrar el circuito.

Es por lo que, el actuador idóneo para un freno alimentado con corriente alterna es un **actuador de tipo Eldro**. Este consta de un motor de jaula de ardilla, con sentido de giro independiente al orden de conexión de las fases, una turbina movida por el motor y un pistón con aceite. La presión que crea la turbina hace empujar al eje, y al cesar dicha presión el eje vuelve a su posición original gracias al efecto de un muelle antagonista (dicho muelle no se trata del resorte anteriormente mencionado, el cual se encarga de accionar el freno)

FRENOS ELECTROMECÁNICOS

Entre los frenos electromecánicos más empleados para los movimientos de elevación se encuentran los frenos de cinta, frenos de disco, frenos cónicos y frenos de mordazas o zapatas.

- Frenos de cinta: han caído en desuso, debido a desajustes causados por el mal reparto de tensiones mecánicas. Solo son usados como frenos de seguridad complementaria, elemento que no vamos a incluir en nuestro puente grúa.
- Frenos de disco: constan de un disco de acero, una pinza con dos bombines en oposición y una central hidráulica accionada por motor eléctrico. Idóneos para aparatos de elevación en cubierta de barcos, pues son perfectamente estancos a los golpes del mar.

- Frenos cónicos: utilizados en motores Demag, ya que el rotor del motor es cónico y encaja perfectamente con el freno. Una vez desconectada la corriente el freno actúa sobre el rotor.
- Frenos de mordazas o zapatas: se trata de los frenos más empleados en aparatos de elevación de tipo mediano y grande. Se puede distinguir entre los frenos de electroimán y los de accionamiento por Eldro. Este último es el más empleado y actúa por medio de palancas con diferentes configuraciones.

A.9 EJE DE TRANSMISIÓN DE ACERO AISI 1045

Los ejes de transmisión suelen ser elementos críticos en la gran mayoría de máquinas y vehículos. Estos deben soportar principalmente cargas a flexión y torsión. Es por ello que, el acero AISI 1045 es un material muy empleado en la fabricación de ejes de transmisión, debido a su resistencia al desgaste y su capacidad de soportar cargas elevadas y múltiples impactos.

El acero AISI 1045 se puede considerar como un acero al carbono de alta calidad. Destaca por su nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad, teniendo un bajo coste en comparación con aceros de baja aleación. Es un acero no aleado de medio contenido en carbono, que posee un porcentaje al carbono del 45% dentro de su composición química.

Además, el acero AISI 1045 es relativamente fácil de moldear, mecanizar y soldar, permitiendo un fácil manejo de este y adecuándose perfectamente a la fabricación de ejes de transmisión de alta precisión. También es resistente a la corrosión y al desgaste, lo que ayuda a garantizar una larga vida útil del eje.

Es un acero ampliamente empleado en aplicaciones industriales que requieren gran resistencia al desgaste, cuyas principales aplicaciones podría decirse que son, entre otras las enunciadas a continuación: ejes, engranajes, piñones, pernos, tornillos, cigüeñales, usillos, rodamientos, palancas, abrazaderas hidráulicas, barras de torsión...

En resumen, el acero AISI 1045 es una elección popular para los ejes de transmisión debido a su combinación de resistencia, dureza, capacidad de mecanizado y soldadura, resistencia a la corrosión y al desgaste.

A.10 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

Los rodamientos son elementos comerciales encargados de soportar cargas originadas en ejes debido a las fuerzas generadas en los elementos unidos a este: engranajes, poleas, tmabores... estos trabajan a rodadura y permiten el movimiento relativo entre el eje y el apoyo.

Poseen baja fricción, bajo rozamiento (a diferencia de los cojinetes) pudiendo trabajar con elevadas cargas y a grandes velocidaes. Además, son elementos intercambiables y están estandarizados.

Un rodamiento se compone de las siguientes elementos y mostrados en la Figura A.8:

- Anillo o aro interior: se fija al eje (diseñado para soportar fatiga)
- Anillo o aro exterior: solidario al soporte o apoyo (diseñado para soportar fatiga)
- Elementos de rodadura: se encargan de transmitir la carga entre los aros exterior e interior y permiten la rodadura entre ambos. Pueden ser de bolas, de rodillos o de agujas.
- Separadores o jaulas: se encargan de separar los elementos rodantes, consiguiendo una gran disminución en la fricción. Además permiten una buena distribución de la carga al mantener los espacios uniformes entre elementos rodantes.
- Sello: tiene doble función, mantener el lubricante dentro del rodamiento y evitar que entren contaminantes en este, lo cual se traduce en un incremento notable de la vida útil del rodamiento.

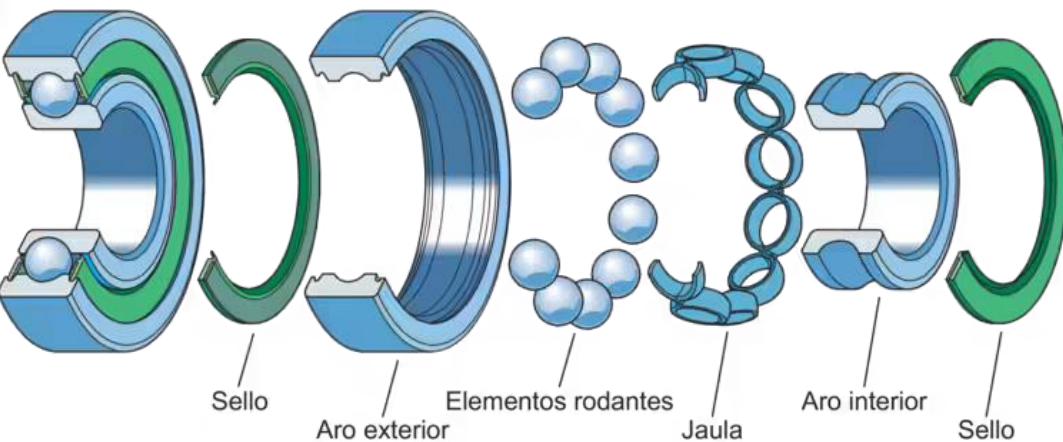


Figura A. 8: Componentes de un rodamiento extraído de la página de SKF

Las características más generales acerca de los rodamientos podrían ser las siguientes:

- La gran mayoría pueden soportar cargas combinadas, existiendo también rodamientos específicos para soportar cargas solamente radiales o cargas axiales.
- Son seleccionados y calculados para soportar una determinada duración en horas de trabajo (dependiendo del tipo de máquina en el que se instalan y la seguridad de esta)
- Los técnicos no se encargan de diseñar rodamientos, sino de seleccionar el más adecuado.

En cuanto a la lubricación en los rodamientos, hay que tener en gran consideración que para que el rodamiento funcione correctamente y de forma confiable, debe estar bien lubricado. Los principales objetivos de esta lubricación son: reducir la fricción, refrigerar (disminuir la cantidad de calor generada), proteger contra la corrosión e impedir el desgaste.

Los lubricantes mayormente empleados en rodamientos son: el aceite y la grasa (más económica)

Los rodamientos pueden clasificarse en función de: su relación con el eje, las cargas que estén destinados a soportar y el tipo de elementos rodantes que posean.

Por tanto, según su relación con el eje:

- Rígidos: no permiten la oscilación respecto al plano perpendicular al eje de giro de los elementos rodantes
- Pivotantes o auto-alineantes: sí permiten dicha oscilación.

Según el tipo de carga (principal) que se encargan de soportar:

- Radiales (carga radial)
- Axiales (carga axial)
- Mixtos (axial y radial)

Según el elemento rodante:

- De bolas
- De rodillos cilíndricos (normales o de agujas)
- De rodillos cónicos

Siendo los enunciados a continuación las diferentes variantes de rodamientos existentes en el mercado:

- DE BOLAS:
 - Radial rígido de bolas: son los mas comunes y los más económicos. Soportan todo tipo de cargas y altas velocidades (no suelen ser desmontables)
 - De bolas a rótula: compuestos por dos filas de bolas. Son auto-alineables y pueden absorber cargas radiales.
 - De una hilera de bolas con contacto angular: la presión ejercida sobre las bolas se dirige en un ángulo determinado sobre la vertical. Soportan cargas combinadas y gran cantidad de carga axial en un sólo sentido (no suelen ser desmontables)
 - De dos hileras de bolas con contacto angular: capaces de soportar cargas radiales y axiales en ambos sentidos. Es por ello que resultan muy apropiados en ejes con falta de espacio, donde solo cabe emplear un único rodamiento.
- DE RODILLOS:
 - Radial de rodillos cilíndricos: soporta grandes cargas radiales y reducidas cargas axiales. Son desmontables y tienen sus rodillos guiados, permitiendo que el aro se desplace axialmente.
 - De rodillos cónicos: capaces de aguantar elevadas cargas radiales y axiales. Estas últimas solo las soporta en un sentido, requiriendo de un montaje apareado. Son desmontables.
 - De rodillos a rótula: formado por dos hileras de rodillos. Son auto-alineables. Soporta gran carga radial y axial.
 - Radial de aguja: idóneos para espacios radiales pequeños y apropiados para absorber golpes a pequeña velocidad. Ofrecen mayor rozamiento y no soportan cargas axiales.
- AXIALES:
 - De bolas de simple efecto: compuesto por una hilera de bolas entre dos aros. Solo soporta carga axial en un sentido y esta debe ser pequeña.
 - De bolas de doble efecto: posee dos hileras de bolas y tres aros. Es capaz de soportar cargas axiales en los dos sentidos.
 - Axial de rodillos a rótula: Capaces de soportar elevadas cargas radiales y cargas radiales de nivel medio. Es auto-alineable y soporta elevadas velocidades de giro.

A la hora de seleccionar un rodamiento hay que tener en cuenta factores como:

- Características de la aplicación:
 - Función y construcción de la máquina.
 - Posicionamiento del rodamiento en el eje.
- Características particulares:

- Diámetro del eje.
- Cargas en los apoyos donde se ubiquen los ejes (radial, axial o mixta)
- Velocidad de giro del eje.

- Condiciones de servicio:

- Vibraciones en el eje e impactos a los que se expondrá y deberá soportar.
- Temperatura alcanzada en el rodamiento durante funcionamiento.
- Condiciones ambientales como corrosión, limpieza, oxidación...
- Lubricación empleada.

Teniendo en cuenta cada uno de estos factores se entra en catálogos de fabricantes de rodamientos (donde se encuentran estandarizados en función de las clasificaciones enunciadas anteriormente)

A.11 REDUCTOR TORNILLO SIN FIN CORONA

Los reductores por tornillo sin fin corona se caracterizan principalmente por su capacidad de transmitir elevadas relaciones de trasmisión, consiguiendo en un solo paso una gran reducción de velocidad. Lo cual los convierte en idóneos para elementos de elevación y en puentes grúa, ya que la velocidad de salida suele ser bastante reducida en comparación con la del giro del motor. Otro factor a tener en cuenta, que cobra gran importancia dentro del campo de la elevación, es que pueden ser irreversibles. Siendo capaces de actuar como freno mecánico. También se trata de una transmisión silenciosa y de tamaño relativamente reducido.

Por contrapunto, la existencia de una elevada fricción entre los dientes de los elementos se traduce en una notoria disminución de rendimiento, siendo este un factor muy a tener en cuenta a la hora de seleccionarlos. Requeriendo de mayor lubricación para refrigerar.

En la transmisión se generan cargas axiales, tangenciales y radiales. Coinciendo la dirección axial del tornillo con la dirección tangencial de la rueda. Tratándose de una transmisión entre ejes perpendiculares cruzados.

Se componen de una rueda, elemento conducido y un tornillo sin fin, elemento motriz. Ambos engranajes de dientes helicoidales que suelen ser de diferentes materiales. El tornillo suele ir fabricado en acero endurecido, mientras que la rueda en bronce o fundición gris, en caso de trabajar a bajas velocidades.

En nuestro caso, los reductores que analizamos para incorporar a nuestro sistema de elevación de la carga, pertenecen al catálogo del fabricante “TECNON group” y algunas de las especificaciones con las que cumplen son las enunciadas a continuación.

Existen dos tipos de reductores, de una etapa o de dos etapas de reducción, siendo ambas mediante sin fin corona también. En nuestro caso, como se observa en el ANEXO B, el reductor seleccionado para la elevación será de dos etapas.

Los principales elementos constitutivos serían:

- Caja: para cerrar el sistema de engranajes, separarlo herméticamente y protegerlo del exterior, impidiendo la entrada de polvo y partículas. Suele estar fabricada en hierro fundido de grano fino de gran calidad, en ejecución sólidamente reforzada, con

espesores y nervios adecuados para resistir los esfuerzos generados en el reductor y las cajas exteriores, así como para absorber las vibraciones propias del trabajo efectuado. Los diferentes tipos constructivos de cajas son:

- Construcción A: cajas bipartidas, presentando la unión base-tapa en un plano paralelo al de la base
 - Construcción B: cajas con cuerpo central y dos tapas laterales.
 - Construcción C: caja enteriza, con una sola tapa lateral.
- Árbol sin fin: construido de una sola pieza en acero SAE 4140, tratado térmicamente para obtener la dureza requerida. Flancos pulidos y asientos rectificados. En caso de reductores para grandes potencias, se construyen en acero SAE 3115.
 - Coronas: construidas en bronce fosforoso tipo SAE 65.
 - Engranajes auxiliares: en reductores con etapa auxiliar de engranajes cilíndricos, estos se fabrican en acero SAE 1045
 - Árboles: verificados para satisfacer esfuerzos a flexión, torsión y deformación elástica. Teniendo en cuenta los esfuerzos producidos por la concentración de tensiones a la hora de determinar las tensiones admisibles de trabajo. Construidos en acero SAE 1045/50, con asientos rectificados.
 - Cojinetes: todos los árboles van montados sobre cojinetes adecuados para soportar las cargas periféricas y los empujes axiales. El árbol del tornillo sin fin suele ir montado sobre rodamientos de rodillos cónicos.

Mientras que las disposiciones constructivas que ofrecen los reductores de TECNON, existen dos tipos teniendo como base el árbol de entrada horizontal:

- Ejecución horizontal: eje de salida horizontal. Será el caso de los reductores seleccionados en el ANEXO B.
- Ejecución vertical: eje de salida vertical, pudiendo ser hacia arriba (superior) o hacia abajo (inferior)

Los rendimientos dependerán de las etapas de reducción y de la relación de reducción.

En cuanto a la lubricación de los engranajes, se efectúa por baño, mientras que la de los cojinetes por salpicado. Por otro lado, para que el aceite conserve sus propiedades lubricantes, es fundamental que no se sobrepase una determinada temperatura de trabajo. Cada caja reductora solo puede disipar el ambiente a través de sus paredes, una cantidad de calor que depende, de la superficie de contacto con el exterior y de la diferencia de temperatura con este, principalmente. Por ello, para mejorar las condiciones de disipación de calor se adicionan serpentinas de enfriamiento, cuya misión es hacer circular dentro de una tubería en el reductor, agua u otro líquido refrigerante. O bien, intercambiadores de calor, que permiten hacer circular al aceite fuera de la caja, mediante elementos que aceleran su enfriamiento.

Por otro lado, existen diferentes disposiciones de salida para cada reductor como se muestra en la Figura A.9. Donde las dos primeras disposiciones mostradas (una entrada y una salida) encajan con la distribución del sistema de elevación, donde el eje de salida se corresponde con el del

tambor. Mientras que la tercera disposición (doble salida) se adapta al sistema de traslación del carro, donde el eje de salida se corresponde con el eje motriz, existiendo dos salidas, una para cada rueda

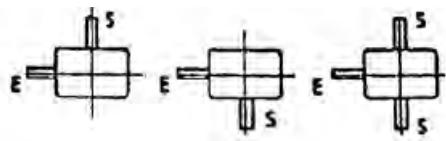


Figura A. 9: Tipos de salidas de un reduedor de Tecnon Group

A.12 CARRILES

La mayoría de aparatos de elevación utilizan como medio de rodadura la rueda de acero sobre el carril metálico. Excluyendo a vehículos-grúa y pórticos autoportantes que emplean rodaduras del tipo neumático-asfalto.

Las principales características de estos carriles serían:

- Permiten una fácil rodadura del elemento rodante.
- Conforman un perfil equilibrado.
- Presentan un valor adecuado de inercia.

Existen diferentes tipos de carriles, siendo los principales los enunciados a continuación:

- Carril tipo llantón: son carriles ordinarios. Muy frecuentemente empleados sobre los caminos de rodadura implementados sobre perfiles laminados o vigas de cajón. Existiendo diferentes variantes en función de su sección: rectangulares, con esquinas superiores redondeadas o achaflanadas o con superficie bombeada.
- Carril tipo Burbach: su empleo es muy frecuente puesto que presentan una cabeza ancha para soportar cargas elevadas y un patín muy ancho que facilita la fijación de este al perfil sobre el que va apoyado. Es el más empleado en rodadura de aparatos tanto por carriles elevados como sobre fundación de hormigón, siendo el primero de estos nuestro caso.
- Carril tipo Vignole: existe una tendencia a utilizar el carril tipo Vidnole frente al clásico carril tipo Burbach, debido a su mayor relación inercia/peso. Es empleado actualmente en rodaduras de ferrocarriles.
- Carril tipo plano: es utilizado para elementos de rodadura sin pestaña.

A.13 RUEDAS

Las ruedas metálicas son el elemento de apoyo mayormente empleado en aparatos de elevación. Se diferencian dos tipos de ruedas: las tractoras, unidas directamente al elemento motriz (motor-reductor) y el resto, que son libres, no están unidas a ningún elemento motriz.

Los perfiles de rodadura pueden tener ninguina, una o dos pestañas (salientes laterales) que tienen la función de direccionar el movimiento de la rueda sobre los carriles.

Diferenciando ruedas sin pestaña (perfil cilíndrico), de una pestaña (superficies de rodadura cilíndrico o cónico) y de dos pestañas (superficies de rodadura cilíndrico o cónico)

Las de pestaña única solo son empleadas en tres casos concretos: si la distancia entre carriles es menor de 4 metros y ambos están a la misma altura, en carros de apoyo y suspendidos de los puentes grúa y en carros suspendidos que se desplazan por un monocarril.

Mientras que la utilización de ruedas sin pestaña con rodillos guía disminuye las pérdidas por rozamiento al sustituir el rozamiento de deslizamiento de las pestañas por el de rodadura del rodillo. Ello implica una disminución de potencia de los motores de traslación y un aumento de la vida de la rueda.

Por otro lado, el número de ruedas impulsoras varía en función de la capacidad de carga y del tramo de la guía.

En cuanto al diseño de las ruedas cabría destacar que, en caso de ruedas libres sobre eje fijo, esta se encuentra normalmente entre dos perfiles laminados y está frenada por palancas de retención. La unión entre el eje y la rueda se materializa por medio de casquillos de bronce y rodamientos, los cuales soportan presiones muy elevadas. En cuanto a las ruedas impulsoras, resulta útil transmitir el esfuerzo tangencial mediante casquillos o rodamientos, los cuales absorben los esfuerzos de cortadura. Siendo recomendable la incorporación de tetones. Distinguiendo entre ruedas con rodamientos de rodillos y con cojinetes deslizantes.



ANEXO B: CÁLCULOS

B.1 CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO

Se realiza la clasificación atendiendo a la normativa UNE 58112-1:1991, DIN 15020.

El mecanismo se clasifica en función de la clase de utilización y del estado de carga al que pertenece.

Se establecen 10 diferentes grupos en función de las horas o vida de servicio del mecanismo, los cuales determinan la clase de utilización del mismo (Tabla B.1):

<u>Clase de utilización</u>	<u>Duración total del servicio (horas)</u>	<u>Observaciones</u>
T0	200	Utilización ocasional
T1	400	Utilización ocasional
T2	800	Utilización ocasional
T3	1600	Utilización ocasional
T4	3200	Utilización regular en servicio ligero
T5	6300	Utilización regular en servicio intermitente
T6	12000	Utilización regular en servicio intensivo
T7	25000	Utilización intensiva
T8	50000	Utilización intensiva
T9	100000	Utilización intensiva

Tabla B. 1: Clase de utilización del mecanismo

$$\text{Horas de servicio} = V_{util} * d * h * C_h = 20\text{años} * \frac{225\text{días}}{\text{año}} * \frac{8\text{horas}}{\text{día}} = 36000\text{horas}$$

Lo que indica que al mecanismo le corresponde el factor de utilización **T8**, utilización intensiva.

En cuanto al estado de carga, este representa en qué medida, el aparato levanta la carga máxima, o solamente una carga reducida. Se consideran 4 estados posibles, caracterizados por un factor k (Tabla B.2)

ESTADO DE CARGA	COEFICIENTE NOMINAL DEL ESPECTRO DE CARGAS Kp	DEFINICIÓN
L1 – LIGERO	0.125	Mecanismo sometido con muy poca frecuencia a la carga máxima de servicio y normalmente cargas muy pequeñas
L2 – MODERADO	0.25	Mecanismo sometido frecuencia reducida la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
L3 – PESADO	0.5	Mecanismo sometido con frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medias y máximas
L4 – MUY PESADO	1.0	Mecanismo sometido con frecuencia elevada a la carga máxima de servicio

Tabla B. 2. Estado de carga del mecanismo

Basándonos en ejemplos reales, así como catalogo el más adecuado para el mecanismo de nuestro problema, sería el estado de carga **L3**, pesado ($K_p = 0,5$)

Una vez conocidos el estado de carga y el factor de utilización se puede llevar a cabo la clasificación del mecanismo. Se realiza mediante la Tabla B.3.

		Clases de utilización y número de ciclos									
ESTADO DE CARGAS	K_p	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Tabla B. 3. Clasificación mecanismo

Finalmente, tras lo indicado en la tabla, se puede clasificar nuestro mecanismo como perteneciente al tipo **M8**.

B.2 CLASIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA

Se realiza la clasificación atendiendo a la normativa UNE 58112-1:1991 y DIN 15020

La clasificación de la estructura se compone de la misma metodología que la del mecanismo. Se define la clase de utilización y el estado de carga de esta, lo cual permitirá clasificarla.

La clase de utilización se establece a partir de la duración del servicio. Los diferentes grupos de clases de clasificación vienen indicados en la Tabla B.4.

Clase de utilización	Duración total del servicio (ciclos)	Observaciones
U0	$1,6 \cdot 10^4$	Utilización ocasional
U1	$3,2 \cdot 10^4$	Utilización ocasional
U2	$6,3 \cdot 10^4$	Utilización ocasional
U3	$1,25 \cdot 10^5$	Utilización ocasional
U4	$2,5 \cdot 10^5$	Utilización regular en servicio ligero
U5	$5 \cdot 10^5$	Utilización regular en servicio intermitente
U6	$1 \cdot 10^6$	Utilización regular en servicio intensivo
U7	$2 \cdot 10^6$	Utilización intensiva
U8	$4 \cdot 10^6$	Utilización intensiva
U9	Más de $4 \cdot 10^6$	Utilización intensiva

Tabla B. 4. Clase de utilización de la estructura

$$\text{Ciclos totales} = V_{util} * d * h * C_h = 2\text{años} * \frac{225\text{dias}}{\text{año}} * \frac{8\text{horas}}{\text{dia}} * \frac{4\text{ciclos}}{\text{hora}} = 1,44 * 10^5 \text{ ciclos}$$

Correspondiéndole tras el cálculo un factor de utilización **U4**, utilización regular en servicio ligero.

El estado de carga viene definido por la Tabla B.5:

ESTADO DE CARGA	COEFICIENTE NOMINAL DEL ESPECTRO DE CARGAS Km	DEFINICIÓN
Q1 – LIGERO	0.125	Estructura sometida excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente cargas muy pequeñas
Q2 – MODERADO	0.25	Estructura sometida con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 – PESADO	0.5	Estructura sometida con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 – MUY PESADO	1.0	Estructura sometida corrientemente a la carga máxima de servicio

Tabla B. 5. Estado de carga de la estructura

Basándonos en ejemplos reales, así como catálogos, la estructura de nuestro puente grúa se identifica con el estado de carga **Q3**, pesado (km = 0,5)

Conociendo el estado de carga y el factor de utilización podremos llevar a cabo la clasificación de la estructura, mediante la Tabla B.6.

		Clases de utilización y número de ciclos									
ESTADO DE CARGAS	Kp	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Tabla B. 6. Clasificación del mecanismo

Por tanto, atendiendo a lo expuesto por la tabla se puede clasificar la estructura como perteneciente al tipo **A5**.

B.3 CÁLCULO COMPONENTES SISTEMA DE ELEVACIÓN

B.3.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL GANCHO DE ELEVACIÓN

Los ganchos simples y dobles están normalizados y su selección se realiza por normativa, atendiendo a las normas DIN 15401 y 15402. Teniendo en cuenta la carga a elevar, en nuestro caso 10 Tm y el libro “Los Transportes en la ingeniería industrial” el **gancho seleccionado es el gancho nº 10**, cuyas dimensiones se muestran en la Tabla B.7. Estas se corresponden con el esquema de la Figura B.1:

Gancho Nº	a1	a2E	a2D	b1	b3	b4	c	d3	d5 hg	d6	s	u1	u3	v	Rodam	Peso (kg.)	Referencia
10	112	90	71	160	35	29	10	Rd64	55	40	20	110	116	280	51218	57	001.10

Tabla B. 7. Dimensiones gancho nº10

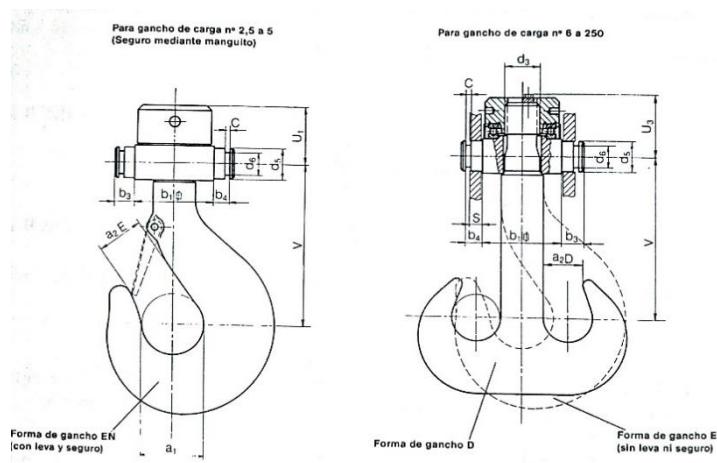


Figura B. 1. Esquema gancho nº10 del libro “Los transportes en la ingeniería industrial”

El gancho será el **Nº 10** (10 toneladas como carga a elevar) y será **doble** (al situarse entre el rango de Nº 6 al 250) Se construirá en acero forjado de calidad Ast-52 (clase P, la norma DIN 15400). También estará dotado de un pestillo de seguridad, para que evite una posible salida de la eslinga.

La disposición de la **suspensión del gancho** atiende a la norma DIN 14511. Como nuestro gancho de carga se encuentra en el tercer grupo, del num 10 al 120 para grúas, las dimensiones de su suspensión serán las siguientes (Tabla B.8 y Figura B.2):

Gancho de carga núm.	A1	b1	b2	b3	b4	c	d5	d6	d7	d11	d12	f	g	i	s	t1	t2	t3	u1	u2	u3	v	Rodamiento según DIN 711	Manguito de sujetación según DIN 1481
10	112	160	30	35	29	10	h9	55	40	H12	M10	+0,5	H11	máx.	20	1	6	15	-	110	116	280	51218	-

Tabla B. 8. Dimensiones suspensión del gancho nº10



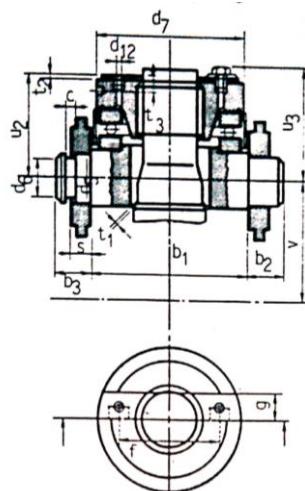


Figura B. 2. Esquema suspensión del gancho nº10 del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

En cuanto a las **dimensiones de las traviesas** de la suspensión del gancho, atendiendo a la norma DIN 15412 y sabiendo que el gancho es de tamaño num. 10, le corresponde las medidas mostradas en la Tabla B.9:

Tamaño gancho número	b1	b2	b3	b4	c	d2	d4	d5	d6	h1	h2	h3	r1	r2	s1	s2	t1	t2
10	160	230	35	29	10	66	90	55	40	65	35	60	1,3	1,2	0,3	1,2	4	5

Tabla B. 9. Dimensiones traviesas gancho nº10

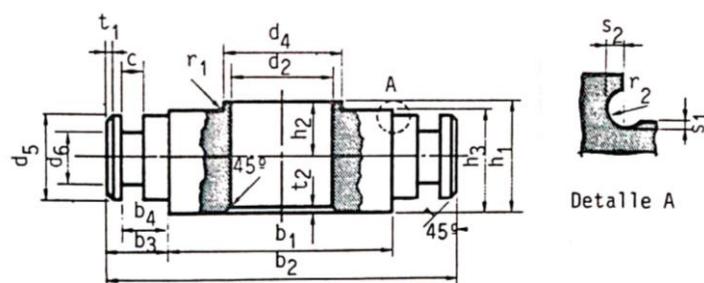


Figura B. 3. Dimensiones traviesas gancho nº10 del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

La normativa DIN 1513 determinará las **dimensiones de las tuercas** de los ganchos (el libro "Los Transportes en la ingeniería industrial") Y teniendo en cuenta que el diámetro 3 (d3)

correspondiente a un gancho de carga número 10 es Rd 64 (Tabla B 1.1), las dimensiones de dichas tuercas serán (Tabla B.10 y Figura B.4):

d1 Rosca redonda según DIN 15403	d3	d7	d8	d10	m	r4	r5	t11	t12	t14	t15
Rd 64 x 8	64,8	145	135	88	67	2,5	5	8	24	18	26

Tabla B. 10. Dimensiones de las tuercas para gancho nº10

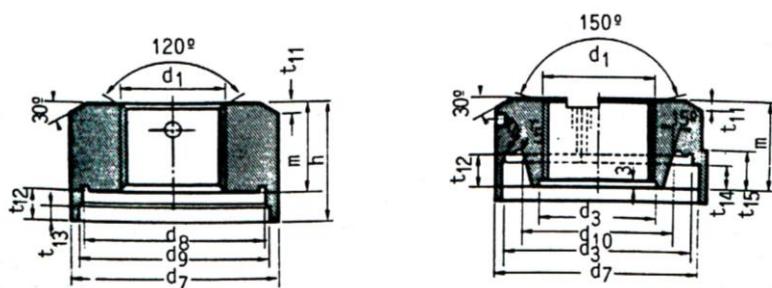


Figura B. 4. esquema tuercas para gancho nº10 del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

Por último, la norma DIN 15144 se encarga de estandarizar las **dimensiones de las piezas de aseguramiento** en los ganchos. Sabiendo que la distancia entre agujeros ($f \pm 0,5$) para un gancho Nº 10 es de 100mm, las dimensiones de estas piezas serán las siguientes (Tabla B.11 y Figura B.5):

Distancia entre agujeros $f \pm 0,5$	G	t2	c	d13	Para gancho Nº
100	25	6	125	11,5	10

Tabla B. 11. Dimensiones piezas de aseguramiento para gancho nº10

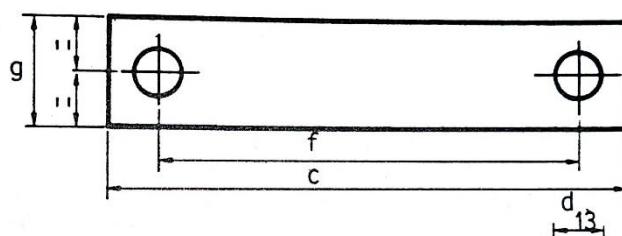


Figura B. 5. Esquema piezas de aseguramiento para gancho nº10 del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

B.3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CABLE DE ELEVACIÓN

Para la realización de este apartado hemos tenido en cuenta las fórmulas y tablas del libro “Los Transportes en la ingeniería industrial”.

En primer lugar, habrá que calcular la tracción máxima S en el cable de elevación;

$$S = \frac{Q_u + Q_{es}}{i * \eta}$$

Siendo:

- Q_u = Carga máxima nominal del aparato → 10Tm = 10.000Kg
- Q_{es} = Peso propio del aparejo o elemento de suspensión de carga → El gancho de elevación pesaba unos 57kg, pero aproximaremos el conjunto a 100Kg.
- i = Relación del aparejo → 4 ramales
- η = rendimiento del aparejo, el cual se obtiene de la Tabla B.12:

Nº de Ramales	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Rendimiento poleas (η)	0,99	0,98	<u>0,97</u>	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,9	0,9	0,89	0,88

Tabla B. 12. Rendimientos en poleas según distribución de ramales del libro “Los transportes en la ingeniería industrial”

Por lo cual: $\eta=0,97$

Siendo la tensión: $S = \frac{10.100\text{kg}}{4*0,97} = 2603,09 \text{ kg}$

Con esta tensión y siguiendo la normativa DIN el diámetro se obtiene de la siguiente expresión:

$$d = K_c \sqrt{S}$$

Obteniendo el coeficiente K_c de la Tabla B.13

Para ello, hay que tener en cuenta que en apartados anteriores de definición del puente grúa, atendiendo a la norma DIN 15020, este fue caracterizado como un mecanismo del grupo M8. Y su clasificación correspondiente según la norma ISO 4301 FEM, sería perteneciente al grupo 5m.

GRUPO FEM	GRUPO DIN	COEFICIENTE K_c (Para resistencia 200)
M3	1 Bm	0,235
M4	1 Am	0,250
M5	2m	0,265
M6	3m	0,280
M7	4m	0,325
<u>M8</u>	<u>5m</u>	<u>0,365</u>

Tabla B. 13. Coeficiente K_c perteneciente al libro “Los transportes en la ingeniería industrial”

Por lo cual el diámetro de cable será:

$$d = 0,356 * \sqrt{2603,1} = 18,62 \text{ mm}$$

Por último, quedaría por calcular la carga de rotura del cable:

$$F_o = S * Z_p$$

Obteniendo el factor de seguridad Zp de la Tabla B.14:

GRUPO FEM	GRUPO DIN	Factor SEGURIDAD Zp
M3	1 Bm	3,55
M4	1 Am	4
M5	2m	4,5
M6	3m	5,6
M7	4m	7,1
<u>M8</u>	<u>5m</u>	<u>9</u>

Tabla B. 14. Factor de seguridad Zp perteneciente al libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

Siendo la carga de rotura del cable de:

$$F_o = S * Z_p = 2603,09 * 9 = 23.427,83 \text{ Kg}$$

Conociendo la carga de rotura y el diámetro necesario, buscamos un cable 6 x 37 + 1, que se adapte a los requerimientos. Obteniendo la siguiente tabla (Tabla B.15) del catálogo de un fabricante llamado TENSO UNITEX, especialista en cables de acero:

Composición:	6x37+1	Cordones:	6
Alma:	Textil	Hilos:	222
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,455
Arrollamiento:	Cruzado izquierda (zS)	Factor k:	0,825
Resistencia:	200 [kg/mm ²]	Factor w:	0,9682

IN 3066 - Tabla de cargas de rotura y densidades lineales:

Diámetro nominal [mm] ⁽ⁿ⁵⁾	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
6	+6/-0%	0,125	2.570	2.120
7	+6/-0%	0,17	3.500	2.890
8	+5/-0%	0,221	4.570	3.770
9	+5/-0%	0,28	5.790	4.780
10	+5/-0%	0,346	7.150	5.900
11	+5/-0%	0,419	8.650	7.130
12	+5/-0%	0,498	10.300	8.490
13	+5/-0%	0,585	12.100	9.960
14	+5/-0%	0,678	14.000	11.600
16	+5/-0%	0,886	18.300	15.100
18	+5/-0%	1,12	23.200	19.100
20	+5/-0%	1,38	28.600	23.600
22	+5/-0%	1,67	34.600	28.500
24	+5/-0%	1,99	41.200	34.000
26	+5/-0%	2,34	48.300	39.900
28	+5/-0%	2,71	56.000	46.200
30	+5/-0%	3,11	64.300	53.100
32	+5/-0%	3,54	73.200	60.400
34	+5/-0%	4	82.600	68.200
36	+5/-0%	4,48	92.600	76.400
40	+5/-0%	5,54	114.000	94.300
42	+5/-0%	6,1	126.000	104.000
44	+5/-0%	6,7	138.000	114.000
46	+5/-0%	7,32	151.000	125.000
48	+5/-0%	7,97	165.000	136.000
52	+5/-0%	9,36	193.000	159.000
56	+5/-0%	10,9	224.000	185.000
60	+5/-0%	12,5	257.000	212.000
64	+5/-0%	14,2	293.000	242.000

Tabla B. 15. Cargas de rotura en función del diámetro de cable de la marca Tenso Unitex



Por lo cual el diámetro de cable seleccionado será de 20 mm para que cumpla los requerimientos de carga de rotura.

B.3.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LAS POLEAS

PERFIL DE LA GARGANTA DE LA POLEA

La garganta de la polea tiene una gran importancia en la vida de los cables. Estos deberán acoplarse al perfil de la garganta perfectamente, es decir ni muy holgado ni muy apretado.

Los perfiles de las gargantas están normalizados según DIN 15061 y vienen recogidos en el libro “Los transportes en la Ingeniería Industrial”. Como el diámetro de cable seleccionado en el apartado anterior era de 20mm, las medidas del perfil de garganta correspondiente serán (Tabla B.16):

Diámetro nominal del cable d_1	Radio de garganta r_1	Diferencia adm. Para precisión 1	Diferencia adm. Para precisión 2	Diferencia adm. Para precisión 3	h	i	m
20	10,5	+ 0,8	+ 0,4	+ 0,2	35	43	7

Tabla B. 16. Dimensión perfil de la garganta de las poleas

- Le corresponde precisión 1 a la polea soldada

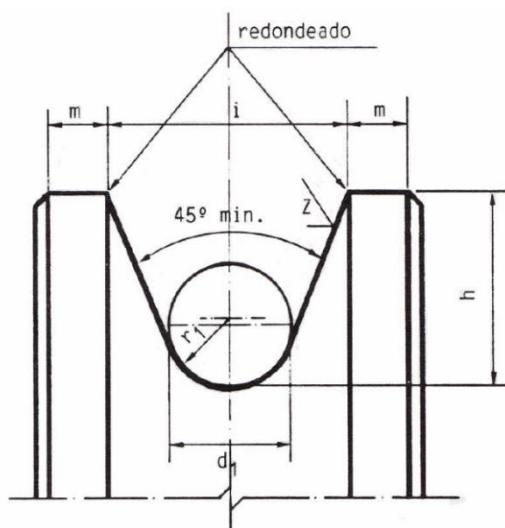


Figura B. 6. Perfil garganta de polea del libro “Los transportes en la ingeniería industrial”

SELECCIÓN DIMENSIONES DE LAS POLEAS (soldadas)

En primer lugar, atendiendo al libro “Los transportes en la Ingeniería Industrial” utilizaremos la fórmula siguiente:

$$D \geq d_1 * h_1 * h_2$$

Donde:

- d_1 = diámetro del cable → $d_1 = 20\text{mm}$
- h_1 = coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación → Lo extraemos de la Tabla B.17, sabiendo que el mecanismo clasificado era M8
- h_2 = coeficiente de mayoración de h_1 (función del montaje) → Según Figura B 3.12 del libro “Los transportes en la Ingeniería Industrial”. Como el ramal de elevación era tipo 4/1, es decir, 4 ramales. Le corresponde un valor $h_2 = 1,12$
- D = diámetro de enrollamiento sobre las poleas

GRUPO FEM	GRUPO DIN	CABLE NORMAL POLEA DE CABLE
		h_1
M3	1 Bm	16
M4	1 Am	18
M5	2m	20
M6	3m	22,4
M7	4m	25
<u>M8</u>	<u>5m</u>	<u>28</u>

Tabla B. 17. Coeficiente h_1

Obteniendo de la tabla un coeficiente: $h_1 = 28$

Por consiguiente:

$$D \geq d_1 * h_1 * h_2 = 20\text{mm} * 28 * 1,12 = 627,2 \text{ mm}$$

El diámetro de enrollamiento D_1 , deberá ser mayor que 627,2mm

Para continuar, sabiendo que las poleas serán soldadas y que se acoplarán al eje mediante rodamientos, nos fijaremos en las tablas de selección de poleas del libro “Los transportes en la Ingeniería Industrial”. Sabiendo las dimensiones que debe tener el diámetro de enrollamiento de la polea ($D_1 \geq 627,2\text{mm}$) y el diámetro del cable ($d_1=20\text{mm}$), se contemplan las siguientes opciones:

- Opción 1: poleas con rodamientos de bolas:
 - $D_1 = 630\text{mm}$, pero d_1 entre 24 y 31mm. Opción no válida al ser $d_1=20\text{mm}$.
- Opción 2: poleas con rodamientos de rodillos:
 - $D_1 = 630\text{mm}$ y d_1 entre 20 y 34mm. Opción válida para las condiciones enunciadas en el párrafo anterior.

De este modo, las poleas indicadas serán de acero soldadas, con rodamientos de rodillos y de diámetro de enrollamiento de 630mm.

En la siguiente tabla (Tabla B.18) se muestran las dimensiones de las poleas, correspondiéndose con las acotaciones indicadas en la Figura B.7:

D ₁	d ₁	r	d ₂	b	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	I ₁	I ₂	I ₃	Rodamiento X	Rodamiento Y	Peso apr. Kg	Referencia
630	20-34	12,5	700	60	90	110	150	190	125	165	95	140	121	4922	4918	63	017.63.18

Tabla B. 18. Dimensiones polea de diámetro 630 mm

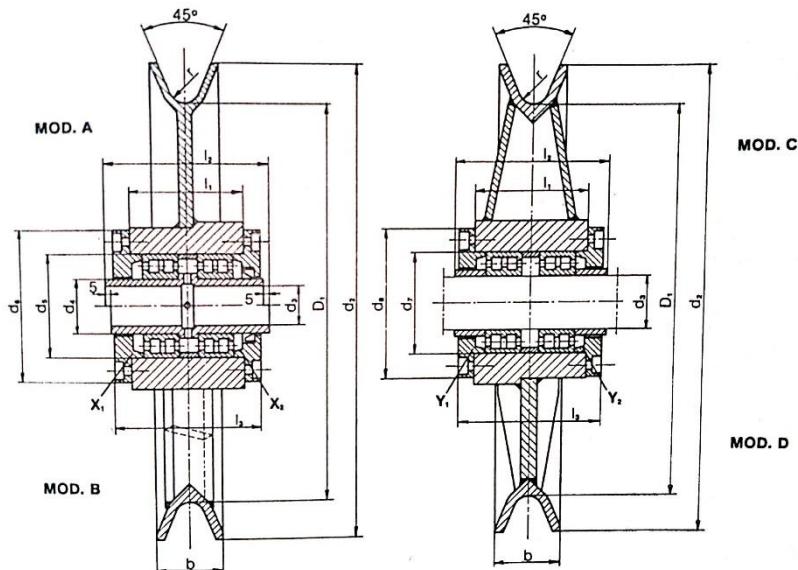


Figura B. 7. Perfil acotado de la polea extraído del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

B.3.4 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL TAMBOR CÁLCULO DEL PERFIL DE LA GARGANTA DEL TAMBOR

Los perfiles de garganta vienen normalizados según DIN 15061. Y las dimensiones correspondientes para un diámetro de cable (d₁) de 20mm, según la Tabla B.19. son los mostrados a continuación:

Radio de garganta r ₁	dif. adm.	P (paso en mm)	h _{min}	r _{2 min}	Diámetro nominal del cable d ₁
10,5	+ 0,2	22	7,5	0,8	20

Tabla B. 19. Dimensiones garganta del tambor

Como empleábamos un cable de diámetro 20mm; la designación del perfil de la garganta del tambor sería:

Perfil de garganta DIN 15061 – 10,5 x 22



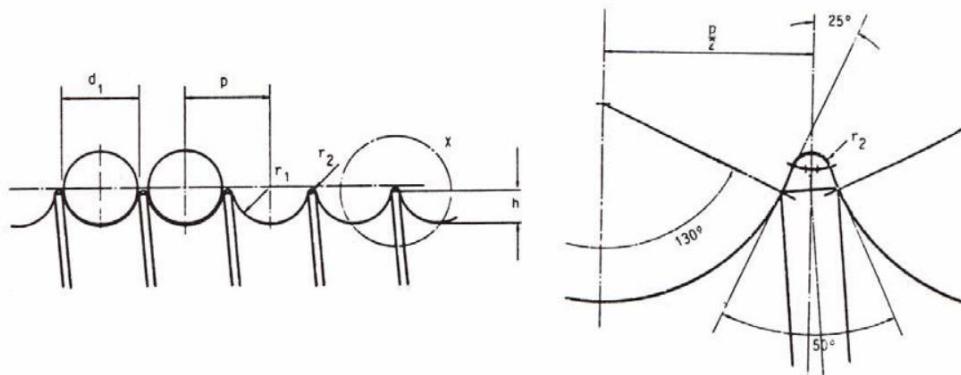


Figura B. 8. Perfil de la garganta del tambor del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL TAMBOR

En un tambor en servicio, las paredes de este están sometidas a solicitudes de torsión, de flexión por tracción del cable y de compresión a causa del apriete del cable.

En tambores de gran diámetro y longitud es necesario realizar el cálculo a flexión y torsión, pero si no es el caso solo se tienen en cuenta los esfuerzos de compresión.

En servicio normal, el cable comienza a arrollarse desde un extremo del tambor. Los esfuerzos de compresión se añadirán hasta que la sección correspondiente al paso del enrollamiento sea solicitada por la tracción del cable.

Siendo el esfuerzo de compresión (para un tambor recubierto de espiras):

$$\sigma = 0,85 * \frac{S}{h * s}$$

Siendo:

- S = tracción del cable en N. Calculada anteriormente como $S = 2603,09$ kg; por lo cual $S = 2603,09 \text{ kg} * 9,8 = 25510,3 \text{ N}$
- h = espesor del tambor en mm
- s = paso del enrollamiento en mm. Obtenido en la tabla anterior de las dimensiones del perfil de la garganta, donde paso (p) era 22mm. Por tanto: $s = 22\text{mm}$

Por otro lado, en el extremo del arrollamiento la tensión de compresión es menor:

$$\sigma_{ca} = 0,85 * \frac{S}{h * s}$$

Y en ese mismo lado, subsiste un fuerte esfuerzo de flexión local:

$$\sigma_{fa} = 9,6 * S * \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 * h^6}}$$

- En la cual, S debe ir en daN para obtener un resultado en Mpa

Es conveniente que los esfuerzos admisibles de ambas solicitudes simultáneas no excedan los siguientes valores (en función del material de fabricación del tambor):

- Fundición (Ge 18.91) → $\sigma_{fa} = 20 - 25$ Mpa
- Acero (St 37.21) → $\sigma_{fa} = \sigma_{ca} = 50$ Mpa

Nos centraremos en el cálculo de un **tambor de fundición**.

Para poder realizar el cálculo, debemos saber datos como el diámetro del tambor (D) y el espesor de este (h). Para ello, empleamos la Tabla B.20. En la cual, conociendo el esfuerzo de tracción del cable (S = 2603,09 Kg) y el paso (s = p = 22mm) obtenido en la tabla anterior, podremos conocer dichos datos:

Tracción del cable (kg)	Diámetro del cable (mm)	Paso (mm)	D = 250mm	D = 300mm	D = 400mm	D = 500mm	D = 600mm	D = 700mm	D = 800mm
500	8	9,5	6	6	-	-	-	-	-
1000	10	12	9	9	-	-	-	-	-
1500	13	15	-	12	11	-	-	-	-
2000	16	18	-	14	13	-	-	-	-
2500	16	18	-	-	15	12	-	-	-
3000	19	22	-	-	16	16	-	-	-
4000	22	25	-	-	-	18	-	-	-
5000	24	27	-	-	-	20	20	-	-
6000	27	32	-	-	-	-	22	22	-
7000	29	33	-	-	-	-	24	24	-
8000	31	35	-	-	-	-	-	26	-
9000	31	25	-	-	-	-	-	27	26
10000	33	37	-	-	-	-	-	28	27

Tabla B. 20. Tabla selección diámetro del tambor del libro "Los transportes en la ingeniería industrial"

Por lo cual, existen dos alternativas posibles, diámetro del tambor de 400mm o de 500mm.
Ambas con un espesor (h) de 16mm.

- Cálculo para D = 400mm:

$$\sigma_{fa} = 9,6 * 2603,09 \frac{kg*9,81}{10} * \sqrt[4]{\frac{1}{400^2 * 16^6}} = 19,15 \text{ MPa}$$

- Cálculo para D = 500mm:

$$\sigma_{fa} = 9,6 * 2603,09 \frac{kg*9,81}{10} * \sqrt[4]{\frac{1}{500^2 * 16^6}} = 17,13 \text{ MPa}$$

Ambos diámetros cumplen, al estar por debajo de 20Mpa

Mientras que la tensión de compresión en el extremo del arrollamiento para ambas alternativas de tambores (500 o 400 mm de diámetro) tiene un valor de:

$$\sigma_{ca} = 0,5 * \frac{S}{h * s} = 0,5 * 2603,09 \text{ Kg} * \frac{9,81}{16mm * 22mm} = 36,27 \text{ MPa}$$

Asique, como en el tambor de **diámetro 500mm** se genera una menor tensión, será el que elijamos para el tambor de fundición en nuestro sistema de elevación del puente grúa.

Apuntar que, se ha descartado la opción de que el tambor fuese de acero pues no cumplía con $\sigma_{ca} < 50MPa$, como podemos observar a continuación:

- Buscando en una tabla del libro “Los transportes en la ingeniería industrial” de tambores de acero, el valor de espesor h indicado para un paso de 22mm, era de 11mm tanto para un tambor de diámetro 400mm como de 500mm.

$$\sigma_{ca} = 0,5 * \frac{S}{h * s} = 0,5 * 2603,09Kg * \frac{9,81}{11mm * 22mm} = 52,76MPa$$

Por otro lado, la inclinación de las ranuras helicoidales del tambor será:

$$tg\beta = \frac{S}{D * \pi} = \frac{22mm}{500mm * \pi} = 0,014$$

$$\beta = 0,802^\circ$$

CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL TAMBOR

Para determinar la longitud total del tambor, en primer lugar, deberemos tener en cuenta la longitud de cable a enrollar sobre este. Como la máxima altura a elevar/descender es de 6 metros y el polipasto se compone de 4 ramales, el cable total a enrollar será de 24000mm, aunque consideraremos 25000mm para redondear y tener mayor holgura.

Con esta longitud y conociendo el diámetro del tambor (de 500mm) se obtiene el número de arrollamientos que debe haber en la garganta del tambor:

$$Nº \text{ arrollamientos} = \frac{25000mm}{\pi * 500mm} = 16 \text{ arrollamientos}$$

Aunque, por seguridad, es necesario dejar 3 o 4 espiras para reforzar la fijación del cable al tambor. Algo que es muy favorable en el caso de que el cable esté completamente desenrollado del tambor, estando el gancho en la posición más baja. Por tanto, son necesarios unos 20 arrollamientos.

Mediante el paso de la garganta, de unos 22mm (el cual tiene en cuenta el diámetro del cable y la separación entre arrollamientos) y el número total de arrollamientos, obtenemos una longitud total:

$$L_1 = 20 * 22mm = 440mm$$

Finalmente, hay que considerar que en nuestro tambor el cable de enrolla en los dos sentidos (cada uno a cada mitad del tambor) para que a la hora de enrrollar/desenrollar los cables, el aparejo del gancho se acerque o se desplace de forma simétrica respecto del centro del tambor. Todo ello se muestra a continuación, en la Figura B.9, donde, además se debe considerar una longitud más, correspondiente al espacio central que separa ambas mitades del tambor de la

anchura del aparejo. Que, en nuestro caso, se considera de unos 200mm. Obteniendo la siguiente longitud total del tambor:

$$L_{\text{TOTAL TAMBOR}} = L_1 + L_{\text{CENTRAL}} = 440\text{mm} + 200\text{mm} = 640\text{mm}$$

Seleccionando una longitud de tambor comercial de 650mm.



Figura B. 9. Tambor de enrollamiento de cable de "Miguel Abad Componentes de grúas"

CÁLCULO DEL ESPESOR DEL TAMBOR

Los tambores de elevación normalmente están huecos y suelen tener un espesor aproximadamente igual al valor del diámetro del cable. En nuestro caso el diámetro de cable era de 20mm, por tanto, el espesor del tambor será de 20mm también ($e = 20\text{mm}$). De este modo, el diámetro exterior del tambor será de 500mm, mientras que el interior de 460mm:

$$e = \frac{(D_{\text{exterior}} - D_{\text{interior}})}{2} = \frac{500\text{mm} - 460\text{mm}}{2} = 20\text{mm}$$

Para comprobar si dicho espesor es correcto, realizaremos un cálculo siguiendo el criterio de Von Misses, teniendo en cuenta los esfuerzos sufridos por el tambor (Momento flector y Momento torsor)

Teniendo en cuenta que el peso a elevar en cada ramal del tambor ($P/4$) se calcula detalladamente en el ANEXO B.3.5, obteniendo un valor de 2564kg, la fuerza correspondiente es de:

$$F = 2564\text{kg} * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} = 25153 \text{ N}$$

Obteniendo el siguiente esquema del tambor (Figura B.10):



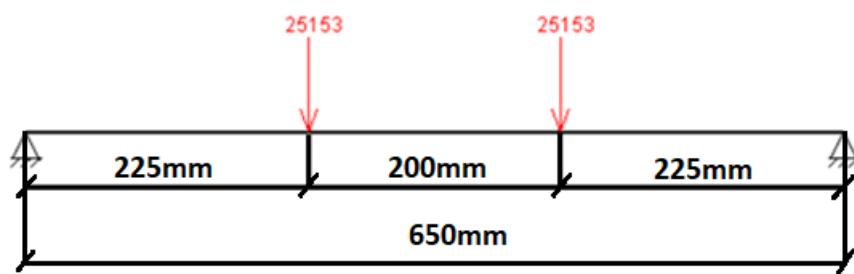


Figura B. 10. Esquema de esfuerzos en el eje tambor

Haciendo equilibrios de fuerzas y de momentos se obtienen las reacciones en los extremos 1 y 2. Obteniéndose en ambos una reacción vertical de 25153N (al ser simétrico).

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \text{No existen fuerza en el eje axial}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow Ra + Rb = 2 * 25153 = 50306N \rightarrow Ra = 50306N - Rb$$

$$\sum M_z|A = 0 \rightarrow Rb * 650mm = 25153N * 225mm + 25153N * 425mm$$

$$Rb = \frac{25153N * (225 + 425)mm}{650mm} = 25153N$$

$$Ra = 50306N - 25153N = 25153 N$$

Por tanto, el momento flector máximo en la zona central del tambor (en los 200mm separados por ambos ramales) será de:

$$M_{flector} = F * x = 25153N * 225mm = 5659425 Nmm$$

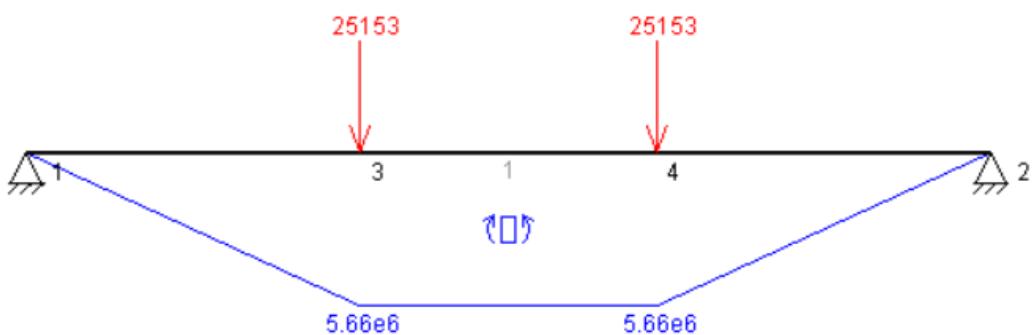


Figura B. 11. Diagrama de momento flector en el eje del tambor



El momento torsor máximo en el tambor se calcula teniendo en cuenta el par que deberá generarse en el eje tambor (por medio del conjunto motor reductor que seleccionemos más adelante) para equilibrar el par que produce la tensión de los dos ramales que cuelgan del tambor. Adquiriendo (a la altura de uno de los ramales, en este caso el punto 2) un valor máximo de par torsor de:

$$M_{torsor} = 2 * F * R_{tambor} = 2 * 25153N * \frac{500mm}{2} = 12.576.500 Nmm$$

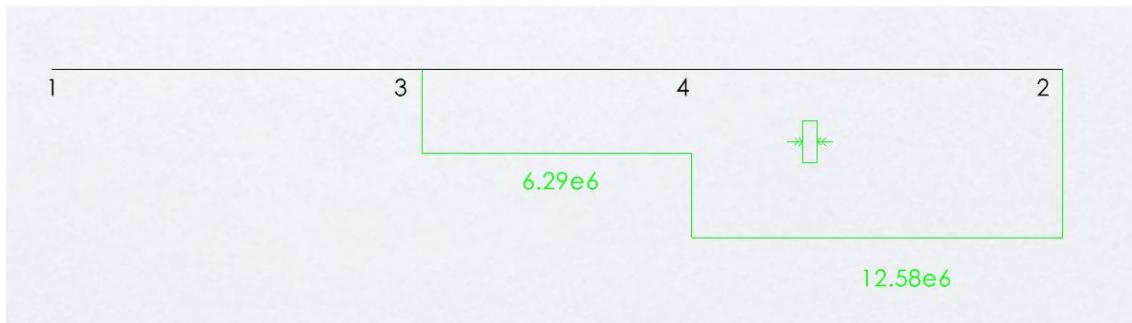


Figura B. 12. Diagrama de momento torsor en el eje tambor (*suponiendo acople a motor-reductor a la derecha de este, punto 2)

Por otro lado, suponemos que el tambor está fabricado de acero St. 37.21 con un límite elástico de 370MPa. Y como se ha calculado en el apartado anterior, el diámetro exterior es de 500mm, mientras que el interior es de 460mm. Lo que permite calcular el módulo resistente atendiendo a la siguiente expresión:

$$W_f = \frac{\pi * (D_{ext}^3 - D_{int}^3)}{32} = \frac{\pi * (500^3 - 460^3)}{32} = 2,71 * 10^6 mm^3$$

Así pues, la tensión equivalente de Von Mises se calcula del siguiente modo:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 3\left(\frac{M_t}{2 * W_f}\right)^2} = 4,52 MPa$$

Obteniendo un valor de tensión equivalente de 4,52 MPa, que cumple muy holgadamente para el valor de límite elástico del acero de 370MPa. Por tanto, el espesor de 20mm del tambor es válido.

CÁLCULO DEL PESO DEL TAMBOR

Teniendo en cuenta que la densidad del acero tiene un valor aproximado de 7,8kg/dm³ y conociendo a la perfección las dimensiones y geometría del tambor, el cálculo de la masa resulta muy sencillo:

$$\text{Volumen} = \frac{L * \pi * (D_{exterior}^2 - D_{interior}^2)}{4} = \frac{650mm * \pi * (500^2 - 460^2)}{4} \\ = 1,96 * 10^7 mm^3$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} * \text{Densidad} = 1,96 * 10^7 mm^3 * 7,8 \frac{Kg}{dm^3} * \frac{1dm^3}{1000^2 mm^3} = 153 Kg$$

B.3.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ELEVACIÓN EN EL TAMBOR

Sabiendo que el diámetro del tambor es de 500mm y la velocidad de elevación del polipasto de 8 m/min, se puede obtener cual debe ser la velocidad de giro aplicada al tambor.

$$D_{TAMBOR} = 500\text{mm}$$

$$R_{TAMBOR} = 250\text{mm}$$

$$V_{ELEVACIÓN} = 8 \text{ m/min} = 8000 \text{ mm/min}$$

Teniendo en cuenta que la distribución de poleas y ramales del polipasto es de tipo 4/1, esquemáticamente se representa en la Figura B.13:

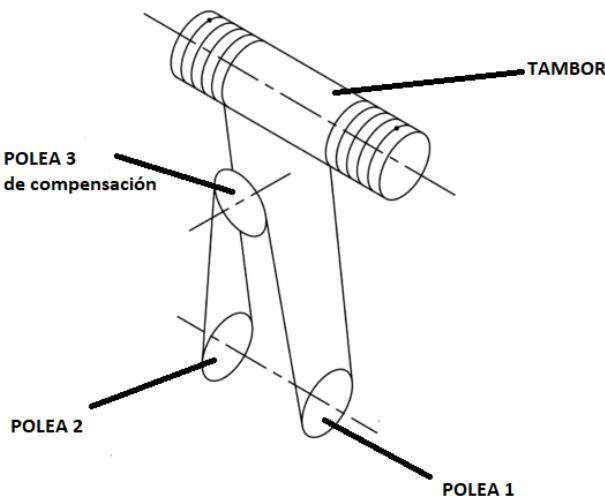


Figura B. 13. Esquema de los ramales y poleas de elevación

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE ENROLLAMIENTO AL TAMBOR

La distribución de velocidades en los ramales de las poleas 1 y 2, será $v=0$ en el ramal que se dirige a la polea de compensación (fija), y $v = 2*V_{ELEVACIÓN}$ en el ramal móvil, el cual se enrolla en el tambor.



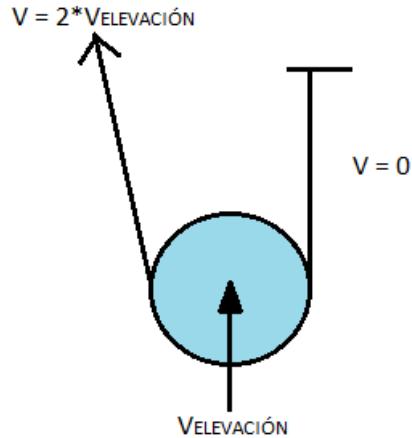


Figura B. 14. Distribución de velocidades en una de las poleas del gancho de elevación

Llegando el cable al tambor a una velocidad lineal de $2V_{ELEVACIÓN}$:

$$V_{tambor} = 2 * V_{elevación} = 2 * \frac{8000 \text{ mm}}{\text{min}} = 16000 \text{ mm/min}$$

Velocidad angular del tambor:

$$\omega_{TAMBOR} = \frac{V_{TAMBOR}}{R_{TAMBOR}} = \frac{16000 \text{ mm/min}}{250 \text{ mm}} = 64 \text{ rad/min}$$

Revoluciones de giro del tambor:

$$n[\text{rpm}] = 64 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ vuelta}}{2\pi(\text{rad})} = 10,186 \text{ rpm}$$

Por lo que supondremos una velocidad de giro en el eje del tambor de 10,2rpm.



CÁLCULO DEL PAR DE ELEVACIÓN EN EL TAMBOR

Para calcular el par generado en el tambor, el esquema de ramales y poleas del polipasto es el mostrado a continuación (Figuras B.15 y B.16), donde las poleas 1 y 2 se reparten la mitad del peso a elevar:

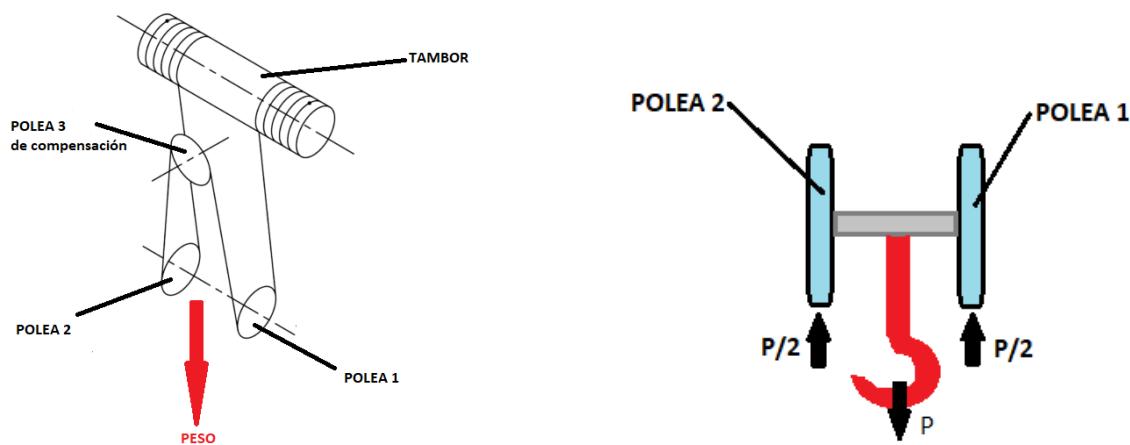


Figura B. 16. Esquema sistema de elevación

Figura B. 15. Distribución de pesos en poleas de elevación y gancho

Y esa carga ($P/2$) que soporta la Polea 1 se reparte entre sus dos ramales de igual forma (Figura B.17):

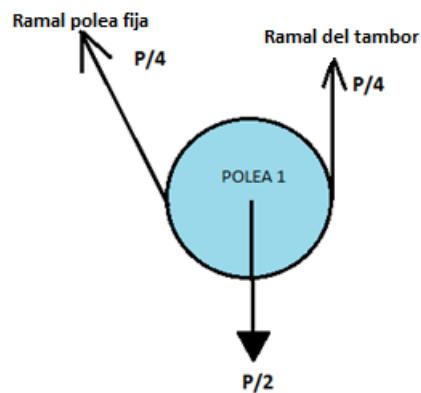


Figura B. 17. Distribución pesos en polea de elevación

Obteniendo $P/4$ en cada uno de los ramales de las 3 poleas del sistema. Llegando finalmente una fuerza de valor $P/4$ a ambos ramales que se enrollan en el tambor (Figura B.18.):

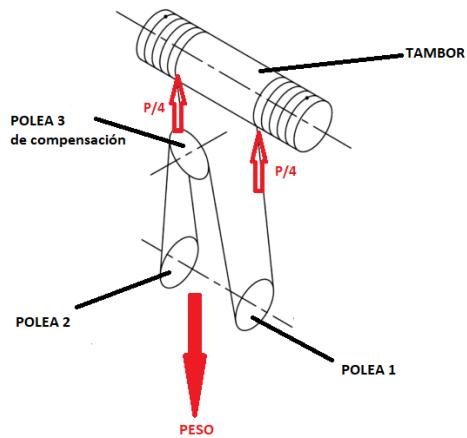


Figura B. 18. Distribución de pesos en ramales y tambor

Para saber el valor del peso (P) tendremos en cuenta todos los elementos del sistema:

- Carga a elevar: $10\text{Tm} = 10000 \text{ kg}$
- 3 poleas: $3 * 63 \text{ kg} = 189 \text{ kg}$
- Gancho: 57 kg
- Cable: $1,38 \text{ kg/m} * 6\text{m} = 8,28 \text{ kg}$ (6 metros altura máxima; condición más desfavorable carga abajo del todo, por lo cual cable desplegado 6 metros aprox)

$$\text{Peso total } (P) = 10.000 + 189 + 57 + 8,3 \text{ kg} = 10254,3 \text{ kg}$$

Por lo cual:

$$\frac{P}{4} = \frac{10254,3 \text{ kg}}{4} = 2563,575 \text{ kg} = 2564 \text{ kg aprox}$$

Teniendo en cuenta que el radio del tambor es de 250mm y en el tambor se enrollan dos ramales, el momento en el tambor será de:

$$\begin{aligned} M_{tambor} &= 2 * \frac{P}{4} * R_{tambor} = 2 * 2563,57 \text{ kg} * 250 \text{ mm} = 1281787,5 \text{ kgmm} \\ &= 12574,33 \text{ Nm} = 12.574.335,4 \text{ Nmm} \end{aligned}$$



CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL TAMBOR EN FUNCIÓN DE VELOCIDAD Y PAR DE ELEVACIÓN

Habiendo obtenido en los subapartados anteriores los parámetros enunciados en la Tabla B.21, se podrá obtener la potencia correspondiente:

D _{TAMBOR}	500 mm
R _{TAMBOR}	250 mm
V _{TAMBOR} = 2V _{ELEVACIÓN}	16 m/min
W _{TAMBOR}	64 rad/min
F _{RAMAL} del TAMBOR = P/4	2564 kg
n _{TAMBOR}	10,2 rpm
M _{TAMBOR}	12574,33 Nm

Tabla B. 21. Parámetros de elevación en el tambor

Conociendo el par y la velocidad de giro en el eje del tambor podremos calcular la potencia necesaria para llevar a cabo la elevación de la carga:

$$\text{Potencia [kW]} = \frac{M[\text{Nmm}] * n[\text{rpm}]}{9550 * 10^3} = \frac{12.574.335,4 \text{ Nmm} * 10,2 \text{ rpm}}{9550 * 10^3} = 13,43 \text{ kW}$$

Por comprobarlo, calculamos la potencia atendiendo a una ecuación perteneciente al libro “Los transportes en la ingeniería industrial”:

$$P[CV] = \frac{G_2 * V_{ELEV}}{4550 * \eta}$$

Donde:

- G₂ = carga de elevación (carga útil + elementos) en daN → Habiendo determinado anteriormente que al tambor llegaba el siguiente peso: 10254,3 kg / 2 = 10059,47daN / 2 = 5029,73 daN

- V_{ELEV} = velocidad de elevación en m/min → Sabiendo que la velocidad del cable que se enrollaba al motor era de: 2*8m/min = 16m/min

- η = rendimiento sistema de elevación y poleas, ya habíamos tenido anteriormente un valor de 0,97

Sustituyendo:

$$P[CV] = \frac{G_2 * V_{ELEV}}{4550 * \eta} = \frac{5029,73 \text{ daN} * 16 \text{ m/min}}{4550 * 0,97} = 18,23 \text{ CV} * 0,735 \frac{\text{kW}}{\text{CV}} = 13,4 \text{ kW}$$

Obteniendo de este modo dos valores de potencia muy similares entorno a los 13,44 kW (18,23 CV)

B.3.6 PRESELECCIÓN DEL MOTOR

Teniendo en cuenta la potencia de 13,44 kW obtenida en el apartado anterior, se preselecciona el motor más adecuado en el catálogo de “CEMER”. Ofreciéndonos motores asincrónicos trifásicos con rotor en jaula de ardilla de 2, 4, 6 y 8 polos. Seleccionando finalmente el de 4 polos, con velocidad de sincronismo de 1500rpm, 15 kW de potencia y 97,4 Nm de par. Cuyas prestaciones se muestran en la Tabla B.22:

TIPO	Potencia kW	Potencia CV	Mn N.m	N rpm	In 400V A	I _A /I _N	cos	M _A /M _N	M _k /M _N	J Kgm ²	Nivel sonoro dB(A)	M Kg
IE3-EG 160L	15	20	97,4	1470	27,3	7,8	0,86	2,2	2,3	0,1082	69	180

Tabla B. 22. Prestaciones motor de elevación preseleccionado - IE3-EG 160L de CEMER

Orientándonos en la preselección de este motor, en los apartados posteriores se elegirá el reductor que incorporar, para obtener las prestaciones de elevación deseadas. Ese reductor será del tipo tornillo sin fin corona, lo que implicará que posea un bajo rendimiento. Una vez conocido dicho rendimiento y la relación de transmisión se seleccionará el motor final para el sistema de elevación.

B.3.7 CÁLCULO RELACIÓN DE TRASMISIÓN

La relación de transmisión se calcula atendiendo a las dos expresiones siguientes de par y velocidad:

$$i = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} = \frac{M_{salida}}{M_{entrada}}$$

En función de las velocidades que conocemos, es decir, la que ofrece el motor preseleccionado y la requerida en el eje para elevar a plena carga, obtenemos la siguiente relación:

$$i = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} = \frac{1470 \text{ rpm}}{10,2 \text{ rpm}} = 144,12$$

Al ser una relación de trasmisión elevada, el reductor deberá ser del tipo tornillo sin fin corona, comúnmente empleados en aparatos de elevación. El catálogo utilizado para hacer dicha selección será el perteneciente al fabricante “TECNON Group”. Al no existir un reductor con la relación de trasmisión exacta a la calculada (de 144), se seleccionará uno con la relación de trasmisión que más se aproxime a la obtenida en este apartado. Siendo para ese caso de i=150.

De acuerdo con el catálogo, el rendimiento de los reductores está relacionado con la relación de trasmisión de estos, correspondiendo un rendimiento del 66% (para una i=150)

B.3.8 SELECCIÓN DEL MOTOR

Para la selección final del motor habrá que tener varios factores en consideración. El principal de ellos, el rendimiento del reductor, estimado en un 66%.

Calculando aproximadamente una potencia en el motor de:

$$P_{motor} = \frac{P_{tambor}}{\eta_{reductor}} = \frac{18,23 \text{ CV}}{0,66} = 27,62 \text{ CV}$$

Por tanto, el motor seleccionado se define en la Tabla B.23:

TIPO	Potencia kW	Potencia CV	Mn N.m	N rpm	η	I _n 400V A	I _A /I _N	Cos	M _A /M _N	M _K /M _N	J Kgm ²	Nivel sonoro dB(A)	m kg
IE3-EG 180L	22	30	142,4	1475	93%	39,7	7,8	0,86	2	2,3	0,2296	72	240

Tabla B. 23. Prestaciones motor seleccionado para elevación - IE3-EG 180L de CEMER

B.3.9 SELECCIÓN REDUCTOR

Una vez hecha la selección definitiva del motor y conociendo la relación de reducción a llevar a cabo en la transmisión, así como el rendimiento relativo a esta, se selecciona el reductor del catálogo de “TECNON Group”. Eligiendo el modelo especificado en la Tabla B.24:

Serie	Modelo	Velocidad de entrada Rpm	Relación de reducción nominal i	Potencia equivalente transmisible CV	Rendimiento	Peso kg
TASS	372	1450	150	21	66%	300

Tabla B. 24. Prestaciones reductor sistema de elevación - TASS 372 de Tecnon Group



B.3.10 COMPROBACIONES SELECCIÓN MOTOR-REDUCTOR

Una vez seleccionados el conjunto motor reductor de los apartados anteriores, se debe hacer una comprobación de las prestaciones finales obtenidas en el eje del tambor. Con el principal objetivo de verificar si cumplen con los requerimientos para llevar a cabo el proceso de elevación de forma adecuada y atendiendo a los diferentes parámetros expuestos al principio del apartado.

En primer lugar, el motor seleccionado ofrece una potencia de 22 kW (30 CV). Teniendo en cuenta que: el rendimiento mecánico es del 66%; la potencia de salida del reductor, es decir, la disponible en el eje del tambor para llevar a cabo la elevación será de 14,52 kW (o 19,8 CV). Obteniendo una potencia en el eje del tambor ligeramente superior a los 13,44 kW (18,23 CV) requeridos para llevar a cabo la elevación a plena carga e inferior a los 21 CV máximos capaz de transmitir el reductor a la salida. Por tanto, cumple el apartado de potencia.

En segundo lugar, el par motor es de 142,4 Nm. Teniendo en cuenta que la relación de transmisión del reductor es de 150 y su rendimiento del 66%, el par de salida en el reductor, y por tanto el disponible en el eje del tambor, será de:

$$i = \frac{M_2}{M_1 * \eta}$$

$$M_{tambor} = \eta * M_{motor} * i = 0,66 * 142,4 \text{ Nm} * 150 = 14097,6 \text{ Nm}$$

Siendo superior a los 12574,33 Nm necesarios para realizar la elevación a plena carga. Cumpliendo así con el apartado de par también con una eficiencia bastante elevada.

Finalmente, la velocidad de elevación en el tambor será de:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1475 \text{ rpm}}{150} = 9,83 \text{ rpm}$$

$$V_2 = w * R = n_2 * 2\pi * R_{tambor} = 9,83 \text{ rpm} * 2\pi * 0,25 \text{ m} = 15,45 \text{ m/min}$$

Por tanto, la velocidad vertical de elevación de la carga será de:

$$V_{elevacion \text{ } carga} = \frac{V_2}{2} = \frac{15,45 \text{ m/min}}{2} = 7,725 \text{ m/min}$$

Un resultado que no se corresponde exactamente con los 8m/min deseados en un principio, aunque, se aproxima en gran medida a dicho valor. Considerándolo un valor de velocidad correcto y concluyendo como válido el conjunto motor-reductor seleccionado.

B.3.11 CÁLCULO DEL FRENO MOTOR

El primer paso para determinar el freno motor a instalar es conocer el par de frenado que debe ser capaz de aportar este, para detener el movimiento venciendo el par del motor y la inercia de la carga elevada, manteniendo en equilibrio el peso de la carga.

Según el libro “Los transportes en la ingeniería industrial” existe una expresión para mayorar el par de frenado necesario, en función del par máximo desarrollado por el motor eléctrico. Todo ello gracias a un coeficiente (K), que para situaciones de elevación tiene un valor de entre 2 y 2,5; mientras que en caso de translación es de 1,5. En todo caso el par de frenado mínimo que debe aportar el freno es de:

$$M_{frenado} = M_{motor} * K = 142,4 \text{ Nm} * 2,5 = 356 \text{ Nm}$$

Seguidamente, en función del par de frenado calculado obtendremos el tiempo de frenado correspondiente. Todo ello, teniendo en cuenta el trabajo realizado en el proceso de frenado, el cual lo integran la energía potencial y cinética de los elementos del sistema con inercias y masa.

Algunas de las inercias del sistema son conocidas o se pueden calcular y el resto se estiman. Correspondiendo a cada una de ellas los siguientes valores:

- Inercia en el eje motor (de entrada):
 - $I_{motor} = 0,2296 \text{ Kgm}^2$
 - $I_{freno} = 0,1 \text{ Kgm}^2$
 - $I_{Entrada Reductor} = 0,05 \text{ Kgm}^2$
- Inercia en el eje del tambor (de salida):
 - $I_{Salida Reductor} = 0,06 \text{ Kgm}^2$
 - $I_{Tambor} = (1/2) * r^2 * m = 23,53 \text{ Kgm}^2$

Las velocidades angulares en cada eje son:

$$\omega_{eje\ motor} = 1475 \text{ rpm} * 2 * \frac{\pi}{60} = 154,5 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{eje\ tambor} = \frac{\omega_{eje\ motor}}{i} = \frac{154,5 \text{ rad/s}}{150} = 1,03 \text{ rad/s}$$

La velocidad a la que sube el cable de elevación por el tambor es, por tanto:

$$V_{tambor} = \omega_{eje\ tambor} * R_{tambor} = 1,03 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0,25\text{m} = 0,257 \text{ m/s}$$

Con estas inercias y velocidades, la energía potencial total del sistema se traduce en:

$$Ec\ TOTAL = Ec\ Eje\ Motor + Ec\ Eje\ Tambor + Ec\ Masa = 4871,91 \text{ Julios}$$

$$Ec_{eje\ motor} = \frac{1}{2} * (I_{motor} + I_{freno} + I_{entrada\ reductor}) * \omega_{eje\ motor}^2 = 4528 \text{ Julios}$$

$$Ec_{eje\ tambor} = \frac{1}{2} * (I_{tambor} + I_{salida\ reductor}) * \omega_{eje\ tambor}^2 = 12,51 \text{ Julios}$$



$$Ec_{MASA} = \frac{1}{2} * (M) * V_{tambor}^2 = 331,4 \text{ Julios}$$

Para obtener la energía potencial de la masa suspendida, debida a la diferencia de altura durante los segundos que dura el frenado (de velocidad 0,257m/s a velocidad 0) se emplean las siguientes expresiones, en función de la aceleración y el tiempo de frenado:

$$V_f = 0 \frac{m}{s} = V_{tambor} + a_f * t_f = 0,257 + a_f * t_f$$

$$H_f = H_0 + V_{tambor} * t_f + \frac{1}{2} * a_f * t_f^2 = 0 + 0,257 * t_f + \frac{1}{2} * a_f * t_f^2$$

Por tanto, la energía potencial de la masa se traduce en:

$$Ep_{masa} = M * g * H_f = 10000Kg * 9,81 * H_f$$

Siendo el trabajo total igual a la suma de energías potencial y cinética:

$$W_{frenado} = Ec_{total} + Ep_{masa}$$

Y dicho trabajo de frenado, es igual al producto del par de frenado por el ángulo total que gira el tambor de freno durante el tiempo de frenado que estamos tratando de averiguar:

$$W_{frenado} = M_{frenado} * \Theta_f = 356Nm * \Theta_f$$

El ángulo de frenado se obtiene de las siguientes expresiones, en función del tiempo de frenado, de la velocidad angular en el eje motor y la aceleración angular en el frenado:

$$w_f = w_{eje\ motor} + \alpha_f * t_f = 154,5 \frac{rad}{s} + \alpha_f * t_f = 0$$

$$\Theta_f = \Theta_0 + w_{eje\ motor} * t_f + \frac{1}{2} * \alpha_f * t_f^2 = 0 + \frac{154,5\ rad}{s} * t_f + \frac{1}{2} * \alpha_f * t_f^2$$

Relacionando todo este sistema de ecuaciones, se obtiene un tiempo de frenado de 0,328 segundos, el cual podría considerarse un tiempo de frenado adecuado, al no ser demasiado elevado. De todas formas, por mayor seguridad, para reducir un poco dicho tiempo y a su vez aumentar el par de frenado se va a recalcular el apartado en función de un tiempo a nuestro gusto y elección.

Será necesario resolver este apartado bajo un enfoque distinto, determinando un tiempo de frenado y obteniendo un par de frenado para dicho tiempo. Para que deberá ser mayor al mayorado por el coeficiente K, para ser considerado como válido ($M_{frenado} > M_{motor} * K = 356Nm$)

De este modo, resulta más apropiado un tiempo de frenado entorno a los **0,2 segundos**, frecuentemente implementado en este tipo de aparatos. Ello conlleva una variación en el par de frenado que atiende a:

$$Ec_{TOTAL} = Ec_{Eje\ Motor} + Ec_{Eje\ Tambor} + Ec_{Masa} = 4871,91 \text{ Julios}$$

$$V_f = 0 \frac{m}{s} = V_{tambor} + a_f * t_f = 0,257 + a_f * 0,2s \rightarrow a_f = \frac{-0,257}{0,2} = -1,285 m/s^2$$



$$H_f = H_0 + V_{tambor} * t_f + \frac{1}{2} * a_f * t_f^2 = 0 + 0,257 * 0,2 + \frac{1}{2} * (-1,285) * 0,2^2 = 0,0257 m$$

$$Ep_{masa} = M * g * H_f = 10000kg * 9,81 * 0,0257 m = 2521,17$$

$$W_{frenado} = Ec_{total} + Ep_{masa} = 7393,1 Julios$$

$$w_f = w_{eje\ motor} + \alpha_f * t_f = 154,5 \frac{rad}{s} + \alpha_f * 0,2 = 0$$

$$\alpha_f = -\frac{154,5}{0,2} = -772,5 rad/s^2$$

$$\Theta_f = \Theta_0 + w_{eje\ motor} * t_f + \frac{1}{2} * \alpha_f * t_f^2 = 0 + 154,5 \frac{rad}{s} * 0,2 + \frac{1}{2} * (-772,5) * 0,2^2 \\ = 15,45 rad$$

$$M_{frenado} = \frac{W_{frenado}}{\Theta_f} = \frac{7393,1 Julios}{15,45 rad} = 478,52 Nm$$

De modo que, los parámetros de frenado serán: un tiempo de frenado de 0,2 segundos y un par de 479 Nm, válido ya que es superior al par mayorado (con el coeficiente K respecto al par motor) el cual tenía un valor de 356 Nm.

Teniendo en cuenta el par calculado, procedemos a la selección de un freno concreto dentro del catálogo de frenos de mordazas (o zapata externa) del fabricante “Vulkan”, especializado en elementos de máquinas de este sector. El modelo elegido es el FESA-13, el cual posee un tambor de diámetro 330 mm, unas zapatas de anchura 140 mm y un par de frenado máximo de 550 Nm.

En la Figura B.19. se muestran la geometría del freno, cuyas dimensiones y prestaciones están expuestas en la Tabla B.25 y Tabla B.26:

Modelo	E (mm)	Anchura Zapata (mm)	Par (Nm)	n _{max} (rpm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	F (mm)	F (mm)	I (mm)
FESA-13	330	140	550	1600	760	520	260	260	20,5	19	251

Tabla B. 25. Prestaciones y dimensiones freno de zapata FESA-13 de Vulkan

Tipo de activación	Tiempo de activación	Peso Kg	Tipo de freno
Resorte	< 0,2 s	140	Electromagnético

Tabla B. 26. Parámetros constructivos del freno de zapatas FESA-13 de Vulkan



ELECTROMAGNETIC DRUM BRAKE

FESA LINE
AISE 11 STANDARD

ELEKTROMAGNETISCHE TROMMELBREMSE

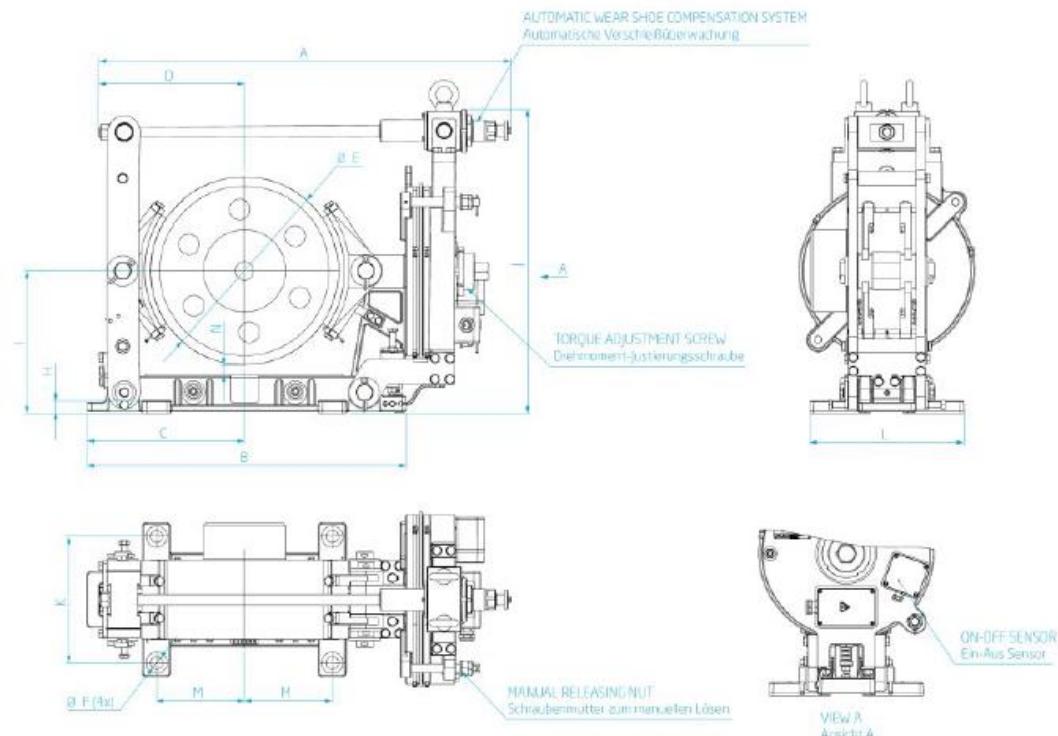


Figura B. 19. Freno FESA-13 acotado del catálogo de Vulkan

B.3.12 CÁLCULO DEL EJE TAMBOR

Para calcular los esfuerzos en dicho eje tendremos en cuenta el siguiente esquema de fuerzas (Figura B.20), en el que se puede observar que la longitud total del eje son 750mm, ya que en el cálculo del tambor se determinó una longitud para este de 650mm y se considera que los rodamientos (apoyos) se encuentran a 50mm cada uno de cada extremo del tambor.

Además, también se estimó con anterioridad que el valor de la fuerza perteneciente a cada uno de los dos ramales que se enrollan al tambor tenía un valor de 25153 N (2564kg*9,81). Dicha fuerza es aplicada sobre los ramales que se enrollan al tambor, separados a una distancia de 200mm.



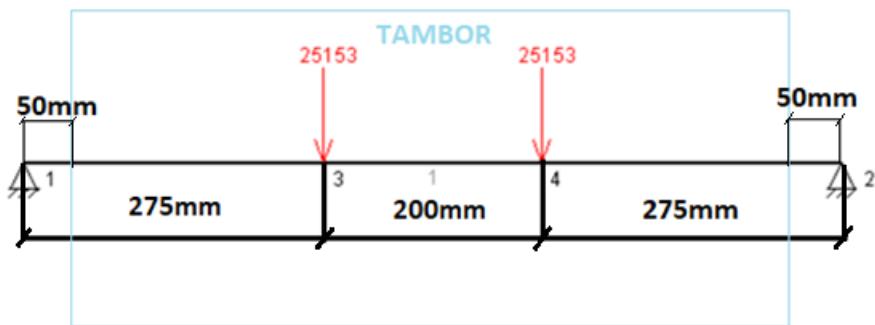


Figura B. 20. esquema de cargas en el tambor

Al ser un esquema completamente simétrico, al hacer equilibrio de fuerzas verticales y horizontales y de momento en el eje Z, en cada extremo se obtiene la misma reacción vertical de valor 25153N.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \text{No existen fuerza en el eje axial}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow Ra + Rb = 2 * 25153 = 50306N \rightarrow Ra = 50306N - Rb$$

$$\sum M_z|A = 0 \rightarrow Rb * 750mm = 25153N * 275mm + 25153N * 475mm$$

$$Rb = \frac{25153N * (275 + 475)mm}{750mm} = 25153N$$

$$Ra = 50306N - 25153N = 25153 N$$

Por tanto, se obtendrá un momento flector máximo en el centro (comprendido entre los dos ramales del tambor) de valor. Figura B.21:

$$M_{flector} = 25153N * x = 25153N * 275mm = 6917075 Nmm$$



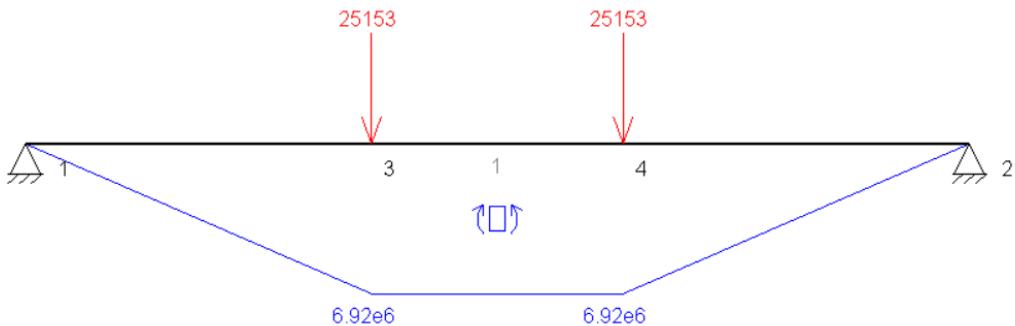


Figura B. 21. Diagrama de momento flector en el eje tambor

Por otra parte, el momento torsor máximo que sufre el eje tambor será del valor del par producido por el sistema de elevación en dicho eje, para vencer el producido por ambos cables. Su valor será de:

$$M_{torsor} = 2 * 25253N * R_{tambor} = 2 * 25153N * 250mm = 12.576.500 Nmm$$

Obteniendo el diagrama torsor mostrado en la Figura B.22 (Suponiendo que el eje de salida del conjunto motor-reductor y freno se acopla al eje tambor en el punto 2 del esquema):

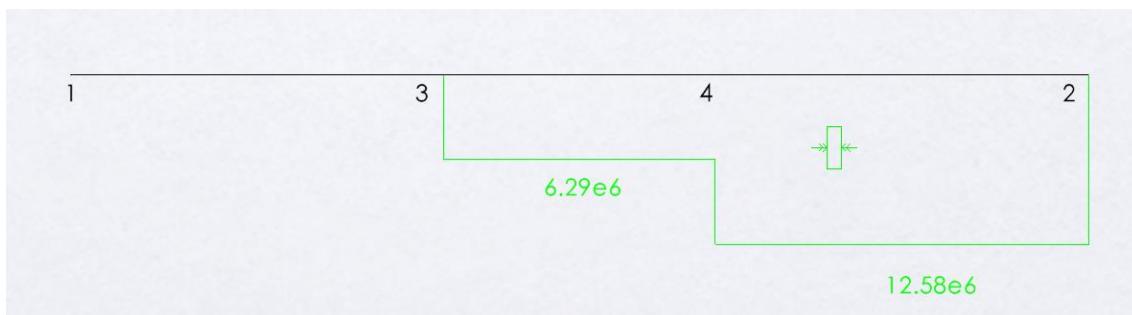


Figura B. 22. Diagrama momento torsor en eje tambor con motor-reductor acoplados a la derecha (punto 2)

Comprobando mediante los dos diagramas mostrados que el punto más desfavorable del eje sería el denominado como punto número 4, donde se ubican el mayor momento flector y torsor.

Se estima un coeficiente de seguridad para el eje de $C_s=2$. Ya que la mayoría de los ejes de transmisión suelen tener un coeficiente de seguridad de entre 1 y 2. Y atendiendo a algún catálogo de empresas del sector, como PPI (Precision Pulley & Idler) se supone un material de fabricación para el eje de acero AISI 1045. Un acero muy recurrente en la elaboración de ejes de transmisión. Dicho acero tiene un límite elástico de 310MPa.

Por tanto, la tensión equivalente siguiendo el criterio de Von Mises deberá tener un valor máximo de 155MPa, para cumplir con el coeficiente de seguridad 2 y siendo un acero AISI 1045:

$$C_s = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eqv}} \rightarrow \sigma_{eqv} = \frac{\sigma_{adm}}{2} = \frac{310 MPa}{2} = 155 MPa$$

Conocidos la tensión equivalente y los momentos flector y torsor, se determina el módulo resistente. Y con él se obtendrá finalmente el valor del diámetro para el eje:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 3\left(\frac{M_t}{2 * W_f}\right)^2}$$

$$W_f = \frac{\pi}{32} * D^3 = 83241 \text{ mm}^3$$

Deje = 95mm

B.3.13 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR

Ya se ha calculado en el apartado anterior las reacciones en los extremos del eje del tambor, obteniéndose un valor de 25153N en la dirección radial de los rodamientos a incorporar al sistema:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow \text{No existen fuerza en el eje axial}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow Ra + Rb = 2 * 25153 = 50306N \rightarrow Ra = 50306N - Rb$$

$$\sum M_z|A = 0 \rightarrow Rb * 750\text{mm} = 25153N * 275\text{mm} + 25153N * 475\text{mm}$$

$$Rb = \frac{25153N * (275 + 475)\text{mm}}{750\text{mm}} = 25153N$$

$$Ra = 50306N - 25153N = 25153 N$$

Recordando lo considerado en el apartado 2.5, de clasificación del mecanismo, se estima que el mecanismo de elevación del puente grúa trabaje (tenga una vida de) 36000 horas.

También es conocido que el eje de salida del reductor, es decir, el eje del tambor gira a 9,833rpm ($n_2 = n_1 / i = 1475\text{rpm}/150$)

Parámetros con los que se obtienen los millones de vueltas que gira el eje:

$$L_h = L * \frac{10^6}{n * 60}$$

$$L = L_h * n * \frac{60}{10^6} = 36000h * 9,833\text{rpm} * \frac{60}{10^6} = 21,24 \text{ millones de vueltas}$$



Como en los rodamientos solo va a existir carga radial y no axial:

$$\left. \begin{array}{l} X = 1 \\ Y = 0 \end{array} \right\}$$

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P = X * F_r = 1 * 25153N = 25153 N$$

De este modo la carga dinámica en el rodamiento será:

$$\frac{C}{P} = \sqrt[3]{L} = \sqrt[3]{21,24} = 2,77$$

$$C = 2,77 * P = 2,77 * 25153 N = 69658,58N = 69,66kN$$

Conociendo la carga dinámica a soportar por el rodamiento, de aproximadamente 70kN y el diámetro de eje de 95 mm (diámetro interno del rodamiento), podremos entrar a los catálogos de los diferentes fabricantes de rodamientos para buscar el que mejor se ajuste.

También habrá que tener en cuenta que la carga que soporta el rodamiento es puramente radial (no axial), siendo idóneos los rodamientos rígidos de bolas para estos casos.

Teniendo todos estos factores y datos en cuenta, acabamos seleccionando el **rodamiento rígido de una hilera de bolas 6219 del fabricante SKF**, el cual posee un diámetro interno de 95 mm, soporta una carga dinámica básica de 114 kN y una velocidad límite de 5000rpm.

B.4 CÁLCULO ELEMENTOS TRASLACIÓN DEL CARRO

B.4.1 PREDIMENSIONAMIENTO PERFILES PARA LAS VIGAS MÓVILES

Para llevar a cabo el predimensionamiento de los perfiles correspondientes a las vigas móviles del puente grúa, previo a la selección de carril y ruedas... Siguiendo el libro de “Los trasnsportes en la ingeniería industrial”, se debe llevar a cabo sobre estas un dimensionamiento siguiendo el criterio de rigidez, mediante el cálculo de su flecha máxima, teniendo en cuenta por tanto la situación más desfavorable para dicho estudio. Considerando estas como dos vigas de 15 metros biapoyadas, donde existe una carga puntual en el centro de esta, correspondiente a la mitad del peso del carro más la carga máxima que sostiene (al ser un puente grúa bicarril, el peso del carro se reparte entre las dos vigas móviles de forma equitativa) En la Figura B.23 de a continuación se muestra un esquema



Figura B. 23. Esquema carga del carro sobre viga móvil



En esta situación, el valor de la flecha máxima se corresponde con las siguientes expresiones:

$$f = \frac{PL^3}{48EI} \quad f < \frac{L}{250}$$

Por otra parte, estimamos el peso propio del carro en 1000kg, por tanto, al repartirse la carga total entre las dos vigas:

$$P = \frac{11000 * 9,81 N}{2} = 53955N$$

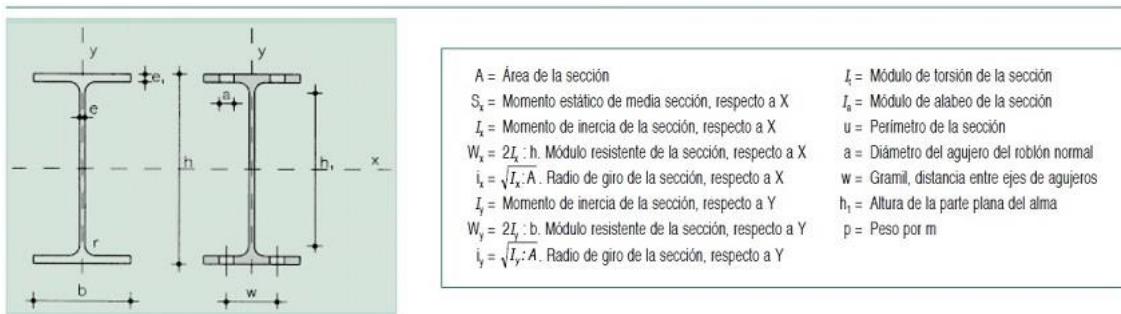
Teniendo en cuenta los siguientes valores:

$$E = 210 \text{ GPa} = 210000 \text{ N/mm}^2$$

L = 15000 mm

Igualando las dos expresiones de la flecha máxima, se obtiene un momento de inercia mínimo de $I = 301.088.169,6 \text{ mm}^4 = 30108,82 \text{ cm}^4$

Valor de inercia que deberá ser igual o superior por el del perfil IPE seleccionado de la Tabla B.27 de a continuación:



Perfil	Dimensiones							Términos de sección							Agujeros			Peso			
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _a cm ⁴	w mm	a mm	e ₂ mm	p kp/m	
IPÉ 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	0,721	118	—	—	3,8	6,00 C
IPÉ 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,30	19,7	171,0	34,2	4,07	15,90	5,79	1,24	1,140	351	—	—	4,1	8,10 C
IPÉ 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,20	30,4	318,0	53,0	4,90	27,70	8,65	1,45	1,770	890	35	—	4,4	10,40 C
IPÉ 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,40	44,2	541,0	77,3	5,74	44,90	12,30	1,65	2,630	1.981	40	11	4,7	12,90 C
IPÉ 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,10	61,9	869,0	109,0	6,58	68,90	16,70	1,84	3,640	3.959	44	13	5,0	15,80 P
IPÉ 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,90	83,2	1.320,0	146,0	7,42	101,00	22,20	2,05	5,060	7.431	48	13	5,3	18,80 P
IPÉ 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,50	110,0	1.940,0	194,0	8,26	142,00	28,50	2,24	6,670	12.990	52	13	5,6	22,40 P
IPÉ 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,40	143	2.770	252	9,11	205	37,3	2,48	9,15	22.670	58	17	5,9	26,20 P
IPÉ 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	39,10	183	3.890	324	9,97	284	47,3	2,69	12,00	37.390	65	17	6,2	30,70 P
IPÉ 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1.040	45,90	242	5.790	429	11,20	420	62,2	3,02	15,40	70.580	72	21	6,6	36,10 P
IPÉ 300	300	150	7,1	10,7	15	249	1.160	53,80	314	8.360	557	12,50	604	80,5	3,35	20,10	125.900	80	23	7,1	42,20 P
IPÉ 330	330	160	7,5	11,5	18	271	1.250	62,60	402	11.770	713	13,70	788	98,5	3,55	26,50	199.100	85	25	7,5	49,10 P
IPÉ 360	360	170	8,0	12,7	18	299	1.350	72,70	510	16.270	904	15,00	1.040	123,0	3,79	37,30	313.600	90	25	8,0	57,10 P
IPÉ 400	400	180	8,6	13,5	21	331	1.470	84,50	654	23.130	1.160	16,50	1.320	146,0	3,95	49,90	490.000	95	28	8,6	66,30 P
IPÉ 450	450	190	9,4	14,6	21	379	1.610	98,80	851	33.740	1.500	18,50	1.680	176,0	4,12	65,90	791.000	100	28	9,4	77,60 P
IPÉ 500	500	200	10,2	16,0	21	426	1.740	116,00	1.100	48.200	1.930	20,40	2.140	214,0	4,31	91,80	1.249.000	110	28	10,2	90,70 P
IPÉ 550	550	210	11,1	17,2	24	468	1.880	134,00	1.390	67.120	2.440	22,30	2.670	254,0	4,45	122,00	1.884.000	115	28	11,1	106,00 C
IPÉ 600	600	220	12,0	19,0	24	514	2.010	155,00	1.760	92.080	3.070	24,30	3.390	308,0	4,66	172,00	2.846.000	120	28	12,0	122,0 C

Tabla B. 27. Perfiles IPE extraído del catálogo de la asignatura de “TECI”

En el ANEXO C se incluye el catálogo completo de perfiles IPE.

Como observamos en la tabla, la inercia del IPE 450 es superior a la inercia límite calculada ($33740 \text{ cm}^4 > 30108,82 \text{ cm}^4$)

Pero por motivos de selección que se abordarán en el apartado de selección del carril, elegimos un perfil mayorado, en este caso el perfil IPE 600 ($I = 92.080\text{cm}^4$). Debido a que este posee una anchura del ala (b) de 220mm, coincidiendo con la anchura que forman la base y las fijaciones del carril A45, del que se habla en apartados posteriores.

B.4.2 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS PARA EL CARRO

El carro del puente grúa se compondrá de cuatro ruedas. Para su selección deberemos tener en cuenta el carril seleccionado, que es del Tipo Burbach A 45. Siguiendo las tablas del libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, para estos carriles hay tres opciones de ruedas que tengan las dimensiones apropiadas para rodar sobre un carril de anchura de cabeza de 45mm. Dichas ruedas son de diámetro 250mm, de 315mm o de 400mm. A las cuales les corresponde la siguiente carga máxima:

- D=250 mm → 2000kg
- D=315 mm → 3150kg
- D=400 mm → 5000kg

Descartando la de 250mm pues la masa del carro más la carga a elevar se estima en 11000kg:

$$\frac{11000\text{kg}}{4 \text{ ruedas}} = 2750 \frac{\text{kg}}{\text{rueda}} > 2000 \text{ kg}$$

Para seleccionarlas, en primer lugar, realizaremos el cálculo con la de dimensiones más reducidas (315 mm tras descartar la de 250mm) y si no cumplen, se comprobará con la posterior de mayor diámetro.

La expresión a tener en cuenta para llevar a cabo dicha comprobación es la siguiente:

$$R \leq P_{adm} c_2 c_3 d_1 (k - 2r_1) = R_{max}$$

Donde:

- P_{adm} : hace referencia a la compresión admisible entre rueda y carril. Estimamos que la resistencia a tracción mínima tanto del carril como de la rueda es menor de 690 N/mm², el valor que consideraremos como P_{adm} será de 5,6 N/mm²
- c_2 : es el coeficiente del número de revoluciones. Al considerar una rueda de diámetro 250mm y una velocidad de traslación de 20m/min, $c_2 = 1,06$
- c_3 : es el coeficiente de vida de la rueda. Estimado el trabajo total a realizar por el puente grúa en la jornada, el tiempo de trabajo del sistema de traslación de este podría rondar entre un 25 y un 40%, siendo c_3 para este caso de valor 1
- d_1 sería el diámetro de la rueda. En este caso de 315 mm
- k : anchura de la cabeza del carril. En este caso de 45 mm al ser un A 45
- r_1 : radio de redondeo de la cabeza del carril. En este caso de 4 mm.

- R es la carga en la rueda. Como el carro se compone de cuatro ruedas, la carga total: $(10000 + 1000)\text{kg} * 9,81\text{N/kg} = 107910\text{N}$ (considerando el peso total del carro de 1Tm), se reparte de forma igual en cada rueda. Por tanto: $R = 107910/4 = 26988,5\text{N}$

Teniendo en cuenta todo ello y la expresión, el valor obtenido como carga en la rueda máxima es de:

$$R_{max} = 5,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 1,06 * 1 * 315\text{mm} * (45 - 2 * 4)\text{mm} = 69.184,1\text{ N} > 26.988,5\text{ N} = R$$

Que al ser bastante mayor que el valor de carga (R) calculado, se traduce en la validez de emplear ruedas de diámetro 315 mm.

B.4.3 SELECCIÓN DEL MOTOR Y REDUCTOR DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN DEL CARRO

En primer lugar, calcularemos la velocidad angular en el eje de las ruedas motrices, teniendo en cuenta la velocidad de traslación deseada de 20m/min y el diámetro de dichas ruedas.

Por tanto, conociendo que el diámetro de las ruedas es 315mm ($R = 157,5\text{mm}$), la velocidad de giro será de:

$$w = \frac{V}{R} = \frac{20.000\text{ mm/min}}{157,5\text{mm}} = 126,98\text{ rad/min}$$

$$n = 126,98\text{rad/min} * \frac{1\text{rev}}{2\pi\text{ rad}} = 20,21\text{ rpm}$$

En segundo lugar, calcularemos el par y la potencia necesaria para conseguir desplazar el carro, puesto que ambos se tomarán como referencia a la hora de seleccionar un motor y un reductor.

El par de arranque requerido (M_A) se compone de la suma de par de aceleración del carro (M_b) y el par de resistencia a la rodadura (M_w), es decir:

$$M_A = M_w + M_b$$

El par de aceleración se puede calcular a raíz de la fuerza horizontal necesaria para mover el carro y el diámetro de las ruedas elegidas con anterioridad (315 mm).

La fuerza horizontal es igual a:

$$F_{horizontal} = \frac{P}{g} a$$

Y la aceleración se puede calcular teniendo en cuenta que la velocidad de traslación deberá ser de 20m/min (1/3 m/s). Según el libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, el tiempo de aceleración para la traslación del carro es de 4 segundos, por tanto:

$$a = \frac{v_f - v_0}{t_a} = \frac{0,333 - 0}{4s} = 0,0833\text{ m/s}^2$$

Por tanto, la fuerza horizontal es de:

$$F_{horizontal} = F_{motriz} = \frac{P}{g} a = \frac{11000kg * 9,81 N/kg}{9,81 m/s^2} * 0,833 \frac{m}{s^2} = 916,66N$$

Teniendo en cuenta la fuerza necesaria para desplazar el carro horizontalmente y que las ruedas motrices encargadas de llevar a cabo dicho desplazamiento poseen un diámetro de 315 mm, el par de aceleración es de:

$$M_{aceleración} = F_{motriz} * \frac{D}{2} = 916,66 N * 157,5 mm = 144373,95 Nmm = 144,37 Nm$$

Otra forma (equivalente) de obtener el par de aceleración, se corresponde con la fórmula siguiente, extraída del libro “Los transportes en la ingeniería industrial” Reduciendo la inercia de masas a desplazar, al eje motriz, o de salida del reductor:

$$M_b = \frac{\Sigma G D_2^2 * n_2}{375 t_a}$$

Donde:

- t_a es el tiempo de arranque, que para la traslación del carro se estima en 4 segundos
- $G D_2$ hace referencia a los pares de inercia del sistema, en este caso teniendo en cuenta el eje motriz (n_2). Se calcula así:

$$\Sigma G D_2^2 = \frac{(G_1 + G_2)}{\eta} * (d)^2 = \frac{(11000kg)}{0,61} * (0,315 m)^2 = 1789,3 kgm^2$$

Donde:

- d = es el diámetro de las ruedas motrices en metros, pues según indica el libro:

$$d = \frac{v_{tras} (\frac{m}{min})}{\pi * n_2}$$

- η es el rendimiento mecánico, correspondiéndole al reductor un rendimiento del 61% como veremos en el apartado siguiente.

Por tanto, se obtiene el siguiente par de aceleración:

$$M_b = \frac{\Sigma G D_2^2 * n_2}{375 t_a} = \frac{1789,3 * 20,21 rpm}{375 * 4s} = 24,1 kg * m = 236,4 Nm$$

Si aplicamos el rendimiento mecánico de 0,61 correspondiente al reductor sobre el par de aceleración que hemos calculado mediante la fuerza motriz y la aceleración, se obtiene un valor casi exacto al obtenido mediante la fórmula del libro. Lo cual verifica la exactitud del cálculo:

$$M_b = \frac{M_{aceleración}}{\eta} = \frac{144,37 Nm}{0,61} = 236,7 Nm$$

Por otro lado, para calcular el par resistente a la rodadura (que se corresponde con el par nominal de los catálogos de motores), empleamos las dos expresiones siguientes correspondientes al libro “Los transportes en la ingeniería industrial”:

$$P_w = \frac{(G_1 + G_2) * W * v_{tras}}{4,5 * 10^6 * \eta}$$

Donde:

- G_1 es la carga máxima por elevar, en nuestro caso de 10000kg
- G_2 es el peso propio del carro (motor, reductor, freno, estructura del carro, poleas, tambor, cable ...), lo estimamos en 1000kg
- W es el coeficiente de rozamiento, que al tratarse de cojinetes de rodamiento (en el tipo de rueda seleccionado) adquiere un valor de 7.
- V_{tras} es la velocidad de traslación del carro, de 20m/min
- η es el rendimiento mecánico. En principio solo consideraremos el rendimiento correspondiente al reductor, con un valor del 61%

$$M_w [daNm] = \frac{P_w [CV] * 716}{n_2 [rpm]}$$

- Donde n_2 hace referencia a la velocidad de giro en el eje motriz. Calculada anteriormente con un valor de 20,21 rpm

De modo que, al par de resistencia a la rodadura del carro en su movimiento de traslación le corresponde un valor de:

$$P_w = \frac{11000kg * \frac{9,81N}{kg} * \frac{daN}{10N} * 7 * 20m/min}{4,5 * 10^6 * 0,61} = 0,55 CV = 0,404 kW$$

$$M_w = \frac{P_w 716}{n_2} = \frac{0,55CV * 716}{20,21rpm} = 19,5 daNm = 195 Nm$$

Finalmente, se puede concluir que el par de arranque adquiere un valor de:

$$M_A = M_w + M_b = 195 + 236,7 Nm = 431,7 Nm$$

Como se puede intuir que el motor seleccionado será de cuatro polos y unas prestaciones de potencia no muy elevadas, su velocidad de giro en la salida rondará las 1400 rpm, teniendo en cuenta que la velocidad deseada es de 20,21 rpm, la relación de reducción oscilará entorno a un valor cercano a 70 ($i=n_1/n_2$). Por tanto, el par nominal en el motor deberá ser igual o mayor que:

$$i = \frac{M_2}{M_1}$$

$$M_{n,motor} = \frac{M_2}{i} = \frac{195 Nm}{70} = 2,786 Nm$$

Teniendo como referencia el valor de par nominal obtenido, de 2,786 Nm y teniendo en cuenta que las pérdidas por rendimiento (del 61%) ya se han tenido en cuenta a la hora de calcular dicho valor de referencia, entramos en el catálogo de CEMER a seleccionar un motor de 4 polos y eficiencia IE3, que cumpla los requisitos. Seleccionando el siguiente (Tabla B.28.):

TIPO	Potencia kW	Potencia CV	Mn Nm	n rpm	Rendimiento	Masa kg	J Kg/m2	M _A /M _n
IE3-MS 80 2	0,75	1	5,13	1390	80%	12,8	0,002285	2,2

Tabla B. 28. Prestaciones motor de traslación modelo IE3-MS 80 2 del catálogo de Cemer

Para el motor mostrado en la tabla anterior, la relación exacta de trasmisión del reductor debería ser la siguiente:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1390 \text{ rpm}}{20,21 \text{ rpm}} = 68,77$$

Por tanto, el reductor a acoplar al sistema deberá tener una relación de trasmisión de 70, al ser la más cercana posible a los 68,77. Esta vez la búsqueda del reductor se lleva a cabo en el catálogo de otro fabricante diferente al empleado para el sistema de elevación. Utilizando en esta ocasión el catálogo de la marca STM Italia, dentro de su apartado de "Standard Line", se elige un reductor por tornillo sin fin-corona con relación de trasmisión igual a 70, velocidad de giro en el eje de salida cercana a 1400rpm y potencia máxima por encima de las requeridas por nuestro sistema de traslación. Obteniendo el siguiente modelo de reductor descrito en la Tabla B.29:

Modelo	Relación de trasmisión	n ₁ rpm	P Kw	Rendimiento %	M _{n2} Nm	n ₂ rpm
RI 85	70	1400	0.9	61	261	20

Tabla B. 29. Prestaciones reductor sistema de traslación modelo RI 85 del catálogo "Standard Line" de STM Italia

A continuación, se llevan a cabo los cálculos pertinentes para comprobar que el motor y reductor elegidos cumplen con las prestaciones requeridas.

$$M_{n,2} = M_{n,1} * i * \eta = 5,13 \text{ Nm} * 70 * 0,61 = 219,05 \text{ Nm}$$

- Por tanto, el reductor seleccionado es correcto en términos de par. Puesto que el par de salida del reductor es inferior al máximo transmitible por el modelo de reductor seleccionado (según catálogo): M₂ = 219,05 Nm < M_{n2} = 261 Nm.

Por otro lado, teniendo en cuenta que la relación entre par de arranque y par nominal que ofrece el motor es de 2,2, comprobamos el par de arranque obtenido en el eje motriz. Para ello obviaremos el rendimiento en el reductor, puesto que el par de arranque que tomamos como referencia ha sido calculado teniendo en cuenta dichas pérdidas (mayorado al incluir el rendimiento en el denominador)

$$M_{a,2} = M_{n,1} * \frac{M_A}{M_n} * i = 5,13 * \frac{2,2}{1} * 70 = 790,02 \text{ Nm}$$

- Se obtiene un par de arranque mayor al realmente requerido ($790,02\text{Nm} > 431,7\text{Nm}$)
Por tanto es válida la elección del motor en términos de par motor, tanto nominal como de arranque.

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1390 \text{ rpm}}{70} = 19,86 \text{ rpm}$$

$$w_2 = 19,86 \text{ rpm} * 2\pi = 124,77 \text{ rad/min}$$

$$v_{traslación} = w_2 * R_{ruedas} = 124,77 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \frac{315 \text{ mm}}{2} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 19,65 \text{ m/min}$$

Por tanto, la velocidad de traslación del carro que se obtiene con el sistema motor reductor seleccionado sería de 19,65 m/min. Valor altamente cercano a los 20m/min deseados, considerando el mecanismo como válido.

B.5 COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL VIGAS PRINCIPALES

B.5.1 COMPROBACIÓN A RIGIDEZ

La comprobación a rigidez de los perfiles IPE 600 que conforman las vigas principales de la estructura del puente grúa se basa principalmente en el cálculo de la flecha máxima. Existiendo dos casos de carga: carga puntual central correspondiente a la carga en servicio y carga distribuida correspondiente al peso propio de los perfiles IPE y los carriles que los atraviesan. El primer caso viene caracterizado en la Figura B.24 y el segundo caso en la Figura B.25:



Figura B. 24. Viga móvil biapoyada con carga puntual del carro

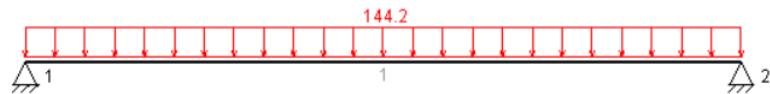


Figura B. 25. Viga móvil biapoyada con carga distribuida correspondiente a su peso propio y el del carril

El valor de ambas flechas será sumado y deberá ser inferior a la flecha límite:

$$f_1 + f_2 < \frac{L}{250} = \frac{15000\text{mm}}{250} = 60$$



De modo que procedemos al cálculo individual de cada una de las flechas:

- CASO 1: carga puntual equivalente a la carga en servicio, situada en el centro de la viga (situación más desfavorable) Cuya situación se corresponde con la mostrada en la Figura B.26 perteneciente al prontuario:

VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F centrada.	
Reacciones y solicitudes	
Reacciones:	$R_A = R_B = \frac{F}{2}$
Cortantes:	$V_{AC} = \frac{F}{2}$ $V_{CB} = -\frac{F}{2}$
Flectores:	$M_{AC} = \frac{F}{2}x$ $M_{CB} = \frac{F}{2}(L-x)$ $M_{\max} = M_C = \frac{FL}{4}$ para $x = \frac{L}{2}$
Deformaciones	
Giros:	$\varphi_A = -\frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_B = \frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_C = 0$
Elástica:	$y_{AC} = \frac{FL^2x}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2}\right)$ $y_{CB} = \frac{FL^2(L-x)}{12EI} \left(\frac{3}{4} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$
Flecha máxima:	$y_{\max} = y_C = \frac{FL^3}{48EI}$ para $x = \frac{L}{2}$

Figura B. 26. Fórmulas para viga biapoyada con carga puntual en el centro extraídas de prontuario de TECI

Correspondiéndole la expresión siguiente para obtener el valor de la flecha máxima:

$$y_{max} = \frac{F * L^3}{48 * E * I}$$

Donde:

- F es la carga en servicio máxima, es decir el peso propio del carro y las 10Tm máximas de carga útil a elevar. Estimado todo ello en 11000kg, al ser birail y existir dos vigas principales adquiere un valor de $F=11000*9,81/2=53.955$ N
- L es la luz del puente grúa, o lo que es lo mismo, la longitud de las vigas principales. Por tanto, $L = 15.000$ mm
- $E = 210Gpa = 210.000N/mm^2$
- I es la inercia del perfil IPE 600. $I = 92.080*10^4$ mm⁴

Sustituyendo valores:

$$y_{1,max} = \frac{F * L^3}{48 * E * I} = \frac{53955 * 15000^3}{48 * 210000 * 92080 * 10^4} = 19,62 \text{ mm}$$



- CASO 2: carga distribuida del peso propio del perfil y del carril que lo recorre (122kg/m y 22,2kg/m respectivamente. Cuya situación se corresponde con la mostrada en la Figura B.27 perteneciente al prontuario:

VIGA SIMPLE APOYADA: carga uniforme q en todo el vano.	
Reacciones y solicitudes	
	Reacciones: $R_A = R_B = \frac{qL}{2}$ Cortantes: $V_{AB} = q\left(\frac{L}{2} - x\right)$ $V_A = -V_B = \frac{qL}{2}$ Flectores: $M_{AB} = \frac{qx}{2}(L - x)$ $M_{\max} = \frac{qL^2}{8}$ para $x = \frac{L}{2}$
Deformaciones	
	Giros: $\varphi_A = -\frac{qL^3}{24EI}$ $\varphi_B = \frac{qL^3}{24EI}$ Elástica: $y_{AB} = \frac{qx}{24EI}(x^3 - 2Lx^2 + L^3)$ Flecha máxima: $y_{\max} = \frac{5qL^4}{384EI}$ para $x = \frac{L}{2}$

Figura B. 27. Fórmulas para viga biapoyada con carga distribuida perteneciente al prontuario de TECl

Correspondiéndole la expresión siguiente para obtener el valor de la flecha máxima:

$$y_{max} = \frac{5 * q * L^4}{348 * E * I}$$

Donde:

- q es el peso propio del perfil IPE 600 y del carril tipo Burbanch A45. Es decir:

$$q = \left(122 \frac{kg}{m} + 22,2 \frac{kg}{m}\right) * \frac{1m}{1000mm} * 9,81 \frac{N}{kg} = 1,42 N/mm$$
- L es la luz del puente grúa, o lo que es lo mismo, la longitud de las vigas principales. Por tanto, $L = 15.000 mm$
- $E = 210Gpa = 210.000N/mm^2$
- I es la inercia del perfil IPE 600. $I = 92.080 * 10^4 mm^4$

Sustituyendo valores:

$$y_{2,max} = \frac{5 * q * L^4}{348 * E * I} = \frac{5 * 1,42 * 15000^4}{348 * 210000 * 92080 * 10^4} = 5,33 mm$$

Por tanto, a la flecha total le corresponde un valor de aproximadamente 25 mm, inferior a la flecha máxima admisible:

$$f_{max} = f_1 + f_2 = y_{1,max} + y_{2,max} = 19,62mm + 5,33mm = 24,95 < \frac{L}{250} = \frac{15000mm}{250} = 60$$

Cumpliendo de este modo los perfiles IPE 600 seleccionados con la comprobación a rigidez.



B.5.2 COMPROBACIÓN A RESISTENCIA

B.5.2.1 MEDIANTE EL COEFICIENTE DE SEGURIDAD

En primer lugar, calculamos el coeficiente de seguridad existente en las vigas, a partir del momento flector máximo. Este se alcanzará en la situación más desfavorable posible, es decir, cuando la carga en servicio se encuentra en el centro de las vigas. Situación reflejada en la Figura B.28:

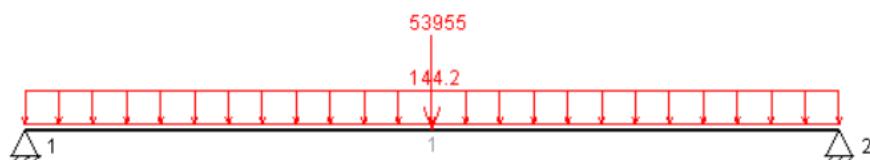


Figura B. 28. Viga móvil con carga distribuida de pesos propios de la viga y carril y peso puntual del carro cargado

Donde:

- La carga puntual de 53955 N se corresponde con la carga en servicio ($11000 * 9,81 / 2$)
- 144,2kg/m se corresponde con la carga distribuida debida al peso propio del perfil y el carril. Esta se puede simplificar, a la hora de calcular las reacciones en los apoyos por una carga puntual situada en el punto central de la viga de valor: $144,2 \text{kg/m} * 9,81 \text{N/kg} * 15 \text{m} = 21219,03 \text{ N}$. Y sumando los 53955N se consigue la situación mostrada en la Figura B.29



Figura B. 29. Situación de la Figura B.28 simplificada como carga puntual

Al ser simétrica, se obtiene el mismo valor de reacción tanto en el apoyo 1 como en el 2:

$$R_1 = R_2 = \frac{75174}{2} = 37587 \text{ N}$$



Una vez conocidas las reacciones, se pueden calcular los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector. Utilizando la herramienta MEF1 quedan representados así (verde cortante y azul flector):

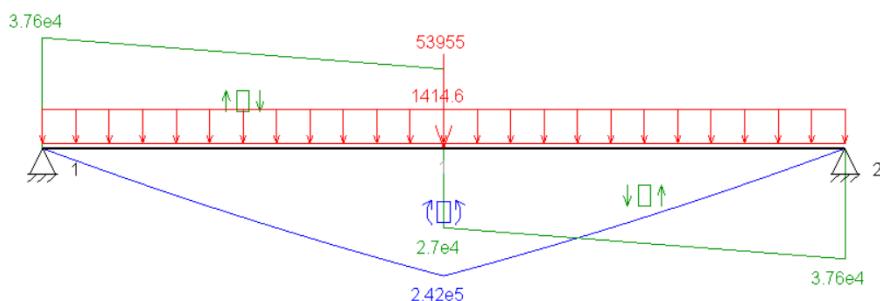


Figura B. 30. Diagramas momento flector (azul) y esfuerzo cortante (verde) en vigas móviles

Siendo el punto más desfavorable el central, al poseer mayor momento flector:

- $M_f = 2,42 \cdot 10^5 \text{ Nm}$

Con el flector y conociendo el área y módulo resistente del perfil IPE 600, se obtienen los esfuerzos de cortadura y de flexión en el punto central de la viga, obteniendo la tensión equivalente:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{2,42 \cdot 10^5 \text{ Nm} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{\text{m}}}{3070 \text{ cm}^3 \cdot \frac{1000 \text{ mm}^3}{\text{cm}^3}} = 78,83 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_f^2 * 3 * \tau_c^2} = 78,83 \text{ MPa}$$

Como el acero empleado en la fabricación de la estructura del puente grúa es acero estructural S275, el coeficiente de seguridad que se obtiene es de:

$$Cs = \frac{\sigma_e}{\sigma} = \frac{275 \text{ MPa}}{78,83 \text{ MPa}} = 3,5$$

B.5.2.2 MEDIANTE NORMATIVA

Una vez obtenido el coeficiente de seguridad, se comprueba la estructura a partir de las solicitudes según normativa FEM, apoyándose en las explicaciones del libro "Los transportes en la ingeniería industrial". Los tipos de solicitudes a tener en cuenta en estas estructuras son:

- **Solicitudes principales, ejercidas sobre la estructura del aparato supuesto en estado inmóvil y bajo el estado de carga más desfavorable.** Son las siguientes:

- Solicitaciones debidas a carga de servicio, es decir, peso de la carga útil más el peso propio del carro y sus elementos o accesorios como gancho, cuchara... Se les denomina con la letra S_L .
 - Solicitaciones debidas al peso propio, o peso de todos los elementos que componen la grúa a excepción de la carga de servicio. Se les denomina con la letra S_G
- **Solicitaciones debidas a movimientos verticales:** Provenientes de la manipulación de la carga de servicio, aceleraciones o desaceleraciones sobre el movimiento de elevación y choques verticales debido al rodamiento sobre las vías.
A la hora de calcular nos centraremos en el caso de las solicitudes causadas por la manipulación de la carga en servicio. Estas se tienen en cuenta calculando un factor denominado "coeficiente dinámico" (Ψ) que irá multiplicando a la carga en servicio (S_L)
Se calcula según la expresión siguiente:

$$\Psi = 1 + \varepsilon * V_L$$

Donde:

- V_L es la velocidad de elevación en (m/s) La nuestra, tras calcular el sistema de elevación es de 7,65 m/min, es decir, 0,1275 m/s
- ε es un coeficiente experimental, que en el caso de puentes-grúa y pórticos cobra un valor de 0,6

Por tanto:

$$\Psi = 1 + \varepsilon * V_L = 1 + 0.6 * 0,1275 = 1,0765$$

- **Solicitaciones debidas a movimientos horizontales:** En nuestro caso, al no existir esfuerzos horizontales en los diagramas de las vigas, no lo vamos a tener en cuenta.
- **Solicitaciones debidas a efectos climáticos:** como nuestra estructura se ubica en una nave interior, el aspecto climatológico no será un factor para considerar a la hora de calcular dichas solicitudes.

La normativa FEM empleada ofrece 3 distintas combinaciones de acciones para el cálculo de estructuras. Dichos casos son:

- CASO I: aparato en servicio sin viento
- CASO II: aparato en servicio con viento
- CASO III: aparato sometido a solicitudes excepcionales

Solo vamos a analizar el **CASO I**, al ser el caso general que aplica a nuestra estructura.

En este caso, la solicitud se mayorará atendiendo a la siguiente expresión:

$$[M * (S_G + \Psi S_L + S_H)] * Cs$$

- Donde M es un coeficiente dependiente del grupo al que pertenece el aparato. Al ser nuestro aparato del grupo M8 le corresponde un valor de M=1,2
- Cs es el coeficiente de seguridad, determinado en un valor de 1,5
- S_G son las solicitudes debidas al peso propio de la estructura (perfil+carril)
Calcularemos a continuación su valor.
- S_L son las solicitudes debidas a la carga en servicio. Calcularemos a continuación su valor.

- S_H son las solicitudes debidas a carga horizontal, que ya hemos dicho que no las teníamos en cuenta.

Por tanto, procedemos a calcular S_G . Como ya hemos visto, el peso distribuido de las vigas y los carriles se correspondía con la situación mostrada en la Figura B.27. Por tanto, la expresión correspondiente para el momento flector máximo (en el centro de la viga, $x=7,5$ m) es:

$$S_G \rightarrow M_{max} = \frac{q * L^2}{8} = \frac{(122 + 22,2) \frac{kg}{m} * \frac{9,81N}{kg} * (15m)^2}{8} = 39785,68 Nm$$

Y a su vez, S_L se calcula atendiendo a la Figura B.26 ya que se trata de la misma situación (carga puntual en el centro de la viga)

$$S_L \rightarrow M_{max} = \frac{F * L}{4} = \frac{53955N * 15m}{4} = 202331,25 Nm$$

Por tanto, el momento flector mayorado alcanza un valor de:

$$\begin{aligned} M_{f,mayorado} &= [M * (S_G + \Psi S_L + S_H)] * Cs = [1,2(39785,7 + 1,0765 * 202331,25)] * 1,5 \\ &= 463671,52 Nm = 463,67 kNm \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que W_f de nuestro perfil IPE 600 tiene un valor de 3070cm³:

$$\sigma = \frac{M_{f,mayorado}}{W_f} = \frac{463,67 kNm * \frac{1000N}{kN} * \frac{1000mm}{m}}{3070cm^3 * 1000 mm^3/cm^3} = 151,03 \frac{N}{mm^2} = 151,03 MPa$$

Por otro lado, teniendo en cuenta que la estructura se fabrica de acero estructural S275 cuyo límite elástico es de 275MPa y se le aplica un coeficiente parcial de seguridad de 1,05. El valor de resistencia elástica con el que comparar la tensión obtenida es de:

$$f_{yd} = \frac{275MPa}{1,05} = 261,9MPa$$

Lo cual evidencia que el perfil IPE 600 seleccionado cumple en cuanto a resistencia, concluyendo la comprobación exitosamente.

$$f_{yd} = 261,9MPa > 151,03 MPa = \sigma$$

B.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO

Teniendo en cuenta las tablas correspondientes a las dimensiones de los elementos de los sistemas de traslación y elevación que hemos elegido para incorporar al carro de nuestro puente grúa (expuestas en el ANEXO C), se obtienen los esquemas mostrados en las Figuras B.31 y B.32:

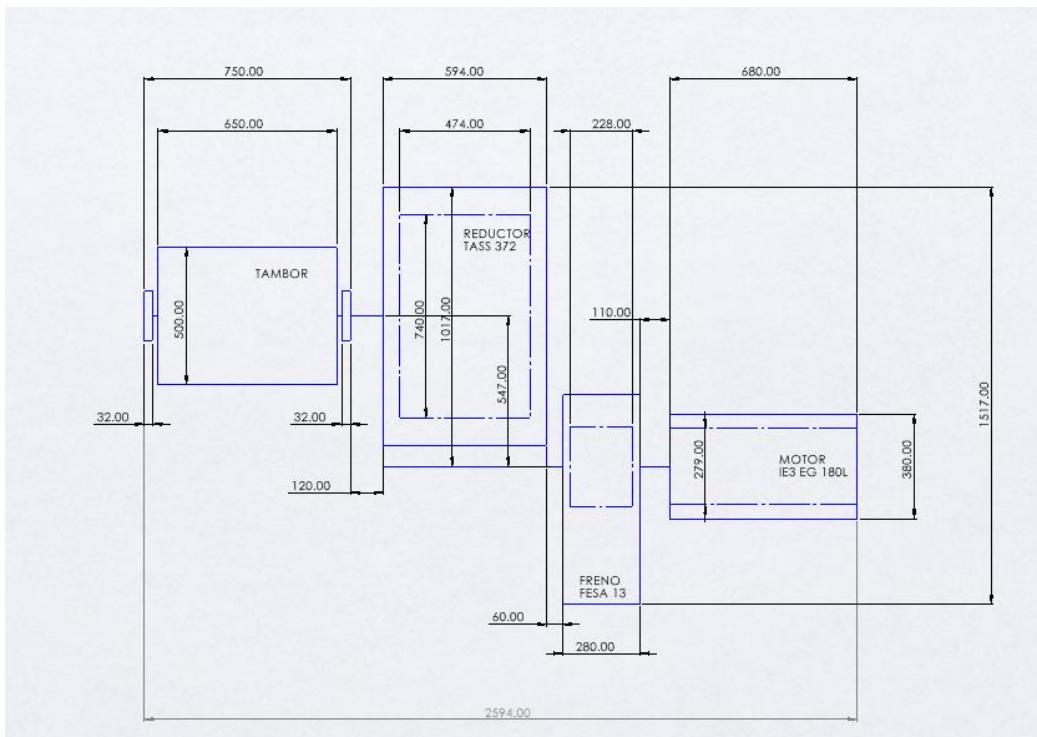


Figura B. 32. Esquema de componentes del sistema de elevación

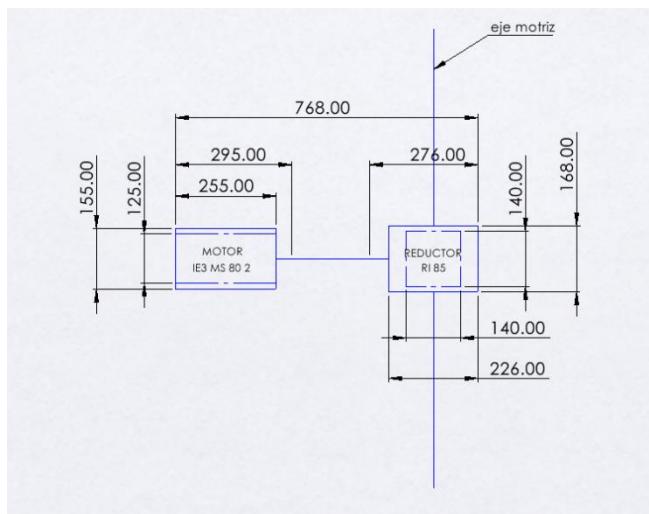


Figura B. 31. Esquema de componentes del sistema de traslación del carro

En función de estos esquemas, se diseña la disposición de travesaños constructivos del carro mostrada en las Figuras B.33 y B.34, donde enumeramos cada travesaño y asignamos una letra a cada punto para identificarlos a la hora de hacer el cálculo de cada uno.

Cálculo y diseño del sistema de elevación y carro de translación
transversal para un puente grúa de 10Tm

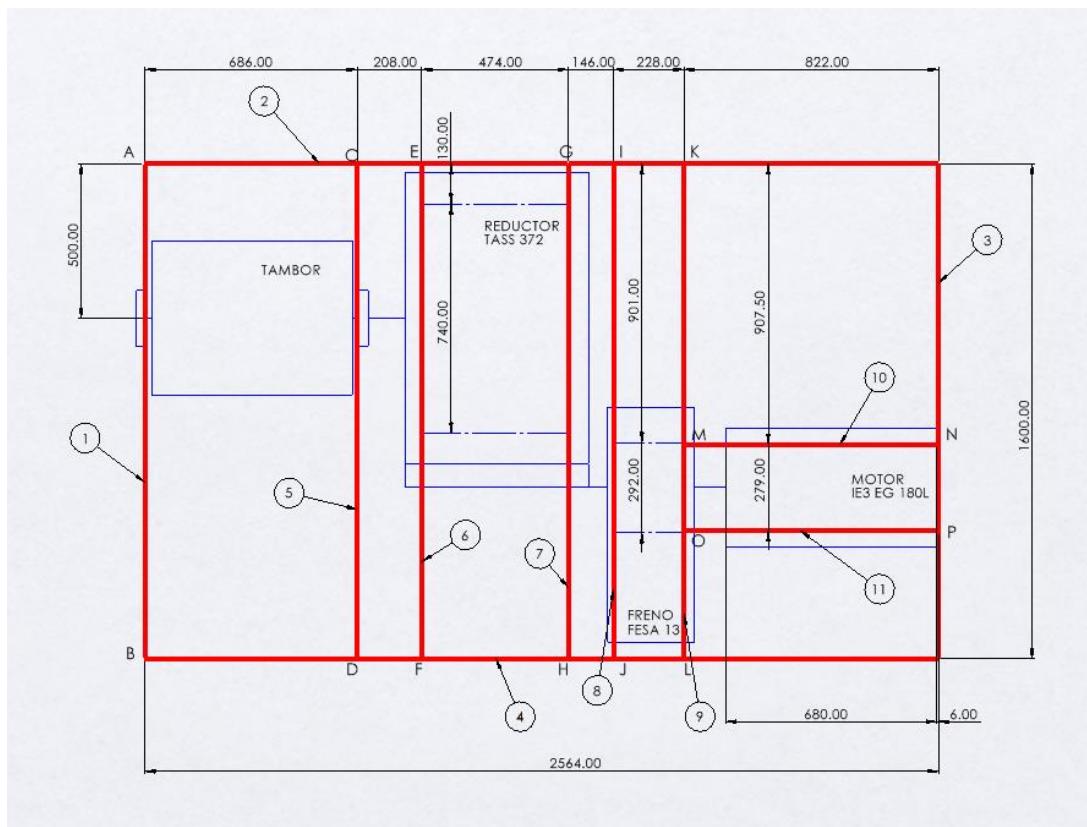


Figura B. 33. Esquema distribución largueros en estructura del carro para albergar elementos de elevación

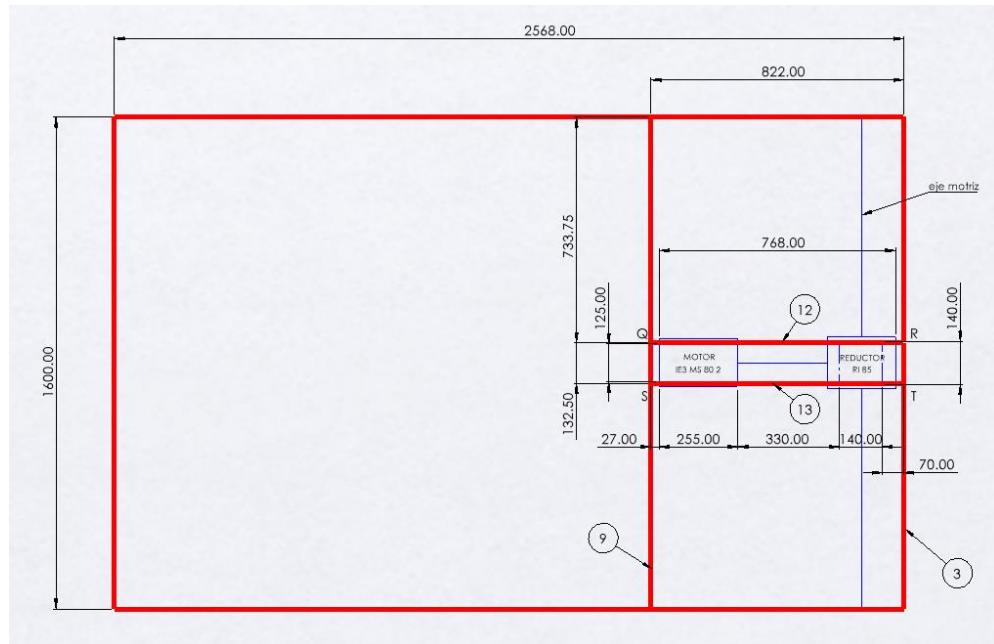
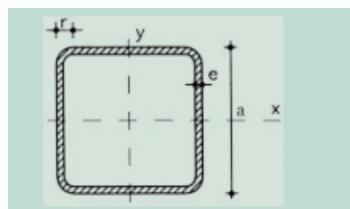


Figura B. 34. Esquema distribución largueros en estructura del carro para albergar elementos de translación



B.6.1 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO

En primer lugar, los perfiles empleados para conformar los travesaños del carro serán cuadrados y huecos (atendiendo a la Figura B.35) y de acero S460 ($\sigma_f = 460 \text{ MPa}$). Incluyendo en el ANEXO C el catálogo de perfiles cuadrados huecos empleados.



r	= Radio exterior de redondeo
u	= Perímetro
A	= Área de la sección
S	= Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y
I	= Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y
W	= $2I/d$. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y
i	= $\sqrt{I/A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y
It	= Módulo de torsión de la sección

Figura B. 35. Esquema de parámetros de perfiles cuadrados de la asignatura de "TECI"

Para obtener el perfil indicado de cada travesaño, supondremos estos como vigas biapoyadas en sus extremos y calcularemos su diagrama de momento flector en función de las cargas correspondientes a los elementos que sostienen. Como el límite elástico del material es de 460MPa y supondremos un coeficiente de seguridad de 3, la tensión equivalente para todos los travesaños será de:

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sigma_f}{Cs} = \frac{460 \text{ MPa}}{3} = 153,3 \text{ MPa}$$

Con todas estas aclaraciones, comenzamos a calcular los perfiles para cada travesaño.

TRAVESEAÑO 1

Tiene una longitud total de 1600mm y soporta la mitad del peso del tambor (153kg*9,81/2 = 750,465 N) y la reacción en uno de los extremos del eje tambor, donde existe un rodamiento (25148,67 N) Existiendo una carga puntual de aproximadamente 25900N a una distancia de 500mm del apoyo A. Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

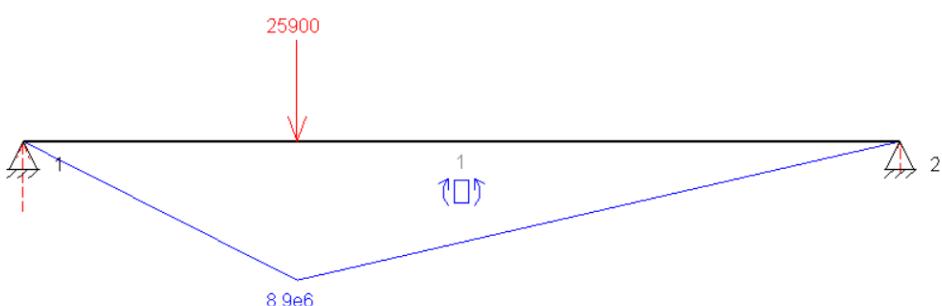


Figura B. 36. Momento flector en travesaño 1



Obteniendo unas reacciones de valor: $R_A = 17806,5 \text{ N}$ y $R_B = 8093,5 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{8,9 * 10^6 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ MPa}} = 58043,5 \text{ mm}^3 = 58,04 \text{ cm}^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #120.4 para el travesaño 1, con las siguientes características constructivas:

- $a = 120 \text{ mm}$
- $e = 4 \text{ mm}$
- $r = 10 \text{ mm}$
- $W = 66,2 \text{ cm}^3$

TRAVESAÑO 5

Este travesaño es igual al travesaño 1, ya calculado. Tiene una longitud total de 1600 mm y soporta la misma carga de 25900 N a una distancia de 500 mm del primer apoyo, en este caso el C. Por tanto, tiene el mismo diagrama de momento flector, correspondiéndole un perfil de #120.4 también.

Las reacciones en sus extremos, que tendrán importancia a la hora de calcular los travesaños 2 y 4, son las siguientes: $R_C = R_A = 17806,5 \text{ N}$ y $R_D = R_B = 8093,5 \text{ N}$

TRAVESAÑO 6

Tiene una longitud total de 1600mm y soporta la mitad del peso del reductor ($300\text{kg} * 9,81 / 2 = 1471,5\text{N}$) distribuidamente una longitud de 740mm. Dicha carga distribuida adquiere un valor de $q=1471,5\text{N}/740\text{mm} = 1,9885 \text{ N/mm}$ y comienza a una distancia de 130mm del apoyo E. Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

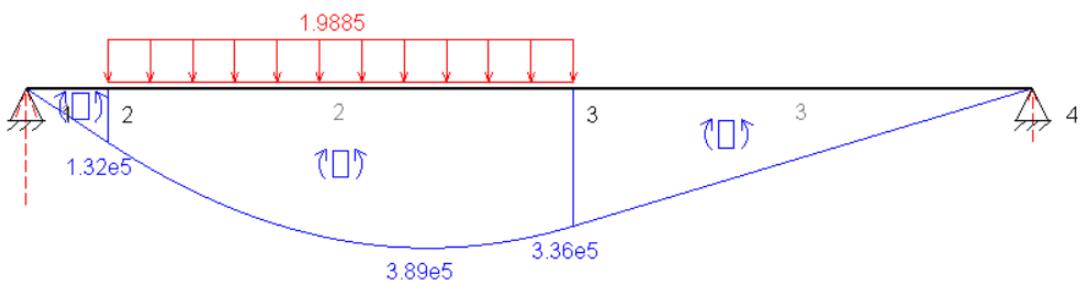


Figura B. 37. Momento flector en travesaño 6

Obteniendo las siguientes reacciones: $R_E = 1011,6 \text{ N}$ y $R_F = 459,8 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{3,89 * 10^5 Nmm}{153,3 MPa} = 2536,96 mm^3 = 2,54 cm^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #40.2 para el travesaño 6, con las siguientes características constructivas:

- $a = 40 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$
- $r = 5 \text{ mm}$
- $W = 3,4 \text{ cm}^3$

TRAVESAÑO 7

Al igual que pasaba entre los travesaños 1 y 5, los travesaños 6 y 7, al ser los encargados en este caso de soportar el peso del reductor, tienen la misma longitud y soportan la misma carga distribuida (mitad del peso del reductor a un travesaño y la otra mitad al otro)

Por tanto, el perfil seleccionado para el travesaño 7 será el #40.2 y sus reacciones serán de valor:
 $R_G = R_E = 1011,6 \text{ N}$ y $R_H = R_F = 459,8 \text{ N}$

TRAVESAÑO 8

Tiene una longitud total de 1600mm y soporta la mitad del peso del freno ($140\text{kg} * 9,81 / 2 = 686,7 \text{ N}$) distribuidamente una longitud de 292mm. Dicha carga distribuida adquiere un valor de $q=686,7\text{N}/292\text{mm} = 2,352\text{N/mm}$ y comienza a una distancia de 901mm del apoyo I. Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

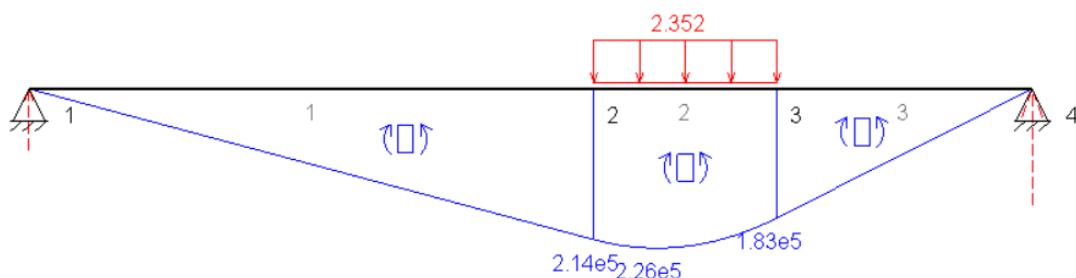


Figura B. 38. Diagrama flector del travesaño 8

Obteniendo las siguientes reacciones: $R_I = 237,34 \text{ N}$ y $R_J = 449,36 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{2,26 * 10^5 Nmm}{153,3 MPa} = 1474,23 mm^3 = 1,47 cm^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #40.2 para el travesaño 8, con las siguientes características constructivas:

- $a = 40 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$

- $r = 5 \text{ mm}$
- $W = 3,4 \text{ cm}^3$

De momento, no podemos afirmar que el Travesaño 9, que soporta la otra mitad de peso del freno de elevación, tendrá el mismo perfil que el 8, pues a este van las reacciones de los travesaños 10, 11, 12 y 13 (R_M , R_o , R_Q y R_S) Dejando el cálculo de este perfil para el final.

TRAVESAÑO 10

Si nos fijamos en la Figura B.33, el travesaño 10 debería tener una longitud total de 822mm, pero a dicha longitud hay que restarle la mitad del ancho del perfil del travesaño 9, que aún no ha sido calculado, pero posteriormente se verá que su ancho (a) será de 50mm.

Por tanto, la longitud total del Travesaño 10 será de 797mm ($822 - 25 = 797 \text{ mm}$) y este se encarga de soportar la mitad del peso del motor de elevación ($240\text{kg} * 9,81/2 = 1177,2 \text{ N}$) distribuidamente una longitud de 680mm. Dicha carga distribuida adquiere un valor de $q = 1177,2 \text{ N} / 680 \text{ mm} = 1,7311 \text{ N/mm}$ y comienza a una distancia de 111mm del apoyo M. Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

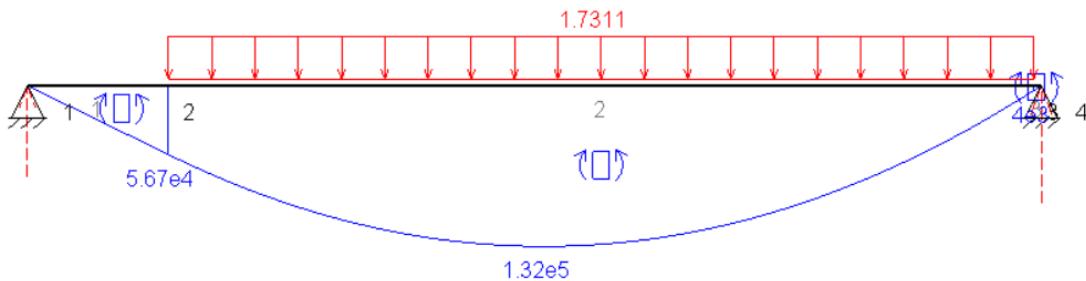


Figura B. 39. Diagrama flector del travesaño 10

Obteniendo las siguientes reacciones: $R_M = 511,06 \text{ N}$ y $R_N = 666,14 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{1,32 * 10^5 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ MPa}} = 861 \text{ mm}^3 = 0,86 \text{ cm}^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #40.2 para el travesaño 10, con las siguientes características constructivas:

- $a = 40 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$
- $r = 5 \text{ mm}$
- $W = 3,4 \text{ cm}^3$

TRAVESAÑO 11

Los travesaños 10 y 11, al ser los encargados en este caso de soportar el peso del motor de elevación, tienen la misma longitud y soportan la misma carga distribuida (mitad del peso del motor a un travesaño y la otra mitad al otro)

Por tanto, el perfil seleccionado para el travesaño 11 será el #40.2 y sus reacciones serán de valor: $R_O = R_M = 511,06 \text{ N}$ y $R_P = R_N = 666,14 \text{ N}$

TRAVESAÑO 12

Tendrá una longitud total de 822mm. Este se encarga de soportar la mitad de las cargas distribuidas correspondientes al peso del motor y el reductor de traslación:

$$\begin{aligned} - q_{motor} &= \frac{12,8kg * 9,81/2}{255mm} = 0,2462 \text{ N/mm} \\ - q_{reductor} &= \frac{112kg * 9,81/2}{140mm} = 3,924 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

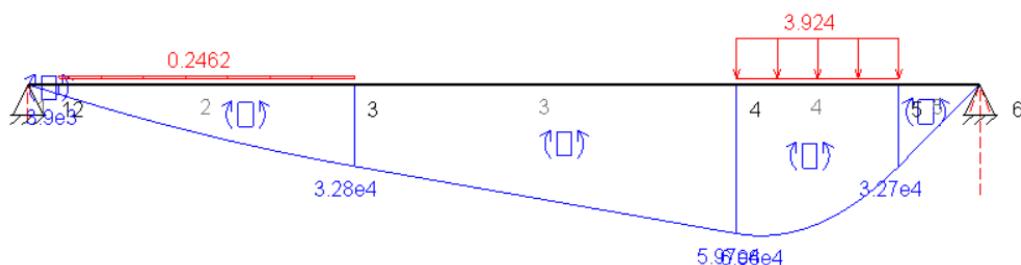


Figura B. 40. Diagrama de momento flector del travesaño 12

Donde el momento flector máximo es de $6,059 * 10^4 \text{ N/mm}$ y las reacciones de: $R_Q = 144,55 \text{ N}$ y $R_R = 467,6 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{6,059 * 10^4 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ MPa}} = 395,24 \text{ mm}^3 = 0,395 \text{ cm}^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #40.2 para el travesaño 10, con las siguientes características constructivas:

- $a = 40 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$
- $r = 5 \text{ mm}$
- $W = 3,4 \text{ cm}^3$

TRAVESAÑO 13

Los travesaños 12 y 13, al ser los encargados en este caso de soportar el peso del motor y reductor de traslación, tienen la misma longitud y soportan la misma carga distribuida (mitad del peso del motor y reductor a un travesaño y la otra mitad al otro)

Por tanto, el perfil seleccionado para el travesaño 13 será el #40.2 y sus reacciones serán de valor: $R_S = R_Q = 144,55 \text{ N}$ y $R_T = R_R = 467,6 \text{ N}$

TRAVESAÑO 9

Tiene una longitud total de 1600mm y soporta la mitad del peso del freno ($140\text{kg} * 9,81 / 2 = 686,7 \text{ N}$) distribuida uniformemente una longitud de 292mm. Dicha carga distribuida adquiere un valor de $q=686,7\text{N}/292\text{mm} = 2,352\text{N/mm}$ y comienza a una distancia de 901mm del apoyo I. También soporta las fuerzas relativas a las reacciones en los Travesaños 10, 11, 12 y 13 ($R_M=511,06 \text{ N}$, $R_O=511,06 \text{ N}$, $R_Q=144,55 \text{ N}$ y $R_S=144,55 \text{ N}$) Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

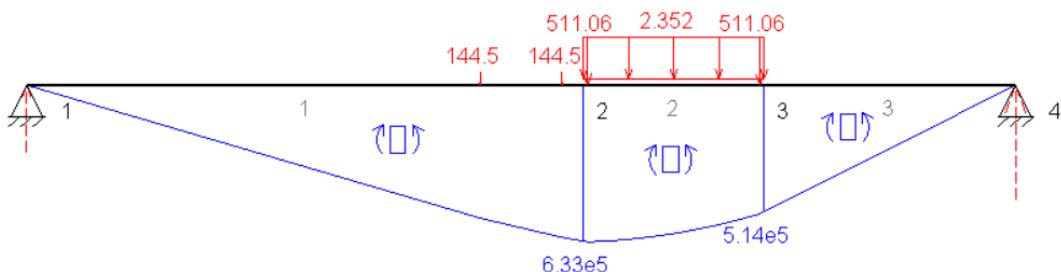


Figura B. 41. Diagrama de momento flector del travesaño 9

Obteniendo unas reacciones de: $R_K = 735,14 \text{ N}$ y $R_L = 1262,8 \text{ N}$

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{6,33 * 10^5 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ MPa}} = 4129,16 \text{ mm}^3 = 4,13 \text{ cm}^3$$

Seleccionamos finalmente un perfil #50.2 para el travesaño 9, con las siguientes características constructivas:

- $a = 50 \text{ mm}$
- $e = 2 \text{ mm}$
- $r = 5 \text{ mm}$
- $W = 5,57 \text{ cm}^3$



TRAVESAÑO 3

Tiene una longitud total de 1600mm y soporta las fuerzas relativas a las reacciones en los Travesaños 10, 11, 12 y 13 ($R_N=666,14\text{ N}$, $R_P=666,14\text{ N}$, $R_R=467,6\text{ N}$ y $R_T=467,6\text{ N}$) Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

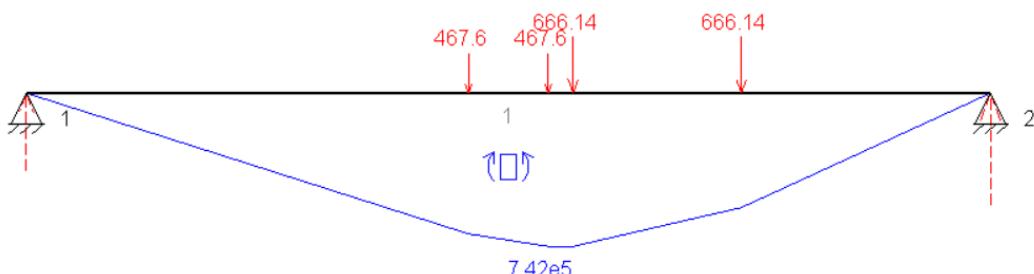


Figura B. 42. Diagrama de momento flector del travesaño 3

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{7,42 * 10^5 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ MPa}} = 4840,18 \text{ mm}^3 = 4,84 \text{ cm}^3$$

En este caso, por simetría en el carro, seleccionamos para el travesaño 3 el mismo perfil que para el travesaño 1, es decir un perfil #120.4. Aunque realmente en términos de módulo resistente valdría con uno mucho más pequeño.

TRAVESAÑO 2

Tiene una longitud total de 2568mm y soporta las fuerzas relativas a las reacciones en los Travesaños 5, 6, 7, 8 y 9 ($R_C=17806,5\text{ N}$, $R_E=1011,6\text{ N}$, $R_G=1011,6\text{ N}$, $R_I=237,34\text{ N}$ y $R_K=735,14\text{ N}$) Además soporta la carga correspondiente a la polea de compensación de valor 50297,34 N ($2*25148,67$) a una distancia de 347 mm del apoyo A (a la altura central del tambor). Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

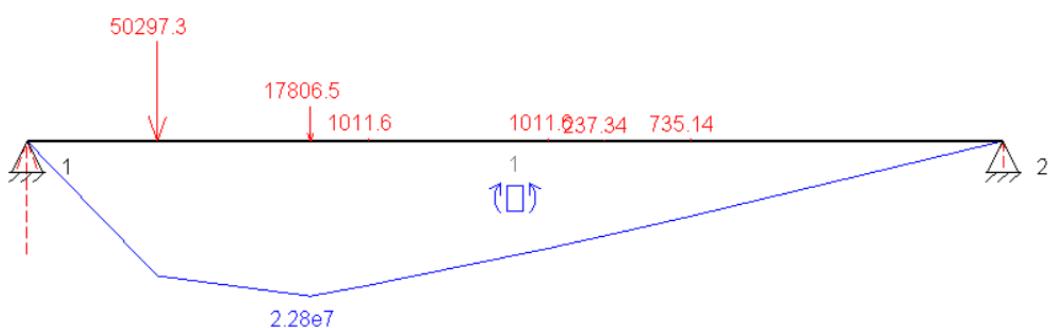


Figura B. 43. Diagrama de momento flector del travesaño 2

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{2,28 * 10^7 Nmm}{153,3 MPa} = 148727,98 mm^3 = 148,73 cm^3$$

Seleccionamos para el travesaño 2 el perfil #160.6, con las siguientes características constructivas:

- $a = 160 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $r = 15 \text{ mm}$
- $W = 173 \text{ cm}^3$

TRAVESAÑO 4

Tiene una longitud total de 2568mm y soporta las fuerzas relativas a las reacciones en los Travesaños 5, 6, 7, 8 y 9 ($R_D=8093,5 \text{ N}$, $R_F=459,8 \text{ N}$, $R_H=459,8 \text{ N}$, $R_J=449,36 \text{ N}$ y $R_L=1262,8 \text{ N}$) Resultando el siguiente diagrama de momento flector:

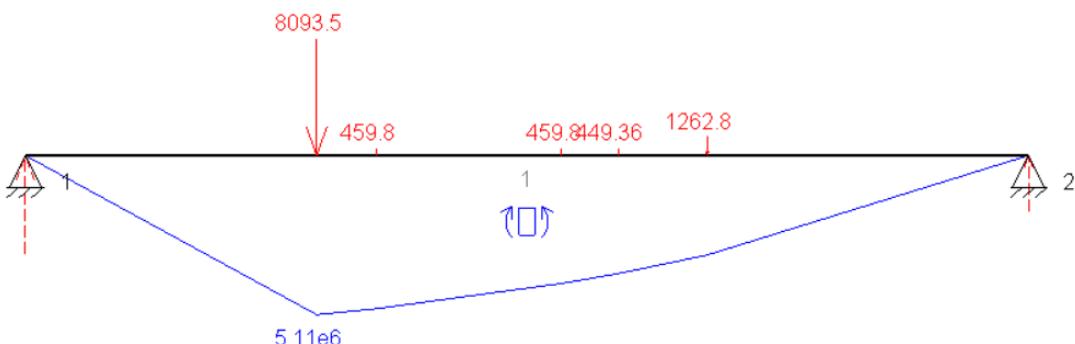


Figura B. 44. Diagrama de momento flector del travesaño 4

Por tanto, el módulo resistente mínimo que debe tener el perfil del larguero será de:

$$W_f = \frac{M_{f,max}}{\sigma_{eqv}} = \frac{5,11 * 10^6 Nmm}{153,3 MPa} = 33333,33 mm^3 = 33,33 cm^3$$

Aunque en este caso, por simetría emplearemos para el travesaño 4, el mismo perfil empleado en el travesaño 2, es decir, un perfil #160.6.

Quedando todos los perfiles de los travesaños que componen la estructura del carro definidos, en la Tabla B.30 se indica el perfil para cada travesaño a modo de resumen.

TRAVESAÑO	PERFIL (acero S460)
1	#120.4
2	#160.6
3	#120.4
4	#160.6
5	#120.4
6	#40.2
7	#40.2
8	#40.2
9	#50.2
10	#40.2
11	#40.2
12	#40.2
13	#40.2

Tabla B. 30. Resumen de los perfiles de cada travesaño

B.6.2 MODELADO DE LA ESTRUCTURA

Una vez determinados los perfiles de cada travesaño y conociendo la distribución que deberán llevar atendiendo a los esquemas de las Figuras B.33 y B.34 se modela la estructura del carro en el programa informático SOLIDWORKS.

Para ello, en primer lugar, se construye cada uno de los travesaños, dibujando su perfil correspondiente atendiendo a sus medidas (a , r y e) y se extruye con la longitud que corresponda a cada travesaño.

Posteriormente, se ensamblan todos los travesaños formando un conjunto representativo de la estructura del carro, basándonos en la distribución y acotación de los esquemas de las Figuras B.32 y B.31.

En último lugar, se añaden unas “planchas” con las dimensiones correspondientes a las bases de los elementos que se apoyan en los travesaños (motores, reductores y freno) y se ubican en su posición correspondiente. Además de añadir cuatro apoyos en los extremos, correspondientes a las ruedas del carro. Finalmente, el modelo obtenido se refleja en la Figura B.45:



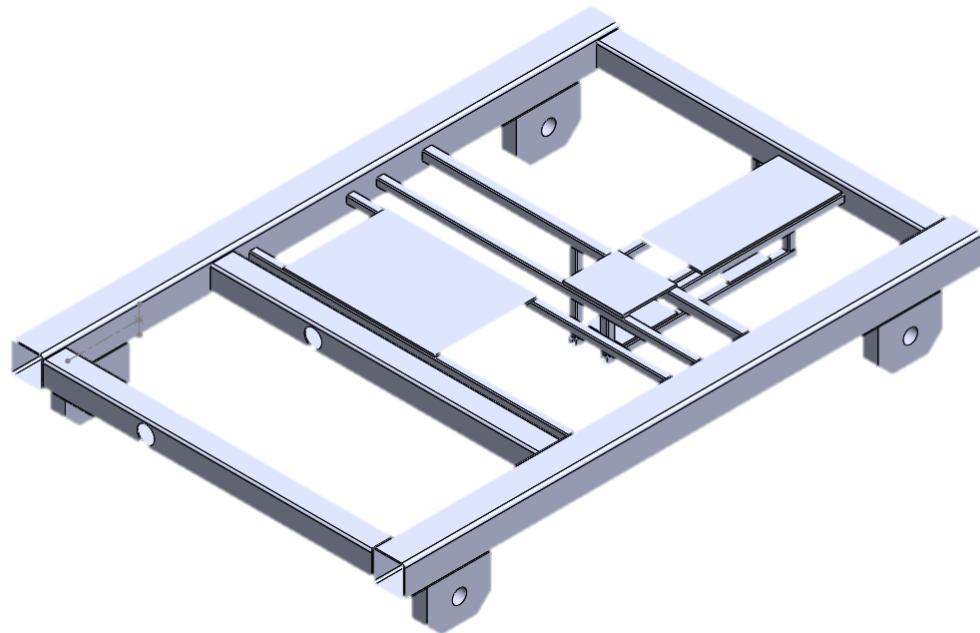


Figura B. 45. Modelo de la estructura del carro

6.B.3 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA

Una vez construida la estructura, en el siguiente paso debe ser simularla en SOLIDWORKS. Para ello, es sometida a un análisis estático, donde se deben definir parámetros como:

- El material de las piezas: se crea e introduce el material de acero estructural S460 (límite elástico de 460MPa)
- Conexiones entre elementos: considerando el ensamblaje completo como una unión rígida.
- Sujeciones: se define la sujeción denominada “bisagra fija” en cada uno de los apoyos para las ruedas (en el orificio para los ejes de estas)
- Cargas externas: se definen todas las fuerzas que afectan al conjunto, estas son:
 - Fuerza de la polea de compensación en el punto definido como “punto 1” dentro del Travesaño 2, con un valor de 50297,43 N
 - Fuerzas en los orificios de los travesaños 1 y 5 correspondientes a los extremos del eje tambor, donde irían ubicados los rodamientos que hemos seleccionado con anterioridad (diámetro de 95 mm). Por un valor de 25900 N en cada travesaño afectado.
 - Fuerza correspondiente al peso del reductor del sistema de elevación, por un valor de 2943 N (300kg) ubicado en la plancha apoyada sobre los travesaños 6 y 7.
 - Fuerza correspondiente al peso del freno del sistema de elevación, por un valor de 1373,4 N (140kg) ubicado en la plancha apoyada sobre los travesaños 8 y 9.

- Fuerza correspondiente al peso del motor del sistema de elevación, por un valor de 2354,4N (240kg) ubicado en la plancha apoyada sobre los travesaños 10 y 11.
- Fuerza correspondiente a los pesos del motor y del reductor del sistema de translación, por un valor de 125.568 N (12,8kg) y 1098,72 N (112kg) respectivamente, ubicados en las planchas apoyadas sobre los travesaños 12 y 13.
- Malla: empleamos una malla basada en curvatura para todo el conjunto de la estructura, con el acabado más fino posible debido a los pequeños espesores que poseen los perfiles y en especial los redondeos de sus esquinas. Automáticamente el programa emplea una malla más gruesa para las planchas y apoyos de las ruedas, al ser elementos con un espesor mayor y con una geometría menos detallada de menor complejidad a la hora de calcular. (como este modelo no será el definitivo, cuando se obtenga dicho modelo se detallarán los parámetros y detalles de la malla)

En las Figuras B.46 y B.47 se representa el conjunto mallado y con las cargas y condiciones de contorno que se han enunciado a lo largo de este punto.

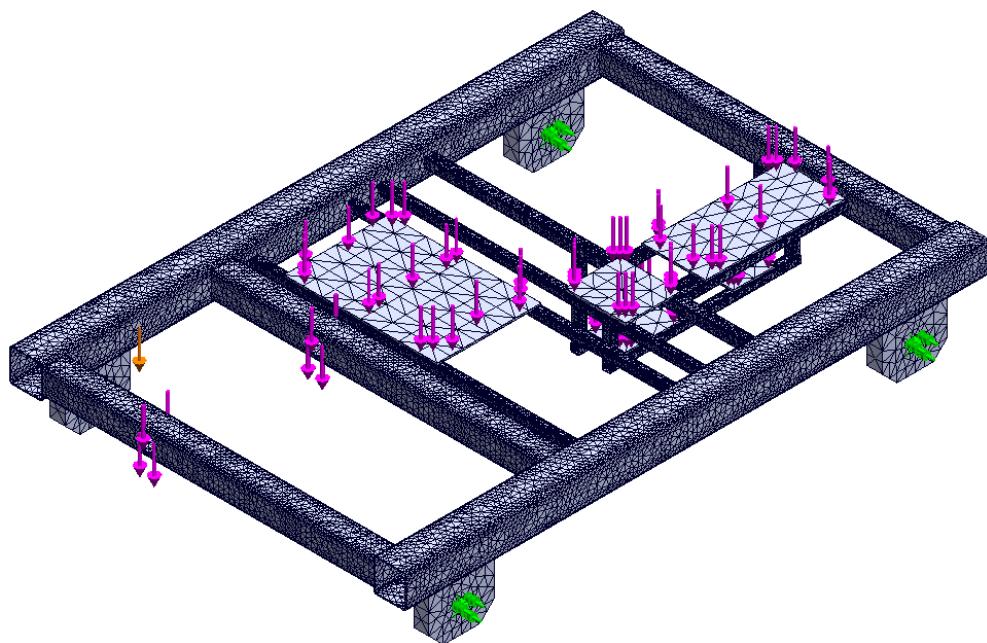


Figura B. 46. Modelo mallado y con cargas

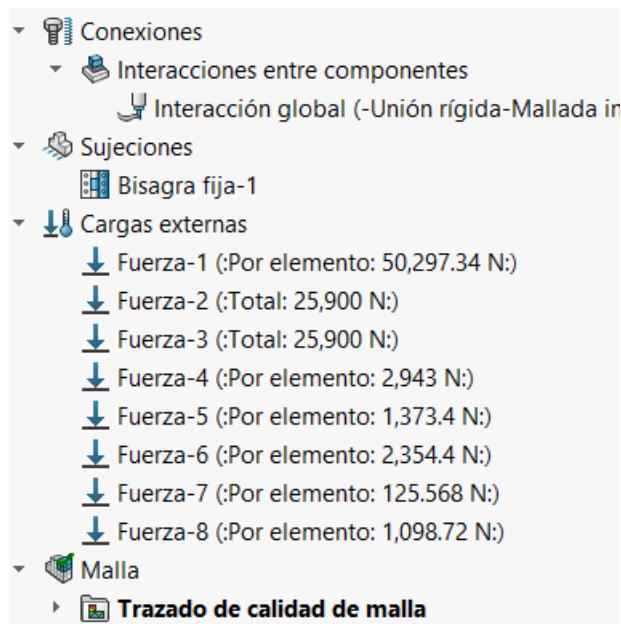


Figura B. 47. Definición de las cargas y sujeteciones en SolidWorks

Tras llevar a cabo todas estas condiciones en el modelo, se somete a la ejecución del análisis estático correspondiente. Obteniendo los resultados de tensión (Von Misses) mostrados en la Figura B.48 y de desplazamientos mostrados en la Figura B.49, ambos con una escala de deformación de 10, puesto que a escala real no se aprecian los desplazamientos en la estructura.

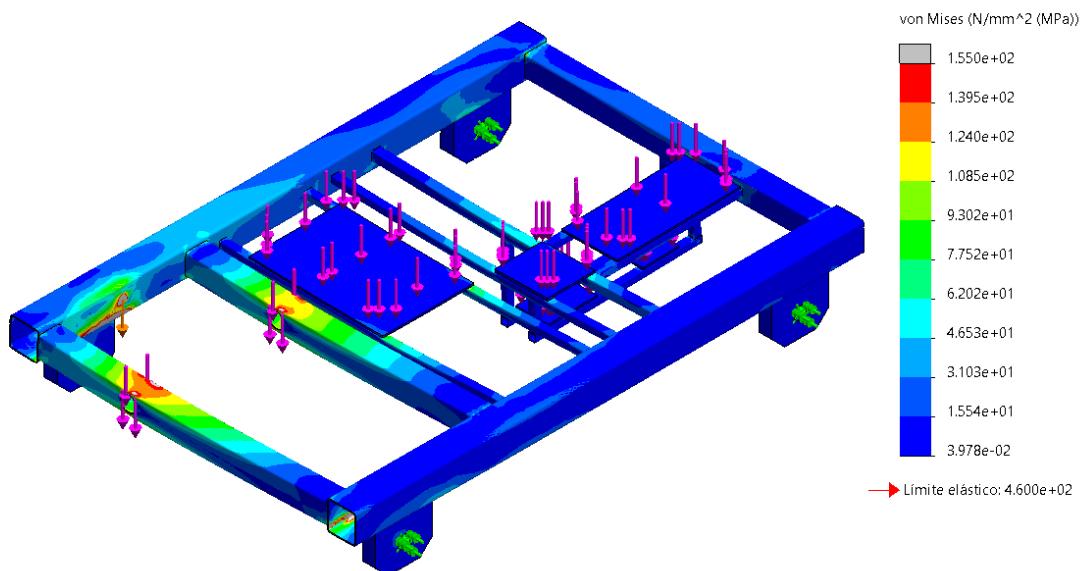


Figura B. 48. Resultado de tensiones del modelo



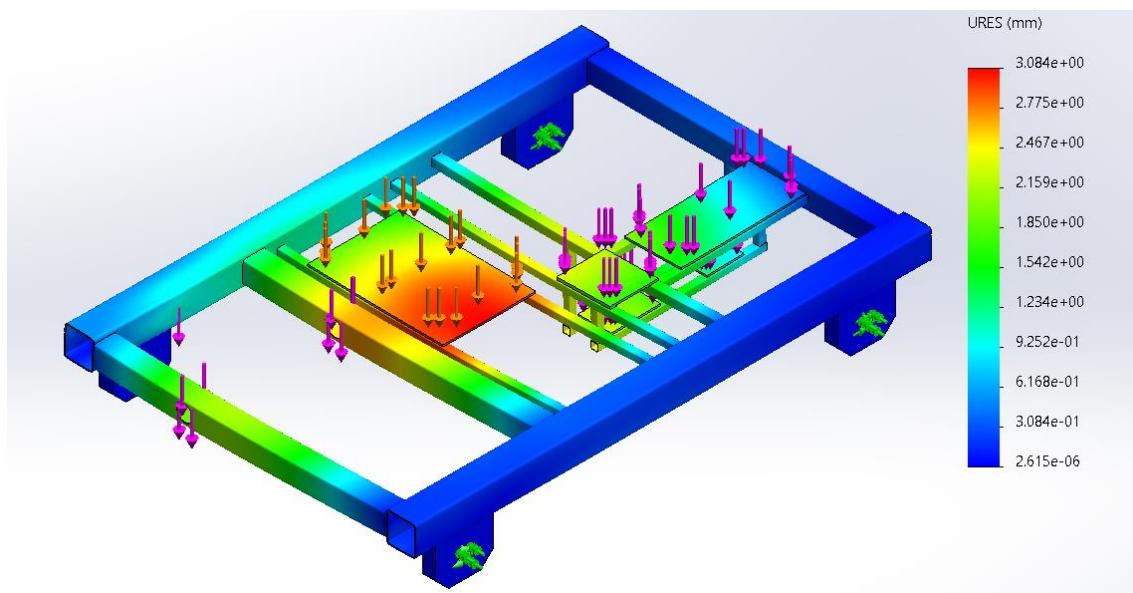


Figura B. 49. Resultados en desplazamientos del modelo

El siguiente paso a llevar a cabo tras la obtención de los resultados es el análisis de estos. En cuanto a los desplazamientos, los resultados son correctos, obteniendo un desplazamiento máximo de 3 mm (zonas en color rojo/anaranjado) en la zona central de la estructura. Este valor es menor que el admisible de L/250 ($1600/250 = 6,4$) y por ello se puede considerar como válido. En cambio, en cuanto a las tensiones, si bien es cierto que se podrían considerar los resultados como buenos, al no existir grandes zonas con una tensión superior a la admisible (153,5MPa) Se observan varias áreas, representadas en color gris, cuya tensión es superior a la tensión máxima admisible. Mostrando dichas áreas en las Figuras B.50, B.51, B.52 y B.53.

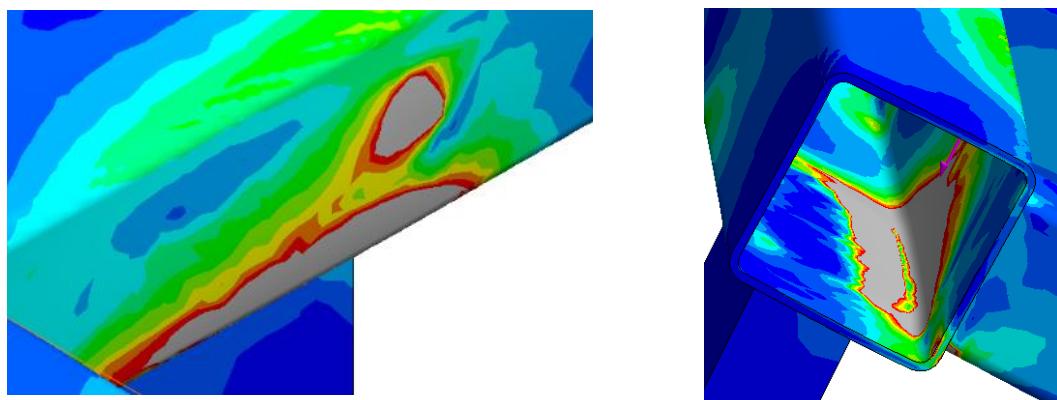


Figura B. 50. Tensiones en zona próxima a polea de compensación

Figura B. 51. Tensiones en zona próxima a polea de compensación (interior del perfil del larguero 2)



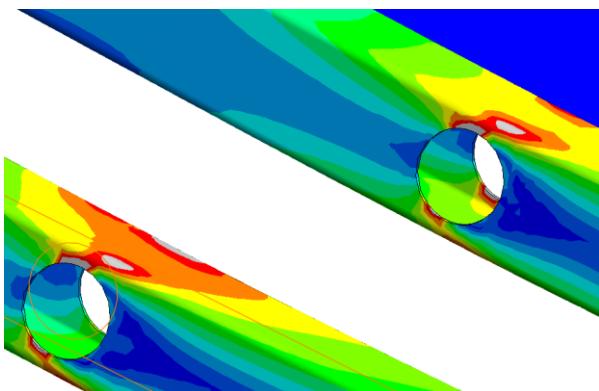


Figura B.52. Tensiones en orificio del eje tambor

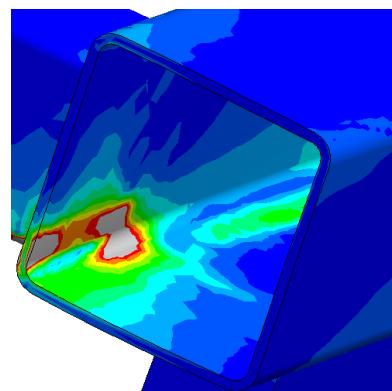


Figura B.53. Tensiones en larguero 4

Es por ello por lo que para mejorar la estructura se debe incorporar algún elemento que reduzca el valor de dichas tensiones.

Alguna de esas soluciones podría ser la introducción de unas “ménsulas” en las uniones entre los travesaños 1 y 5 con los travesaños 2 y 4. Otra opción sería introducir una serie de rigidizadores en el interior de los perfiles de estos largueros, especialmente en las zonas cercanas a las de máxima tensión. En caso de que ninguna de estas soluciones tuviese efectos satisfactorios a la hora de reducir las tensiones en la estructura, cabría la opción de aumentar el perfil de los travesaños afectados por otro de mayor módulo resistente. En todo caso procedemos al estudio de estas:

SOLUCIÓN 1: INCORPORACIÓN DE MÉNSULAS

Se incorpora una ménsula bajo cada extremo de los travesaños 1 y 5, conectándolos con la 2 y la 4. Obteniendo los resultados mostrados en las Figuras B.54, B.55 y B.56.

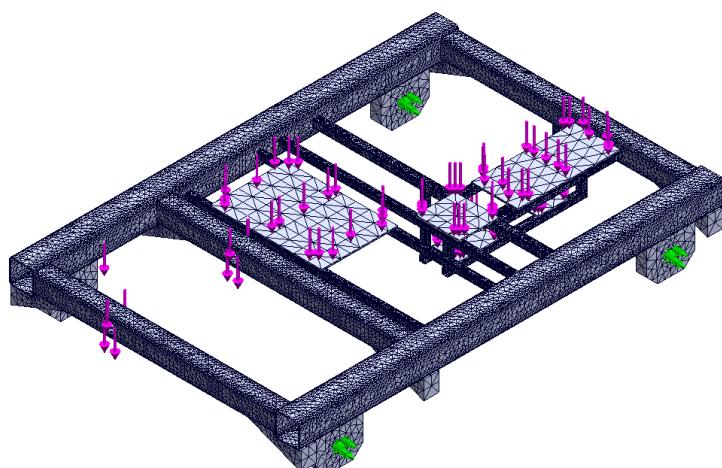


Figura B.54. Estructura del carro mallada tras 1^a modificación



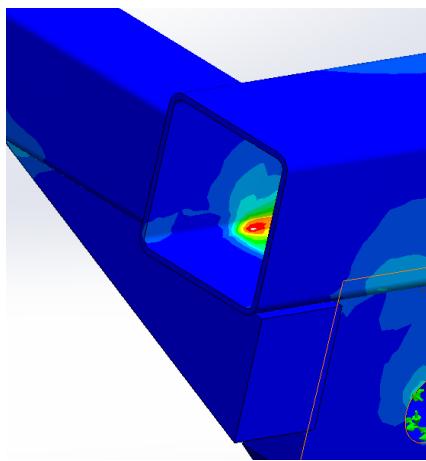


Figura B. 55. Tensión en interior de larguero 4, zona de unión con larguero (1^a corrección)

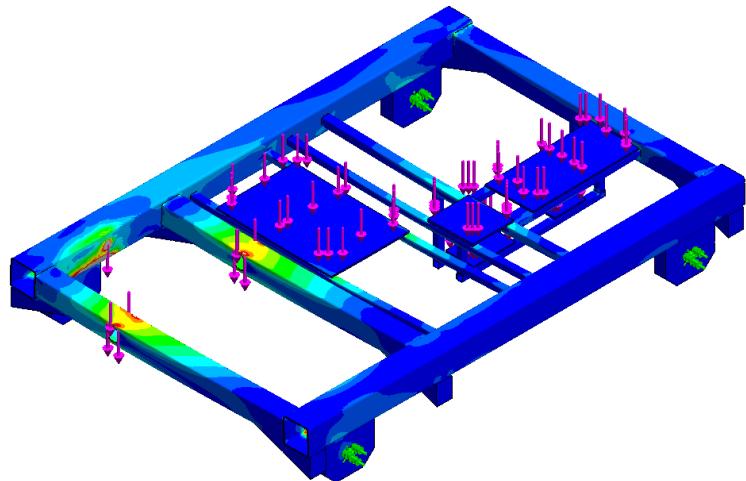


Figura B. 56. Tensiones en la estructura del carro tras 1^a modificación

Observamos que las tensiones se reducen ligeramente en los largueros 1, 5 y 4. Aunque en el larguero 2, encargado de sostener a la polea de compensación las tensiones superiores a los 153,3MPa permanecen prácticamente intactas. Por ello buscaremos introducir rigidizadores dentro de los perfiles de los travesaños.

SOLUCIÓN 2: INCORPORACIÓN DE RIGIDIZADORES

Se opta por introducir unas planchas, de dimensiones iguales a las del perfil interno del travesaño 2 y con un espesor de 7 mm, dentro de este a modo de rigidizador. Se colocan tres a una misma distancia en el travesaño 2 y dos en el travesaño 4, en el punto medio en el que se unen los travesaños 5 y 6 con el 4.

En los travesaños 2 y 5 también se colocan rigidizadores, pero de las dimensiones del perfil interno de estos, introduciendo dos en cada uno de los travesaños. Posicionando uno a cada lado del orificio reservado para el eje tambor, enfrentados a unos 200mm. Los resultados obtenidos tras simular la estructura es la mostrada en las Figuras B.57, B.58, B.59 y B.60:

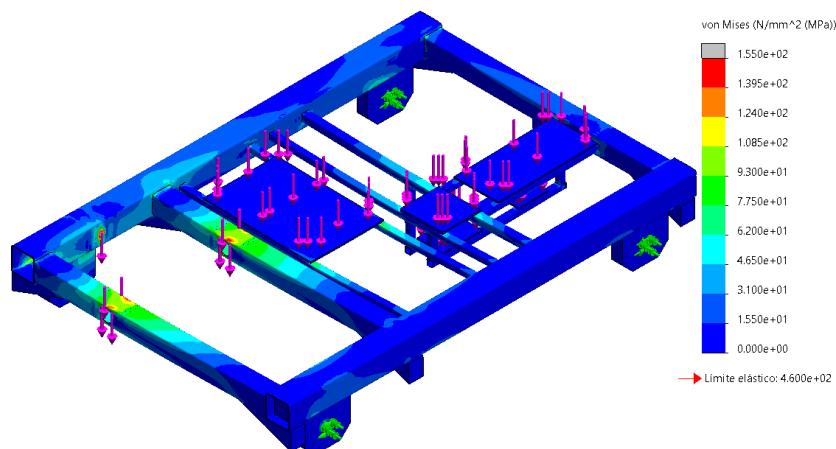


Figura B. 57. Tensiones en la estructura del carro tras 2^a corrección



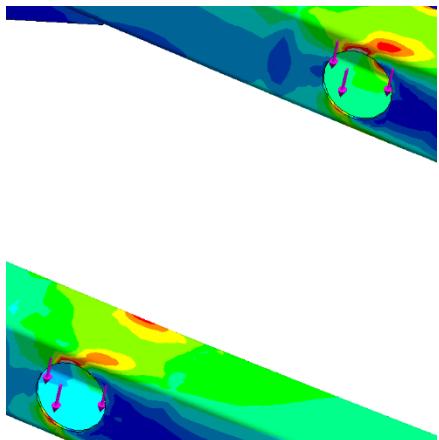


Figura B.58. Tensiones en la zona del eje tambor
(2^a corrección)

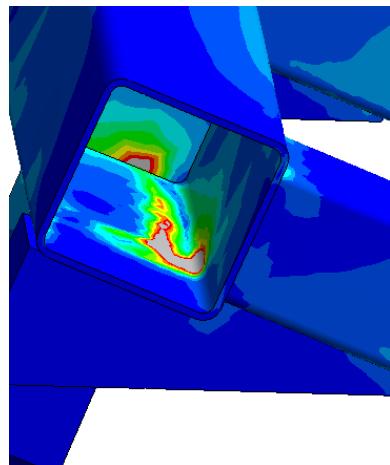


Figura B.59. Tensiones en el interior del
larguero 2, zona cercana a polea de
compensación (2^a corrección)

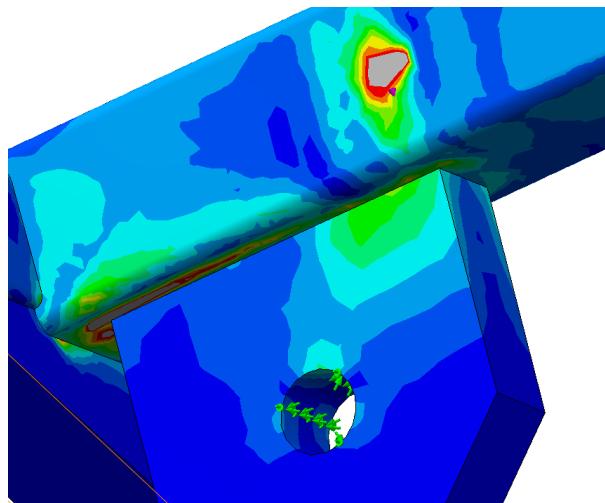


Figura B.60. Tensiones en zona de polea de compensación (2^a
corrección)

Tras la introducción de los rigidizadores, es especialmente notoria la reducción de tensiones en el travesaño 2 (sobre todo en su zona media baja, de la cara correspondiente a la polea de compensación y zona interior) Disminuyendo también el área gris correspondiente a tensiones superiores a los 153,3 MPa en los largueros 5 y 6 y desapareciendo completamente en el 4. Por ello, consideramos la solución de los rigidizadores como válida para el modelo, pero no como definitiva.

SOLUCIÓN 3:

Tras las modificaciones 1 y 2 continúan existiendo zonas con tensiones superiores a la tensión límite establecida. Por tanto, se llevan a cabo una serie de modificaciones drásticas que aporten mayor rigurosidad y precisión al modelo.

- La primera de ellas pasa por modificar los perfiles de los largueros 1, 3 y 5 por perfiles rectangulares con altura igual a la de los largueros 2 y 3. El perfil seleccionado para ello es el 160x120 mm con un espesor de 5 mm. Además, en los largueros 1 y 5 se realiza un ensanche en la zona cercana al orificio del eje del tambor. Incrementando el diámetro de dicho orificio a 180 mm, para introducir en el un casquillo de diámetro interior igual al diámetro exterior de los rodamientos seleccionados (170mm de diámetro exterior, 95mm de diámetro interno y 32 mm de anchura)
- También se genera un orificio en el travesaño 2 donde acoplar el eje de la polea de compensación con su correspondiente casquillo.
- Los apoyos para las ruedas son modificados, de forma que se acoplen a los travesaños 2 y 4 desde la zona superior a la inferior, formando un mejor acople a estos.
- Se crean unas placas de 6 mm de espesor a incorporar en las uniones entre travesaños 1 y 3 con el 2 y el 4.
- Se mantienen los rigidizadores en el interior de los perfiles y las ménsulas de soluciones anteriores.

Todas estas modificaciones se muestran en la Figura B.61:

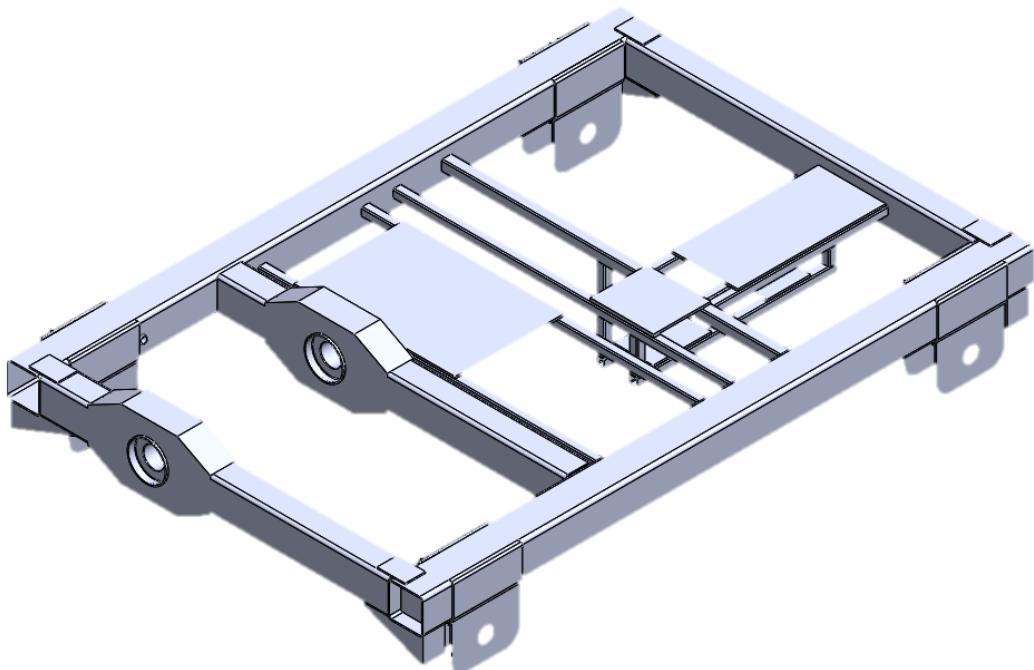


Figura B.61. Estructura del carro tras 3^a modificación

Se crea una malla de 461572 nodos y un total de 232402 elementos, de segundo orden. Tras ello, se lleva a cabo la simulación de la estructura, siendo estos son los resultados obtenidos (Figuras B.62 y B.63)

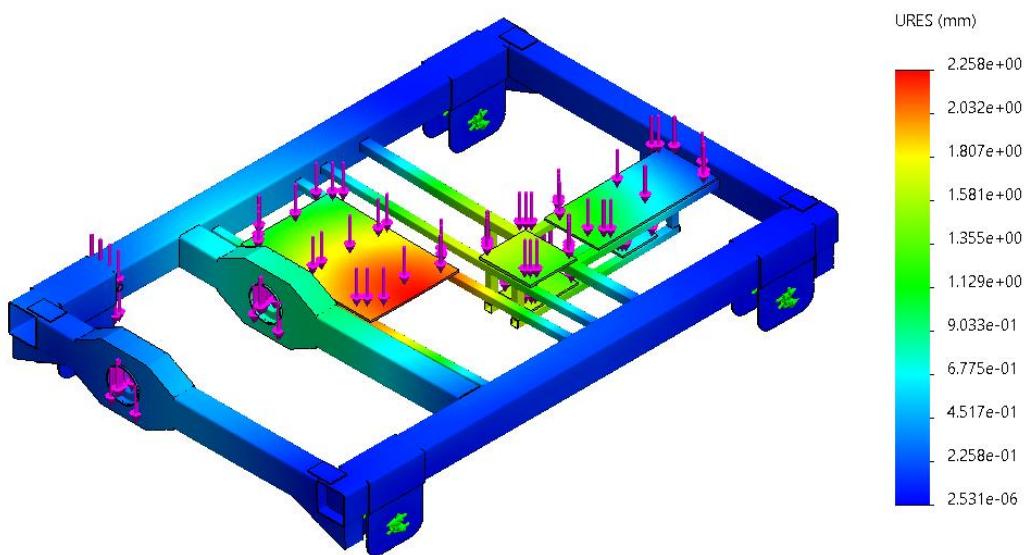


Figura B. 62. Desplazamientos en la estructura del carro tras 3^a corrección

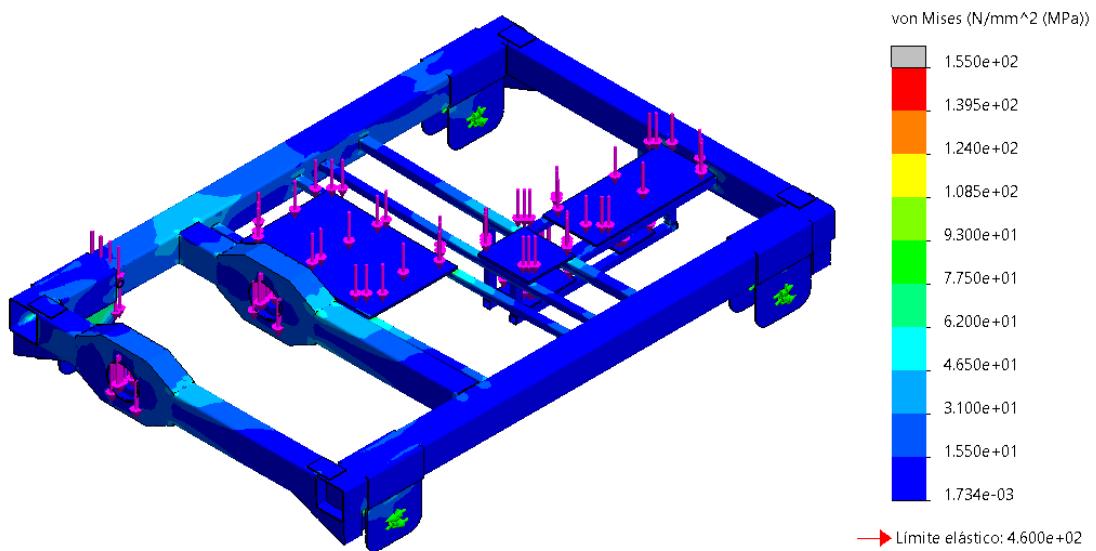


Figura B.63. Tensiones en la estructura del carro tras 3^a corrección

Desapareciendo por completo las zonas de tensión marcadas en color gris, como se muestra en las Figuras B.64, B.65 y B.66.

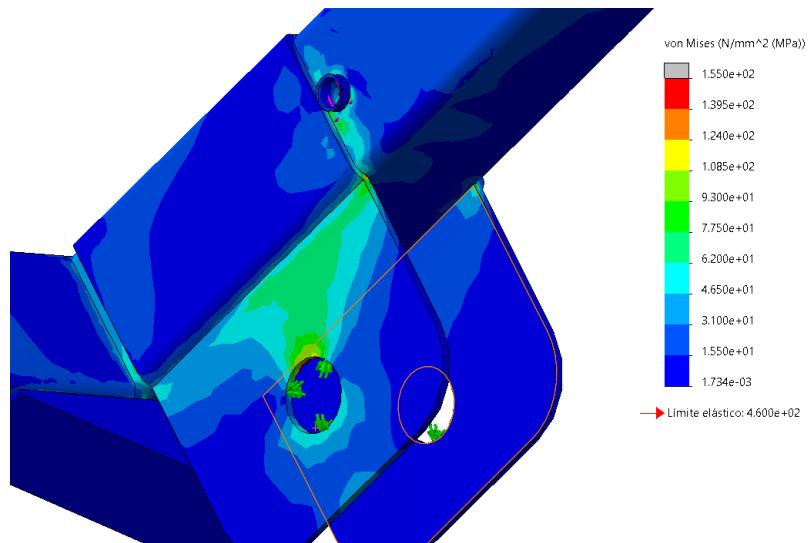


Figura B.64. Tensiones en apoyo y zona de polea de compensación (3^a modificación)

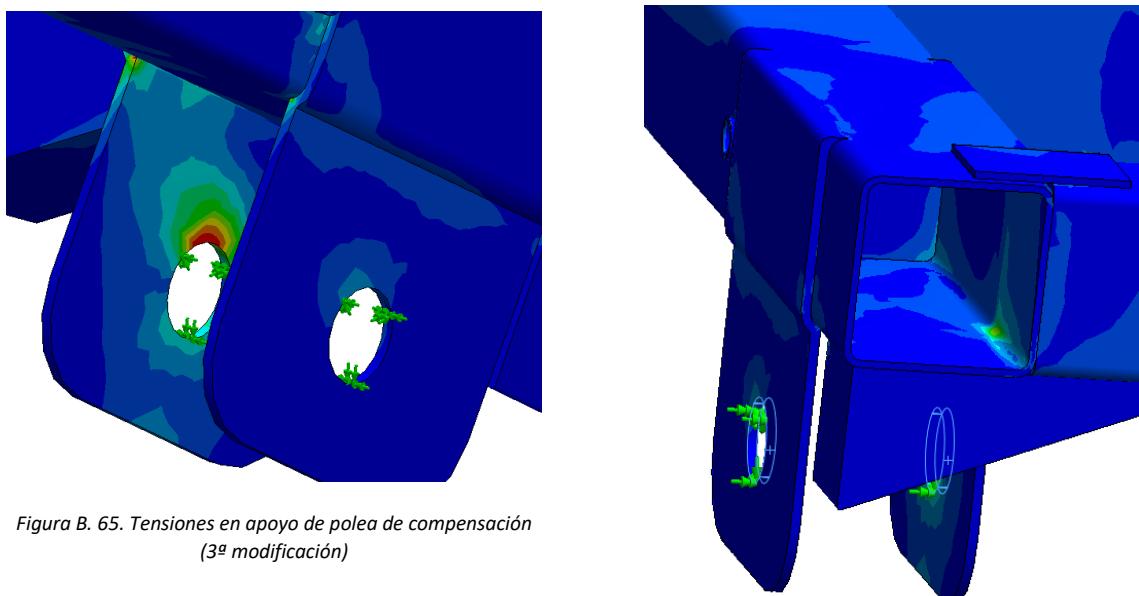


Figura B. 65. Tensiones en apoyo de polea de compensación
(3^a modificación)

Figura B.66. Tensiones en interior del perfil del larguero
2, zona cercana a polea de compensación (3^a
modificación)

Como se observa, ya no existe ninguna zona de la estructura del carro donde la tensión sea superior a los 153,3MPa, antes ubicadas principalmente en la zona cercana a la polea de compensación y el tambor. El área que sufre una mayor tensión es el apoyo de las ruedas de la esquina próxima al tambor y la polea de compensación, pero sin llegar a sobrepasar la tensión límite establecida. Concluyendo con este diseño como el final, al ser el modelado con el que mejores resultados se alcanzan.

ANEXO C: DOCUMENTACIÓN GRÁFICA

MOTOR SISTEMA DE ELEVACIÓN: CEMER motor de fundición serie IE3-EG 180L

Tamaño	A	AB	AC	B	C	H	HD	K	KK	L	D	E	F	G
180L	279	355	380	279	121	180	455	15	2xM40x1,5	790	48	110	14	42,5

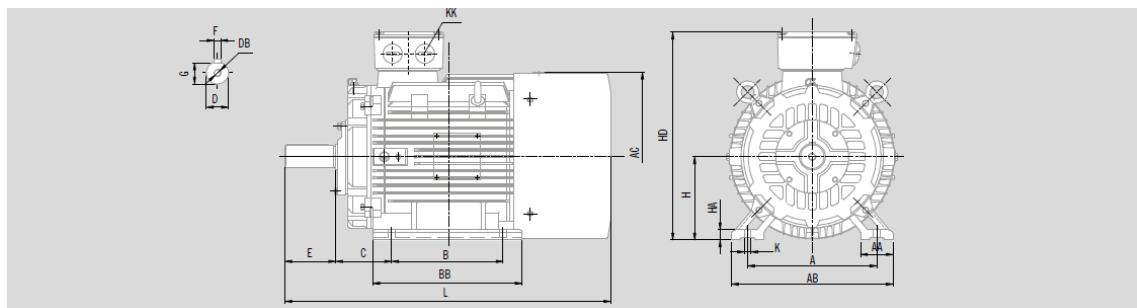


Figura C. 1. Motor IE3-EG 180 L del catálogo de CEMER

REDUCTOR SISTEMA DE ELEVACIÓN: TASS 372, i 150

Modelo	A	B	c	C	d	D	E	F	G	H	I	J	K	I	L	S	V
TASS372	940	594	110	370	22	90	740	474	177	540	365	45	1020	54	165	35	547

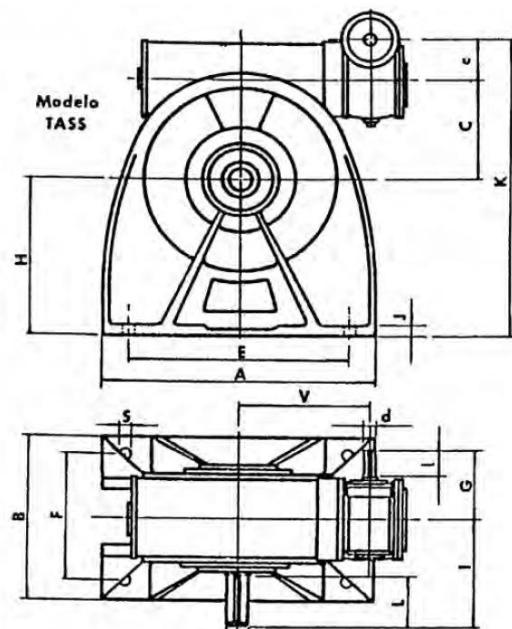


Figura C. 2. Reductor TASS 372 del catálogo de Tecnon Group



FRENO SISTEMA DE ELEVACIÓN: FESA 13*

A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	F (mm)	F (mm)	I (mm)	M (mm)	N (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)
760	520	260	260	20,5	19	251	146	5	552	228	280

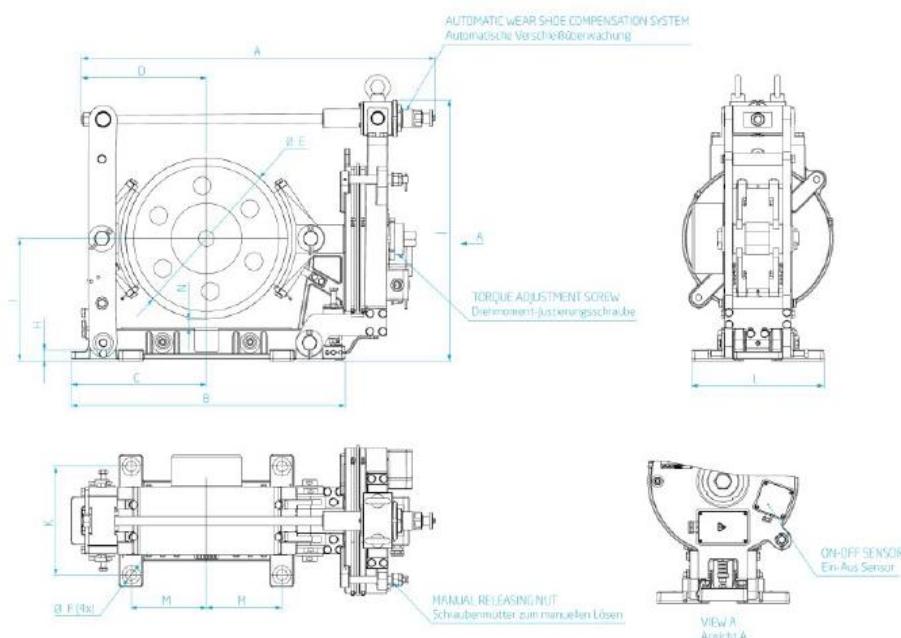


Figura C. 3. Freno FESA-13 del catálogo Vulkan

MOTOR SISTRMA DE TRASLACIÓN: CEMER motor de aluminio serie IE3-MS 80 S

Tamaño	A	AA	AC	B	C	H	HD	K	KK	L	D	SS	E	F	G	Tolerancia eje
80S	125	155	158	100	50	80	210	10	1- M20x1,5	295	19	M6	40	6	15,5	j6



Cálculo y diseño del sistema de elevación y carro de translación transversal para un puente grúa de 10Tm

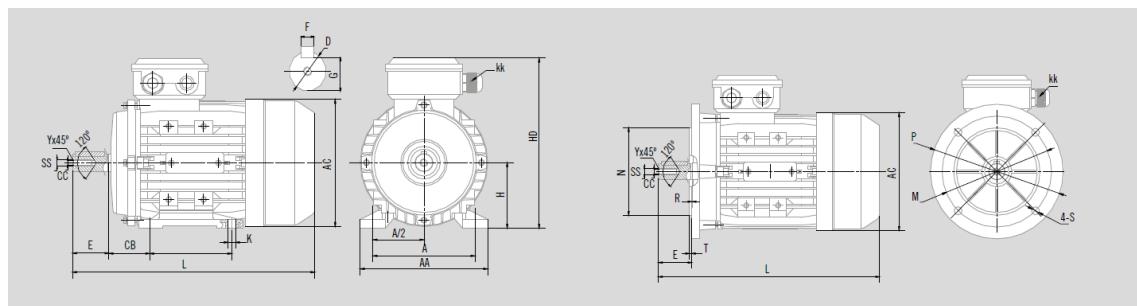


Figura C. 4. Motor IE3-MS 80 S del catálogo de Cemer

REDUCTOR SISTEMA DE TRASLACIÓN: RI 85

RI	A	a	B	b	C	D	d	E	f	H	I	L	M	m	N	S	T
85	193	140	168	140	61	32	24	105	13	135	85	50	115	M8	111	15	135

RI S

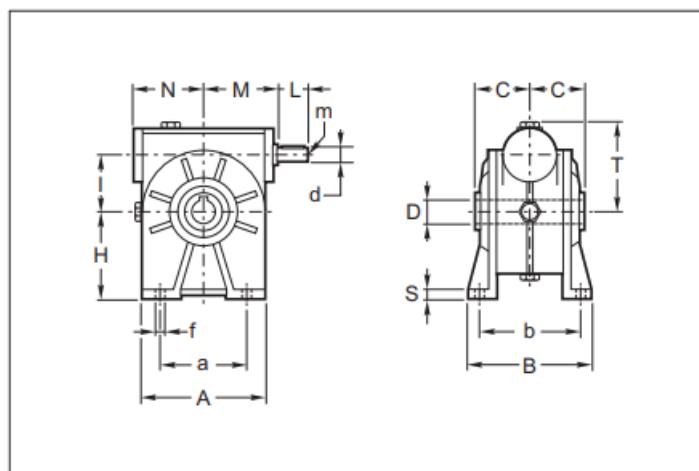


Figura C. 5. reductor RI 85 S del catálogo de Standard Line de STM Italia

RODAMIENTO RÍGIDO DE UNA HILERA DE BOLAS 6219 SKF

d Diámetro interno	D Diámetro externo	B Anchura	d ₁ Diámetro del resalte	D ₂ Diámetro del rebaje	r _{1 min} Dimensión del chaflán	r _{2 min} Dimensión del chaflán
95 mm	170 mm	32 mm	118,25 mm	151,3 mm	2,1 mm	2,1 mm



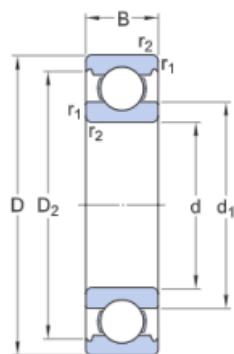


Figura C. 6. Rodamiento rígido de bolas 6219 de SKF

ESQUEMA DE LAS DIMENSIONES GENERALES DEL PUENTE GRUA: ALTURA Y LUZ

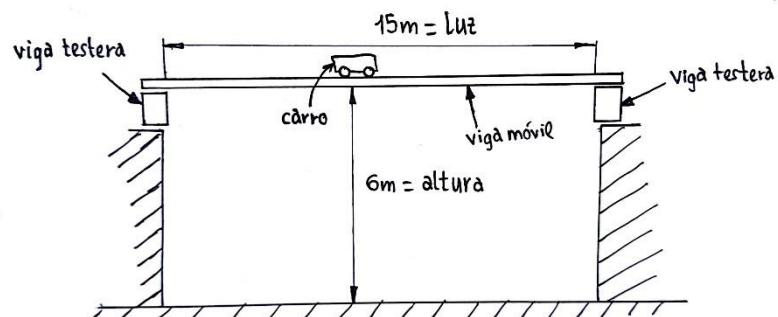
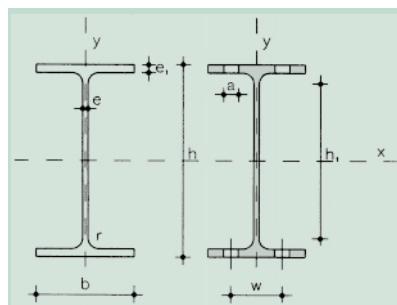


Figura C. 7. Croquis esquemático de las dimensiones del puente grúa (luz y altura max.)



Tabla 2.A1.2. Perfiles IPE

 $A = \text{Área de la sección}$ $S_x = \text{Momento estático de media sección, respecto a X}$ $I_x = \text{Momento de inercia de la sección, respecto a X}$ $W_x = 2I_x : h. \text{ Módulo resistente de la sección, respecto a X}$ $i_x = \sqrt{I_x : A}. \text{ Radio de giro de la sección, respecto a X}$ $I_y = \text{Momento de inercia de la sección, respecto a Y}$ $W_y = 2I_y : b. \text{ Módulo resistente de la sección, respecto a Y}$ $i_y = \sqrt{I_y : A}. \text{ Radio de giro de la sección, respecto a Y}$ $I_t = \text{Módulo de torsión de la sección}$ $I_a = \text{Módulo de alabeo de la sección}$ $u = \text{Perímetro de la sección}$ $a = \text{Diámetro del agujero del robón normal}$ $w = \text{Gramil, distancia entre ejes de agujeros}$ $h_t = \text{Altura de la parte plana del alma}$ $p = \text{Peso por m}$

Perfil	Dimensiones								Términos de sección								Agujeros			Peso	
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h _t mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	I _a cm ⁶	w mm	a mm	e ₂ mm	p kp/m
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	0,721	118	—	—	3,8	6,00 C
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,30	19,7	171,0	34,2	4,07	15,90	5,79	1,24	1,140	351	—	—	4,1	8,10 C
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,20	30,4	318,0	53,0	4,80	27,70	8,65	1,45	1,770	890	35	—	4,4	10,40 C
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,40	44,2	541,0	77,3	5,74	44,90	12,30	1,65	2,630	1.981	40	11	4,7	12,90 C
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,10	61,9	869,0	109,0	6,58	68,30	16,70	1,84	3,640	3.959	44	13	5,0	15,80 P
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,90	83,2	1.320,0	146,0	7,42	101,00	22,20	2,05	5,060	7.431	48	13	5,3	18,80 P
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,50	110,0	1.940,0	194,0	8,26	142,00	28,50	2,24	6,670	12.990	52	13	5,6	22,40 P
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,40	143	2.770	252	9,11	205	37,3	2,48	9,15	22.670	58	17	5,9	26,20 P
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	39,10	183	3.890	324	9,97	284	47,3	2,69	12,00	37.390	65	17	6,2	30,70 P
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1.040	45,90	242	5.790	429	11,20	420	62,2	3,02	15,40	70.580	72	21	6,6	36,10 P
IPE 300	300	150	7,1	10,7	15	249	1.160	53,80	314	8.360	557	12,50	604	80,5	3,35	20,10	125.900	80	23	7,1	42,20 P
IPE 330	330	160	7,5	11,5	18	271	1.250	62,60	402	11.770	713	13,70	788	98,5	3,55	26,50	199.100	85	25	7,5	49,10 P
IPE 360	360	170	8,0	12,7	18	299	1.350	72,70	510	16.270	904	15,00	1.040	123,0	3,79	37,30	313.600	90	25	8,0	57,10 P
IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	331	1.470	84,50	654	23.130	1.160	16,50	1.320	146,0	3,95	48,30	490.000	95	28	8,6	66,30 P
IPE 450	450	190	9,4	14,6	21	379	1.610	98,80	851	33.740	1.500	18,50	1.680	176,0	4,12	65,90	791.000	100	28	9,4	77,60 P
IPE 500	500	200	10,2	16,0	21	426	1.740	116,00	1.100	48.200	1.930	20,40	2.140	214,0	4,31	91,80	1.249.000	110	28	10,2	90,70 P
IPE 550	550	210	11,1	17,2	24	468	1.880	134,00	1.390	67.120	2.440	22,30	2.670	254,0	4,45	122,00	1.884.000	115	28	11,1	106,00 C
IPE 600	600	220	12,0	19,0	24	514	2.010	155,00	1.760	92.080	3.070	24,30	3.390	308,0	4,66	172,00	2.846.000	120	28	12,0	122,0 C

Tabla 2.A2.2. Perfiles huecos cuadrados

Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso p kp/m
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I _t cm ⁴	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28 P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24 P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09 P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59 C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71 C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72 C
# 50.2	50	2	5	191	3,70	3,30	13,90	5,57	1,94	22,7	2,91 P
# 50.3	50	3	8	187	5,33	4,62	19,00	7,59	1,89	32,0	4,18 P
# 50.4	50	4	10	183	5,81	5,73	22,90	9,15	1,83	39,9	5,35 P
# 55.2	55	2	5	211	4,10	4,04	18,90	6,86	2,14	30,5	3,22 C
# 55.3	55	3	8	207	5,93	5,70	25,90	9,43	2,09	43,4	4,66 C
# 55.4	55	4	10	203	7,61	7,12	31,60	11,50	2,04	54,5	5,97 C
# 60.2	60	2	5	231	4,50	4,86	24,80	8,28	2,35	39,9	3,53 P
# 60.3	60	3	8	227	6,53	6,89	34,40	11,50	2,30	57,1	5,13 P
# 60.4	60	4	10	223	8,41	8,66	42,30	14,10	2,24	72,2	6,60 P
# 60.5	60	5	13	219	10,10	10,20	48,50	16,20	2,19	85,2	7,96 C
# 70.2	70	2	5	271	5,30	6,71	40,30	11,50	2,76	64,1	4,16 P
# 70.3	70	3	8	267	7,73	9,60	56,60	16,20	2,71	92,6	6,07 P
# 70.4	70	4	10	263	10,00	12,20	70,40	20,10	2,65	118,0	7,86 P
# 70.5	70	5	13	259	12,10	14,50	82,00	23,40	2,60	141,0	9,53 P
# 80.3	80	3	8	307	8,93	12,80	86,60	21,70	3,11	140,0	7,01 P
# 80.4	80	4	10	303	11,60	16,30	108,80	27,20	3,06	180,0	9,11 P
# 80.5	80	5	13	299	14,10	19,50	128,00	32,00	3,01	217,0	11,10 P
# 80.6	80	6	15	294	16,50	22,40	144,00	36,00	2,95	250,0	13,00 C
# 90.3	90	3	8	347	10,10	16,40	126,00	37,90	3,52	202,0	7,95 P
# 90.4	90	4	10	343	13,20	21,10	159,00	35,40	3,47	281,0	10,40 P
# 90.5	90	5	13	339	16,10	25,30	189,00	41,90	3,42	316,0	12,70 P
# 90.6	90	6	15	334	18,90	29,20	214,00	47,60	3,36	366,0	14,90 P
# 100.3	100	3	8	387	11,30	20,10	175,00	35,00	3,93	279,0	8,89 P
# 100.4	100	4	10	383	14,80	26,40	223,00	44,60	3,88	363,0	11,60 P
# 100.5	100	5	13	379	18,10	31,90	266,00	53,10	3,83	440,0	14,20 P
# 100.6	100	6	15	374	21,30	37,00	304,00	60,70	3,77	513,0	16,70 P
# 120.4	120	4	10	463	18,00	38,90	397,00	66,20	4,70	638,0	14,10 P
# 120.5	120	5	13	459	22,10	47,20	478,00	79,60	4,64	780,0	17,40 P
# 120.6	120	6	15	454	26,10	55,10	551,00	91,80	4,59	913,0	20,50 C
# 140.5	140	5	13	539	26,10	65,60	780,00	111,00	5,46	260,0	20,50 P
# 140.6	140	6	15	534	30,90	76,80	905,00	129,00	5,41	480,0	24,30 P
# 140.8	140	8	20	526	40,00	97,50	1.130,00	161,00	5,30	890,0	31,40 P
# 160.5	160	5	13	619	30,10	86,90	1.190,00	149,00	6,28	1.901,0	23,70 P
# 160.6	160	6	15	614	35,70	102,00	1.390,00	173,00	6,23	2.240,0	28,00 P
# 160.8	160	8	20	609	46,40	131,00	1.740,00	218,00	6,12	2.890,0	36,50 P
# 170.5	170	5	13	659	32,10	98,70	1.440,00	169,00	6,69	2.290,0	25,20 C
# 170.6	170	6	15	654	38,10	116,00	1.680,00	198,00	6,64	2.710,0	29,90 C
# 170.8	170	8	20	646	49,60	149,00	2.120,00	249,00	6,53	3.410,0	39,00 P

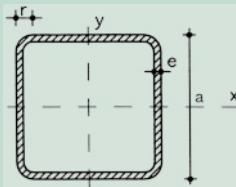
 r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y $W = 2l : d$. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y $i = \sqrt{I/A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y It = Módulo de torsión de la sección

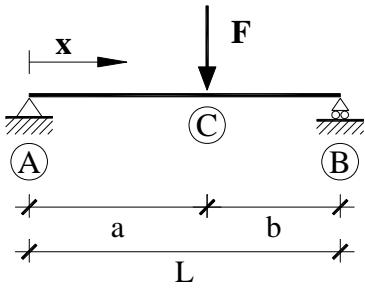
Tabla 2.A2.3. Perfiles huecos rectangulares

	r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S_x = Momento estático de media sección, respecto al eje X I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X $W_y = 2l_x \cdot b$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y $i_x = \sqrt{I_x \cdot A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje X S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y $W_y = 2l_y \cdot b$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y $i_y = \sqrt{I_y \cdot A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje Y I_t = Módulo de torsión de la sección
--	--

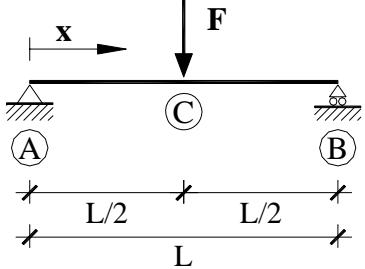
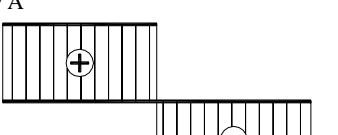
Perfil	Dimensiones					Términos de sección									Peso	
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	p kp/m
⌘ 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91 P
⌘ 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18 P
⌘ 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35 P
⌘ 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22 C
⌘ 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66 C
⌘ 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97 C
⌘ 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53 C
⌘ 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13 C
⌘ 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60 C
⌘ 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13 P
⌘ 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60 P
⌘ 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96 C
⌘ 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07 P
⌘ 80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	85,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86 P
⌘ 80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53 P
⌘ 100. 50.3	100	50	3	8	287	8,33	13,10	105,0	20,90	3,54	8,13	35,60	14,20	2,07	88,6	6,54 P
⌘ 100. 50.4	100	50	4	10	283	10,80	16,80	131,0	26,10	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,0	8,49 P
⌘ 100. 50.5	100	50	5	13	279	13,10	20,00	153,0	30,60	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,0	10,31 P
⌘ 100. 50.6	100	50	6	15	274	15,30	22,90	171,0	34,20	3,34	13,90	56,70	22,70	1,92	151,0	12,03 C
⌘ 100. 60.4	100	60	4	10	303	11,60	18,70	149,0	29,80	3,58	13,10	67,40	22,50	2,41	156,0	9,11 P
⌘ 100. 60.5	100	60	5	13	299	14,10	22,40	175,0	35,10	3,52	15,70	78,90	26,30	2,36	187,0	11,10 C
⌘ 100. 60.6	100	60	6	15	294	16,50	25,70	197,0	39,50	3,46	17,90	88,40	29,50	2,31	214,0	12,97 C
⌘ 100. 80.4	100	80	4	10	343	13,20	22,60	186,0	37,20	3,75	19,40	132,00	33,00	3,16	254,0	10,37 P
⌘ 100. 80.5	100	80	5	13	339	16,10	27,10	221,0	44,10	3,70	23,30	156,00	39,00	3,11	307,0	12,67 P
⌘ 100. 80.6	100	80	6	15	334	18,90	31,30	251,0	50,10	3,64	26,90	177,00	44,30	3,06	355,0	14,85 P
⌘ 120. 60.4	120	60	4	10	343	13,20	24,90	236,0	39,30	4,22	15,40	80,00	26,70	2,46	201,0	10,37 P
⌘ 120. 60.5	120	60	5	13	339	16,10	30,00	279,0	46,50	4,16	18,40	94,00	31,40	2,41	241,0	12,67 P
⌘ 120. 60.6	120	60	6	15	334	18,90	34,60	317,0	52,80	4,09	21,20	106,00	35,30	2,37	277,0	14,85 P
⌘ 120. 80.4	120	80	4	10	383	14,80	29,60	290,0	48,30	4,42	22,40	155,00	38,80	3,24	332,0	11,63 C
⌘ 120. 80.5	120	80	5	13	379	18,10	35,70	345,0	57,60	4,36	27,00	184,00	46,10	3,19	402,0	14,24 P
⌘ 120. 80.6	120	80	6	15	374	21,30	41,40	395,0	65,80	4,30	31,30	210,00	52,50	3,14	467,0	16,74 P
⌘ 120. 100.4	120	100	4	10	423	16,40	34,20	343,0	57,20	4,57	30,20	260,00	57,00	3,98	479,0	12,88 P
⌘ 120. 100.5	120	100	5	13	419	20,10	41,50	412,0	68,60	4,52	36,60	311,00	62,20	3,93	583,0	15,81 C
⌘ 120. 100.6	120	100	6	15	414	23,70	48,30	473,0	78,80	4,46	42,60	357,00	71,40	3,88	681,0	18,62 C
⌘ 140. 60.4	140	60	4	10	383	14,80	32,00	349,0	49,80	4,85	17,60	92,60	30,90	2,50	247,0	11,63 C
⌘ 140. 60.5	140	60	5	13	379	18,10	38,60	415,0	59,30	4,78	21,20	109,00	36,40	2,45	297,0	14,24 C
⌘ 140. 60.6	140	60	6	15	374	21,30	44,70	474,0	67,70	4,71	24,40	124,00	41,20	2,41	342,0	16,74 C
⌘ 140. 80.4	140	80	4	10	423	16,40	37,40	423,0	60,40	5,08	25,40	178,00	44,60	3,30	412,0	12,88 P
⌘ 140. 80.5	140	80	5	13	419	20,10	45,30	506,0	72,40	5,01	30,80	212,00	53,10	3,25	500,0	15,81 P
⌘ 140. 80.6	140	80	6	15	414	23,70	52,70	582,0	83,10	4,95	35,70	243,00	60,70	3,20	582,0	18,62 P
⌘ 140. 100.4	140	100	4	10	463	18,00	42,80	497,0	71,00	5,25	34,10	297,00	59,30	4,06	601,0	14,14 P
⌘ 140. 100.5	140	100	5	13	459	22,10	52,10	598,0	85,40	5,20	41,40	356,00	71,20	4,01	733,0	17,38 P

(continúa)

VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F genérica.

Reacciones y solicitudes	
	<p>Reacciones: $R_A = \frac{Fb}{L}$ $R_B = \frac{Fa}{L}$</p> <p>Cortantes: $V_{AC} = \frac{Fb}{L}$ $V_{CB} = -\frac{Fa}{L}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{Fb}{L}x$ $M_{CB} = \frac{Fa}{L}(L-x)$</p> <p>$M_{\max} = M_C = \frac{Fab}{L}$ para $x=a$</p>
	Deformaciones
	<p>Giros:</p> $\varphi_A = -\frac{Fab}{6EI}(L+b)$ $\varphi_B = \frac{Fab}{6EI}(L+a)$ $\varphi_C = \frac{Fab}{3EI}(a-b)$
	<p>Elástica:</p> $y_{AC} = \frac{FLbx}{6EI} \left(1 - \frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2}\right)$ $y_{CB} = \frac{FLa(L-x)}{6EI} \left(1 - \frac{a^2}{L^2} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$
	<p>Flecha máxima ($a>b$):</p> $y_{\max} = \frac{Fb}{9EI\sqrt{3}}(L^2-b^2)^{3/2}$ para $x = \sqrt{\frac{L^2-b^2}{3}}$

VIGA SIMPLE APOYADA: carga puntual F centrada.

Reacciones y solicitudes	
	<p>Reacciones: $R_A = R_B = \frac{F}{2}$</p> <p>Cortantes: $V_{AC} = \frac{F}{2}$ $V_{CB} = -\frac{F}{2}$</p> <p>Flectores: $M_{AC} = \frac{Fx}{2}$ $M_{CB} = \frac{F}{2}(L-x)$</p> <p>$M_{\max} = M_C = \frac{FL}{4}$ para $x=\frac{L}{2}$</p>
	Deformaciones
	<p>Giros:</p> $\varphi_A = -\frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_B = \frac{FL^2}{16EI}$ $\varphi_C = 0$
	<p>Elástica:</p> $y_{AC} = \frac{FL^2x}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2}\right)$ $y_{CB} = \frac{FL^2(L-x)}{12EI} \left(\frac{3}{4} - \frac{(L-x)^2}{L^2}\right)$
	<p>Flecha máxima:</p> $y_{\max} = y_C = \frac{FL^3}{48EI}$ para $x=\frac{L}{2}$

VIGA SIMPLE APOYADA: carga uniforme q en todo el vano.

Reacciones y solicitudes	
Reacciones:	$R_A = R_B = \frac{qL}{2}$
Cortantes:	$V_{AB} = q\left(\frac{L}{2} - x\right)$ $V_A = -V_B = \frac{qL}{2}$
Flectores:	$M_{AB} = \frac{qx}{2}(L - x)$ $M_{\max} = \frac{qL^2}{8}$ para $x = \frac{L}{2}$
Deformaciones	
Giros:	$\varphi_A = -\frac{qL^3}{24EI}$ $\varphi_B = \frac{qL^3}{24EI}$
Elástica:	$y_{AB} = \frac{qx}{24EI} \left(x^3 - 2Lx^2 + L^3\right)$
Flecha máxima:	$y_{\max} = \frac{5qL^4}{384EI}$ para $x = \frac{L}{2}$

VIGA SIMPLE APOYADA: carga uniforme q en tramo intermedio.

Reacciones y solicitudes	
Reacciones:	$R_A = \frac{qbc}{L}$ $R_B = \frac{qac}{L}$
Cortantes:	$V_{AC} = \frac{qbc}{L}$ $V_{CD} = \frac{qbc}{L} - q\left(\frac{c}{2} - a + x\right)$ $V_{DB} = -\frac{qac}{L}$
Flectores:	$M_{AC} = \frac{qbc}{L}x$ $M_{CD} = \frac{qbc}{L}x - \frac{q}{2}\left[x - a + \frac{c}{2}\right]^2$ $M_{DB} = \frac{qac}{L}(L - x)$ $M_{\max} = \frac{qbc}{2L}\left(2a - c + \frac{bc}{L}\right)$ para $x_m = a - \frac{c}{2} + \frac{bc}{L}$
Deformaciones	
Giros:	$\varphi_A = -\frac{qabc}{6EIL} \left(L + b - \frac{c^2}{4a}\right)$ $\varphi_B = \frac{qabc}{6EIL} \left(L + a - \frac{c^2}{4b}\right)$
Elástica:	$y_{AC} = \frac{qbcx}{6EIL} \left[-x^2 + a \left(L + b - \frac{c^2}{4a}\right)\right]$ $y_{CD} = \frac{q}{24EIL} \left[L \left(x - a + \frac{c}{2}\right)^4 - 4bcx^3 + 4abc \left(L + b - \frac{c^2}{4a}\right)x\right]$ $y_{DB} = \frac{qac(L - x)}{6EIL} \left[-(L - x)^2 + b \left(L + a - \frac{c^2}{4b}\right)\right]$