



Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

**Diseño de una grúa pluma de un
polipasto con capacidad máxima de
12 toneladas**

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Índice General

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Índice Memoria

0. Hoja de Identificación	4
1. Objeto.....	5
2. Alcance.....	5
3. Antecedentes	5
4. Normas y Referencias.....	10
4.1. Disposiciones legales y normativa aplicada	10
4.2. Bibliografía	10
4.3. Programas de Cálculo	13
5. Requisitos de diseño.....	13
5.1. Capacidad de carga.....	13
5.2. Dimensiones generales.....	14
5.3. Movimiento	15
5.4. Simplicidad de diseño	15
5.5. Resistencia al ambiente	15
6. Análisis de soluciones	15
6.1. Ideas previas	15
6.2. Evolución del diseño.....	17
6.2.1. Propuesta inicial	17
6.2.2. Primer diseño.....	18
6.2.3. Diseño final.....	20
6.2.3.1. Pluma de la grúa	22
6.2.3.2. Placa portante.....	25
6.2.3.3. Columna de la grúa.....	30
6.2.3.4. Rodamiento de gran diámetro.....	33
6.2.3.5. Motor-reductor	34

6.2.3.6. Polipasto y carro de traslación	36
6.2.3.7. Placa de anclaje de la grúa.....	39
6.2.4. Detalles de fabricación y ejecución	42
6.2.4.1. Fabricación	42
6.2.4.2. Ejecución y ensamble	44
6.2.5. Equipamiento y accesorios eléctricos.....	47
7. Resultados finales.....	49
8. Conclusión	50

Índice Anexos

0. Abreviaturas y definiciones.....	4
1. Anexo: Cálculos analíticos y Resultados.....	7
1.1. Cálculos de la estructura.....	7
1.1.1. Determinación de solicitaciones.....	7
1.1.2. Cálculos de la pluma.....	15
1.1.3. Cálculos del pilar.....	24
1.1.4. Cálculo de la placa portante.....	38
1.1.5. Cálculo de la placa de anclaje.....	50
1.1.6. Selección del rodamiento.....	61
1.1.7. Selección del motor-reductor.....	71
1.1.8. Selección del polipasto y carro de traslación.....	79
2. Anexo: Tablas y Catálogos.....	87
2.1. Tabla de perfiles HEB.....	87
2.2. Catálogo Rothe Erde. Rodamiento de gran diámetro.....	88
2.3. Catálogo Bonfiglioli. Sistema motor-reductor.....	90
2.4. Catálogo Donati. Polipasto y carro traslación.....	95

Índice Planos

- 1.0. Plano de Conjunto**
- 2.0. Pluma**
 - 2.1. Pluma - Detalle soldaduras**
- 3.0. Columna**
 - 3.1. Columna - Detalle soldaduras**
- 4.0. Tope izquierdo final de carrera**
 - 4.1. Tope derecho final de carrera**

Índice Pliego de Condiciones

1. Introducción	3
2. Condiciones Generales	3
3. Condiciones Técnicas	3
3.1. Materiales	3
3.2. Acabado Superficial	4
3.3. Soldadura	4
3.4. Montaje.....	5
3.4.1. Esquema de montaje completo	5
3.4.2. Montaje del pilar	6
3.4.3. Guía de montaje del rodamiento.....	6
3.4.4. Guía de montaje de la pluma	6
3.4.5. Guía de montaje del conjunto motriz	7
3.4.6. Guía de montaje del polipasto	8
3.5. Mantenimiento.....	9
4. Condiciones Facultativas.....	9
4.1. Funciones Técnicas	9
4.1.1. Funciones del ingeniero director	9
4.1.2. Funciones del fabricante	10
4.2. Recepción de la grúa	10

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Memoria

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Índice Memoria

0. Hoja de Identificación	4
1. Objeto.....	5
2. Alcance	5
3. Antecedentes.....	5
4. Normas y Referencias.....	10
4.1. Disposiciones legales y normativa aplicada	10
4.2. Bibliografía	10
4.3. Programas de Cálculo	13
5. Requisitos de diseño.....	13
5.1. Capacidad de carga.....	13
5.2. Dimensiones generales.....	14
5.3. Movimiento	15
5.4. Simplicidad de diseño	15
5.5. Resistencia al ambiente	15
6. Análisis de soluciones	15
6.1. Ideas previas	15
6.2. Evolución del diseño	17
6.2.1. Propuesta inicial	17
6.2.2. Primer diseño	18
6.2.3. Diseño final.....	20
6.2.3.1. Pluma de la grúa	22
6.2.3.2. Placa portante.....	25
6.2.3.3. Columna de la grúa.....	30
6.2.3.4. Rodamiento de gran diámetro.....	33
6.2.3.5. Motor-reductor	34

6.2.3.6.	Polipasto y carro de traslación	36
6.2.3.7.	Placa de anclaje de la grúa.....	39
6.2.4.	Detalles de fabricación y ejecución	42
6.2.4.1.	Fabricación	42
6.2.4.2.	Ejecución y ensamble.....	44
6.2.5.	Equipamiento y accesorios eléctricos.....	47
7.	Resultados finales.....	49
8.	Conclusión	50

0. Hoja de Identificación

Título del Trabajo Fin de Grado: Diseño de una grúa pluma de un polipasto con capacidad máxima de 12 toneladas para puertos deportivos



Autor:

Nombre: Alejandro China Rodríguez
DNI: 45865276X
Correo electrónico: alex.chrgz@gmail.com

Universidad: Universidad de La Laguna

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Curso: 2017-2018

Tutora académica: Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha: Julio 2018

1. Objeto

El objeto de este proyecto es el diseño de una grúa pluma de alto tonelaje para su utilización en puertos deportivos.

2. Alcance

El alcance de este proyecto abarca el diseño y cálculo de todos los elementos estructurales, el mecanismo de giro de la misma, el sistema utilizado para elevación y descenso de la carga y la placa de anclaje de la grúa al suelo.

Del alcance del presente proyecto se excluye la instalación eléctrica propiamente dicha y los sistemas electrónicos de control necesarios para el funcionamiento total de la misma.

Además, se excluye del alcance de este proyecto el presupuesto del mismo.

3. Antecedentes

La elevación y el transporte de productos y mercancías han sido términos de gran importancia durante todo el transcurso y avance de la humanidad.

Desde los comienzos de las primeras civilizaciones, tanto en la antigua Roma, Egipto, Grecia, etc., se empezaron a utilizar sistemas basados en palancas, rampas y cuerdas. Grandes construcciones, legados y monumentos históricos, tales como las pirámides de Egipto, necesitaron de grandes y/o complejos sistemas de elevación para llevar a cabo tales arquitecturas.



*Ilustración 1. Foto extraída de www.flickr.com propiedad de Saulo Alvarado Mateos
<https://goo.gl/SibDsb>*

Losas semejantes a las utilizadas para la construcción de las Pirámides de Guiza (Egipto) constan de un peso de hasta 70 toneladas y unas dimensiones con las cual

sería actualmente necesario utilizar unas grúas específicamente diseñadas para estas grandes cargas.



*Ilustración 2. Grúa de gran capacidad (120 Tn). Foto extraída del fabricante Liebherr.
<https://goo.gl/ADM6LQ>*

Las primeras grúas fueron pequeños sistemas, no muy complejos, de poleas, contrapesos y mecanismos simples, accionadas a mano o por animales. Estas aparecieron en la antigua Grecia durante el siglo VI a.C.

A partir de estos primeros sistemas de elevación, fueron apareciendo sistemas más complejos y mecanismos como el tornillo sin fin durante el avance de las civilizaciones, influenciando así a la arquitectura y calidad de vida de las mismas.

Durante la Edad Media, las grúas empezaron a emplearse para la construcción de barcos en puertos y astilleros, así como el desarrollo de las mismas partiendo de las estructuras de madera hasta las primeras grúas conformadas de acero.

Los sistemas de elevación fueron avanzando hasta la actualidad, a medida que avanzó el conocimiento tecnológico y el desarrollo industrial

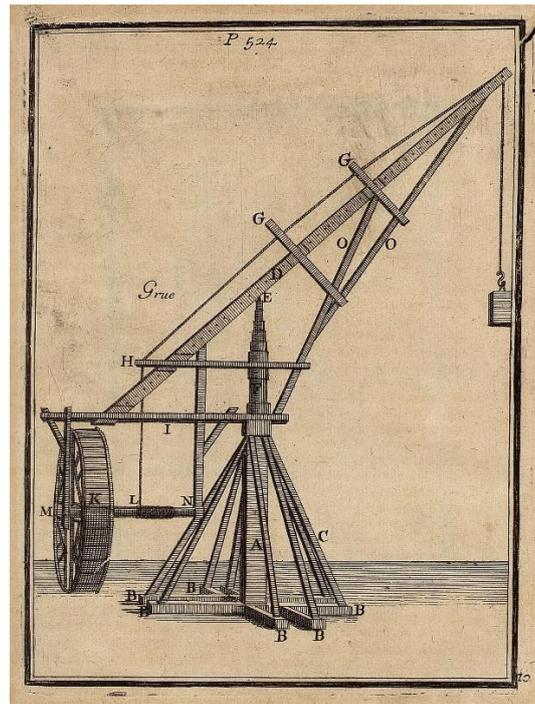


Ilustración 3. Foto extraída de www.flickr.com propiedad del Fondo Antigo de la Biblioteca de la Universidad de Sevilla. <https://goo.gl/XkeSbq>

Actualmente, todos los sectores relativos a la industria, construcción, transporte y demás sectores privados, incluso en el mercado de particulares, las grúas y aparatos de elevación suponen una parte muy importante en cualquier actividad. El desarrollo de los sistemas de control y potencia eléctricos, sistemas hidráulicos y diseño asistido por ordenador (CAD) han favorecido la aparición de grúas y sistemas de elevación fijas y móviles de gran capacidad, con lo cual es prácticamente improbable no poder elevar y transportar cualquier elemento, por muy pesado que sea.



Ilustración 4. Grúa móvil de gran capacidad (1200 Tn). Foto extraída del fabricante Liebherr. <https://goo.gl/62RoJM>

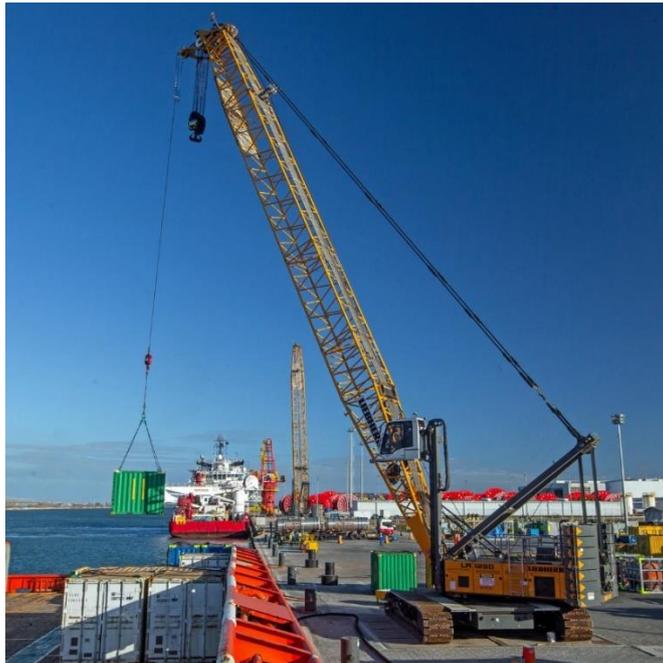


Ilustración 5. Grúa móvil de gran capacidad (250 Tn). Foto extraída del fabricante Liebherr, <https://goo.gl/FdL83x>

Grúas de dimensiones más comedidas y de menor capacidad a las anteriormente nombradas también forman parte en el día a día de muchos profesionales dentro del sector naval, industria, etc., tanto a gran como a pequeña escala.

Actividades como realizar traslado en puerto de mercancías, varado y manipulación de embarcaciones, manipulación de cargas ligeras en las zonas de actividad, etc. han supuesto la necesidad de disponer de grúas con un formato y economía más accesible, tales como las que podemos ver en las ilustraciones.



Ilustración 6. Grúa pluma fija de columna de baja capacidad. Foto extraída de catálogo. <https://goo.gl/NJ2XHZ>



*Ilustración 7. Grúa fija portuaria. Foto extraída de catálogo de la empresa ITP S.L.
<https://goo.gl/R5H1N1>*

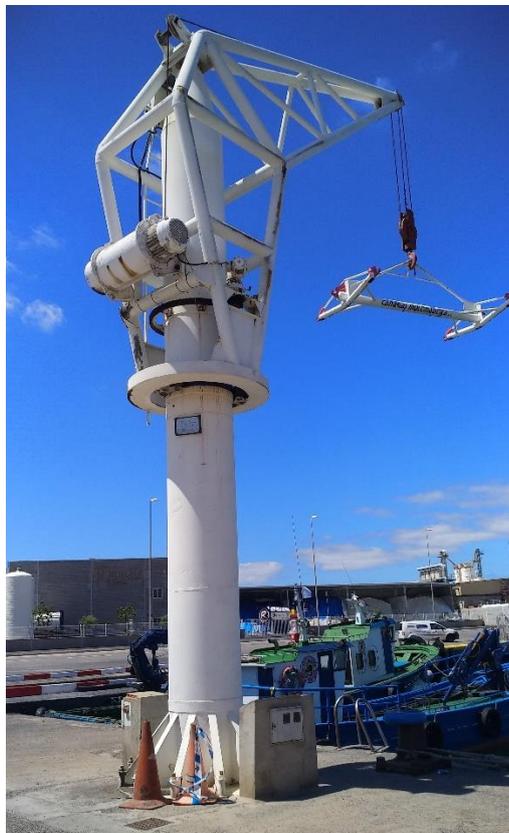


Ilustración 8. Grúa portuaria pico de pato fija. Foto propia.

El diseño de estas grúas de columna, generalmente para su utilización en zona portuaria, obedece al hecho de poder realizar la elevación de embarcaciones y cargas para colocar estas directamente en puerto, para su posterior transporte por carretera o resguardo de la carga, sin ocupar un gran espacio dentro de las zonas hábiles, ser capaces de resistir las condiciones exposición a un ambiente corrosivo de forma continua y poder realizar su mantenimiento de forma sencilla y económica.

4. Normas y Referencias

4.1. Disposiciones legales y normativa aplicada

Las disposiciones legales y normativa de aplicación en el desarrollo del proyecto en cuestión son:

- Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención de los mismos, en concreto el Real Decreto 836/2003, MIE-AEM-2, referente a grúas torre para obras u otras aplicaciones. <https://goo.gl/VQxw2n>

Las normas UNE de obligado cumplimiento según el reglamento:

- UNE 58132-2. Aparatos de elevación. Solicitaciones y casos de solitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.
- UNE 58132-4. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Cálculo y elección de los elementos mecánicos.
- UNE 58112-1. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. General.
- UNE 58112-4. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Grúas de pluma.
- UNE 58118. Aparatos de elevación. Código y métodos de ensayo.
- UNE 58113. Grúas. Acción del viento.
- UNE-EN 13001. Grúas. Requisitos generales de diseño.
- UNE-EN ISO 12100:2012. Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo
- UNE-EN ISO 12944. Pinturas y barnices. Protección de estructuras de acero frente a la corrosión mediante sistemas de pintura protectores.

4.2. Bibliografía

La literatura utilizada para el correcto desarrollo del proyecto es:

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9a. ed.)*. México, D.F: McGraw-Hill Interamericana.

Eléctricas, M. (2002). Jesús fraile mora.

Ernst, H. (1972). Aparatos de elevación y transporte, vol. I e II. *Editorial Blume, Madrid*,

Gere, J. M., Timoshenko, S., & Bugada, G. (2002). *Resistencia de materiales: Timoshenko* Paraninfo.

Giachino, J. W., & Weeks, W. (1997). *Técnica y práctica de la soldadura* Reverte.

Miravete, A., Larrodé, E., & de Marco, A. M. (1998). *Los transportes en la ingeniería industrial (teoría)* Reverte.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* Pearson educación.

Niemann, G., & Massanet, A. A. (1973). *Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas* Labor.

Nonnast, R. (2006). *El proyectista de estructuras metálicas* Thomson.

Lasheras, J. M. (1993). *Tecnología Mecánica y Metrotecnia*. (2 tomos). *Donostiarra*.

Robert, L. (2009). *Norton diseño de maquinaria* McGraw-Hill.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* Pearson Educación de México, S.A. de C.V.

Las páginas web consultadas para verificación y búsqueda de información son:

FEM-AEM. Asociación Española de Manutención

<http://www.fem-aem.org/>

"History of the crane".

<http://hbrown.com/cranes-rigging-blog/hydraulic-cranes/history-crane-got-hydraulic-cranes/>

ABUS. Fabricante de grúas y polipastos

<https://www.abusgruas.es/>

GH Cranes & Components. Fabricante de grúas y equipos para grúas.

<https://www.ghcranes.com/es/>

Ingenierías Técnicas Portuarias. Fabricante de equipo portuario.

<http://www.itpsl.es/index.htm>

Liebherr. Fabricante de maquinaria especializada y de construcción.

<https://www.liebherr.com/es/esp/inicio/p%C3%A1gina-de-inicio.html>

GRUAS ARLIN. Empresa de alquiler de grúas autopropulsadas.

<http://www.gruasarlin.com/historia-invencion-evolucion-grua/>

SECIN S.A. Fabricante de productos industriales de gran tamaño.

http://www.secin.com.ar/equipos/INTERCAMBIADOR_E_504_PROFERTIL.pdf

Leorpe S.L. Empresa de fabricación especializado en calderería a medida.

<http://www.leorpe.com/corte-de-chapa-aceros-carbono-inoxidable/>

Cortenfrío S.L. Empresa dedicada a la mecanización mediante corte por agua y laser.

<http://cortenfrío.com/portfolio-category/corte-por-agua/>

Allus S.A. Empresa dedicada a la mecanización de grandes piezas.

<http://allus.es/sectores-mecanizados-piezas-grandes.php>

Rodman. Fabricante de embarcaciones especiales y de recreo.

<https://rodman.es/es/>

Los catálogos utilizados para realizar comparación y selección de los diferentes componentes durante la realización de este proyecto son:

Rothe Erde. Catálogo de grandes rodamientos

http://www.rotheisa.es/download/info/GWL_ES.pdf

Bonfiglioli. Catálogo comercial de reductores epicicloidales modulares. Serie 300M

http://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/catalogue/BR_CAT_300M_IE2-IE3_SPA_R01_2.pdf

Bonfiglioli. Manual de instalación, uso y mantenimiento. Serie 300-300M

http://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/catalogue/BR_IOM_300_ATX-INC_SPA_R04_0.pdf

Donati Cranes. Catálogo comercial de polipastos eléctricos de cable. Serie DRH

http://www.donaticranes.com/files/content/sites/donati_europe/files/PDF/Cataloghi-Commerciali/DRH/Commerciale%20DRH_spagnolo_KMAN02CE00-CRYP.pdf

Donati Cranes. Manual de uso y mantenimiento. Serie DRH

http://www.donaticranes.com/files/content/sites/donati_europe/files/PDF/Manuali/DRH/MAN16ME02%20-%20Manual%20de%20uso%20y%20mantenimiento%20DRH%20-%20espa%C3%B1ol-CRYP.pdf

4.3. Programas de Cálculo

El software utilizado para el cálculo y desarrollo del proyecto es:

- Dassault Systems Solidworks 2012. Versión Educativa.
- Microsoft Office Excel 2016
- Autodesk AutoCAD 2016. Versión Educativa.

El software Solidworks ha sido utilizado para realizar el modelado y simulación de piezas y verificación de los esfuerzos en las mismas, así como verificar la resistencia y viabilidad de las diferentes soluciones constructivas consideradas cuando las ecuaciones para el cálculo analítico, determinadas por la resistencia de materiales, no lo permiten. Además, se utiliza el software para el diseño y construcción de los planos del proyecto.

El software Excel ha sido utilizado para verificar e iterar el procedimiento de cálculo realizado a mano anteriormente.

El software AutoCAD se ha utilizado para realizar algunos esquemas aclarativos durante el desarrollo del proyecto.

5. Requisitos de diseño

En este apartado se definirán los requisitos que debe cumplir la grúa en este proyecto

5.1. Capacidad de carga

Una grúa como tal debe cumplir la función de ser capaz de elevar una carga determinada. En nuestro caso, el peso de la carga objetivo es de 12 toneladas, un formato común dentro del conjunto de fabricantes de grúas.

Para asegurar que la grúa es capaz de elevar esta carga bajo condiciones de seguridad se debe cumplir una serie de puntos durante el proyecto.

- **Sistema de elevación**

El sistema de elevación de la grúa deberá ser seleccionado acorde a las exigencias del proyecto.

La selección del sistema de elevación se determinará como un sistema de un polipasto y vendrá limitado, además de por la velocidad de elevación y distancia bajo gancho descrito en el apartado 5.2., por la capacidad máxima de carga del polipasto.

Al seleccionar el polipasto el fabricante deberá certificar que cumple la normativa asociada a estos.

- **Condiciones de funcionamiento**

Según especifica la normativa especificada por el Reglamento de Aparatos de Elevación y Mantenimiento de los mismos, para garantizar la seguridad de la estructura y mecanismos se deben cumplir.

Según la norma UNE 58132-2, se definen una serie de sollicitaciones y casos de carga que hemos de calcular para llevar a cabo la verificación de la estructura o mecanismo propuesto. Con

Estos casos de carga son:

- Caso I. Servicio normal sin viento.
- Caso II. Servicio con viento límite de servicio.
- Caso III. Sollicitaciones excepcionales.

5.2. Dimensiones generales

- **Distancia bajo gancho**

La distancia bajo gancho se define como la distancia mínima desde el terreno hasta el propio gancho de la grúa. En nuestro caso, esta distancia se ha determinado como 10 m.

- **Distancia máxima pilar-gancho**

La distancia máxima pilar-gancho determina el máximo alcance que debe permitir la grúa en funcionamiento. Este alcance se ha determinado como 5.5 m.

Se debe tener en cuenta que existirá una distancia mínima de seguridad con respecto al pilar para evitar un choque no deseado con la estructura.

5.3. Movimiento

- **Rotación de la carga**

En este proyecto se ha planteado que la grúa pueda realizar la rotación completa de la carga, pudiendo describir los 360°.

- **Traslación de la carga**

Además de plantear el giro de la carga, se plantea la traslación de la carga con respecto al pilar por la longitud de la pluma hasta la distancia máxima descrita en el anterior apartado.

5.4. Simplicidad de diseño

De la misma forma que se plantea una limitación en las dimensiones y capacidad de carga de la grúa, también se plantea una condición para ejecutar la grúa del proyecto de forma que resulte lo más simple posible de cara al cliente final, a su ensamble y fabricación.

5.5. Resistencia al ambiente

Puesto que este tipo de grúas se colocan usualmente en zona portuaria muy cercana al mar, con el consecuente riesgo a para la estructura y demás partes de la misma.

Por lo tanto, han de preverse medidas contra la corrosión y degradación de la estructura y mecanismos asociados, así como prevenir la resistencia de los sistemas que puedan entrar contacto con sustancias no deseadas para el funcionamiento de la grúa, como por ejemplo agua en los sistemas eléctricos.

6. Análisis de soluciones

6.1. Ideas previas

Actualmente, en el mercado podemos encontrar una gran variedad de grúas que encajan dentro del concepto hacia el que enfoca este proyecto. Levantar cargas hasta un límite de 12 toneladas implica considerar la elevación de barcos de recreo,

embarcaciones de pesca ligera, cargas desde cubierta, etc. o en caso de utilizarse en otros ambientes distintos a un puerto, la elevación de cargas de distinta envergadura en zonas de actividad industrial o incluso en naves industriales donde pueda ubicarse la grúa.



Ilustración 9. Embarcación de recreo del astillero Rodman. <https://goo.gl/Fqtfav>

Ejemplos de este tipo de cargas puede ser la embarcación mostrada en la anterior ilustración, la cual supera el peso de 10 toneladas y consta de una manga de 4.21 m, la cual se acerca a las condiciones límite para este proyecto.

Para elevar este tipo de cargas, muchos fabricantes optan por diseños diversos, como pueden ser las grúas de pico de pato, grúas plumas de columna, grúas plumas en ménsula e incluso grúas pórtico, o grúas puente en el caso de utilizarse bajo una infraestructura, tales como podemos apreciar en las ilustraciones.



Ilustración 10. Grúa portuaria de pico de pato. <https://goo.gl/G2EZjK>



Ilustración 11. Grúa pluma de columna. <https://goo.gl/dFbgGd>



Ilustración 12. Grúa en ménsula.
<https://goo.gl/n9KGTe>



Ilustración 13. Grúa pórtico.
<https://goo.gl/3HbhD1>

Para poder llevar a cabo el proyecto, finalmente se ha optado por diseño de grúa pluma de columna, debido a su simplicidad, compacidad y posibilidades de situación con respecto a las capacidades de la misma.

6.2. Evolución del diseño

Tal como comentamos anteriormente, se ha determinado para el desarrollo del proyecto un diseño de grúa pluma de columna debido a que este formato es capaz de cumplir los requerimientos del proyecto sin exagerar las dimensiones ni exigir al emplazamiento de la grúa grandes adaptaciones.

En este apartado detallaremos el desarrollo de los diseños y propuestas realizadas durante el avance del proyecto, desde los primeros bocetos, los cuales no entran en ningún detalle del proyecto, simplemente contemplan el formato de la grúa y las primeas ideas, hasta los diseños finales del proyecto, donde sí se aprecian los detalles realizados durante el avance del proyecto y se optimiza cada parte de cara al resultado final.

Durante el proyecto, se utilizará para el dimensionamiento de la grúa acero al carbono con denominación SAE 1020

6.2.1. Propuesta inicial

Previo a realizar cálculos y entrar en detalle en el desarrollo del proyecto, se realizar una propuesta de diseño, de la cual se varía y modifica para llevar al ensamble final.

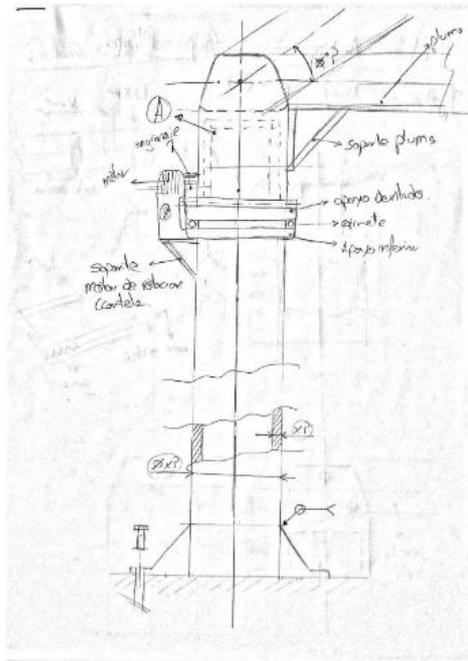


Ilustración 14. Croquis de la propuesta inicial. Fuente propia

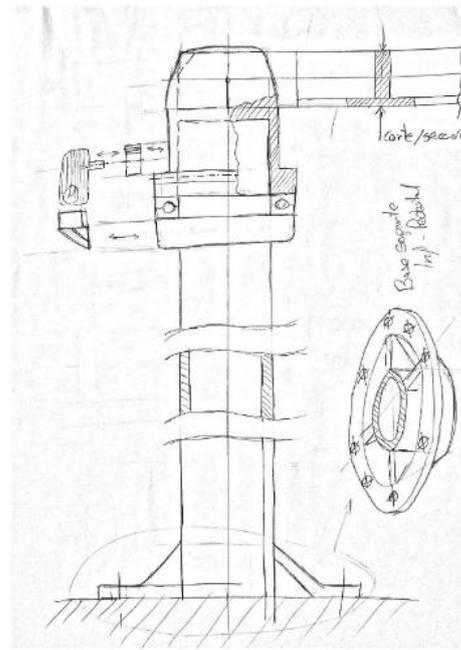


Ilustración 15. Croquis de la propuesta inicial. Fuente propia

En estos croquis se plantea una posible distribución de la estructura de cara a realizar los primeros cálculos y realizar los redimensionamientos necesarios.

Tal como se aprecia en los croquis, se plantea la utilización de un perfil redondo hueco para la columna de la estructura, colocando el sistema de giro en la parte superior del mismo de forma que el giro y soporte de la pluma se produzca en el cabezal superior. La pluma en esta propuesta se ha tomado un perfil en T con un anclaje al cabezal de soporte.

A partir de esta propuesta inicial, se realizan los siguientes diseños y los cálculos estructurales necesarios.

6.2.2. Primer diseño

Tras realizar los primeros cálculos y los primeros modelos en Solidworks, se decide modificar el planteamiento del diseño en tal como se aprecia en las siguientes ilustraciones.

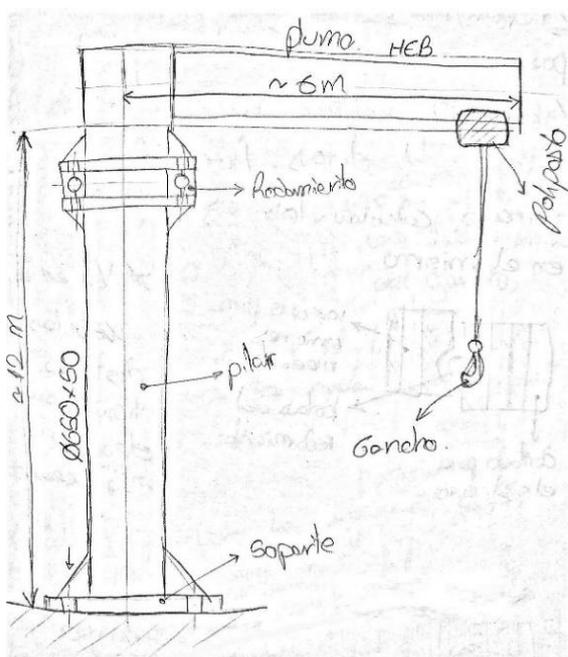


Ilustración 16. Croquis del primer diseño.
Fuente propia.

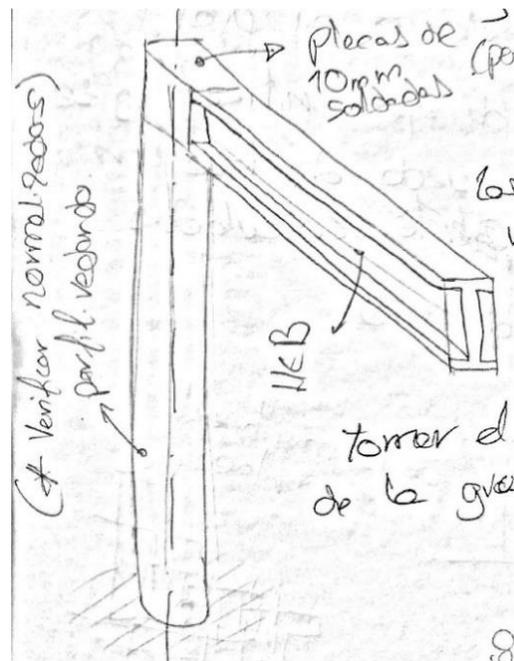


Ilustración 17. Croquis de la estructura.
Primer diseño. Fuente propia.



Ilustración 18. Modelo estructural de la grúa realizado en Solidworks. Primer diseño. Fuente propia.

En este primer acercamiento se plantea la utilización de perfiles HEB para la pluma frente a las alternativas de perfil compuesto (viga cajón) y un primer formato de soporte de la pluma y el sistema de giro, mediante un rodamiento de gran diámetro, así como el posicionamiento del sistema de elevación.

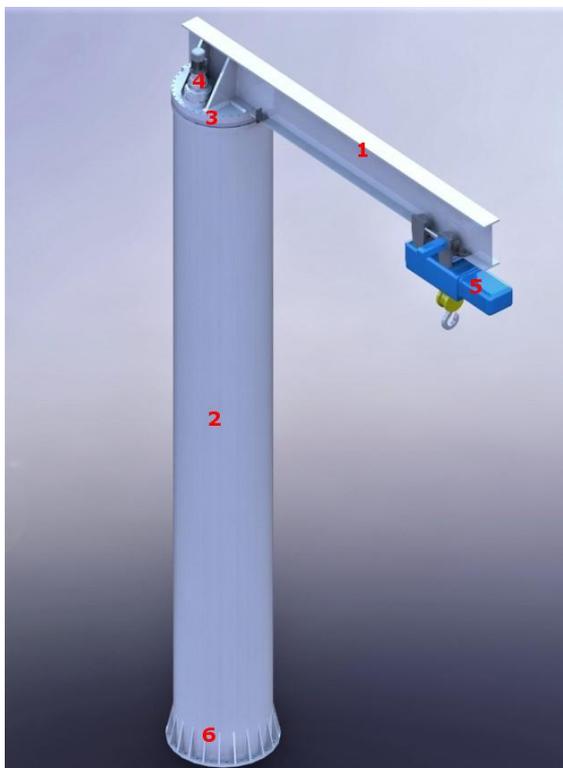
La columna se predimensiona como un perfil redondo hueco de 650 mm de diámetro y 50 mm de espesor.

El perfil de la pluma se predimensiona como un perfil HEB 600, el cual se decide sustituir por un perfil HEB 800, debido a que este perfil supone un aumento considerable del área y la inercia de sección que debe resistir el mayor esfuerzo en la pluma, además de aportar mayor espesor del ala y alma sin suponer un aumento del ancho de la base del perfil, lo cual nos favorecerá a la hora de seleccionar el polipasto. Podemos ver estos datos de los perfiles en el *anexo 2.1*.

El perfil que se determina para el modelo final es el HEB 800, el cual se verifica en el *anexo 1.1.2. según las solicitaciones y casos de carga que especifica la normativa*. Tras el dimensionado de este componente de la grúa, el factor de seguridad más desfavorable que hemos obtenido es de 1.89, lo que nos asegura la resistencia de la misma.

El sistema de giro se plantea en este momento como un rodamiento de gran diámetro y un sistema motriz formado por un motor eléctrico y un reductor epicicloidal.

6.2.3. Diseño final



Leyenda

1. Pluma de la grúa
2. Columna de la grúa
3. Placa soporte - Rodamiento
4. Motor-reductor
5. Polipasto con carro de traslación
6. Placa de anclaje

Ilustración 19. Grúa pluma de columna. Modelo final realizado en Solidworks. Fuente propia.

En el diseño final del proyecto, optimizado el diseño anteriormente mostrado en las ilustraciones 16, 17 y 18, resulta tal y como se muestra en la ilustración 19.

Para llevar a cabo el dimensionamiento de la grúa, la hipótesis estructural de carga que se llevará a cabo es la siguiente, tal como se muestra en la ilustración.

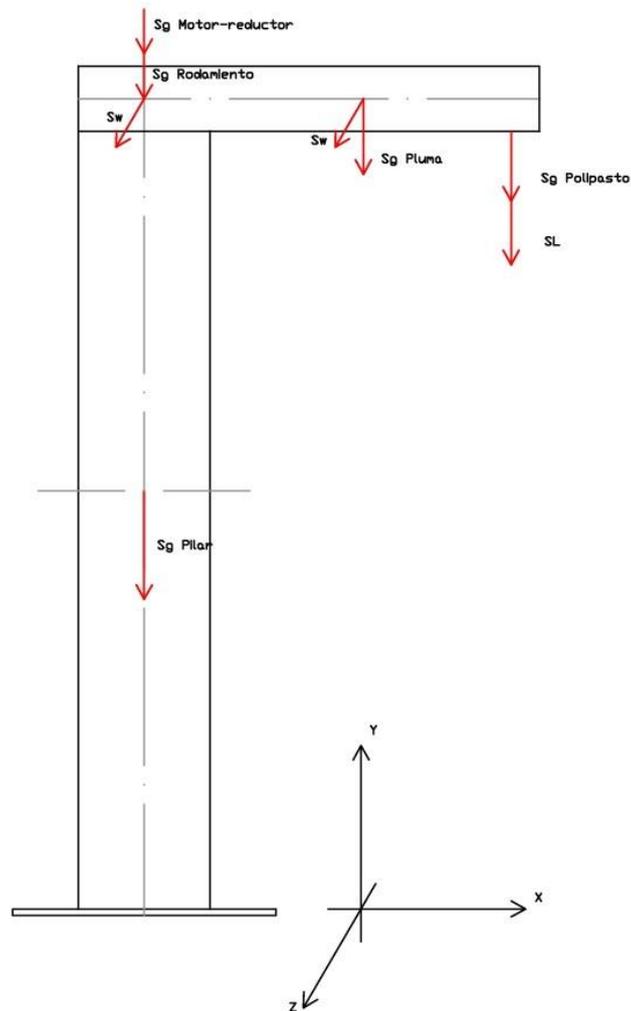


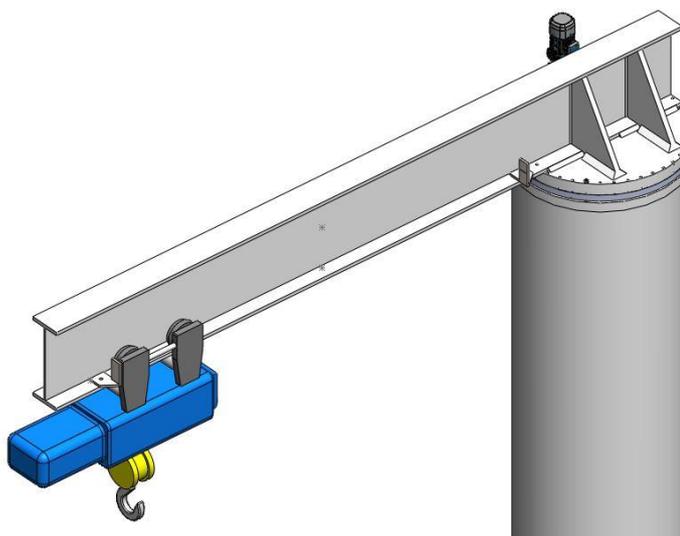
Ilustración 20. Hipótesis de carga para dimensionamiento de la estructura. Fuente propia.

Los términos en la anterior ilustración hacen referencia a:

<i>Sg Pluma</i>	<i>Peso propio de la pluma</i>
<i>Sg Polipasto</i>	<i>Peso propio del polipasto y su carro</i>
<i>Sg Motor-reductor</i>	<i>Peso propio del grupo motor-reductor</i>
<i>Sg Rodamiento</i>	<i>Peso propio del rodamiento</i>
<i>Sg Pilar</i>	<i>Peso propio del pilar</i>

<i>SL</i>	<i>Peso de la carga máxima</i>
<i>Sw</i>	<i>Carga relativa al viento</i>

6.2.3.1. Pluma de la grúa



*Ilustración 21. Grúa pluma de columna. Detalle del modelo final realizado en Solidworks.
Fuente propia.*

Para realizar el dimensionamiento del perfil utilizaremos la norma UNE 58118, realizando una verificación de cada uno de los casos obligatorios según la norma, teniendo en cuenta la combinación de solicitaciones que debe soportar la misma, tal como vemos en la ilustración 20. La solicitación más conflictiva de estas es la carga longitudinal “SL”, que conlleva la capacidad máxima de la grúa, 12 toneladas, a la mayor distancia de operación, 5.5 m.

Tal como habíamos nombrado anteriormente, el perfil utilizado en la pluma es un perfil HEB 800 con unas dimensiones desde el eje de simetría del pilar hasta el vértice de la pluma de 6 m.

En el apartado anterior, habíamos comentado el dimensionamiento del perfil, partiendo desde el predimensionamiento HEB 600, con los cálculos contenidos en el anexo 1.1.2.

El caso calculado más desfavorable que acotará el dimensionamiento de la pluma grúa es el caso donde coexisten las cargas máximas y un viento lateral a la grúa. Los momentos y esfuerzos mostrados a continuación están calculados en el empotramiento de la pluma con la columna de la grúa, donde se producen las mayores tensiones en una viga en voladizo según la resistencia de materiales.

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Mz max	991,76	kNm
My max	9,98	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	3,33	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,21E+05	kN/m ²
FDS	1,95	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,70	kN/m ²
τ_{xy} max	21,50	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,24E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	1,89	

Tabla 1. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia

Como podemos observar, la pluma trabajará en su combinación de esfuerzos más favorables considerado con un factor de seguridad de 1.89, siendo la tensión de von mises 1.24E5 y la tensión admisible del acero 2.35E5 (kN/m²)

El criterio utilizado para la selección de este perfil y las secciones utilizadas en el proyecto completo se basa en la simplicidad, intentando minimizar los costes de fabricación y montaje de la grúa.

En contraposición con el perfil seleccionado, los perfiles compuestos, también llamados “vigas cajón”, son capaces de cumplir las solicitaciones al igual que el perfil seleccionado con la desventaja que este perfil debe ser fabricado en taller a partir de perfiles normalizados de acero soldados entre sí para formar el debido perfil de dimensiones rectangulares.

Vamos a tomar un ejemplo de viga cajón para comparar este tipo de secciones compuestas con perfiles normalizada con el perfil seleccionado para el proyecto. El ejemplo en cuestión será una viga formada por dos perfiles UPE laminados, soldados por las alas del perfil. Se ha seleccionado un perfil que conformada la viga cajón mantenga la misma inercia principal que el perfil HEB 800, dado que el esfuerzo más desfavorable exige al perfil en contra de esta inercia.

Las características de la viga cajón, conformada por 2 perfiles UPE 320x184 son:

Perfil UPE 320x184		
Datos del perfil		
A	284,00	cm ²
I _x	42340,00	cm ⁴
I _y	13330,00	cm ⁴
Peso	184	kg/cm

Tabla 2. Características del perfil simple UPE 320x184.

PERFIL VIGA CAJÓN 2 UPE		
Datos del perfil		
A	599,94	cm ²
I _x	357347,32	cm ⁴
S _x	35734,73	cm ³
I _y	26660,00	cm ⁴
S _y	2012,08	cm ³
Peso	368	kg/cm

Tabla 3. Características del perfil compuesto por 2 UPE 320x184.

Las características del perfil HEB 800 son:

PERFIL HEB 800		
Datos del perfil		
A	334,20	cm ²
I _x	359100,00	cm ⁴
S _x	8977,50	cm ³
I _y	14900,00	cm ⁴
S _y	993,33	cm ³
Peso	262	kg/m

Tabla 4. Características del perfil HEB 800

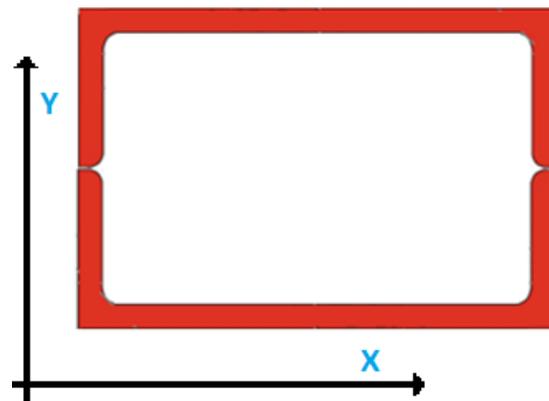


Ilustración 22. Esquema viga cajón. Fuente propia.

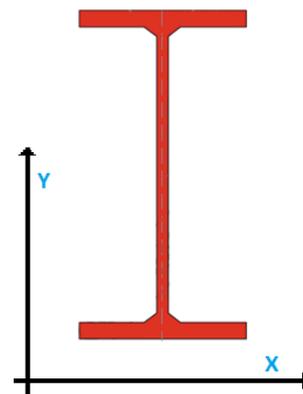


Ilustración 23. Esquema perfil HEB. Fuente propia.

Como podemos observar en las tablas, la viga cajón conlleva un mayor peso por metro lineal de perfil. Sin embargo, a igualdad de inercia en el eje OX, el perfil compuesto tiene mayor área, lo que conlleva que la viga cajón soportará un esfuerzo normal y cortante ligeramente superior.

Con respecto a la inercia en el eje OY y los momentos resistentes en ambos ejes OX e OY, la viga cajón supera, duplicando e incluso cuadruplicando, la inercia y momento resistente a los esfuerzos. Por lo tanto, y sin lugar a dudas, en este caso la viga cajón sería más eficaz soportando los esfuerzos en ambos ejes que el perfil seleccionado.

Sin embargo, el perfil normalizado HEB ha sido seleccionado debido a la sencillez del mismo, el ahorro de peso y la forma del perfil de cara a su uso con los polipastos con carro de traslación.

Con respecto a la sencillez de los perfiles HEB y su coste, debemos tener en cuenta que el coste de los perfiles compuestos se incrementa a mayor longitud de pluma a colocar en la grúa. Esto se debe por la necesidad de soldar los perfiles en U para la fabricación de la viga cajón, lo que conlleva un gran inconveniente con respecto a los perfiles normalizados HEB, IPE, IPN, etc.

Estos perfiles normalizados constan de un ala simétrica respecto a su eje vertical, geometría la cual utilizan elementos mecánicos tales como los carros de traslación y polipastos eléctricos, muchos de los cuales vienen adaptados para su utilización directa en estos perfiles normalizados. En el caso de vigas cajón, similares a la ilustración 22, han de colocarse carriles para el uso de estos carros polipastos, aumentando el coste y peso, del perfil.



Ilustración 24. Polipasto del fabricante GH cranes.

6.2.3.2. Placa portante

Para realizar el soporte de la pluma a la estructura portante de la misma, se decidió plantear una placa portante, la cual debe soportar los esfuerzos que transmite la misma a través de la sección eficaz de la soldadura realizada para unir el perfil y sus cartelas a la placa, según se realiza en la literatura (Nonnast, 2006).

El diámetro de la placa será de 1512 mm, debido a que este es el diámetro exterior del rodamiento seleccionado, de tal forma que esta placa quede enrasada con el exterior del rodamiento.

Se debe destacar un aumento del espesor en 10 mm en el perímetro de la placa a efectos constructivos para facilitar el ensamble de la misma, tal como se aprecia en la siguiente ilustración. El ancho determinado para este aumento del espesor es de 56 mm, donde apoya directamente en rodamiento, permitiendo la situación de los pernos para enclaje del rodamiento en la columna.

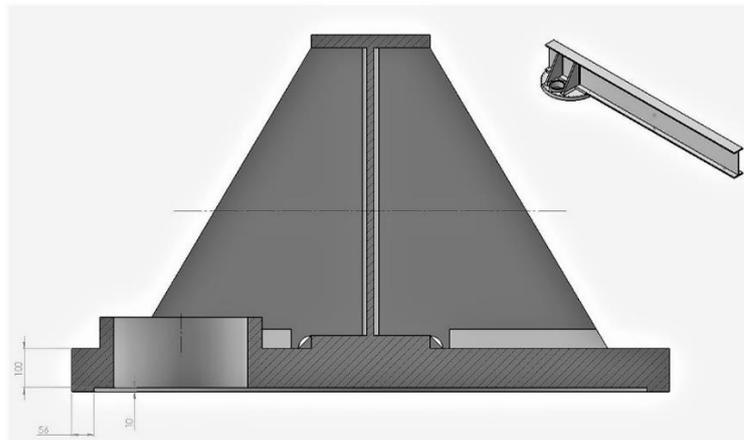


Ilustración 25. Sección en plano medio de la placa portante. Detalle aumento de espesor.
Fuente propia

La soldadura calculada en la placa, ver el *anexo 1.1.4.*, resulta con unas dimensiones de garganta para cada cordón, según las recomendaciones de la literatura (Nonnast, 2006), de 23.1 y 35 mm para las uniones del perfil HEB y las cartelas a la placa, respectivamente, tal como se muestra en la ilustración 26 y 27. Tras el dimensionado de la unión, el factor de seguridad más desfavorable que hemos obtenido para la unión de la pluma con el soporte es de 1.475, lo que nos asegura la resistencia de la misma.

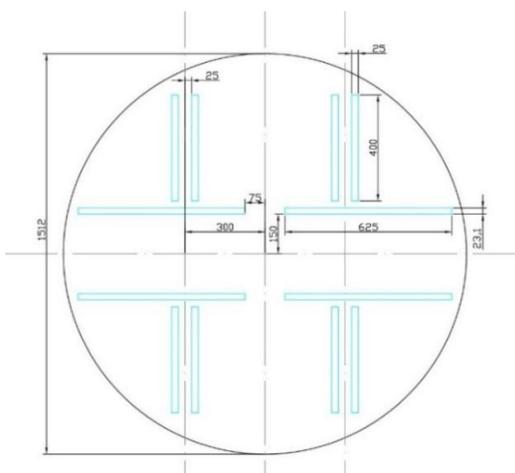


Ilustración 26. Croquisado de la sección eficaz proyectada de la soldadura en la placa. Fuente propia.

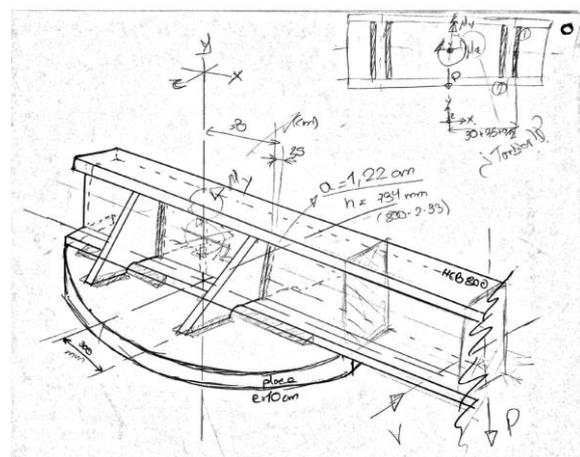


Ilustración 27. Croquisado de soldaduras y transmisión de esfuerzos en la placa soporte. Fuente propia.

La unión de la cartela con el perfil, la cual que se aprecia en la ilustración 26, se realiza de forma que el cordón de soldadura resulte con una garganta de 12.25 mm de espesor. La cartela se debe unir al perfil atendiendo que se debe asegurar el no contacto entre la propia cartela y el cordón de soldadura del perfil HEB y la placa soporte, tal como aconseja la bibliografía (Nonnast, 2006), para no discontinuar la soldadura del perfil.

Para realizar el dimensionamiento de la placa en sí misma, se ha utilizado el software Solidworks. Se han realizado varios estudios para poder aproximar de la forma más veraz posible la resistencia de la placa. Los diferentes estudios realizados constan en el *anexo 1.1.4*.

Los estudios realizados son estudios estáticos lineales y estático no lineales con dos tipos de cargas aplicadas: los esfuerzos y momentos resultantes de las cargas en la pluma de la grúa a partir del eje central de anclaje y las cargas mayoradas colocadas en su posición real.

El método de carga aplicado en estos estudios es de *carga remota*, aplicada en las áreas anteriormente descritas. El método de carga utilizado para analizar los esfuerzos consta de múltiples opciones, de las cuales nos interesan las opciones de carga "Carga de transferencia directa" y "Carga con conexión rígida". Tal y como expresa la compañía *Dassault Systemes*, propietaria del software, el método de *carga remota* mediante *transferencia directa*, implica que el uso de esta opción es equivalente cuando el componente omitido, en este caso la pluma, es lo suficientemente flexible, pero sus desplazamientos se encuentran dentro del desplazamiento supuesto. El método de *carga remota* mediante *conexión rígida* implica la conexión rígida, mediante barras (tal como observamos en la ilustración, de una ubicación remota al elemento a análisis donde aplicamos los esfuerzos que afectan al modelo. Esta opción de estudio aproxima de mayor medida un elemento completamente rígido.

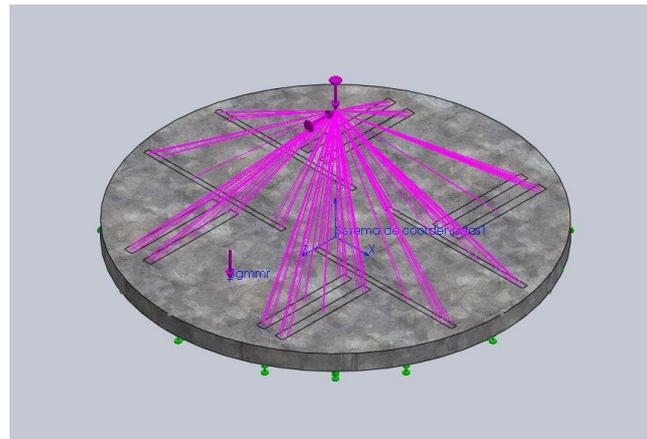


Ilustración 28. Ejemplificación de carga remota. Fuente propia

Por lo tanto, ninguna de estas opciones de carga puede tomarse como condición de carga real, sabiendo que el procedimiento de soldadura de un perfil y/o placas de las dimensiones consideradas a una placa o superficie base con los cordones de soldadura adoptados implica una rigidez de la unión y una flexibilidad de los materiales que no puede considerarse totalmente por ninguno de los métodos posibles mediante el software.

En los estudios realizados, resulta uno de estos singularmente con un valor de tensiones muy cercano al límite elástico ($2.1 \cdot 10^8 > 2.029 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$). Al realizar un estudio estático lineal podemos comprobar que esta tensión en un punto de enclavamiento se reduce a una singularidad.

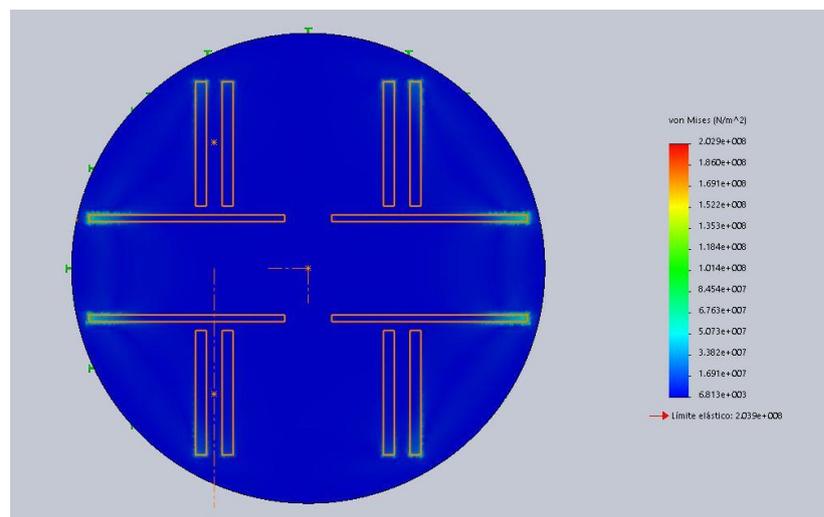


Ilustración 29. Distribución de tensiones según el estudio E4. Fuente propia.

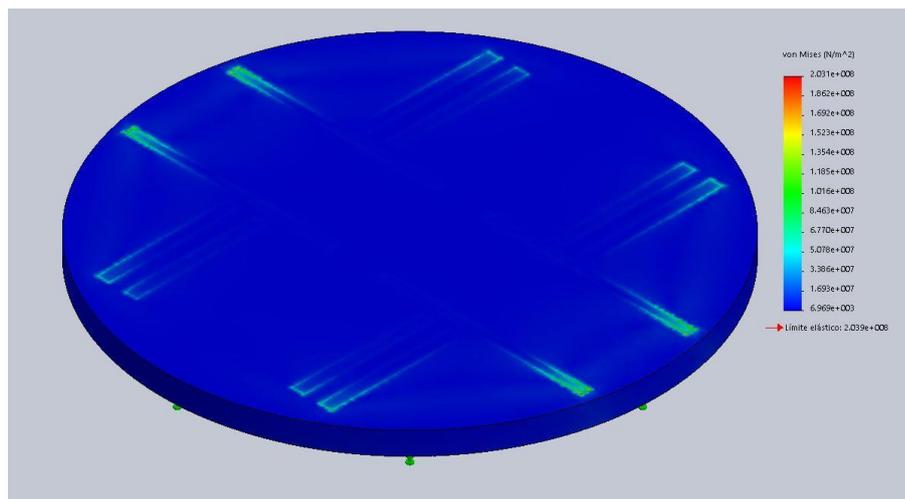


Ilustración 30. Resultado del estudio E5 no lineal. Fuente propia

Debemos tener en cuenta que, poniéndonos del lado de la seguridad, los modelos realizados mediante transferencia directa y conexión rígida, considerando ambos aspectos de cara a las características reales de la unión, en todos los casos las tensiones máximas se encuentran bajo el límite elástico del material. Tal y como se comenta anteriormente, no podemos considerar que ningún estudio realizado al modelo pueda aproximarse al 100% a la realidad del mismo, pero tras los diversos estudios y manteniendo un margen de seguridad suficiente podemos determinar un espesor válido de 10cm para la placa en cuestión.

Para la colocación del grupo motriz, el cual trataremos su avance más adelante, se situará un soporte circular soldado a la placa, a la cual se deberá realizar un vaciado de material de 375 mm de diámetro, a una distancia desde el eje de la placa de 480 mm, situándose entre las cartelas de apoyo de la pluma, tal como podemos apreciar en las ilustraciones 26 y 27. Este soporte será un mecanizado circular hueco de acero de 35 mm de espesor con un diámetro exterior de 410 mm y una altura de 80 mm desde la placa soporte.

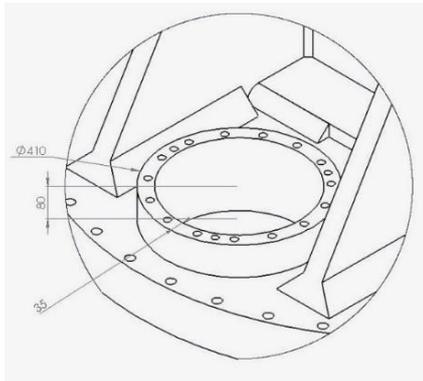


Ilustración 31. Detalle en perspectiva del soporte del motor-reductor. Fuente propia

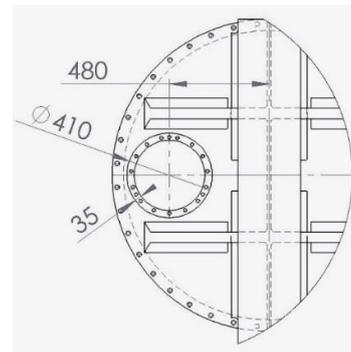


Ilustración 32. Detalle en planta del soporte del motor-reductor. Fuente propia

A este soporte se le deberán mecanizar varios agujeros ciegos roscados de 40 mm de profundidad de acuerdo a los tornillos de sujeción utilizados para anclar el reductor a la placa soporte, según la siguiente ilustración.

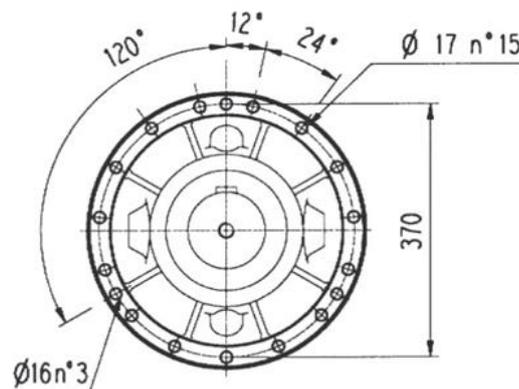


Ilustración 33. Esquema de posiciones de agujeros para pernos de anclaje, según especificación del fabricante. Catálogo Bonfiglioli

6.2.3.3. Columna de la grúa

El pilar anteriormente propuesto, redondo hueco de 650 mm de diámetro y 50 mm de espesor, ha sido sustituido debido al estudio de pandeo del pilar, el cual no soporta las solicitaciones necesarias. Además, debido a la selección del rodamiento, el cual aconseja el fabricante que se coloque el apoyo del mismo directamente en el diámetro de rodadura para evitar excentricidades a la hora de transmitir el esfuerzo, se define un pilar de diámetro 1450 mm y espesor de 50mm. El cálculo y verificación de este perfil se realiza en el *anexo 1.1.3*.

El cálculo del pilar se ha realizado verificando mediante cálculo analítico de la tensión equivalente para cada caso de carga especificado en la norma UNE 58118, tal como encontramos en el anexo 1.1.1.

En el caso de carga limitante obtenemos los siguientes resultados, con un factor de seguridad de 15.05.

Caso 3 (Ensayos)		
Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,562E+04	kN/m ²
FDS	15,05	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,562E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,05	

Ilustración 34. Resultados en el caso más desfavorable. Columna de la grúa. Fuente propia.

Para verificar el perfil a pandeo, se ha calculado la tensión crítica de pandeo, según la literatura (Gere, Timoshenko, & Bugeda, 2002), tal como se explica en el anexo 1.1.3. El coeficiente de seguridad a pandeo obtenido, según la carga crítica de abolladura es de 820.

VERIFICACIÓN A PANDEO		
Pcr	215088,37	KN
L	11,4	m
Cseg	821,71	

Tabla 5. Resultados analíticos ante cálculo a pandeo. Fuente propia.

Se ha realizado mediante el software Solidworks un estudio a pandeo utilizando las solicitaciones del caso de carga tomado para verificar analíticamente. Se ha obtenido el siguiente resultado, aproximándose al cálculo analítico, con un factor de carga de 764, un 4% de error.

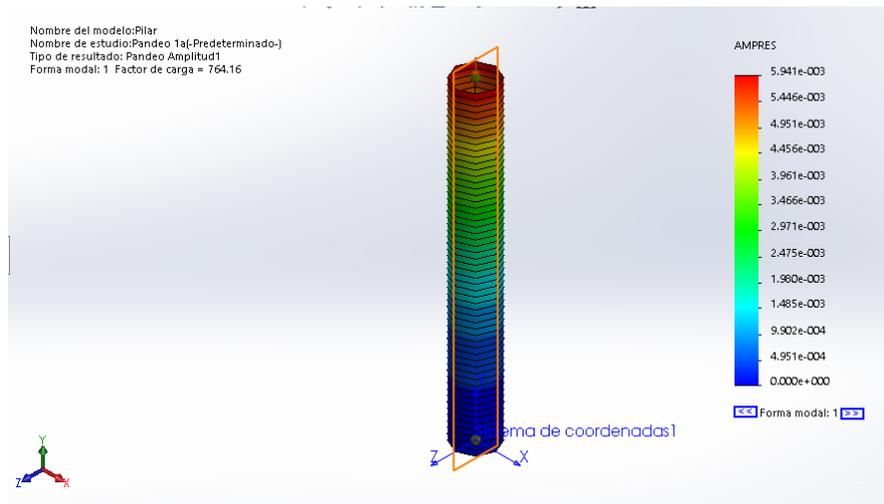


Ilustración 35. Estudio a pandeo de la columna. Fuente propia.

Tras el dimensionamiento del perfil y verificación pandeo, podemos asegurar la resistencia del pilar de una forma muy holgada, ya que debemos tener en cuenta que este componente deberá soportar y transmitir todos y cada uno de los esfuerzos deseados y no deseados en la estructura.

Se definen las dimensiones finales de la columna como 11,4 m, desde la placa de anclaje, la cual trataremos más adelante, hasta la corona soporte del rodamiento.

En el pilar se destacan las reducciones de espesor debido a la facilitación necesaria para en ensamble de la grúa, tal como se aprecia en la ilustración, para habilitar el espacio físico donde se ubicarán los pernos necesarios y su colocación.

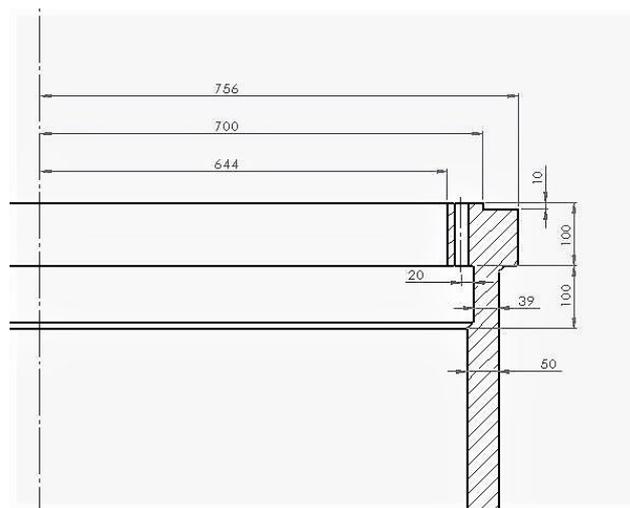


Ilustración 36. Detalle constructivo para el montaje del rodamiento.

6.2.3.4. Rodamiento de gran diámetro

Para que la estructura anteriormente descrita pueda realizar un movimiento de rotación deben colocarse los mecanismos necesarios para que esto sea posible. En este proyecto se ha planteado la colocación de un rodamiento de gran diámetro con dentado interior y un grupo motor eléctrico con un reductor epicicloidial montado verticalmente de forma que el piñón de ataque del grupo motriz engrane correctamente con el rodamiento anclado a la estructura.

Hemos de tener en cuenta que este rodamiento va a ser el que acople la pluma con la columna de la estructura y debe evitar que ante la carga mayor de 12 toneladas la pluma ceda ante esta, produciéndose la desviación y rotura del rodamiento. Un rodamiento de menor tamaño podría soportar las cargas axiales ejercidas en el rodamiento, pero el parámetro limitante se encuentra en el momento de vuelco que debe soportar el rodamiento, un momento de vuelco de 1000 kNm aproximadamente (según el caso de carga más desfavorable para la pluma), por lo tanto, la resistencia que debe aportar el rodamiento, un rodamiento de un tamaño normal no sería capaz de proporcionar.

El rodamiento seleccionado es del fabricante Rothe Erde. Los cálculos referidos a la selección del rodamiento según el catálogo del fabricante pueden verse en el *anexo 1.1.6*.

Para la selección del rodamiento se plantean varios modelos del catálogo del fabricante, los cuales podrían cumplir con los requerimientos de la estructura. La especificación del rodamiento seleccionado según el fabricante es el rodamiento de la serie *KD 600* con especificación *062.30.1400.001.11.1504*.

Para seleccionar este rodamiento se han tomado una fuerza axial y un momento de inercia equivalente, según la aproximación dada por el fabricante.

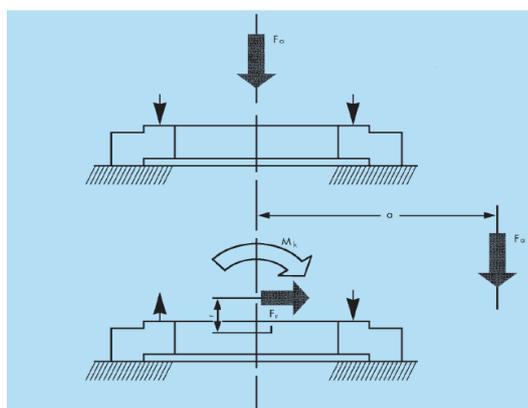


Ilustración 37. Aproximación de las solicitaciones en el rodamiento según Rothe Erde

Durante la selección del rodamiento verificamos la vida útil del rodamiento, la cual resulta de 37400 ciclos de utilización, con vista a 10 años del mismo.

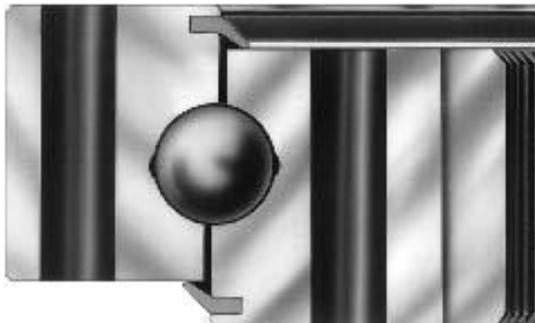


Ilustración 38. Diseño constructivo del rodamiento KD 600 con dentado interior según el catálogo del fabricante.

6.2.3.5. Motor-reductor

Para la selección del grupo motriz que hacen posible la rotación de la pluma, se ha escogido la serie 300M de reductores epicicloidales del fabricante Bonfiglioli, el cual nos ofrece una gama de potencias muy amplia.

Los cálculos y verificaciones de los parámetros necesarios, según el método de selección que aconseja el fabricante, se encuentran en el *anexo 1.1.7*.

Dentro de las diferentes opciones que tenemos para dotar de potencia al mecanismo de rotación de la grúa se ha seleccionado los sistemas epicicloidales frente a sistemas de tornillo sin fin o de engranajes helicoidales de ejes coaxiales debido a su gran eficiencia mecánica y reducidas dimensiones. Sistemas de reducción como el sistema de tornillo sin fin son muy eficaces para su utilización en sistemas de giro en grúas, dado que no requieren de freno motor, pero, sin embargo, suponen unas pérdidas mecánicas muy superiores a los sistemas epicicloidales, incluso del 50% (Niemann & Massanet, 1973), lo que provocaría que el sistema requiera un motor eléctrico mucho más potente de lo que requiere el sistema de engranajes planetarios.



Ilustración 39. Reductor lineal de ejecución en un eje, según el fabricante Bonfiglioli.



Ilustración 40. Reductor de tornillo sin fin de ejecución en ejes perpendiculares, según el fabricante Bonfiglioli.

Para calcular la potencia necesaria para realizar el giro de la pluma es preciso calcular los momentos que se resistan al giro de la misma. Estos giros vienen definidos como Par de arranque, el par necesario para comenzar el giro de la pluma y vencer la fuerza de rozamiento estático, y Par de aceleración, el par necesario para acelerar la pluma de la grúa desde velocidad nula hasta la velocidad objetivo. El caso de carga determinado para realizar la selección del motor-reductor es el caso 2 de carga, ver en anexo 1.1.1

Tras las verificaciones requeridas por el fabricante, la potencia mínima necesaria para asegurar el giro de la grúa es de 2.47 kW, por lo tanto, debemos ir al motor eléctrico inmediatamente superior. La especificación del grupo motor-reductor seleccionado es:

BX100LB4 230/400-50 IP55 CLF B5 W / FA 160 R NB 230SA 310ML4 392 HZ PLQ

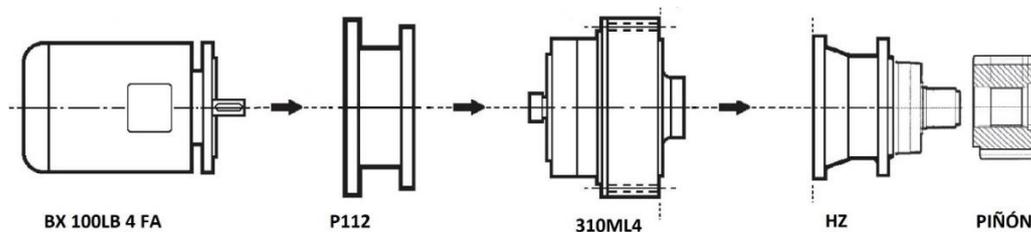


Ilustración 41. Esquema de montaje del grupo motor-reductor. Fuente propia.

El motor seleccionado es un motor de 3kW de potencia con una eficiencia IE3, lo cual implica que, según la normativa IEC 60034-30, el motor asegura un 87.7% de eficiencia energética en funcionamiento. La protección IP55 nos asegura que el motor se encuentra protegido ante las inclemencias del tiempo junto al aislamiento del mismo.

Dado que el motor posee un freno propio con enclavamiento, nos permite controlar el movimiento y para del giro de la grúa.

El sistema reductor con la salida HZ, es capaz de incorporar un piñón de ataque que directamente produce la rotación del rodamiento para hacer capaz el giro de la pluma. Este accesorio viene desde el fabricante preparado para su ensamble en el conjunto motriz.

Debido a la relación de transmisión entre el engrane del dentado del rodamiento y el piñón de ataque del motor eléctrico, la velocidad resultante en el giro de la pluma resulta superior a la deseada, 0.67 rpm. Por lo tanto, se opta por realizar una variación en la alimentación del motor eléctrico mediante un variador de frecuencia que reduzca la misma para controlar la velocidad del giro del motor. La alimentación limitada final

del motor eléctrico será de 230 V y 40 Hz. Los cálculos relativos a la variación de la frecuencia del motor eléctrico para adecuarlo a la velocidad deseada en la salida pueden encontrarse en el *anexo 1.1.7*.

Para realizar el ensamble del conjunto motor-reductor, el fabricante proporciona el reductor junto con su salida (*especificación HZ*) y el collarín (*especificación P112*) preparado para el ensamble con todos los tornillos correspondientes, por lo tanto, únicamente debemos preparar la unión del motor con el collarín y la unión del reductor con su apoyo en la placa de la estructura.

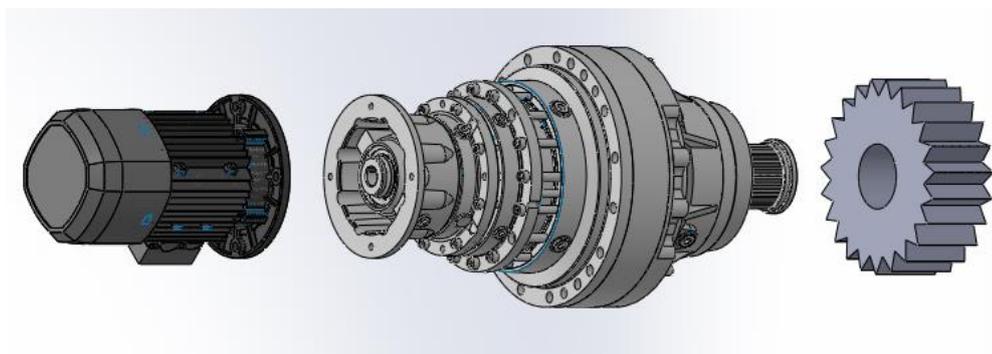


Ilustración 42. Modelado en Solidworks del grupo motor-reductor. Vista explosionada. Fuente propia.

6.2.3.6. Polipasto y carro de traslación

Para poder realizar la elevación de la carga, debemos seleccionar un polipasto correcto, así como su carro de traslación para asegurar el rango de utilización a lo largo de toda la pluma. Para determinar el polipasto necesario en este proyecto, ha sido necesario determinar la utilización del mismo, asumiendo que la grúa será utilizada en total 5 horas diarias, dado que este tipo de maquinaria no se utiliza de forma intensiva, como puede ocurrir con una máquina herramienta, durante toda la jornada laboral, durante los 251 días laborables, según el calendario de 2018 en las Islas Canarias, teniendo en cuenta los días festivos y fines de semana.

Los cálculos referentes a la selección del polipasto y el carro del mismo se encuentran en el *anexo 1.1.8*.

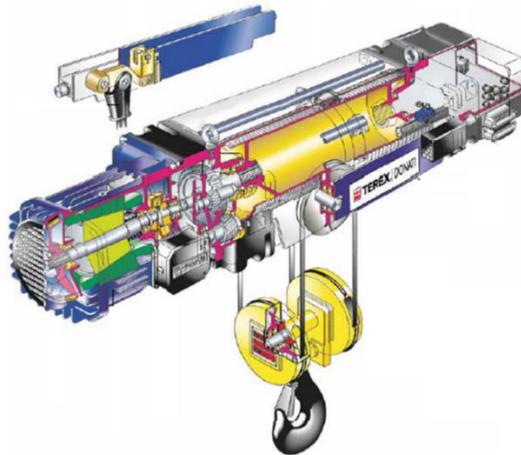


Ilustración 43. Polipasto con detalle interior según el catálogo del fabricante Donati

La especificación del polipasto y carro de traslación seleccionado son, tal como detalla la ilustración del catálogo del fabricante:

Polipasto DRH 44L3-P - Carro DST N DS4AE

El polipasto DRH es un polipasto de cable con 4 ramales de cable y velocidad de elevación de 4 m/min con capacidad para 12,5 toneladas y grupo de servicio según FEM M6.

El carro DST DS4AE es un carro de traslación monoviga con velocidad de traslación de 8 m/min.

El fabricante nos indica que sus polipastos constan de una protección IP55 en cuanto al equipo de elevación y traslación y una protección IP65 para los finales de carrera de los equipos, por lo tanto, la resistencia necesaria a ambientes agresivos. La alimentación de este equipo es corriente alterna trifásica de 400V a 50Hz, según especifica el catálogo del fabricante.

El polipasto consta de un limitador de carga propio el cual se deberá ajustar en el montaje del mismo y carro de traslación consta de finales de carrera que realizan un corte de la alimentación, previamente reduciendo la velocidad del mismo, para realizar la parada segura del carro. Estos toques "finales de carrera" deben colocarse y ajustarse en montaje tal como indica el manual de uso según el fabricante.

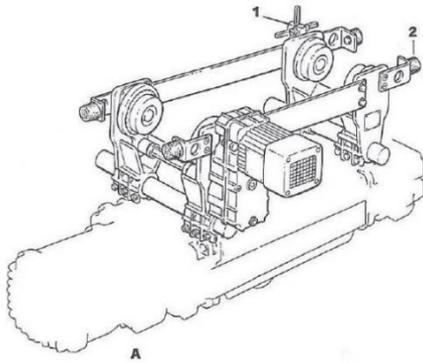


Ilustración 44. Carro de traslación del polipasto. Detalle de la posición de los interruptores final de carrera (2) y los reductores de velocidad (1), según el manual de uso del fabricante Donati.

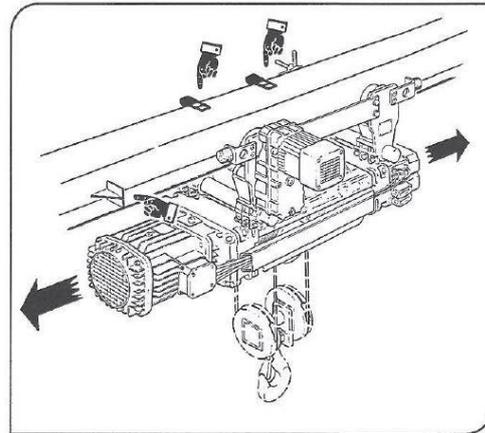


Ilustración 45. Carro de traslación del polipasto. Detalle de montaje de los topes final de carrera y reductor de velocidad.

Los finales de carrera colocados en la parte superior, tal como se muestran en la ilustración, se determinarán según las condiciones de montaje y las instrucciones del manual de uso del fabricante. Los topes de carrera finales deben evitar que el carro descarrile del límite del perfil, en caso de fallo del reductor de velocidad o del interruptor de corte de alimentación. Por tanto, se han dimensionado los topes inferiores para el final de carrera del carro de traslación, suponiendo un impacto de choque del carro y estableciendo una deformación límite en el mismo y, posteriormente, verificando la resistencia del tope en el software Solidworks. Los cálculos y verificaciones del tope final de carrera se encuentran en el *anexo 1.1.7*.

Los topes dimensionados son tal como se muestra en la siguiente ilustración.

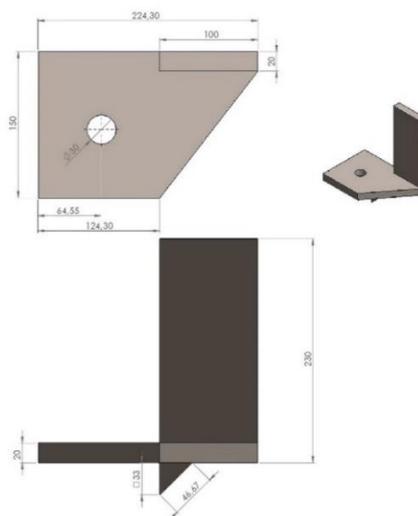


Ilustración 46. Dimensiones del tope final de carrera. Fuente propia.

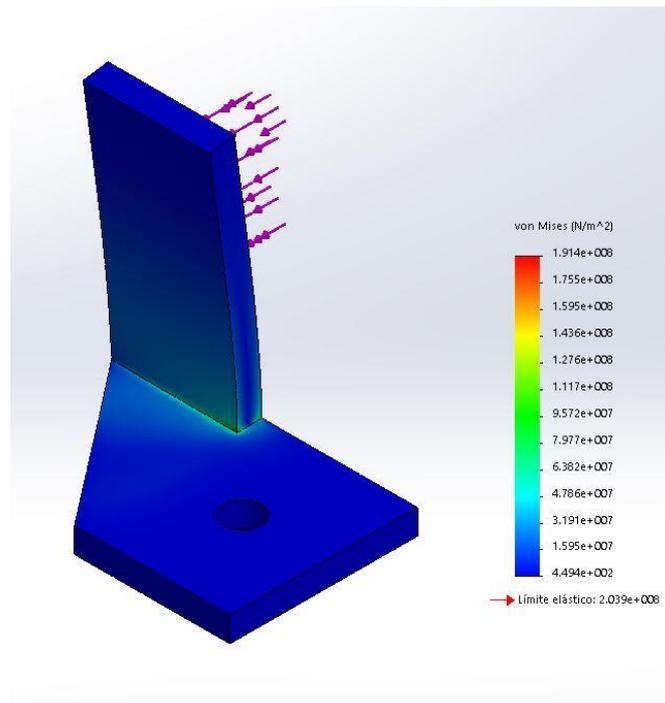


Ilustración 47. Resultados del estudio del tope final de carrera. Fuente propia.

Podemos ver como el tope dimensionado resistirá ante un impacto del carro portante para evitar el descarrilamiento del mismo, en caso de que no funcionen los sistemas de control del carro polipasto.

6.2.3.7. Placa de anclaje de la grúa

Debido a que la cimentación propiamente dicha no se encuentra dentro del alcance del proyecto, nos vemos limitados a realizar ciertas suposiciones para poder abordar el dimensionamiento de la placa de anclaje de la estructura, las cuales deben tenerse en cuenta a la hora de realizar la cimentación en la ubicación de la grúa.

Para realizar el dimensionado de la placa de anclaje utilizaremos el caso de carga más desfavorable para el pilar.

Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 6. Esfuerzos resultantes en la placa de anclaje. Fuente propia.

Para ello, primero han de calcularse los tornillos necesarios para anclar la misma, según el reparto del esfuerzo que realizan los mismos ante una sollicitación de flexión. Obtenemos las especificaciones necesarias para la resistencia de los tornillos según la literatura (Norton, 2011), tal como describimos en el anexo 1.1.5. El coeficiente de seguridad que utilizamos durante el cálculo será de 1.5. Además, deberá realizarse la precarga del tornillo del 50% del valor total de la resistencia del mismo.

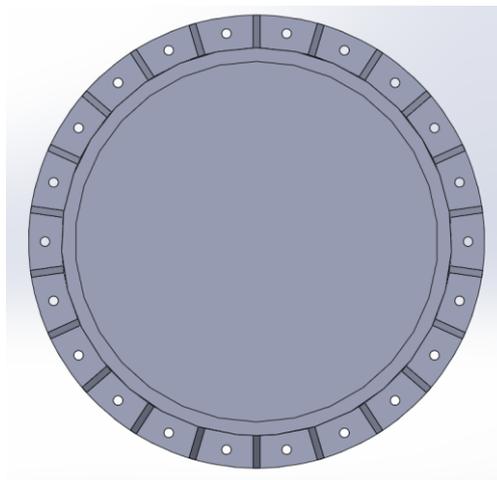


Ilustración 48. Reparto de los tornillos en la placa de anclaje. Fuente propia.

Los cuales han resultado con un par de apriete de 868.69 Nm.

22 und. Tornillo hexagonal M33 - DIN931 - 8.8

El cálculo relativo a los tornillos de anclaje se ubica en el *anexo 1.1.5.*, sin definir la longitud de anclaje debido a que para ello es necesario conocer las características del terreno, por lo que deberá determinarse junto a la cimentación de la grúa.

El factor de seguridad de trabajo para los tornillos es de 1.58.

Conocidos los tornillos necesarios para el anclaje de la estructura, se procederá a dimensionar la placa de anclaje mediante estudio de elementos finitos con el software Solidworks. Para ello se propone un predimensionado de la estructura, de tal forma que la única variable será la altura de las cartelas utilizadas, realizando el cálculo a partir de las sollicitaciones más exigentes para el pilar en este punto. El predimensionamiento se realiza de la forma tal como se muestra en la ilustración 49.

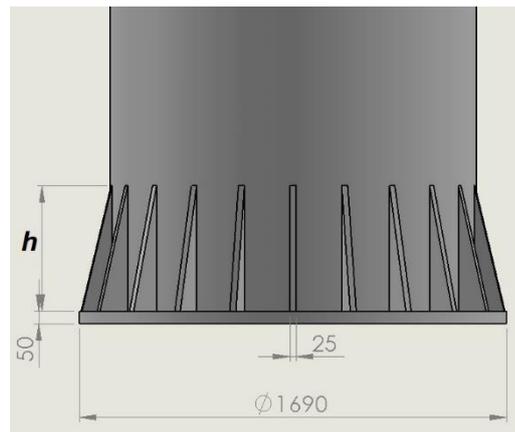


Ilustración 49. Esquema de predimensionamiento de la placa de anclaje.

Durante el análisis nos encontramos con un reparto de esfuerzos tal como se muestra en la siguiente ilustración, donde se muestra la palca de anclaje con las cartelas de 500 mm de altura bajo las condiciones de carga anteriormente nombradas.

Podemos ver como la distribución de tensiones en la placa de anclaje se reparte de la forma esperada, aprovechando el material y haciendo trabajar las cartelas colocadas y reduciendo las tensiones en la propia placa de anclaje. En las siguientes ilustraciones podemos ver como las tensiones en la placa se centran en la zona de los vaciados para los tornillos, pero sin llegar a superar el límite elástico del material ($2.1E8$ N/m²).

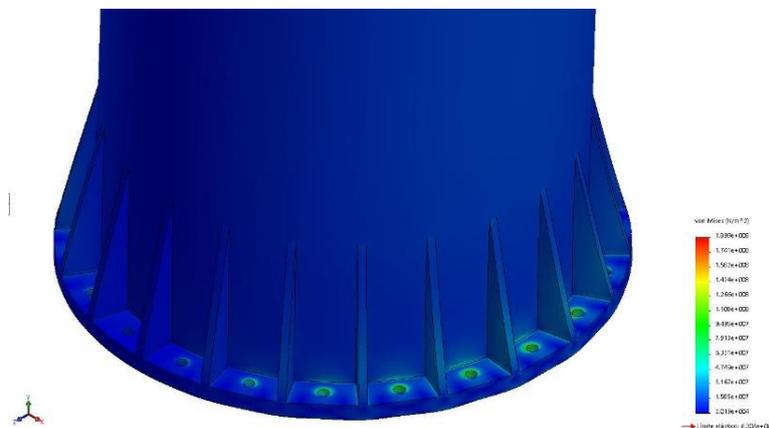


Ilustración 50. Distribución de tensiones en la placa de anclaje. Fuente propia.

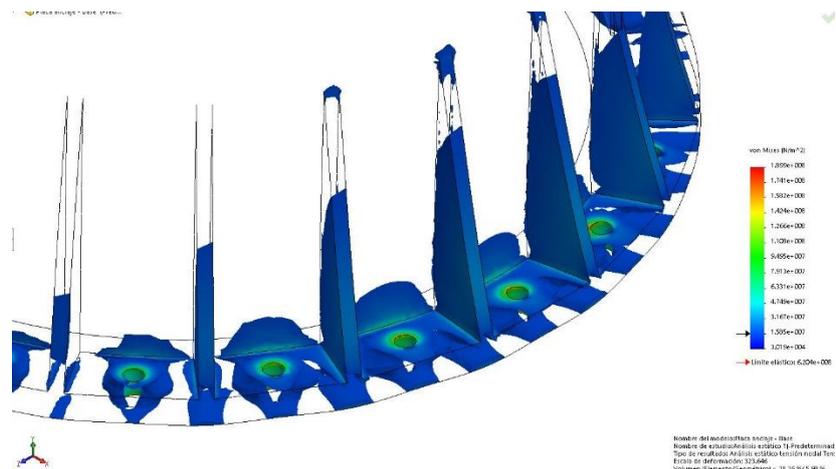


Ilustración 51. Iso-superficie. Distribución de tensiones más desfavorables en la placa de anclaje. Fuente propia.

Los cálculos y modelos referentes al dimensionamiento de la placa de anclaje se ubican en el *anexo 1.1.5*.

La placa de anclaje resultante, tendrá unas dimensiones tal como se muestra en la siguiente ilustración, con un diámetro exterior de 1690 mm y un espesor de 50 mm de la placa. Se ubicarán simétricamente 22 cartelas de 25 mm de espesor con unas dimensiones de 120 mm en su base y 500 mm en su altura.

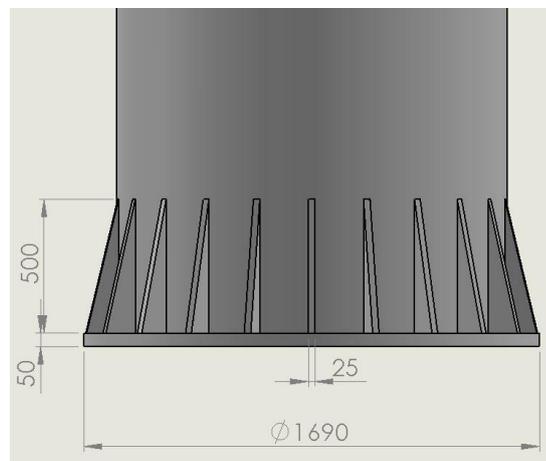


Ilustración 52. Dimensiones de la placa de anclaje y cartelas en la base de la estructura. Fuente propia.

6.2.4. Detalles de fabricación y ejecución

6.2.4.1. Fabricación

Cuando se trata de proyectos que tratan piezas de tales dimensiones, una de las mayores preocupaciones es su fabricación. En este proyecto, dado que las piezas que

más preocupa su ejecución son la placa portante, el apoyo del rodamiento en el pilar y la placa base de anclaje.

Las placas de mayor espesor en este proyecto son la placa soporte y el apoyo del rodamiento, las cuales constan de un espesor de 100 mm y un diámetro exterior de 1512 mm (ver las ilustraciones 25 y 30). En la placa soporte de la pluma se deberá realizar un vaciado de material con un diámetro de 375 mm y se deberá preparar la superficie para el soldeo del asiento para el grupo motriz.

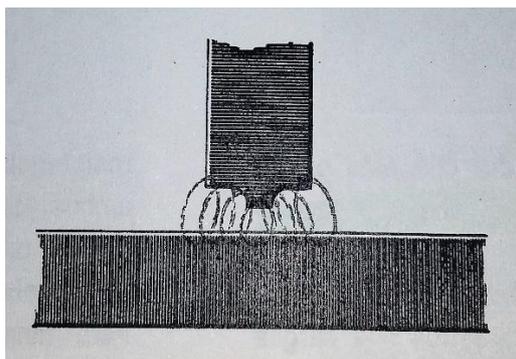
La placa base para el anclaje de la estructura tiene un espesor de 50 mm y un diámetro mayor de 1690 mm (ver ilustración 52).

Estas placas de mayor dimensión deberán mecanizarse a partir de placas de 100 mm mediante corte por agua. Una vez mecanizadas se procederá al soldeo de la placa soporte a la pluma y sus cartelas, tal como se comentaba anteriormente, y el soldeo de la placa de apoyo del rodamiento al pilar, el cual se realizará en taller por todo el contorno y preparando la unión.

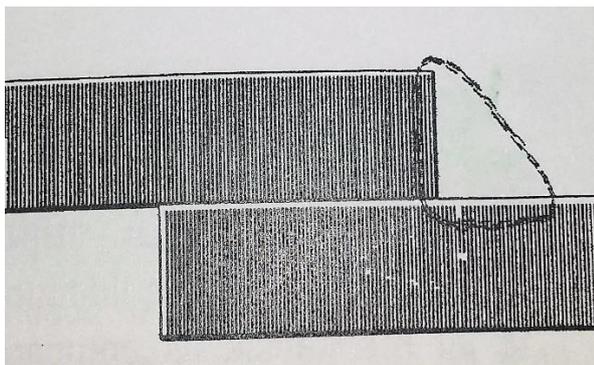
La placa base para el anclaje del pilar se soldará por todo el contorno en taller, seguidamente del soldeo de las cartelas a la placa y mismo pilar.

Debemos destacar las recomendaciones acerca de la soldadura que recomiendan las literaturas. Según la fuente (Giachino & Weeks, 1997), durante la fabricación de la pluma deberá procurarse realizarse una soldadura de la mayor calidad posible en taller ejecutada por un operario experimentado, recomendando un electrodo AWS E6010, minimizando la aportación de calor mediante el método de soldeo del método de peregrino con pasadas sucesivas para cubrir el espesor de soldeo necesario en cada caso.

Este tipo de soldaduras de gran espesor se requerirá una preparación de las superficies a unir a tope en doble J o con un achaflanado ligero para conseguir una penetración completa, según aconseje el profesional encargado en el soldeo.



*Ilustración 53. Preparación en doble J.
Giachino & Weeks, 1997*



*Ilustración 54. Preparación a solape. Giachino
& Weeks, 1997*

La mecanización del rebaje del espesor en la parte superior del pilar (ver ilustración 36), previo a la soldadura del apoyo del rodamiento, deberá realizarse en un torno al aire de grandes dimensiones, una fresadora de ataque frontal, o en un centro de mecanizado CNC específico que permita la colocación del pilar, teniendo en cuenta la longitud del mismo.

La fabricación del asiento para el conjunto motor-reductor se realizará mediante corte por agua de un tocho de material de 80 mm de espesor, produciendo el asiento de 410 mm de diámetro y 35 mm de espesor (ver ilustraciones 31 y 32)

Como referencia ante los métodos comentados para la fabricación de cada una de las partes, se aconseja la visita a la documentación de las empresas Secin S.A., Allus S.A., Leorpe S.L. o Cortenfrío S.L. referenciados en el *apartado 4.2*.

6.2.4.2. Ejecución y ensamble

Siendo la simplicidad y seguridad del diseño los patrones principales a la hora de realizar cualquier planteamiento del proyecto, el ensamble de las partes contenidas en el mismo no escapa de este planteamiento.

Para el ensamble de la grúa, se procederá primero con el anclaje de la estructura a la cimentación de la misma, presentando el pilar de la estructura mediante una grúa móvil adecuada y asegurando la misma mediante los tornillos de anclaje adecuados, según se comenta anteriormente.

Seguidamente se colocará el rodamiento mediante la misma grúa que acabamos de montar la columna de la grúa, presentándola en el lugar y asegurando la misma al asiento del pilar. Seguidamente se presenta la pluma, la cual es posible que requiera

de una grúa más específica debido a la posición del ensamblaje, y se atornilla al rodamiento asegurando la misma.

Para el anclaje del rodamiento, el fabricante realiza la especificación de los pernos y tuercas de sujeción, según la calidad y material de los mismos. La tornillería seleccionada para el ensamble del rodamiento con la estructura es:

86 und.	Tornillo hexagonal M20x200 - DIN931 - 12.9
2 und.	<i>Tornillo hexagonal M20x240 - DIN931 - 12.9</i>
88 und.	<i>Tuerca hexagonal M20 - DIN934 - 12.9</i>
88 und.	<i>Arandela plana 20 DIN125A</i>

La selección de la tornillería se realiza en el *anexo 1.1.6*.

Seguidamente se debe realizar el ensamble del conjunto motor-reductor. Tal como comentábamos durante este apartado, el reductor del sistema motriz llega desde el fabricante preparado para la colocación del motor y el piñón de ataque, tal como se muestra en las ilustraciones 41 y 42.

Primero se unirá el motor eléctrico al reductor. Para unir el motor con el collarín se procederá con los siguientes tornillos, especificados según el fabricante, de igual calidad 8.8 o superior (recomendada por el fabricante Bonfiglioli), y un apriete justo para asegurar la fijación del motor.

4 und.	<i>Tornillo hexagonal M14x40 - DIN931 - 8.8</i>
4 und.	<i>Tuerca hexagonal M14 - DIN934 - 8.8</i>

Seguidamente, se colocará el piñón de ataque en el reductor asegurándolo con la tapilla que se incluye junto al reductor.

Finalmente se deberá unir el conjunto motor-reductor a la estructura en su asiento, presentando el motor de forma que el piñón de ataque quede perfectamente enfrentado con el dentado del rodamiento de la grúa, tal como se muestra en la ilustración 55. Para unir el conjunto motriz a la placa, previamente preparada para el asiento del motor-reductor, se utilizarán los siguientes tornillos según un par de apriete de 350Nm, según especificación del fabricante.

18 und.	<i>Tornillo hexagonal M16x170 - DIN931 - 8.8</i>
---------	--

Se deberá tener cuidado con no dañar el dentado de ambas partes durante el proceso.

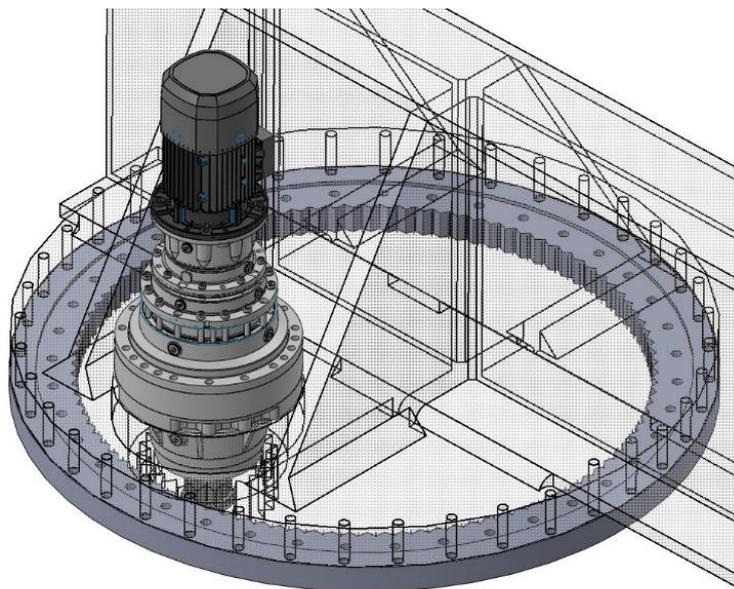


Ilustración 55. Esquema de la posición de montaje del sistema de giro. Fuente propia.

Para terminar el ensamble de la grúa se deberá presentar el polipasto de forma que desplace el carro portante de este por las alas de la pluma. Se deberán colocar los topes finales de carrera y ajustar según recomienda el fabricante.

En cuanto a la protección de la grúa contra ambientes agresivos, como pueden ser la situación en zona portuaria o en trabajos con sustancias agresivas, los componentes para el giro y elevación de la carga seleccionados ya disponen de una protección certificada. Sin embargo, la estructura como tal se compone de acero al carbono con una denominación SAE 1020, por lo tanto, se deberá realizar el recubrimiento de la misma en taller con una pintura que garantice la protección del material durante, al menos, 10 años con la clasificación C5 (zonas altamente corrosivas), haciendo hincapié en la protección de las zonas soldadas, las cuales resultan sumamente sensibles ante ambientes corrosivos.

Se deberá realizar un mantenimiento preventivo de la grúa cada año, como mucho extendiendo el mismo a dos años, de todos los componentes de la misma. Se recomienda realizar un mantenimiento correctivo del recubrimiento de la estructura a los 10 años, así como realizar la verificación profunda del polipasto, rodamiento y motor-reductor tal como indique cada fabricante.

Para la utilización de la grúa se deben tener en cuenta las disposiciones descritas por la norma UNE-EN ISO 12100:2012, en la cual se describen las condiciones de seguridad en las máquinas.

Con respecto a la utilización de esta máquina, únicamente podrá realizar el manejo de la misma un operario cualificado.

Durante la operación de la grúa, no deberá situarse ninguna persona de la zona de riesgo descrita por la amplitud de trabajo de la grúa (los 360° de giro y los 5,5 m más la mitad del ancho de la propia carga, por ejemplo 4 m, y una distancia de seguridad, por ejemplo 1 m, ante posibles oscilaciones de la misma), exceptuando el operario cualificado y siempre lo más lejos de la carga posible, tal como podemos apreciar en la ilustración.

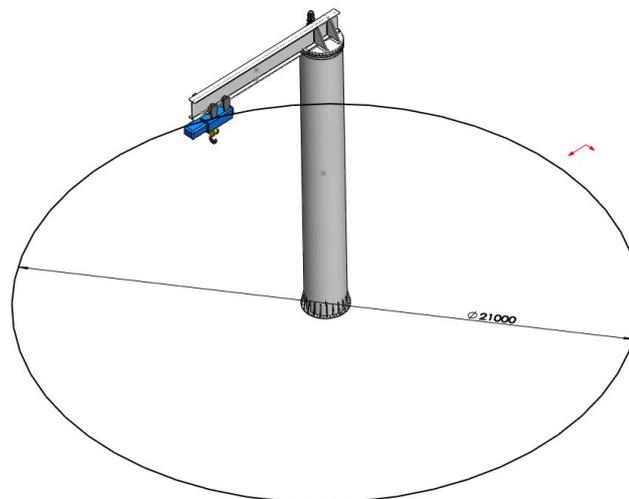


Ilustración 56. Zona de riesgo de la grúa pluma en actividad.

Durante el uso de la grúa no se recomienda superar cargas con un ancho superior a los 8 m y, en caso de acercarse a estas cotas, utilizar sistemas que prevengan el giro y la oscilación de la carga.

6.2.5. Equipamiento y accesorios eléctricos

Dado que el equipamiento eléctrico de la grúa no se incluye como alcance del mismo, no se realizará una profundización de este apartado, simplemente se realizarán apuntes acerca de los equipamientos que se deberán incluir y algunos detalles acerca de los sistemas eléctricos que deben constar en la ejecución final del proyecto como accesorio o mando del equipamiento ya instalado.

La alimentación general de la grúa deberá ser corriente alterna trifásica a 400 V y 50 Hz, de forma que el motor eléctrico se alimentará con un transformador de alimentación y un variador de fase a 230 V y el sistema de control para el equipo de elevación se alimentará según la corriente trifásica de 400V.

En el caso del sistema de elevación, el polipasto y el carro de traslación serán suministrados con un sistema de mando de radiotransmisión y alimentación de baja tensión, así como la alimentación suspendida hasta el polipasto mediante un cable flexible elevado, tal como se muestra en la ilustración siguiente.



Ilustración 57. Grúa pluma de columna con sistema alimentación suspendida hasta el polipasto.

Este sistema eléctrico es completamente estanco con certificación IP65, lo que lo hace resistente al polvo y al agua, por lo que no tendremos que preocuparnos por su resistencia a ambientes más agresivos.

El sistema motriz de la grúa deberá ir acompañado por un equipamiento ofertado por el fabricante, que consta de un sistema de control Active Cube ACU201 15 F A programable con alimentación de 230 V 50 Hz y una interfaz de control BMI SC, con certificación IP65, acompañado de un sistema de radiotransmisión.



Ilustración 58. Interfaz de control BMI SC, según el fabricante Bonfiglioli.



Ilustración 59. Sistema de control programable Active Cube ACU201 15FA, según el fabricante Bonfiglioli.

El diseño y ejecución del sistema eléctrico completo deberá quedar sin definir debido a que este apartado no entra dentro del alcance de este proyecto.

7. Resultados finales

De acuerdo a lo planteado durante este documento, el proyecto toma cuerpo como la grúa descrita en el apartado 6.2.3 y definida en detalle según el documento de Planos del proyecto.

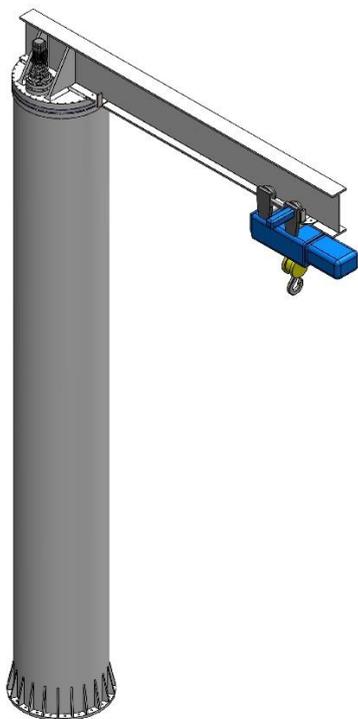


Ilustración 60. Modelo final de la grúa pluma. Fuente propia.

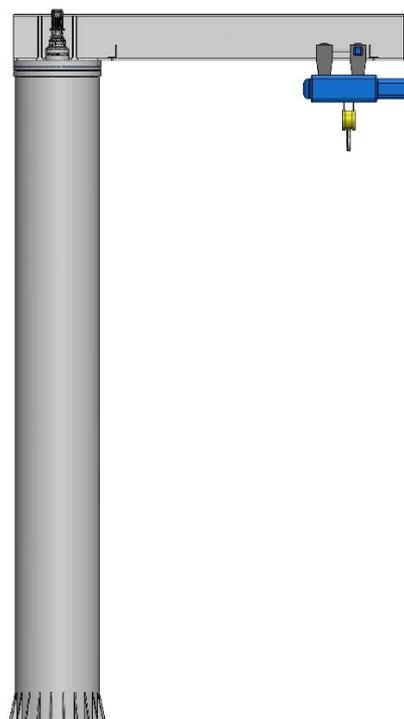


Ilustración 61. Modelo final de la grúa pluma. Fuente propia.

- **Especificaciones finales**

Las partes principales que componen este diseño final descritas en el anterior apartado, en su orden de montaje, junto a sus especificaciones son:

- Columna de la grúa
 - Altura total: 11.39 m
 - Diámetro exterior nominal: 1450 mm
 - Espesor nominal: 50 mm
 - Diámetro del apoyo superior: 1512 mm
 - Espesor del apoyo superior: 100 mm
 - Diámetro de la base: 1690 mm
 - Espesor de la base: 50 mm
- Rodamiento de gran diámetro

- Especificación del fabricante:
KD 600.062.30.1400.001.11.1504.
- Diámetro exterior: 1512 mm
- Diámetro de rodadura: 1400 mm
- Diámetro interior: 1224 mm
- Altura total: 89 mm
- Pluma de la grúa
 - Perfil normalizado: HEB 800
 - Longitud efectiva: 6 m
 - Diámetro del soporte: 1512 mm
 - Altura máxima (Incluido soporte): 910 mm
- Conjunto motor-reductor
 - Especificación del fabricante: BX100LB4 230/400-50 IP55 CLF B5 W / FA 160 R NB 230SA - 310ML4 392 HZ PLQ
 - Potencia: 3 kW
- Polipasto y carro de traslación.
 - Especificación del fabricante: *DRH 44L3-P - DST N DS4AE*
 - Altura a gancho: 10 m
 - Distancia gancho a pilar máxima: 5.5 m
 - Distancia gancho a pilar mínima: 1 m
 - Potencia total: 16.32 kW

8. Conclusión

Tras realizar el estudio de cada una de las partes que componen el proyecto, tal como hemos descrito durante todo el documento presente, se ha conseguido establecer un diseño que cumple de forma segura con todos los requisitos de diseño, tanto de dimensiones como capacidad y simplicidad del mismo, con previsión del futuro mantenimiento de la grúa y la facilidad para su ensamble.

Por lo tanto, se considera que se han superado los objetivos propuestos en los requisitos del proyecto, de una forma simple que permite la reducción del trabajo para la fabricación de la misma y un presupuesto ajustado para las dimensiones y capacidad de la misma.

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Anexos

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Índice Anexos

0. Abreviaturas y definiciones.....	4
1. Anexo: Cálculos analíticos y Resultados.....	7
1.1. Cálculos de la estructura.....	7
1.1.1. Determinación de solicitaciones.....	7
1.1.2. Cálculos de la pluma.....	15
1.1.3. Cálculos del pilar.....	24
1.1.4. Cálculo de la placa portante.....	38
1.1.5. Cálculo de la placa de anclaje.....	50
1.1.6. Selección del rodamiento.....	61
1.1.7. Selección del motor-reductor.....	71
1.1.8. Selección del polipasto y carro de traslación.....	79
2. Anexo: Tablas y Catálogos.....	87
2.1. Tabla de perfiles HEB.....	87
2.2. Catálogo Rothe Erde. Rodamiento de gran diámetro.....	88
2.3. Catálogo Bonfiglioli. Sistema motor-reductor.....	90
2.4. Catálogo Donati. Polipasto y carro traslación.....	95

0. Abreviaturas y definiciones

V_L	Velocidad de elevación o traslación
ξ	Coefficiente experimental para el cálculo del coeficiente dinámico
S_g	Solicitaciones debidas al peso propio de elementos
S'_g	Solicitaciones debidas al peso propio de elementos sin mayoración
S_L	Solicitaciones debidas al peso de cargas verticales
S'_L	Solicitaciones debidas al peso de cargas verticales sin mayoración
S_w	Solicitaciones debidas al viento en servicio
S'_w	Solicitaciones debidas al viento en servicio sin mayoración
S_{wfs}	Solicitaciones debidas al viento fuera de servicio
S'_{wfs}	Solicitaciones debidas al viento fuera de servicio sin mayoración
S_H	Solicitaciones debidas a esfuerzos horizontales
Ψ	Coefficiente dinámico
γ_c	Coefficiente de mayoración de las solicitaciones, excepto las debido a viento
ρ_{acero}	Densidad del acero
A_s	Área de la sección
L	Longitud de una pieza o perfil
D	Diámetro superior de la pieza
d	Diámetro inferior de la pieza
G_i	Peso propio de la pieza "i" por metro lineal
P_{vi}	Presión de viento
A_n	Superficie neta de la proyección de la estructura
C_f	Coefficiente aerodinámico de forma
V_{vi}	Velocidad del viento en servicio
F_{wi}	Fuerza neta ejercida por el viento
P_{vifs}	Presión de viento en condiciones fuera de servicio o tempestad
C_{seg}	Coefficiente de seguridad ante pandeo
P_{cr}	Carga crítica a pandeo
P	Carga de estudio a pandeo
E_{acero}	Módulo de Young (Límite elástico)
$I_{(i)}$	Inercia en el eje "i" (x, y, z o polar)
ρ_{adm}	Tensión admisible para cordón equivalente de soldadura
χ	Coefficiente de seguridad ante soldadura equivalente
$\rho^{(i)}$	Tensión para cordón equivalente de soldaduras según (i): cargas a tracción/compresión, cortante, flexión o torsión
A_{sold}	Área neta del cordón de soldadura

S_{WR}	Momento resistente de inercia para cálculo de soldadura
di	Distancia de la fibra más alejada del centro de inercia para cálculo de soldadura
Q	Carga o peso propio a tener en cuenta en el cálculo
L_q	Longitud de la carga al eje de referencia
f_{stat}	Coefficiente de mayoración estático para selección del rodamiento
f_L	Coefficiente de mayoración referente a vida útil del rodamiento
F_a	Fuerza axial equivalente para selección del rodamiento
$F_{a'}$	Fuerza axial equivalente mayorada para selección del rodamiento
F_{ao}	Fuerza axial equivalente de la curva de vida útil a 10 años para selección del rodamiento
M_k	Momento de inercia equivalente para selección del rodamiento
$M_{k'}$	Momento de inercia equivalente mayorado para selección del rodamiento
M_{ko}	Momento de inercia equivalente de la curva de vida útil a 10 años para selección del rodamiento
F_r	Fuerza axial en el rodamiento
Gc 10a	Numero de ciclos estimados de vida útil a 10 años
p	Presión bajo la cabeza del tornillo
p_G	Presión máxima resistente del material bajo la presión del tornillo
A_p	Área de la superficie efectiva a presión bajo la cabeza del tornillo
f_m	Factor de aumento para selección del motor-reductor
f_s	Factor de servicio para selección del motor-reductor
$n1$	Velocidad de entrada del engrane (piñón de ataque)
$n2$	Velocidad de salida del engrane (corona de salida)
D_L	Diámetro de rodadura del rodamiento
η_{me}	Rendimiento del motor eléctrico
η_{mec}	Rendimiento mecánico asociado a las pérdidas en el reductor
M_r	Momento de reacción causado por el inicio del movimiento de giro
M_a	Momento necesario para la aceleración de las masas en rotación
L_d	Distancia de la masa suspendida al centro de rotación de la misma
P_{beh}	Potencia necesaria para iniciar en giro de la pluma
P_a	Potencia de aceleración de las masas
P_{Td}	Potencia total necesaria asumiendo las pérdidas por rendimiento
P'_{Td}	Potencia total necesaria asumiendo las pérdidas por rendimiento, mayorada según condiciones del fabricante
P_n	Potencia nominal necesaria para selección del motor-reductor

<i>i</i>	Relación de transmisión
<i>z_i</i>	Número de dientes del engranaje "i"
<i>d_i</i>	Diámetro del engranaje "i"
<i>n_s</i>	Velocidad de sincronismo del motor eléctrico
<i>n_n</i>	Velocidad nominal del motor eléctrico
<i>f_{Hzs}</i>	Frecuencia de sincronismo del motor en Hercios
<i>f_{Hz}</i>	Frecuencia de funcionamiento en Hercios
<i>ppol</i>	Pares de polos del motor eléctrico
<i>s</i>	Deslizamiento del motor eléctrico
<i>T_m</i>	Tiempo medio de funcionamiento
<i>Ce</i>	Carrera efectiva del gancho
<i>Ch</i>	Ciclos por hora
<i>Ti</i>	Tiempo de utilización diario
<i>V</i>	Velocidad de elevación
<i>Hf(10 años)</i>	Horas de funcionamiento en 10 años
<i>Ga</i>	Días de servicio al año
<i>Cop(10 años)</i>	Numero de ciclos operativos en 10 años

1. Anexo: Cálculos analíticos y Resultados

1.1. Cálculos de la estructura

1.1.1. Determinación de solicitaciones

Para realizar el dimensionamiento de la estructura de la grúa pluma, se utiliza la normativa UNE 58 132 -2. Para el cálculo de los esfuerzos para solicitaciones por viento se utiliza la norma UNE 58 113. Para el cálculo de las solicitaciones especificadas en el caso de cálculo 3, se utiliza la norma UNE 58 118.

Las combinaciones explicadas a continuación no son las ecuaciones de cálculo de las solicitaciones finales, sino las combinaciones exigidas de las mismas.

Según esta norma, han de estudiarse tres casos de solicitaciones ante el dimensionamiento de la estructura de la grúa. Estos tres casos son:

- **Caso 1: Solicitaciones sin viento**

Las solicitaciones especificadas por la norma son: el peso propio de la estructura, las cargas longitudinales (carga objetivo) y las cargas horizontales.

$$\gamma_c[S_g + \psi S_L + S_H]$$

- **Caso 2: Solicitaciones con viento en servicio**

Las solicitaciones especificadas por la norma son: el peso propio de la estructura, las cargas longitudinales (carga objetivo), las cargas horizontales y el viento en servicio.

$$\gamma_c[S_g + \psi S_L + S_H] + S_w$$

- **Caso 3.a: Solicitaciones con viento fuera de servicio.**

Las solicitaciones especificadas por la norma son: el peso propio de la estructura y el viento fuera de servicio.

$$S_g + S_{wfs}$$

- **Caso 3.b: Solicitaciones bajo efecto de choque.**

Las solicitaciones especificadas por la norma son: el peso propio de la estructura, las cargas longitudinales (carga objetivo) y las cargas de choque.

$$S_g + S_L + S_T$$

En este caso, las cargas por efectos de choque no han de tenerse en cuenta según se especifica en la normativa, debido a que la velocidad de traslación y ascenso del gancho es inferior a la mínima que se determina para realizar el cálculo.

En nuestro caso, para la elevación de la carga:

$$V_L = 4 \text{ m/min} = 0.0667 \text{ m/s}$$

Para la traslación de la carga:

$$V_L = 8 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0.1334 \text{ m/s}$$

Según la norma UNE 58132-2, no debemos tener en cuenta el efecto de choque en el caso de que $V_L < 0.4 \text{ m/s}$, por lo tanto, este caso resulta similar al caso 1, solicitaciones sin viento.

- **Caso 3.c: Solicitaciones bajo ensayo de la estructura (según UNE 58118)**

En este caso, la normativa específica dos casos de carga, de los cuales se debe escoger la más desfavorable. En ambos casos las solicitaciones a tener en cuenta son: el peso propio

- Caso 3.c.1: $S_g + \Psi p_1 S_L$
- Caso 3.c.2: $S_g + p_2 S_L$

Los parámetros “p1” y “p2” vienen determinados según la normativa UNE 58118, la cual especifica los ensayos que deben tenerse en cuenta en cuestión de seguridad estructural.

- **Determinación de los coeficientes de seguridad**

Los coeficientes de seguridad γ_c y Ψ se determinarán según especifica las normas UNE 58132-2 y UNE 58112.

El coeficiente de mayoración γ_c viene dado por la clasificación de la estructura según la norma 58112-4. En este caso, la grúa a dimensionar se clasifica dentro del grupo A6, *grúa portuaria con gancho de utilización moderada*.

Tabla
Indicaciones relativas a la clasificación de las grúas de pluma y de sus mecanismos en función de su utilización

Nº	Tipo de grúa	Condiciones de utilización	Grupo de clasificación. Aparato en conjunto	Grupo de clasificación del mecanismo en su conjunto				
				Elevación	Cambio de alcance	Traslación del carro	Giro	Traslación
1	Grúa accionada manualmente		A1	M1	M1	M1	M1	M1
2	Grúa de taller destinada a tareas de montaje		A2	M2	M1	M1	M2	M2
3 a)	Grúa de a bordo con gancho		A4	M3	M3	-	M3	-
3 b)	Grúa de a bordo de cuchara o electroimán		A6	M5	M3	-	M3	-
4	Grúa de astillero		A4	M5	M4	M4	M4	M5
5 a)	Grúa de almacén con gancho		A4	M4	M3	M4	M4	M4
5 b)	Grúa de almacén de cuchara o electroimán	Utilización moderada ¹⁾	A6	M6	M6	M6	M6	M5
5 c)	Grúa de almacén de cuchara o electroimán	Utilización intensiva ¹⁾	A8	M8	M7	M7	M7	M6
6 a)	Grúa portuaria con gancho	Utilización moderada ¹⁾	A6	M5	M4	-	M5	M3
6 b)	Grúa portuaria con gancho	Utilización intensiva ¹⁾	A7	M7	M5	-	M6	M4
6 c)	Grúa portuaria de cuchara o electroportante	Utilización moderada ¹⁾	A7	M7	M6	-	M6	M4
6 d)	Grúa portuaria de cuchara o electroportante	Utilización intensiva ¹⁾	A8	M8	M7	-	M7	M4

1) Para las definiciones de "Utilización moderada" y "Utilización intensiva" véase la norma UNE 58-112 /1.

Tabla 1. Clasificación de las grúas pluma en función de su uso. UNE 58112-4

Tabla 3
Valor del coeficiente de mayoración γ_c

Grupo del aparato	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
γ_c	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

Tabla 2. Valores del coeficiente de mayoración γ_c según clasificación del aparato. UNE 58132-2

El coeficiente será:

$$\gamma_c = 1.14$$

El coeficiente dinámico Ψ , viene dado según la siguiente ecuación especificada en la norma UNE 58132-2:

$$\Psi = 1 + \xi V_L \geq 1.15 \quad 1$$

Según la norma, el coeficiente ξ será:

$$\xi = 0.6 \text{ para las grúas puente y pórtico}$$

$$\xi = 0.3 \text{ para las grúas pluma}$$

Siendo los valores:

$$V_L = 0.0667 \text{ m/s}$$

$$\xi = 0.3$$

El coeficiente dinámico será:

$$\Psi = 1.15$$

Los coeficientes de ensayo p_1 y p_2 serán, según se especifica en los puntos 3.3.1.3 y 3.3.2.3 de la norma UNE 58118, respectivamente:

$$p_1 = 1.25$$

$$p_2 = 1.1$$

- **Determinación de las solicitaciones a la estructura**

- **Peso propio de la pluma**

El peso propio de la pluma se ha calculado a partir del peso lineal del perfil utilizado, según especificado por el fabricante:

$$S'_{g_{HEB}} = G_{HEB} \cdot L = 15.72 \text{ kN (no mayorado)} \quad 2$$

siendo:

$$G_{HEB\ 800} = 2620 \text{ N/m}$$

$$L = 6 \text{ m}$$

La mayoración de esta carga se realiza mediante el coeficiente " γ_c ", determinado anteriormente.

$$S_{g_{HEB}} = \gamma_c \cdot S'_{g_{HEB}} = 17.92 \text{ kN (mayorado)} \quad 3$$

- **Peso propio de la columna**

El peso propio del pilar se ha calculado a partir del peso lineal del perfil utilizado, según la densidad del material

$$S'_{g_{\emptyset}} = \rho_{acero} \cdot A_{S_{\emptyset}} \cdot L = 46.25 \text{ kN (no mayorado)} \quad 4$$

siendo:

$$\rho_{acero} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$A_{S_{\emptyset}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = 0.0491 \text{ m}^2$$

La mayoración de esta carga se realiza mediante el coeficiente " γ_c ", determinado anteriormente.

$$S_{g\emptyset} = \gamma_c \cdot S'_{g\emptyset} = 52.73 \text{ kN (mayorado)} \quad 5$$

- **Peso propio del polipasto**

El peso propio del polipasto y su correspondiente mecanismo se ha calculado a partir de datos proporcionados por el fabricante:

$$S'_{g_{pol}} = 14.27 \text{ kN (no mayorado)}$$

La mayoración de esta carga se realiza mediante el coeficiente “ γ_c ”, determinado anteriormente.

$$S_{g_{pol}} = \gamma_c \cdot S'_{g_{pol}} = 16.27 \text{ kN (mayorado)} \quad 6$$

- **Peso propio del motor-reductor**

El peso propio del motor eléctrico se ha calculado a partir de datos proporcionados por el fabricante. El peso propio del grupo motor-reductor

$$S'_{g_{MMR}} = 2.8 \text{ kN (no mayorado)} \quad 7$$

La mayoración de esta carga se realiza mediante el coeficiente “ γ_c ”, determinado anteriormente.

$$S_{g_{MMR}} = \gamma_c \cdot S'_{g_{MMR}} = 2.37 \text{ kN (mayorado)} \quad 8$$

- **Peso propio del rodamiento**

El peso del rodamiento se ha determinado a partir de los datos proporcionados por los fabricantes y catálogos de rodamientos de gran diámetro:

$$S'_{g_{Rd}} = 2.9 \text{ kN (no mayorado)}$$

La mayoración de esta carga se realiza mediante el coeficiente “ γ_c ”, determinado anteriormente.

$$S_{g_{Rd}} = \gamma_c \cdot S'_{g_{Rd}} = 3.31 \text{ kN (mayorado)} \quad 9$$

- **Carga de servicio**

La sollicitación debida a carga de servicio, viene dada por el peso de la carga útil la cual se encuentra mayorada por el coeficiente dinámico “ Ψ ”:

$$S'_L = 12000 \text{ kg} = 117.68 \text{ kN (no mayorado)}$$

La mayoración de esta carga, teniendo en cuenta ya el coeficiente dinámico de mayoración, se realiza mediante el coeficiente " γ_c ", determinado anteriormente.

$$S_L = \gamma_c \cdot (\Psi \cdot S'_L) = 154.28 \text{ kN (mayorado)} \quad 10$$

○ **Carga de viento en servicio**

La carga debido al viento viene dada según la normativa UNE 58 113 relativa al viento en servicio para las grúas. Las acciones debidas al viento según esta normativa vienen determinadas por:

$$S_w = F_{wHEB} + F_{w\emptyset} \quad 11$$

$$F_{wHEB} = A_{nHEB} \cdot P_{vi} \cdot C_{fHEB} \quad 12$$

$$F_{w\emptyset} = A_{n\emptyset} \cdot P_{vi} \cdot C_{f\emptyset} \quad 13$$

La presión ejercida por el viento, según especifica la norma, para la grúa a proyectar viene dada por la siguiente table, siendo nuestra grúa de tipo b.

Tabla 1
Velocidades y presiones del viento de servicio

Tipo de Grúa	Velocidad del viento m/s	Presión del viento kPa/m ²
a) Grúas fácilmente protegibles contra la acción del viento y concebidas para utilizarse exclusivamente en caso de viento ligero (por ejemplo, grúas bajas cuya pluma pueda abatirse fácilmente hasta el suelo).	14	0,125
b) Todos los tipos normales de grúas que se instalen al aire libre.	20	0,25
c) Grúas de tipo portuario que deben poder continuar funcionando incluso en caso de viento fuerte.	28,5	0,50

Tabla 3. Tabla de velocidades y presiones del viento de servicio según la norma UNE 58113.

$$V_{vi} = 20 \text{ m/s}$$

$$P_{vi} = 0.25 \text{ kPa/m}^2$$

Las superficies netas de ambos perfiles vienen determinadas por la tabla mostrada a continuación junto a los coeficientes de forma. Los valores se especifican en las propiedades de los perfiles.

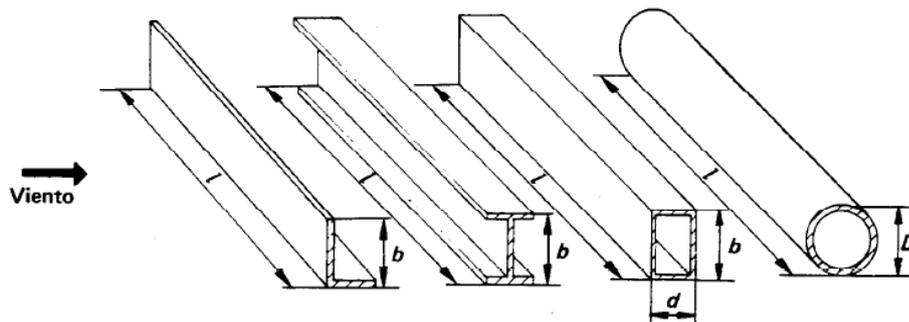


Ilustración 1. Esquema para cálculo del coeficiente aerodinámico por la forma equivalente, según UNE 58113

Los coeficientes de forma de ambos perfiles vienen dados por las siguientes tablas.

Tabla II
Coeficiente de forma

Tipo	Descripción	Coeficiente aerodinámico l/b ó l/D					
		5	10	20	30	40	50
Elementos simples	Perfiles laminados en L, en U y chapas planas	1,3	1,35	1,6	1,65	1,7	1,9
	Perfiles redondos, en los que $D v_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ en los que $D v_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,75 0,60	0,80 0,65	0,90 0,70	0,95 0,70	1,0 0,75	1,1 0,8
	Perfiles cuadrados de más de 350 mm de lado y rectangulares de más de 250 mm X 450 mm	b/d ≥ 2 1 0,5 0,25	1,55 1,40 1,0 0,8	1,75 1,55 1,2 0,9	1,95 1,75 1,3 0,9	2,1 1,85 1,35 1,0	2,2 1,9 1,4 1,0
Marcos simples de celosía	Perfiles de caras planas	1,7					
	Perfiles redondos en los que $D v_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ en los que $D v_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1,2 0,8					
Casetas de máquinas, etc.	Estructuras rectangulares llenas, sobre el suelo o sobre fundación maciza (el aire no puede circular bajo la estructura)	1,1					

Tabla 4. Tabla para determinar el coeficiente de forma según la norma UNE 58113.

En nuestro caso, la estructura está formada por elementos simples cuyos coeficientes aerodinámicos son:

$$l/b (HEB) = 7.5$$

$$b/d = 2.667$$

$$l/D(\emptyset) = 18.46$$

$$D \cdot V_{vi} = 13 \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$$

Los coeficientes de forma de ambos perfiles son:

$$C_{f \text{ HEB}} = 1.65$$

$$C_{f \emptyset} = 0.69$$

La carga en la estructura debida al viento será:

$$S_w = F_{w \text{ HEB}} + F_{w \emptyset} = 1.98 \text{ kN} + 1.3455 \text{ kN} = 3.3255 \text{ kN} \quad 14$$

○ **Carga de viento fuera de servicio**

Las cargas debidas a viento bajo condiciones de tempestad (grúa fuera de servicio) viene dada por la norma 58132-2, según la siguiente tabla:

Tabla 2
Presiones fuera de servicio

Altura sobre el suelo m	Presión del viento fuera de servicio N/m ²	Velocidad aproximada equivalente del viento fuera de servicio m/s
0 a 20	800	36
20 a 100	1 100	42
más de 100	1 300	46

Tabla 5. Valores de presión de viento según UNE 58132-2

En nuestro caso, la presión de viento será:

$$P_{vi \text{ fs}} = 800 \text{ N/m}^2$$

La carga dada debido al viento en tempestad será:

$$S_{w \text{ fs}} = P_{vi \text{ fs}} \cdot A_{nT} \quad 15$$

$$S_{w \text{ fs}} = 10.64 \text{ kN}$$

siendo:

$$A_{nT} = A_{n \text{ HEB}} \cdot C_{f \text{ HEB}} + A_{n \emptyset} \cdot C_{f \emptyset} = 13.302 \text{ m}^2 \quad 16$$

$$A_{nT} = 13.302 \text{ m}^2$$

○ **Resumen de las solicitaciones y coeficientes**

Desglose Cargas en la Estructura				
Coef	Magnitud	Valor	Mayoración	Unidad
Sg HEB	Pluma	15,72	17,92	kN
Sg ø	Pilar	46,25	52,73	kN
SL	Carga Objetivo	117,68	154,28	kN
Sg mmr	Motor y Mec. Reductor	2,08	2,37	kN
Sg pol	Polipasto	14,27	16,27	kN
Sg rd	Rodamiento	2,90	3,31	kN
Sw	Viento	3,33	3,33	kN
Swfs	Viento fuera de servicio	10,64	10,64	kN

Tabla 6. Desglose de solicitaciones de la estructura. Fuente propia

Coeficientes de Mayoración	
γ_c	1,14
ψ	1,15
p1	1,25
p2	1,1

Tabla 7. Coeficientes de mayoración utilizados. Fuente propia

1.1.2. Cálculos de la pluma

En todos los casos de cálculo, en análisis de la sección para determinar los esfuerzos y momentos máximos se realiza en el punto más crítico de la pluma, el punto D, empotramiento con el pilar. En el caso del cálculo a viento fuera de servicio (caso 3a), se utiliza la dirección de viento más desfavorable, según los casos estudiados de viento en servicio (caso 2 en x e y).

El cálculo del caso 3b, se ha obviado debido a que la combinación de cargas coincide con el caso 1, en el caso de esta estructura, por lo tanto, los resultados serán similares.

En los casos de cálculo, existen varios valores nombrados que aúnan varias cargas por cuestiones de simplificación, los cuales corresponden con:

$$R_{pluma} = S_{g\ \varnothing} + S_{g\ pol} + S_L \quad 17$$

$$R^*_{pluma} = S_{g\ \varnothing} + S_{g\ pol} + S_L \text{ (según el caso 3C)} \quad 18$$

$$S_{g \text{ pluma}} = S_{g \emptyset} + S_{g \text{ pol}} \quad 19$$

Para el cálculo de las tensiones en los puntos críticos de cada perfil, se han utilizado las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \left| \frac{Mz}{S_z} \right| + \left| \frac{My}{S_y} \right| + \left| \frac{Nx}{A} \right| \quad 20$$

$$\tau_{\max xz} = Q \cdot S_z^* / I_z \cdot e \quad 21$$

$$\sigma_{eq \text{ Von Mises}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xz}^2 \cdot \tau_{xy}^2 \cdot \tau_{zy}^2)} \quad 22$$

- Constantes para el cálculo

Cálculo de la Sección		
Datos de la sección		
A	3,34E-02	m ²
I _z	3,59E-03	m ⁴
S _z	8,98E-03	m ³
I _y	1,49E-04	m ⁴
S _y	9,93E-04	m ³
An vi	4,8	m ²
S* _z	5,01E-03	m ⁴
S* _y	7,71E-04	m ⁴
Datos del Acero		
E	2,10E+08	kN/m ²
σ _{lim}	2,35E+05	kN/m ²
τ _{adm}	7,85E+04	kN/m ²

Tabla 8. Constantes de la sección y material para el cálculo. Fuente propia.

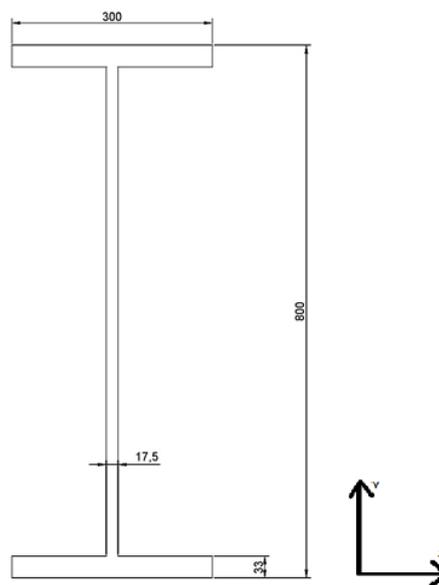


Ilustración 2. Esquema de la sección. Fuente propia.

- **Caso 1**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

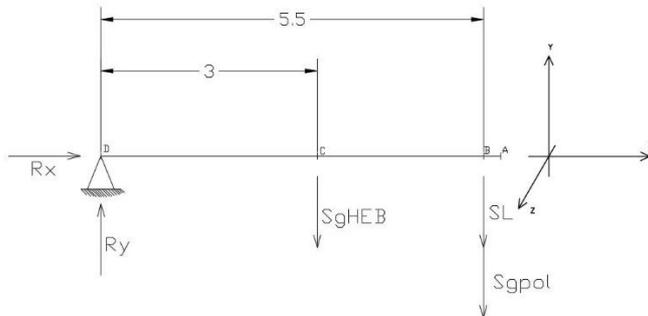


Diagrama 1. Hipótesis de carga para el caso 1. Fuente propia.

Caso 1 (G + L + H)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
na	na	na
Mz max	991,76	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	0,00	kN

Tabla 9. Cargas y Momentos resultantes en la pluma. Punto D. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

Momento flector en Z

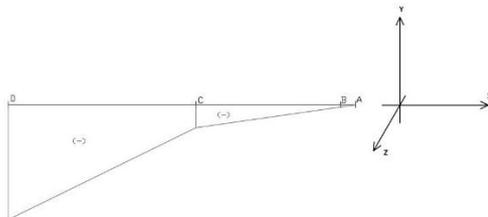


Diagrama 2. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Y

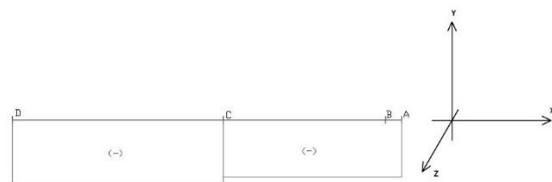


Diagrama 3. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 1 (G + L + H)		
Mz max	991,76	kNm
My max	0	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,10E+05	kN/m ²
FDS	2,13	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,69758	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,14E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	2,06	

Tabla 10. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 1. Fuente propia

- **Caso 2 (Viento en eje X)**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

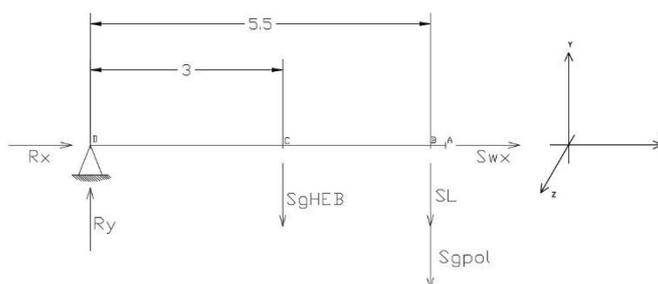


Diagrama 4. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OX. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	3,33	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	0,00	kN

Tabla 11. Cargas y Momentos resultantes en la pluma. Punto D. Fuente propia

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

Momento flector en Z

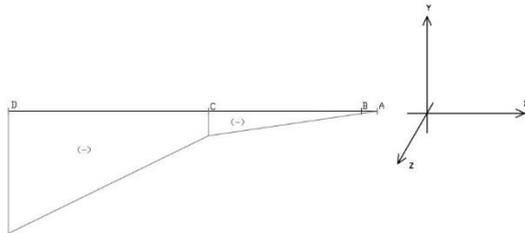


Diagrama 5. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Esfuerzo cortante Y

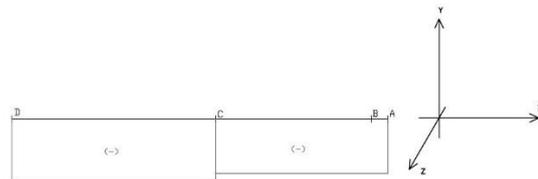


Diagrama 6. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia

Esfuerzo Normal en X

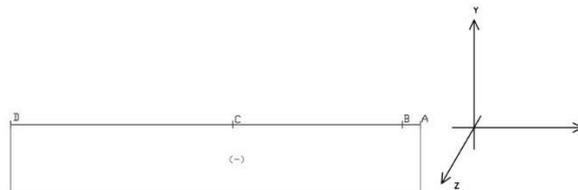


Diagrama 7. Diagrama de esfuerzo normal. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Mz max	991,76	kNm
My max	0	kNm
Nx max	3,326	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,11E+05	kN/m ²
FDS	2,13	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,69758	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,14E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	2,05	

Tabla 12. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 2 con viento en OX. Fuente propia

- Caso 2 (Viento en eje Z)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

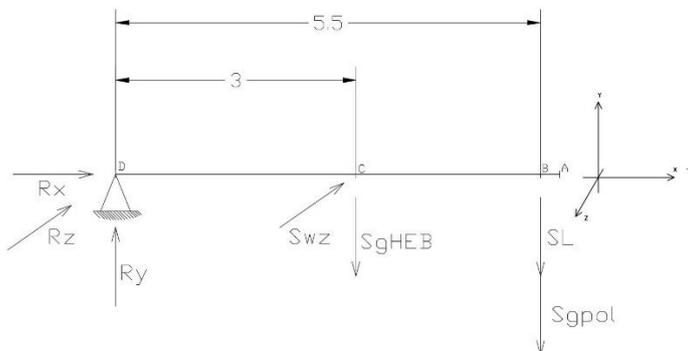


Diagrama 8. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
My max	9,98	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	3,33	kN

Tabla 13. Cargas y Momentos resultantes en la pluma. Punto D. Fuente propia

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

Momento flector en Z

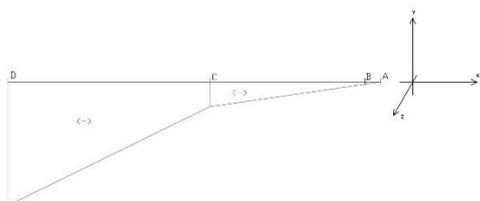


Diagrama 9. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Momento flector en y

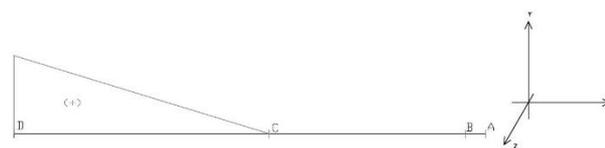


Diagrama 10. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Y

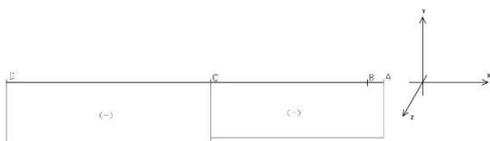


Diagrama 11. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Z

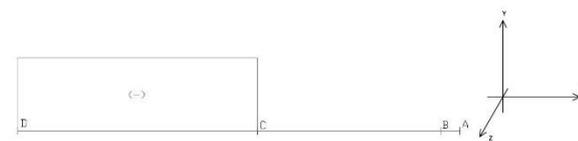


Diagrama 12. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Mz max	991,76	kNm
My max	9,98	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	3,33	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,21E+05	kN/m ²
FDS	1,95	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,70	kN/m ²
τ_{xy} max	21,50	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,24E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	1,89	

Tabla 14. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia

- **Caso 3a**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

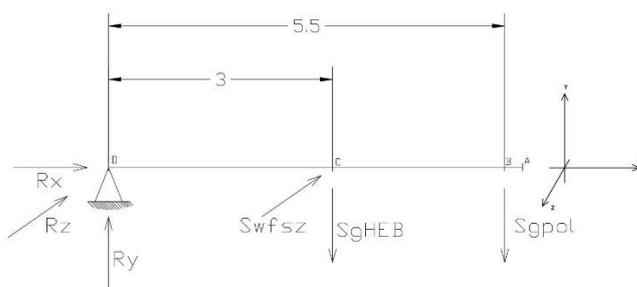


Diagrama 13. Hipótesis de carga para el caso 3a. Fuente propia.

Caso 3 (G + Wfs)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	0,00	kN
Sg pol	16,27	kN
Swfs	10,64	kN
Mz max	143,23	kNm
My max	31,92	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	34,19	kN
Qz max	10,64	kN

Tabla 15. Cargas y Momentos resultantes en la pluma. Punto D. Fuente propia

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

Momento flector en Z

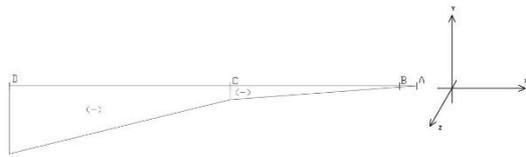


Diagrama 14. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Momento flector en y

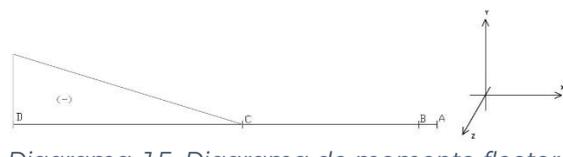


Diagrama 15. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Y

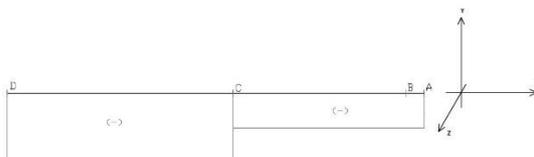


Diagrama 16. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia

Esfuerzo cortante Z

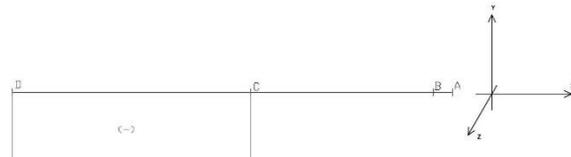


Diagrama 17. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (G + Wfs)		
Mz max	143,23	kNm
My max	31,92	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	34,19	kN
Qz max	10,64	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	4,81E+04	kN/m ²
FDS	4,89	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	3076,83	kN/m ²
τ_{xy} max	68,78	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	4,84E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	4,86	

Tabla 16. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 3a. Fuente propia.

- Caso 3c

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

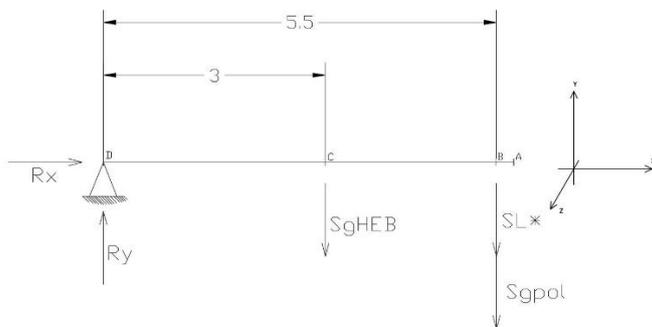


Diagrama 18. Hipótesis de carga para el caso 3c. Fuente propia.

Caso 3 (Ensayos)		
Sg HEB	17,92	kN
SL ENS	169,17	kN
Sg pol	16,27	kN
na	na	na
Mz max	1073,64	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	203,35	kN
Qz max	0,00	kN

Tabla 17. Cargas y Momentos resultantes en la pluma. Punto D. Fuente propia

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

Momento flector en Z

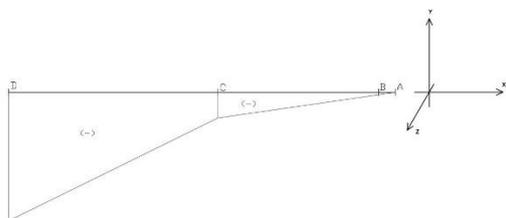


Diagrama 19. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Y

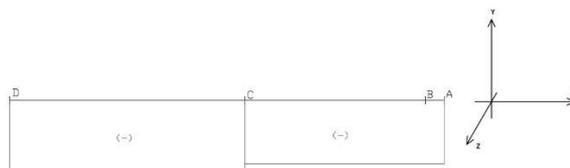


Diagrama 20. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (Ensayos)		
Mz max	1073,64	kNm
My max	0	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	203,35	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,20E+05	kN/m ²
FDS	1,97	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	18301,46566	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,24E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	1,90	

Tabla 18. Tensiones resultantes en la pluma para el caso 3c. Fuente propia.

- **Caso más desfavorable**

Tal como se ha calculado anteriormente, el peor caso de carga para el pilar es el caso 2 con viento en dirección OZ. Este caso se utilizará más adelante para verificar otras partes del proyecto.

1.1.3. Cálculos del pilar

En todos los casos de cálculo, en análisis de la sección para determinar los esfuerzos y momentos máximos se realiza en el punto más crítico del pilar, el punto F. (empotramiento, punto D en la pluma y punto F en el pilar).

En el caso del cálculo a viento fuera de servicio (caso 3a), se utiliza la dirección de viento más desfavorable, según los casos estudiados de viento en servicio (caso 2 en x e y). El cálculo del caso 3b, se ha obviado debido a que la combinación de cargas coincide con el caso 1, en el caso de esta estructura, por lo tanto, los resultados serán similares.

En los casos de cálculo, existen varios valores nombrados que aúnan varias cargas por cuestiones de simplificación, los cuales corresponden con las ecuaciones 17, 18 y 19, descritas en el apartado anterior

Para el cálculo de las tensiones en los puntos críticos de cada perfil, se han utilizado las ecuaciones 20, 21 y 22, descritas en el apartado anterior.

- Constantes para el cálculo

Calculo de la Sección		
Datos de la sección		
A	2,20E-01	m ²
Io	1,08E-01	m ⁴
Izz	1,08E-01	m ⁴
Sz	1,49E-01	m ³
An vi	17,4	m ²
Sz*	4,90E-02	m ³
Datos del Acero		
E	2,10E+08	kN/m ²
G	8,10E+07	kN/m ²
σ_{lim}	2,35E+05	kN/m ²
τ_{adm}	7,85E+04	kN/m ²

Tabla 19. Constantes de la sección y material para el cálculo. Fuente propia

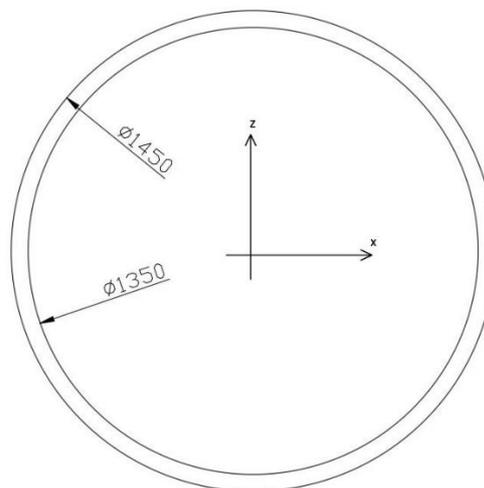


Ilustración 3. Esquema de la sección. Fuente propia.

- Caso 1

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:

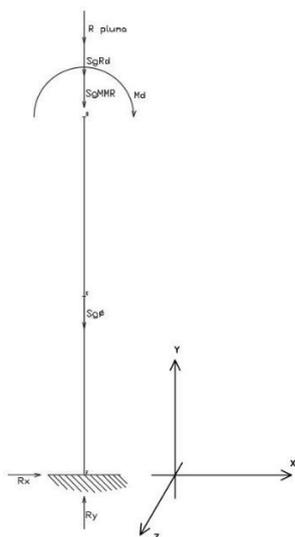


Diagrama 21. Hipótesis de carga para el caso 1. Fuente propia.

Caso 1 (G + L + H)		
Sg φ	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
na	na	na
Mz max	991,76	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 20. Cargas y Momentos resultantes en el pilar. Punto F. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la pluma son:

EsFuerzo normal en Y

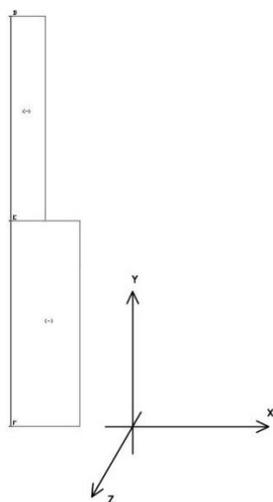


Diagrama 22. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Momento Flector en Z

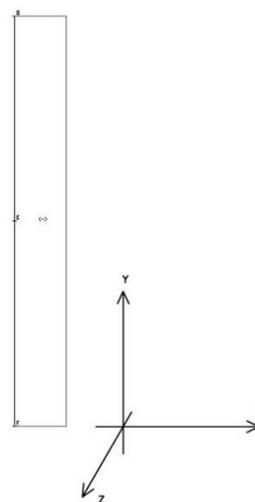


Diagrama 23. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 1 (G + L + H)		
Mz max	991,76	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,45E+04	kN/m ²
FDS	16,26	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,445E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	16,26	

Tabla 21. Tensiones resultantes en el pilar para el caso 1. Fuente propia.

- Caso 2 (Viento en X)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:

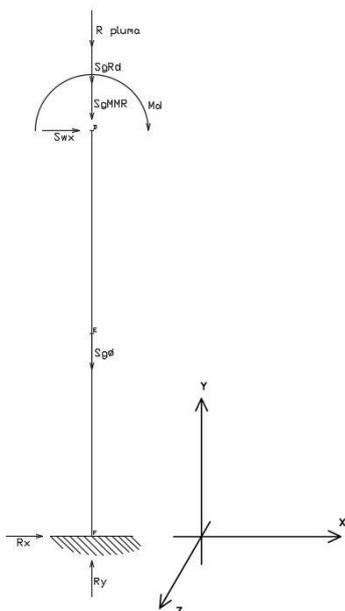


Diagrama 24. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OX. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Sg ϕ	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	1029,68	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	3,33	kN

Tabla 22. Cargas y Momentos resultantes en el pilar. Punto F. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en el pilar son:

EsFuerzo cortante en X

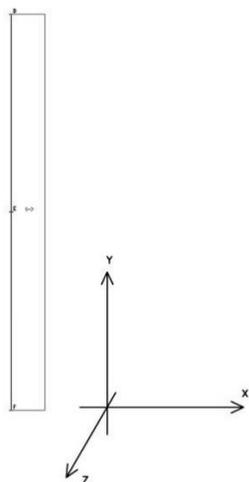


Diagrama 25. Diagrama de esfuerzo cortante en X. Fuente propia.

EsFuerzo normal en Y

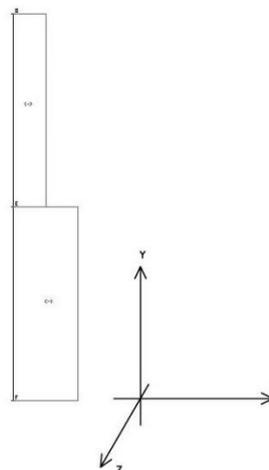


Diagrama 26. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

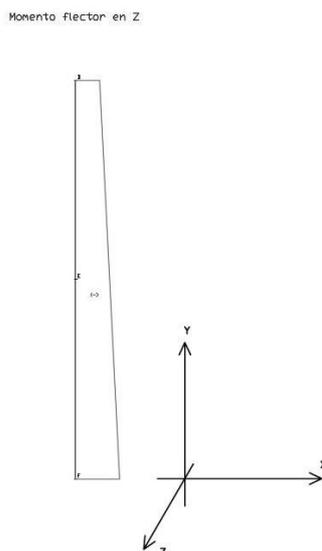


Diagrama 27. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Mz max	1029,68	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0	kN
Qx max	3,33	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,50E+04	kN/m ²
FDS	15,71	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	30,22284498	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,496E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,71	

Tabla 23. Tensiones resultantes en el pilar para el caso 2 con viento OX. Fuente propia.

• **Caso 2 (Viento en Z)**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:

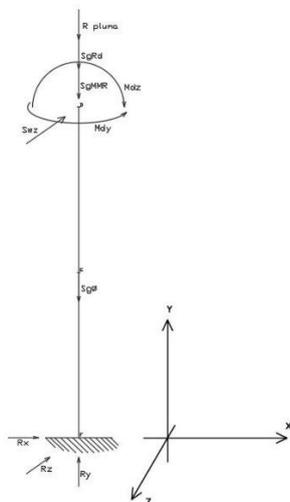


Diagrama 28. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Sg \emptyset	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
Mx max	37,92	kNm
My max	9,98	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	3,33	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 24. Cargas y Momentos resultantes en el pilar. Punto F. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en el pilar son:

Momento flector en X

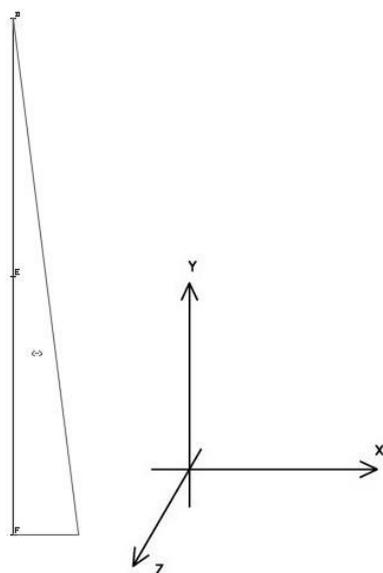


Diagrama 29. Diagrama de momento flector en X. Fuente propia.

Momento flector en Y

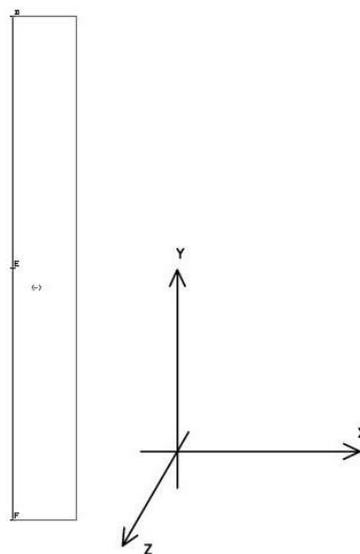


Diagrama 30. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

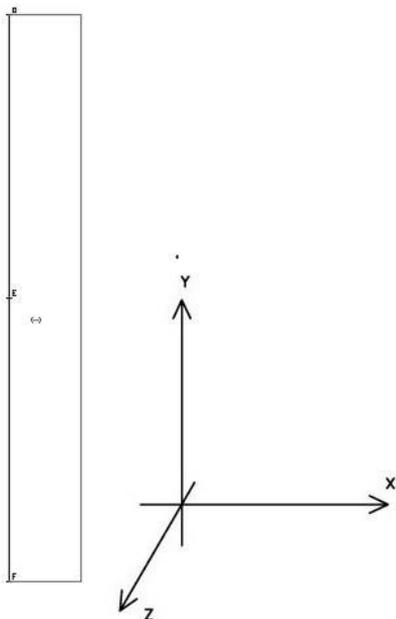


Diagrama 31. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Z

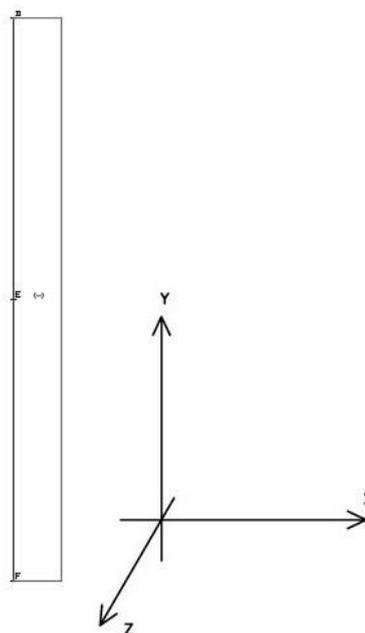


Diagrama 32. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Esfuerzo normal en Y

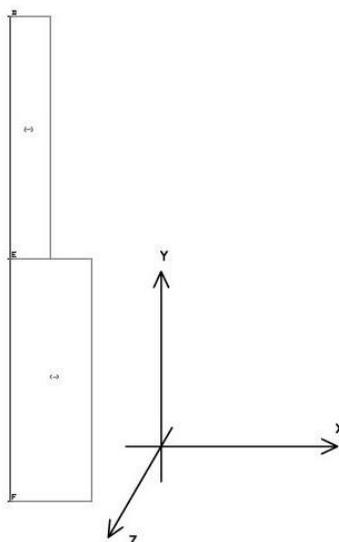


Diagrama 33. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Mz max	991,76	kNm
Mx max	37,92	kNm
My max	9,98	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	3,33	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,50E+04	kN/m ²
FDS	15,71	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	67,04770539	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	30,22284498	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,496E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,71	

Tabla 25. Tensiones resultantes en el pilar para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia.

• **Caso 3a**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:

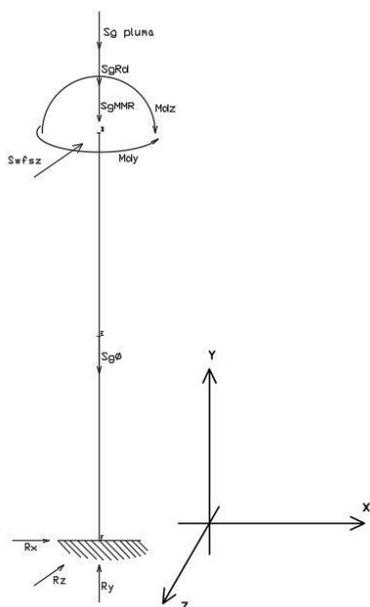


Diagrama 34. Hipótesis de carga para el caso 3a. Fuente propia.

Caso 3 (G + Wfs)		
Sg ϕ	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
Swfs	10,64	kN
Mz max	143,23	kNm
Mx max	121,30	kNm
My max	31,92	kNm
Ny max	92,59	kN
Qz max	10,64	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 26. Cargas y Momentos resultantes en el pilar. Punto F. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en el pilar son:

Momento flector en X

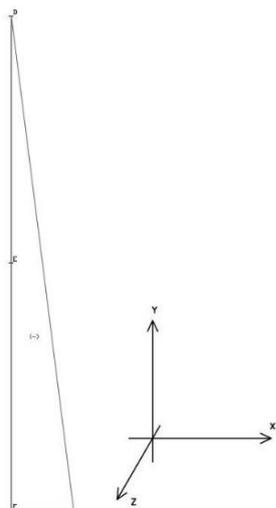


Diagrama 35. Diagrama de momento flector en X. Fuente propia.

Momento flector en Y

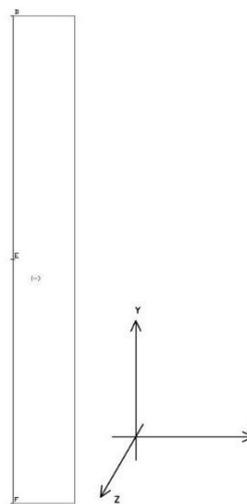


Diagrama 36. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

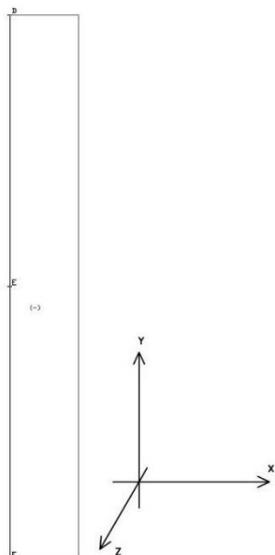


Diagrama 37. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Z

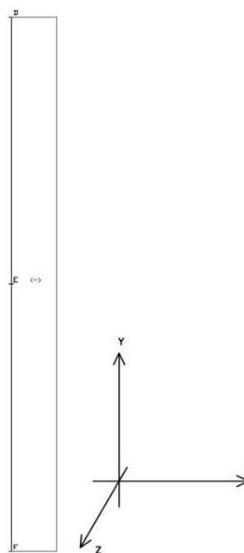


Diagrama 38. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Esfuerzo normal en Y

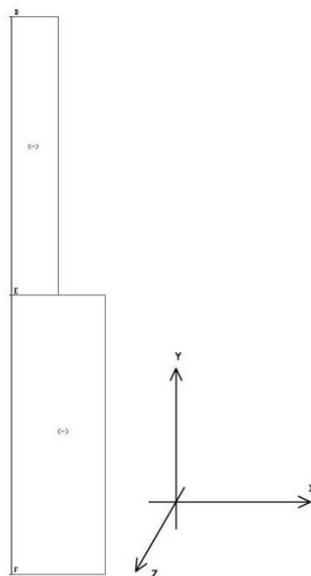


Diagrama 39. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (G + Wfs)		
Mz max	143,23	kNm
Mx max	121,30	kNm
My max	31,92	kNm
Ny max	92,59	kN
Qz max	10,64	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	3,98E+03	kN/m ²
FDS	59,10	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	214,4881495	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	96,68402603	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	3,997E+03	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	58,80	

Tabla 27. Tensiones resultantes en el pilar para el caso 3a. Fuente propia.

• **Caso 3c**

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:

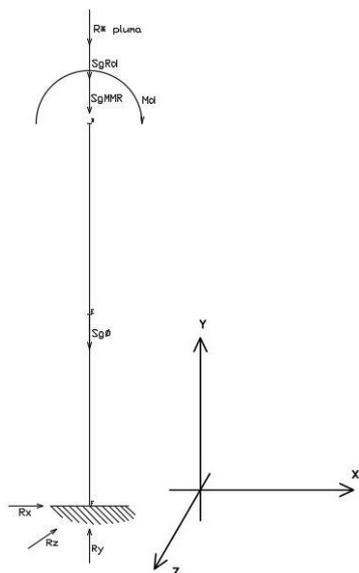


Diagrama 40. Hipótesis de carga para el caso 3c. Fuente propia.

Caso 3 (Ensayos)		
Sg ϕ	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
na	na	na
Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 28. Cargas y Momentos resultantes en el pilar. Punto F. Fuente propia.

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en el pilar son:

Esfuerzo normal en Y

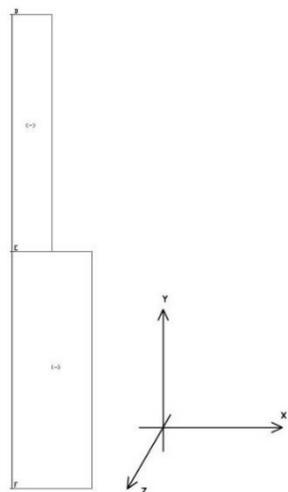


Diagrama 41. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

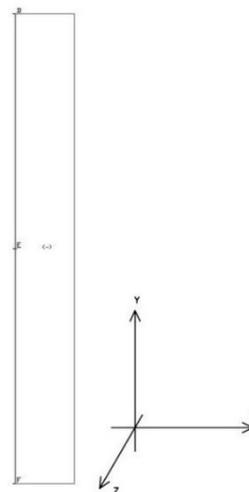


Diagrama 42. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (Ensayos)		
Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,562E+04	kN/m ²
FDS	15,05	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,562E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,05	

Tabla 29. Tensiones resultantes en el pilar para el caso 3c. Fuente propia.

- **Caso más desfavorable**

Tal como se ha calculado anteriormente, el peor caso de carga para el pilar es el caso 3c. Este caso se utilizará más adelante para verificar otras partes del proyecto.

- **Verificación a pandeo**

Para la comprobación a pandeo del pilar, hemos utilizado las ecuaciones que plantea la literatura (Gere, Timoshenko, & Bugada, 2002) y hemos realizado una simulación del mismo en el software *Solidworks* para comprobar que no existe pandeo.

La ecuación utilizada es la siguiente:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(2l)^2} \quad 23$$

donde $2l^2$ es la longitud crítica para un perfil empotrado en un extremo y libre en el otro.

Según las características del perfil, ya calculadas, se obtiene la carga crítica con la ecuación 1:

$$I_{min} = 0,053895 \text{ m}^4$$

$$E_{acero} = 2.1 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$$

$$l = 11.4 \text{ m}$$

La carga crítica a pandeo será:

$$P_{CR} = 214882,9 \text{ kN}$$

Para verificar si existe riesgo de pandeo en el pilar, utilizaremos el caso de carga más desfavorable para el pilar, el caso 3c según la tabla 29.

La carga predominante a pandeo es la carga axial "Ny", la cual es muy inferior a la carga crítica de pandeo, por lo tanto, el perfil no pandea.

$$P = 261.758 \text{ kN}$$

El coeficiente de seguridad ante pandeo será:

$$C_{seg} = P_{cr}/P \quad 24$$

$$C_{seg} = 820$$

Para verificar que no existe pandeo en el perfil, utilizaremos el software Solidworks para simular y analizar este caso de pandeo.

Los estudios a pandeo, utilizando la carga crítica y las cargas calculadas sobre el perfil, compararemos utilizando método de elementos finitos mediante el software de simulación.

Los resultados analizando a pandeo las cargas calculadas, aproximado usando únicamente la carga de compresión son los siguientes:

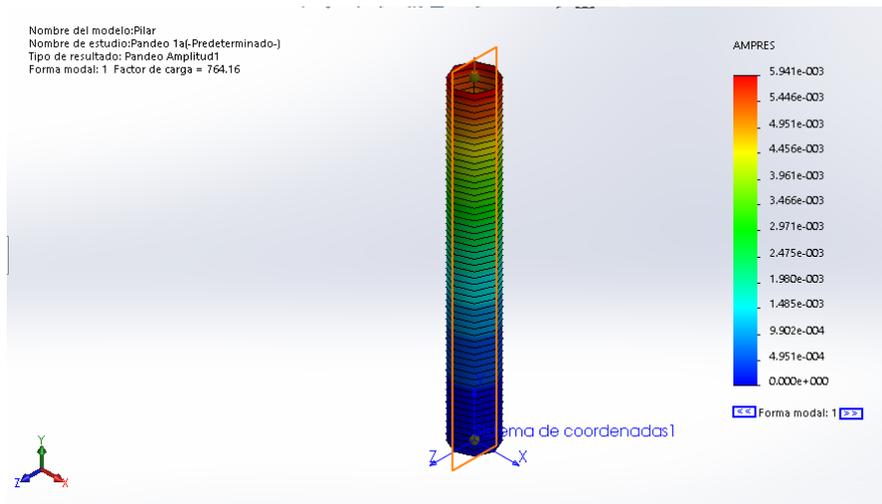


Ilustración 4. Estudio a pandeo de la columna. Caso con carga axial calculada. Fuente propia.

Los resultados analizando a pandeo la carga crítica son los siguientes:

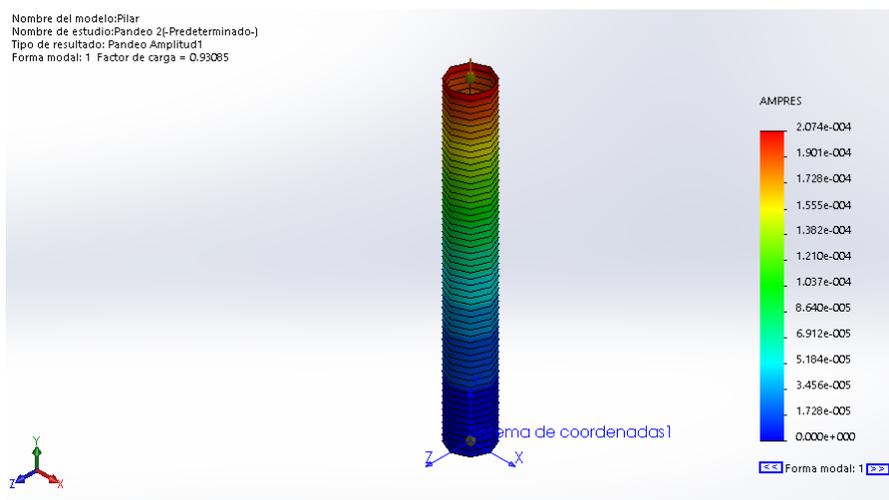


Ilustración 5. Estudio a pandeo de la columna. Caso con carga crítica a pandeo. Fuente propia.

Podemos observar como el factor de carga (coeficiente de seguridad a pandeo) en el caso de la carga crítica se aproxima a 1, verificando el cálculo de la carga crítica. En el caso donde aplicamos únicamente la carga de compresión, el factor de seguridad se asemeja en gran medida al factor calculado. ($784 \approx 820 \rightarrow 4,4\%$ de error)

En el caso donde incluimos el esfuerzo de momento, el factor de seguridad disminuye levemente, siendo no significativo para confirmar la seguridad de la estructura a pandeo.

El resultado analizando a pandeo el caso de las cargas calculadas son las siguientes:

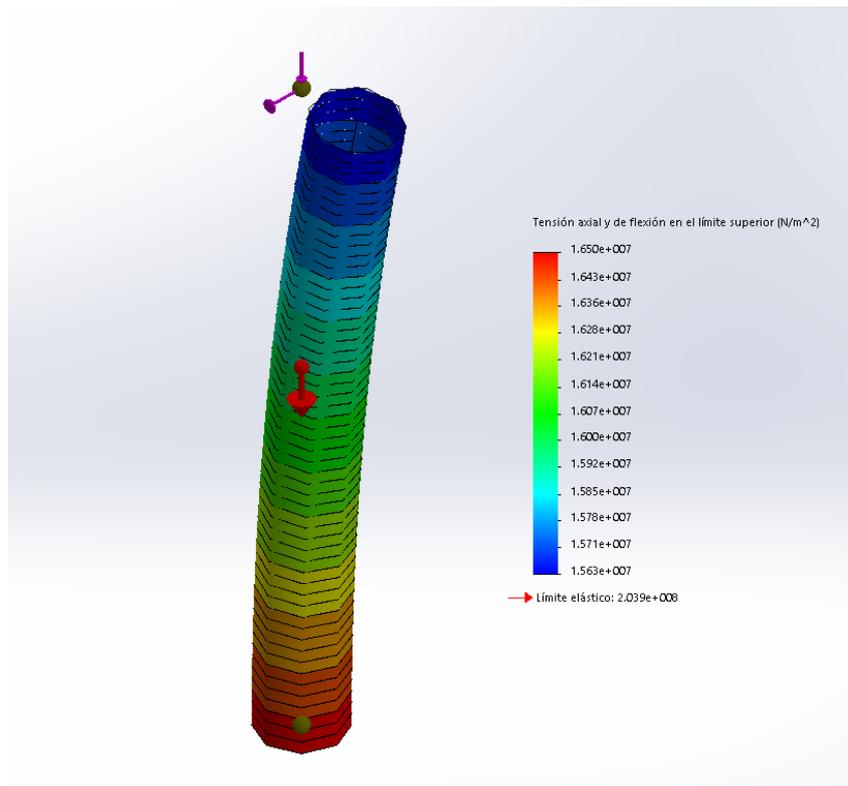


Ilustración 6. Estudio estático de la columna. Verificación del Caso 3c de carga. Fuente propia.

1.1.4. Cálculo de la placa portante

- Cálculo soldadura de la placa

Para realizar el cálculo de la soldadura que ha de realizarse para unir la pluma a la placa soporte de la misma se ha recurrido a calcular las tensiones de la misma según el caso de carga más desfavorable para la pluma, el caso de carga 2 con viento en el eje Z. Ver *tabla 13*.

Además, se ha tenido en cuenta el momento que ejerce el motor de rotación de la pluma. Los esfuerzos tomados para el cálculo de esta soldadura son las siguientes.

Esfuerzos (kg-cm)		
Mz max	10113144,35	cmkgf
My max	101747,28	cmkgf
Qy max	19211,61	kgf
Qz max	339,04	kgf
Mr motor	133485,05	cmkgf
My total	235232,33	cmkgf

Tabla 30. Esfuerzos resultantes en el eje de la placa. Fuente propia.

Los esquemas de las soldaduras, marcadas en azul, que han de realizarse sobre la placa y en el alma de la pluma son los siguientes.

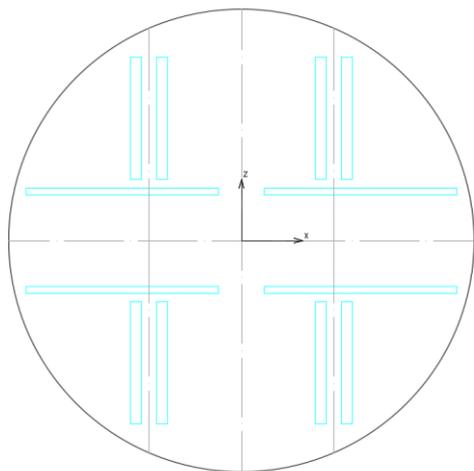


Ilustración 7. Esquema de soldaduras en la placa. Fuente propia

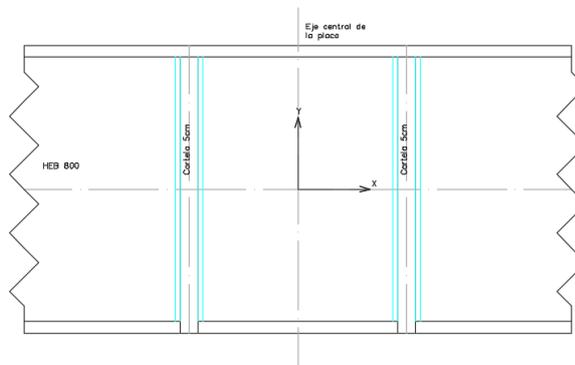


Ilustración 8. Esquema de soldaduras en la pluma. Fuente propia.

Para calcular las soldaduras necesarias, ha de verificarse si las soldaduras propuestas resisten los esfuerzos necesarios.

Según la literatura (Nonnast, 2006), el espesor máximo de garganta en la soldadura no debe superar el 70% del espesor mínimo de las chapas a unir. Además, para las uniones en la base de perfiles, como el perfil HEB utilizado, se recomiendan una serie de espesores, tal como se especifica en la siguiente tabla.

I	a		
	alma	cm. alas	a ₁ cm.
8	0,25	0,40	0,30
10	0,30	0,45	0,35
12	0,35	0,50	0,40
14	0,40	0,60	0,40
16	0,40	0,65	0,45
18	0,45	0,70	0,50
20	0,50	0,75	0,55
22	0,55	0,85	0,65
24	0,60	0,90	0,65
26	0,65	0,95	0,70
28	0,70	1,05	0,80
30	0,75	1,10	0,80
32	0,80	1,20	0,85
34	0,85	1,25	0,95
36	0,90	1,35	1,00
38	0,95	1,45	1,05
40	1,00	1,50	1,15
42 $\frac{1}{2}$	1,05	1,60	1,20
45	1,10	1,70	1,30
47 $\frac{1}{2}$	1,20	1,80	1,35
50	1,25	1,90	1,40

Tabla 31. Recomendación de soldaduras según el perfil.

Para tomar el valor correspondiente a un perfil HEB 800 se ha aproximado según regla de triángulos.

Sabiendo que un el cordón en el ala ($a1$) de un perfil de altura 100 será 0.35 cm y el de un perfil de altura 500 será 1.4, aplicando la regla de 3 obtenemos que en un perfil HEB 800 será:

$$\frac{800 - 500}{800 - 100} = \frac{a1 - 1.4}{a1 - 0.35}$$

$$a1 = 2.18 \text{ cm}$$

Para los cordones realizados entre las cartelas y el alma del perfil HEB y las cartelas y la placa se ha tomado como límite el 70% del espesor de la chapa más delgada:

Dado que el espesor utilizado para las cartelas es 5 cm, el espesor de soldadura a la placa será:

$$a = 3,5 \text{ cm}$$

Dado que el espesor mínimo entre las cartelas y el alma del perfil es de 17.5mm (espesor del alma), el espesor de soldadura al alma será:

$$a = 1.22 \text{ cm}$$

Para realizar el cálculo de resistencia de la soldadura, la tensión admisible de la soldadura será la tensión del material del cordón con un factor de seguridad especificado según el tipo de cordón y los esfuerzos que ha de soportar. En este caso, nuestro cordón es en ángulo y ha de soportar todo tipo de esfuerzos (cortante, compresión, flexión y torsión). Asumimos que la calidad del material del cordón de la soldadura es inferior a la tensión admisible del material (1400 kgf/cm² para el acero, según la literatura), para garantizar la seguridad del mismo.

La tensión admisible tomada para el cálculo es:

$$\sigma_{adm} = 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión admisible del cordón de soldadura es:

$$\rho_{adm} = \chi \cdot \sigma_{adm} = 780 \text{ kgf/cm}^2$$

Siendo

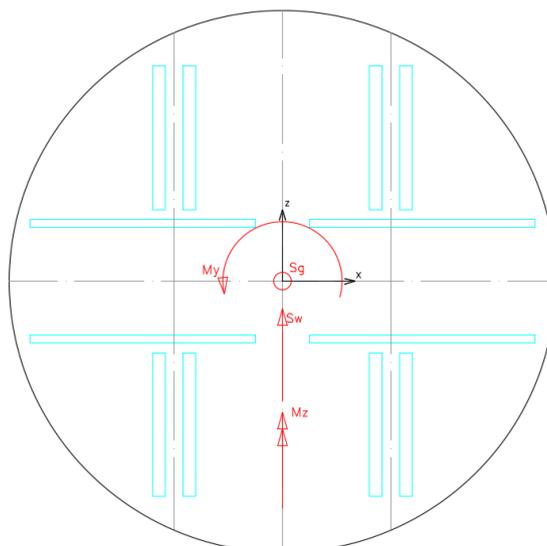


Ilustración 10. Hipótesis de carga en la placa para cálculo de soldadura. Fuente propia.

En este caso, el esfuerzo debido a viento (S_w) actúa como cortante, el esfuerzo de peso propio (S_g) actúan comprimiendo la soldadura. El momento en el eje OZ (M_z), flexiona la soldadura y el momento en el eje vertical (M_y) ejerce un esfuerzo torsional a la soldadura.

Para el cálculo de la resistencia ante esfuerzo de cortadura, para esta soldadura se ha tomado como área resistente únicamente las soldaduras a favor del esfuerzo (las soldaduras aplicadas en las cartelas).

En el caso de las soldaduras aplicadas entre las cartelas y el alma de la pluma, el diagrama de esfuerzos que solicitan las mismas es de la siguiente forma:

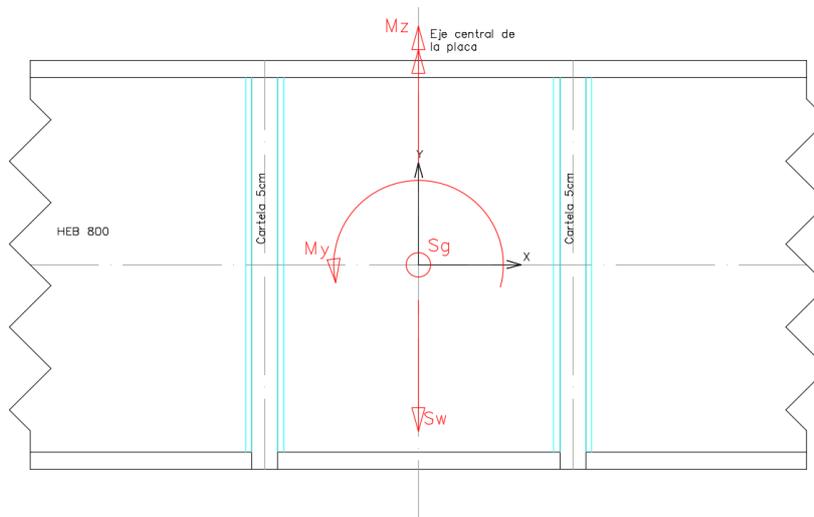


Ilustración 11. Hipótesis de carga en la pluma para cálculo de soldadura. Fuente propia.

En este caso, el esfuerzo debido al viento (S_w) actúa comprimiendo la soldadura y el esfuerzo debido al peso y cargas (S_g) actúa como cortante. El momento debido al viento en la pluma y la acción del motor eléctrico (M_y) actúa flexionando la soldadura y el momento debido a los pesos y la carga (M_z) ejerce torsión a la soldadura.

Una vez determinados los esfuerzos y como han de resistirlos las soldaduras correspondientes, calculamos la tensión producida a partir de las siguientes ecuaciones, extraídas de la literatura (Nonnast, 2006)]:

$$\rho_{\text{tracción/compresión}} = P_{\text{tracc/compr}} / A_{\text{sold}} \quad 25$$

$$\rho_{\text{cortante}} = P_{\text{cortante}} / A_{\text{sold}} \quad 26$$

$$\rho_{\text{flexión}} = M_{\text{flexión}} / S_{WR} \quad 27$$

$$\rho_{\text{torsión}} = M_{\text{torsión}} \cdot di / I_o \quad 28$$

donde:

$$S_w = \frac{I_n}{di}; \text{ siendo } n = [x \text{ o } y] \text{ según inercia resistente)}$$

$$I_o = I_x + I_y$$

Los resultados para ambos casos son:

CALCULO SOLDADURA HEB-Placa		
Tensión a compresión		
ρ	11,53850731	kgf/cm ²
Tensión a flexión		
ρ	291,3550746	kgf/cm ²
Tensión a cortante		
ρ	0,302715888	kgf/cm ²
Tensión a torsión		
ρ	5,27958297	kgf/cm ²
ρ_{total}	291,6314151	kgf/cm²
FDS	2,675	

Tabla 32. Resultados de tensión en la soldadura a la placa. Fuente propia.

CALCULO SOLDADURA Cartela-HEB		
Tensión a torsión OZ		
ρ	526,464807	kgf/cm ²
Tensión a flexión OY		
ρ	41,85684865	kgf/cm ²
Tensión a compresión/tracción (Cargas en eje OY)		
ρ	26,81748152	kgf/cm ²
Tensión a cortante (Cargas en eje OZ)		
ρ	0,473268239	kgf/cm ²
ρ_{total}	528,8067606	kgf/cm²
FDS	1,475	

Tabla 33. Resultados de tensión en la soldadura al alma de la pluma. Fuente propia.

Como podemos observar, las soldaduras soportan deforma suficientemente holgada, con factores de seguridad de 2.675 y 1.475, los esfuerzos a los cuales se someten, por lo que estas deberían resistir sin ningún contratiempo.

- **Modelado y simulación de la placa**

Se ha realizado el modelo de la placa portante de la grúa, separando mediante líneas de partición las áreas eficaces de cada cordón de soldadura realizadas sobre la misma para la transmisión de los esfuerzos.

El modelo realizado para la simulación de los esfuerzos en la misma es el siguiente:

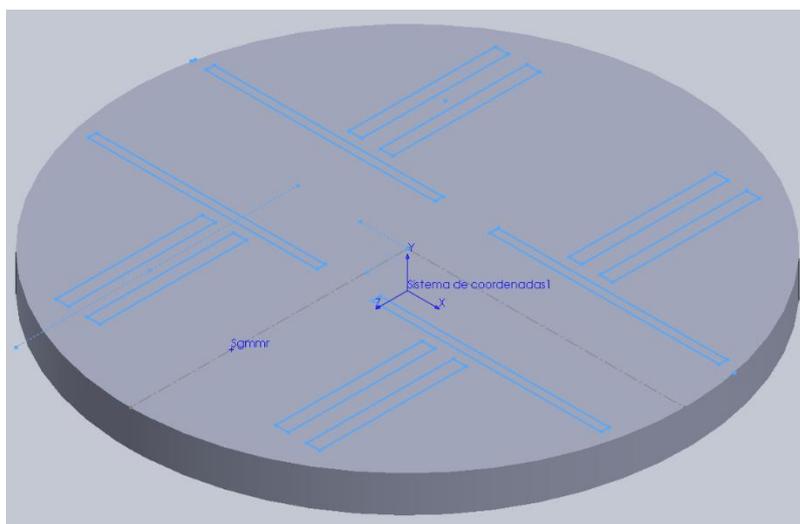


Ilustración 12. Modelo de la placa para estudio. Fuente propia.

Los estudios a realizar al modelo para comprobar su resistencia son estudios estáticos lineales, aplicando las cargas reales en su punto de aplicación real (ilustración 13), y aplicando los esfuerzos calculados con respecto al el eje central (ilustración 14), eje neutro. Para los estudios se ha realizado un control de mallado, con mínimo 4 elementos, en las zonas donde se aplican las cargas.

La distribución de ambos tipos de carga es la siguiente:

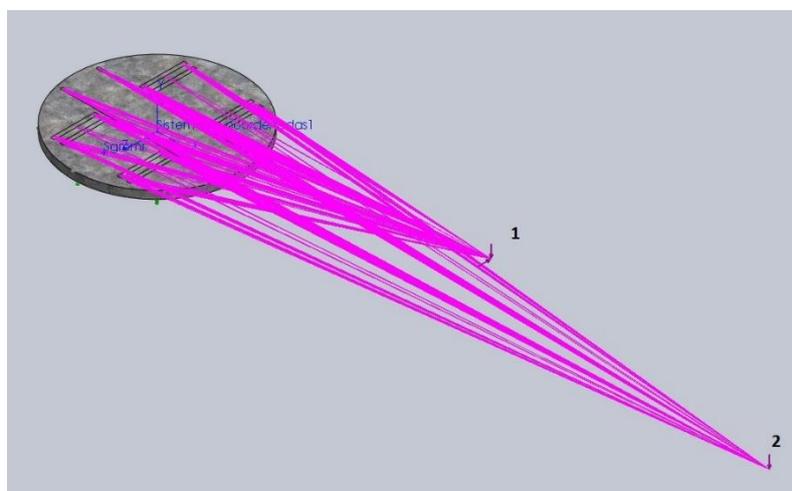


Ilustración 13. Distribución de cargas según solicitaciones reales. Fuente propia.

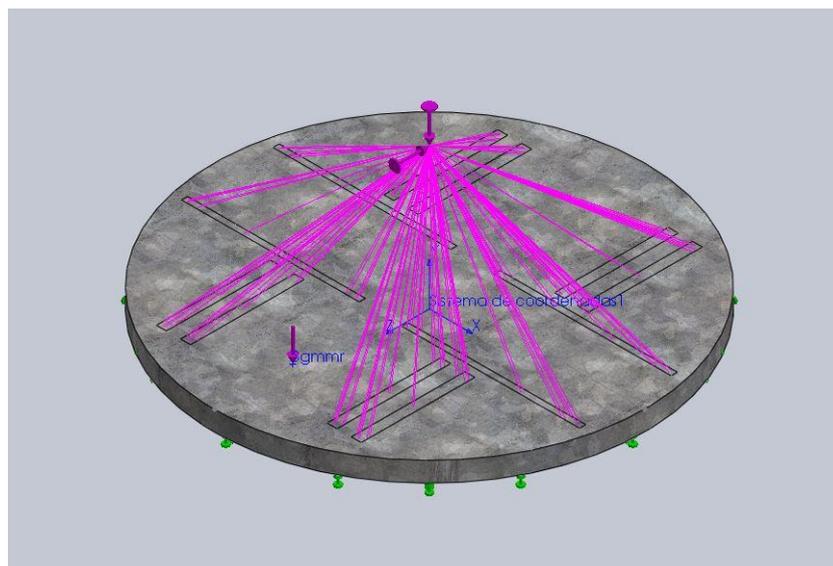


Ilustración 14. Distribución de cargas según esfuerzos calculados en el eje. Fuente propia.

En la ilustración 13 podemos ver ambos puntos de aplicación de las cargas. En el punto "1", se aplica la carga relativa al peso propio y el efecto de viento en la grúa. En el punto "2" viene aplicada la carga relativa al peso propio del carro polipasto y la carga máxima objetivo.

- **E1: Estudio estático lineal. Aplicación cargas remotas mediante transferencia directa según esfuerzos resultantes calculados.**

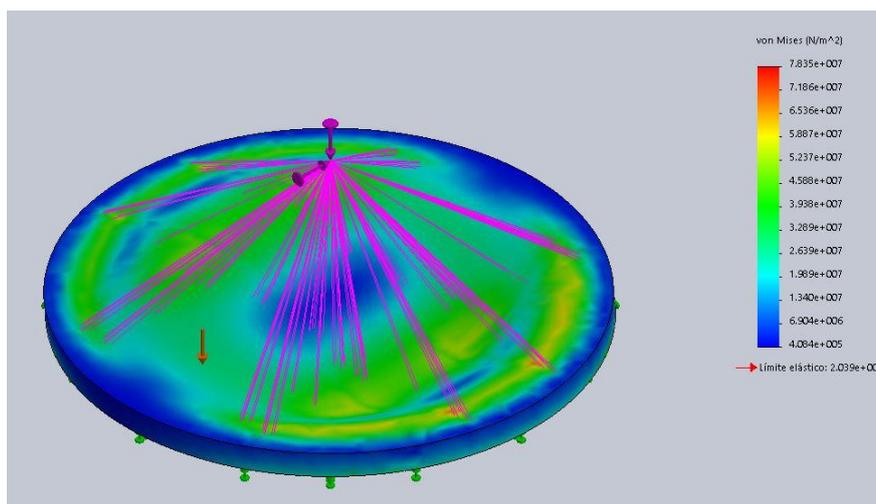


Ilustración 15. Resultado del estudio E1. Fuente propia.

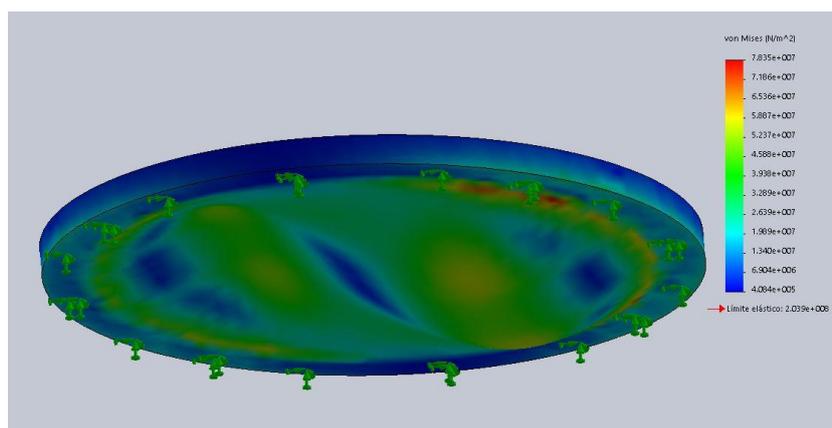


Ilustración 16. Resultado del estudio E1. Fuente propia.

- E2: Estudio estático lineal. Aplicación cargas remotas mediante conexión rígida según esfuerzos resultantes calculados.

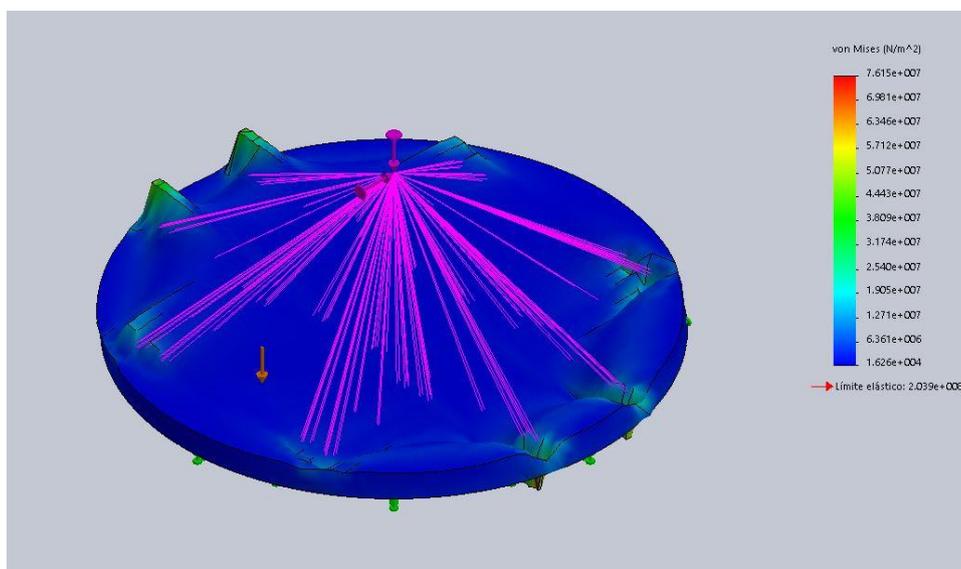


Ilustración 17. Resultado del estudio E2. Fuente propia.

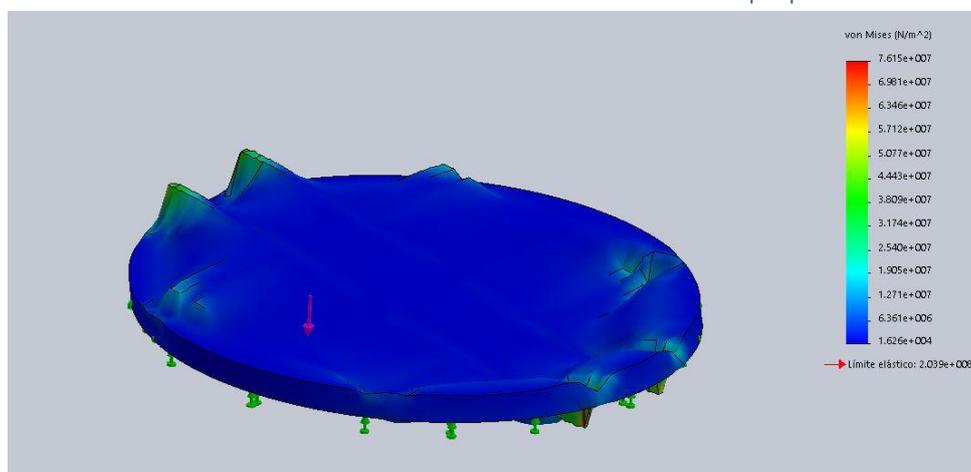


Ilustración 18. Resultado del estudio E2. Fuente propia.

- E3: Estudio estático lineal. Aplicación cargas remotas mediante transferencia directa según cargas reales en su punto de aplicación.

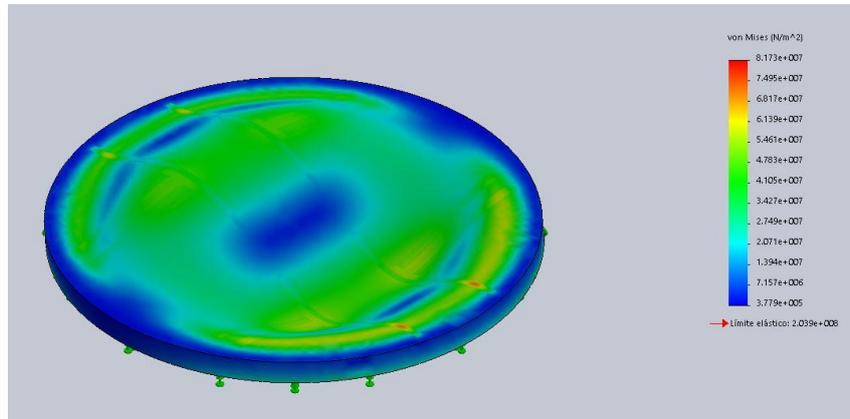


Ilustración 19. Resultado del estudio E3. Fuente propia.

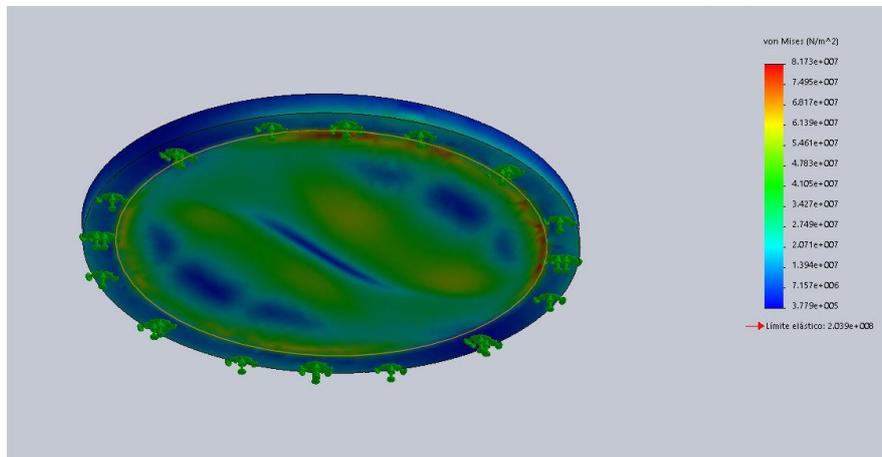


Ilustración 20. Resultado del estudio E3. Fuente propia.

- E4: Estudio estático lineal. Aplicación cargas remotas mediante conexión rígida según cargas reales en su punto de aplicación.

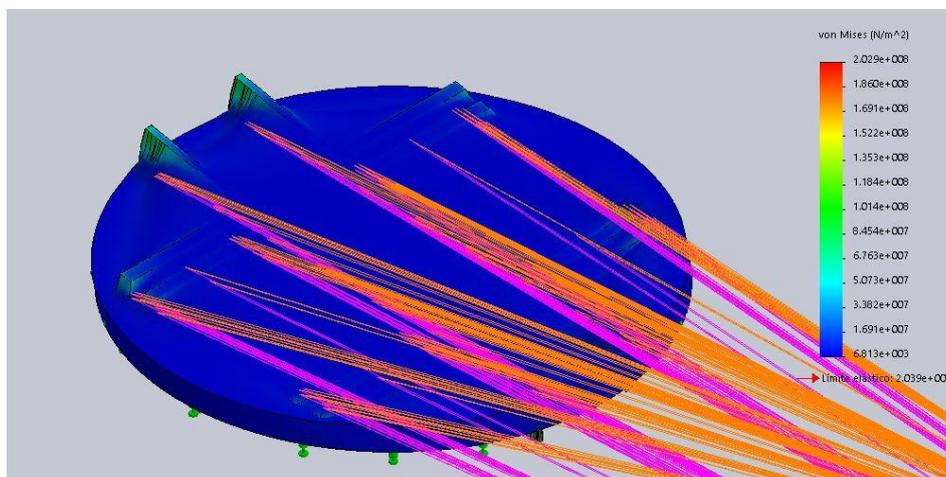


Ilustración 21. Resultado del estudio E4. Fuente propia.

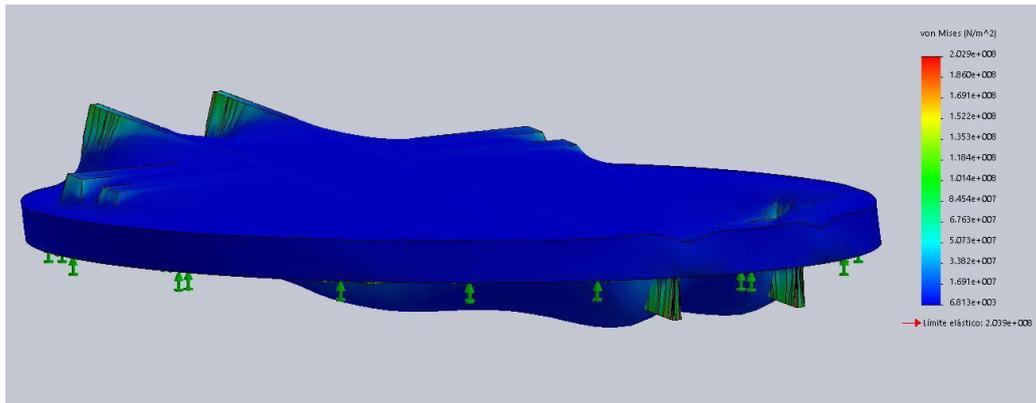


Ilustración 22. Resultado del estudio E4. Fuente propia.

Podemos observar como en todos los estudios se aproximan a un valor de tensión máxima de von misses de entre $7.6\sim 8.2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$, sin embargo, el último estudio E4 muestra una tensión de von misses máxima de $2.029 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$, siendo muy ligeramente inferior a la tensión admisible del material. Esta tensión se encuentra en los puntos extremos de la zona de carga, donde se produce un enclavamiento del material.

Con respecto a los estudios E1, E2 y E3, podemos ver como la distribución de tensiones que obtenemos se adecúan a las esperadas según los esfuerzos en la placa, tal como se expone en la ilustración 23

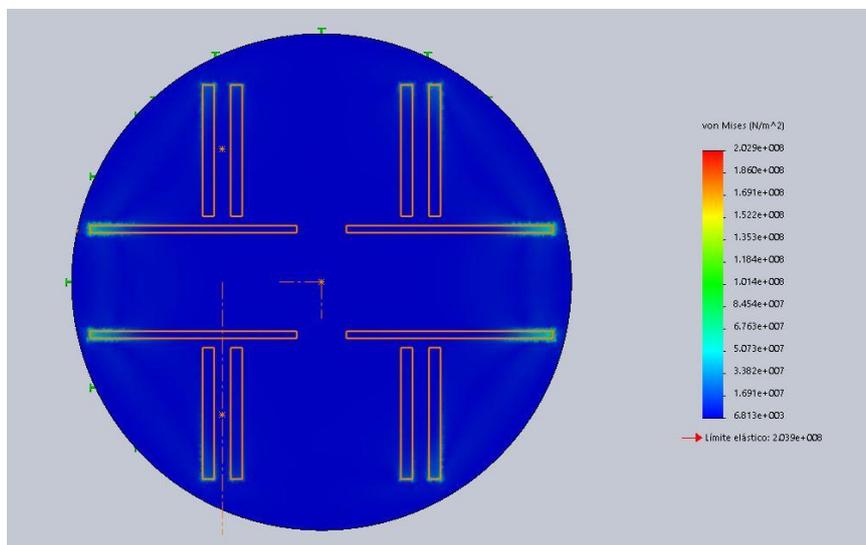


Ilustración 23. Distribución de tensiones según el estudio E4. Fuente propia.

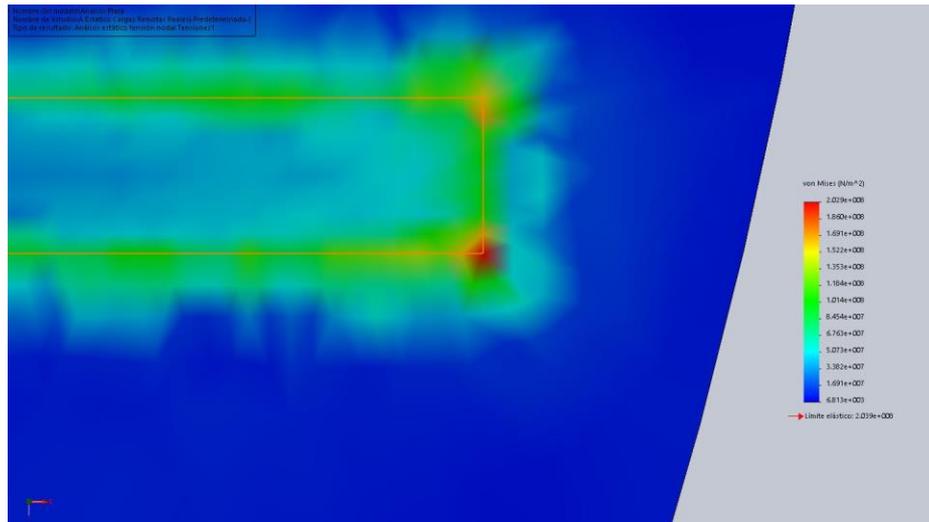


Ilustración 24. Detalle de la tensión máxima de von misses. Fuente propia.

Durante los estudios se ha utilizado un mallado regular con un control de mallado muy fino en las áreas de soldadura y los contornos.

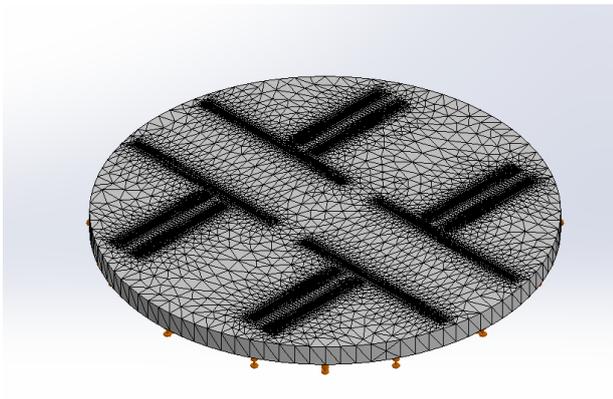


Ilustración 25. Mallado del modelo. Fuente propia.

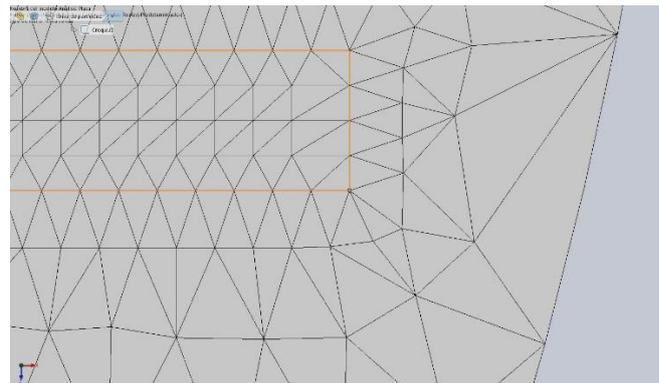


Ilustración 26. Detalle de elementos del mallado. Fuente propia.

Como podemos ver en las ilustraciones 23 y 24, el punto de tensión máxima se sitúa en los bordes donde se produce el enclavamiento. Este punto no puede considerarse a priori como una singularidad del modelo debido a que este valor de tensión no se encuentra en un único elemento, tal como se aprecia en las ilustraciones 25 y 26.

Para comprobar que esta tensión máxima en el enclavamiento puede deberse a efectos del método de análisis en el estudio, del propio modelo y mallado del mismo, realizaremos otro estudio estático no lineal para verificar que no se producirá una propagación de las concentraciones de tensiones en las zonas.

- **E5: Estudio estático no lineal. Aplicación cargas remotas mediante conexión rígida según cargas reales en su punto de aplicación.**

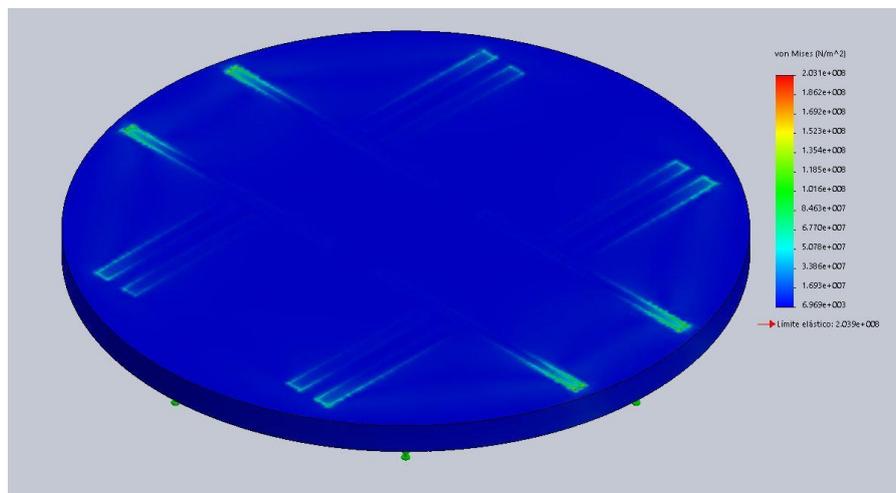


Ilustración 27. Resultado del estudio E5 no lineal. Fuente propia.

Tal y como podemos observar del estudio E5, la distribución de tensiones es similar, resultando del mismo modo la concentración de tensiones descrita anteriormente. Por lo tanto, podemos decir que este resultado de tensiones en el enclavamiento puede producirse debido a una singularidad en el estudio realizado.

1.1.5. Cálculo de la placa de anclaje

- **Cálculo de tornillos de anclaje**

En primer lugar, para realizar el anclaje de la estructura al terreno debemos calcular el número de tornillos necesarios para evitar el vuelco de la misma.

Para ello se utilizará un predimensionamiento de la placa de anclaje tal como se indica en la figura 28. Para rigidizar la unión de la placa con el pilar de la estructura se colocarán en todo el contorno y simétricamente respecto al eje central de la placa 22 cartelas con un espesor de 25 mm y base de 120 mm.



Ilustración 28. Placa de anclaje acotada. Fuente propia.

Para calcular el esfuerzo que soportará el tornillo, realizaremos el cálculo del reparto del esfuerzo cuando nos encontramos en el peor caso de carga para el pilar. Estos esfuerzos se encuentran mayorados según las solicitaciones calculadas en el cálculo de la estructura, apartado X.

Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Tabla 34. Esfuerzos resultantes en la placa de anclaje. Fuente propia

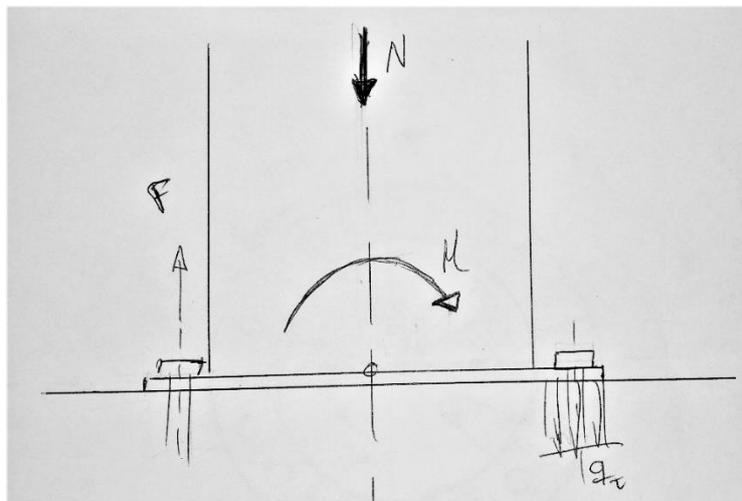


Ilustración 29. Croquisado del reparto de esfuerzos en los tornillos. Fuente propia.

Para obtener la distribución del esfuerzo que flexiona la placa de anclaje, debemos obtener las distancias del eje de cada tornillo al centro de la placa.

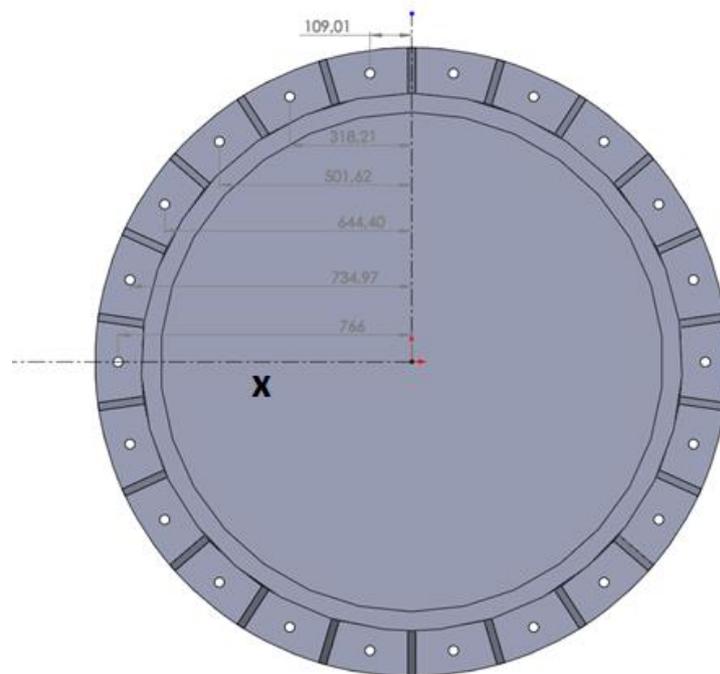


Ilustración 30. Distancias desde el eje de la placa hasta el centro de los tornillos en la dirección x . Fuente propia.

Conocidas las distancias utilizaremos las siguientes ecuaciones para el cálculo del esfuerzo máximo en los tornillos. Sabiendo que el esfuerzo en cada tornillo es linealmente dependiente de la distancia al centro de rotación " x ", la ecuación que define la fuerza en cada punto será:

$$F(x) = \alpha \cdot x \quad 29$$

siendo α el coeficiente según el momento aplicado en el eje de rotación

Sabiendo que el momento depende de la fuerza aplicada por la distancia a la misma, el coeficiente α se definirá como:

$$M = \alpha \cdot \sum x_i^2 \rightarrow \alpha = M / \sum x_i^2 \quad 30$$

Por lo tanto, la fuerza máxima que deben resistir los tornillos vendrá definida por la distancia máxima del eje de placa al centro del tornillo.

Para definir el límite de resistencia del tornillo se han tomado los datos acerca de la resistencia y calidad de los tornillos según la literatura (Norton, 2011). Podemos ver los datos de resistencia a partir de las siguientes tablas:

Los datos tomados para la dimensión del número de tornillos en la placa de anclaje son:

Tornillo M33 8.8 medio carbono

Resistencia de prueba mínima ($\sigma_{r\ min}$): 600 MPa

Área de esfuerzo (At): 693.55 mm²

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Tabla 35. Características de los tornillos según su métrica. (Norton, 2011)

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Tabla 36. Especificaciones de los materiales de los tornillos. (Norton, 2011)

Para dimensionar los tornillos de anclaje, hemos tomado un coeficiente de seguridad (K_{seg}) de 1,5.

Los tornillos de anclaje deben ser precargados para evitar deformación del anclaje ante oscilaciones no deseadas de las solicitaciones. Para calcular la fuerza de precarga del tornillo según un porcentaje dado será:

$$F_{prec} = \sigma_{r\ min,d} \cdot A_t \cdot (\%Precarga) \quad 31$$

siendo $\sigma_{r\ min,d} = \sigma_{r\ min} \cdot K_{seg}$

Asumiendo 22 tornillos en el anclaje y una precarga del tornillo del 50% de su valor, obtenemos los siguientes resultados:

Resultados	
n tornillos	22,0
Øt	33,0 mm
α	163,64
Fmax	125,35 kN
Precarga del 50%	
Fprec	98,93 kN
σtrabajo	380,74 N/mm ²
σ min	600,0 N/mm ²
σ min d	400,0 N/mm ²
FDS	1,58

Tabla 37. Resultados del cálculo de resistencia de los tornillos. Fuente propia.

Como podemos ver en la tabla, el factor total de seguridad, sumando la precarga del tornillo y la fuerza máxima en el mismo, supera el 1.5, por lo tanto, podemos asegurar la resistencia de la unión.

El par de apriete que debemos dar al tornillo para realizar una precarga del 50% será:

$$T_i = K_i \cdot \Phi_t \cdot F_{prec} \quad 32$$

Siendo K_i , el coeficiente de torque según en la tabla dada por la literatura (Norton, 2011):

$$K_i = 0.21 \text{ (tamaño del perno } \approx 1 \frac{1}{4}\text{)}$$

Tabla 11-11
Coeficiente de torque k_f para
cuerdas estándares de UNS,
con coeficientes de fricción
 $\mu = \mu_c = 0.15$

Tamaño del perno	K_f UNC	K_f UNF
0		0.22
1	0.22	0.22
1 1/8	0.21	0.21
1 1/4	0.21	0.21
1 3/8	0.21	0.21
1 1/2	0.21	0.20
1 3/4	0.21	
2	0.21	

Tabla 38. Coeficiente de torque para apriete de tornillos. (Norton, 2011)

El par de apriete necesario será.

Resultados	
ϕt	33,0 mm
Ti	868,69 Nm
Ki	0,21

Tabla 39. Resultados de cálculo del par de apriete. Fuente propia.

- **Dimensionado de la placa de anclaje y cartelas**

Una vez calculados el número de tornillos necesarios, procedemos a realizar el modelo en el software y realizar el análisis para verificar la predimensión empleada para las cartelas.

Para realizar el análisis hemos tomado la base, seccionando el pilar de la estructura a una distancia de 5.6 m (aproximadamente 4 veces el diámetro del mismo), para asegurarnos que la respuesta del perfil sigue siendo similar respecto al perfil planteado, tal como podemos ver en la siguiente ilustración.



Ilustración 31. Deformada del modelo para análisis. Fuente propia

Para verificar la resistencia y comprobar las dimensiones más correctas para las cartelas, se han realizado varios estudios modificando la altura de las cartelas y verificando los resultados. En todos los casos, las cartelas serán de 20 mm de espesor. Se realizará una comparación entre las distintas longitudes escogidas (120, 250, 500 y 750 mm).

La hipótesis de carga utilizada para el análisis es el mismo que se ha utilizado anteriormente para la verificación de los tornillos. (ver tabla X). El método de carga en el estudio será mediante carga remota por transferencia directa, aplicando cada una de las cargas para este caso de estudio en su posición real.

Se ha supuesto que el área dentro del agujero donde encontramos los tornillos para sujetar la placa de anclaje al terreno se encuentra totalmente restringida, debido a que consideramos que el anclaje de los mismos proporciona una unión lo suficientemente rígida con el terreno. Este aspecto dependerá de la ejecución en obra de la cimentación propiamente dicha, debido a que sin esta información no podemos determinar la longitud de anclaje de los tornillos.

Para el análisis del modelo se ha utilizado un mallado regular, aplicando un control del mallado fino en las zonas de mayor importancia para el estudio.

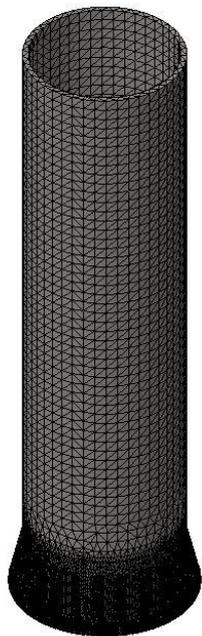


Ilustración 32. Mallado del modelo. Fuente propia

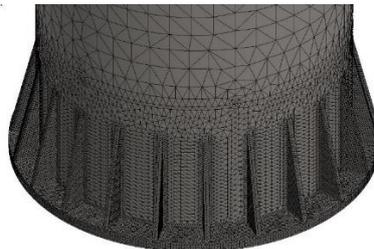


Ilustración 33. Detalle del mallado del modelo. Fuente propia

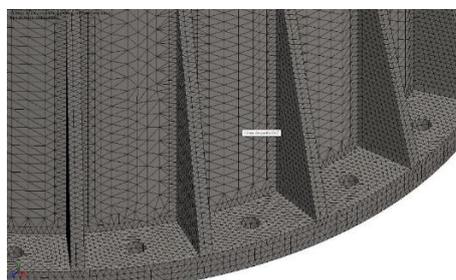


Ilustración 34. Detalle del mallado del modelo. Fuente propia

Los modelos realizados para su análisis son:

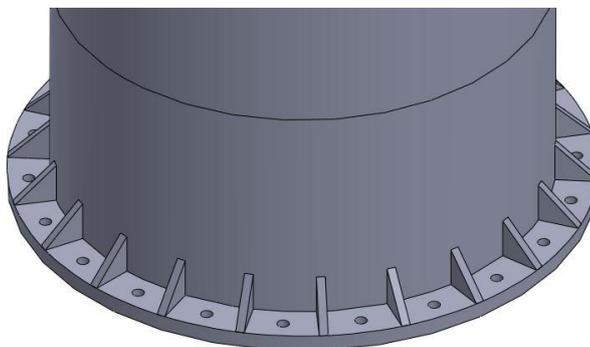


Ilustración 35. Modelo con cartela de 120 mm. Fuente propia

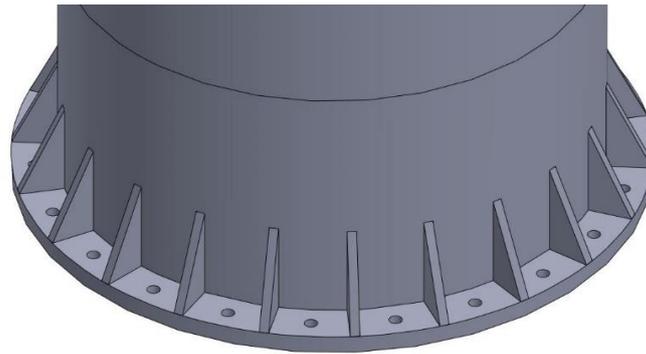


Ilustración 36. Modelo con cartela de 250 mm. Fuente propia

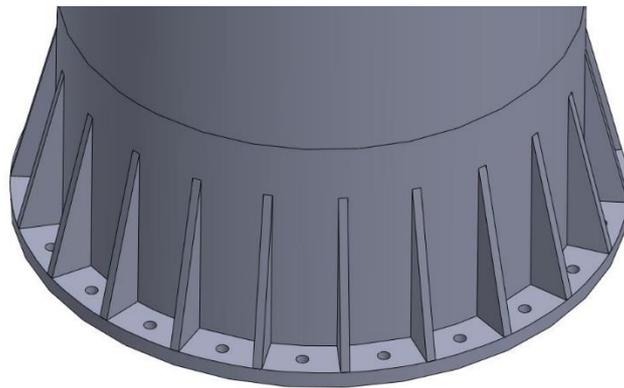


Ilustración 37. Modelo con cartela de 500 mm. Fuente propia

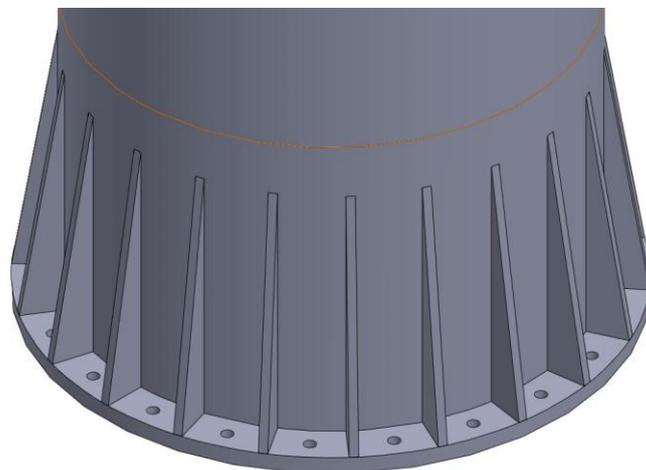


Ilustración 38. Modelo con cartela de 750 mm. Fuente propia

Los resultados obtenidos para cada estudio realizado son:

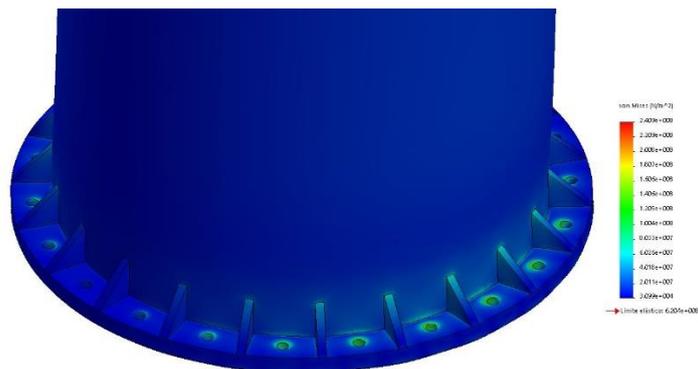


Ilustración 39. Distribución de tensiones. Cartela de 120mm. Fuente propia

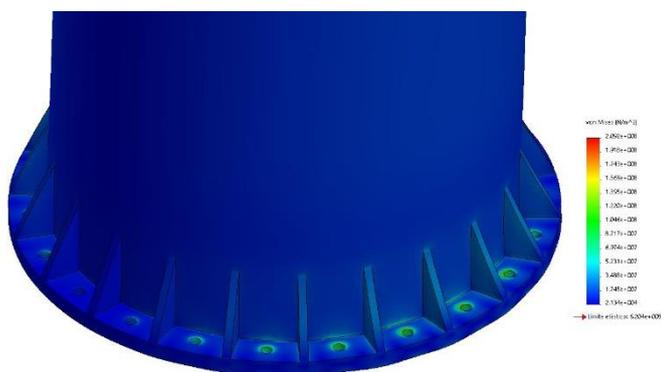


Ilustración 40. Distribución de tensiones. Cartela de 250mm. Fuente propia

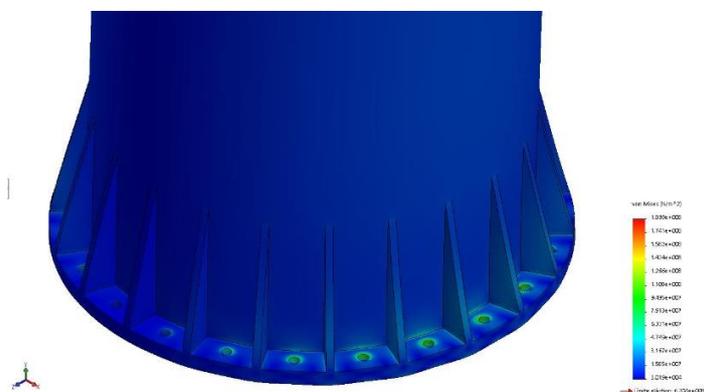


Ilustración 41. Distribución de tensiones. Cartela de 500mm. Fuente propia

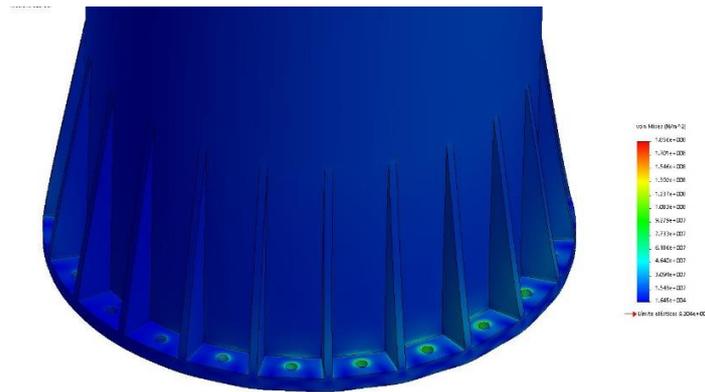


Ilustración 42. Distribución de tensiones. Cartela de 750mm. Fuente propia

Tras realizar el análisis del anclaje, podemos observar como los modelos donde las cartelas de 120 y 250 mm de altura superan la tensión admisible del material ($2.0 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$), por lo tanto no son válidas para el anclaje de la estructura. Con respecto a las cartelas de 500 y 750 mm de altura ambas cartelas consiguen reducir la tensión por debajo de la admisible del material, hasta $1.8 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ aproximadamente.

La distribución de tensiones en las cartelas de menores dimensiones, 120 y 250 mm, no se realiza de la manera óptima para hacer trabajar la sección de la cartela, produciéndose las mayores tensiones en la zona donde se prevé la soldadura y un enclavamiento en el pilar. Las cartelas de mayores dimensiones, 500 y 750 mm, si consiguen un reparto del esfuerzo producido en las mismas por la sección eficaz de la misma, tal como podemos ver en la siguiente ilustración.

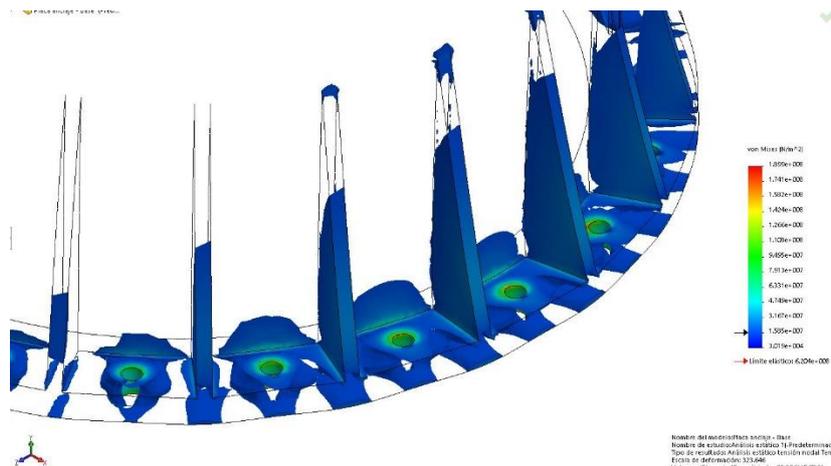


Ilustración 43. Iso-superficie de la tensión de von misses. Rango de $1.89e8$ a $1.6e7$ N/m². Fuente propia.

Dado que la tensión a la que trabaja la cartela de mayor dimensión no reduce la tensión máxima en la placa y no se realiza un aprovechamiento del material suficiente como para justificar una mayor dimensión de la cartela. Por lo tanto, la altura seleccionada de la cartela es de 500 mm.

La mayor tensión que encontramos en la placa con en el estudio realizado la encontramos en el contorno del vaciado para los tornillos, tal como podemos observar en la siguiente ilustración. La mayoría de la tensión se produce en la zona de anclaje eficaz de los tornillos debido al efecto de flexión del pilar, produciéndose el valor más alto de tensión en este contorno.

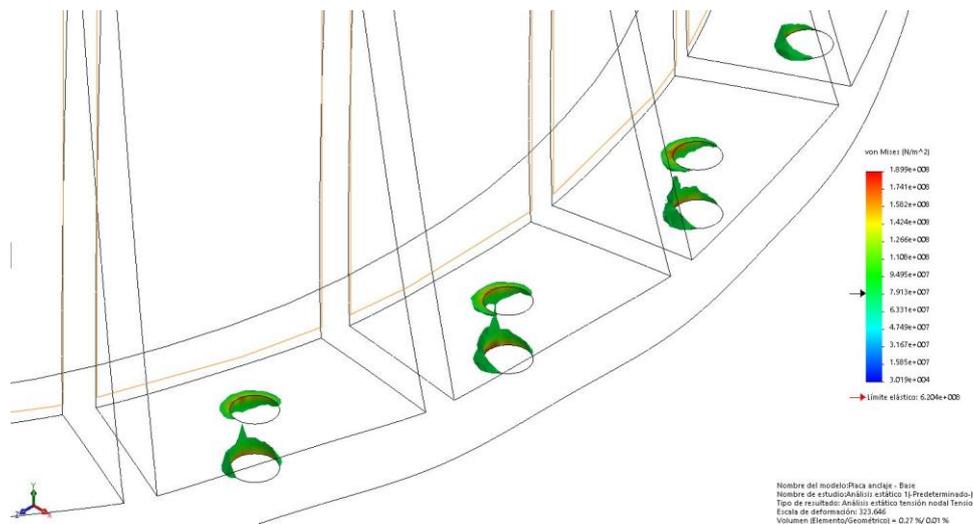


Ilustración 44. Iso-superficie de la tensión de von mises. Rango de $1.89e8$ a $7.9e7$.

Fuente propia

1.1.6. Selección del rodamiento

Para realizar la selección del rodamiento utilizaremos el catalogo aportado por el fabricante *Rothe Erde*, en el cual se especifican los cálculos necesarios para tomar un rodamiento válido para este proyecto, orientando previamente la selección a los rodamientos de la serie KD 600.

Para la selección del rodamiento mediante los gráficos especificados por el fabricante se aproximarán los valores especificados a continuación.

La hipótesis de carga sobre el rodamiento, según especifica el fabricante es:

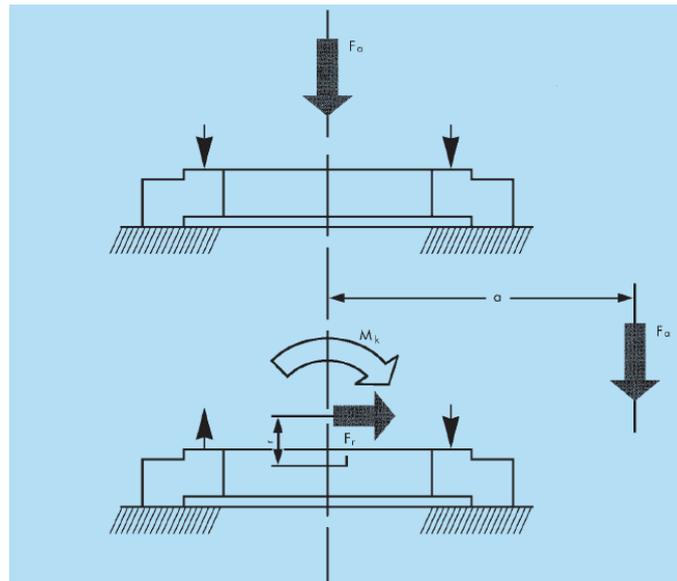


Ilustración 45. Simplificación de las fuerzas resultantes según Rothe Erde

Estas solicitaciones aproximadas, que se muestran en la ilustración 45, para cada hipótesis de carga las calculamos según las siguientes ecuaciones.

$$F_a = \sum Q \quad 33$$

$$M_k = \sum Q \cdot L_q \quad 34$$

Se especifican las siguientes condiciones de cargas a estudiar:

Combinación de cargas I

$$F'_a = (F_a + 5.046 \cdot F_r) \cdot f_{stat} \quad 35$$

$$M'_k = M_k \cdot f_{stat} \quad 36$$

Combinación de cargas II

$$F'_a = (1.225 \cdot F_a + 2.676 \cdot F_r) \cdot f_{stat} \quad 37$$

$$M'_k = 1.225 \cdot M_k \cdot f_{stat} \quad 38$$

Estas combinaciones de cargas deben estudiarse para los casos de cargas siguientes:

Caso 1. Carga máxima de servicio con viento

Caso 2. Carga máxima con un incremento del 25% por ensayo sin viento

Caso 3. Carga máxima de servicio sin viento

A partir de estos casos a estudiar, utilizaremos los casos 2 y 3 para la selección del rodamiento, aproximando cada caso según las cargas axiales, radiales y el momento de vuelco en el rodamiento, tal como nos indica el fabricante. Para obtener los casos de carga 2 y 3 utilizaremos la hipótesis de carga mostrada en la siguiente ilustración.

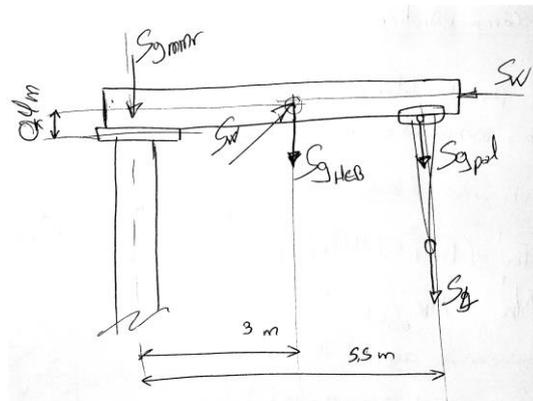


Ilustración 46. Croquis de la hipótesis de carga. Fuente propia.

Establecida la hipótesis de carga, se realiza el cálculo de las cargas axiales, radiales y el momento de vuelco para ambas combinaciones de cargas con cada caso de estudio. Los resultados obtenidos son los expresados en la siguiente tabla, utilizando las ecuaciones 33 y 34.

Cálculo de esfuerzos sobre el rodamiento (según Rothe Erde)					
Caso 2			Caso 3		
SL	147,10	kN	SL	117,68	kN
	12000	kg		12000	kg
Sg HEB	15,72	kN	Sg HEB	15,72	kN
	1602,45	kg		1602,45	kg
Sg pol	14,27	kN	Sg pol	14,27	kN
	1455	kg		1455	kg
Sg mmr	2,08	kN	Sg mmr	2,08	kN
	212,00	kg		212,00	kg
Sw	0	kN	Sw	0	kN
	0	kg		0	kg
Fa	179,17	kN	Fa	149,75	kN
Fr	0	kN	Fr	0	kN
Mk	934,69	kNm	Mk	772,88	kNm

Tabla 40. Resultados de los casos de carga 2 y 3 y sus factores de cargas aproximadas.

Fuente propia.

Utilizando las ecuaciones 35, 36, 37 y 38, obtenemos las siguientes combinaciones de carga para cada caso.

Caso 2			Caso 3		
Combinación de cargas I			Combinación de cargas I		
Fa'	223,96	kN	Fa'	187,19	kN
Mk'	1168,36	kNm	Mk'	966,10	kNm
Combinación de cargas II			Combinación de cargas II		
Fa'	274,35	kN	Fa'	229,30	kN
Mk'	1431,24	kNm	Mk'	1183,47	kNm

Tabla 41. Combinaciones de carga para cada caso. Fuente propia.

Los coeficientes de mayoración, f_{stat} y f_L utilizados para el cálculo, se especifican según la siguiente tabla especificada en el catálogo del fabricante:

Factores de carga para la selección de rodamientos.



Con excepción de los tipos 13 y 21 de la serie KD 210

Tabla 1

Casos de aplicación	f_{stat}	f_L	Vida útil, giros a plena carga	
-giro en base	1,25	1,0	30.000	Para el dimensionado estático siempre se deberán considerar las cargas máximas existentes, incluyendo las adicionales y las de ensayo.
Grúa giratoria (gancho)				aplicar valores de vida útil mas elevados.
Grúa de astillero		1,15	45.000	Para aquellos casos de aplicación que no estén reflejados en la tabla, se pueden asumir correspondientemente los valores orientativos pertenecientes a condiciones de servicio similares.
Transportador giratorio (gancho)				
Cargador/descargador de buques				*) Para grúas torre con giro en parte superior M_{sk} = par de vuelco antagónico sin carga. M_{sk} = par de vuelco con carga y máxima longitud de brazo.
Grúa de acería		1,5	100.000	
Grúa sobre vehículo				

Tabla 42. Factores de carga para la selección de rodamientos según Rothe Erde

Según especifica el fabricante, para determinar los rodamientos deben escogerse los valores del caso 2 (en ambas combinaciones) para determinar el rodamiento según las curvas de carga límite estática, y los valores del caso 3 (en ambas combinaciones) para determinar la vida útil del mismo.

Para determinar si el rodamiento es capaz de soportar las solicitaciones frente a las cargas de la grúa, es necesario que al menos una de las dos combinaciones se encuentre por debajo de la curva.

Para estos valores de carga, se han seleccionado los siguientes rodamientos de la serie KD 600. En los gráficos, el color rojo representa la combinación I y el color verde la combinación II.

- KD 600 tipo 625 variante 500

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Dimensiones										Características										Curvas								
D _L (mm)	Peso (kg)	D _a (mm)	D _i (mm)	H (mm)	D ₁ (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	n	B (mm)	M (mm)	t (mm)	r ₁	O	U	H ₁ (mm)	H ₂ (mm)	H ₃ (mm)	H ₄ (mm)	d	m	z	x	m	k	b	F ₁ (kN)	F ₂ (kN)	axial (mm)	radial (mm)
062.25.0855.500.11.1503	133	955	710	80	915	794	28	22	20	40	4	4	854	856	71	54	26	9	730	10	73	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	①
062.25.0955.500.11.1503	150	1055	810	80	1015	894	30	22	20	40	6	6	954	956	71	54	26	9	830	10	83	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	②
062.25.1055.500.11.1503	166	1155	910	80	1115	994	30	22	20	40	6	6	1054	1056	71	54	26	9	930	10	93	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	③
062.25.1155.500.11.1503	183	1255	1010	80	1215	1094	36	22	20	40	6	6	1154	1156	71	54	26	9	1030	10	103	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	④
062.25.1255.500.11.1503	198	1355	1110	80	1315	1194	42	22	20	40	6	6	1254	1256	71	54	26	9	1130	10	113	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑤
062.25.1355.500.11.1503	215	1455	1210	80	1415	1294	42	22	20	40	6	6	1354	1356	71	54	26	9	1230	10	123	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑥
062.25.1455.500.11.1503	229	1555	1310	80	1515	1394	48	22	20	40	6	6	1454	1456	71	54	26	9	1330	10	133	-	-	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	⑦

Corona dentada en material normalizado

Tabla 43. Especificaciones para KD 600 tipo 625 variante 500 según Rothe Erde

Curvas de carga límite estática — pista de rodadura - - - tornillos

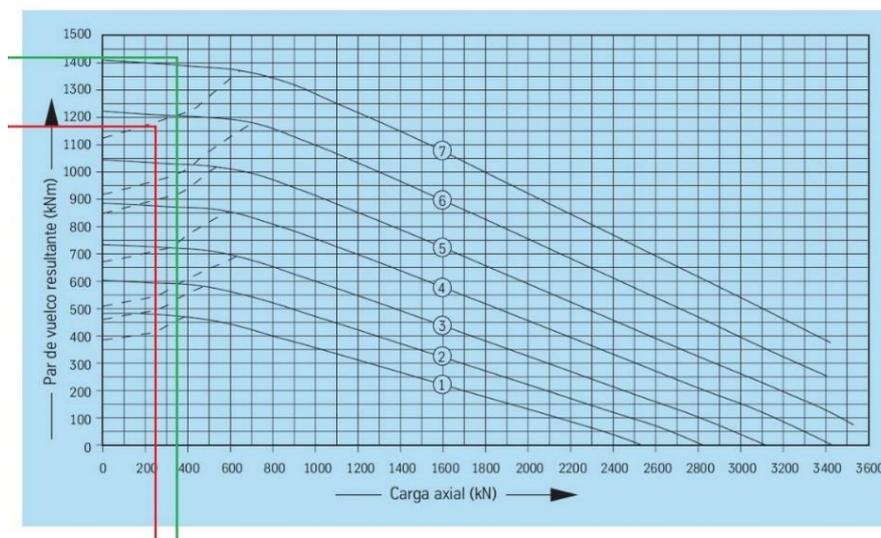


Ilustración 47. Curva de carga límite para KD 600 tipo 625 variante 500 según Rothe Erde

Curvas de vida útil · 30 000 giros

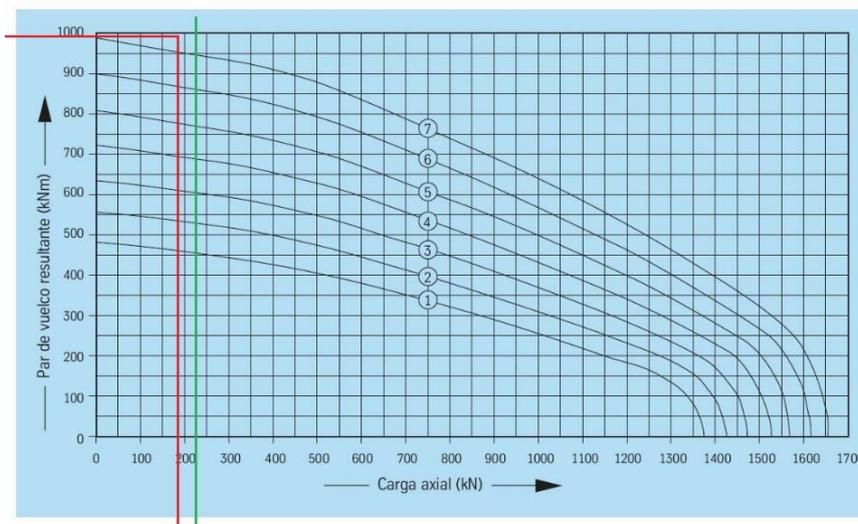


Ilustración 48. Curva de vida útil para KD 600 tipo 625 variante 500 según Rothe Erde

- KD 600 tipo 625 variante 575

Rodamientos con dentado interior

062.25.0855.575.11.1403	133	⁹⁵³ _{-0,14}	710	80	915	794	28	22	20	40	4	854	⁸⁵⁵ _{-0,14}	71	54	26	9	730	10	73	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,06	①
062.25.0955.575.11.1403	150	¹⁰⁵³ _{-0,17}	810	80	1015	894	30	22	20	40	6	954	⁹⁵⁵ _{-0,14}	71	54	26	9	830	10	83	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,06	②
062.25.1055.575.11.1403	166	¹¹⁵³ _{-0,17}	910	80	1115	994	30	22	20	40	6	1054	¹⁰⁵⁵ _{-0,17}	71	54	26	9	930	10	93	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,06	③
062.25.1155.575.11.1403	183	¹²⁵³ _{-0,20}	1010	80	1215	1094	36	22	20	40	6	1154	¹¹⁵⁵ _{-0,17}	71	54	26	9	1030	10	103	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,06	④
062.25.1255.575.11.1403	198	¹³⁵³ _{-0,20}	1110	80	1315	1194	42	22	20	40	6	1254	¹²⁵⁵ _{-0,20}	71	54	26	9	1130	10	113	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,07	⑤
062.25.1355.575.11.1403	215	¹⁴⁵³ _{-0,20}	1210	80	1415	1294	42	22	20	40	6	1354	¹³⁵⁵ _{-0,20}	71	54	26	9	1230	10	123	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,07	⑥
062.25.1455.575.11.1403	229	¹⁵⁵³ _{-0,20}	1310	80	1515	1394	48	22	20	40	6	1454	¹⁴⁵⁵ _{-0,20}	71	54	26	9	1330	10	133	-	-	71	38,46	76,92	≥ 0 hasta 0,07	⑦

* Las tolerancias rigen para las cotas H₁, H₂, H₃

Corona dentada en material normalizado

Tabla 44. Especificaciones para KD 600 tipo 625 variante 575 según Rothe Erde

Curvas de carga límite estática ——— pista de rodadura — — — tornillos

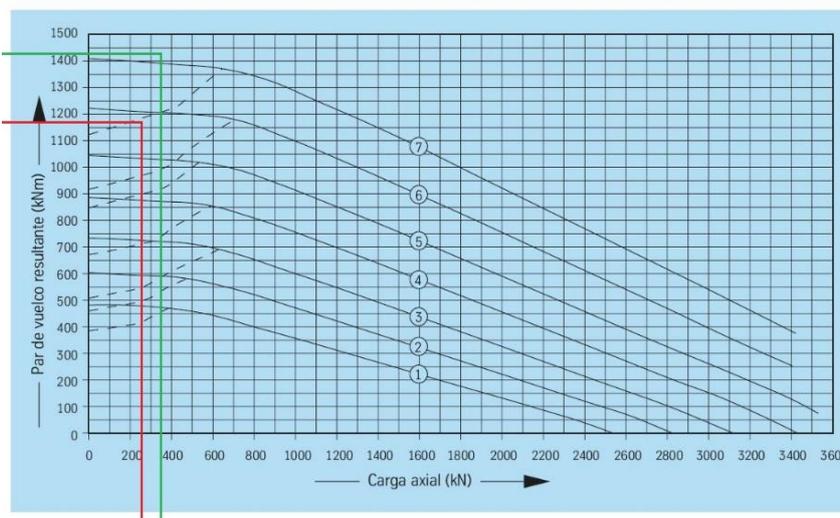


Ilustración 49. Curva de carga límite para KD 600 tipo 625 variante 575 según Rothe Erde

Curvas de vida útil · 30 000 giros

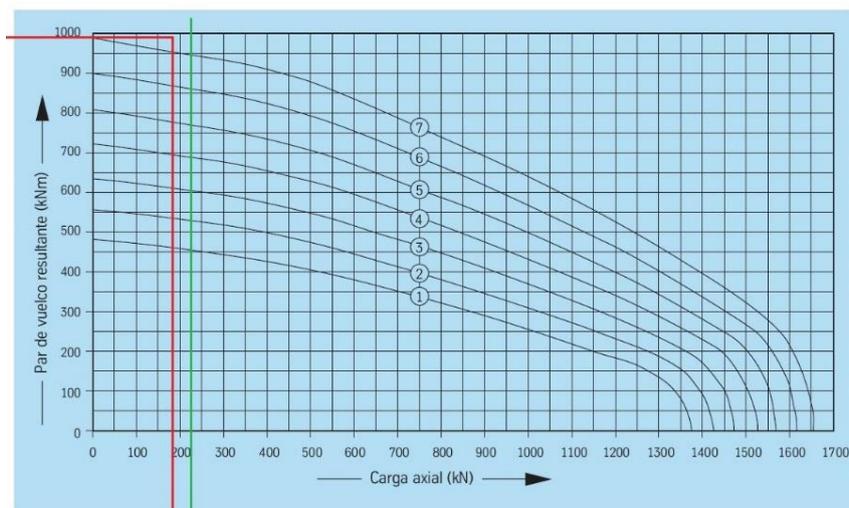


Ilustración 50. Curva de vida útil para KD 600 tipo 625 variante 575 según Rothe Erde

- KD 600 tipo 625 variante 001

Rodamientos con dentado interior

Número de plano	Peso	Díametro exterior	Díametro interior	Altura total	Díametro círculo tallado exterior	Díametro círculo tallado interior	Cantidad balazos por círculo	Díametro del baladro	Medida del tornillo	Cantidad de engrasadores	Díametro	Díametro	Altura del aro	Altura del aro	Separación bajo giro exterior/interior	Separación axial entre exterior/interior	Díametro permitido	Módulo	Cantidad de dientes	Corrección perfil, según DIN 3960, Octubre 1976	Ajuste calzas de dientes	Altura del diente	Fuerza tangencial admisible normal	Fuerza tangencial admisible máxima	Curvas
D_1 [mm]	[kg]	D_2 [mm]	D_1 [mm]	H [mm]	L_s [mm]	L_i [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_e [mm]	H_c [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x · m [mm]	k · m [mm]	b [mm]	[kN]	[kN]	
062.30.1120.000.11.1504 062.30.1120.001.21.1504	206	1232	960	79	1188	1052	36	22	20	6	1118	1121	70	63	16	9	970	10	97	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	52
062.30.1250.000.11.1504 062.30.1250.001.21.1504	251	1362	1090	79	1318	1182	40	22	20	8	1248	1251	70	63	16	9	1100	10	110	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	53
062.30.1400.000.11.1504 062.30.1400.001.21.1504	296	1512	1224	89	1468	1332	44	22	20	11	1398	1401	80	63	26	9	1236	12	103	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,23	54
062.30.1600.000.11.1504 062.30.1600.001.21.1504	354	1712	1428	89	1668	1532	48	22	20	8	1598	1601	80	63	26	9	1440	12	120	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,23	55

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

Tabla 45. Especificaciones para para KD 600 tipo 625 variante 001 según Rothe Erde

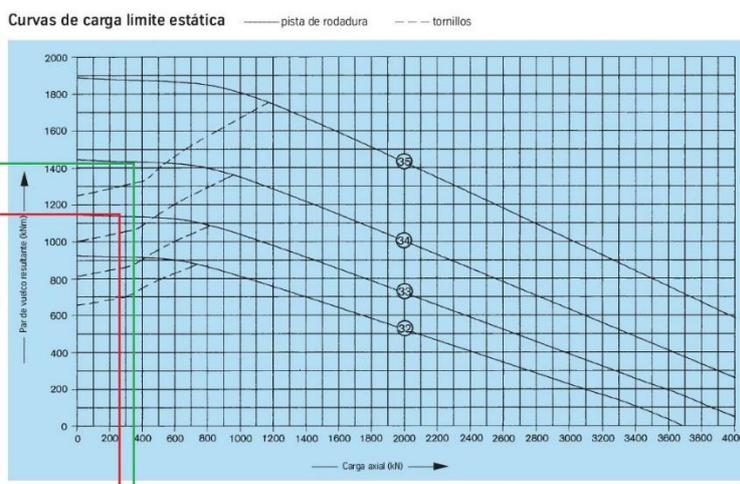


Ilustración 51. Curva de carga límite para para KD 600 tipo 625 variante 001 según Rothe Erde

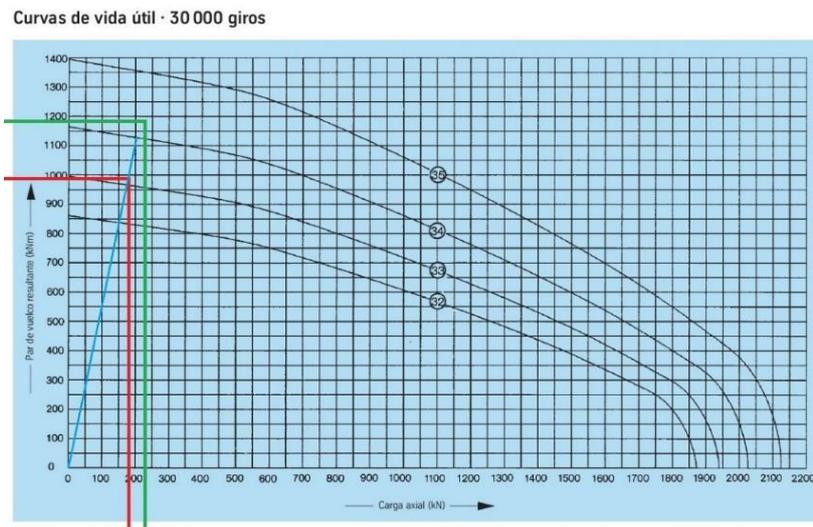


Ilustración 52. Curva de vida útil para para KD 600 tipo 625 variante 001 según Rothe Erde

Tras verificar la resistencia de los posibles rodamientos ofrecidos por el fabricante, previo al cálculo de la vida útil del rodamiento elegido, los rodamientos de variante 500 y 575 resultan muy inferiores en cuanto a su vida útil, por lo tanto, se obviarán del cálculo siguiente (vida útil del rodamiento).

Por lo tanto, el único rodamiento válido dentro de los elegidos, previo a verificar la vida útil del mismo, es el rodamiento KD 600: 062.30.1400.001.11.1504

Esta especificación del rodamiento se refiere a los siguientes:

KD 600	Serie comercial. Rodamientos de precisión con transmisión de carga por cuatro puntos.
062	Rodamiento de bolas de una hilera con dentado interior
30	Diámetro de los cuerpos de rodadura (en mm)
1400	Diámetro de rodadura del rodamiento (en mm)
001	Variante del material bonificado del dentado interior
11.1504	Otros datos característicos. Datos internos del fabricante

La ficha de este rodamiento la podemos ver en el en *anexo 2.2*.

Para el cálculo de la vida útil, utilizaremos las siguientes ecuaciones especificadas por el fabricante *Rothe Erde*:

$$Gc 10a = (f_L)^{10/3} \cdot 30000 \quad 39$$

$$f_L = F_{ao}/F_a = M_{ko}/M_k \quad 40$$

donde F_{ao} y M_{ko} son los valores de carga y momento en la curva del gráfico.

En la gráfica, los valores de la curva son:

$$F_{ao} = 200 \text{ kN}$$

$$M_{ko} = 1125 \text{ kNm}$$

Teniendo en cuenta el uso moderado con el cual se estima el uso de la grúa (combinación de cargas I), los coeficientes f_L correspondientes son:

$$f_{L(I)} = F_{ao}/F_a = 200/187.2 = 1.068$$

$$f_{L(I)} = M_{ko}/M_k = 1125/966.1 = 1.164$$

Utilizaremos el factor $f_L = 1.068$, al ser el menor y por lo tanto el más restrictivo de cara a la vida útil del rodamiento.

$$Gc \ 10a = (1.068)^{\frac{10}{3}} \cdot 30000 = 37408.885 \cong 37,4 \text{ mil ciclos}$$

La vida útil del rodamiento será de 37.4 mil ciclos en condiciones de carga máxima de la grúa.

- **Selección de los Tornillos del Rodamiento**

Para anclar el rodamiento seleccionado a la estructura de la grúa, debemos seleccionar los tornillos necesarios y verificar su resistencia. Según el fabricante *Rothe Erde*, cada rodamiento viene dado para que el número y diámetro de los tornillos soporten los esfuerzos necesarios.

Sin embargo, es preciso verificar la compresión superficial bajo los tornillos sobre la superficie de la estructura (y añadir arandelas de la medida necesaria si es preciso) a la hora de realizar el apriete de los mismos.

Toda la tornillería del fabricante, por defecto, se toma con una calidad de 10.9.

Para nuestro caso hemos tomado una calidad de 12.9 y Acero CG25 para la tornillería.

La compresión bajo el tornillo la calculamos con las siguientes formulas, dadas por el fabricante:

$$p = \frac{F_M}{0.9 A_p} \leq p_G \quad 41$$

siendo la resistencia del material $p_G = 800 \text{ N/mm}^2$ para el Acero GG25

$$A_p = \pi/4 (d_w^2 - d_h^2) \quad 42$$

donde d_w y d_h son los diámetros del agujero y del tornillo, respectivamente.

Dado el rodamiento seleccionado, el diámetro del agujero es:

$$d_w = 22 \text{ mm}$$

En nuestro caso, las dimensiones y características de apriete del tornillo son:

M20

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

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8	10.9	12.9						
Limite de elasticidad $R_{p, 0.2} \text{ N/mm}^2$			640 para \leq M 16 660 para $>$ M 16	940	1100						
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada	área del núcleo	fuerza de tensado	con atornillador dinámico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamométrica M_A' *	fuerza de tensado	con atornillador dinámico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamométrica M_A' *	fuerza de tensado	con atornillador dinámico hidráulico o eléctrico M_A	con llave dinamométrica M_A' *
	$A_s \text{ mm}^2$	$A_3 \text{ mm}^2$	$F_N \text{ N}$	$M_A \text{ Nm}$	$M_A' \text{ Nm}$	$F_N \text{ N}$	$M_A \text{ Nm}$	$M_A' \text{ Nm}$	$F_N \text{ N}$	$M_A \text{ Nm}$	$M_A' \text{ Nm}$
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117	66000	150	135
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184	90000	240	216
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279	124000	370	333
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387	151000	510	459
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558	194000	720	648
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747	243000	970	873
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954	280000	1240	1116
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395	370000	1850	1665
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890	450000	2500	2250
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		560000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000			560000			660000		
M 39	976	913	475000			670000			790000		
M 42	1120	1045	542000			772000			904000		
M 45	1300	1224	635000			905000			1059000		
M 48	1470	1377	714000			1018000			1191000		
M 52	1760	1652	857000			1221000			1429000		
M 56	2030	1905	989000			1408000			1648000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000			1927000		

Tabla 46. Características de tornillos específicos para anclaje del rodamiento.

$$F_{prec} = 194 \text{ kN}$$

Utilizando las ecuaciones 39 y 40 obtenemos:

$$p = 3267.329 \text{ N/mm}^2 \gg 800 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, debemos colocar arandelas adecuadas.

Las medidas normalizadas para arandelas con métrica M20 son las siguientes:

$$d_h = 21 \text{ mm}$$

$$d_w = 37 \text{ mm}$$

Con esta arandela obtenemos los siguientes resultados, utilizando las ecuaciones 39 y 40.

$$p = 295.748 \text{ N/mm}^2 \ll 800 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, necesitamos utilizar arandelas en el montaje para asegurarnos que no exista el efecto de compresión en la superficie bajo los tornillos y tuercas.

La denominación de la tornillería y accesorios para su montaje es:

86 und.	Tornillo hexagonal M20x200 - DIN931 - 12.9
2 und.	<i>Tornillo hexagonal M20x240 - DIN931 - 12.9</i>
88 und.	<i>Tuerca hexagonal M20 - DIN934 - 12.9</i>
88 und.	<i>Arandela plana 20 DIN125A</i>

1.1.7. Selección del motor-reductor

Para calcular la potencia necesaria para realizar el giro de la pluma es preciso calcular los momentos que se resistan al giro de la misma, el Par de arranque y el Par de aceleración de las masas de la grúa.

Utilizaremos esta ecuación para determinar la potencia necesaria.

$$P_{(i)} = M_{(i)} \cdot n = M_i \cdot n(\text{rpm}) / 9.55 \quad 43$$

- **Calculo del par de arranque**

Estos momentos resistentes al movimiento de la pluma vienen especificados según el fabricante del rodamiento (*Rothe Erde*), el cual ha probado la resistencia al giro de sus productos y nos ofrece un método de cálculo. Por lo tanto, procedemos a calcular los momentos o par de arranque y aceleración. Para el cálculo del momento de arranque utilizaremos el caso 2 con viento en el eje OZ de carga debido a que se considera el más desfavorable. Los datos de partida para el cálculo son los siguientes.

$$n_1 = 0,67 \text{ rpm} = 0.07016 \text{ rad/s}$$

$$D_L = 1400 \text{ mm}$$

$$M_k = 934.69 \text{ kNm}$$

$$F_a = 179.17 \text{ kN}$$

$$F_r = 0 \text{ kN}$$

$$\eta_{me} = 90\% \text{ (supuesto)}$$

$$\eta_{mec} = 90\% \text{ (supuesto)}$$

Utilizaremos la siguiente fórmula, extraída del catálogo del fabricante Rothe Erde.

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4.4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2.2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1.73) \quad 44$$

El valor del coeficiente de rozamiento μ , para rodamientos de la serie KD600, viene indicado por el fabricante como:

$$\mu = 0.006$$

La potencia necesaria para realizar el arranque del giro será, según las ecuaciones 41 y 42.

Potencia de arranque		
Mr	13,09	kNm
Pbeh	0,918	kW

Tabla 47. Resultados del cálculo de potencia de arranque necesaria. Fuente propia.

- **Cálculo del par de aceleración**

Para calcular el par de aceleración, utilizaremos la dinámica de cuerpos rígidos en rotación, la cual nos indica las siguientes fórmulas:

$$M_a = I_\alpha \cdot \alpha \quad 45$$

$$I_\alpha = \sum Sg_{(i)} (\text{en kg}) \cdot Ld_{(i)}^2 \quad 46$$

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot n(\text{rpm})}{360 \cdot t_a} = \frac{n(\text{rpm})}{9.55 \cdot t_a} \quad 47$$

siendo "i" cada una de las masas en rotación de la grúa

El tiempo de aceleración se ha impuesto como 3 segundos para realizar el cálculo de la potencia necesaria. Al establecer este tiempo de aceleración del conjunto superior de la grúa, determinaremos la velocidad aproximada a la cual deseamos que el motor seleccionado mueva la pluma.

$$t_a = 3 \text{ seg (supuesto)}$$

A partir de la ecuación (43) calculamos el Momento polar de inercia de la pluma de la grúa. Las distancias de los pesos propios al centro de rotación las podemos apreciar en la ilustración 46:

$$I_{\alpha} = S_L \cdot 5.5^2 + S_{g\ pol} \cdot 5.5^2 + S_{g\ HEB} \cdot 3^2 = 421435,77\ kgm^2$$

La potencia necesaria para acelerar las cargas será, según las ecuaciones 41 y 43.

Potencia de aceleración		
Ma	9,86	kNm
Pa	0,691	kW

Tabla 48. Resultados del cálculo de potencia de aceleración necesaria. Fuente propia.

- **Selección del motor-reductor**

Una vez calculados los momentos de arranque y aceleración, procedemos a calcular la potencia necesaria para el motor eléctrico:

$$P_M = P_r + P_a \quad 48$$

Potencia de dimensionamiento		
MT	22,95	kNm
PT	1,61	kW

Tabla 49. Resultados del cálculo de la potencia necesaria. Fuente propia.

Una vez calculada la potencia necesaria para el motor eléctrico, aplicamos el rendimiento supuesto para tener en cuenta las posibles pérdidas del propio motor eléctrico y el mecanismo reductor del mismo.

$$P_{Td} = P_r / \eta_{me} \cdot \eta_{mec}$$

La potencia necesaria, sin mayoración de seguridad, será de:

$$P_{Td} = 1.99\ kW$$

Para la elección del motor reductor hemos seleccionado la serie 300M del fabricante *Bonfiglioli*. La potencia que debemos utilizar para seleccionar el conjunto motor-reductor la calcularemos a partir de las siguientes formulas:

$$P'_{Td} = P_{Td} / f_m \quad 49$$

$$P'_{Td} \cdot f_s \leq P_n \quad 50$$

Los coeficientes f_m y f_s son los factores de aumento y servicio, respectivamente, los cuales deben hallarse de la siguiente forma:

Para tomar los factores de cálculo, asumimos que la grúa va a utilizarse según las siguientes condiciones:

Cargas variables con choque moderado.

Entre 10 y 30 arranques por hora.

Funcionamiento diario entre 4 y 8 horas.

Servicio intermitente (Categoría S3) con un 50% de intermitencia

(A4)

Factor de servicio f_s' requerido en función de la aplicación						
Tipo de carga	Nº arranques/hora z	Duración total de funcionamiento (h)				
		≤ 5000	10000	15000	25000	50000
		Duración de funcionamiento diaria (h)				
		h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24
Uniforme	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
Variable con choques moderados	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
Variable con choques fuertes	Z < 10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	10 < Z < 30	1.30	1.60	1.80	2.10	2.60
	30 < Z < 100	1.40	1.75	2.00	2.30	2.80

Tabla 50. Determinación del factor de servicio según el fabricante Bonfiglioli

El factor de aumento f_m es obtenido de la tabla (A5).

(A5)

	SERVICIO						
	S2			S3*			S4-S8
	Duración del ciclo			Relación de intermitencia			
	10	30	60	25%	40%	60%	
f_m	1.35	1.15	1.05	1.25	1.15	1.1	Contactar

* De todos modos, la duración del ciclo tendrá que ser igual o inferior a 10 minutos; si fuera superior contactar con nuestra Organización de ventas.

Tabla 51. Determinación del factor de aumento según el fabricante Bonfiglioli
Los factores correspondientes son:

$$f_s = 1.4$$

$$f_m = 1.125$$

Aplicando las ecuaciones 47 y 48 obtenemos:

$$P_n \geq 2.47 \text{ kW}$$

Una vez obtenemos la potencia para la selección del conjunto motriz, buscamos en el catálogo el más adecuado. En nuestro caso, hemos encontrado el siguiente conjunto:

P ₁ = 3 kW																
n ₂ min ⁻¹	M ₂ Nm	S	i	Pt kW					IE2	IE3	MC	MZ	Rn ₂ [N] HC/PC	HZ/PZ	FZ	
3.5	7180	2.5	406	7.5	309L4	—	BE100LB4	BX100LB4	—	—	—	—	72600	93400	23700	328
3.6	6920	1.0	391	6.0	306L4	—	BE100LB4	BX100LB4	ME3LB4	MX3LB4	26200	29800	59700	68900	22800	302
3.6	6930	2.7	392	11.0	310ML4	—	BE100LB4	BX100LB4	—	—	—	—	81700	103500	42300	338
3.7	6890	1.1	389	12.0	—	306R4	BE100LB4	BX100LB4	ME3LB4	MX3LB4	26100	29800	59600	68800	22700	304
3.8	6630	2.2	374	15.0	—	309R4	BE100LB4	BX100LB4	—	—	—	—	71800	92400	23100	326

Tabla 52. Catálogo de motor-reductor. Selección del grupo motriz, según Bonfiglioli.

La potencia de salida y velocidad de salida del conjunto son de 3 kW y 3.6 rpm, respectivamente.

El reductor de este conjunto es el siguiente:

310ML4: Serie 300, tamaño 10M, Ejecución en línea (L), 4 etapas de reducción, relación de reducción total de 1/392, Predisposición de salida HZ (eje macho reforzado estriado).

Las dimensiones y detalles del reductor se encuentran en el anexo 2.3.

Para que el conjunto cumpla las condiciones debemos utilizar el siguiente motor asíncrono:

BX100LB4: Serie BX, Tamaño 100LB, 4 polos.

El freno del motor eléctrico se encuentra en conjunto con el mismo, de forma que no es necesario seleccionar ningún freno adicional. Las dimensiones y detalles técnicos del motor eléctrico se encuentran en el anexo 2.3.

Además, el fabricante muestra como accesorio un piñón de ataque que va engranado con la salida específica del reductor, con especificación PLQ.

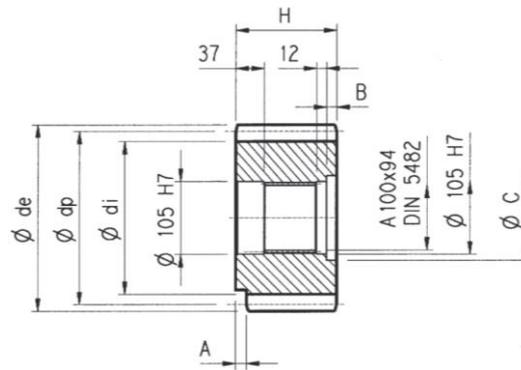


Ilustración 53. Piñón de ataque accesorio según el fabricante Bonfiglioli.

- **Rectificación de la velocidad del motor eléctrico**

Sabiendo la velocidad máxima de giro del engranaje de ataque es y los diámetros primitivos del conjunto engranado la velocidad final en el rodamiento (y la velocidad máxima de giro en la grúa) será:

$$i = n_2/n_1 = z_1/z_2 = d_1/d_2 \quad 51$$

Utilizando la ecuación anterior sabemos que:

$$i = d_1/d_2 = 276/1236 = 0.2233 = n_2/n_1$$

siendo la velocidad de salida en el rodamiento

$$0.2233 = n_2/n_1 = n_2/3.6 \rightarrow n_2 = 0.80496 \text{ rpm}$$

La velocidad de salida será ligeramente superior a la deseada, por lo tanto, debemos limitar la velocidad de giro máxima del motor para no sobrepasar los 0.67 rpm. La velocidad límite de salida a la que debemos limitar el motor-reductor será:

$$0.2233 = n_2/n_1 = 0.67/n_1 \rightarrow n_1 = 3.00045 \text{ rpm} \cong 3 \text{ rpm}$$

Sabemos que el motor eléctrico gira a una velocidad de sincronismo (n_s) y una velocidad nominal (n_n), según la ficha proporcionada por el fabricante (ver en anexo 2.3) de:

$$n_s = 1500 \text{ rpm}$$

$$n_n = 1445 \text{ rpm}$$

$$f_{Hzs} = 50 \text{ Hz}$$

Sabiendo el factor de reducción del sistema reductor es de 1:392, podremos saber cuál será la velocidad real del motor a la cual debe limitarse:

$$1/392 = 3 \text{ rpm} / n'_{\text{motor}} \rightarrow n'_{\text{motor}} = 1176 \text{ rpm}$$

Por lo tanto, debemos variar la alimentación el motor eléctrico a una frecuencia determinada utilizando las siguientes ecuaciones, extraídas de la literatura (Eléctricas, 2002):

$$n = 60 \cdot f_{\text{Hz}} / \text{ppol} \quad 52$$

$$s = n_s - n_n / n_s \quad 53$$

siendo

$$\text{ppol} = 2 \text{ (motor de 4 polos)}$$

Sabiendo el deslizamiento propio del motor en cuestión y la velocidad final deseada, podemos aproximar la frecuencia a la cual debemos alimentar el motor para obtener la velocidad objetivo (0.67 rpm).

Aplicando la ecuación 53 obtenemos el deslizamiento del motor eléctrico utilizado.

$$s = \frac{1500 - 1445}{1500} = 0.03667$$

Sabiendo la velocidad objetivo en el motor, es decir, la velocidad nominal a frecuencia nominal f_{n2} desconocida, podemos conocer la frecuencia de sincronismo f_{s2} a la cual debemos alimentar el motor. Por lo tanto, la frecuencia de la tensión de alimentación será:

$$s = n_{s2} - n_{n2} / n_{s2} \rightarrow n_{s2} = n_{n2} / (1 - s)$$

$$n_{s2} = 1220.76 \text{ rpm}$$

$$n = 60 \cdot f / p \rightarrow f_{s2} = n_{s2} \cdot p / 60 = 1220.76 \cdot 2 / 60$$

$$n_{s2} = 40.692 \cong 40.7 \text{ Hz}$$

El esquema conjunto motor-reductor seleccionado será:

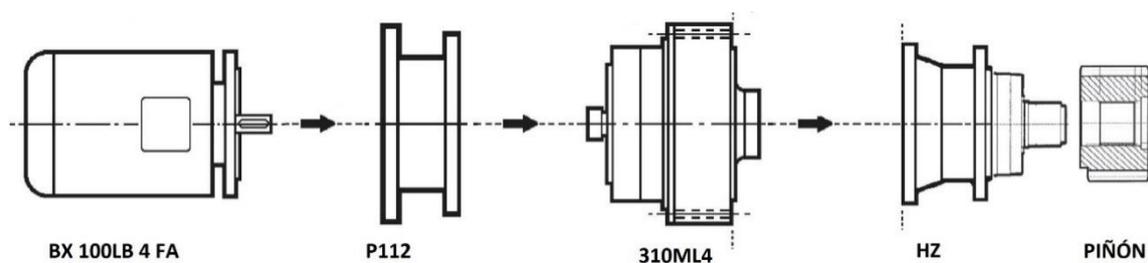


Ilustración 54. Esquema de montaje del grupo motor-reductor. Fuente propia.

La denominación comercial de todo el conjunto es:

BX100LB4 230/400-50 IP55 CLF B5 W / FA 160 R NB 230SA 310ML4 392 HZ PLQ

Esta especificación del grupo motor-reductor se refiere a los siguientes elementos:

BX100LB4	Motor de la serie "BX" trifásico IEC, de clase de eficiencia IE3, de tamaño "100", montado en posición longitudinal vertical "LB", con 4 polos.
230/400-50	Alimentación a 230 V (400 V en arranque en posición estrella), con una frecuencia de 50 Hz.
IP55	Protección IP55 contra el polvo y agua proyectada.
CLF	Aislamiento estándar.
B5	Forma constructiva IM B5. (ver <i>anexo 2.3.</i> o catálogo del fabricante)
W	Posición por defecto de la caja de bornes.
FA	Freno en corriente alterna.
160	Par de frenado.
R	Palanca de desbloqueo del freno con retorno.
NB	Rectificador C.A. - C.C.
230SA	Alimentación del freno.
310ML4	Reductor de la serie "310M", con ejecución en línea "L" y 4 etapas de reducción.
392	Relación de reducción 1/392
HZ	Salida con eje macho estriado.

PLQ Piñón para giro, accesorio asociado a la salida HZ. Módulo 12. 23 dientes. Diámetro primitivo de 276 mm. Incluye tapilla exterior de seguridad.

1.1.8. Selección del polipasto y carro de traslación

- Selección del polipasto

Para realizar la selección del polipasto se ha optado por los polipastos de cable del fabricante Donati. Dado las características del diseño de la grúa, hemos seleccionado un polipasto de cable monoviga, el modelo DRH del fabricante Donati.

Para seleccionar el polipasto correcto, los parámetros que debemos establecer son los siguientes:

Capacidad: 12000 Kg

Tipo de servicio: Servicio medio

Carrera efectiva: 10 m

Nº de ciclos por hora (estimado): 10 ciclos/h

Tiempo de utilización diario (estimado): menos de 5 horas diarias de uso total.

Velocidad máxima de elevación: 4 m/min (4/1 ramales de cable)

Nº días de servicio al año (estimado): 251 días

El polipasto seleccionado según las tablas será de capacidad 12.5 toneladas con una carrera efectiva, distancia a gancho, de 10 metros. Se han asumido unos 251 días laborables, según el calendario de 2018 teniendo en cuenta los días festivos y fines de semana durante el año. Dado que la utilización de este tipo de maquinaria no se realiza de forma intensiva durante toda la duración de una jornada de trabajo, se han asumido unas 5 horas de utilización por día y 10 ciclos de trabajo por hora.

Una vez estimados los parámetros necesarios, calcularemos los parámetros para saber el grupo de servicio necesario en la grúa, según la siguiente tabla:

Clasificación y límites de uso de los electromecanismos de los equipos de elevación								
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	1) Servicio Liger	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	3200	6300	12500	25000	50000	100000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴	> 4x10 ⁵
	2) Servicio Medio	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴
	3) Servicio Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	800	1600	3200	6300	12500	25000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴
	4) Servicio Muy Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	400	800	1600	3200	6300	12500
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	32x10 ³	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴
Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación		de acuerdo con la norma ISO 4301-1 según regla FEM 9.511	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Uso en servicio inintermitente según regla FEM 9.1663/95	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (Rf%)	25	30	40	50	60	60
		Nº máx. de arranques por hora (A/h)	150	180	240	300	360	360
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Mecanismos del Carro	Relación de intermitencia (Rf%)	20	25	30	40	50	60
		Nº máx. de arranques por hora (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	20	25	30	40	50	> 60
Uso en servicio temporal	Tiempo de uso con velocidad principal (min)	15	15	30	30	60	> 60	
	Tiempo de uso con velocidad lenta (min)	2,5	3	3,5	4	5	6	
	Nº máximo de arranques por hora (A/h)	10	10	10	10	10	10	
Motores de dos velocidades de doble polaridad	Velocidad principal	1/3 (33,3% del Nº total de arranques por hora)						
	Nº máx arranques h (A/h)	Velocidad lenta	2/3 (66,7% del Nº total de arranques por hora)					
	Tm = Tiempo medio de uso diario (horas)	Velocidad principal	2/3 (66,7% del tiempo medio de uso diario)					
		Velocidad lenta	1/3 (33,3% del tiempo medio de uso diario)					

Tabla 53. Clasificación y límites de uso para la selección del polipasto según el fabricante Donati.

Los parámetros se calcularán según las siguientes ecuaciones:

$$T_m = C_e \cdot C_h \cdot T_i / 30 \cdot V \quad 54$$

$$H_f(10 \text{ años}) = T_m \cdot G_a \cdot 10 \quad 55$$

$$C_{op}(10 \text{ años}) = C_h \cdot T_i \cdot G_a \cdot 10 \quad 56$$

Según los valores estimados anteriormente obtenemos los siguientes resultados.

Resultados		
Tm	4,16666667	horas
Ga	10458,3333	horas en 10 años
Cop	125500	ciclos en 10 años

Tabla 54. Resultados de vida útil a 10 años para la selección del polipasto. Fuente propia.

Podemos ver como para servicio medio y más de 12 toneladas de capacidad, superamos los requerimientos del fabricante, estimando el mecanismo del polipasto como Grupo de servicio M6 (3m), tal como podemos observar en la tabla 53.

Sabiendo que debemos tomar un polipasto de 4 ramales de cable para que la velocidad de elevación sea 4m/min con 12 toneladas, seleccionamos el polipasto adecuado según la tabla 54.

Versión ramales de cable → (tambor de un principio)			8 ramales (8/1)			6 ramales (6/1)			4 ramales (4/1)				2 ramales (2/1)		
Capacidad kg	Sigla		Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)			Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)			Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)				Tipo DRH en el grupo FEM (ISO)		
	reductor	capacidad	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	1Am (M4)	2m (M5)	1Bm (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)	1Am (M4)	2m (M5)	3m (M6)	
800	L	D													
800	V	D													
1000	L	E								14L3-E				12L3-D	
1000	V	E								14V3-E				12V3-D	
1250	L	F								14L3-F				12L3-E	
1250	V	F								14V3-F				12V3-E	
1600	L	G								14L3-G				12L3-F	
1600	V	G								14V3-G				12V3-F	
2000	L	H								14L3-H				12L3-G	
2000	V	H								14V3-H				12V3-G	
2500	L	I								14L3-I				12L3-H	
2500	V	I								14V3-I				12V3-H	
3200	L	J								14L3-J				12L3-I	
3200	V	J								14V3-J				12V3-I	
4000	L	K								14L3-K				12L3-J	
4000	V	K								14V3-K				12V3-J	
5000	L	L								14L3-L				12L3-K	
5000	V	L								14V3-L				12V3-K	
6300	L	M								14L3-M				12L3-L	
6300	V	M								14V3-M				12V3-L	
8000	L	N								14L3-N				12L3-M	
8000	V	N								14V3-N				12V3-M	
10000	L	O								14L3-O				12L3-N	
10000	V	O								14V3-O				12V3-N	
12500	L	P								14L3-P				12L3-O	
12500	V	P								14V3-P				12V3-O	
16000	L	Q								14L3-Q				12L3-P	
16000	V	Q								14V3-Q				12V3-P	
20000	L	R								14L3-R				12L3-Q	
20000	V	R								14V3-R				12V3-Q	
25000	L	S								14L3-S				12L3-R	
25000	V	S								14V3-S				12V3-R	
32000	L	T								14L3-T				12L3-S	
32000	V	T								14V3-T				12V3-S	
40000	L	U								14L3-U				12L3-T	
40000	V	U								14V3-U				12V3-T	
50000	L	V								14L3-V				12L3-U	
50000	V	V								14V3-V				12V3-U	

Tabla 55. Selección del polipasto ajustado a la clasificación y límite de uso según el fabricante Donati.

El polipasto seleccionado es:

DRH 44L3-P

• Selección del carro portante

A continuación, determinaremos el carro necesario según las tablas del fabricante para el polipasto que acabamos de seleccionar. Según la tabla de especificaciones técnicas del fabricante, para el polipasto seleccionado corresponde el siguiente carro de traslación.

DST N

Capacidad (kg)	Grupo FEM del polipasto	Tipo DRH	Datos característicos de los polipastos eléctricos de cable DRH										Tipo de carro combinado al polipasto		
			Velocidad a 50 Hz (m/min)		Potencia motor (kW)		Carrera gancho (m) con tambor (1)					Cable (1)		monoviga DST - N/R	de dos vigas DRT
			1 Vel.	2 Vel.	1 Vel.	2 Vel.	C	N	L	X1	X2	Nº ramales	Ø / Tipo (mm)		
12500	1Am	34L1-P	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13A (13A)	3	2
	2m	44L2-P	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	44L3-P	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15A (15A)	4	3
	1Am	44V1-P	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	2m	44S2-P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	44S3-P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	15A (15A)	4	3

Tabla 56. Datos característicos de los polipastos de cable DRH según el fabricante Donati.

La velocidad de traslación vendrá dada por el motor, el cual podemos escoger a conveniencia según nos especifica el fabricante en la siguiente tabla.

Datos carro y potencias motores (máximas suministrables = kw) de una y dos velocidades de traslación													
Carro eléctrico de traslación	1 Velocidad: 8 o 10 m/min ⁽¹⁾				1 Velocidad: 16 o 20 m/min ⁽¹⁾				2 Velocidad: 16/4 o 20/5 m/min ⁽¹⁾				
	Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro ⁽²⁾		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro		
Tipo - Tamaño	8	10	Tipo 4 polos	Potencia kW	16	20	2 polos	Potencia kW	16/4	20/5	Tipo 2/8 polos	Potencia kW	
DST - N/R Monoviga	1 - 2	τ1	τ2	71 - 4	0,16	τ1	τ2	71 - 2	0,32	τ1	τ2	71 - D	0,40/0,09
	3	τ1	τ2	80 - 4	0,25	τ1	τ2	80 - 2	0,50	τ1	τ2	80 - D	0,50/0,12
	4	τ1	τ2	80 - 4	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	τ1	τ2	80 - D	0,63/0,15
	1	τ1	τ2	71 - 4	0,16	τ1	τ2	71 - 2	0,32	τ1	τ2	71 - D	0,40/0,09
DRT Dos vigas	2	τ1	τ2	80 - 4	0,25	τ1	τ2	80 - 2	0,50	τ1	τ2	80 - D	0,50/0,12
	3	τ1	τ2	80 - 4	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	τ1	τ2	80 - D	0,63/0,15
	3	τ1	τ2	100 - 4	0,63	τ1	τ2	100 - 2	1,25	τ1	τ2	100 - D	1,25/0,31
	4	τ1	τ2	100 - 4	0,63	τ1	τ2	100 - 2	1,25	τ1	τ2	100 - D	1,25/0,31

NOTAS: Para las combinaciones con doble motorreductor ver pág. 35
 (1) Las velocidades de elevación y traslación y las potencias de los motores correspondientes se refieren a alimentación de red trifásica con frecuencia de 50 Hz. En el caso de alimentación con frecuencia de 60 Hz se deben aumentar del 20%.
 (2) Con motores de 2 polos para inversores las potencias son: 71-2 = 0,5kW; 80-2 = 0,8kW; 100-2 = 2kW

Tabla 57. Datos característicos de potencias y motores en el carro según el fabricante Donati.

En nuestro caso, seleccionaremos un motor con la mínima velocidad disponible de traslación, 8 m/min, el cual será un motor de 4 polos y 0.32 kW de potencia.

El polipasto seleccionado para la elevación de la carga es:

Polipasto DRH 44L3·P - Carro DST N DS4AE

La especificación “DS4AE” se realiza a partir de la nomenclatura especificada.

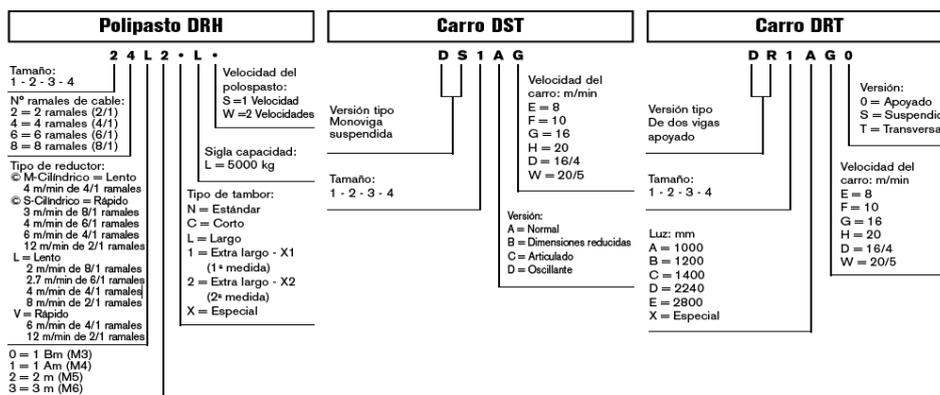


Ilustración 55. Denominación comercial de los polipastos y carros según el fabricante Donati.

El polipasto DRH es un polipasto de cable, con la denominación 44L3·P, se refiere a:

Polipasto de cable de tamaño 4 (mayor tamaño), con 4 ramales de cable, velocidad de elevación de 4 m/min, capacidad “P” para 12,5 toneladas y grupo de servicio según FEM M6.

El carro DST N, con la denominación DS4AE, se refiere a:

Carro de traslación monoviga ("DS") del tipo DST con tambor de tamaño 4 de tipo normal "A" y velocidad del carro "E" de 8m/min.

- **Cálculo del tope final de carrera**

Para asegurar el paro del carro del polipasto han de colocarse una serie de topes que actúan como final de carrera y corte de alimentación del mismo. Los topes finales de carrera han de colocarse en el perfil de la pluma de la siguiente forma, tal como indica el manual de uso y mantenimiento del fabricante. Esto podemos apreciarlo en la siguiente ilustración.

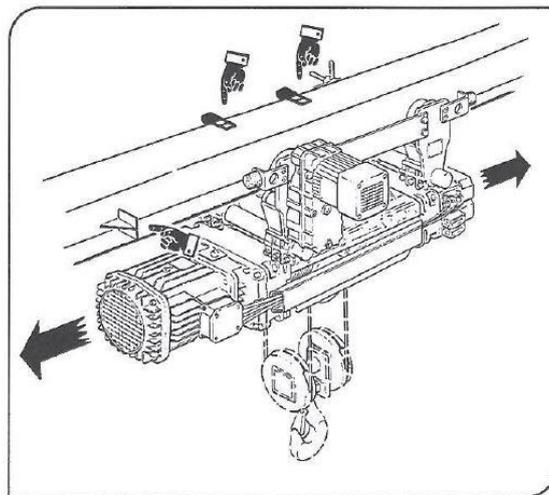


Ilustración 56. Posicionamiento de los topes final de carrera

Los topes de recorrido del carro se han dimensionado para su atornillado al perfil de la pluma en la posición de perforación del ala. El tope de recorrido ha sido dimensionado suponiendo un choque de impacto (sin topes de goma del carro) donde imponemos una deformación de la placa fin de carrera de 1 mm, un tiempo de deformación tras el impacto de 1ms (tiempo común en este tipo de casos) y que el peso del carro es de 1400 kg. Calcularemos la fuerza debida al impacto con las siguientes ecuaciones:

$$F_{\text{impacto}} = m_{\text{carro}} \cdot a_{\text{deform}} \quad 57$$

$$a_{\text{deform}} = e_{\text{impacto}} / t_{\text{impacto}} \quad 58$$

sabiendo el valor de los parámetros

$$e_{\text{impacto}} = 1 \text{ mm}$$

$$t_{\text{impacto}} = 1 \text{ ms}$$

$$m_{\text{carro}} = 1400 \text{ kg}$$

obtenemos que:

$$F_{\text{impacto}} = 1400 \text{ N} = 1.4 \text{ kN}$$

Para el diseño de este tope utilizaremos el software Solidworks para simular este caso de carga.

El diseño elegido para el tope del carro es el siguiente:

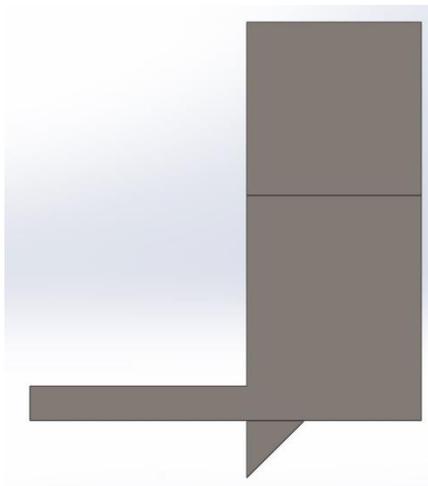


Ilustración 57. Modelo de tope final de carrera. Alzado. Fuente propia.

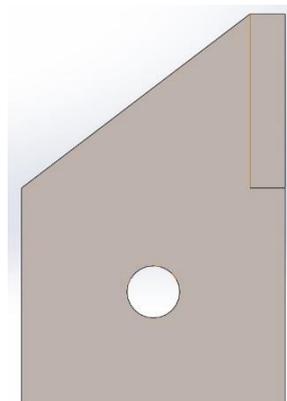


Ilustración 58. Modelo de tope final de carrera. Planta. Fuente propia.

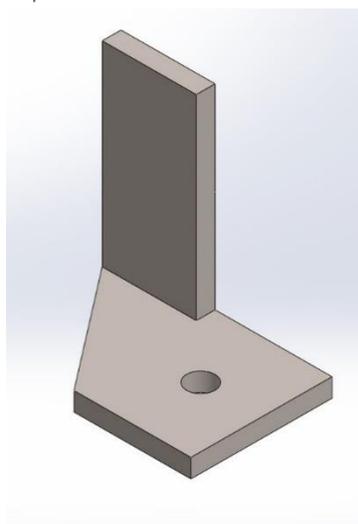


Ilustración 59. Modelo de tope final de carrera. Fuente propia.

Para realizar el estudio estático donde aplicamos la carga calculada analíticamente, se ha aplicado un control de mallado más fino en el vértice donde esperamos la mayor acumulación de tensiones.

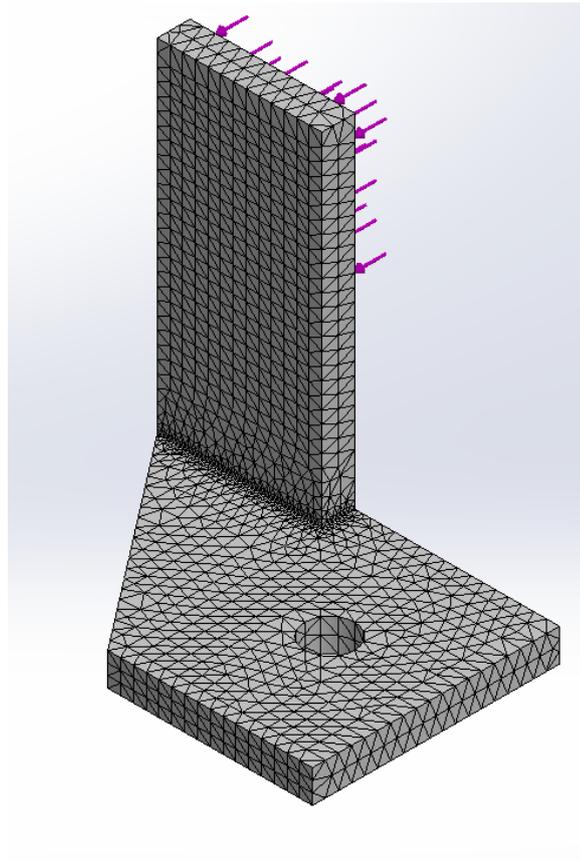


Ilustración 60. Mallado del modelo para estudio. Fuente propia.

Tras el análisis de carga, los resultados obtenidos son los siguientes:

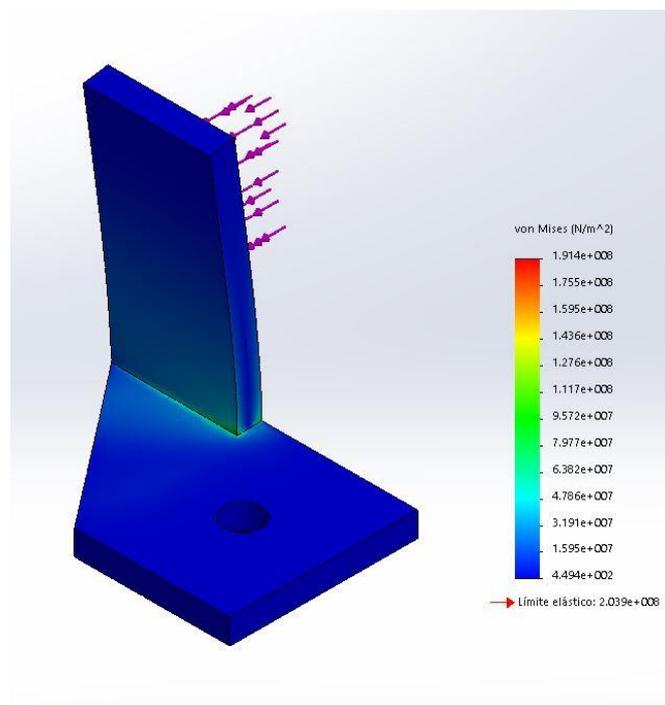
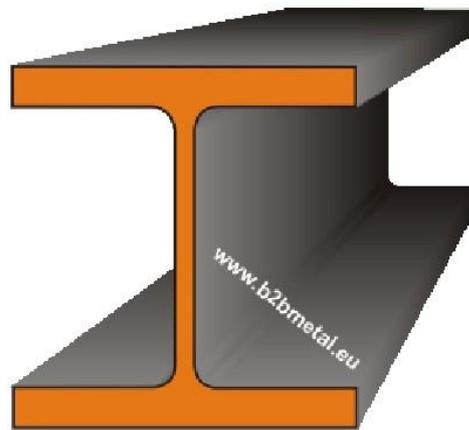
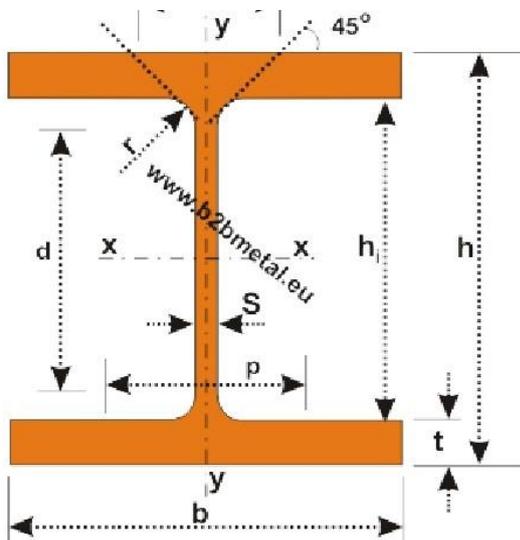


Ilustración 61. Resultados del estudio del tope final de carrera.

Podemos observar como el material de la placa trabaja holgadamente ante el esfuerzo de la fuerza de impacto. Podemos observar la tensión máxima es de $1.9E8$ N/m², inferior al límite elástico del material ($2.1E8$), en el caso estudiado anteriormente. Podemos asegurar que este tope cumplirá su función ante un impacto del carro de traslación del polipasto para evitar su descarrilamiento del ala del perfil.

2. Anexo: Tablas y Catálogos

2.1. Tabla de perfiles HEB



Identification	Nominal weight 1m	Nominal dimensions					Cross-section	Dimensions for detailing					Surface	
		b	h	s	t	r		A	h1	d	Ø	pmin	pmax	AL
	kg/m	mm					cm ²	mm	mm		mm		m ² /m	m ² /m
HEB 100	20,4	100	100	6	10	12	26,0	80	56	M10	56	58	0,567	27,76
HEB 120	26,7	120	120	6,5	11	12	34,0	98	74	M12	60	68	0,686	25,71
HEB 140	33,7	140	140	7	12	12	43,0	116	92	M16	66	76	0,805	23,88
HEB 160	42,6	160	160	8	13	15	54,3	134	104	M20	80	84	0,918	21,56
HEB 180	51,2	180	180	8,5	14	15	65,3	152	122	M24	88	92	1,037	20,25
HEB 200	61,3	200	200	9	15	18	78,1	170	134	M27	100	100	1,151	18,78
HEB 220	71,5	220	220	9,5	16	18	91,0	188	152	M27	100	118	1,270	17,77
HEB 240	83,2	240	240	10	17	21	106,0	206	164	M27	108	138	1,384	16,63
HEB 260	93	260	260	10	17,5	24	118,4	225	177	M27	114	158	1,499	16,12
HEB 280	103	280	280	10,5	18	24	131,4	244	196	M27	114	178	1,618	15,69
HEB 300	117	300	300	11	19	27	149,1	262	208	M27	120	198	1,732	14,80
HEB 320	127	300	320	11,5	20,5	27	161,3	279	225	M27	122	198	1,771	13,98
HEB 340	134	300	340	12	21,5	27	170,9	297	243	M27	122	198	1,810	13,49
HEB 360	142	300	360	12,5	22,5	27	180,6	315	261	M27	122	198	1,849	13,04
HEB 400	155	300	400	13,5	24	27	197,8	352	298	M27	124	198	1,927	12,41
HEB 450	171	300	450	14	26	27	218,0	398	344	M27	124	198	2,026	11,84
HEB 500	187	300	500	14,5	28	27	238,6	444	390	M27	124	198	2,125	11,34
HEB 550	199	300	550	15	29	27	254,1	492	438	M27	124	198	2,224	11,15
HEB 600	212	300	600	15,5	30	27	270,0	540	486	M27	126	198	2,323	10,96
HEB 650	225	300	650	16	31	27	286,3	588	534	M27	126	198	2,422	10,77
HEB 700	241	300	700	17	32	27	306,4	636	582	M27	126	198	2,520	10,48
HEB 800	262	300	800	17,5	33	30	334,2	734	674	M27	134	198	2,713	10,34
HEB 900	291	300	900	18,5	35	30	371,3	830	770	M27	134	198	2,911	9,99
HEB 1000	314	300	1000	19	36	30	400,0	928	868	M27	134	198	3,110	9,905

2.2. Catálogo Rothe Erde. Rodamiento de gran diámetro.

Serie KD 600

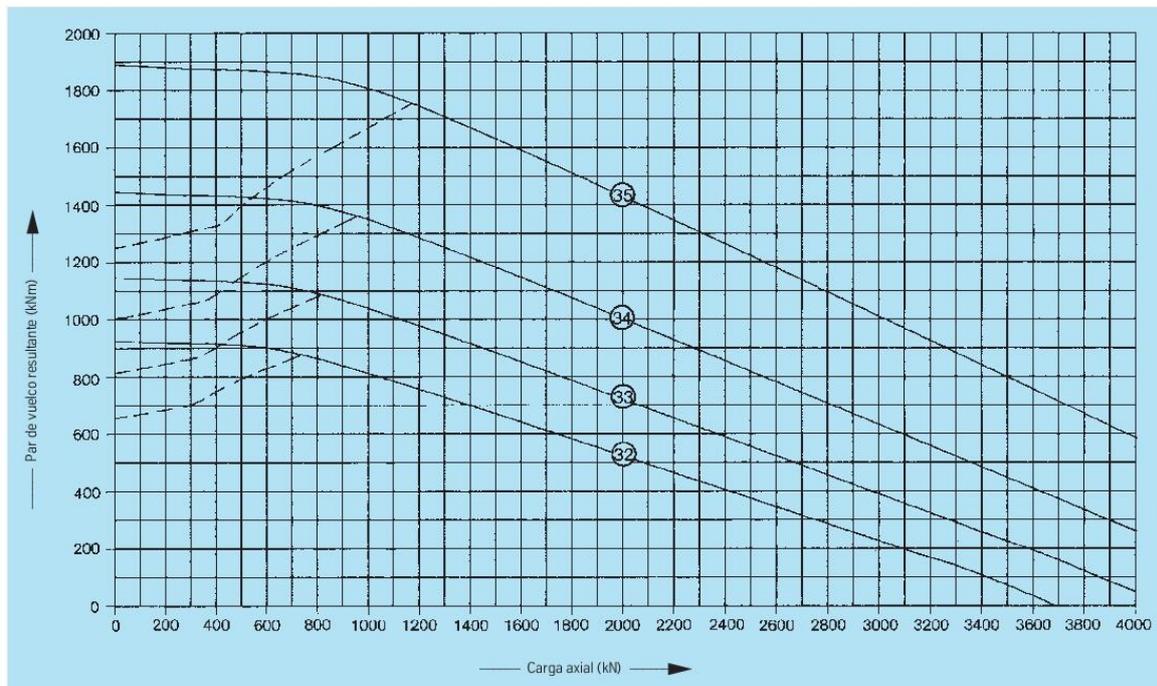


Rodamientos con dentado interior

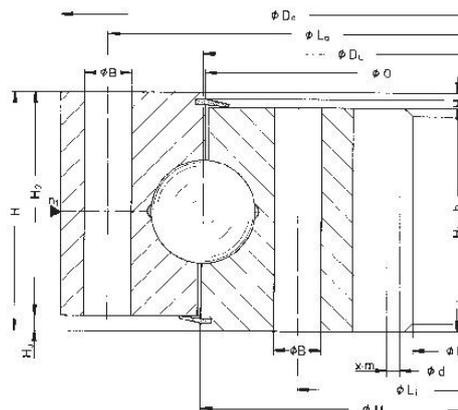
Número de plano Diámetro círculo rodadura D_1 [mm]	Peso [kg]	Diámetro exterior D_e [mm]	Diámetro interior D_i [mm]	Altura total H [mm]	Diámetro círculo taladro exterior L_e [mm]	Diámetro círculo taladro interior L_i [mm]	Cantidad taladros por círculo n	Diámetro del taladro B [mm]	Medida del tornillo M [mm]	Cantidad de engrasadores n_1	Diámetro O [mm]	Diámetro U [mm]	Altura del aro H_1 [mm]	Altura del aro H_2 [mm]	Separación abajeros exterior/interior H_e [mm]	Separación arboreros exterior/interior H_o [mm]	Diámetro primitivo d [mm]	Módulo m [mm]	Cantidad de dientes z	Corrección perfil, según ISO 5300, Octubre 1976 x · m [mm]	Ajuste cabeza de diente k · m [mm]	Altura del diente b [mm]	Fuerza tangencial admisible normal [kN]	Fuerza tangencial admisible máxima [kN]	Curvas
062.30.1120.000.11.1504 062.30.1120.001.21.1504	206	1232	960	79	1188	1052	36	22	20	6	1118	1121	70	63	16	9	970	10	97	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,28	32
062.30.1250.000.11.1504 062.30.1250.001.21.1504	231	1362	1090	79	1318	1182	40	22	20	8	1248	1251	70	63	16	9	1100	10	110	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,28	33
062.30.1400.000.11.1504 062.30.1400.001.21.1504	296	1512	1224	89	1468	1332	44	22	20	11	1398	1401	80	63	26	9	1236	12	103	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	34
062.30.1600.000.11.1504 062.30.1600.001.21.1504	334	1712	1428	89	1668	1532	48	22	20	8	1598	1601	80	63	26	9	1440	12	120	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	35

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

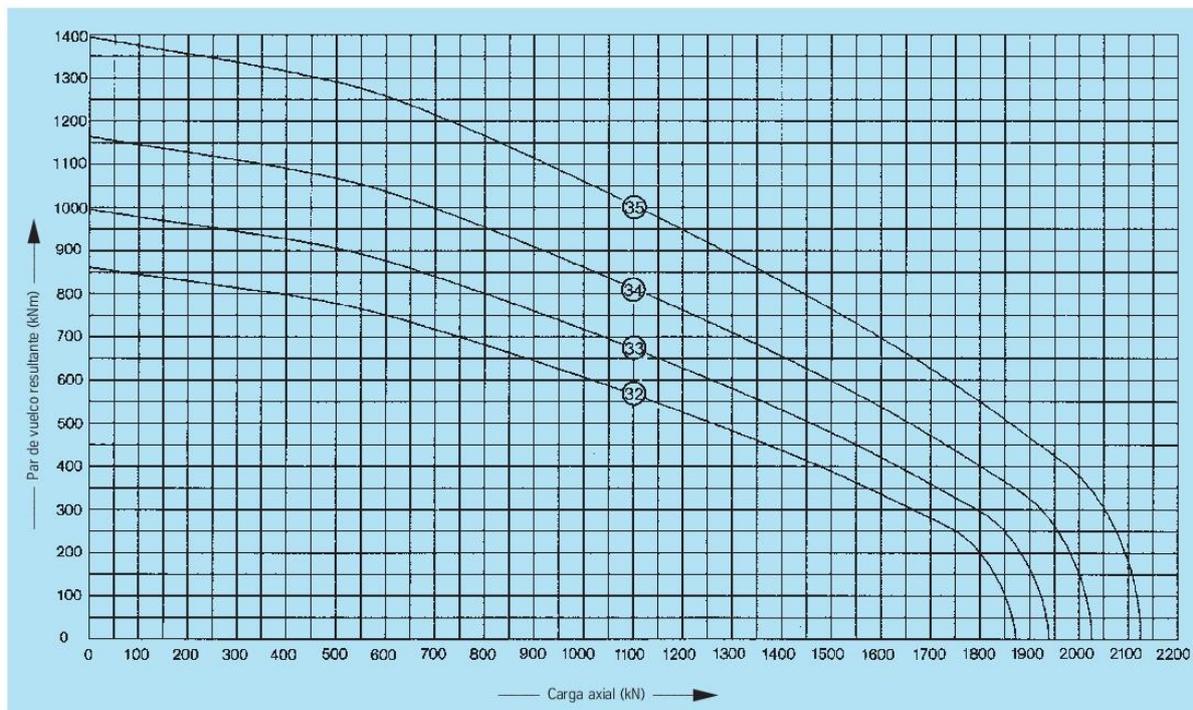
Curvas de carga límite estática ——— pista de rodadura - - - - - tornillos



Serie KD 600

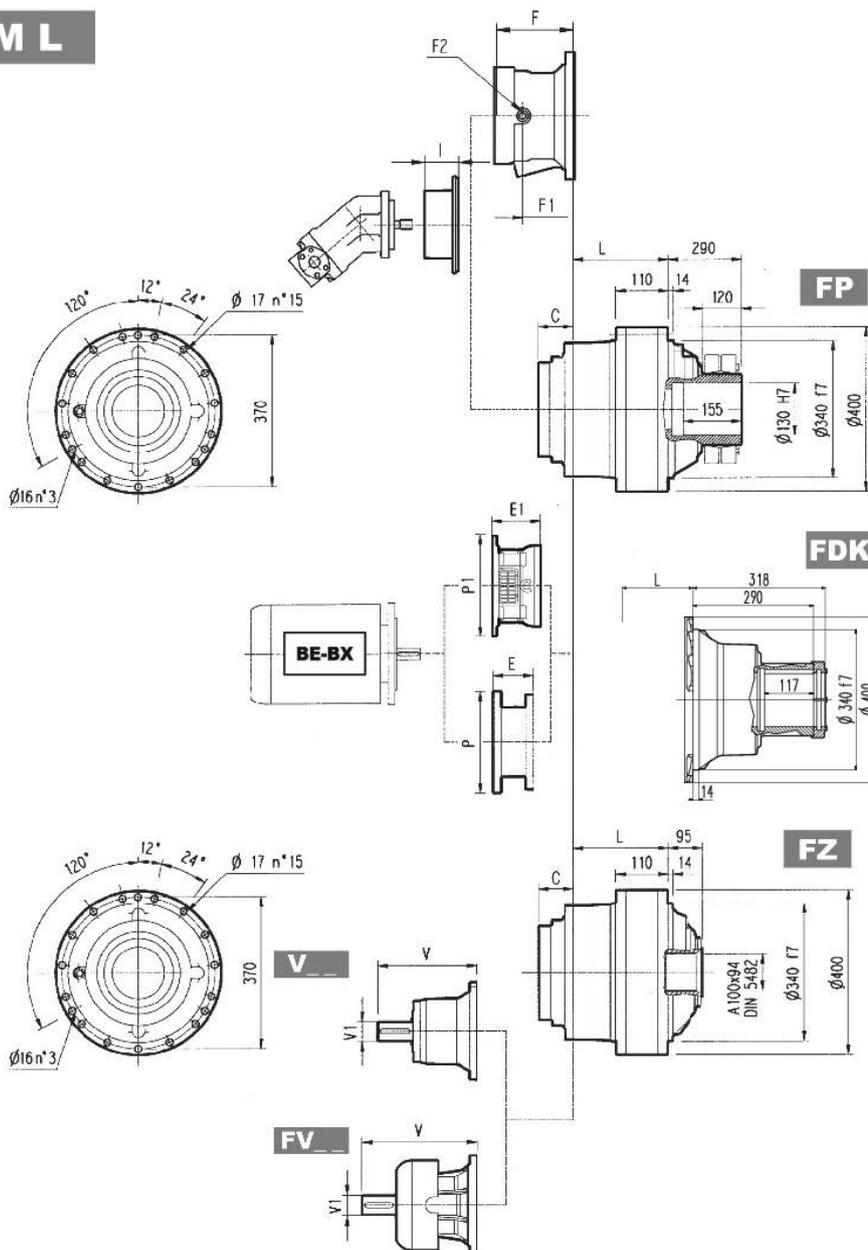


Curvas de vida útil · 30 000 giros





310M L

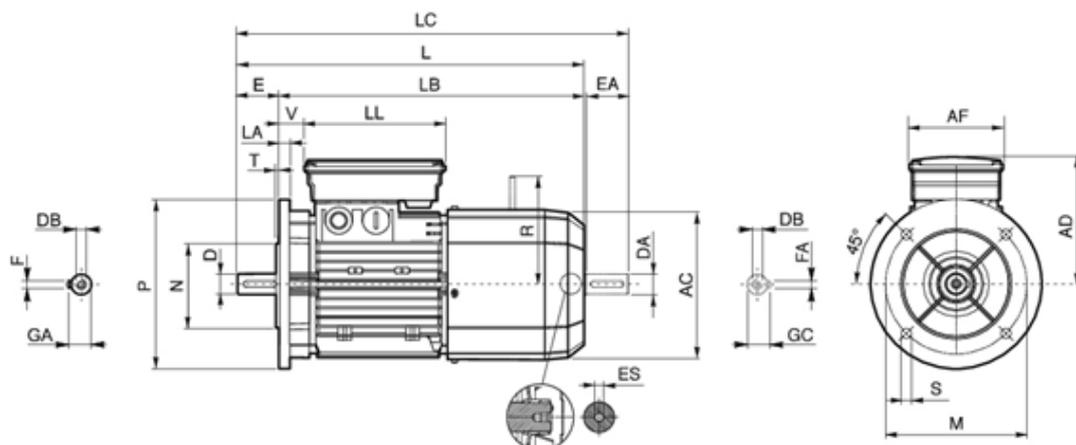


	PF 160		PF 180		PF 200		PF225		PF 250	
	E1	P1	E1	P1	E1	P1	E1	P1	E1	P1
310M L1	—	—	—	—	—	—	254	550	254	550
310M L2	—	—	167	390	197	400	197	450	207	550
310M L3	165	400	165	400	195	400	195	450	—	—
310M L4	165	400	165	400	—	—	—	—	—	—

NOTA: Para la ejecución R contactar el Servicio Técnico Bonfiglioli

FP $M_{2max} = 44000 \text{ Nm}$

	P71		P80		P90		P100		P112		P132		P160		P180		P200		P225		P250	
	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P
310M L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	271	400	301	450	281	550
310M L2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	152	350	153	350	183	400	212	450	193	550	
310M L3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	114	300	144	350	144	350	174	400	—	—	—	—
310M L4	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—	—	—	—	—


BX_FA/FD ; IM B5
BX-MX


	Eje					Brida					Motor												
	D DA	E EA	DB	GA GC	F FA	M	N	P	S	T	LA	AC	L	LB	LC	AD	AF	LL	V	R		ES ⁽²⁾	
																				FD	FA		
BX 80 B	19 14 ⁽¹⁾	40 30 ⁽¹⁾	M6 M5 ⁽¹⁾	21.5 16 ⁽¹⁾	6 5 ⁽¹⁾							156	392	352	423	143	98	133	25		129	134	5
BX 90 S	24 19 ⁽¹⁾	50 40 ⁽¹⁾	M8 M6 ⁽¹⁾	27 21.5 ⁽¹⁾	8 6 ⁽¹⁾	165	130	200	11.5	3.5	11.5	176	410	360	452	146			32				
BX 90 LA																		110	165		160	160	
BX 100 LA	28 24 ⁽¹⁾	60 50 ⁽¹⁾	M10 M8 ⁽¹⁾	31 27 ⁽¹⁾	8 8 ⁽¹⁾	215	180	250				14	195	502	442	554	155			37			6
BX 100 LB																							
BX 112 M									14	4		15	219	527	467	579	170			39	199	198	
BX 132 SB	38 28 ⁽¹⁾	80 60 ⁽¹⁾	M12 M10 ⁽¹⁾	41 31 ⁽¹⁾	10 8 ⁽¹⁾	265	230	300				16	258	603	523	667						200	
BX 132 MA														627	547	690		210	140	188	46	204	226
BX 160 MA														736	626	820							
BX 160 MB	42 38 ⁽¹⁾	110 80 ⁽¹⁾	M16 M12 ⁽¹⁾	45 41 ⁽¹⁾	12 10 ⁽¹⁾							15	310				245			51	266	247	
BX 160 L						300	250	350	18.5	5				780	670	864			187	187			
BX 180 M	48 42 ⁽¹⁾	110 110 ⁽¹⁾	M16 M16 ⁽¹⁾	51.5 45 ⁽¹⁾	14 12 ⁽¹⁾							18	348	866	756	981	261			52	305	—	
BX 180 L																							

N.B.:

- 1) Estas dimensiones están referidas a la segunda extremidad del eje (PS).
- 2) El taladro hexagonal ES no está presente en la opción PS.

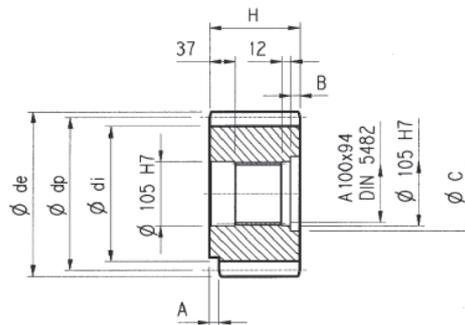
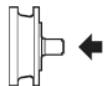


BX-MX

M14 DATOS TÉCNICOS DE LOS MOTORES BX-MX

4 P	1500 min ⁻¹ - S1															50 Hz - IE3							
	freno c.c.															freno c.a.							
	P _n kW	n min ⁻¹	M _n Nm	I _n 400V A	η%			cos φ	I _n I _n	M _s M _n	M _s M _n	KVA code	J _n x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 KG	FD				FA				
100%					75%	50%	Mod								M _n Nm	J _n x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 KG	Mod	M _n Nm	J _n x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 KG		
0.75	BX 90B	4	1425	5.0	1.61	82.5	83.9	83.2	0.81	6.5	2.0	1.8	J	35	16	FD 04	15	37	19.9	FA 04	15	37	19.8
1.1	BX 90S	4	1425	7.4	2.44	84.1	84.1	82.0	0.77	6.9	3.4	2.2	J	27	16	FD 14	15	29	20.2	FA 14	15	29	20.1
1.5	BX 90LA	4	1420	10.1	3.3	85.3	86.2	84.9	0.78	6.3	3.1	1.9	J	31	17	FD 05	26	35	23	FA 05	26	35	23.7
2.2	BX 100LA	4	1445	14.5	5.1	86.7	86.2	84.0	0.72	7.2	3.6	2.4	K	58	24	FD 15	40	62	31	FA 15	40	62	31
3	BX 100LB	4	1445	19.8	6.7	87.7	87.7	86.0	0.74	7.6	3.9	2.6	K	73	29	FD 15	40	77	36	FA 15	40	77	36
4	BX 112M	4	1445	26	8.1	88.6	88.9	87.6	0.8	8.1	3.8	2.5	J	130	38	FD 06S	60	139	48	FA 06S	60	139	50
5.5	BX 132S	4	1460	36	10.6	89.6	89.2	88.8	0.83	8.2	3.6	2.3	J	310	57	FD 56	75	320	70	FA 06	75	320	71
7.5	BX 132MA	4	1460	49	15.0	90.4	90.9	90.2	0.80	8.4	3.8	2.5	K	360	67	FD 06	100	370	80	FA 07	100	370	85
9.2	BX 160MA	4	1465	60	17.8	91.0	92.1	91.7	0.82	7.9	3.6	2.1	J	650	95	FD 08	170	725	125	FA 08	170	725	124
11	BX 160MB	4	1465	72	20.5	91.4	92.9	92.5	0.84	7.8	3.4	1.9	J	780	110	FD 08	170	855	140	FA 08	170	855	139
15	BX 160L	4	1465	98	28.1	92.1	93.2	92.6	0.82	9.0	4.1	2.3	K	890	121	FD 08	200	965	151	FA 08	200	965	150
18.5	BX 180M	4	1480	119	32.9	92.6	94.1	93.1	0.85	11.3	2.6	2.3	M	1560	155	FD 09	300	1760	195				
22	BX 180L	4	1475	142	38.2	93.0	93.6	92.8	0.88	10.2	2.5	2.0	L	1660	163	FD 09	300	1860	203				

Piñón para giro



P...

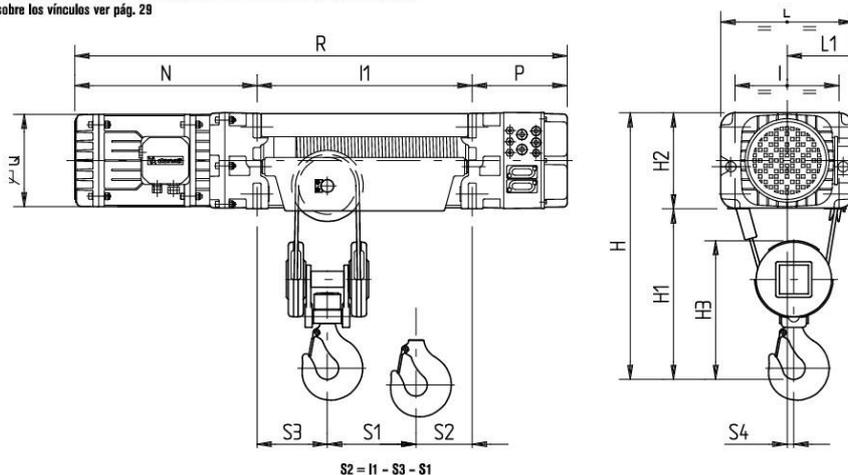
$\alpha = 20^\circ$

	m	z	x	dp	di	de	H	A	B	C	Material
PLQ	12	23	—	276	246	300	110	—	—	—	Acero 18NiCrMo5 Cementado y templado
PPD	16	13	0.500	208	184	252.5	145	—	35	116	Acero 39NiCr Mo3 Bonificado
PPF	16	15	0.450	240	215	280	125	—	15	120	

2.4. Catálogo Donati. Polipasto y carro traslación

DIMENSIONES TOTALES – PESOS POLIPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE SERIE DRH DE 2 Y 4 RAMALES DE CABLE EN VERSIÓN APOYADA O SUSPENDIDA

Reacciones sobre los vínculos ver pág. 29



* Para DRH 3 y DRH4 con B.T. la cota P se convierte en: DRH3 = 330; DRH4 = 360

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Dimensiones totales (mm)										
		H	H1	H2	H3	I	L	L1	N	P	Q	S4
2/1	1	680	460	230	390	250	320	210	480	255	225	28
	2	820	550	270	445	290	370	235	525	270	260	30
	3	1090	710	380	595	370	480	290	705	205	300	40
	4	1390	920	470	750	460	600	360	855	220	340	45
	⊕4	1390	920	470	750	460	600	360	1015	220	340	45
4/1	1	650	420	230	345	250	320	210	480	255	225	15
	2	750	480	270	390	290	370	235	525	270	260	19
	3	1020	640	380	540	370	480	290	705	205	300	23
	4	1320	850	470	700	460	600	360	855	220	340	25
	⊕4	1320	850	470	700	460	600	360	1015	220	340	25

Ramales de cable N.	Tipo DRH	Tambor C				Tambor N				Tambor L				Tambor X1				Tambor X2				Pesos (kg) con tambor tipo					
		I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	C	N	L	X1	X2	
2/1	1	400	1135	125	95	515	1250	185	95	890	1625	365	95	1200	1935	515	95	1530	2265	680	95	132	141	160	180	200	
	2	480	1275	160	100	600	1395	220	100	1000	1795	410	100	1260	2055	530	100	1530	2325	670	100	180	195	215	260	280	
	3	600	1510	195	130	740	1650	265	130	1260	2170	515	130	1550	2460	680	130	1940	2850	860	130	460	490	565	590	620	
	4	722	1797	220	170	862	1937	290	170	1422	2497	570	170	1852	2927	800	170	2352	3427	1030	170	855	890	1010	1200	1250	
	⊕4	722	1957	220	170	862	2097	290	170	1422	2657	570	170	1852	3087	800	170	2352	3587	1030	170	910	945	1065	1255	1305	
4/1	1	400	1135	70	150	515	1250	100	150	890	1625	160	165	1200	1935	230	165	1530	2265	300	165	140	150	170	200	220	
	2	480	1275	105	180	600	1395	135	180	1000	1795	210	200	1260	2055	280	200	1530	2325	350	200	195	205	235	280	300	
	3	600	1510	130	240	740	1650	160	240	1260	2170	240	270	1550	2460	280	270	1940	2850	350	270	515	540	625	650	700	
	4	722	1797	150	300	862	1937	180	300	1422	2497	220	300	1852	2927	310	300	2352	3427	410	300	960	1000	1140	1350	1400	
	⊕4	722	1957	150	300	862	2097	180	300	1422	2657	220	300	1852	3087	310	300	2352	3587	410	300	1015	1055	1195	1405	1455	

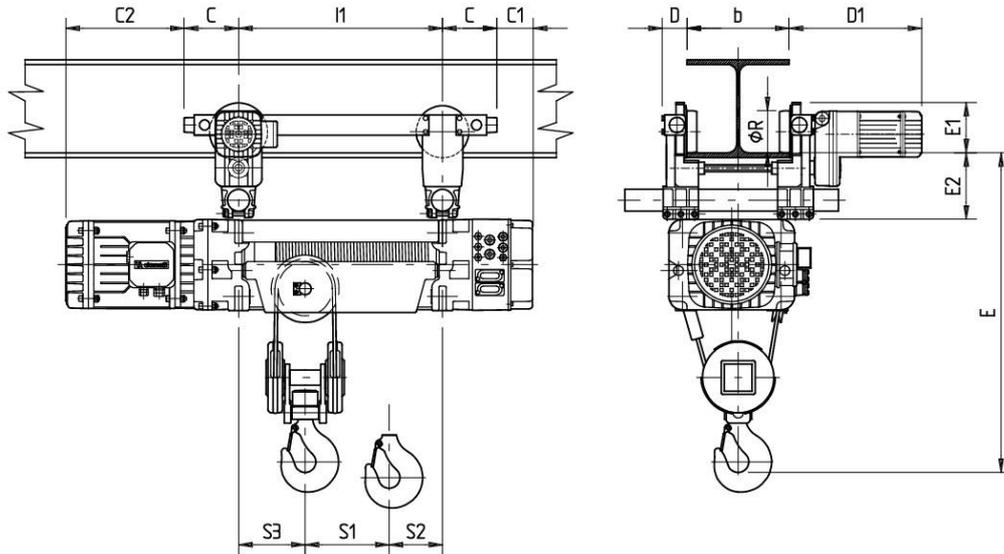
© Polipasto DRH4 con motor cilíndrica.

WORKS FOR YOU.™

CARROS MONOVIGA DST/N/S PARA POLOSPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH - VERSIÓN DE 2 RAMALES (2/1) Y 4 RAMALES (4/1)

Reacciones sobre los vínculos ver pág. 30

Polipastos eléctricos de cable serie DRH de 2 y 4 ramales de cable con carro normal N



* Para cotas l1 - S1 - S2 - S3 ver pág. 19

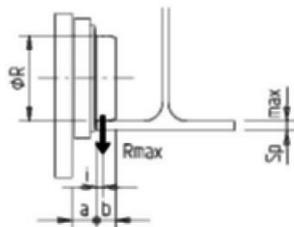
Ramales de cable N.	Tipo DRH	Carro DST N/S	Dimensiones totales (mm)								Pesos (kg) con tambor tipo				
			C	C1	C2	D	D1	E	E1	E2	C	N	L	X1	X2
2/1	1	1	140	115	340	66	393	870	130	180	215	220	240	270	290
	2	1	140	130	385	66	393	1000	130	180	260	270	295	326	346
	3	2	160	45	545	75	400	1280	148	195	575	600	675	750	826
	4	3	275	-55	580	80	460	1650	191	255	1120	1155	1270	1480	1650
	⊙4	3	275	-55	740	90	460	1650	191	255	1175	1210	1325	1535	1705
4/1	1	1	140	115	340	66	393	830	128	180	220	230	250	280	300
	2	2	160	110	365	75	400	950	148	195	300	310	335	380	400
	3	3	275	-70	430	80	460	1280	191	255	775	810	880	996	1070
	4	4	325	-105	530	102	468	1620	237	295	1415	1455	1590	1800	1970
	⊙4	4	325	-105	690	102	468	1620	237	295	1470	1510	1645	1855	2025

© Polepastro DRH4 con motor cilíndrica.

NOTA : Para velocidades, potencias y posición de la rueda ver pág. 18

POSICIÓN EN EL ALA DE LA VIGA DE LA RUEDA DE TODOS LOS CARROS DST					
DST N/S R	Ø R Rueda (mm)	Dimensiones (mm)			Esp. máx. (mm)
		i	a	b	
DST 1	100	8	35	18	20
DST 2	125	12	35	29	23
DST 3	160	17	45	34	35
DST 4	200	19	50	39	41

Posición en el ala de la viga de la rueda de todos los carros DST





Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Planos

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Índice Planos

1.0. Plano de Conjunto

2.0. Pluma

2.1. Pluma - Detalle soldaduras

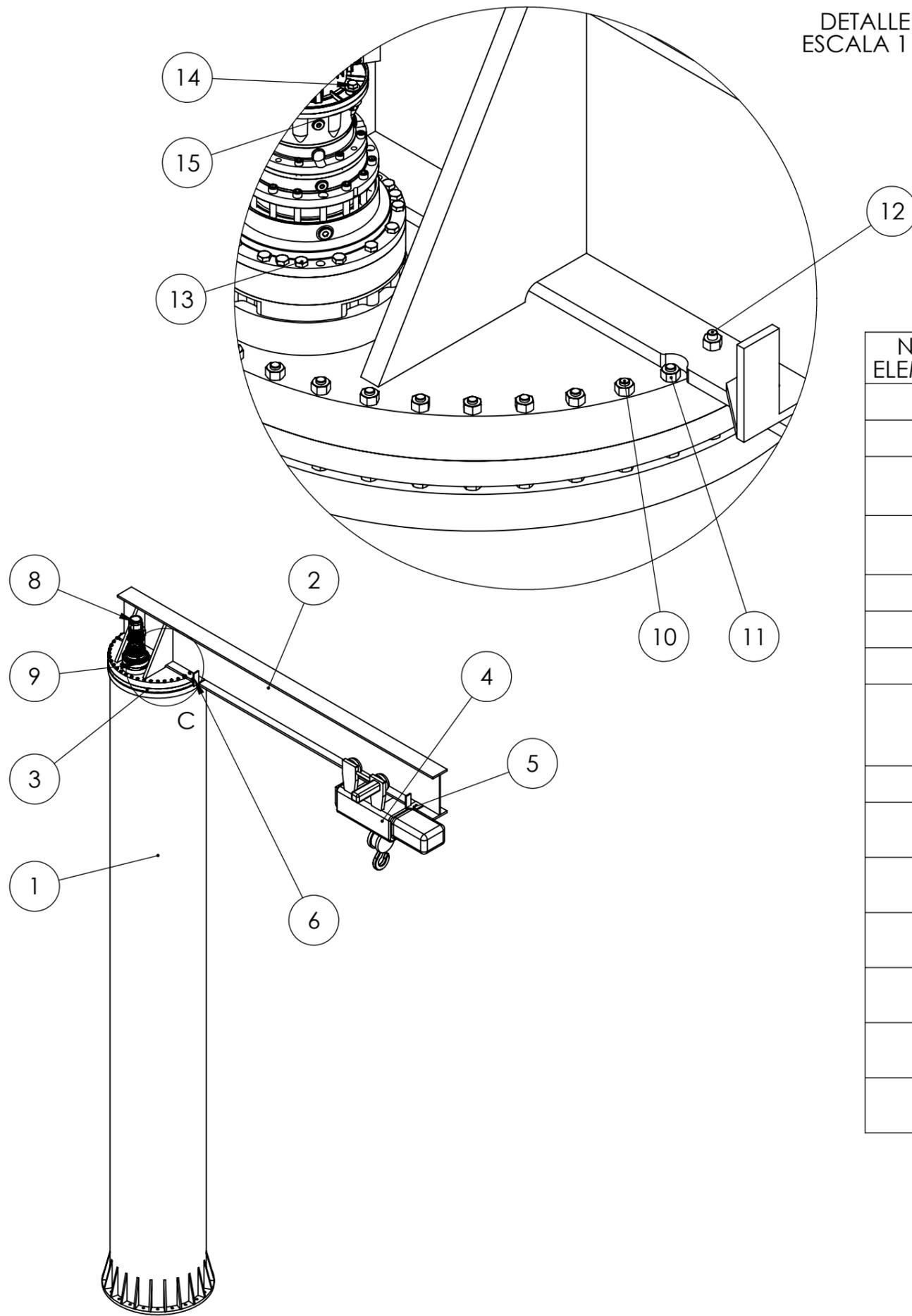
3.0. Columna

3.1. Columna - Detalle soldaduras

4.0. Tope izquierdo final de carrera

4.1. Tope derecho final de carrera

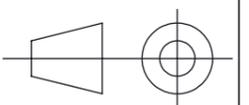
DETALLE C
ESCALA 1 : 10

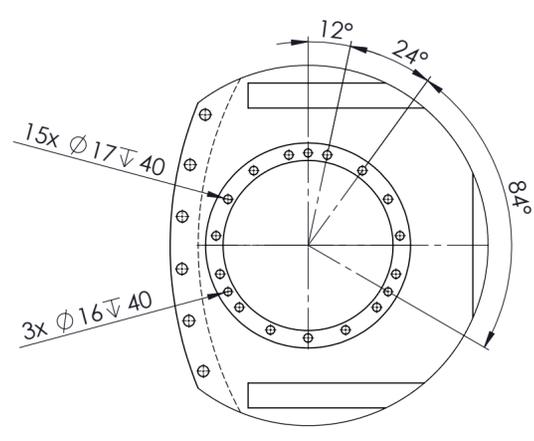
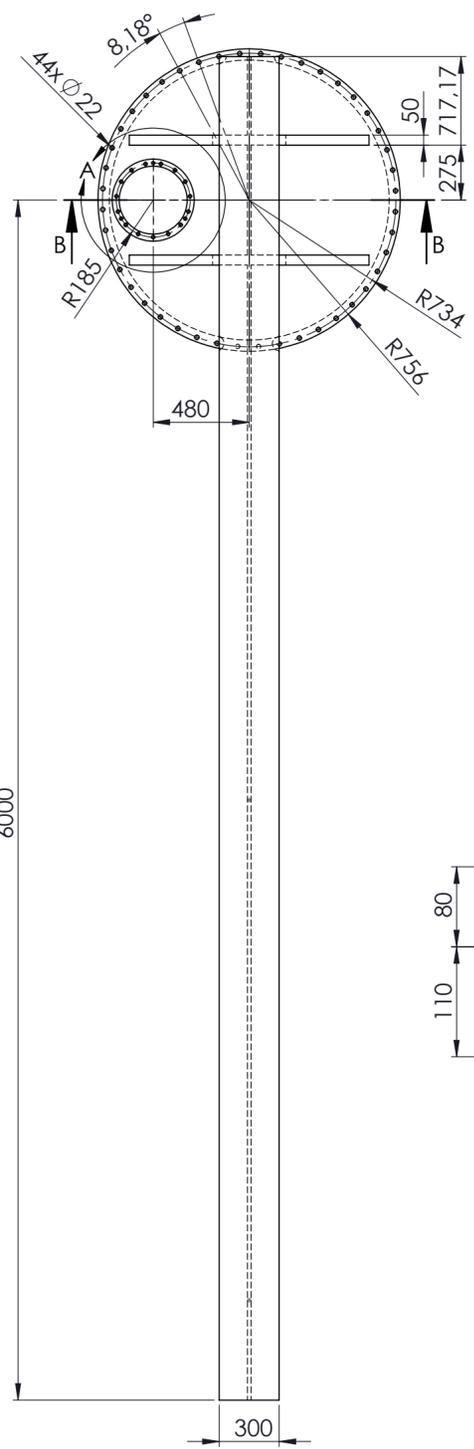


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN/NORMA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Columna		SAE 1020	1
2	Pluma		SAE 1020	1
3	Rodamiento	<i>KD600.062.30.1400.001.11.1504.</i>		1
4	Polipasto	<i>DRH 44L3-P - DST N DS4AE</i>		1
5	Tope		SAE 1020	2
6	Tope simétrico		SAE 1020	2
7	Piñon	PLQ		1
8	Motor eléctrico	BX100LB4 230/400-50 IP55 CLF B5 W / FA 160 R NB 230SA		1
9	Reductor	310ML4 392 HZ		1
10	Tornillo Hexagonal M20x200	DIN 931	Acero Inoxidable	86
11	Tuerca Hexagonal M20	DIN 934	Acero Inoxidable	88
12	Tornillo Hexagonal M20x240	DIN 931	Acero Inoxidable	2
13	Tornillo Hexagonal M16x170	DIN 931	Acero Inoxidable	18
14	Tornillo Hexagonal M14x40	DIN 931	Acero Inoxidable	4
15	Tuerca Hexagonal M14	DIN 934	Acero Inoxidable	4

DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA

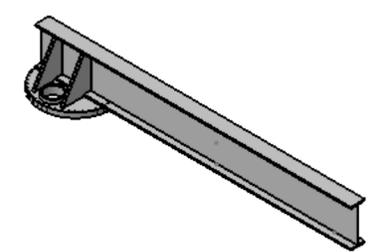
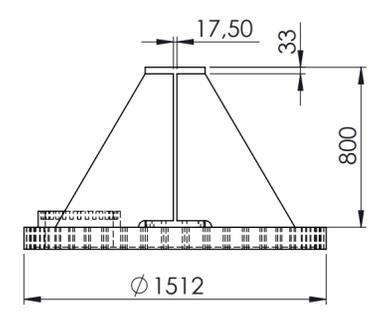
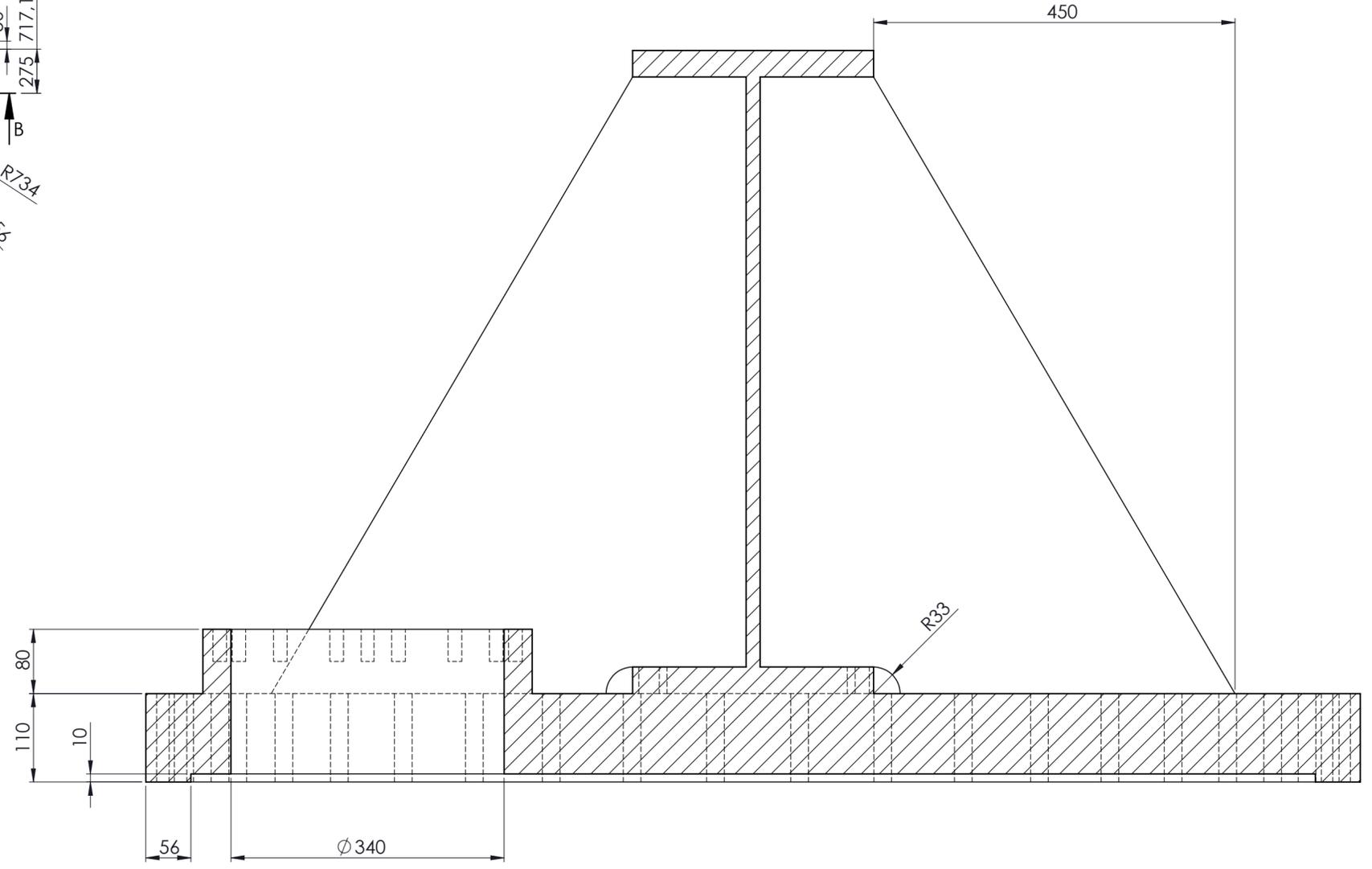
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JUL.18	Alejandro	
Id. s. normas		China Rguez	
UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:75	CONJUNTO GRÚA PLUMA		Nº P. 1.0 Nom.Arch:

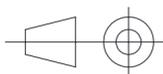


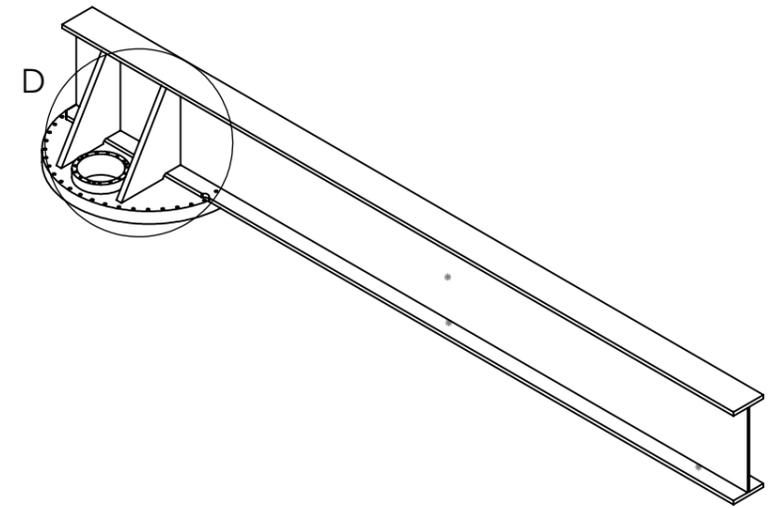
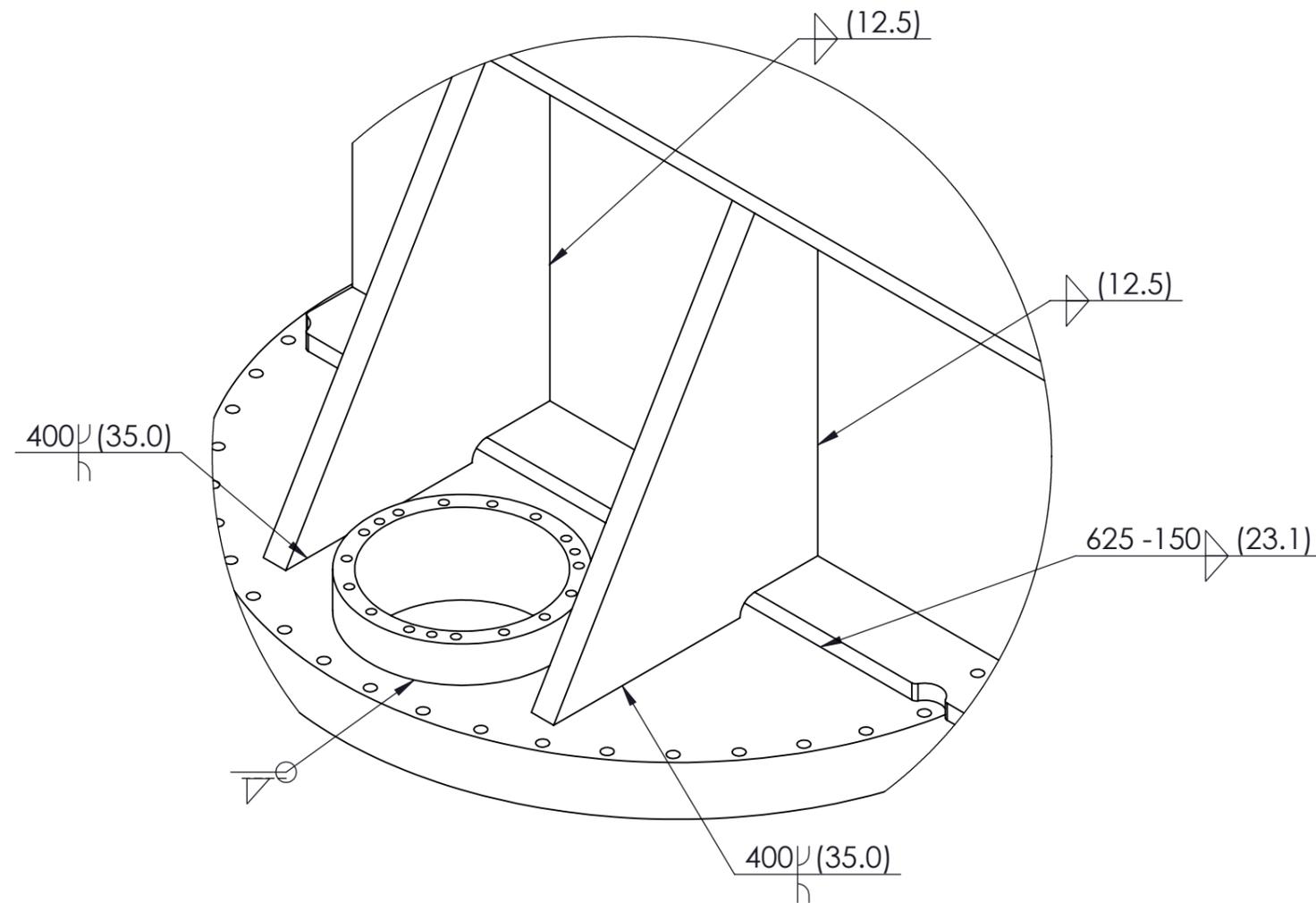


DETALLE A
ESCALA 1 : 10

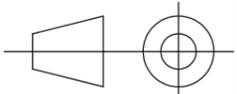
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

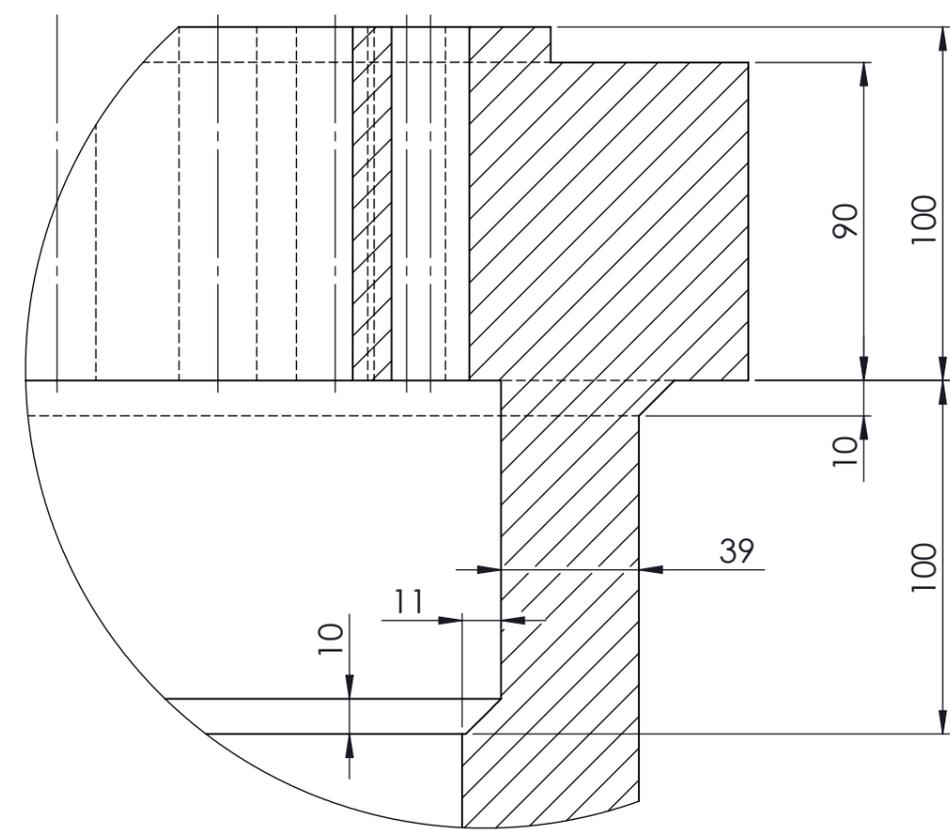
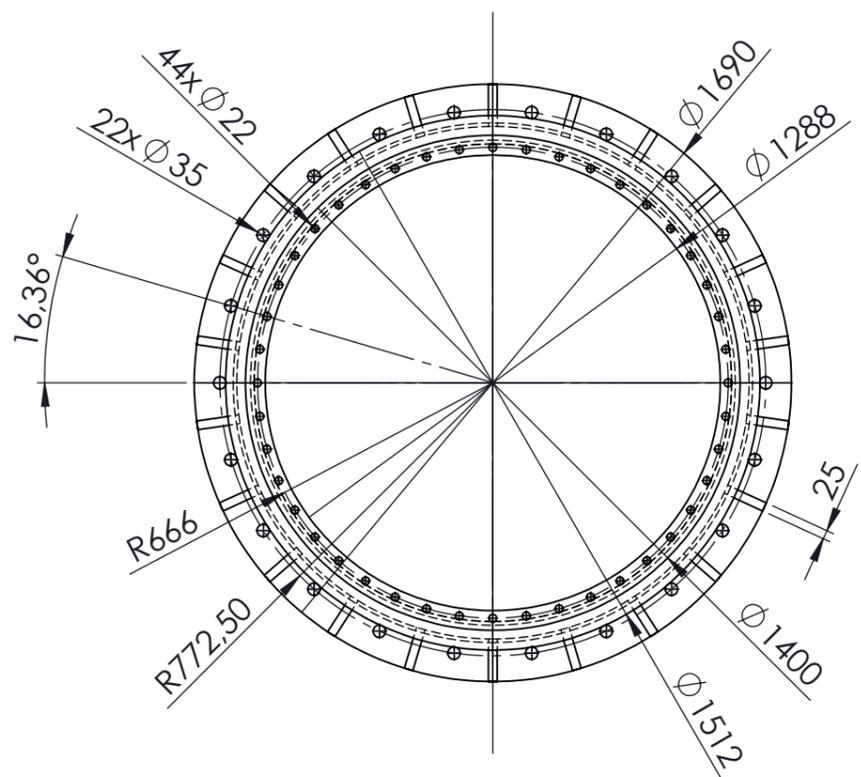


DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JUL.18	Alejandro	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	Chinea Rguez	
ESCALA:	PLUMA		Nº P. : 2.0
1:25			Nom.Arch: 

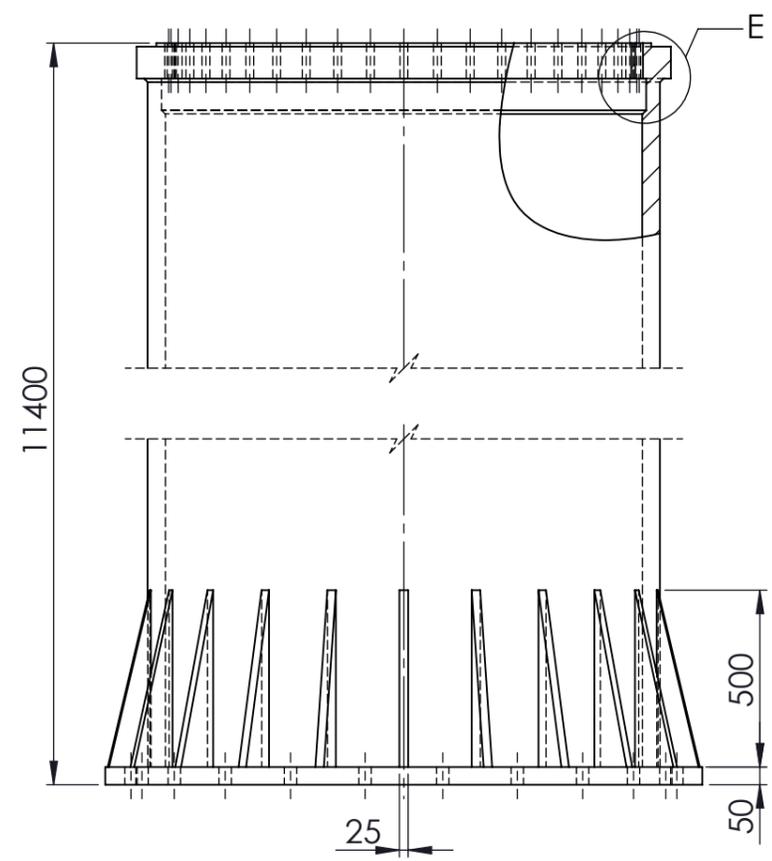
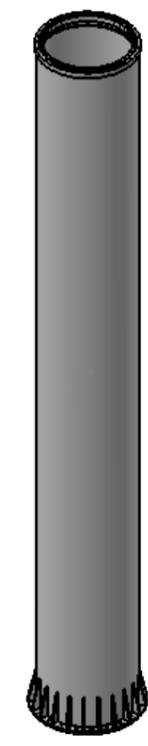


DETALLE D
ESCALA 1 : 10

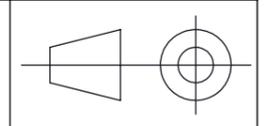
DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA					
Nombre	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos	JUL.18	Alejandro			
Id. s. normas		China Rguez			
	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	PLUMA DETALLE DE SOLDADURA			Nº P. : 2.1	
1:50				Nom.Arch:	

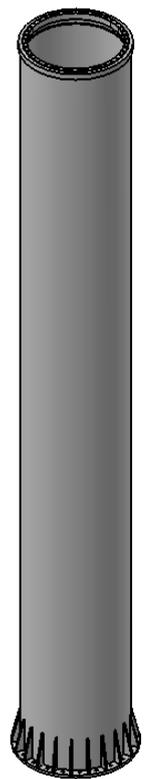
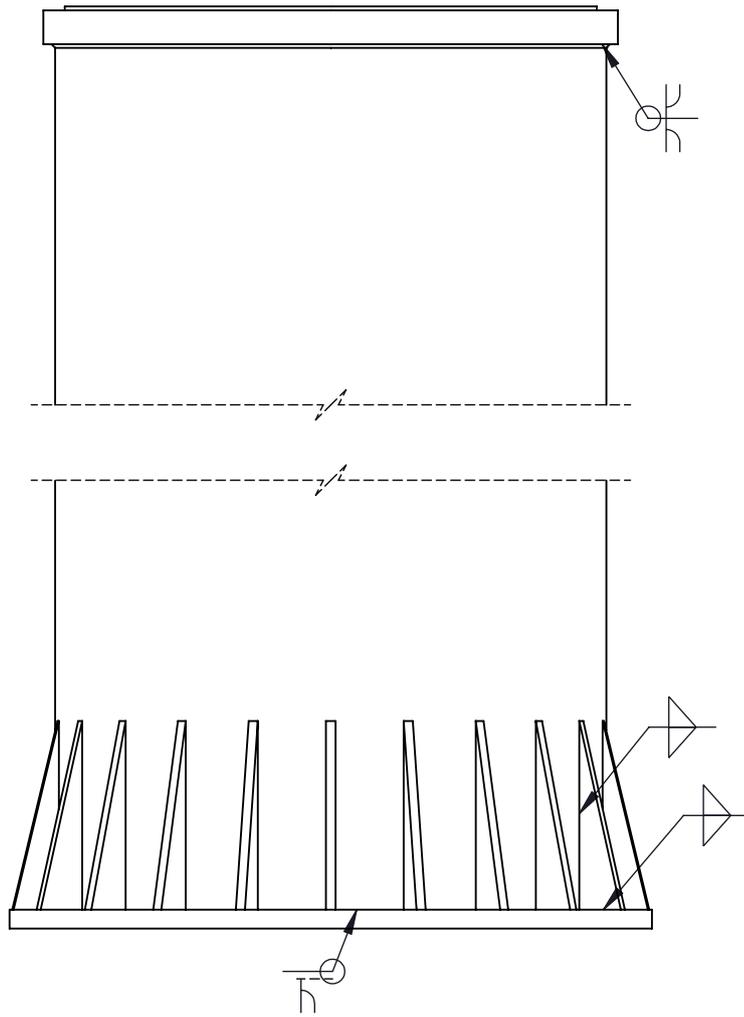


DETALLE E
ESCALA 1 : 2

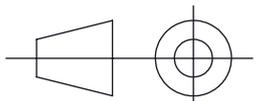


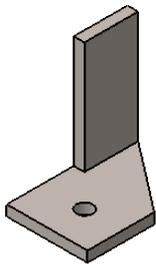
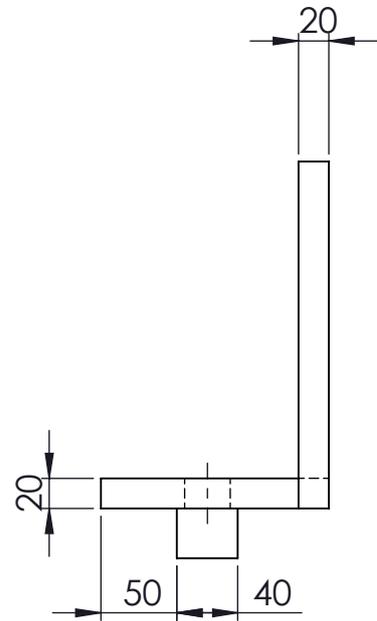
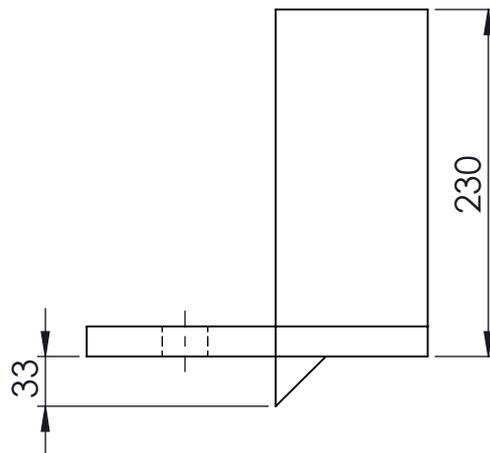
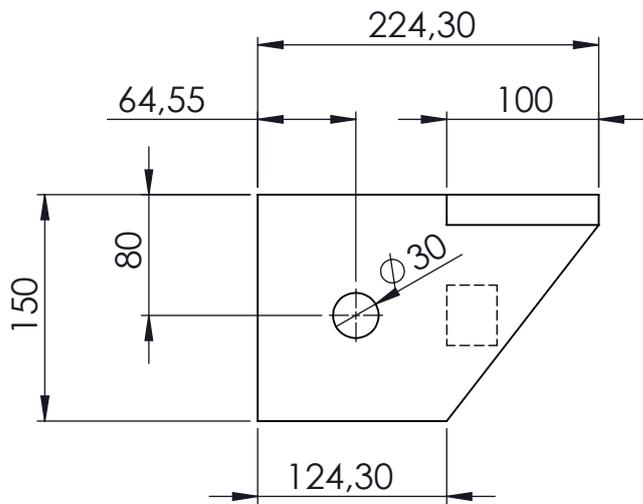
DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JUL.18	Alejandro	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	Chinea Rguez	
ESCALA:	COLUMNA		Nº P. : 3.0
1:20			Nom.Arch:



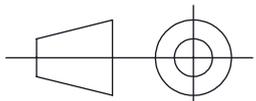


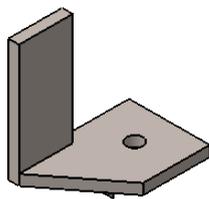
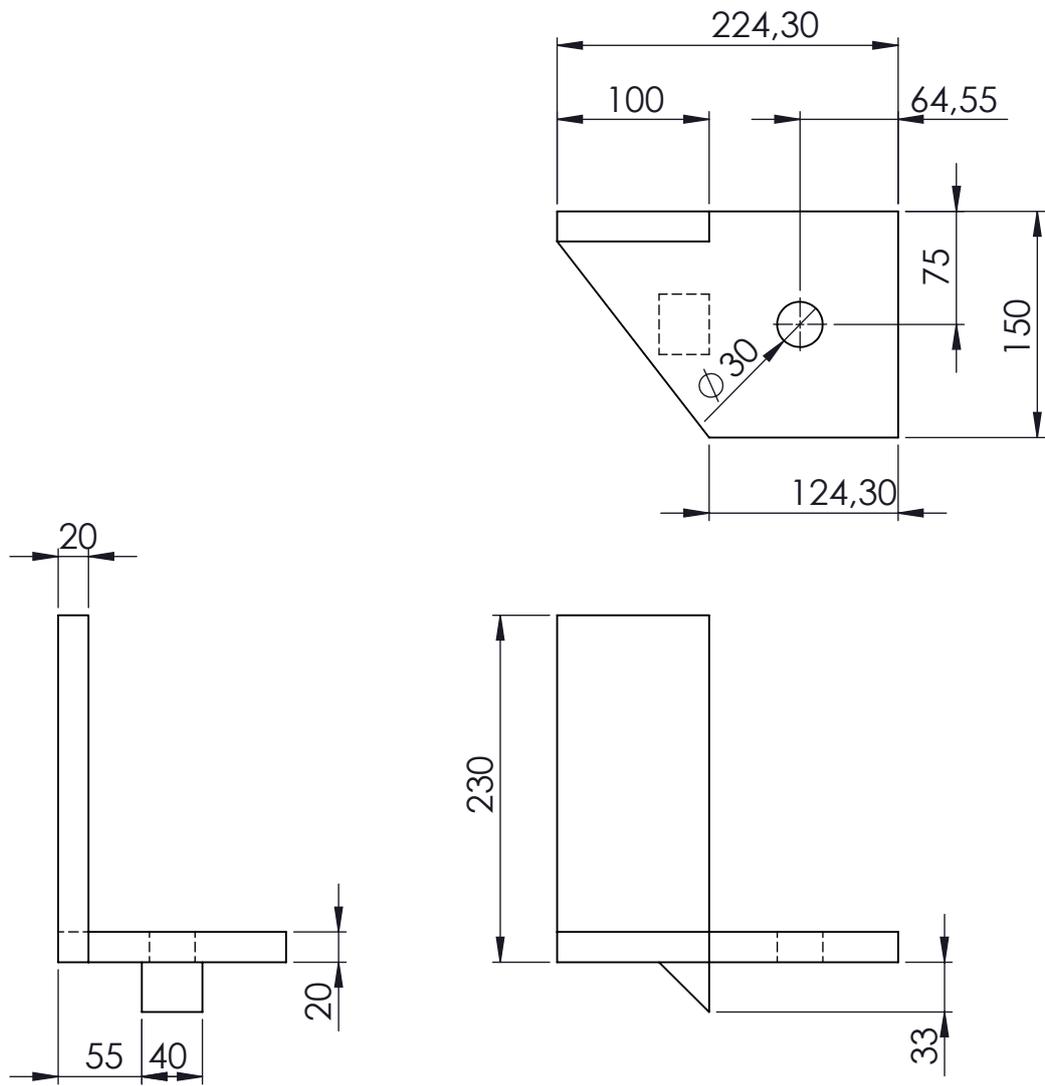
DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA

	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.18	Alejandro		
Apellidos		Chinea Rguez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:20	DETALLE SOLDADURA COLUMNA			Nº P. : 3.1 Nom.Arch:
				

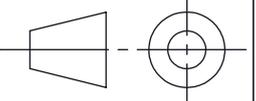


DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA

Fecha		Autor		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.18	Alejandro		
Apellidos		China Rguez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TOPE IZQUIERDO FINAL DE CARRERA			Nº P. : 4.0
1:5				Nom.Arch:
				



DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA

Nombre		Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		JUL.18	Alejandro		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	China Rguez		
ESCALA:	TOPE DERECHO FINAL DE CARRERA			Nº P. : 4.0	
1:5				Nom.Arch:	

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Pliego de Condiciones

Autor:

Alejandro China Rodríguez

Tutora académica:

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha:

Julio 2018

Índice Pliego de Condiciones

1. Introducción.....	3
2. Condiciones Generales	3
3. Condiciones Técnicas.....	3
3.1. Materiales.....	3
3.2. Acabado Superficial	4
3.3. Soldadura	4
3.4. Montaje.....	5
3.4.1. Esquema de montaje completo.....	5
3.4.2. Montaje del pilar	6
3.4.3. Guía de montaje del rodamiento.....	6
3.4.4. Guía de montaje de la pluma	6
3.4.5. Guía de montaje del conjunto motriz	7
3.4.6. Guía de montaje del polipasto	8
3.5. Mantenimiento.....	9
4. Condiciones Facultativas.....	9
4.1. Funciones Técnicas.....	9
4.1.1. Funciones del ingeniero director	9
4.1.2. Funciones del fabricante	10
4.2. Recepción de la grúa.....	10

1. Introducción

En este documento se recogen todas las particularidades del diseño de la máquina, ya sean características de los materiales utilizados, condiciones de montaje y mantenimiento, acabados superficiales, ...

El pliego resulta ser uno de los documentos más importantes de un proyecto pues se suele incluir las condiciones de la obra a realizar, así como los plazos de ejecución y las repercusiones de no cumplir el contrato, aunque en este caso, al tratarse de un proyecto de final de carrera solo se incluyen las relativas al montaje del modelo y de recepción de los materiales necesarios y no las condiciones legales.

2. Condiciones Generales

Según la normativa interna de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Civil e Industrial de la Universidad de La Laguna. Para la redacción de proyectos académicos se deben tener en cuenta las directrices presentes en la norma UNE 157001: "Criterios para la elaboración de proyectos". Del mismo modo la Universidad también hace referencia a aspectos relativos a la presentación del documento, que también han sido considerados a la hora de la consecución de este proyecto.

3. Condiciones Técnicas

3.1. Materiales

En relación a los materiales utilizados, se ha procurado emplear elementos normalizados o directamente seleccionados del catálogo de algún fabricante.

En la siguiente tabla se recoge un resumen de los materiales utilizados en los distintos elementos de los que se compone la máquina

Elemento	Material
Columna	Acero SAE 1020
HEB 800	Acero SAE 1020
Placa portante	Acero SAE 1020
Placa de apoyo	Acero SAE 1020
Placa de anclaje	Acero SAE 1020
Tope final de carrera	Acero SAE 1020
Motor	Varios

Reductor	Varios
Polipasto	Varios
Carro traslación	Varios
Rodamiento	Acero 46 Cr 2
Tornillos M20	Acero Inoxidable clase 12.9
Tornillos M16	Acero Inoxidable clase 8.8
Tornillos M14	Acero Inoxidable clase 8.8
Tuercas M20	Acero Inoxidable clase 12.9
Tuercas M16	Acero Inoxidable clase 8.8
Tuercas M14	Acero Inoxidable clase 8.8
Arandelas M20	Acero Inoxidable clase 12.9

Tabla 1. Resumen de los materiales utilizados. Fuente propia.

Con objeto de asegurar las condiciones de soldabilidad de cada parte, se ha utilizado acero con denominación SAE 1020 para toda la estructura de la grúa salvo para los elementos de unión mecánica, que serán normalizadas de acero inoxidable.

Al realizar el contacto entre distintas piezas de material ligeramente distinto, se debe procurar que las superficies se encuentren limpias y libre de asperezas que puedan causar abrasión en la unión.

3.2. Acabado Superficial

Se deja libertad para que el constructor elija, según conveniencia comercial o de alguna otra índole, el color de la pintura exterior, la cual debe ser de categoría C5 “Ambientes altamente corrosivos” y asegure una protección de la superficie de al menos 10 años. Se deberá cubrir correctamente todas las piezas acero SAE 1020, las cuales muy sensibles a la corrosión, haciendo hincapié en las uniones soldadas de las mismas.

Será condición indispensable en el mecanizado suprimir todas las aristas vivas mediante biselado o achaflanado, ya que el usuario podría entrar en contacto con estos elementos de la estructura, en actividad usual o mantenimiento de la máquina.

3.3. Soldadura

Las uniones soldadas que han de realizarse en el proyecto, se llevarán a cabo siguiendo los planos, además de los cálculos realizados si procede.

Las uniones deberán prepararse antes de la unión de dos piezas, de forma que se asegure una penetración completa y una unión totalmente segura de ambas piezas.

3.4. Montaje

Las operaciones de montaje de la estructura y mecanismos de la máquina son realmente sencillas, ya que el diseño en todo momento dio preferencia hacia la simplicidad de la misma y a elementos comerciales o normalizados.

La instalación eléctrica de la grúa, debido a que no consta en el alcance del proyecto, deberá realizarse a cargo del cliente final. Sin embargo, deberá cumplir la normativa vigente para ello, tal como el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión y las normas aconsejadas por el Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención de los mismos, aplicables al proyecto en cuestión.

El montaje de la máquina se realizará mediante una grúa que sea capaz de portar en las posiciones y capacidad máxima necesaria. Además, puesto que la cimentación de la grúa no entra en el alcance de este proyecto, deberá realizarse previa situación de la grúa en el lugar deseado.

3.4.1. Esquema de montaje completo

En este apartado se muestra la disposición de montaje de los elementos de la grúa en vista explosionada, con y sin la tornillería utilizada para la unión de las partes.

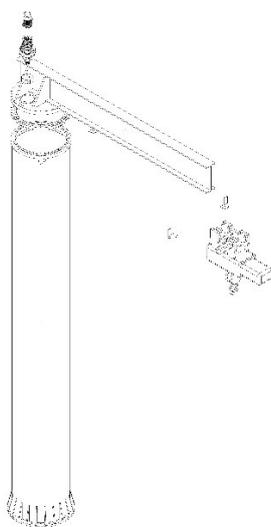


Ilustración 1. Esquema de montaje sin tornillería. Fuente propia.

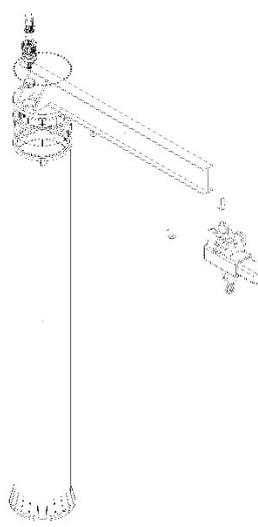


Ilustración 2. Esquema de montaje con tornillería. Fuente propia.

3.4.2. Montaje del pilar

El pilar deberá colocarse en situación, presentándose de forma segura mediante elevación con una grúa adecuada y asegurándose al suelo mediante los tornillos de anclaje calculados de forma que quede totalmente asentada y nivelada.

3.4.3. Guía de montaje del rodamiento

Una vez situado el pilar, se deberá presentar el rodamiento en su posición mediante la elevación con la grúa necesaria y asegurar mediante los pernos calculados en su posición realizando un apriete concéntrico de los mismos.

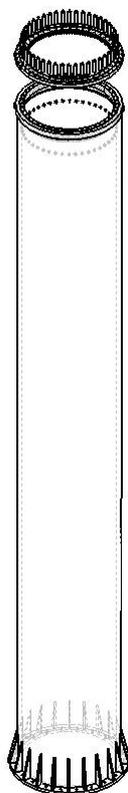


Ilustración 3. Esquema de montaje del rodamiento. Fuente propia.

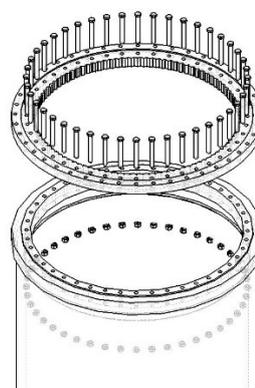


Ilustración 4. Detalle previo al montaje. Fuente propia.



Ilustración 5. Detalle posterior al montaje. Fuente propia

3.4.4. Guía de montaje de la pluma

Una vez situado el rodamiento, se colocará la pluma presentándola en su lugar, mediante la elevación de la misma en la posición correcta con una grúa adecuada y evitando las oscilaciones de la misma. Se deberá tener especial precaución debido a la

longitud y posición de la pluma a la hora de realizar el montaje si existe viento, debido a que se podrían provocar daños.

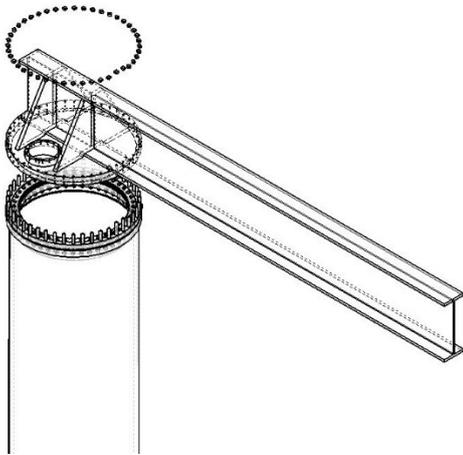


Ilustración 6. Detalle previo al montaje de la pluma. Fuente propia.

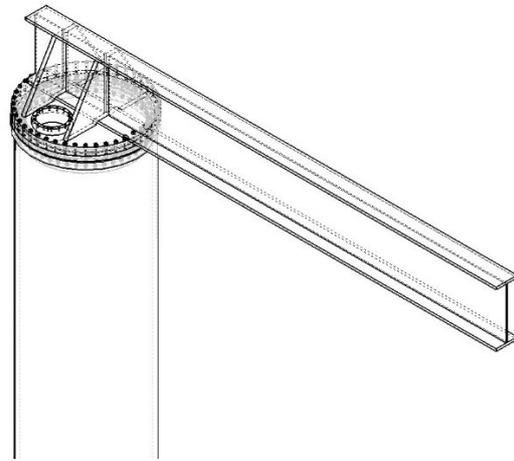


Ilustración 7. Detalle posterior al montaje de la pluma. Fuente propia.

3.4.5. Guía de montaje del conjunto motriz

Una vez situada y asegurada la pluma, se montará el conjunto motor-reductor. El reductor debe llegar previamente montado al collarín y la salida correcta directamente desde el fabricante. Previa a la colocación del reductor se montará el piñón asegurándose que en el momento de su ensamble quede perfectamente engranado con el dentado del rodamiento.

Se deberá presentar el reductor mediante la elevación del mismo, sujetándolo tal como indique el fabricante, y se asegurará mediante tornillos. Seguidamente se colocará el motor eléctrico en la posición adecuada y se asegurará mediante tornillos.

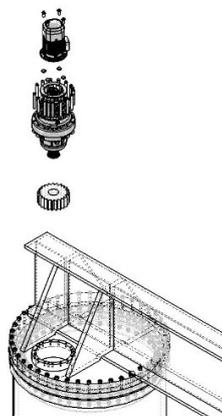


Ilustración 8. Detalle previo montaje del motor-reductor. Fuente propia.

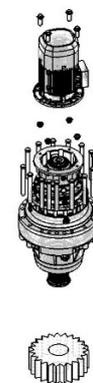


Ilustración 9. Detalle del montaje del motor-reductor. Fuente propia.

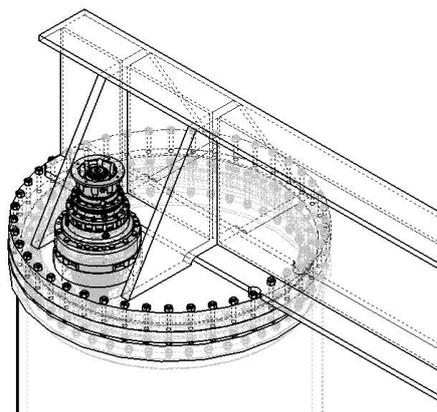


Ilustración 10. Detalle de montaje del reductor. Fuente propia.

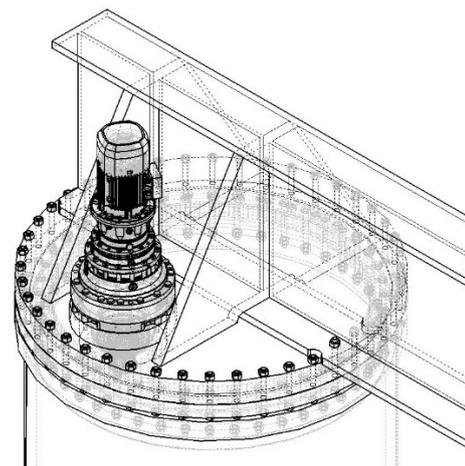


Ilustración 11. Detalle posterior del montaje del motor-reductor. Fuente propia.

3.4.6. Guía de montaje del polipasto

Finalmente, se deberá colocar el polipasto de la grúa, sujetándolo tal como indica el fabricante, y se introducirá deslizándose sobre las alas del perfil que servirán como carriles de rodadura. Seguidamente se colocan y ajustan los finales de carrera, según el recorrido que deba realizar el carro de traslación y ajustar los actuadores de freno del carro y polipasto tal como indique el fabricante.

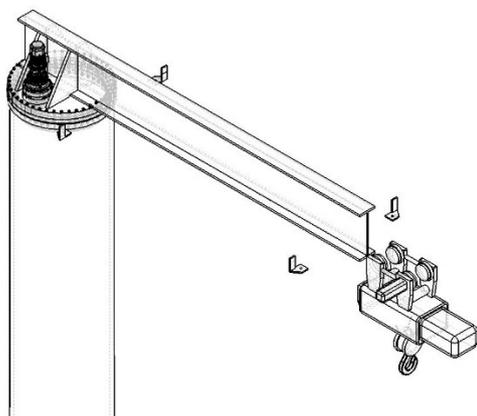


Ilustración 12. Detalle previo al montaje del polipasto. Fuente propia.

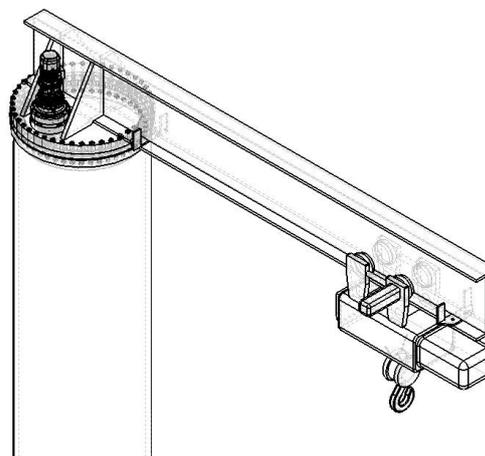


Ilustración 13. Detalle posterior al montaje del polipasto. Fuente propia

3.5. Mantenimiento

El mantenimiento se conoce como las labores para preservar el buen estado y la durabilidad del conjunto. Se entiende que el usuario debe ser el encargado de realizar el mantenimiento de la máquina, ya que es el primer interesado en el buen funcionamiento de la misma. Seguidamente se enumeran algunas de las actuaciones recomendadas para la perfecta conservación de grúa.

Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo periódico de todos los componentes de la máquina, extendiendo esta periodicidad hasta, como mucho, dos años. Se recomienda realizar el mantenimiento profundo y correctivo si fuere el caso de toda la máquina, realizando hincapié en una verificación exhaustiva del polipasto, rodamiento y motor eléctrico según indique el cada fabricante correspondiente.

El usuario deberá prestar mucha atención al mecanismo de giro y el carril utilizado para la rodadura del carro portante del polipasto, puesto que, aunque las velocidades de actuación son relativamente bajas, podrían producirse graves daños en caso de falla de estos elementos.

4. Condiciones Facultativas

4.1. Funciones Técnicas

4.1.1. Funciones del ingeniero director

- a) Comprobar que las características dimensionales de los elementos prefabricados recibidos son las correctas.
- b) Redactar los complementarios o rectificadores del proyecto que se precisen.
- c) Asistir al taller, cuantas veces lo requiera su naturaleza y complejidad, a fin de resolver las contingencias que se produzcan e impartir las instrucciones complementarias que sean precisas para conseguir la correcta solución.
- d) Redactar el documento de estudio y análisis del proyecto.
- e) Planificar, en vistas de la repercusión del proyecto, la política de calidad.
- f) Ordenar y dirigir la ejecución del material con arreglo al proyecto.
- g) Realizar o disponer las pruebas y ensayos de materiales, instalaciones, ...según las frecuencias de muestreo programadas en el plan de control, así como efectuar las demás comprobaciones que resulten necesarias para asegurar la calidad constructiva para corregir estos defectos.

- h) Verificar que las dimensiones geométricas del conjunto final ya fabricando, así como los acabados superficiales, so los señalados en el proyecto y comprobar el correcto funcionamiento del equipo. En caso contrario tomar las medidas oportunas para corregir estos defectos.

4.1.2. Funciones del fabricante

- a) Organizar trabajos de fabricación.
- b) Disponer en todo caso de las medidas preventivas, velando por su cumplimiento y por la observancia de la normativa vigente en materia de seguridad e higiene en el trabajo.
- c) Ostentar la jefatura de todo el personal que intervenga en las tareas de fabricación.
- d) Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales que se utilicen, comprobando los preparativos en obra y rechazando, por iniciativa propia o por prescripción del Ingeniero Director, los suministros o prefabricados que no cuenten con las garantías o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación.
- e) Facilitar al Ingeniero Director, con antelación suficiente, los materiales precisos para el cumplimiento de su cometido.

4.2. Recepción de la grúa

La máquina final debe estar en perfectas condiciones a la hora de realizar el montaje en la situación deseada y deberá transportarse hasta el lugar deseado de forma adecuada para protegerla de golpes o ambientes inadecuados.

Se deberá verificar que el producto final cumple con todas las disposiciones señaladas en el proyecto o en caso de que hayan surgido cambios esenciales durante su etapa de fabricación, que hayan sido aprobados anteriormente por el Ingeniero Director, tanto previamente como posteriormente a su montaje en obra.

Por ultimo deberá corroborarse que el funcionamiento del equipo es adecuado y que no se han detectado irregularidades que puedan repercutir en una disminución de la seguridad que se ha tratado de garantizar en todo el proceso de diseño de este proyecto.