



**Universidad**  
de La Laguna

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019





**Universidad**  
de La Laguna

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

## **ÍNDICE GENERAL**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019

## Índice de la memoria

<b>0. Hoja de identificación.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Objeto .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Alcance.....</b>	<b>2</b>
<b>3. Antecedentes .....</b>	<b>2</b>
<b>4. Normas y Referencias .....</b>	<b>4</b>
4.1 Disposiciones legales y normativa aplicada .....	4
4.2 Bibliografía .....	5
4.3 Programas de cálculo.....	6
<b>5. Requisitos de diseño.....</b>	<b>7</b>
5.1 Capacidad de carga .....	7
5.2 Dimensiones .....	7
5.3 Velocidades.....	7
5.4 Resistencia ambiental .....	7
<b>6. Análisis final .....</b>	<b>8</b>
6.1 Descripción de la grúa.....	8
6.2 Esfuerzos sobre la grúa.....	9
6.2.1 Pesos propios .....	9
6.2.2 Esfuerzos debidos a la carga de servicio .....	11
6.2.3 Cargas por viento .....	12

6.2.4 Cargas horizontales .....	13
6.2.5 Método de cálculo .....	13
<b>6.3 Componentes de la grúa .....</b>	<b>14</b>
6.3.1 Pluma .....	14
6.3.2 Polipasto y carro de translación .....	16
6.3.3 Placa de unión .....	18
6.3.4 Motor – reductor .....	22
6.3.5 Acoplamiento flexible .....	24
6.3.6 Eje .....	26
6.3.7 Piñón .....	28
6.3.8 Rodamiento de gran diámetro.....	29
6.3.9 Placa de apoyo del rodamiento .....	32
6.3.10 Columna .....	34
<b>7. Diseño final .....</b>	<b>38</b>
<b>8. Montaje de la grúa.....</b>	<b>40</b>
8.1 Montaje de la estructura .....	40
8.2 Montaje del sistema de transmisión .....	42
<b>9. Mantenimiento y seguridad .....</b>	<b>45</b>
9.1 Estructura de acero .....	45
9.2 Rodamiento de gran diámetro .....	46
9.3 Reductor .....	47

9.4 Motor.....	48
9.5 Acoplamiento flexible .....	49
9.6 Polipasto y carro de traslación .....	50
<b>10. Presupuesto.....</b>	<b>51</b>
<b>11. Conclusiones.....</b>	<b>52</b>

## Índice del Anexo I

<b>1. Introducción.....</b>	<b>1</b>
<b>2. Clasificación de la grúa.....</b>	<b>2</b>
<b>3. Solicitaciones .....</b>	<b>3</b>
3.1 Solicitaciones principales .....	3
3.1.1 Solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos, $S_G$ .....	4
3.1.2 Solicitaciones debidas a la carga de servicio, $S_L$ .....	4
3.2 Solicitaciones debidas a los movimientos verticales.....	5
3.3 Solicitaciones debidas a los movimientos horizontales.....	6
3.4 Solicitaciones debidas a los efectos climáticos.....	6
3.4.1 Viento sobre la pluma .....	8
3.4.2 Viento sobre la columna.....	10
3.4.3 Viento sobre la carga .....	11
3.4.4 Resumen de resultados de la acción del viento. ....	12
<b>4. Dimensionamiento de la estructura .....</b>	<b>12</b>
4.1 Dimensionamiento de la pluma .....	18
4.1.1 Cargas sobre la pluma .....	18
4.1.2 Cálculos de la pluma .....	20
4.1.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales. ....	22
4.1.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales. ....	22

4.1.5 Esfuerzos debidos al viento. ....	23
4.1.6 Comprobación de esfuerzos final. ....	24
<b>4.2 Dimensionamiento de la columna.....</b>	<b>29</b>
4.2.1 Cargas sobre la columna .....	30
4.2.2 Cálculos de la columna .....	32
4.2.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales. ....	33
4.2.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales. ....	33
4.2.5 Esfuerzos debidos al viento. ....	34
4.2.6 Comprobación de esfuerzos final. ....	35
4.2.7 Estudio de pandeo .....	42
4.2.8 Dimensionado del anclaje al suelo .....	44
<b>5. Dimensionamiento de la placa de unión.....</b>	<b>52</b>
5.1 Diseño de la placa de unión .....	52
5.2 Cargas presentes.....	53
<b>6. Selección del rodamiento .....</b>	<b>65</b>
6.1 Diseño escogido.....	66
6.2 Método de cálculo. ....	68
6.3 Selección del rodamiento final.....	72
6.4 Cálculo de los tornillos. ....	75
6.4.1 Determinación de los tornillos M20 .....	77
6.4.2 Determinación de los tornillos M22.....	78



<b>7. Selección del motor - reductor .....</b>	<b>79</b>
7.1 Determinación de los requisitos necesarios .....	79
7.2 Cálculo de los requisitos necesarios .....	83
7.3 Selección del reductor.....	86
7.3.1 Dimensiones del reductor .....	92
7.4 Selección del motor.....	93
7.4.1 Dimensiones del motor .....	95
7.5 Unión del motor – reductor .....	95
<b>8. Selección del acoplamiento flexible.....</b>	<b>97</b>
<b>9. Diseño del eje .....</b>	<b>101</b>
9.1 Método de cálculo del par transmitido por el eje.....	101
9.2 Estudio de la resistencia a fatiga .....	109
9.2.1 Coeficiente de carga .....	111
9.2.2 Coeficiente de tamaño .....	111
9.2.3 Coeficiente superficial .....	112
9.2.4 Coeficiente de temperatura.....	113
9.3 Cálculo del diámetro mínimo .....	115
9.4 Selección de los rodamientos del eje .....	117
<b>10. Diseño del piñón.....</b>	<b>121</b>
10.1 Características del piñón .....	121

10.2.1 Factor geométrico $J$ .....	123
10.2.2 Factor dinámico $K_v$ .....	124
10.2.3 Factor de distribución de carga $K_m$ .....	125
10.2.4 Factor de distribución de carga $K_a$ .....	126
10.2.5 Factor de tamaño $K_s$ .....	127
10.2.6 Factor de espesor de aro $K_B$ .....	127
10.3.1 Factor geométrico superficial $I$ .....	128
10.3.2 Coeficiente elástico $C_p$ .....	129
10.3.3 Factor de acabado superficial $C_F$ .....	130
<b>11. Selección del polipasto .....</b>	<b>133</b>
11.1 Clasificación del equipo .....	135
11.2 Selección del polipasto .....	135
11.3 Dimensiones del equipo seleccionado .....	139

## Índice del Anexo II

<b>1. Mantenimiento y seguridad .....</b>	<b>1</b>
1.1 Estructura de acero .....	1
1.1.1 Protección .....	1
1.1.2 Mantenimiento.....	2
1.2 Rodamiento de gran diámetro .....	3
1.2.1 Mantenimiento.....	3
1.2.2 Lubricación .....	3
1.2.3 Mantenimiento.....	4
1.2.4 Medidas de seguridad.....	4
1.3 Reductor .....	5
1.3.1 Protección .....	5
1.3.2 Lubricación .....	6
1.3.3 Mantenimiento.....	6
1.3.4 Medidas de seguridad.....	7
1.4 Motor.....	7
1.4.1 Protección .....	7
1.4.2 Lubricación .....	8
1.4.3 Mantenimiento.....	8
1.4.4 Medidas de seguridad.....	8
1.5 Acoplamiento flexible .....	9

1.5.1 Lubricación .....	9
1.5.2 Mantenimiento.....	9
1.5.3 Medidas de seguridad.....	9
<b>1.6 Polipasto y carro de traslación .....</b>	<b>10</b>
1.6.1 Protección .....	10
1.6.2 Lubricación .....	10
1.6.3 Mantenimiento.....	11
1.6.4 Medidas de seguridad.....	11

## Índice del Anexo III

<b>1. Presupuesto</b> .....	<b>1</b>
1.1 Capítulo I: Estructura de acero.....	1
1.2 Capítulo II: Elementos diseñados.....	1
1.3 Capítulo III: Componentes industriales.....	2
1.4 Capítulo IV: Tornillería.....	2
1.5 Capítulo V: Acabado.....	3
1.6 Capítulo VI: Mano de obra.....	3
1.7 Capítulo VII: Montaje.....	4
1.8 Capítulo VIII: Grúa.....	4
1.9 Presupuesto final.....	5

## Índice del Anexo IV

1. **thyssenkrupp Rothe Erde.** Catálogo del Rodamiento de gran diámetro
2. **SITI SPA.** Catálogo del Reductor
3. **ABB.** Catálogo del motor eléctrico
4. **Escogear ESCO.** Catálogo del acoplamiento flexible
5. **ISB.** Catálogo de los rodamientos del eje
6. **Terex Donati.** Catálogo del polipasto con carro de traslación

## Índice del Anexo V

### 1.00 Plano de conjunto

#### 1.S1 Plano de conjunto explosionado

1.01 Plano de la pluma:

1.02 Plano de la placa de unión

1.04 Plano de la placa de apoyo del rodamiento

1.05 Plano de la columna

1.06 Plano de la placa de anclaje

1.07 Plano de la camisa del acoplamiento

1.08 Plano del eje

1.09 Plano de la placa de apoyo del rodamiento superior

1.10 Plano del piñón

1.11 Plano de la placa soporte del rodamiento inferior

1.12 Plano de la cartela trasera

1.13 Plano de la cartela delantera

1.14 Plano de la cartela base



**Universidad**  
de La Laguna

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

## **MEMORIA**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019



## Índice de la memoria

<b>0. Hoja de identificación</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Objeto</b> .....	<b>2</b>
<b>2. Alcance</b> .....	<b>2</b>
<b>3. Antecedentes</b> .....	<b>2</b>
<b>4. Normas y Referencias</b> .....	<b>4</b>
4.1 Disposiciones legales y normativa aplicada .....	4
4.2 Bibliografía .....	5
4.3 Programas de cálculo.....	6
<b>5. Requisitos de diseño</b> .....	<b>7</b>
5.1 Capacidad de carga .....	7
5.2 Dimensiones .....	7
5.3 Velocidades.....	7
5.4 Resistencia ambiental .....	7
<b>6. Análisis final</b> .....	<b>8</b>
6.1 Descripción de la grúa.....	8
6.2 Esfuerzos sobre la grúa.....	9
6.2.1 Pesos propios .....	9
6.2.2 Esfuerzos debidos a la carga de servicio .....	11
6.2.3 Cargas por viento .....	12

6.2.4 Cargas horizontales .....	13
6.2.5 Método de cálculo .....	13
<b>6.3 Componentes de la grúa .....</b>	<b>14</b>
6.3.1 Pluma .....	14
6.3.2 Polipasto y carro de translación .....	16
6.3.3 Placa de unión .....	18
6.3.4 Motor – reductor .....	22
6.3.5 Acoplamiento flexible .....	24
6.3.6 Eje .....	26
6.3.7 Piñón .....	28
6.3.8 Rodamiento de gran diámetro.....	29
6.3.9 Placa de apoyo del rodamiento .....	32
6.3.10 Columna .....	34
<b>7. Diseño final .....</b>	<b>38</b>
<b>8. Montaje de la grúa .....</b>	<b>40</b>
8.1 Montaje de la estructura .....	40
8.2 Montaje del sistema de transmisión .....	42
<b>9. Mantenimiento y seguridad .....</b>	<b>45</b>
9.1 Estructura de acero .....	45
9.2 Rodamiento de gran diámetro .....	46
9.3 Reductor .....	47
9.4 Motor .....	48

9.5 Acoplamiento flexible .....	49
9.6 Polipasto y carro de traslación .....	50
<b>10. Presupuesto.....</b>	<b>51</b>
<b>11. Conclusiones.....</b>	<b>52</b>

## 0. Hoja de identificación

**Título del trabajo de fin de grado:** Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija 8 Tn



**Autor:**

Nombre y apellidos: Adrián Díaz Ramos

DNI: 45937884-F

Correo electrónico: [adriansur1996@gmail.com](mailto:adriansur1996@gmail.com)

**Universidad:** Universidad de La Laguna

**Titulación:** Grado en Ingeniería Mecánica

**Curso:** 2018 – 2019

**Tutora académica:** Viana Lida Guadalupe Suárez

**Fecha:** Septiembre 2019

## 1. Objeto

El objeto de este proyecto es realizar el diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa pluma giratoria para su uso en un puerto deportivo, con una capacidad de carga máxima de 8 toneladas. Se requiere el giro completo (360°) de la pluma para llevar a cabo el desplazamiento de las embarcaciones.

Por lo tanto, se tienen como objetivos los siguientes puntos:

- Diseño y cálculo de todos los elementos de la estructura.
- Cálculo y selección de todos los componentes de la grúa.
- Presupuesto detallado de cada componente incluyendo mano de obra de montaje.
- Descripción del mantenimiento de la grúa.

## 2. Alcance

El alcance de este proyecto abarca el diseño, cálculo y selección de todos los componentes y partes de la grúa. Además, se elaborará un presupuesto detallado de la obra y una descripción del mantenimiento.

De este proyecto se excluyen:

- Cualquier tipo de instalación eléctrica o electrónica presente en la grúa
- Componentes electrónicos de control de los mecanismos utilizados
- Cálculo de la cimentación

## 3. Antecedentes

Los primeros vestigios del uso de las grúas aparecen en la Antigua Grecia alrededor del siglo VI a. C. La introducción del torno y la polea pronto conduce a un reemplazo extenso de rampas como los medios principales del movimiento vertical.

El uso de las grúas ya era algo habitual en la Antigua Roma donde se evolucionó mucho hasta conseguir elevar cargas mucho mayores de lo que se había hecho antes. En esta época existieron varios tipos de grúas: El trispastos, el pentaspastos y el polypastos.



Imagen 1: Grúa polypastos empleada en la antigua Roma.  
Fuente: <http://bit.ly/2Z8fm8Y>

Actualmente, el uso de grúas está muy extendido en todo tipo de operaciones de desplazamiento y existen muchos tipos de éstas, cada una adaptada a un propósito determinado.

En este caso, vamos a concretar en las grúas fijas de columna o grúas pluma. Se trata de un tipo muy extendido debido a su utilidad y eficacia, permitiendo el transporte de cargas de manera rápida y sencilla ya sea en interiores o exteriores.

Las grúas pluma portuarias son las que se emplean en puertos deportivos o pesqueros para la manipulación de cargas en ambientes marinos. El principal uso es el desplazamiento de cargas pesadas y de embarcaciones de tierra a mar y viceversa.

Dependiendo del fabricante y las prestaciones podemos tener configuraciones distintas dependiendo de la actividad que se vaya a realizar.



Imagen 2: Grúa pluma para puerto deportivo.  
Fuente: <http://bit.ly/2K0YJXW>

## 4. Normas y Referencias

### 4.1 Disposiciones legales y normativa aplicada

- Norma española UNE 58112-1:1991. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación general.
- Norma española UNE 58112-4:1991. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación grúas de pluma.
- Norma española UNE 58113:1985. Grúas. Acción del viento.
- Norma española UNE 58118:1984. Aparatos de elevación. Código y métodos de ensayo.
- Norma española UNE 58132-2:2005. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Solicitaciones y casos de sollicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.
- Norma española UNE 58132-3:2005. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Cálculo de las estructuras y de las uniones.
- Norma española UNE 58132-4:2000. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Cálculo y elección de los elementos mecánicos.
- Norma UNE-EN ISO 12100:2012. Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.
- Norma UNE-EN ISO 12944:2018. Pinturas y barnices. Protección de estructuras de acero frente a la corrosión mediante sistemas de pintura protectores.
- Documento Básico de Seguridad Estructural. Acero. DB SE-A.

## 4.2 Bibliografía

Los libros consultados para los cálculos y el desarrollo del proyecto son los siguientes:

- Gere, James M. (2002). Resistencia de materiales: Timoshenko. Paraninfo.
- V.I. Teodosio (1980). Resistencia de materiales. Editorial Mir.
- Mott, Robert L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson.
- Young, Warren C. (1989). ROARK'S Formulas for stress & strain. McGraw-Hill International.
- Norton, Robert L. (2005). Diseño de maquinaria. México, Madrid: McGraw-Hill.

Las páginas web utilizadas para recopilar información se muestran a continuación:

- Nautic Expo.  
<http://www.nauticexpo.es/prod/gh-cranes-components-25271.html>
- GH Cranes.  
<https://www.ghcranes.com/es/productos/grua-pluma/>
- ABUS Sistemas de grúas.  
<https://www.abusgruas.es/gruas/gruas-pluma>
- Historia evolutiva de las grúas.  
<https://www.unitecls.com/wp-content/uploads/2016/05/HISTORIA-EVOLUTIVA-DE-LAS-GR%C3%A9AS-1.pdf>
- Grúas Arlin: Historia.  
<https://www.gruasarlin.com/historia-invencion-evolucion-grua/>
- XVIGAS – Web app.  
<https://pwnage2apps.000webhostapp.com/xvigas/xvigas.html>
- Ipargama. Aceros  
<http://www.ipargama.com/pdf/F-1252.pdf>
- Titanlux: Esmalte e imprimación superficial  
<https://www.titanlux.es/es/productos/ver/pinturas-nauticas>



Los catálogos utilizados para la selección de los componentes que llevará la grúa son:

- Rothe Erde: Slewing bearings.  
[https://d13qmi8c46i38w.cloudfront.net/media/UCPthyssenkruppBACTBearing/assets.files/downloads/products/rothe\\_erde\\_grosswaelzlager\\_1/thyssenkrupp\\_rothe\\_erde\\_slewing\\_bearings\\_product\\_catalogue.pdf](https://d13qmi8c46i38w.cloudfront.net/media/UCPthyssenkruppBACTBearing/assets.files/downloads/products/rothe_erde_grosswaelzlager_1/thyssenkrupp_rothe_erde_slewing_bearings_product_catalogue.pdf)
- SITi. Catálogo técnico – Comercial. Serie NRG.  
[http://www.sitiriduttori.it/wp-content/uploads/C\\_gen\\_NRG\\_web.pdf](http://www.sitiriduttori.it/wp-content/uploads/C_gen_NRG_web.pdf)
- ABB, Brake motors.  
[http://www.grupogaes.com/media/plg\\_vmcustom\\_files/motor-trifasico-con-freno-abb-group\\_96\\_0.pdf](http://www.grupogaes.com/media/plg_vmcustom_files/motor-trifasico-con-freno-abb-group_96_0.pdf)
- Terex Donati. Polipasto eléctrico de cable. Serie DRH.  
[http://www.sidemsa.com/images/elevacion/polipastos-electricos-de-cable/catalogo\\_DRH\\_Terex\\_Donati.pdf](http://www.sidemsa.com/images/elevacion/polipastos-electricos-de-cable/catalogo_DRH_Terex_Donati.pdf)
- Terex Donati. Instrucciones para el uso. Serie DRH.  
<https://donaticranes.com/sites/default/files/media/documents/MAN16ME02%20-%20Manual%20de%20uso%20y%20mantenimiento%20DRH%20-%20espan%CC%83ol-CRYP.pdf>
- ISB. Rodamientos axiales de bolas  
<https://www.eurobearings.es/PDF/Rodamientos-axiales-de-bolas.pdf>
- Esco. Acoplamientos flexibles Escogear  
<http://www.esco-group.com/sites/default/files/datasheet/Flexible%20Gear%20Couplings%20-%20F%20Series.pdf>

### 4.3 Programas de cálculo

- Microsoft Excel para Office 365: Se ha utilizado para realizar los cálculos de la estructura y los de selección de los componentes de la grúa.
- Solidworks 2018 de Solidworks Corp. Versión educacional: Con este programa se ha llevado a cabo el modelado en 3D de la grúa y sus componentes y los planos correspondientes.
- AutoCAD 2016 de Autodesk. Versión educacional: Principalmente usado para realizar esquemas y algún cálculo de cotas.

## 5. Requisitos de diseño

En este apartado se describirán los requisitos que debe cumplir la grúa y que fueron fijados al realizar la propuesta del proyecto.

### 5.1 Capacidad de carga

Se solicita la elaboración de un proyecto para la construcción de una grúa fija de columna para su uso en un puerto deportivo. La carga máxima que debe poder soportar es de 8 toneladas.

### 5.2 Dimensiones

Las dimensiones impuestas desde un comienzo para el diseño de la grúa son:

- Altura máxima del gancho desde el suelo: 10 metros.
- Distancia desde el pilar al gancho. 5,5 metros.

### 5.3 Velocidades

Las velocidades de elevación y rotación también son un dato a tener en cuenta para la selección de los componentes.

- Velocidad de giro del cabezal rotatorio (360°): 0,50 rpm.
- Velocidad de elevación: 4 m/min.

### 5.4 Resistencia ambiental

Debido a que en la localización final de la grúa, ésta se va a ver expuesta a un ambiente corrosivo, tenemos que emplear medidas que aseguren el buen estado tanto de la estructura de acero como de los componentes empleados. Además, se deben utilizar

medidas de seguridad para evitar la entrada de elementos externos, como por ejemplo agua, en el interior de la grúa.

## 6. Análisis final

En este apartado se describirán las soluciones adoptadas para la elaboración de la grúa. Se justificará el diseño y la selección de cada uno de los componentes que la forman y se explicará el funcionamiento de cada una de sus partes. El desarrollo de los cálculos y comprobaciones de cada componente estará detallado en el Anexo I.

### 6.1 Descripción de la grúa

La grúa pluma está formada por una estructura hecha completamente de acero S275JR. La columna hueca tiene una longitud de 9 metros de alto y un diámetro externo de 1175 mm con 25 mm de espesor. Ésta se anclará al suelo mediante varillas de anclaje empleando una placa de fijación de acero, y también llevará cartelas.

El sistema que proporcionará el giro de 360° a la pluma está formado por un rodamiento de gran diámetro situado sobre una placa soporte, el mecanismo de giro compuesto por un motorreductor, un piñón, un eje y el acoplamiento flexible y la placa de unión que servirá de nexo entre la pluma y el rodamiento. Para cubrir el acoplamiento y como soporte al motorreductor diseñamos una camisa, así como dos placas de soporte para los rodamientos del eje.

Para la pluma de la grúa se ha escogido un perfil normalizado HEB 700 de 6,6 metros de longitud, que estará soldado a la placa de unión directamente y mediante las cartelas diseñadas. Por último, la elevación y desplazamiento de la carga se realizará empleando un polipasto eléctrico de cable que incluye el carro de traslación.

Todos los elementos que se han mencionado serán definidos con más profundidad en apartados posteriores y en los anexos.

## 6.2 Esfuerzos sobre la grúa

### 6.2.1 Pesos propios

Se corresponden con los pesos de cada una de las partes que componen la grúa, tanto de los elementos estructurales como de los mecanismos.

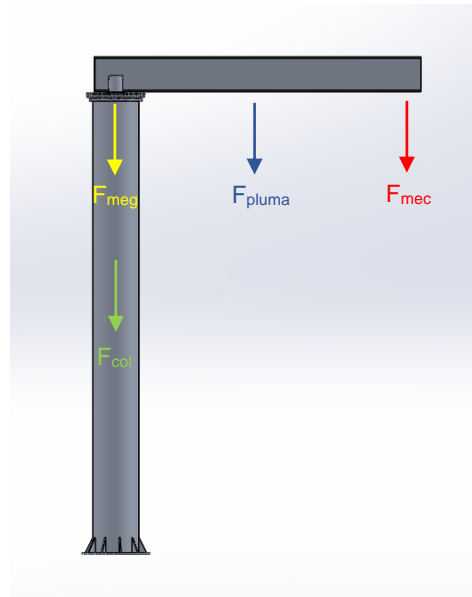


Imagen 3: Representación de los pesos propios.  
Fuente propia

Donde:

- $F_{meg}$ : Fuerza ejercida por el peso del mecanismo de giro
- $F_{col}$ : Fuerza ejercida por el peso de la columna
- $F_{pluma}$ : Fuerza ejercida por el peso de la pluma
- $F_{mec}$ : Fuerza ejercida por el mecanismo de elevación

A continuación, se muestran las distancias a las que se aplican los pesos propios expuestos en la figura anterior.

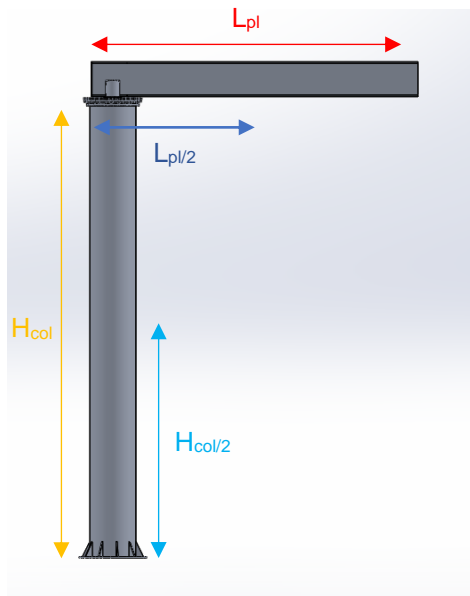


Imagen 4: Representación de las distancias de aplicación de las fuerzas.  
Fuente propia

Donde:

- $L_{pl}$ : Longitud máxima de cálculo de la pluma
- $L_{pl}/2$ : Longitud de media pluma
- $H_{col}$ : Altura total de la columna
- $H_{col}/2$ : Altura de media columna

### 6.2.2 Esfuerzos debidos a la carga de servicio

Para el cálculo de las sollicitaciones de esta grúa se ha utilizado el valor máximo de la carga de servicio que corresponde a 8 toneladas. Esta carga provoca esfuerzos en el plano vertical debidos al peso y además esfuerzos de inercia que corresponden a la aceleración y desaceleración de los mecanismos que participan en el giro.

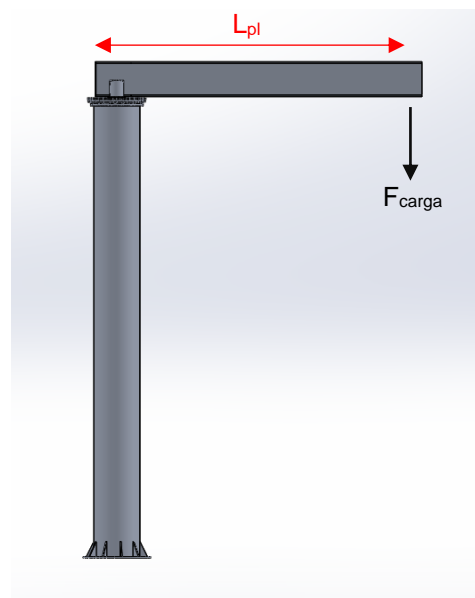


Imagen 5: Representación de la carga de servicio y su distancia de aplicación.  
Fuente propia

Donde:

- $F_{\text{carga}}$ : Fuerza ejercida por el peso de la carga de servicio máxima

### 6.2.3 Cargas por viento

Para estudiar la acción del viento sobre nuestra grúa, seguimos la norma: UNE 58113:1985. Acción del viento. Grúas. Esta indica que su acción se debe estudiar en dos casos diferentes, el primero será en condiciones de servicio, es decir, el viento máximo que la grúa debe poder soportar en funcionamiento y el segundo caso será fuera de servicio y se refiere a el viento máximo (tempestad) que debe poder resistir la grúa estando inoperativa.

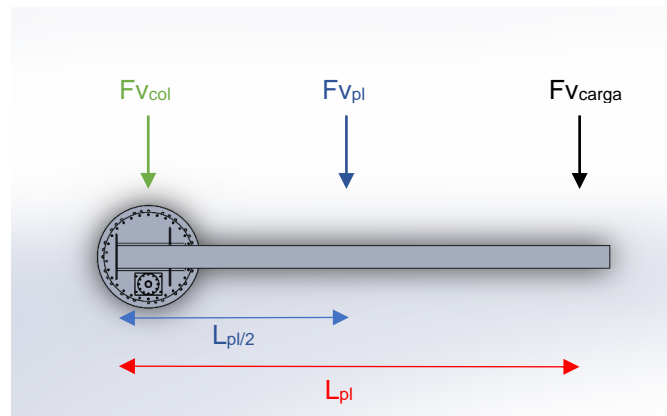


Imagen 6: Representación de las fuerzas debidas al viento.  
Fuente propia

Donde:

- $F_{Vcol}$ : Fuerza debida al viento sobre la columna
- $F_{Vpl}$ : Fuerza debida al viento sobre la pluma
- $F_{Vcarga}$ : Fuerza debida al viento sobre la carga de servicio máxima
- \* No se especifica si se trata del caso en servicio o fuera de servicio

### 6.2.4 Cargas horizontales

Debido al movimiento de rotación de la grúa para desplazar la carga, surgen en ésta esfuerzos horizontales procedentes de la aceleración y desaceleración de los componentes móviles. El procedimiento para el cálculo de estos esfuerzos se encuentra en el Anexo I.

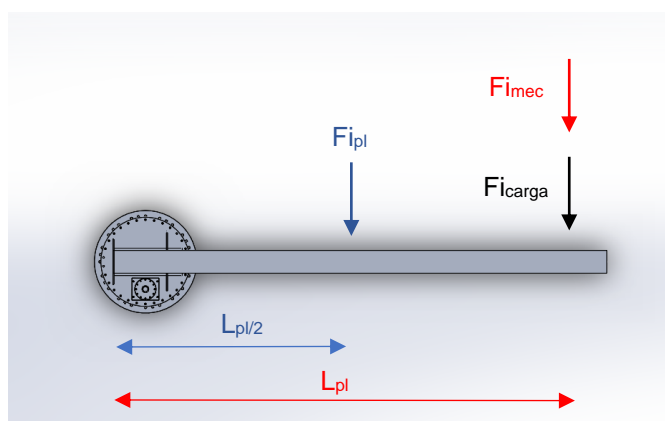


Imagen 7: Representación de las fuerzas horizontales.

Fuente propia

Donde:

- $F_{i_{pl}}$ : Fuerza de inercia (horizontal) de la pluma
- $F_{i_{mec}}$ : Fuerza de inercia (horizontal) del mecanismo de elevación
- $F_{i_{carga}}$ : Fuerza de inercia (horizontal) de la carga de servicio máxima

### 6.2.5 Método de cálculo

Para el cálculo de los esfuerzos que se producen en la grúa se ha seguido la norma UNE 58132-2:2005. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. En este documento se hace referencia a tres casos de estudio a considerar:



- Caso 1: Aparato en servicio sin viento.
- Caso 2: Aparato en servicio con viento.
- Caso 3: Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.
  - Fuera de servicio con viento máximo.
  - Sometido a ensayos estáticos y dinámicos (UNE 58118).

## 6.3 Componentes de la grúa

### 6.3.1 Pluma

La pluma de la grúa es el elemento que va a soportar la carga de servicio, y para ello, lleva montado el polipasto que se desplaza a lo largo de ella. Tiene que ser capaz de soportar los esfuerzos ejercidos sobre ella tanto en el plano vertical como en el horizontal y para comprobarlo se ha realizado el dimensionamiento como se explica en el apartado 6.2.4.

Se lleva a cabo el estudio para el caso de una viga en voladizo y con la carga máxima de 8 toneladas aplicada a la máxima distancia posible, que equivale a 6,3 metros desde el extremo más alejado.

En nuestro caso, la viga que utilizaremos será un perfil HEB 700 como ya se comentó anteriormente ya que cumple con nuestros requisitos y se consigue simplificar el diseño y el montaje al usar elementos normalizados. Además, reducimos el peso y el costo si comparamos este perfil con uno de tipo cajón. Las medidas de nuestro perfil son las siguientes:

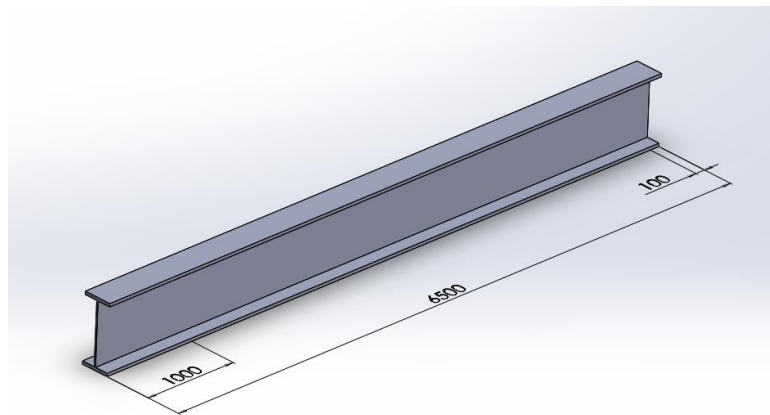


Imagen 8: Longitud de la pluma  
Fuente propia

La pluma tiene una longitud total de 6,6 metros, de los cuales 1 metro está sobre la columna y 0,1 metros se han añadido al final como medida de seguridad para evitar que el carro transversal del polipasto llegue al extremo. De esta forma, cumplimos el requisito inicial de tener una distancia desde la columna hasta el carro de 5,5 metros.

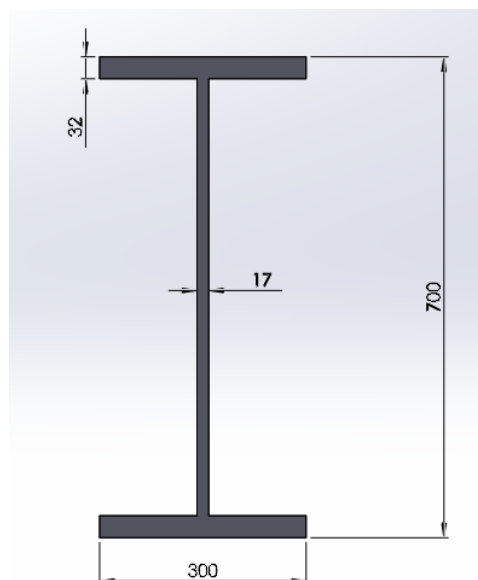


Imagen 9: Dimensiones del perfil de la pluma  
Fuente propia

Se ha tenido en cuenta que el carro de traslación del polipasto necesita una dimensión mínima de ala de 135mm para poder ser instalado, y por lo tanto nuestro perfil cumple.

Ahora que tenemos las dimensiones de la pluma realizamos la comprobación de la resistencia estructural de ésta para los tres casos. Determinamos la tensión equivalente y vemos si el acero S275JR empleado resiste.

	Caso I	Caso II	Caso III	
			Viento máx.	Ensayos
$\sigma_{adm}$ (Mpa)	275			
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	160,95	194,25	37,12	249,31
¿Válido?	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 1: Comprobación de tensiones en la pluma.  
Fuente propia

Como muestra la tabla anterior, las tensiones a las que se ve sometida nuestra pluma no superan en ningún caso la tensión límite del material por lo que el dimensionamiento es válido.

### 6.3.2 Polipasto y carro de translación

El polipasto escogido pertenece al catálogo de Terex Donati y se ha escogido en función de la carga máxima que puede soportar la grúa que son 8 toneladas.

Además, debemos cumplir con la velocidad de elevación de la propuesta del proyecto de 4 m/min.

Se ha seleccionado el modelo de carro DST/R ya que es el más compacto de la marca y de este modo se aprovecha mejor el espacio tanto a lo largo de la pluma como de altura del gancho.



Imagen 10: Polipasto eléctrico y carro de traslación.  
Fuente: Catálogo Terex Donati

El modelo escogido es el polipasto DRH 34L3 N y el carro DST/R 3 cuyas características principales se muestran a continuación:

Polipasto	
Modelo	DRH 3
Capacidad carga (kg)	8000
Velocidad elevación (m/min)	4
Potencia motor (kW)	10
Tipo tambor	L
Carrera gancho (m)	10
Número ramales	4/1
Carro	
Modelo	DST/R 3
Velocidad traslación (m/min)	10
Acercamiento gancho (mm)	650
Ala mínima (mm)	135

Tabla 2: Características del polipasto y el carro escogidos.  
Fuente propia.

Como vemos, los valores de las velocidades y de carga máxima cumplen con los requisitos impuestos desde el comienzo del proyecto.

Además, se muestran otros datos de interés que son importantes para la selección de este polipasto. En el anexo I se pueden encontrar las comprobaciones realizadas para llegar a su selección.

### 6.3.3 Placa de unión

Este elemento es el encargado de unir la pluma de la grúa con el rodamiento y permitir que ésta pueda girar. Su diseño se realiza en función del rodamiento escogido ya que la placa tendrá el mismo diámetro e irá atornillada a él.

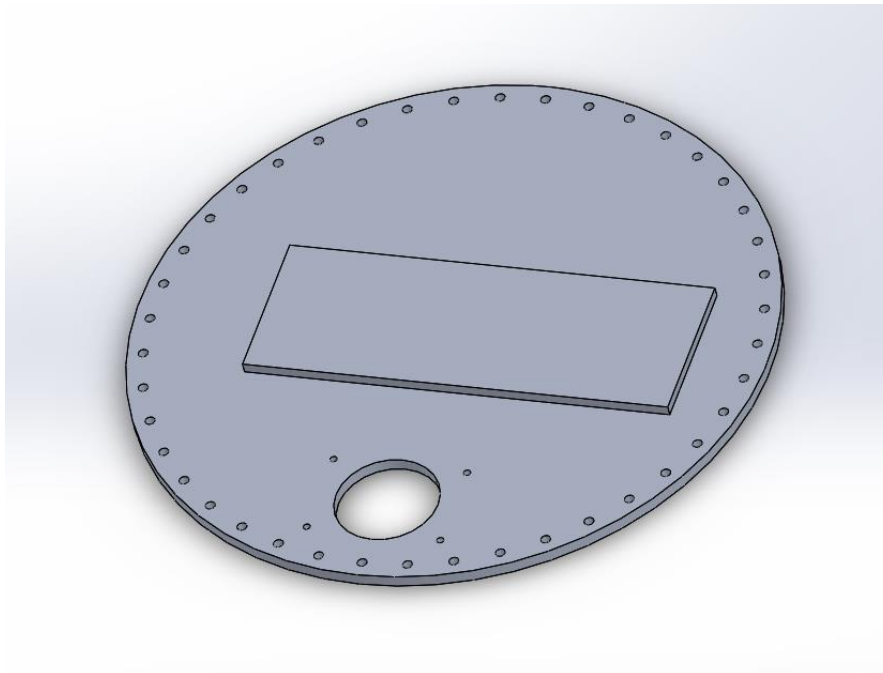


Imagen 11: Placa de unión.  
Fuente propia

Las comprobaciones de la placa se han calculado siguiendo los libros: VI. Feodosiev Resistencia de Materiales y Roark's Formulas for Stress & Strain y los resultados se muestran en el Anexo I.

Debido a la utilización de un rodamiento de engranajes interiores, debemos practicar un agujero en la placa para situar el eje y el piñón encargados de transmitir el giro. Éste se ha realizado para que se pueda montar el piñón y pueda desmontarse en caso de avería del algún componente. Además, lleva cuatro agujeros roscados para atornillar la placa de soporte del rodamiento del eje superior y la camisa del acoplamiento flexible.

La dimensiones finales de la placa de unión y de los agujeros realizados para el eje y los tornillos se muestran a continuación:

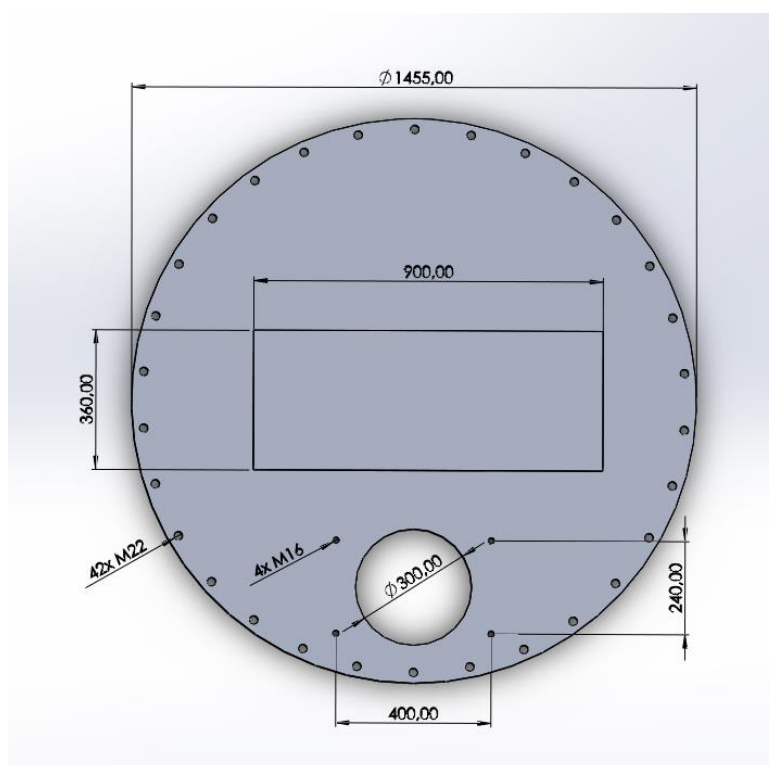


Imagen 12: Dimensiones de la placa de unión.  
Fuente propia

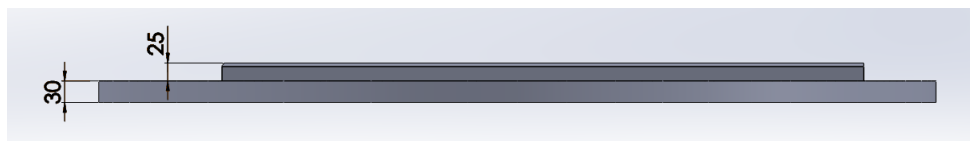


Imagen 13: Espesores de la placa de unión.  
Fuente propia

Como se aprecia en la imagen, la placa tiene un resalte rectangular en su parte central, esto se ha diseñado para soldar la pluma en esta zona y así dejar espacio para colocar las tuercas de los tornillos que se encuentran bajo la pluma.

La pluma de la grúa se fijará a la placa mediante cordones de soldadura que se han calculado siguiendo el documento básico DB SE-A. La placa tiene un resalte de 25mm para poder colocar las tuercas en los orificios que están debajo de la pluma. La garganta del cordón de soldadura será de 17 mm y estará formada por seis tramos de 200 mm de longitud.

Además, se han añadido cartelas para fijar la pluma a la placa de unión en el plano perpendicular a los cordones anteriores. Se trata de una cartela que cubre la parte trasera de la pluma y va soldada a todo el perfil HEB y a la placa. Las otras dos cartelas van situadas más adelante y fijan la pluma por ambos lados.

Los cordones de las cartelas serán de 10mm de espesor de garganta y tienen las dimensiones que se muestran en la siguiente figura:

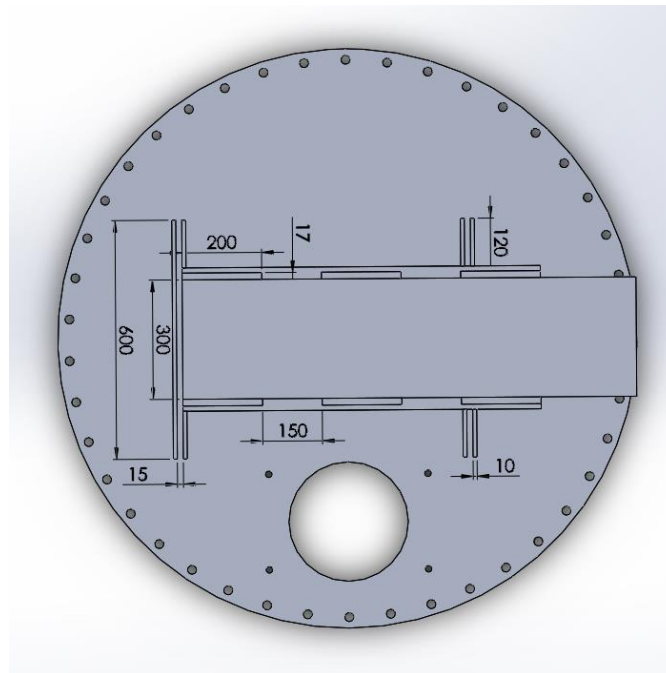


Imagen 14: Dimensiones de la pluma sobre la placa y los cordones de soldadura.  
Fuente propia

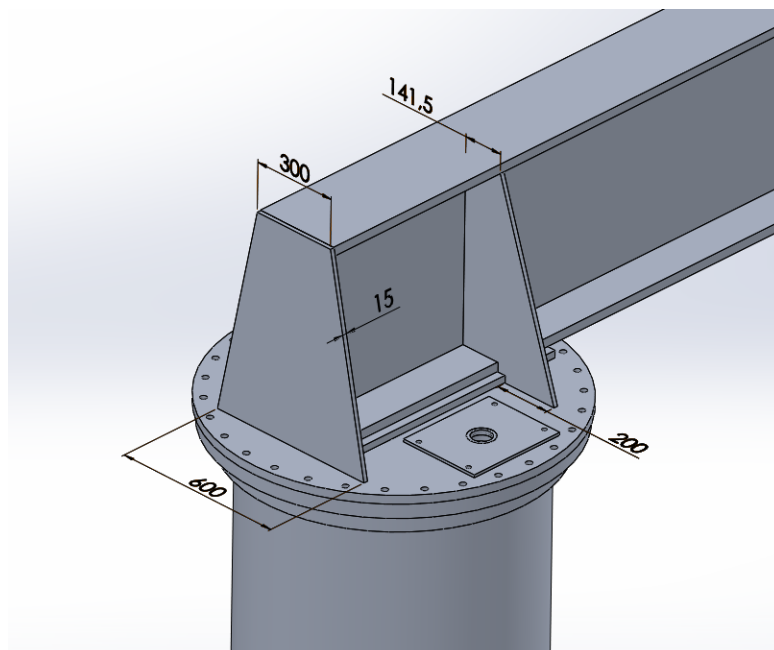


Imagen 15: Dimensiones de las cartelas para la pluma.  
Fuente propia



### 6.3.4 Motor – reductor

Como elemento motriz principal se ha escogido un sistema de motor – reductor que será el encargado de aplicar el par de giro necesario para mover la grúa. Se ha escogido el catálogo de la empresa SITI para la selección del reductor y el catálogo de ABB recomendado para la del motor debido a la amplia gama de productos que tienen.

Para una selección adecuada, se debe escoger en primer lugar el reductor deseado dependiendo de la velocidad y del par torsor de salida que requiera nuestro sistema, a continuación se seleccionará el motor eléctrico compatible con este reductor que satisfaga nuestras necesidades de potencia. Además, hemos seleccionado un motor que incluye el freno para no tener que escoger uno de una marca diferente.

Las comprobaciones llevadas a cabo para la selección de estos dos componentes se encuentran en el Anexo I. Finalmente se seleccionan los siguientes:

- Reductor planetario de la serie NRG 80/4-L de 50Hz con una velocidad de salida de 2.25 rpm y una relación de reducción de 623.6. El soporte de salida será el modelo SMR-FLA y el soporte del motor L-PAM 80.

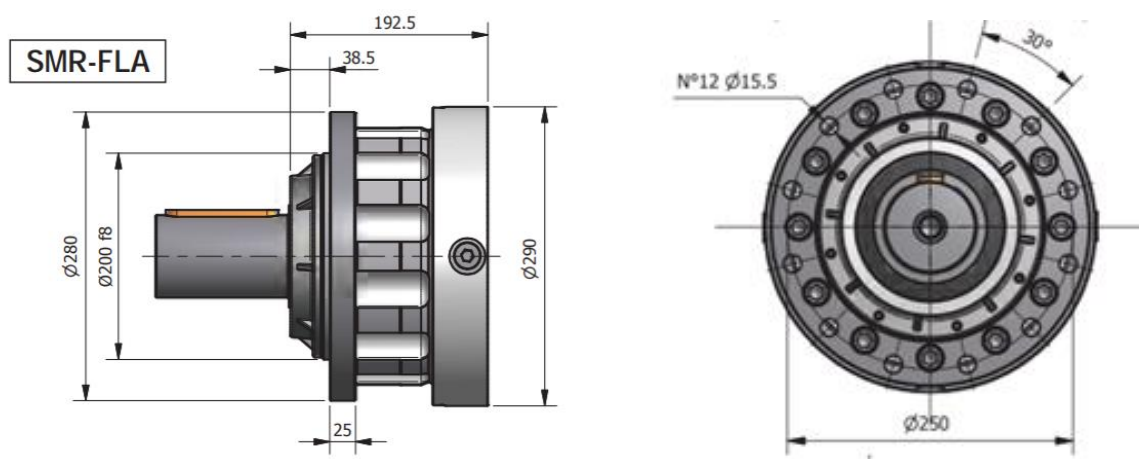


Imagen 16: Dimensiones del soporte de salida del reductor.  
Fuente: catálogo SITI

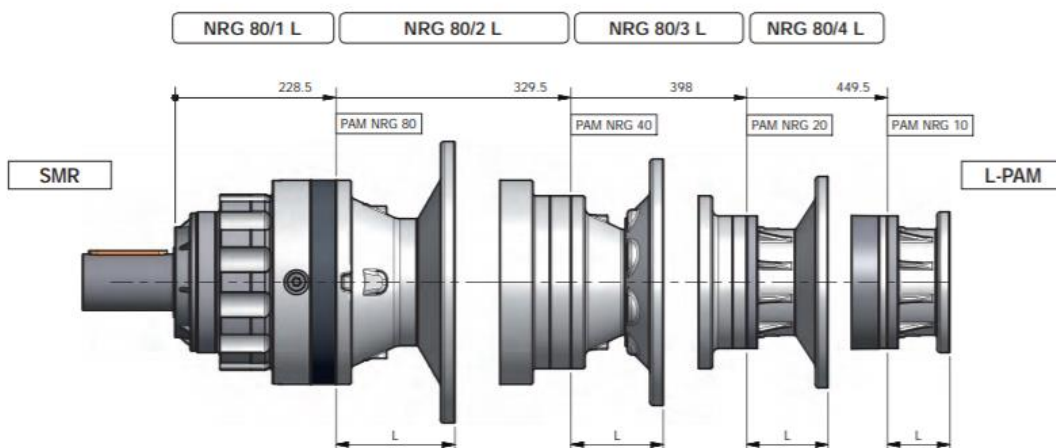
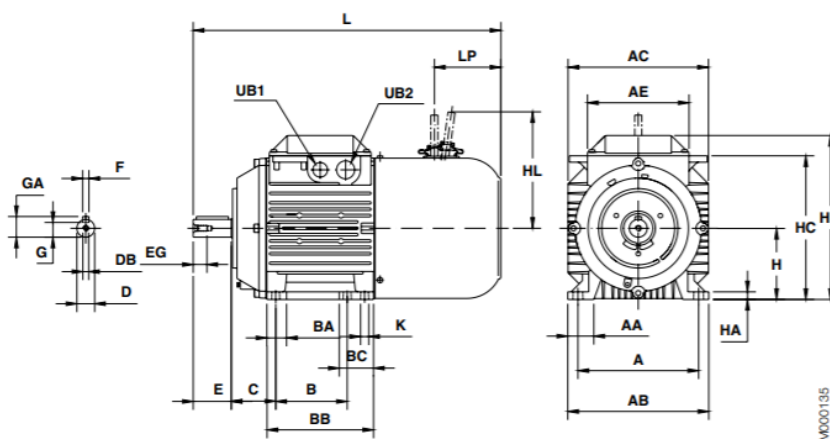


Imagen 17: Longitud del reductor (Nuestro caso es el mayor: NRG 80/4 L).  
Fuente: catálogo SITI

- Motor eléctrico trifásico M3ARS 90S de cuatro polos y 1,1 kW de potencia de salida con freno incorporado.



Motor size	A	AA	AB	AC	AE	B	BA	BB	BC	C	D	DB	E	EG
90S	140	27	170	177	110	100	30	125	30	56	24	M8	50	19

Motor size	F	GA	H	HA	HC	HD	HL	K	L	LP	UB1	UB2
90S	8	27	90	10	177	217	161	10	370	70	M20	M25

Imagen 18: Dimensiones del motor eléctrico.  
Fuente: catálogo ABB

### 6.3.5 Acoplamiento flexible

Para asegurar el correcto alineamiento del piñón y evitar fallos a la hora del montaje se empleará un acoplamiento flexible.

Se ha utilizado la marca Esco, concretamente el catálogo de Escogear series F ya que se trata de acoplamientos dentados con larga vida útil y un par máximo elevado, que es justo lo que requiere nuestro sistema.

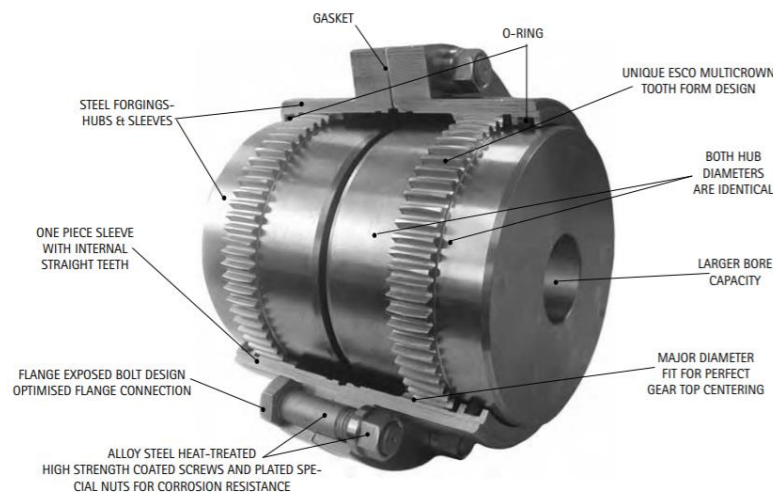


Imagen 19: Acoplamiento flexible Serie F.  
Fuente: catálogo Escogear

Tras determinar el par máximo que debe soportar el acoplamiento según el catálogo del fabricante se ha escogido el modelo FST 110. El cálculo realizado para su selección se muestra en el Anexo I.

Para proteger el acoplamiento flexible se ha diseñado una camisa de acero F275JR que además cumple la función de soporte para el motor – reductor.

Las dimensiones de ésta se determinan en función de las del acoplamiento flexible y del hueco practicado en la placa para taparlo por completo. Además se practican los orificios para atornillarla a la placa de unión. En la parte superior se realizan los orificios roscados para atornillar el soporte del reductor y uno grande en el centro para que pase el eje de salida del mismo.

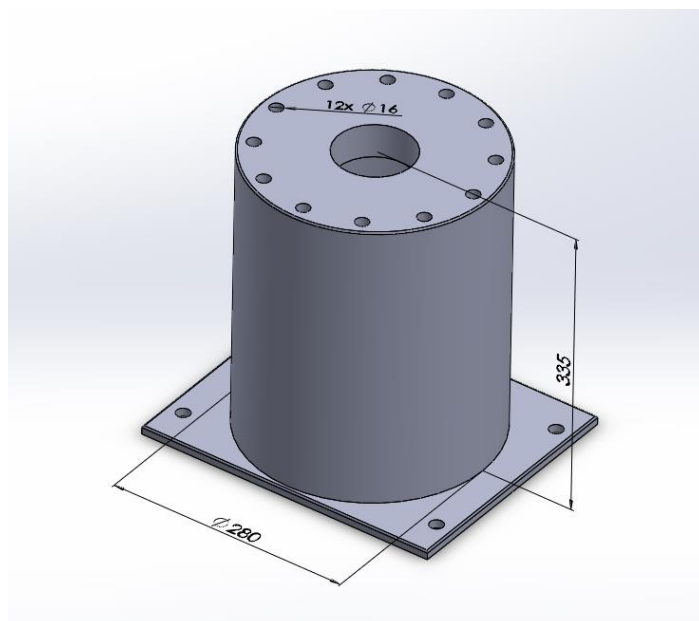


Imagen 20: Dimensiones de la camisa del acoplamiento flexible.  
Fuente propia

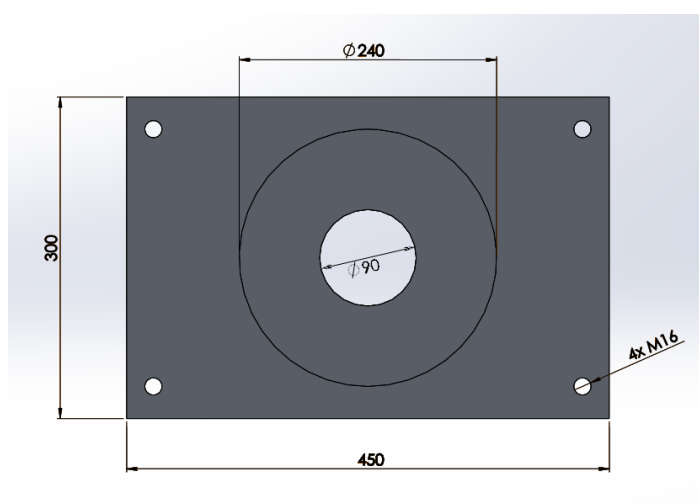


Imagen 21: Dimensiones de la base de la camisa.  
Fuente propia

### 6.3.6 Eje

Para dimensionar el eje, se ha realizado un estudio de las fuerzas tangencial y radial aplicadas sobre el eje y un estudio de fatiga como se define en el libro Diseño de maquinaria de Robert L. Norton.

El eje final será fabricado en Acero F1252 TR, su diámetro será de 60 mm y la longitud se determina en función del acoplamiento flexible escogido y de los dos rodamientos que llevará para apoyarlo. Las dimensiones finales son las que se muestran en la siguiente imagen:

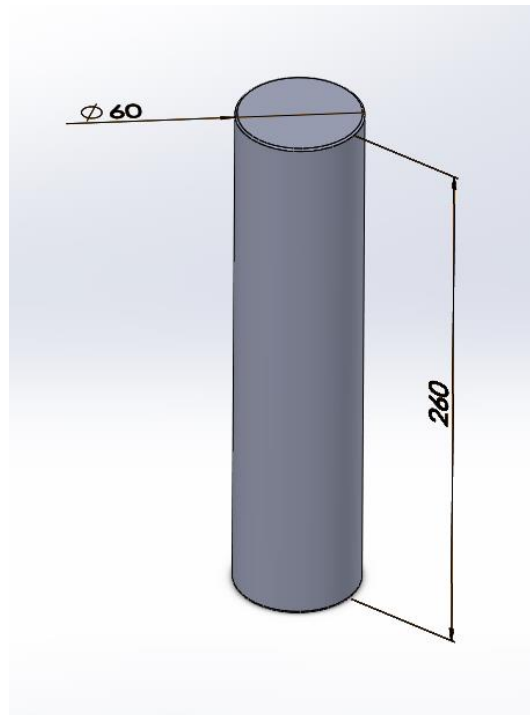


Imagen 22: Dimensiones del eje.  
Fuente propia

Los dos rodamientos que se colocan en el eje son rodamientos de bolas iguales, en concreto el modelo 51111 del catálogo ISB Eurobearings. Los cálculos para su selección se encuentran en el Anexo I.



Imagen 23: Rodamiento axial de bolas.  
Fuente: Catálogo ISB

El primer rodamiento va montado en una placa de acero S275JR elaborada para ese propósito que se monta sobre la placa de unión. A su vez, tiene la función de cubrir el orificio de la placa para poder atornillar sobre ella la camisa del acoplamiento flexible.

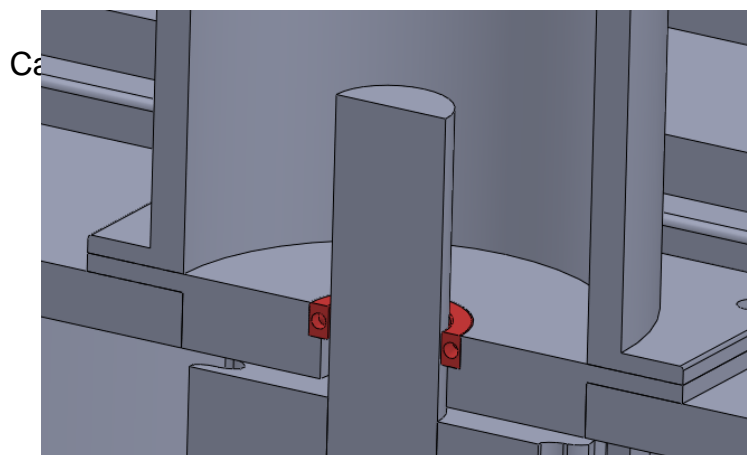


Imagen 24: Posición del rodamiento superior (Marcado en rojo).  
Fuente propia

El segundo rodamiento se sitúa en el extremo final del eje y se monta en otra placa de acero S275JR que se ha diseñado para ello. Ésta placa va soldada a la placa de unión para que gire solidaria a ésta.

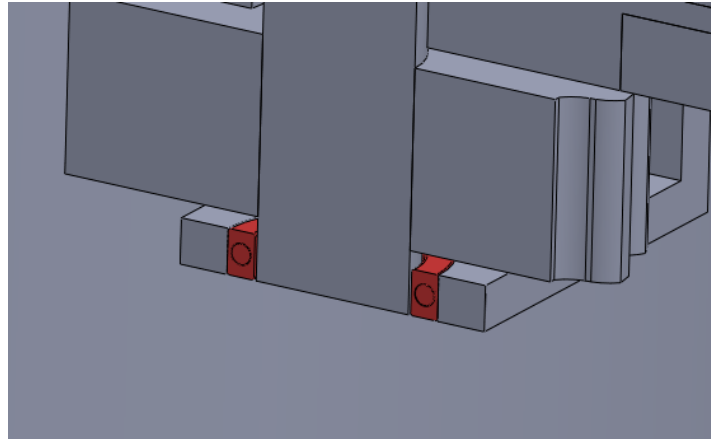


Imagen 25: Posición del rodamiento inferior (Marcado en rojo).  
Fuente propia

### 6.3.7 Piñón

El diseño del piñón se realiza en función del módulo del dentado que lleva y del número de dientes necesario para tener la relación de reducción que requerimos.

El cálculo se lleva a cabo como indica el libro Diseño de maquinaria de Robert L. Norton y se muestra en el Anexo I. El material escogido es Acero A1-A5 carburado y recubrimiento endurecido que cumple con la resistencia que necesita nuestro piñón.

Finalmente, tendrá 27 dientes y módulo 10 con un ángulo de presión de  $20^\circ$ . Por lo tanto, el diámetro primitivo es de 270 mm. Las dimensiones del piñón se muestran a continuación:

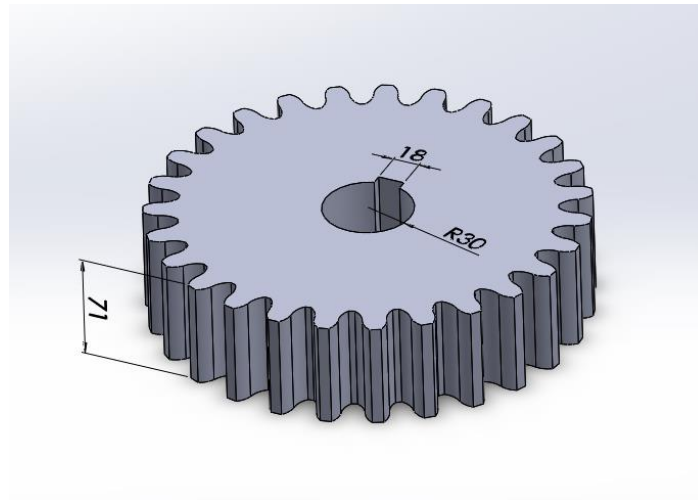


Imagen 26: Dimensiones del piñón.  
Fuente propia

### 6.3.8 Rodamiento de gran diámetro

Para que la pluma descrita anteriormente pueda realizar el movimiento de giro se ha decidido emplear un rodamiento de gran diámetro de una hilera de bolas con engranajes internos, que estará engranado con el piñón y proporcionará la velocidad de giro deseada para nuestra grúa.

Se ha escogido en función del montaje que queremos realizar, de forma que el rodamiento sobresale con respecto a la columna para poder colocar los tornillos tanto del aro interior como del exterior sin ningún problema.

El anillo exterior irá atornillado a la placa de unión superior desde abajo hacia arriba, colocando las tuercas en la parte superior. Esto se decide por la falta de espacio bajo la pluma para poder introducir los tornillos.



El anillo interior irá atornillado a la placa de soporte del rodamiento que se describirá más adelante.

Series 06  
Single-row four-point bearing

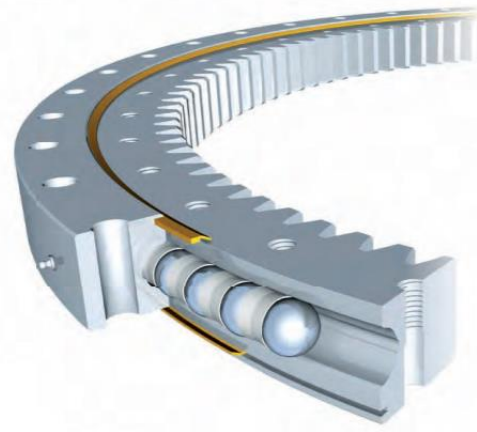


Imagen 27: Rodamiento axial de bolas de gran diámetro.  
Fuente: Catálogo Rothe Erde

El rodamiento escogido pertenece al catálogo de Rothe Erde y la selección del mismo se lleva a cabo siguiendo el procedimiento especificado por la marca.

El modelo de rodamiento escogido finalmente se corresponde con el código 062.25.1355.500.11.1503, cuyas especificaciones técnicas se muestran en el Anexo IV. Los cálculos para comprobar que resiste los esfuerzos que se aplican sobre él, de la vida útil y de los tornillos a emplear para su anclaje se muestran en el Anexo I.

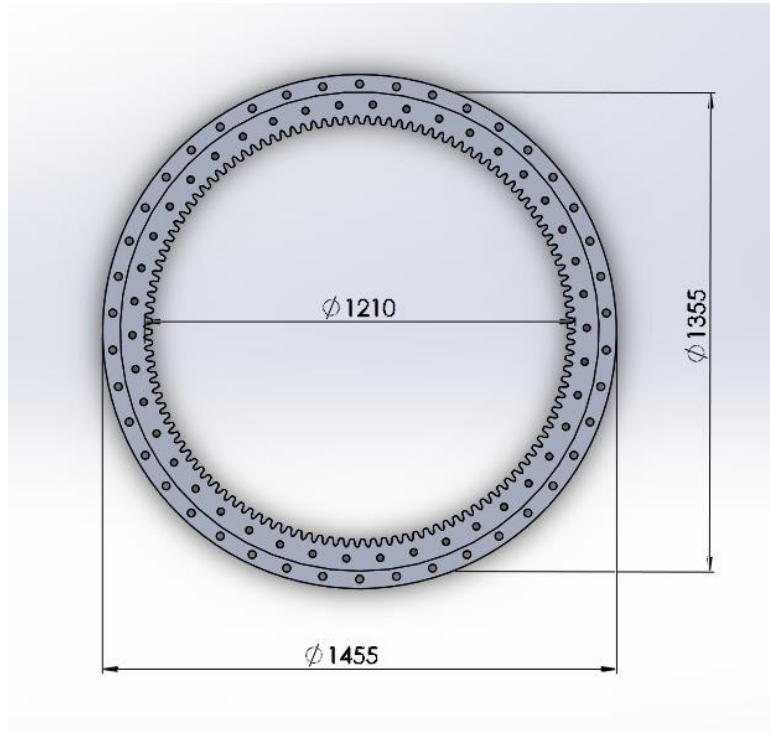


Imagen 28: Diámetros del rodamiento.  
Fuente propia

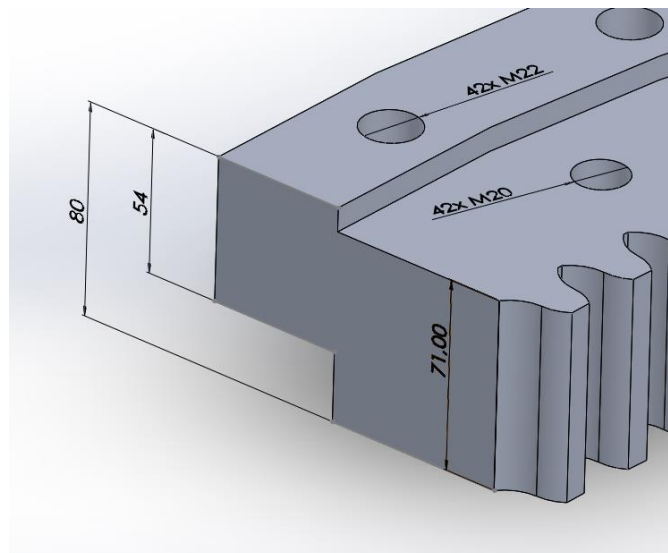


Imagen 29: Dimensiones del rodamiento.  
Fuente propia

### 6.3.9 Placa de apoyo del rodamiento

Este elemento es el encargado de unir el rodamiento a la columna y por ello sus dimensiones dependen del rodamiento escogido y del diámetro de la columna. Está fabricado en acero S275JR como el resto de la estructura.

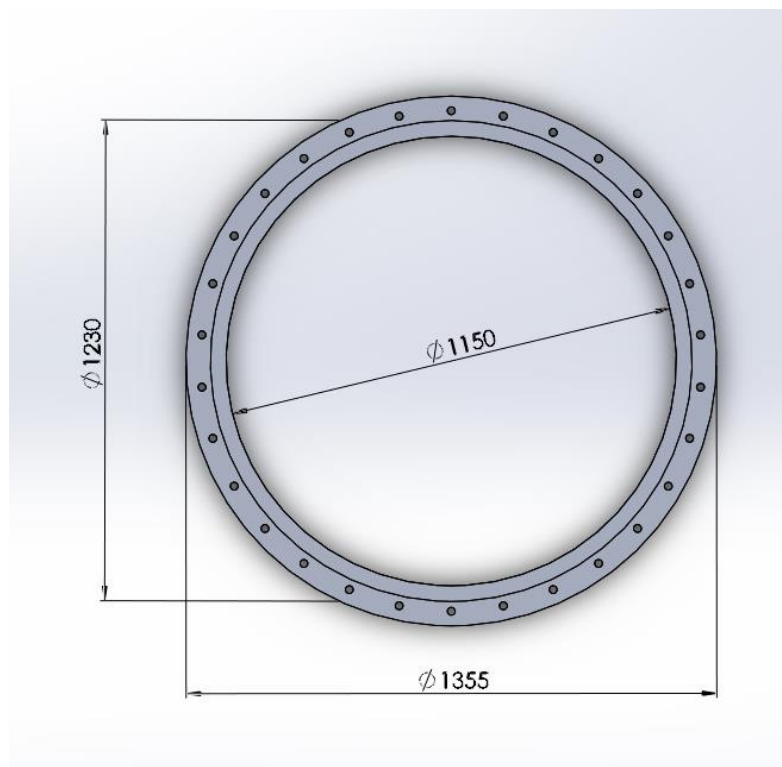


Imagen 30: Diámetros de la placa de apoyo del rodamiento.  
Fuente propia

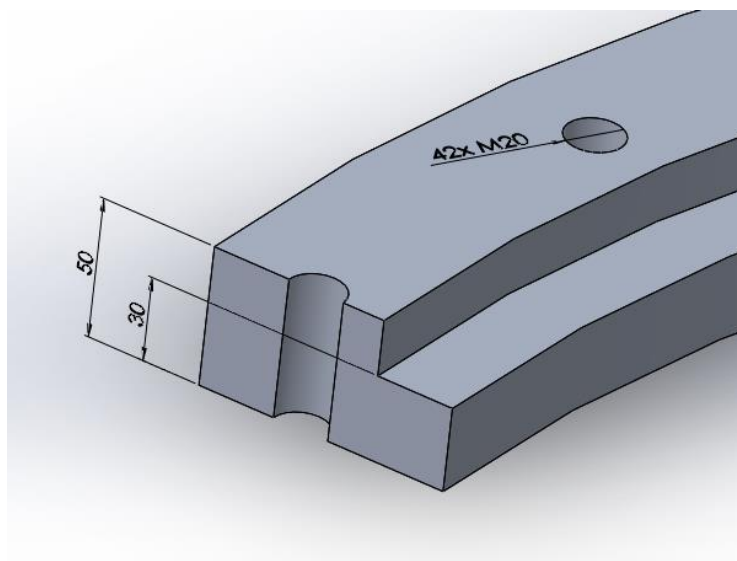


Imagen 31: Dimensiones de la placa de apoyo del rodamiento.  
Fuente propia

Se trata de una placa hueca que tiene practicados los orificios para que coincidan perfectamente con los que presenta el aro interno del rodamiento. A su vez, ésta irá unida a la columna mediante cordones de soldadura de 15 mm de espesor de garganta por su parte interior como se muestra en la figura:

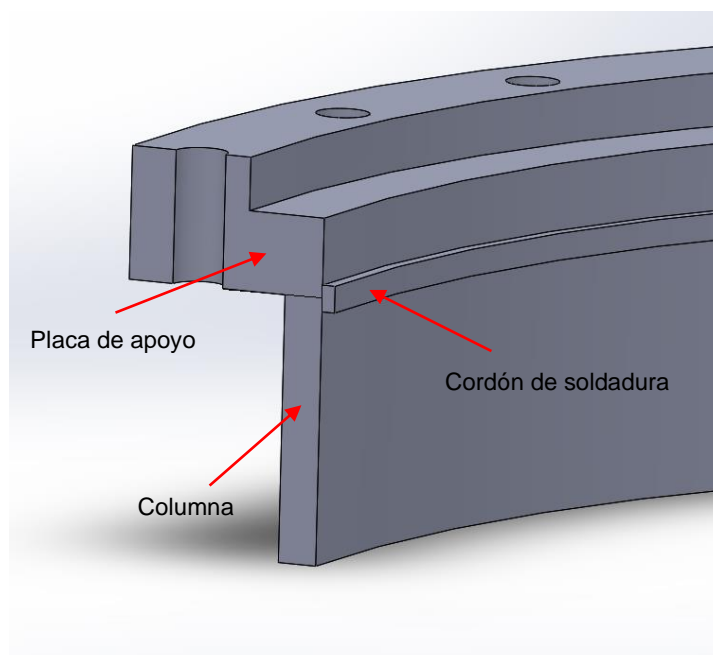


Imagen 32: Soldadura de la placa de apoyo del rodamiento.  
Fuente propia

### 6.3.10 Columna

La columna es la parte de la grúa que soporta todos los componentes que la forman, en la parte superior lleva soldada la placa soporte del rodamiento que sirve para sujetar todos los elementos que se encuentran encima. Se ha llevado a cabo la comprobación de los esfuerzos según se expone en el apartado 6.2.4.

Para facilitar el atornillado de las placas se ha escogido un diámetro de columna inferior al diámetro del aro interno del rodamiento, de esta forma se podrá atornillar la placa de unión desde abajo hacia arriba y la pluma no molestará al estar soldada sobre algunos orificios.

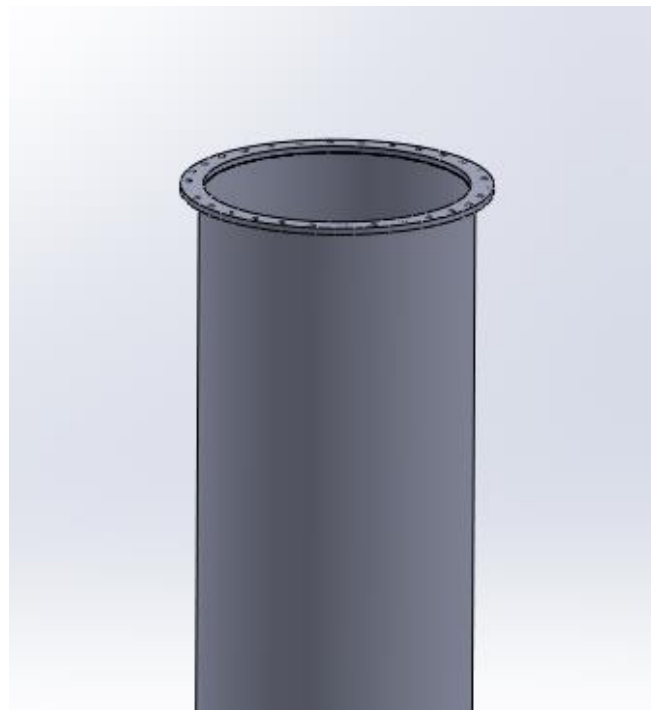


Imagen 33: Unión de la columna con la placa de apoyo del rodamiento.  
Fuente propia

El pilar tiene una longitud de 9 metros para cumplir el requisito inicial de tener una longitud máxima desde el gancho hasta el suelo de 10 metros. El perfil es circular y hueco de 1175mm de diámetro y 25 mm de espesor.

Se ha escogido este tipo de pilar ya que tenemos una resistencia a los esfuerzos adecuada y además se consigue un menor peso y coste del material que con uno macizo.

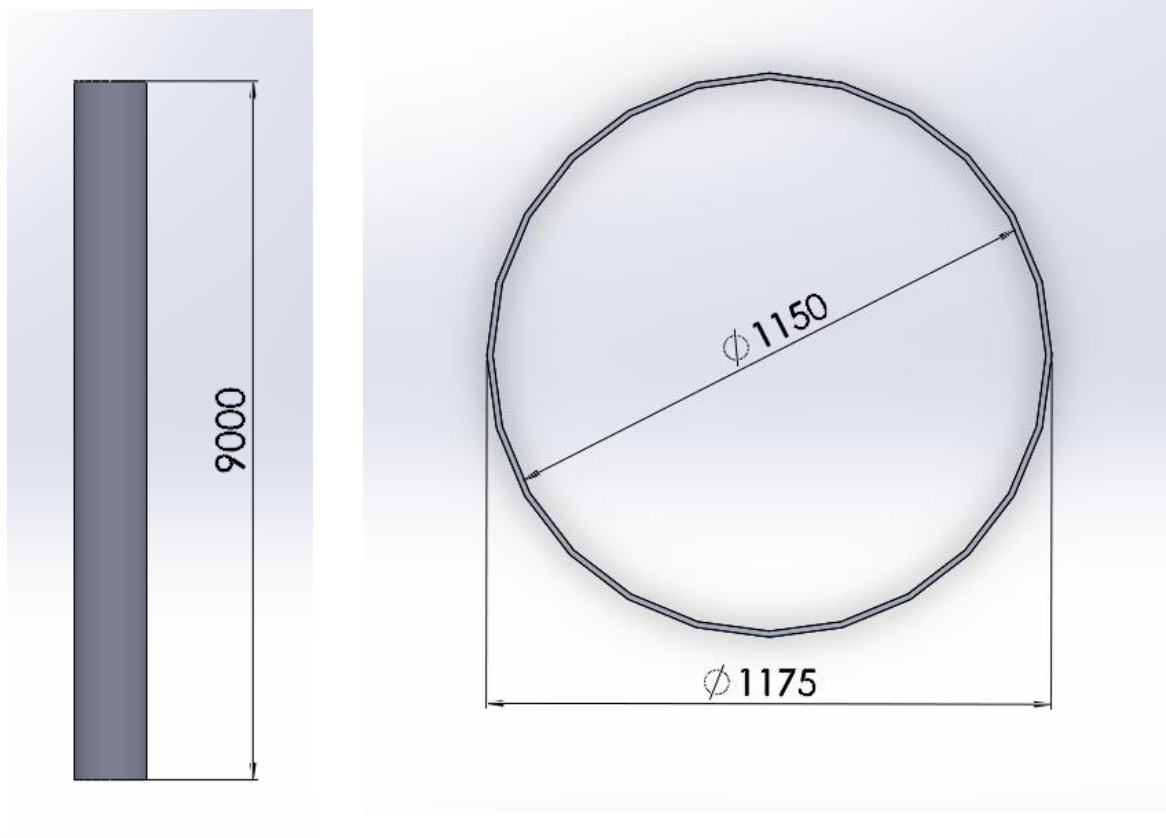


Imagen 34: Dimensiones de la columna.  
Fuente propia

Una vez tenemos las dimensiones de la columna, realizamos la comprobación estructural en la base de ésta ya que es el punto que sufre mayores esfuerzos. El acero empleado es el mismo que en el resto de la grúa, es decir, acero S275JR.

	Caso I	Caso II	Caso III	
			Viento máx.	Ensayos
$\sigma_{adm}$ (Mpa)	275			
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	94,22	104,210	19,18	162,89
¿Válido?	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 2: Comprobación de tensiones en la columna.  
Fuente propia.

Como vemos, las tensiones aplicadas en la columna no superan el límite elástico del material en ningún caso por lo que podemos decir que el dimensionamiento es válido.

Podemos ver que tenemos un amplio margen entre la tensión resultante y la admisible por el material, por lo que podríamos pensar en reducir las dimensiones de la columna. El caso es que la selección de estos diámetros viene definida por el tamaño del rodamiento escogido. Si reducimos la sección de la columna se generarían unas tensiones muy grandes en el cambio de sección con la placa de apoyo del rodamiento. Además necesitamos un espesor de columna considerable para soldar la placa.

A su vez, se determina si la columna resiste al pandeo mediante las fórmulas de Euler, determinando la carga crítica para nuestro pilar y comparándola con la carga máxima que tenemos. Finalmente se comprueba que en ningún caso nuestra columna padea y tenemos un coeficiente de seguridad  $CS = 358,80$ .

Para el anclaje al suelo se ha diseñado una placa que se soldará a la columna por su parte externa y se fijará al suelo mediante varillas de anclaje de acero inoxidable de diámetro igual a 33 mm. El dimensionamiento de éstos se muestra en el Anexo I y las principales dimensiones son las siguientes:

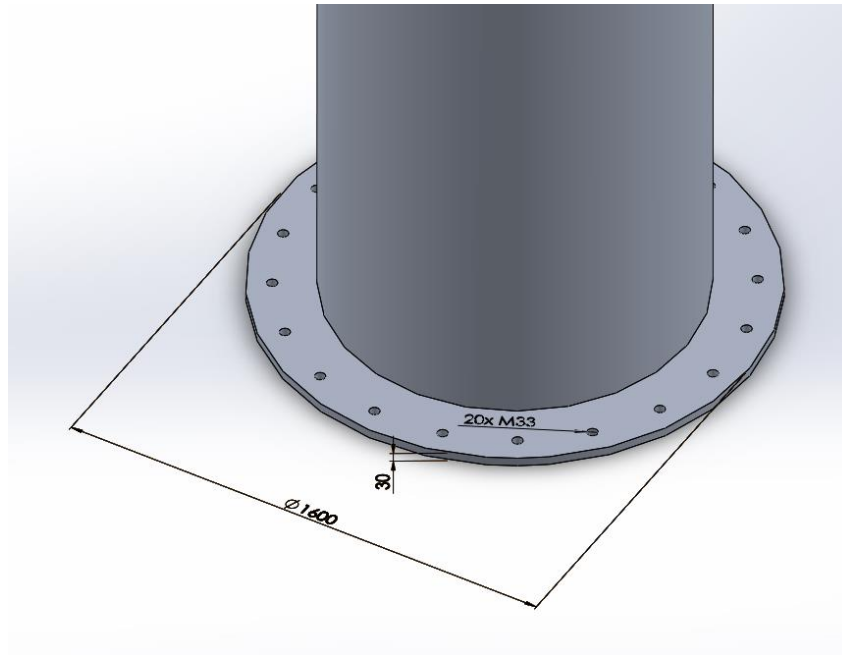


Imagen 35: Dimensiones de la placa de anclaje de la columna.  
Fuente propia

Como medida de seguridad, se ha decidido añadir cartelas en la columna y la placa de anclaje para asegurar la estructura. Se tiene un total de 10 cartelas de acero S275JR que irán soldadas y cuyas dimensiones se muestran en la siguiente imagen:

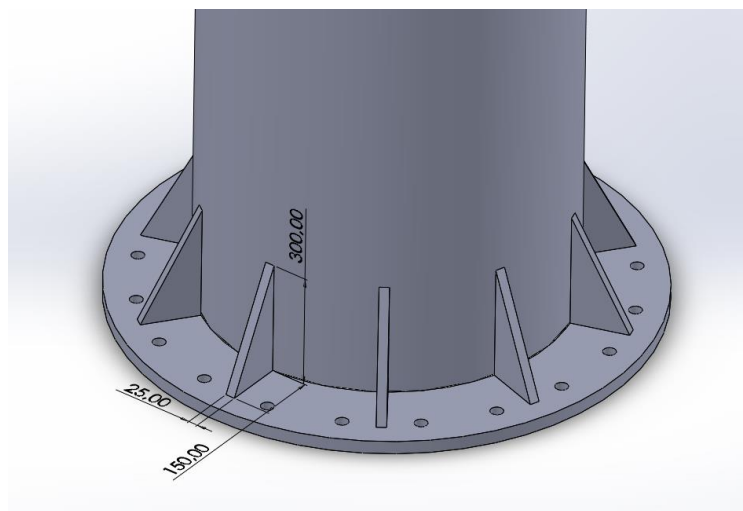


Imagen 36: Dimensiones de las cartelas de la placa de anclaje.  
Fuente propia



## 7. Diseño final

Tras el desarrollo de la selección y las dimensiones de los componentes de la grúa, en este apartado se muestran las vistas principales del modelo diseñado.



Imagen 37: Vista de planta de la grúa.  
Fuente propia



Imagen 38: Vista de alzado de la grúa.  
Fuente propia



Imagen 39: Perspectiva de la grúa  
Fuente propia



Imagen 40: Perspectiva de la grúa  
Fuente propia

## 8. Montaje de la grúa

Se describirá el proceso de montaje de los principales elementos diseñados para la grúa. La descripción de este procedimiento solo se realizará para las piezas diseñadas específicamente para este proyecto y no para los componentes escogidos de catálogos ya que en estos casos es la propia empresa la que se encarga por completo del montaje.

### 8.1 Montaje de la estructura

La estructura de la grúa se compone de 5 elementos principales que son: la pluma, la columna, la placa de anclaje, la placa de unión y la placa soporte del rodamiento. A continuación se describirá el procedimiento de montaje a seguir:

El primer paso consiste en situar la placa de anclaje en el lugar donde se va a montar la grúa. Esta placa tiene practicados los orificios para introducir los pernos de anclaje de acero inoxidable que se fundirán con la zapata que se haya considerado apta para este uso. De esta forma, la placa quedará totalmente fija al suelo.

El siguiente paso será la unión de la placa de apoyo del rodamiento y la columna, esto se realiza antes de colocar la columna para facilitar el trabajo. Se lleva a cabo una soldadura en todo el perímetro interior como se indica en el apartado 6.3.9 de 15 mm de espesor de garganta, lo que garantiza que la unión sea adecuada para los esfuerzos aplicados sobre ella.

Lo siguiente será colocar la columna en sobre la placa de anclaje, al tratarse de un perfil cerrado y redondo, se llevará a cabo una soldadura en todo el contorno de 17mm de espesor de garganta. Para aumentar la resistencia de este elemento se van a utilizar las cartelas descritas en el apartado 6.3.10, en total son 10 cartelas que irán soldadas a lo largo de todo el contorno a la placa de unión y a la columna con cordones de soldadura de 10 mm de espesor de garganta.

Ahora se realizará la conexión entre la pluma y la placa de unión, para ello se realizará la soldadura como se describe en el apartado 6.3.3. El resalte diseñado para realizar la soldadura facilita el posicionamiento de la pluma y nos permite colocar las tuercas. Los cordones de soldadura serán de 17 mm de espesor de garganta y serán seis tramos repartidos de forma equidistante de 200 mm de largo.

Para evitar sobreesfuerzos que puedan causar problemas sobre la pluma, se han diseñado las cartelas expuestas en la imagen 15. La primera de ellas es una cartela grande que cubrirá la parte trasera de la pluma e irá soldada en todo el contorno del perfil y en su parte inferior a la placa de unión. Las segundas, son dos cartelas de idénticas dimensiones situadas una a cada lado de la pluma que irán soldadas a la placa de unión y al perfil en la zona de contacto con éste. Los cordones de soldadura para las cartelas de la pluma serán de 10 mm de espesor de garganta.

El siguiente paso es colocar el rodamiento de gran diámetro sobre la placa de apoyo del rodamiento soldada a la columna, para ello ya se han realizado los orificios necesarios en la placa para que coincidan perfectamente. Se emplean tornillos de alta resistencia de calidad 10.9 y diámetro 20 mm que se han seleccionado en el Anexo I para realizar la unión. Además se utilizan arandelas y tuercas de las mismas características para conseguir una buena fijación.

Por último, se debe unir la placa de unión al rodamiento de gran diámetro. Para ello hay que tener cuidado al levantar el conjunto soldado para que se mantenga alineado. La placa de unión tiene practicados los orificios exactamente en la misma posición que el rodamiento para poder llevar a cabo la unión. Los tornillos serán de la misma calidad que los anteriores es decir 10.9 pero serán de mayor tamaño, M22. Estos tornillos se introducirán de abajo hacia arriba junto con su correspondiente arandela y se fijarán con tuercas por su parte superior. De esta forma, la pluma no nos molestará a la hora de atornillar en los orificios situados debajo de ella.



El procedimiento para el montaje se desarrolla a continuación:

1. Se atornilla el motor al soporte de entrada del reductor con la tornillería indicada en el catálogo de la marca.
2. Se introduce la camisa del acoplamiento en el eje de salida del reductor y se instala el acoplamiento flexible para unir los dos ejes. Debe asegurarse un perfecto alineamiento entre ambos para una correcta transmisión.
3. El siguiente paso es introducir la placa de apoyo con el rodamiento superior ya montado en ella, en el eje. Esta placa debe quedar pegada a la base de la camisa ya que luego se atornillarán juntas.
4. Se instala el piñón, mediante chavetas, en la posición adecuada para engranar con el rodamiento de gran diámetro.
5. Se introduce todo el conjunto en el hueco de la placa de unión, alineando el eje e introduciéndolo en el rodamiento inferior que ya estará montado en la placa soporte inferior.
6. Se atornilla la camisa y la placa de apoyo del rodamiento superior a la placa de unión que tiene la rosca mecanizada en los orificios para este fin.

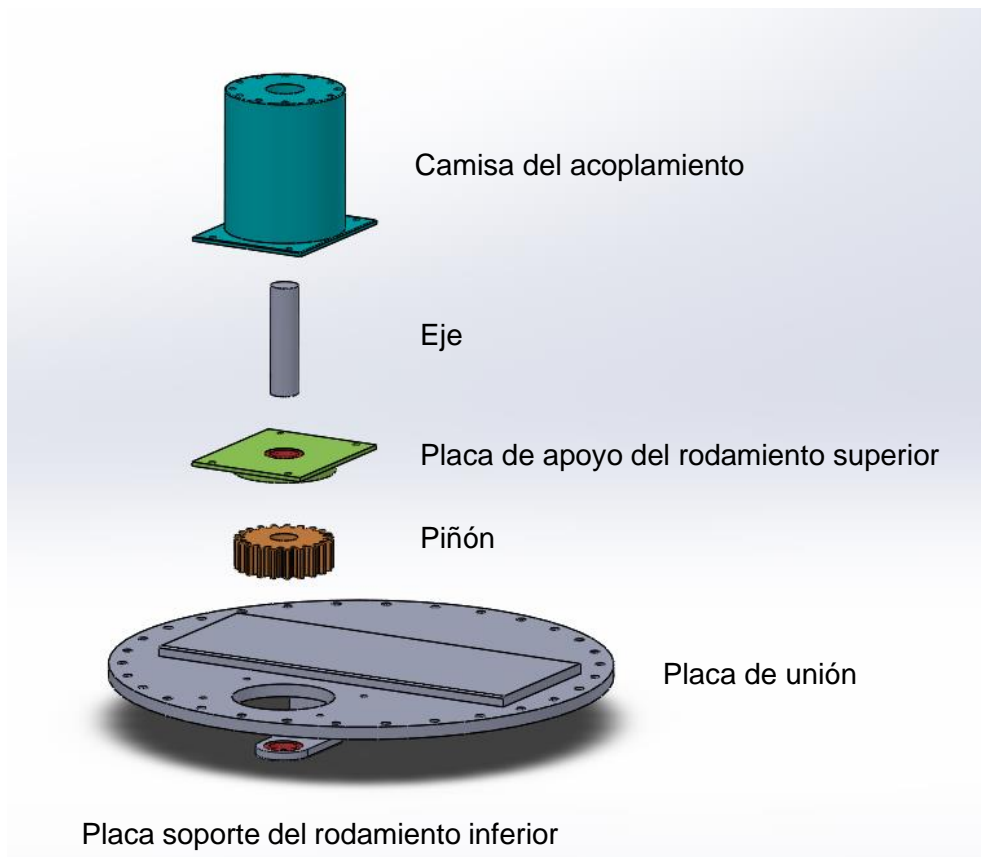


Imagen 42: Vista explosionada de los componentes diseñados.  
Fuente propia

## 9. Mantenimiento y seguridad

En este apartado se va a describir el mantenimiento principal que se debe realizar de los componentes de la grúa que se han descrito en este proyecto y las medidas de seguridad a tener en cuenta. Este apartado es un resumen de básico de los aspectos más importantes, ya que el mantenimiento y la seguridad se describen de forma más extensa en el Anexo II.

Para realizar el montaje, sustitución o mantenimiento de cualquiera de los elementos de la grúa se debe contactar con la empresa en cuestión, ya que debe ser un operario especializado el que lleve a cabo cualquier operación de este tipo. No olvidemos que se trata de maquinaria industrial y por lo tanto existen peligros a tener muy en cuenta.

La información aquí expuesta se ha obtenido de los catálogos y manuales de mantenimiento de los elementos por lo que para obtener más información se debe acudir a ellos.

### 9.1 Estructura de acero

La estructura seleccionada para la grúa será fabricada de acero S275 JR que es un acero ampliamente utilizado en construcción de estructuras metálicas. Nuestra grúa se ha diseñado para su funcionamiento en un puerto deportivo, por lo que va a estar expuesta a un ambiente marino que puede ser altamente corrosivo. Por ello, vamos a aplicar un tratamiento superficial a la estructura para protegerla.

Se ha escogido un tratamiento de la marca Titan industrial llamado Esmalte Poliuretano 843. Este producto posee un excelente comportamiento a la intemperie proporcionando durabilidad, resistencia al amarillamiento y a la pérdida de brillo. Además, tiene buena adherencia sobre metales.



Para utilizarlo sobre acero, como es el caso, se recomienda emplear junto con una capa de imprimación Epoxi Antioxidante 831 para la correcta aplicación y rendimiento del producto.



ESMALTE POLIURETANO-ACRÍLICO TITAN 843 BLANCO 4L

IMPRIMACIÓN EPOXI ANTICORROSIVA TITAN 831

Imagen 43: Productos utilizados para proteger la superficie.  
Fuente: Titanlux

Cada año se debe realizar una inspección visual de la estructura para comprobar el estado de la superficie, en caso de encontrar corrosión u oxidación se debe realizar de nuevo la aplicación del antioxidante y del esmalte de poliuretano protector.

## 9.2 Rodamiento de gran diámetro

El rodamiento escogido perteneciente a la empresa thyssenkrupp Rothe Erde viene de serie con los contornos exteriores de los cojinetes (excepto para los agujeros) protegidos contra la corrosión. Además, El engranaje no se engrasa y tiene protección contra la corrosión como los contornos externos.

El cojinete se entrega lleno de la grasa que se requiera para su utilización y se recomienda la instalación de un sistema automático de lubricación central. Una

lubricación efectiva es esencial para el sistema de rodadura y el engranaje. Esta es la única manera de lograr una vida útil satisfactoria.

En cuanto a las uniones, la conexión atornillada debe ser capaz de mantener una tensión de precarga correcta durante toda la vida del cojinete.

Hay que asegurarse de que no se alcancen los límites de desgaste del cojinete. Se recomienda repetir esta medición cada cierto tiempo. Además, se puede tomar una muestra de la grasa usada para el análisis. El desgaste que afecta al sistema de rodadura se puede determinar mediante la medición de la holgura de inclinación o mediante la adopción de medidas de reducción.

Es importante recordar que todos los procedimientos descritos deben ser llevados a cabo por personal cualificado y preparado para realizar estas labores. Se debe utilizar guantes y protección para evitar la irritación de la piel a causa de los productos que tiene el rodamiento, los lubricantes utilizados o la grasa que incluye.

Si se detecta un desgaste superior al permisible por la marca se debe detener de inmediato su funcionamiento ya que hay riesgo de accidente.

Además, los productos utilizados pueden conllevar riesgos ambientales, por lo que hay que seguir las normativas de eliminación de residuos según la ley vigente.

### **9.3 Reductor**

La alta calidad de fabricación nos proporciona un producto especialmente silencioso y sin vibraciones en todas las condiciones potenciales de funcionamiento.

Los materiales y los tratamientos térmicos están optimizados para alcanzar las mejores prestaciones y una larga duración. Las carcasas son de fundición de alta resistencia, y todos los componentes tienen propiedades que les proporcionan una elevada resistencia a las exigencias y al desgaste.

Los reductores van pintados con pintura de fondo antioxidante al agua, que es idónea para resistir ambientes externos.

Todos los reductores de la serie NRG prevén una lubricación en baño de aceite. Para nuestro caso, con un montaje vertical, se debe llenar completamente el reductor de aceite y por ello se recomienda utilizar el vaso de expansión.

Comprobar periódicamente la limpieza de las superficies externas y de los pasos de aire para la ventilación es importante. Además, cada cierto tiempo será necesario asegurarse de que no se registren pérdidas de lubricante a través de los distintos elementos.

Es importante asegurarse de que la temperatura operativa a la que el reductor se estabiliza a régimen sea más o menos constante.

Los trabajos de instalación, conexión, puesta en marcha, mantenimiento o reparación en las cajas de engranajes deben ser realizados solo por técnicos cualificados.

Antes de ponerlo en funcionamiento, el reductor debe estar equipado con algunas piezas, esenciales para fines de seguridad. Después de la instalación, el usuario debe equipar el reductor con protectores adecuados para proteger las piezas de conexión giratorias de ejes de entrada y salida. Para más información se debe consultar el manual de mantenimiento del producto.

## **9.4 Motor**

El grado de protección de la caja de conexiones, componentes eléctricos del freno y otras partes del motor es de IP 55, lo que lo protege contra depósitos de polvo y agua a presión en cualquier dirección. Los componentes mecánicos del freno tienen un grado IP 23 que protege de la lluvia, además las partes mecánicas del freno están protegidas con un anillo de goma y V-ring.

Los motores montados verticalmente con el eje hacia abajo para su funcionamiento al aire libre, como es nuestro caso, deben estar provistos de una carcasa protectora para evitar la entrada de agua y la formación de hielo en el freno.

Los cojinetes del motor incorporan dos placas de sellado antifricción de tipo Z. La cantidad de grasa que incorpora es suficiente para toda la vida útil del cojinete.

Los forros de freno son capaces de soportar altas temperaturas, tienen una gran resistencia al desgaste y proporcionan una larga vida útil. Debido al muy bajo desgaste del disco de freno, los frenos del motor de ABB por lo general requieren sólo una tercera parte del mantenimiento.

El montaje del motor y sobre todo del sistema de frenado debe ser realizado por personal cualificado para ello en todos los casos.

## **9.5 Acoplamiento flexible**

Cada 4.000 horas o cada año se debe controlar el nivel de grasa marcado en el elemento y rellenarlo hasta el máximo en caso de que falte. Se debe proceder como se menciona en el manual de mantenimiento del producto.

Durante el montaje, se debe aplicar grasa en varias etapas para el correcto funcionamiento del acoplamiento.

Hay que realizar una inspección regular (audiovisual) para detectar la existencia de fugas, ruido, vibración y pérdidas de piezas.

Cada 4.000 horas o cada año se debe comprobar que los manguitos se mueven axialmente de forma libre y cada 8.000 horas o dos años se deben extraer los tornillos, las tuercas y la empaquetadura para sustituirlos, limpiar y controlar los engranajes y el sellado y controlar el alineamiento.

Antes de extraer la protección del acoplamiento y proceder con cualquier actividad hay que comprobar que todo el sistema está completamente desconectado. El montaje, desmontaje y mantenimiento debe ser realizado por instaladores competentes, formados y cualificados.

## 9.6 Polipasto y carro de traslación

La conexión de los componentes se realiza con tornillos de alta resistencia dotados de tuercas autofrenantes. El motor está dotado de protección IP55 contra el agua y el polvo, el freno motor por su parte tiene protección clase IP23, el fin de carrera tiene una protección mínima de IP65 y los cables tienen aislamiento para una tensión máxima de 500V.

Con el tiempo, el poder lubricante disminuye por efecto del uso, por lo cual se debe proceder a la recuperación o renovación de los lubricantes. La lubricación del parante es muy simple y se puede realizar siguiendo las instrucciones del manual de mantenimiento del producto. Los reductores del parante y del carro están lubricados eternamente y no requieren de su sustitución.

Se debe llevar a cabo el mantenimiento en tres etapas:

- Intervenciones diarias y periódicas: Comprende las operaciones que pueden ser realizadas por el operador encargado del uso de la grúa y que no requieren del uso de instrumentos especiales.
- Intervenciones mensuales: Son realizadas por personal calificado y constan la inspección visual de cada mecanismo y de pérdidas eventuales de lubricante.
- Intervenciones trimestrales: Son realizadas por personal calificado e incluyen la verificación de la eficiencia y uso de los elementos, control visual interno y control de los desgastes en el motor y freno.

Para poder realizar el mantenimiento de los montacargas eléctricos de cable serie DRH

y sus respectivos carros de traslación, el personal debe conocer las leyes relativas a la prevención de accidentes y tener formación completa como técnico industrial con especialización y experiencia.

## 10. Presupuesto

En este apartado se elaborará un resumen del presupuesto de la grúa diseñada. Se mostrará el precio total de cada capítulo tenido en cuenta. Al final se mostrará la aplicación de los gastos generales, el beneficio industrial y los impuestos pertinentes

El desarrollo del presupuesto de forma más detallada y precisa se puede encontrar en el Anexo III: Presupuesto.

	Precio total (€)
Capítulo 1: Estructura Acero S275 JR	9365,20
Capítulo 2: Elementos diseñados	398,97
Capítulo 3: Componentes industriales	8907,65
Capítulo 4: Tornillería	1565,97
Capítulo 5: Acabado	330,70
Capítulo 6: Mano de obra	2165,00
Capítulo 7: Montaje	1960,00
Capítulo 8: Grúa	600,00
Presupuesto parcial	25.293,49 €
Gastos generales: 13%	3.286,85 €
Beneficio industrial: 6%	1.517,01 €
Presupuesto Total parcial	30.087,35 €
IGIC: 7%	2.106,11 €
Presupuesto Total final	32.193,46 €

## 11. Conclusiones

With the design of the crane finished and the process of its selection described in the previous sections of the memory, it can be concluded that the initial requirements for the elaboration of the project have been accomplished, in both the distances and velocities as well as the maximum load.

A crane has been designed with the necessary simplicity not only for its assembly, but also for its maintenance and spare part components.

The selected elements are adjusted to the components of similar cranes that can be found in the current market. For this reason, it can be concluded that the solution obtained satisfactorily meets the proposed requirements.

The assembly procedure of the designed elements is described simply, both in the structure and transmission system. The selected catalogue parts or brands are not explained, as this must be carried out by a company operative.

Furthermore, the maintenance and principal security measurements for the components of the crane are shown, as well as the treatment used to protect the structure of corrosion and marine environment.

Finally, a budget for the project has been made, taking into account the cost of the components, structure and labour.



**Universidad**  
de La Laguna

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**ANEXO I:**

**Cálculos y dimensionamiento**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019



## Índice del Anexo I

<b>1. Introducción .....</b>	<b>1</b>
<b>2. Clasificación de la grúa .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Solicitaciones.....</b>	<b>3</b>
3.1 Solicitaciones principales.....	3
3.1.1 Solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos, $S_G$ .....	4
3.1.2 Solicitaciones debidas a la carga de servicio, $S_L$ .....	4
3.2 Solicitaciones debidas a los movimientos verticales .....	5
3.3 Solicitaciones debidas a los movimientos horizontales.....	6
3.4 Solicitaciones debidas a los efectos climáticos.....	6
3.4.1 Viento sobre la pluma .....	8
3.4.2 Viento sobre la columna.....	10
3.4.3 Viento sobre la carga .....	11
3.4.4 Resumen de resultados de la acción del viento. ....	12
<b>4. Dimensionamiento de la estructura .....</b>	<b>12</b>
4.1 Dimensionamiento de la pluma.....	18
4.1.1 Cargas sobre la pluma .....	18
4.1.2 Cálculos de la pluma .....	20
4.1.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales. ....	22

4.1.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales. ....	22
4.1.5 Esfuerzos debidos al viento. ....	23
4.1.6 Comprobación de esfuerzos final.....	24
<b>4.2 Dimensionamiento de la columna.....</b>	<b>29</b>
4.2.1 Cargas sobre la columna .....	30
4.2.2 Cálculos de la columna .....	32
4.2.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales. ....	33
4.2.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales. ....	33
4.2.5 Esfuerzos debidos al viento. ....	34
4.2.6 Comprobación de esfuerzos final.....	35
4.2.7 Estudio de pandeo .....	42
4.2.8 Dimensionado del anclaje al suelo.....	44
<b>5. Dimensionamiento de la placa de unión .....</b>	<b>52</b>
5.1 Diseño de la placa de unión.....	52
5.2 Cargas presentes .....	53
<b>6. Selección del rodamiento.....</b>	<b>65</b>
6.1 Diseño escogido. ....	66
6.2 Método de cálculo. ....	68
6.3 Selección del rodamiento final. ....	72
6.4 Cálculo de los tornillos.....	75
6.4.1 Determinación de los tornillos M20.....	77

6.4.2 Determinación de los tornillos M22 .....	78
<b>7. Selección del motor - reductor .....</b>	<b>79</b>
7.1 Determinación de los requisitos necesarios .....	79
7.2 Cálculo de los requisitos necesarios .....	83
7.3 Selección del reductor .....	86
7.3.1 Dimensiones del reductor .....	92
7.4 Selección del motor .....	93
7.4.1 Dimensiones del motor .....	95
7.5 Unión del motor – reductor .....	95
<b>8. Selección del acoplamiento flexible .....</b>	<b>97</b>
<b>9. Diseño del eje .....</b>	<b>101</b>
9.1 Método de cálculo del par transmitido por el eje. ....	101
9.2 Estudio de la resistencia a fatiga .....	109
9.2.1 Coeficiente de carga .....	111
9.2.2 Coeficiente de tamaño .....	111
9.2.3 Coeficiente superficial .....	112
9.2.4 Coeficiente de temperatura .....	113
9.3 Cálculo del diámetro mínimo .....	115
9.4 Selección de los rodamientos del eje .....	117
<b>10. Diseño del piñón .....</b>	<b>121</b>
10.1 Características del piñón .....	121

10.2.1 Factor geométrico $J$ .....	123
10.2.2 Factor dinámico $K_v$ .....	124
10.2.3 Factor de distribución de carga $K_m$ .....	125
10.2.4 Factor de distribución de carga $K_a$ .....	126
10.2.5 Factor de tamaño $K_s$ .....	127
10.2.6 Factor de espesor de aro $K_B$ .....	127
10.3.1 Factor geométrico superficial $I$ .....	128
10.3.2 Coeficiente elástico $C_p$ .....	129
10.3.3 Factor de acabado superficial $C_F$ .....	130
<b>11. Selección del polipasto .....</b>	<b>133</b>
11.1 Clasificación del equipo .....	135
11.2 Selección del polipasto .....	135
11.3 Dimensiones del equipo seleccionado .....	139

## 1. Introducción

En la memoria de este proyecto se han descrito todos los componentes que van a formar parte del diseño de la grúa, ahora se van a describir detalladamente los procedimientos utilizados para el cálculo, dimensionamiento y selección de estos componentes, así como las especificaciones técnicas principales que presentan.

Lo primero que se hará será realizar una clasificación de la grúa siguiendo la normativa de mecanismos de elevación que se describirá y una exposición de las solicitaciones que se han tenido en cuenta para el desarrollo de los cálculos.

La determinación de cada uno de los componentes está descrita en su apartado correspondiente y el esquema utilizado es similar en todos ellos.

Primero, se describe el procedimiento de cálculo seguido para su selección o dimensionamiento que estará basado siempre en la normativa indicada o en la literatura descrita. Posteriormente, se procede a la exposición de los cálculos y resultados obtenidos principalmente mediante el uso de tablas. Por último, se realiza la selección del elemento mediante el catálogo de la marca correspondiente o mostrando las dimensiones finales del elemento estructural diseñado.

Se finalizará cada apartado con una pequeña conclusión demostrando que el elemento escogido cumple con los requisitos de nuestro sistema y es válido.

## 2. Clasificación de la grúa

Para realizar el estudio de nuestra grúa correctamente, tenemos que determinar a qué clase pertenece con el fin de emplear los coeficientes correctos. Para esta clasificación, empleamos la norma UNE 58112–4 1991 que nos facilita una tabla para la selección. Se considera que la utilización del aparato será moderada debido a las características de la grúa.

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 <sup>1)</sup>	A6	M6	M6	M6	M6	M5
5 c)	Grúa de almacén de cuchara o electroimán	Utilización intensiva <sup>1)</sup>	A8	M8	M7	M7	M7	M6
6 a)	Grúa portuaria con gancho	Utilización moderada <sup>1)</sup>	A6	M5	M4	–	M5	M3
6 b)	Grúa portuaria con gancho	Utilización intensiva <sup>1)</sup>	A7	M7	M5	–	M6	M4
6 c)	Grúa portuaria de cuchara o electroportante	Utilización moderada <sup>1)</sup>	A7	M7	M6	–	M6	M4
6 d)	Grúa portuaria de cuchara o electroportante	Utilización intensiva <sup>1)</sup>	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.  
Fuente: Norma UNE 58112–4 1991

Con la determinación del grupo al que pertenece el conjunto, se puede determinar el coeficiente de mayoración que se debe emplear en los cálculos de las solicitaciones. En la norma UNE 58132–2 2005 encontramos la siguiente tabla que nos permite conocer nuestro coeficiente de mayoración:  $\gamma_c = 1,14$ .

Valor del coeficiente de mayoración  $\gamma_c$ 

Grupo del aparato	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>	A <sub>8</sub>
$\gamma_c$	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

Tabla 2: Coeficiente de mayoración ( $\gamma_c$ ).  
Fuente: Norma UNE 58132-2 2005

### 3. Solicitaciones

El dimensionado de la estructura y los mecanismos de la grúa se realiza siguiendo la norma UNE 58132-5 2005 que nos proporciona las reglas para la definición y la combinación de solicitaciones que han de tenerse en cuenta para el cálculo.

La norma indica que deben considerarse las siguientes solicitaciones:

- a) Las solicitaciones principales actuando sobre la estructura del aparato supuesto inmóvil, en el estado de carga más desfavorable.
- b) Las solicitaciones debidas a los movimientos verticales.
- c) Las solicitaciones debidas a los movimientos horizontales.
- d) Las solicitaciones debidas a los efectos climáticos.

#### 3.1 Solicitaciones principales

Las solicitaciones principales comprenden:

- 1) Las solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos,  $S_G$ .
- 2) Las solicitaciones debidas a la carga de servicio,  $S_L$ .

### 3.1.1 Solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos, $S_G$ .

El cálculo del diseño depende en gran medida de las cargas generadas por los pesos propios de los elementos, teniendo en cuenta que la estructura está fabricada totalmente de acero se puede determinar el peso de cada elemento que la compone.

El valor de la gravedad se toma como  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

	Masa (Kg)	Carga (N)
Pluma	1591	15604
Mecanismo elevación	1005	9859
Columna	2169	21277,89
Mecanismo de giro	450	4414,5

Tabla 3: Valores de cargas de los pesos propios.  
Fuente propia

### 3.1.2 Solicitaciones debidas a la carga de servicio, $S_L$ .

El estudio de la estructura requiere el cálculo para el caso más desfavorable que se pueda dar, por ello se emplea la carga de servicio máxima de 8 toneladas en el dimensionamiento.

	Masa (Kg)	Carga (N)
Carga de servicio	8000	78480

Tabla 4: Valor de la carga de servicio.  
Fuente propia



### 3.2 Solicitaciones debidas a los movimientos verticales

Estas sollicitaciones provienen del levantamiento más o menos brusco de la carga de servicio, de las aceleraciones (o desaceleraciones) en el movimiento de elevación y de los choques verticales debidos a la rodadura sobre las vías.

- Solicitaciones debidas a la elevación de la carga de servicio.

Se tiene en cuenta las sollicitaciones provocadas por la elevación de la carga, multiplicando las sollicitaciones debidas a la carga de servicio por un factor llamado “coeficiente dinámico  $\Psi$ ”.

El valor del coeficiente dinámico se determina empleando la fórmula dada en la norma:

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad [1]$$

Donde:

- $\xi$ : Coeficiente experimental.  
 $\xi = 0,6$  para grúas puente y pórtico.  
 $\xi = 0,3$  para grúas pluma.
- $V_L$ : Velocidad de elevación en m/s.
- 

Nuestro proyecto es una grúa pluma por lo que nuestro coeficiente  $\xi = 0,3$ . La velocidad de elevación de nuestro polipasto es de 4 m/min que equivale a 0.0667 m/s.

En definitiva, nuestro coeficiente dinámico es de  $\Psi = 1.02$  pero la norma impone un valor mínimo de 1,15, por lo que este será el coeficiente utilizado:  $\Psi = 1,15$ .

### 3.3 Solicitaciones debidas a los movimientos horizontales

Al llevar a cabo el movimiento de giro de la pluma, se generan esfuerzos horizontales en ésta derivados de la aceleración y desaceleración de los elementos móviles hasta llegar a la velocidad de giro fija.

La pluma, el mecanismo de elevación y la carga de servicio están sometidos a estas fuerzas que denominaremos fuerzas de inercia y deben estudiarse ya que afectan al diseño final del conjunto al provocar esfuerzos y momentos sobre la pluma y la columna.

Para la determinación de estas fuerzas tendremos que definir un tiempo de aceleración para pasar de la velocidad nula a la velocidad de giro máxima estipulada.

### 3.4 Solicitaciones debidas a los efectos climáticos

- Efecto del viento.

Para realizar el estudio del efecto del viento sobre la estructura hay que diferenciar dos estados principales:

- a) Viento en servicio.
- b) Viento fuera de servicio.

El efecto del viento sobre las estructuras y los elementos individuales utilizados en las estructuras de grúas se define en la norma UNE 58113 1985.

La acción del viento  $F$  se da con la fórmula:

$$F = A_p C_f \quad [2]$$

Donde:

- A: Superficie neta en m<sup>2</sup> del elemento considerado.
- p: Presión del viento en kN/m<sup>2</sup> correspondiente.
- C<sub>f</sub>: Coeficiente de forma, en la dirección del viento para el elemento considerado.

a) Viento en servicio.

Se trata de la velocidad máxima del viento que la grúa puede soportar, en las condiciones de servicio, independientemente de su altura.

La determinación de la presión del viento se realiza empleando la siguiente tabla incluida en la norma UNE 58113 1985:

*Velocidades y presiones del viento de servicio*

Tipo de Grúa	Velocidad del viento m/s	Presión del viento kPa/m <sup>2</sup>
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 5: Velocidades y presiones del viento en servicio.

Fuente: Norma UNE 58113 1985

Nuestro proyecto se corresponde con una grúa del tipo b), por lo que la presión del viento en servicio para el cálculo será de:  $p = 250 \text{ N/m}^2$ .

b) Viento fuera de servicio.

Se trata de un viento (tempestad) máximo para el cual el aparato de elevación estará concebido para permanecer estable en las condiciones fuera de servicio, indicadas por el fabricante.

El valor de la presión de este viento fuera de servicio viene dado en la norma UNE 58132-2 2005 según la tabla:

Altura sobre el suelo m	Presión del viento fuera de servicio N/m <sup>2</sup>	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 6: Velocidades y presiones del viento fuera de servicio.  
Fuente: Norma UNE 58132-2 2005

La presión del viento para el cálculo fuera de servicio es de:  $p = 800 \text{ N/m}^2$ .

### 3.4.1 Viento sobre la pluma

La pluma de la grúa es el elemento situado en la parte superior y está dotado de un movimiento rotatorio. Para determinar la acción que tiene el viento sobre ella se ha de especificar la superficie neta donde incide el viento.

La viga tiene una longitud total de 6,6 metros y una altura de 0,7 metros por lo que el área neta es de:

- $A_{\text{neto}} = l \cdot h = 4,62 \text{ m}^2$ .

Otro de los factores a determinar para el cálculo de la fuerza del viento es el coeficiente de forma  $C_f$ . En la norma UNE 58113 1985 encontramos la tabla para su determinación. Debemos determinar el coeficiente aerodinámico que consiste en el cociente entre la longitud y la base del elemento a estudiar. Si tenemos que la base del perfil es de 0,3 metros:

- Coeficiente aerodinámico  $l/b = 22$ .

*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 $\geq 2$ 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 7: Coeficiente de forma.  
Fuente: Norma UNE 58113 1985

- El coeficiente de forma para la pluma es:  $C_f = 1,65$ .

Por lo tanto, ya podemos calcular los valores de la fuerza del viento en servicio y fuera de servicio para la pluma usando la fórmula 2:

- Fuerza del viento en servicio:  $F_{V_{pl}}$  en servicio = 1905,8 N
- Fuerza del viento fuera de servicio:  $F_{V_{pl}}$  fuera de servicio = 6098,4 N

### 3.4.2 Viento sobre la columna

La columna de la grúa es un perfil redondo y hueco que va anclado al suelo y soporta todos los elementos que van unidos a ella. El cálculo del esfuerzo del viento sobre ésta se realiza de igual forma que para la pluma, pero esta vez consideramos como el área neta donde incide el viento al área del cilindro sin contar la base y la tapa superior.

La columna tiene un diámetro exterior de 1,175 metros y una altura de 9 metros por lo que el  $A_{neta}$ :

- $A_{neta} = 2\pi \cdot r \cdot L = 33,22 \text{ m}^2$ .

Usando el mismo método que antes con la pluma, buscamos el coeficiente de forma para la columna en la tabla 7.

- Coeficiente aerodinámico  $l/D = 7,66$ .

Debemos realizar el producto del diámetro externo de la columna por la velocidad del viento en m/s para los casos de servicio y fuera de servicio.

- $D \cdot v_s$  (en servicio) =  $1,175 \cdot 20 = 23,5 \text{ m}^2/\text{s}$ .
- $D \cdot v_s$  (fuera de servicio) =  $1,175 \cdot 36 = 42,3 \text{ m}^2/\text{s}$ .

Con estos valores podemos utilizar la tabla para obtener el valor del coeficiente de forma. En este caso, para las dos situaciones a estudiar vamos a tener el mismo valor.

- El coeficiente de forma para la columna es:  $C_f = 0,65$ .

Por lo tanto, ya podemos calcular los valores de la fuerza del viento en servicio y fuera de servicio para la columna utilizando la fórmula 2:

- Fuerza del viento en servicio:  $F_{v_{col}} \text{ en servicio} = 4273 \text{ N}$
- Fuerza del viento fuera de servicio:  $F_{v_{col}} \text{ fuera de servicio} = 13673,5 \text{ N}$

### 3.4.3 Viento sobre la carga

El viento también tiene efecto sobre la carga de servicio cuando ésta está en funcionamiento, por ello hay que incluir este efecto en el cálculo de la estructura. En la norma UNE 58113 1985 se especifica un método para determinar la acción del viento sobre una carga móvil.

La siguiente fórmula define la fuerza ejercida por el viento:

$$f = 0,03 mg \quad [3]$$

Donde:

- $m$ : Masa de la carga móvil en servicio.
- $g$ : Aceleración de la gravedad.

La carga máxima para nuestra grúa es de 8000 kilogramos y la aceleración de la gravedad la tomamos como  $g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$ .

- La fuerza ejercida por el viento sobre la carga en servicio es:  $f = 2354,4 \text{ N}$ .

### 3.4.4 Resumen de resultados de la acción del viento.

A continuación, se muestra una tabla con los resultados de las cargas debidas al viento a modo de resumen, tanto en servicio como fuera de servicio para la pluma, la columna y la carga de servicio.

	N
$F_{v_{pl}}$ en servicio	1905,8
$F_{v_{pl}}$ fuera de serv.	6098,4
$F_{v_{col}}$ en servicio	4273,0
$F_{v_{col}}$ fuera de serv.	13673,5
Fv sobre la carga	2354,4

Tabla 8: Resultados de la cargas debidas al viento.  
Fuente propia

## 4. Dimensionamiento de la estructura

En este apartado se va a describir el procedimiento utilizado para el dimensionamiento de los principales elementos que componen la estructura de la grúa, es decir, la pluma y la columna. Para ello, nos ayudaremos de la norma UNE 58132-2 2005 donde se definen los casos a considerar.

Teniendo en cuenta las solicitaciones que se han descrito anteriormente y los coeficientes de mayoración que aparecen en la norma debemos determinar que la estructura soporta los esfuerzos a los que se ve sometida.

Se determinan las tensiones equivalentes producidas por las solicitaciones y se confirma que no superan el límite elástico del material. Este límite del material se define en la norma UNE 58132-3 2005.



Además de los coeficientes de la norma, hemos utilizado un coeficiente de seguridad  $C_s$  propio para asegurarnos de que la estructura va a tener una buena respuesta a los esfuerzos.

El estudio se divide en tres casos:

- Caso I: Aparato en servicio sin viento.

Se consideran las solicitaciones estáticas debidas al peso propio  $S_G$ , las solicitaciones debidas a la carga de servicio  $S_L$  multiplicadas por el coeficiente dinámico  $\Psi$  y las solicitaciones horizontales  $S_H$ .

El conjunto de estas solicitaciones deberá multiplicarse por el coeficiente de mayoración  $\gamma_c$  especificado anteriormente:

$$C_s (\gamma_c (S_G + \Psi S_L + S_H)) \quad [4]$$

Donde  $C_s = 1,5$ .

- Caso II: Aparato en servicio con viento.

A las solicitaciones del caso I se le añaden los efectos del viento límite en servicio  $S_W$ .

$$C_s (\gamma_c (S_G + \Psi S_L + S_H) + S_W) \quad [5]$$

Donde  $C_s = 1,5$ .

- Caso III: Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.
  - a) Aparato fuera de servicio con viento máximo.
  - b) Aparato en servicio bajo el efecto de un choque.
  - c) Aparato sometido a los ensayos previstos en la UNE 58118.

Debido a que los efectos de choque no se contemplan en el dimensionamiento de este proyecto, debemos realizar las comprobaciones para los otros dos casos.

Para el apartado a) simplemente debemos incluir el efecto del viento fuera de servicio a las solicitaciones de los pesos propios. La configuración de las cargas es la siguiente:

$$C_S (\gamma_c (S_G + S_{Wm\acute{a}x})) \quad [6]$$

En cambio para el apartado c) debemos hacer uso de la norma antes mencionada y aplicar los coeficientes de ensayo estático y dinámico a las solicitaciones. Las relaciones para este caso son:

Ensayo estático:

$$C_S (S_G + p_2 S_L) \quad [7]$$

Donde:

- $p_2$ : Coeficiente de mayoración de la carga nominal para el ensayo estático.  $p_2 = 1,25$
- $C_S = 1,20$ .

## Ensayo dinámico

$$C_S (S_G + \Psi p_1 S_L)) \quad [8]$$

Donde:

- $p_1$ : Coeficiente de mayoración de la carga nominal para el ensayo dinámico.  $p_1 = 1,10$
- $C_S = 1,20$ .

Para determinar si la estructura va a soportar los esfuerzos aplicados sobre ella, debemos determinar las tensiones normales y a cortante que se producen y compararlos con el límite elástico del material empleado. Para estos cálculos utilizaremos las fórmulas de Elasticidad y Resistencia de Materiales.

Las fórmulas son las siguientes:

- Tensión de flexión

$$\sigma = \frac{M_{\text{máx}}}{W} \quad [9]$$

Donde:

- $M_{\text{máx}}$ : Momento flector máximo.
- $W$ : Módulo resistente de la sección.

- Tensión cortante

$$\tau = \frac{V_{\text{máx}} \cdot S}{I \cdot b} \quad [10]$$

Donde:

- $V_{\text{máx}}$ : Cortante máxima.
- $S$ : Momento estático de la sección.
- $I$ : Inercia de la sección.
- $b$ : Lado de la sección considerada.

- Tensión de compresión

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{N}{A} \quad [11]$$

Donde:

- $N$ : Carga aplicada.
- $A$ : Área de la sección.

- Tensión debida a par torsor

$$\tau_T = \frac{MT_{\text{máx}} \cdot R_{\text{máx}}}{I_o} \quad [12]$$

Donde:

- $M_{T_{\text{máx}}}$ : Momento torsor máximo
- $R_{\text{máx}}$ : Distancia máxima al punto donde se aplica la tensión
- $I_o$ : Inercia polar de la sección.

Las cargas horizontales generan sobre los elementos las mismas tensiones mencionadas anteriormente pero en el plano horizontal, por lo que se deben usar las características del perfil correspondientes a la sección en la que se aplican.

Estos esfuerzos se producen por el movimiento de giro de los elementos móviles de la grúa. Al acelerar y decelerar se producen esfuerzos que se transmiten a la estructura y son de importancia en el dimensionamiento.

Estas fuerzas se determinan estimando un tiempo de aceleración desde que se inicia el movimiento hasta llegar a la velocidad de giro máxima. Las fórmulas que se han utilizado para calcular las fuerzas de inercia son:

$$F = m \cdot a \quad [13]$$

$$a = \alpha \cdot r \quad [14]$$

$$\alpha = \frac{w}{t_a} \quad [15]$$

$$F_i = m \cdot \alpha \cdot r \quad [16]$$

Donde:

- $\alpha$ : Aceleración angular
- $r$ : Radio de giro
- $t_a$ : Tiempo de aceleración
- $w$ : Velocidad de giro máxima

## 4.1 Dimensionamiento de la pluma

Para realizar el cálculo de la pluma se han tenido en cuenta varios factores que hay que definir antes de empezar. Primero, la pluma se considera como una viga en voladizo empotrada en su extremo, esto significa que los esfuerzos debidos al peso propio de la misma, del mecanismo de elevación y de la carga de servicio van a generar un momento flector. Este momento será máximo para la distancia más alejada del empotramiento, por tanto, el estudio se realiza con la carga en el extremo de la pluma.

Por razones de seguridad, el carro del polipasto no llega al extremo de la viga y es por esto por lo que la longitud máxima de aplicación de la carga se reduce en 100 mm del total de la pluma. En cambio, el esfuerzo del peso propio del perfil sí se toma en el medio exacto de ésta.

### 4.1.1 Cargas sobre la pluma

Las cargas a las que se ve sometida la viga de la grúa son debidas a su peso propio, a las cargas del mecanismo de elevación y de servicio, las fuerzas de inercia debidas a la aceleración de los elementos durante el giro y a la acción del viento en servicio y fuera de él. A continuación, se muestran varios diagramas que aclaran la aplicación de estos esfuerzos:

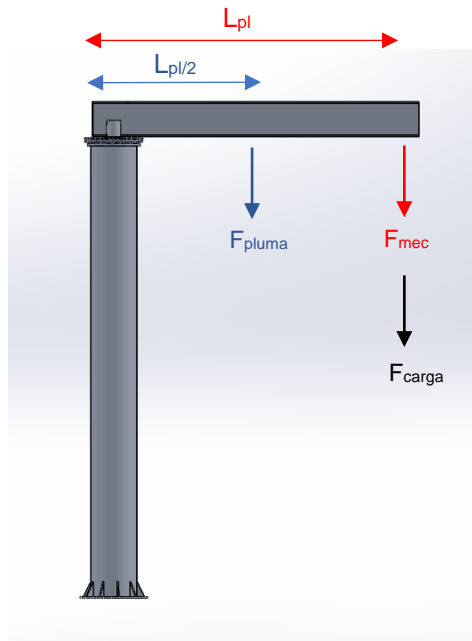


Imagen 1: Representación de las fuerzas debidas a los pesos propios.  
Fuente propia

Los valores de las cargas debidas a los pesos propios se muestran en la tabla 1, la carga mayorada ya tiene aplicado el coeficiente de mayoración  $\gamma_c = 1,14$ . Además, la carga de servicio mayorada ya tiene aplicado el coeficiente dinámico  $\Psi = 1,15$ . Tomamos el valor de la gravedad como  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

	Masa (Kg)	Carga (N)	Carga mayorada (N)
Pluma	1591	15604	17788
Mecanismo elevación	1005	9859	11239
Carga de servicio	8000	78480	102887

Tabla 9: Valores de las fuerzas debidas a los pesos propios sobre la pluma.  
Fuente propia

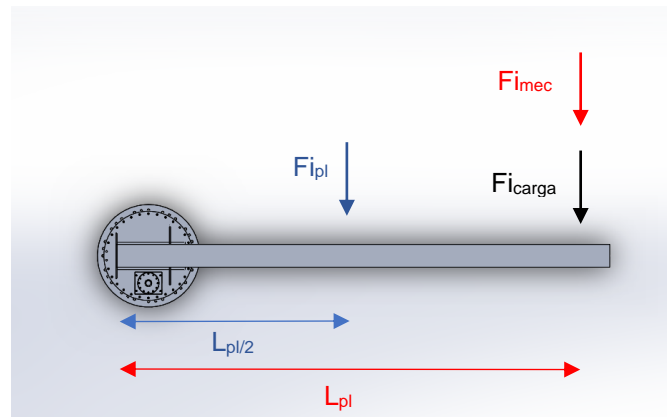


Imagen 2: Representación de las fuerzas horizontales.  
Fuente propia

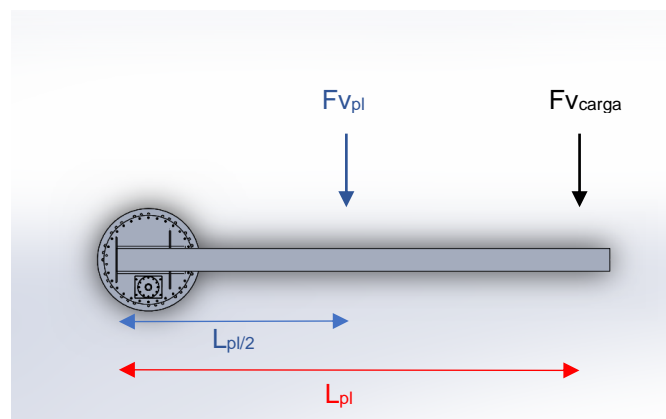


Imagen 3: Representación de las fuerzas debidas al viento.  
Fuente propia

#### 4.1.2 Cálculos de la pluma

Una vez se ha expuesto el procedimiento de dimensionamiento que se va a llevar a cabo se presentan los cálculos realizados y la comprobación del cumplimiento de los requisitos por parte de la pluma.



Las propiedades del perfil HEB 700 escogido son las siguientes:

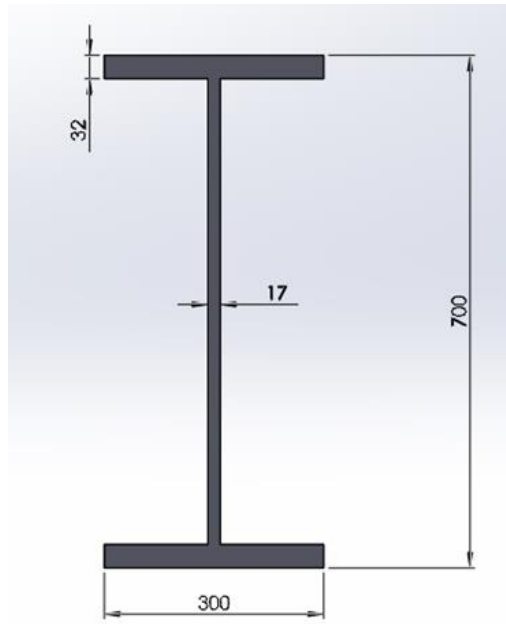


Imagen 4: Dimensiones principales del perfil de la viga.  
Fuente propia

Perfil Pluma	HEB 700
A (cm <sup>2</sup> )	306
I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	257000
W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	7340
I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	14400
W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	962
S (cm <sup>3</sup> )	4160

Tabla 10: Datos del perfil HEB 700.  
Fuente: Prontuario de perfiles

### 4.1.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales.

Las cargas verticales generan tensiones de flexión y cortantes debido a la flexión y al esfuerzo de corte respectivamente.

La pluma debe soportar los pesos propios de los elementos que soporta y el suyo propio, en la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

	Distancia de aplicación (mm)	Mflektor máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante (N/mm <sup>2</sup> )
Peso propio de la pluma	3300	5,87E+07	$\sigma_p = 7,997$	$\tau_p = 0,0960$
Mecanismo elevación y carga de servicio	6400	7,30E+08	$\sigma_{me+c} = 99,511$	$\tau_{me+c} = 0,6158$

Tabla 11: Resultados de tensiones por cargas verticales.  
Fuente propia

### 4.1.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales.

Se deben calcular las fuerzas de inercia para los elementos que actúan sobre la pluma, en este caso son: el peso propio de la pluma y del mecanismo de elevación y la carga de servicio.

Una vez se hayan calculado, se determinan las tensiones de flexión y cortantes del mismo modo que para las cargas verticales. Se muestra una tabla con los datos empleados para determinar las fuerzas de inercia:

Velocidad giro cabezal	
rpm	0,5
rad/s	0,05236
Tiempo de aceleración	
ta (s)	2,5
Aceleración angular	
$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	0,02094

Tabla 12: Datos para el cálculo de las fuerzas de inercia.  
Fuente propia

Ahora que conocemos el valor de la aceleración angular podemos hacer el estudio de las cargas horizontales sobre la pluma. Los resultados finales son los siguientes:

	Fuerza de inercia (N)	Distancia de aplicación (mm)	Mflector máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante (N/mm <sup>2</sup> )
Peso propio de la pluma	125,325	3300	4,14E+05	$\sigma_{i,p} = 0,4299$	$\tau_{i,p} = 0,0121$
Mecanismo elevación	153,571	6400	9,83E+05	$\sigma_{i,me} = 1,0217$	$\tau_{i,me} = 0,0148$
Carga de servicio	1222,457	6400	7,82E+06	$\sigma_{i,c} = 8,133$	$\tau_{i,c} = 0,1177$

Tabla 13: Resultados de tensiones por cargas horizontales.  
Fuente propia

#### 4.1.5 Esfuerzos debidos al viento.

Las fuerzas debidas al viento han sido calculadas anteriormente según las directrices de las normas, por lo que se procede a calcular las tensiones de flexión y de corte con esos valores y se obtienen los siguientes resultados de tensiones:

		Fuerza debida al viento (N)	Distancia de aplicación (mm)	Mflektor máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante (N/mm <sup>2</sup> )
En servicio	Peso propio de la pluma	1905,75	3300	6,29E+06	$\sigma_{v,p} = 6,5374$	$\tau_{v,p} = 0,1835$
	Carga de servicio	2354,40	6400	1,51E+07	$\sigma_{v,c} = 15,6634$	$\tau_{v,c} = 0,2267$
Fuera de	Peso propio de la pluma	6098,40	3300	2,01E+07	$\sigma_{vtr,p} = 20,9197$	$\tau_{vtr,p} = 0,5873$

Tabla 14: Resultados de tensiones por cargas debidas al viento.  
Fuente propia

#### 4.1.6 Comprobación de esfuerzos final.

Con los valores de las tensiones que hemos calculado, determinamos ahora las tensiones equivalentes aplicadas sobre la pluma y comprobamos si es válido. Se debe realizar el estudio de los tres casos descritos anteriormente para determinar si la estructura cumple o no.

Para determinar el valor total de la tensión empleamos la fórmula de la tensión de Von Mises para la viga.

Caso I: Aparato en servicio sin viento.

Se consideran las sollicitaciones estáticas debidas a las cargas verticales y horizontales. El coeficiente de seguridad aplicado a este caso es  $C_s = 1,5$ .

$$\sigma_{Total} = (\sigma_p + \sigma_{me+c} + \sigma_{i,p} + \sigma_{i,me} + \sigma_{i,c}) \quad [17]$$

$$\sigma_{caso/} = (\sigma_{Total}^2 + 3 \cdot (\tau_p^2 + \tau_{me+c}^2 + \tau_{i,p}^2 + \tau_{i,me}^2 + \tau_{i,c}^2))^{1/2} \quad [18]$$

Los resultados obtenidos para el caso I son los siguientes:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
σ <sub>p</sub>	7,997	11,996
σ <sub>me+c</sub>	89,711	134,566
σ <sub>i,p</sub>	0,4299	0,645
σ <sub>i,me</sub>	1,0217	1,533
σ <sub>i,c</sub>	8,133	12,199
<b>Total</b>	<b>107,293</b>	<b>160,939</b>
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
τ <sub>p</sub>	0,096	0,144
τ <sub>me+c</sub>	0,555	0,833
τ <sub>i,p</sub>	0,0121	0,018
τ <sub>i,me</sub>	0,0148	0,022
τ <sub>i,c</sub>	0,118	0,177
<b>Tensión equivalente</b>	<b>160,946</b>	

Tabla 15: Resultados del caso I.  
Fuente propia

Caso II: Aparato en servicio con viento.

A las solicitaciones del caso I se le añaden los efectos del viento límite en servicio S<sub>w</sub> definido anteriormente. El coeficiente de seguridad aplicado a este caso es C<sub>s</sub>= 1,5.

Las fórmulas para el cálculo resultarían:

$$\sigma_{\text{Total}} = (\sigma_p + \sigma_{me+c} + \sigma_{i,p} + \sigma_{i,me} + \sigma_{i,c} + \sigma_{v,p} + \sigma_{v,c}) \quad [19]$$

$$\sigma_{\text{casoII}} = (\sigma_{\text{Total}}^2 + 3 \cdot (\tau_p^2 + \tau_{me+c}^2 + \tau_{i,p}^2 + \tau_{i,me}^2 + \tau_{i,c}^2 + \tau_{v,p}^2 + \tau_{v,c}^2))^{1/2} \quad [20]$$

Los resultados obtenidos para el caso II son los siguientes:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
σ <sub>p</sub>	7,997	11,996
σ <sub>me+c</sub>	89,711	134,566
σ <sub>i,p</sub>	0,4299	0,645
σ <sub>i,me</sub>	1,0217	1,533
σ <sub>i,c</sub>	8,133	12,199
σ <sub>v,p</sub>	6,537	9,806
σ <sub>v,c</sub>	15,663	23,495
Total	107,293	160,939
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
τ <sub>p</sub>	0,096	0,144
τ <sub>me+c</sub>	0,555	0,833
τ <sub>i,p</sub>	0,0121	0,018
τ <sub>i,me</sub>	0,0148	0,022
τ <sub>i,c</sub>	0,118	0,177
τ <sub>v,p</sub>	0,1835	0,2753
τ <sub>v,c</sub>	0,2267	0,3401
Tensión equivalente	194,248	

Tabla 16: Resultados del caso II.  
Fuente propia

Caso III: Solicitaciones excepcionales.

En este caso, hemos realizado los cálculos para el viento máximo fuera de servicio y para los esfuerzos de ensayo ya que no se contemplan esfuerzos de choque en nuestro caso. Para ambos cálculos se ha usado un coeficiente de seguridad C<sub>s</sub> = 1,2.

- Viento máximo:

Para las solicitaciones debidas al viento máximo se emplean las tensiones de flexión y cortante generadas por el peso propio de la pluma y las provocadas por el viento máximo que se han calculado anteriormente.

$$\sigma_{\text{caso III (viento fuera de servicio)}} = ((\sigma_p + \sigma_{\text{vfs,p}})^2 + 3 \cdot (\tau_{i,p}^2 + \tau_{\text{vfs,p}}^2))^{1/2} \quad [21]$$

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm2)</b>		
σ <sub>p</sub>	7,997	11,996
σ <sub>vfs,p</sub>	20,920	25,104
<b>τ cortante (N/mm2)</b>		
τ <sub>p</sub>	0,096	0,144
τ <sub>vfs,p</sub>	0,587	0,705
Tensión equivalente	37,121	

Tabla 17: Resultados del caso III (viento fuera de servicio).  
Fuente propia

- Esfuerzos de ensayos:

Se emplean los coeficientes de ensayo estático y dinámico que indica la norma y mencionados anteriormente para realizar el estudio de este caso.

Se han calculado las tensiones de flexión y cortante por la pluma, el peso propio del mecanismo de elevación y la carga de servicio pero esta vez sin aplicar el coeficiente de mayoración  $\gamma_c = 1,14$ .

Para determinar las tensiones, se aplica el coeficiente de ensayo estático  $p_2 = 1,25$  en los esfuerzos debidos al peso del mecanismo de elevación y la carga de servicio y se le suman los debidos al peso propio de la pluma. Para el ensayo dinámico, se multiplica el coeficiente de ensayo dinámico  $p_1 = 1,1$  y el coeficiente dinámico  $\Psi = 1,15$  en los esfuerzos por el peso del mecanismo de elevación y la carga de servicio y se le añaden los debidos a la carga propia del perfil.

Las fórmulas empleadas son las siguientes:

$$\sigma_{ee}(\text{ensayo estático}) = (\sigma_{p^*} + \sigma_{me+c^*} \cdot \rho_2) \quad [22]$$

$$\tau_{ee}(\text{ensayo estático}) = (\tau_{p^*} + \tau_{me+c^*} \cdot \rho_2) \quad [23]$$

$$\sigma_{ed}(\text{ensayo dinámico}) = (\sigma_{p^*} + \sigma_{me+c^*} \cdot \rho_1 \cdot \Psi) \quad [24]$$

$$\tau_{ed}(\text{ensayo dinámico}) = (\tau_{p^*} + \tau_{me+c^*} \cdot \rho_1 \cdot \Psi) \quad [25]$$

$$\sigma_{\text{caso III}}(\text{ensayos}) = ((\sigma_{ee} + \sigma_{ed})^2 + 3 \cdot (\tau_{ee}^2 + \tau_{ed}^2))^{1/2} \quad [26]$$

Las tensiones con asterisco indican que no tienen aplicado el coeficiente de mayoración  $\gamma_c = 1,14$ .

Los resultados para el estudio de los esfuerzos de ensayo son:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
$\sigma_{ee}$	103,298	123,957
$\sigma_{ed}$	104,453	125,344
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
$\tau_{ee}$	0,6800	0,816
$\tau_{ed}$	0,6871	0,825
<b>Tensión equivalente</b>	<b>249,309</b>	

Tabla 18: Resultados del caso III (ensayo estático y dinámico).  
Fuente propia



Una vez hemos desarrollado los resultados para los tres casos de estudio que indica la norma, comprobamos que las tensiones equivalentes resultantes no superen la de nuestro material de fabricación. El acero S275 JR empleado tiene un límite elástico de 275 MPa. El coeficiente de seguridad que sería aplicable al material lo hemos añadido en el cálculo de las tensiones equivalentes de los tres casos.

	Caso I	Caso II	Caso III	
			Viento máx.	Ensayos
$\sigma_{adm}$ (Mpa)	275			
$\sigma_{eq}$ (Mpa)	160,95	194,25	37,12	249,31
¿Válido?	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 19: Comprobación del dimensionado de la pluma.  
Fuente propia

Como vemos en la tabla 19, en ninguno de los casos de estudio se supera el límite elástico del material, por lo que podemos concluir que el dimensionamiento realizado es válido.

## 4.2 Dimensionamiento de la columna

La columna es el elemento encargado de soportar todos los componentes de la grúa, se trata de un perfil circular hueco que va a estar empotrado al suelo. Los cálculos se realizarán con respecto a la base del pilar, ya que es el punto más alejado de la aplicación de las cargas y, por lo tanto, el mayor momento se producirá ahí. Los esfuerzos en la pluma se calcularán con respecto al eje de la columna.

### 4.2.1 Cargas sobre la columna

A los esfuerzos de los pesos propios de la pluma, del mecanismo de elevación y de la carga de servicio hay que añadirle los debidos al mecanismo de giro, que está formado por el motor – reductor, el rodamiento de gran diámetro y el sistema de transmisión. Este conjunto se calculará como una sola carga llamada mecanismo de giro, las fuerzas de inercia debidas a la aceleración de los elementos durante el giro y la acción del viento en servicio y fuera de él también serán estudiados. A continuación, se muestran varios diagramas que aclaran la aplicación de estos esfuerzos:

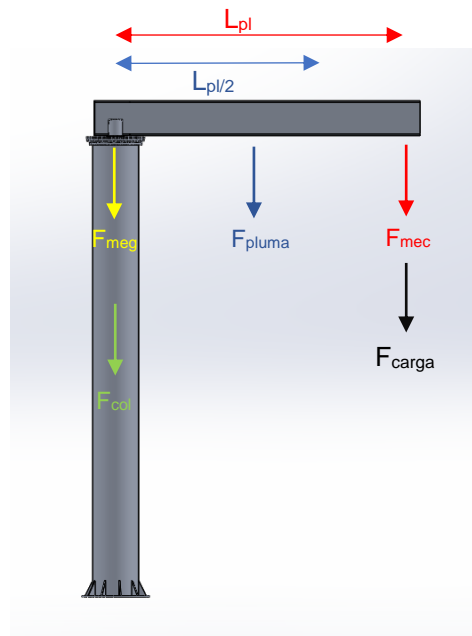


Imagen 5: Representación de las fuerzas debidas a los pesos propios.  
Fuente propia

Los valores de las cargas debidas a los pesos propios se muestran en la tabla 20, la carga mayorada ya tiene aplicado el coeficiente de mayoración  $\gamma_c = 1,14$ . Además, la carga de servicio mayorada ya tiene aplicado el coeficiente dinámico  $\Psi = 1,15$ .

	Masa (Kg)	Carga (N)	Carga mayorada (N)
Pluma	1591	15604	17788
Mecanismo elevación	1005	9859	11239
Carga de servicio	8000	78480	102887
Columna	2169	21278	24257
Mecanismo de giro	500	4905	5591,7

Tabla 20: Valores de las fuerzas debidas a los pesos propios sobre la columna.  
Fuente propia

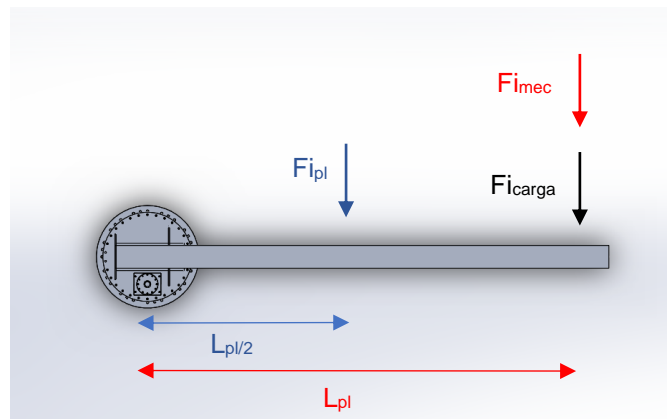


Imagen 6: Representación de las fuerzas horizontales.  
Fuente propia

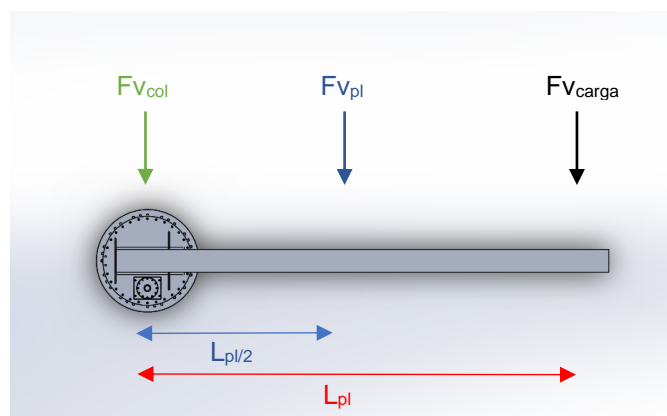


Imagen 7: Representación de las fuerzas debidas al viento.  
Fuente propia

### 4.2.2 Cálculos de la columna

Una vez se ha expuesto el procedimiento de dimensionamiento que se va a llevar a cabo se presentan los cálculos realizados y la comprobación del cumplimiento de los requisitos por parte de la columna.

Las propiedades del perfil redondo escogido son las siguientes:

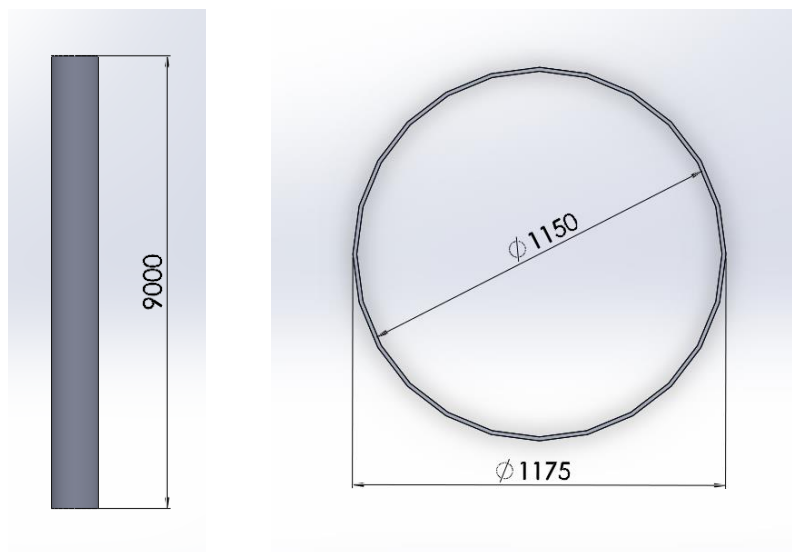


Imagen 8: Dimensiones de la columna.  
Fuente propia

Perfil Columna	
A (cm <sup>2</sup> )	456,51
I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	771257
W <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	13127,77
I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	771257
W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	13127,77
S (cm <sup>3</sup> )	15425
I <sub>o</sub> (cm <sup>4</sup> )	1542514

Tabla 21: Datos del perfil de la columna.  
Fuente propia

### 4.2.3 Esfuerzos debidos a cargas verticales.

Las cargas verticales generan tensiones de flexión y cortantes debido a la flexión y al esfuerzo de corte respectivamente.

La columna debe soportar los pesos propios de los elementos que soporta y el suyo propio, en la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

	Distancia de aplicación (mm)	Mflektor máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma$ compresión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante (N/mm <sup>2</sup> )
Pluma	3300	5,69E+07	$\sigma_p = 4,336$	$\sigma_{c_p} = 0,3896$	$\tau_p = 0,0309$
Mecanismo elevación	6200	6,97E+07	$\sigma_{m_e} = 5,308$	$\sigma_{c_{m_e}} = 0,2462$	$\tau_{m_e} = 0,0195$
Carga servicio	6200	6,38E+08	$\sigma_c = 48,592$	$\sigma_{c_c} = 2,2538$	$\tau_c = 0,1789$
Mecanismo giro	-	-	-	$\sigma_{c_{m_g}} = 0,1225$	-
Columna	-	-	-	$\sigma_{c_{co}} = 0,5313$	-

Tabla 22: Resultados de tensiones por cargas verticales.  
Fuente propia

### 4.2.4 Esfuerzos debidos a cargas horizontales.

Se deben calcular las fuerzas de inercia para los elementos que actúan sobre la columna, en este caso son: el peso propio de la pluma y del mecanismo de elevación y la carga de servicio.

Una vez se hayan calculado, se determinan las tensiones de flexión, cortantes de flexión y cortantes de torsión del mismo modo que para las cargas verticales. El valor de la aceleración angular será el mismo que para la pluma al ser los mismos componentes. Se muestra una tabla con los datos empleados para determinar las fuerzas de inercia:

Velocidad giro cabezal	
rpm	0,5
rad/s	0,05236
Tiempo de aceleración	
ta (s)	2,5
Aceleración angular	
$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	0,02094

Tabla 23: Datos para el cálculo de las fuerzas de inercia.  
Fuente propia

	Fuerza de inercia (N)	Distancia flexión (mm)	Distancia torsión (mm)	Mflektor máximo (Nmm)	Mtorsor máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante torsión (N/mm <sup>2</sup> )
Peso propio de la pluma	125,325	9000	3200	1,13E+06	4,01E+05	$\sigma_{i,p}=0,0859$	$\tau_{i,p}=0,0002$	$\tau_{t,p}=0,0149$
Mecanismo elevación	153,571	9000	6200	1,38E+06	9,52E+05	$\sigma_{i,me}=0,1053$	$\tau_{i,me}=0,0003$	$\tau_{t,me}=0,0355$
Carga de servicio	1222,457	9000	6200	1,10E+07	7,58E+06	$\sigma_{i,c}=0,8381$	$\tau_{i,c}=0,0022$	$\tau_{t,c}=0,2825$

Tabla 24: Resultados de tensiones por cargas horizontales.  
Fuente propia

Como podemos ver, las tensiones cortantes de flexión son casi nulas debido a la gran inercia de nuestra columna, por ello, los valores no serán utilizados en el cálculo de las tensiones equivalentes al no causar ningún efecto en el resultado.

#### 4.2.5 Esfuerzos debidos al viento.

Las fuerzas debidas al viento han sido calculadas anteriormente según las directrices de las normas, por lo que se procede a calcular las tensiones de flexión y de corte con esos valores y se obtienen los siguientes resultados de tensiones sobre la columna:

		Fuerza debida al viento (N)	Distancia flexión (mm)	Distancia torsión (mm)	Mflektor máximo (Nmm)	Mtorsor máximo (Nmm)	$\sigma$ flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante flexión (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau$ cortante torsión (N/mm <sup>2</sup> )
En servicio	Peso propio de la pluma	1905,75	9000	3200	1,72E+07	6,10E+06	$\sigma_{v,p}=1,3065$	$\tau_{v,p}=0,0033$	$\tau_{v,p}=0,2273$
	Carga de servicio	2354,40	9000	6200	2,12E+07	1,46E+07	$\sigma_{v,c}=1,6141$	$\tau_{v,c}=0,0041$	$\tau_{v,c}=0,5441$
	Columna	5398,63	9000	6200	4,86E+07	3,35E+07	$\sigma_{v,co}=3,7011$	$\tau_{v,co}=0,0094$	$\tau_{v,co}=1,2477$
Fuera de servicio	Peso propio de la pluma	6098,40	9000	3200	5,49E+07	1,95E+07	$\sigma_{vfs,p}=4,1809$	$\tau_{vfs,p}=0,0106$	$\tau_{vfs,p}=0,7275$
	Columna	17275,62	4500	-	7,77E+07	-	$\sigma_{vfs,co}=5,9219$	$\tau_{vfs,co}=0,0300$	-

Tabla 25: Resultados de tensiones por cargas debidas al viento.  
Fuente propia

#### 4.2.6 Comprobación de esfuerzos final.

Con los valores de las tensiones que hemos calculado, determinamos ahora las tensiones equivalentes aplicadas sobre la columna y comprobamos si es válido. Se debe realizar el estudio de los tres casos descritos anteriormente para determinar si la estructura cumple o no.

Para determinar el valor total de la tensión empleamos la fórmula de la tensión de Von Mises para la columna.

Caso I: Aparato en servicio sin viento.

Se consideran las sollicitaciones estáticas debidas a las cargas verticales y horizontales. El coeficiente de seguridad aplicado a este caso es  $C_S= 1,5$ . Los esfuerzos cortantes a flexión debidos a las fuerzas horizontales no se toman en consideración debido a que su valor es prácticamente nulo.

$$\sigma_{Total} = (\sigma_p + \sigma_{me} + \sigma_c + \sigma_{i,p} + \sigma_{i,me} + \sigma_{i,c}) \quad [27]$$

$$\sigma_{C_{Total}} = (\sigma_{Cp} + \sigma_{C_{me}} + \sigma_{Cc} + \sigma_{C_{mg}} + \sigma_{C_{col}}) \quad [28]$$

$$\tau_{Total} = (\tau_p^2 + \tau_{me}^2 + \tau_c^2 + \tau_{i,p}^2 + \tau_{i,c}^2 + \tau_{i,col}^2) \quad [29]$$

$$\tau\tau_{Total} = (\tau\tau_p^2 + \tau\tau_{me}^2 + \tau\tau_c^2) \quad [30]$$

$$\sigma_{casoI} = ((\sigma_{Total}^2 + \sigma C_{Total}^2) + 3 \cdot (\tau_{Total} + \tau\tau_{Total}))^{1/2} \quad [31]$$

Los resultados obtenidos para el caso I son los siguientes:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm2)</b>		
σ <sub>p</sub>	4,422	6,633
σ <sub>me</sub>	5,413	8,120
σ <sub>c</sub>	49,4297	74,144
σC <sub>p</sub>	0,390	0,584
σC <sub>me</sub>	0,246	0,369
σC <sub>c</sub>	2,254	3,381
σC <sub>mg</sub>	0,122	0,184
σC <sub>col</sub>	0,531	0,797
Total	62,808	94,212
<b>τ cortante (N/mm2)</b>		
τ <sub>p</sub>	0,0149	0,022
τ <sub>me</sub>	0,0355	0,053
τ <sub>c</sub>	0,283	0,424
ττ <sub>i,p</sub>	0,0309	0,046
ττ <sub>i,me</sub>	0,0195	0,029
ττ <sub>i,c</sub>	0,1789	0,268
Tensión equivalente	94,216	

Tabla 26: Resultados del caso I.  
Fuente propia



Caso II: Aparato en servicio con viento.

A las solicitaciones del caso I se le añaden los efectos del viento límite en servicio  $S_w$  definidos anteriormente. Los esfuerzos cortantes a flexión debidos a las fuerzas horizontales y al viento no se toman en consideración debido a que su valor es prácticamente nulo. El coeficiente de seguridad aplicado a este caso es  $C_s = 1,5$ .

Las fórmulas para el cálculo son:

$$\sigma_{Total} = (\sigma_p + \sigma_{me} + \sigma_c + \sigma_{i,p} + \sigma_{i,me} + \sigma_{i,c} + \sigma_{v,p} + \sigma_{v,c} + \sigma_{v,col}) \quad [32]$$

$$\sigma_{C_{Total}} = (\sigma_{C_p} + \sigma_{C_{me}} + \sigma_{C_c} + \sigma_{C_{mg}} + \sigma_{C_{col}}) \quad [33]$$

$$\tau_{Total} = (\tau_p^2 + \tau_{me}^2 + \tau_c^2 + \tau_{i,p}^2 + \tau_{i,c}^2 + \tau_{i,col}^2) \quad [34]$$

$$\tau_{\tau_{Total}} = (\tau_{\tau_p}^2 + \tau_{\tau_{me}}^2 + \tau_{\tau_c}^2 + \tau_{\tau_{v,p}}^2 + \tau_{\tau_{v,c}}^2 + \tau_{\tau_{v,col}}^2) \quad [35]$$

$$\sigma_{casoII} = ((\sigma_{Total}^2 + \sigma_{C_{Total}}^2) + 3 \cdot (\tau_{Total}^2 + \tau_{\tau_{Total}}^2))^{1/2} \quad [36]$$

Los resultados obtenidos para el caso II son los siguientes:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
σ <sub>p</sub>	4,422	6,633
σ <sub>me</sub>	5,413	8,120
σ <sub>c</sub>	49,4297	74,144
σ <sub>c,p</sub>	0,390	0,584
σ <sub>c,me</sub>	0,246	0,369
σ <sub>c,c</sub>	2,254	3,381
σ <sub>c,mg</sub>	0,122	0,184
σ <sub>c,col</sub>	0,531	0,797
<b>Total</b>	<b>62,808</b>	<b>94,212</b>
σ <sub>v,p</sub>	1,3065	1,960
σ <sub>v,c</sub>	1,6141	2,421
σ <sub>v,col</sub>	3,7011	5,552
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
τ <sub>p</sub>	0,0149	0,022
τ <sub>me</sub>	0,0355	0,053
τ <sub>c</sub>	0,283	0,424
τ <sub>i,p</sub>	0,0309	0,046
τ <sub>i,me</sub>	0,0195	0,029
τ <sub>i,c</sub>	0,1789	0,268
τ <sub>v,p</sub>	0,2273	0,3410
τ <sub>v,c</sub>	0,5441	0,8162
τ <sub>v,col</sub>	1,2477	1,8716
<b>Tensión equivalente</b>	<b>104,210</b>	

Tabla 27: Resultados del caso II.  
Fuente propia

Caso III: Solicitaciones excepcionales.

En este caso, hemos realizado los cálculos para el viento máximo fuera de servicio y para los esfuerzos de ensayo ya que no se contemplan esfuerzos de choque en nuestro caso. Para ambos cálculos se ha usado un coeficiente de seguridad C<sub>s</sub> = 1,2.

- Viento máximo:

Para las solicitaciones debidas al viento máximo se emplean las tensiones de flexión y cortante generadas por el peso propio de la pluma y la columna y las provocadas por el viento máximo que se han calculado anteriormente. Los esfuerzos cortantes a flexión debidos al viento no se toman en consideración debido a que su valor es prácticamente nulo.

$$\sigma_{\text{casoIII}} = ((\sigma_p + \sigma_{\text{col}} + \sigma_{\text{vfs,p}} + \sigma_{\text{vfs,col}})^2 + 3 \cdot (\tau_p^2 + \tau_{\text{vfs,p}}^2))^{1/2} \quad [37]$$

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
σ <sub>p</sub>	4,422	6,633
σ <sub>c<sub>p</sub></sub>	0,390	0,584
σ <sub>vfs,p</sub>	4,181	4,599
σ <sub>c<sub>col</sub></sub>	0,531	0,797
σ <sub>vfs,col</sub>	5,922	6,514
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
τ <sub>vfs,p</sub>	0,7275	0,8002
τ <sub>vfs,col</sub>	0,0300	0,0330
<b>Tensión equivalente</b>	<b>19,178</b>	

Tabla 28: Resultados del caso III (viento fuera de servicio).  
Fuente propia

- Esfuerzos de ensayos:

Se emplean los coeficientes de ensayo estático y dinámico que indica la norma y mencionados anteriormente para realizar el estudio de este caso.

Se han calculado las tensiones de flexión y cortante por la pluma, el peso propio del mecanismo de elevación y la carga de servicio pero esta vez sin aplicar el coeficiente de mayoración  $\gamma_c = 1,14$ .

Para determinar las tensiones, se aplica el coeficiente de ensayo estático  $p_2 = 1,25$  en los esfuerzos debidos al peso del mecanismo de elevación y la carga de servicio y se le suman los debidos al peso propio de la pluma, el mecanismo de giro y la columna. Y para el ensayo dinámico, se multiplica el coeficiente de ensayo dinámico  $p_1 = 1,1$  más el coeficiente dinámico  $\Psi = 1,15$  en los esfuerzos por el peso del mecanismo de elevación y la carga de servicio y se le añaden los debidos a la carga propia del perfil, del mecanismo de giro y de la columna.

Las fórmulas empleadas son las siguientes:

$$\sigma_{ee(\text{ensayo estático})} = (\sigma_p + \sigma_{mg} + \sigma_{col}) + ((\sigma_{me} + \sigma_c) \cdot p_2) \quad [38]$$

$$\tau_{ee(\text{ensayo estático})} = \tau_p + ((\tau_{me} + \tau_c) \cdot p_2) \quad [39]$$

$$\sigma_{ed(\text{ensayo dinámico})} = (\sigma_p + \sigma_{mg} + \sigma_{col}) + ((\sigma_{me} + \sigma_c) \cdot p_1 \cdot \Psi) \quad [40]$$

$$\tau_{ed(\text{ensayo dinámico})} = \tau_p + ((\tau_{me} + \tau_c) \cdot p_1 \cdot \Psi) \quad [41]$$

$$\sigma_{\text{caso III (ensayos)}} = ((\sigma_{ee} + \sigma_{ed})^2 + 3 \cdot (\tau_{ee}^2 + \tau_{ed}^2))^{1/2} \quad [42]$$

Los resultados para el estudio de los esfuerzos de ensayo son:

	Real	C <sub>s</sub> aplicado
<b>σ flexión (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
σ <sub>ee</sub>	73,629	80,992
σ <sub>ed</sub>	74,452	81,897
<b>τ cortante (N/mm<sup>2</sup>)</b>		
τ <sub>ee</sub>	0,2790	0,3069
τ <sub>ed</sub>	0,2820	0,3102
<b>Tensión equivalente</b>	<b>162,891</b>	

Tabla 29: Resultados del caso III (ensayo estático y dinámico).  
Fuente propia

Una vez hemos desarrollado los resultados para los tres casos de estudio que indica la norma, comprobamos que las tensiones equivalentes resultantes no superen la de nuestro material de fabricación. El acero S275 JR empleado tiene un límite elástico de 275 MPa. El coeficiente de seguridad que sería aplicable al material lo hemos añadido en el cálculo de las tensiones equivalentes de los tres casos.

	Caso I	Caso II	Caso III	
			Viento máx.	Ensayos
σ <sub>adm</sub> (Mpa)	275			
σ <sub>eq</sub> (Mpa)	94,22	104,210	19,18	162,89
¿Válido?	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 30: Comprobación del dimensionado de la columna.  
Fuente propia

Como vemos en la tabla 30, en ninguno de los casos de estudio se supera el límite elástico del material, es más, tenemos una holgura considerable por lo que podríamos pensar en escoger un perfil más pequeño.

La causa por la que se escoge este perfil es por el tamaño del rodamiento necesario para el movimiento de giro, que nos obliga a tener este diámetro de columna y además requiere de un espesor considerable para poder soldarle la placa soporte del rodamiento. Por ello, podemos concluir que el dimensionamiento realizado es correcto.

#### 4.2.7 Estudio de pandeo

Una vez tenemos el diseño de la columna, realizamos una comprobación del pandeo mediante las fórmulas de Euler, determinando la carga crítica para nuestro pilar y comparándola con la carga máxima que tenemos.

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L^2} \quad [43]$$

Donde:

- E: Módulo de elasticidad del material
- I: Momento de inercia de la sección
- L: Longitud

Las cargas normales que consideramos para el pandeo son las especificadas en el inicio del dimensionamiento de la columna, es decir los pesos propios de los componentes que soporta.

	Masa (Kg)	Carga (N)	Carga mayorada (N)
Pluma	1591	15604	17788
Mecanismo elevación	1005	9859	11239
Carga de servicio	8000	78480	102887
Mecanismo de giro	500	4905	5591,7
Total	11096	108848	137505,7

Tabla 31: Cargas consideradas para el pandeo de la columna.  
Fuente propia

Los datos de la columna para el cálculo de la carga crítica son los siguientes:

E acero S275 JR	
E (MPa)	210000
L (mm)	9000
Ix (mm <sup>4</sup> )	7,71E+05

Tabla 32: Datos del perfil de la columna.  
Fuente propia

Finalmente, el valor de la carga crítica obtenido es:

	KN
P <sub>crítica</sub>	49337,032
Coef seguridad pandeo	358,80

Tabla 33: Resultados del estudio a pandeo.  
Fuente propia

Como podemos comprobar, la carga crítica es mucho mayor que la carga que tenemos en nuestro sistema, teniendo un coeficiente de seguridad de más de 350. Por esto, podemos asegurar que nuestra columna no pandea en ningún caso.

#### 4.2.8 Dimensionado del anclaje al suelo

Para el estudio del anclaje de los pernos, debemos tener en cuenta que la columna se suelda a la placa de anclaje y ésta se une al suelo. Por lo que debe resistir los momentos generados en la grúa.

Para ello, determinaremos el momento máximo en la base de la columna utilizando los valores del caso 2 de estudio, es decir, las solicitaciones debidas a las cargas verticales y las debidas al viento en servicio.

Mflector máx Pluma (Nmm)	5,69E+07
Mf máx. Mec. elev (Nmm)	6,97E+07
Mf máx. Carga (Nmm)	6,38E+08
Mflector Vpluma (Nmm)	1,72E+07
Mflector Vcarga (Nmm)	2,12E+07
Mflector Vcol (Nmm)	4,86E+07
Momento máx base de la columna (Nmm)	8,51E+08

Tabla 34: Momento máximo en la base de la columna.  
Fuente propia

Este momento máximo que hemos determinado debe ser contrarrestado por los pernos de anclaje que utilicemos. Los tornillos se dispondrán de forma equidistante entre ellos y en forma de matriz circular en todo el perímetro de la placa de anclaje.

Para determinar la fuerza que resiste cada tornillo utilizaremos una relación entre la distancia del tornillo al eje central y la fuerza que resiste. Para determinarla, debemos conocer las distancias de cada uno de los tornillos al eje de giro.

$$F_t = \alpha \cdot x_i \quad [44]$$



Donde:

- Ft: Fuerza que soporta un tornillo
- a: Relación entre la fuerza que soporta el tornillo y su distancia al eje de giro
- xi: Distancia desde el tornillo al eje de giro

Teniendo en cuenta que el momento generado por los tornillos debe ser superior al momento máximo en la base de la columna, sabemos que el sumatorio de la fuerza que soporta el tornillo por la distancia al eje de giro debe ser igual a este momento.

Por tanto podemos calcular el valor de a de esta forma:

$$M_{\text{máx.col}} = Ft \cdot \sum x_i = \alpha \cdot \sum x_i^2 \qquad \alpha = \frac{M_{\text{máx.col}}}{\sum x_i^2} \qquad [45]$$

Para nuestro planteamiento inicial, utilizaremos 20 pernos distribuidos en la placa de anclaje y con un diámetro de 33 mm. La distribución de distancias se muestra a continuación:

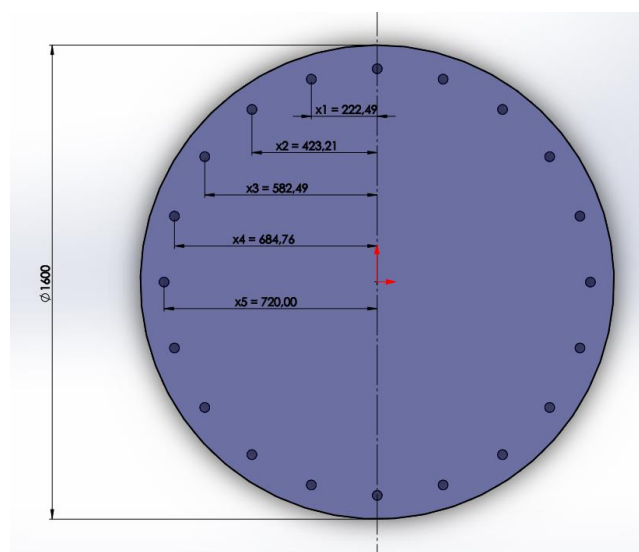


Imagen 9: Distancias tornillo – eje de giro.

Fuente propia

Distancias tornillo - eje	mm	Unidades
x1	222,49	4
x2	423,21	4
x3	582,49	4
x4	684,76	4
x5	720	2
$\Sigma x_i^2$	5183997,448	

Tabla 35: Cálculo de  $\Sigma x_i^2$  .  
Fuente propia

Ahora que conocemos este valor, podemos calcular a

$\Sigma x_i^2$ (mm <sup>2</sup> )	5183997,45
$M_{m\acute{a}x.col}$ (Nmm)	8,51E+08
$\alpha$ (N/mm)	164,2423

Tabla 36: Cálculo de a.  
Fuente propia

La fuerza máxima que resiste el tornillo se dará en el tornillo más alejado del eje de giro, pues el momento generado es el mayor. Como nuestra pluma gira, este esfuerzo estará presente en todos los tornillos aunque en momentos diferentes. Por ello, dimensionamos todos los tornillos con este esfuerzo. Usamos la fórmula 43 para el cálculo.

$\alpha$ (N/mm)	164,2423
x5 (mm)	720
Fmáx (N)	118254,478

Tabla 37: Cálculo de Fmáx.  
Fuente propia

Una vez tenemos la fuerza máxima que soportan nuestros tornillos, debemos calcular la fuerza de precarga que se les va a aplicar para tenerla en cuenta en el

cálculo. Ésta se determina multiplicando la mitad de la tensión mínima de prueba del tornillo seleccionado por su área de esfuerzo por tensión.

$$F_{\text{precarga}} = \frac{\sigma_{\text{mín prueba}}}{At} \quad [46]$$

Hemos seleccionado unos tornillos de diámetro 33 mm y calidad 8.8. Las características de éstos se muestran en la siguiente tabla.

Pernos de anclaje	
Unidades	20
d (mm)	33
Calidad 8.8	
Límite elástico (N/mm <sup>2</sup> )	640
Resistencia a tracción (N/mm <sup>2</sup> )	800
$\sigma_{\text{mín prueba}}$ (Mpa)	600
At (mm <sup>2</sup> )	693,55
Fprecarga (N)	208065

Tabla 38: Características de los pernos de anclaje.  
Fuente propia

El resultado de la fuerza de precarga sumado con el de la fuerza máxima debida al momento calculada anteriormente nos da la fuerza total aplicada sobre cada tornillo.

F <sub>precarga</sub> (N)	208065
F <sub>máx</sub> (N)	118254,48
F <sub>Total</sub> (N)	326319,48

Tabla 39: Fuerza total sobre cada tornillo.  
Fuente propia

Ahora que tenemos esta fuerza total, debemos compararla con la resistencia mínima de prueba de los pernos escogidos, para ello tenemos que calcular la tensión sobre cada tornillo dividiendo la  $F_{Total}$  entre el área de esfuerzo por tensión  $A_t$ .

$$\sigma_{tornillo} = \frac{F_{total}}{A_t} \quad [47]$$

Resistencia mínima a prueba	
$F_{Total}$ (N)	326319,48
$A_t$ (mm <sup>2</sup> )	693,55
$\sigma$ tornillo (Mpa)	470,51
$\sigma_{min}$ prueba (Mpa)	600
Válido	SÍ
CS	1,275

Tabla 40: Comprobación de la tensión sobre el tornillo.  
Fuente propia

Como podemos ver, la tensión aplicada sobre el tonillo es inferior a la resistencia del material por lo que el dimensionamiento es válido. Tenemos un coeficiente de seguridad CS de 1,275 que es un valor bastante aceptable.

Para completar el estudio del anclaje, se van a realizar algunas comprobaciones presentes en el Documento Básico de Seguridad Estructural Acero (DB SE-A) en el apartado de uniones atornilladas.

- Resistencia a cortante en la sección transversal

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{m2}} \quad [48]$$

Donde:

- $F_{v,Rd}$ : Resistencia a cortante en la sección transversal del tornillo.
- $n$ : Número de planos de corte
- $f_{ub}$ : Resistencia última del acero del tornillo
- $\gamma_{m2}$ : Coeficiente de seguridad del acero

$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	800
A (mm <sup>2</sup> )	855,299
n	1
$\gamma_{m2}$	1,25
$F_v, R_d$ (kN)	273,696

Tabla 41: Resistencia a cortante en la sección transversal.  
Fuente propia

- Resistencia a rotura de la placa usada

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{m2}} \quad [49]$$

Donde:

- $F_{t,Rd}$ : Resistencia de la placa que se une
- $d$ : Diámetro del vástago del tornillo
- $t$ : Menor espesor de las chapas
- $f_u$ : Resistencia última del acero de las chapas
- $\gamma_{M2}$ : Coeficiente de seguridad del acero
- $\alpha$ : El menor de:

$$\frac{e_1}{3d_o}; \frac{p_1}{3d_o} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1,0$$

Donde:

- $e_1$ : Distancia del eje del agujero al borde de la chapa
- $p_1$ : Separación entre ejes de agujeros
- $d_o$ : Diámetro del agujero

p1	> 2,2 · d	72,6	195
	< 14t y 200	200	
e1	> 1,2 · d	39,6	80
	< 40 + 4t y 150	150	

Tabla 42: Comprobación de las distancias.  
Fuente propia

$\frac{e_1}{3 \cdot d}$	0,8081
$\frac{p_1}{3 \cdot d} - 0,25$	1,7197
$\frac{f_{ub}}{f_u}$	1,9512

Tabla 43: Cálculo de  $\alpha$ .  
Fuente propia

d (mm)	33
f <sub>u</sub> (S275JR)	410
t (mm)	30
α (mín)	0,8081
γ <sub>m2</sub>	1,25
F <sub>t, Rd</sub> (kN)	656,0

Tabla 44: Resistencia a rotura de la placa.  
Fuente propia

- Resistencia a rotura de la placa usada

$$f_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{m2}} \quad [50]$$

Donde:

- f<sub>t,Rd</sub>: Resistencia a tracción del tornillo
- f<sub>ub</sub>: Resistencia última del acero del tornillo
- A<sub>s</sub>: Área resistente a tracción del tornillo
- γ<sub>m2</sub>: Coeficiente de seguridad del acero

f <sub>ub</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	800
A <sub>s</sub> (mm <sup>2</sup> )	855,30
γ <sub>m2</sub>	1,25
f <sub>t, Rd</sub> (kN)	492,652

Tabla 45: Resistencia a tracción del tornillo.  
Fuente propia

## 5. Dimensionamiento de la placa de unión

La placa de unión es el elemento encargado de unir la pluma de la grúa con el rodamiento para que así sea posible transmitir el movimiento de giro. La placa tiene un diámetro un poco mayor que el del rodamiento pero tiene practicados los orificios para que coincidan perfectamente con los que ya posee éste, de forma que se puedan unir utilizando tornillos, arandelas y tuercas.

La pluma, por su parte, irá soldada a la placa de forma que quede totalmente rígida, y se añaden cartelas para darle más seguridad a la unión. Por ello, la placa será fabricada del mismo material que el resto de la estructura, es decir, acero S275 JR.

Para realizar las comprobaciones sobre la placa se ha seguido el procedimiento de cálculo de dos libros: El primero, V.I. Feodosiev Resistencia de Materiales se ha utilizado para estudiar la placa con una carga distribuida sobre ella y determinar la tensión equivalente que soporta. El segundo libro, Roark's formulas for stress and strain se ha utilizado para determinar los momentos aplicados sobre la placa y compararlos el momento máximo que soporta.

### 5.1 Diseño de la placa de unión

El diseño se ha realizado de la forma más sencilla posible, para evitar problemas a la hora de alinearla con el rodamiento. Se trata de una placa circular de 30mm de espesor con un resalte de 25mm en la parte central. La pluma irá soldada sobre este resalte que se ha diseñado para poder colocar las tuercas de los pernos que vayan a estar debajo de la pluma.

Además, tenemos un orificio grande para introducir el sistema de transmisión al completo y facilitar el montaje y desmontaje, los cuatro huecos roscados están presentes para atornillar la camisa del acoplamiento y la placa de apoyo del rodamiento



superior. En los cálculos realizados no se tiene en cuenta este agujero y se toma la placa como un sólido continuo.

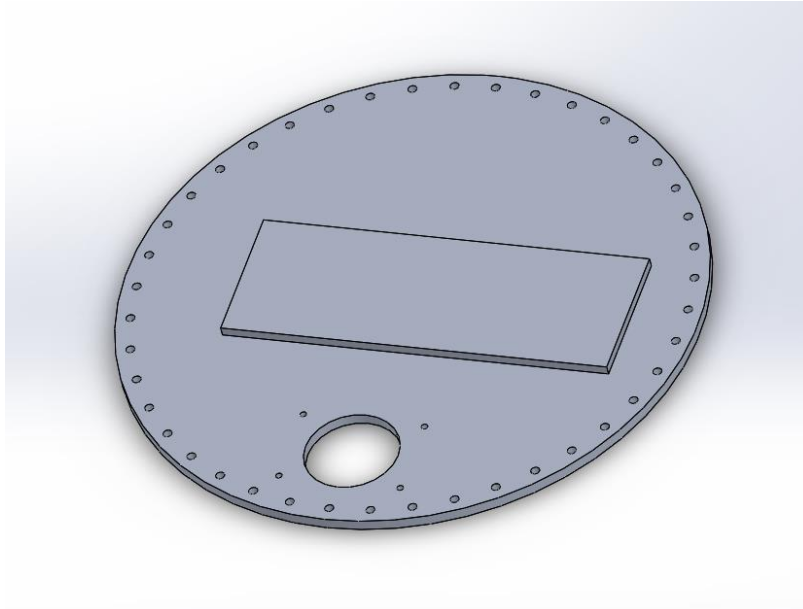


Imagen 10: Diseño de la placa de unión.  
Fuente propia

## 5.2 Cargas presentes

Para el estudio se han tenido en cuenta las solicitaciones debidas a los pesos propios de la pluma, el mecanismo de elevación, la carga de servicio y el mecanismo de giro, ya que son las que afectan directamente a la placa. Además se emplean las solicitaciones debido a las fuerzas horizontales que se han descrito anteriormente. Se recuerdan los valores de estas fuerzas a continuación:

	Carga mayorada (N)
Pluma	17788
Mecanismo elevación	11239
Carga de servicio	102887
Mecanismo de giro	5592
Fi pluma	125,33
Fi mec. de elevación	153,57
Fi carga de servicio	1222,46
<b>Total</b>	<b>139007,97</b>

Tabla 46: Cargas consideradas para el dimensionamiento de la placa de unión.  
Fuente propia

### 5.3 Cálculo de la tensión equivalente

El primer método que vamos a utilizar para el cálculo es el descrito en el libro de V.I. Feodosiev llamado Resistencia de materiales. Para ello, suponemos la placa como un sólido continuo sin tener en cuenta el agujero practicado y utilizamos el espesor mínimo para estar en el caso más desfavorable.

El estudio se va a realizar suponiendo una carga continua en toda la superficie, ya que la pluma, va a estar sobre gran parte de la placa.

Se debe escoger un radio para la parte central de la placa llamado  $r$  que se utilizará en los cálculos. Además, la placa se considerará como empotrada en su perímetro exterior, ya que estará atornillada al rodamiento en toda la circunferencia.

Los datos utilizados para el cálculo son los siguientes:

Datos Placa unión. Acero S275 JR	
D (cm)	147,5
R (cm)	73,75
h (cm)	3
r (cm)	20
$\mu$	0,3
g	9,81
$\sigma_{adm}$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	2702,25
E (kgf/cm <sup>2</sup> )	2140000

Tabla 47: Datos para el dimensionamiento de la placa de unión.  
Fuente propia

Ahora que tenemos los datos iniciales, se describen las fórmulas que se van a utilizar para el cálculo:

$$Q = \frac{p \cdot r}{2} \quad [51]$$

$$M_r = \frac{p}{16} \cdot (R^2(1+\mu) - r^2(3+\mu)) \quad [52]$$

$$M_t = \frac{p}{16} \cdot (R^2(1+\mu) - r^2(1+3\mu)) \quad [53]$$

$$\sigma_r = \frac{2p \cdot R^2}{16} \cdot \frac{6}{h^2} \quad [54]$$

$$\sigma_t = \frac{2\mu p \cdot R^2}{16} \cdot \frac{6}{h^2} \quad [55]$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{2} \cdot \frac{6}{16} \cdot \frac{p \cdot R^2}{h^2} \cdot \sqrt{(1 + 2\mu^2 - \mu)} \quad [56]$$

Donde:

- Q: Fuerza cortante
- p: Carga distribuida sobre la superficie
- r: Radio de la parte central
- R: Radio de la placa
- h: Espesor de la placa
- $\mu$ : Coeficiente de Poisson
- $M_r$ : Momento radial
- $M_t$ : Momento tangencial
- $\sigma_r$ : Tensión radial
- $\sigma_t$ : Tensión tangencial
- $\sigma_{eq}$ : Tensión equivalente

Para realizar los cálculos de la placa, las unidades que utilizaremos son los kgf y los cm, por ello vamos a pasar la fuerza en Newtons a kgf y luego la dividiremos entre la superficie donde se aplica. Como superficie de aplicación utilizaremos la sección de la pluma que está sobre la placa ya que si se usara el diámetro total no se representaría de forma realista el esfuerzo. La superficie de la pluma que se sitúa sobre la placa es de 100 cm x 35 cm.

Fuerza total (N)	139007,97
Fuerza total (kgf)	14170,03
Área de aplicación (cm <sup>2</sup> )	3500
p (kgf/cm <sup>2</sup> )	4,049

Tabla 48: Determinación de p.  
Fuente propia

Ahora que conocemos el valor de p, podemos determinar todos los resultados con las fórmulas descritas anteriormente. Los resultados son los siguientes:

Q	40,50 kgfcm
$M_r$	1455,67 kgfcm
$M_t$	1597,42 kgfcm
$\sigma_r$	1835,68 kgf/cm <sup>2</sup>
$\sigma_t$	550,71 kgf/cm <sup>2</sup>
$\sigma_{eq}$	1217,65 kgf/cm <sup>2</sup>

Tabla 49: Resultados del estudio de la tensión equivalente.  
Fuente propia

Comparando la tensión equivalente obtenida con la del material empleado en la placa, es decir, Acero S275 JR, vemos que nuestra placa cumple con holgura y tenemos un coeficiente de seguridad adecuado.

$\sigma_{eq}$ cálculo	1217,65 kgf/cm <sup>2</sup>
$\sigma_{adm}$ Acero	2702,25 kgf/cm <sup>2</sup>
CS	2,22
¿Válido?	Sí

Tabla 50: Comprobación del resultado.  
Fuente propia

## 6.4 Cálculo de los momentos aplicados

El segundo procedimiento de dimensionamiento que se lleva a cabo es el estudio de los momentos, basándonos en el procedimiento de cálculo del libro *Roark's formulas for stress and strain* se han determinado los momentos radial y tangencial aplicados sobre la placa para compararlos con el momento máximo que soporta.

La placa plana se considera como un sólido de espesor constante y todas las cargas y reacciones se consideran normales al plano de la superficie.

Se realizará el cálculo empleando las fórmulas para el caso de una carga distribuida simétricamente en todo el diámetro con el borde simplemente apoyado al ser el caso más representativo de nuestro sistema. Las fórmulas son las siguientes:

$$M_r = \frac{q a^2 \cdot (5+\nu)}{72 \sqrt{3}} \quad \text{at } r = 0,577a \quad [57]$$

$$M_t = \frac{q \cdot a^2 (5+\nu)(1+3\nu)}{72 (3+\nu)} \quad \text{at } r = 0,675a \quad [58]$$

$$\text{Max } y = 0,042 \cdot \frac{q \cdot a^4}{E \cdot t^3} \quad \text{at } r = 0,503a \quad [59]$$

$$M_{eq} = \sqrt{(M_r^2 + M_t^2)} \quad [60]$$

Donde:

- Mr: Momento radial
- Mt: Momento tangencial
- Max y: Máxima deflexión
- $M_{eq}$ : Momento equivalente
- q: Carga por unidad de área
- a: Radio externo de la placa
- $\nu$ : Coeficiente de Poisson
- r: Posición radial de la cantidad evaluada
- E: Módulo elástico
- t: Espesor de la placa

A continuación se muestran los datos utilizados para la solución de estas fórmulas, se utiliza la misma carga distribuida que para el estudio anterior. Los resultados para las fórmulas anteriores se definen en la tabla 40.

Datos Placa unión. Acero S275 JR	
D (cm)	147,5
a (cm)	73,75
t (cm)	3
q (kgf/cm <sup>2</sup> )	4,049
$\mu$	0,3
E (kgf/cm <sup>2</sup> )	2140000

Tabla 51: Datos para la comprobación de la placa de unión.  
Fuente propia

$M_r$	936,19 kgfcm
$M_t$	933,60 kgfcm
y máx	0,0871 cm
$M_{eq}$	1322,14 kgfcm

Tabla 52: Resultados de los momentos sobre la placa.  
Fuente propia

Una vez determinados los momentos aplicados sobre la placa y el momento equivalente, se muestra el diseño final de la placa diseñada:

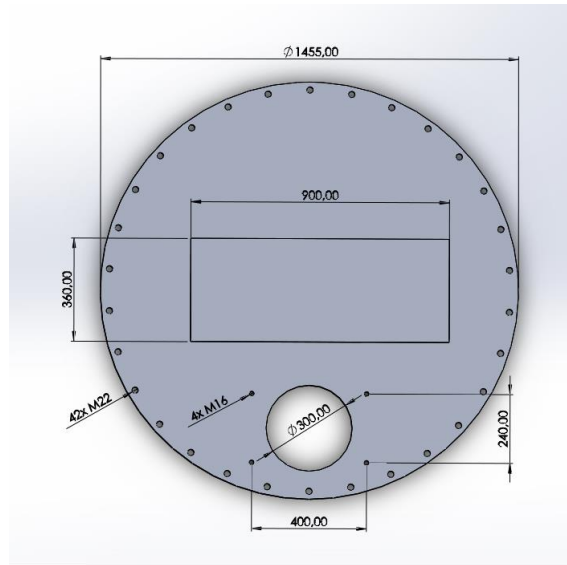


Imagen 11: Dimensiones de la placa de unión.  
Fuente propia

## 5.6 Cálculo de la soldadura.

Para realizar los cálculos de la soldadura de la pluma y la placa de unión se ha seguido el procedimiento descrito en el Documento Básico de Seguridad Estructural Acero (DB SE-A). El apartado de uniones soldadas describe los requisitos que se deben cumplir y las comprobaciones a realizar para determinar una correcta soldadura.

Nuestra unión es una soldadura a solape en ángulo, y se realizará en ambos lados del perfil. Debido a la gran longitud del perfil, realizaremos una soldadura intermitente.

Antes de empezar debemos definir el tipo de acero que vamos a utilizar, en nuestro caso, ambas piezas son de acero S275 por lo que escogemos esta opción. El límite rotura y el coeficiente de correlación se muestran en la siguiente imagen.



**Tabla 8.1 Coeficiente de correlación  $\beta_w$**

Acero	$f_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\beta_w$
S 235	360	0,80
S 275	430	0,85
S 355	510	0,90

Imagen 12: Coeficiente de correlación.  
Fuente: Documento básico DB SE-A

Lo primero que realizamos es una estimación del espesor de la garganta del cordón. Para ello determinamos los espesores a unir, por un lado tenemos el perfil de la pluma cuyo espesor es de 32 mm y por otro el espesor de la placa que tomamos como 40 mm debido al resalte.

$$a \left\{ \begin{array}{l} \leq 0,7 \cdot e_{\min} = 0,7 \cdot 32 = 22,4 \\ \geq 0,3 \cdot e_{\max} = 0,3 \cdot 40 = 12 \end{array} \right\} a = \frac{22,4+12}{2} = 17,2 \rightarrow 17 \text{ mm}$$

El método de cálculo se realiza suponiendo que sobre la sección de garganta hay una distribución uniforme de tensiones. La soldadura de ángulo será suficiente si, con las tensiones de cálculo, se cumple:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad [61]$$

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad [62]$$

Donde:

- $\sigma_{\perp}$ : Tensión normal perpendicular al plano de la garganta
- $\tau_{\perp}$ : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) perpendicular al eje del cordón
- $\tau_{//}$ : Tensión tangencial (en el plano de la garganta) paralela al eje del cordón
- $f_u$ : Resistencia última a tracción de la pieza más débil
- $\beta_w$ : Coeficiente de correlación

La forma de determinar  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  y  $\tau_{//}$  se define a continuación:

$$\sigma_{\perp} = n_{\perp} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} + t_{\perp} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad [63]$$

$$\tau_{\perp} = -n_{\perp} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} + t_{\perp} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad [64]$$

$$\tau_{//} = t_{//} \quad [65]$$

Donde:

- $n_{\perp}$ : Tensión normal en el material a soldar
- $t_{\perp}$ : Tensión tangencial en el material soldado en el plano perpendicular al cordón
- $t_{//}$ : Tensión tangencial en el material soldado en el plano paralelo al cordón

A continuación se muestra un esquema representativo de la aplicación de estos esfuerzos en el cordón.

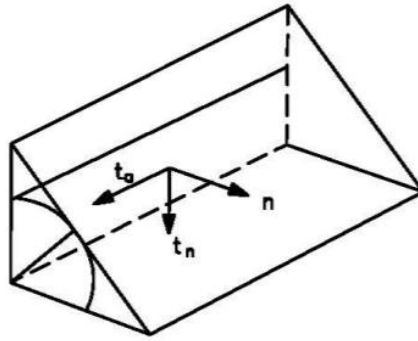


Imagen 13: Diagrama de tensiones sobre el cordón.  
Fuente: Ingemecánica.com

Para determinar estos esfuerzos hay que realizar el estudio de los cordones. Usaremos el teorema de Steiner para determinar la inercia y luego calcularemos el módulo resistente al dividir la inercia entre la distancia de la fibra más alejada. Además de la soldadura del perfil, se añaden cartelas para aumentar la resistencia de la pluma y asegurarnos de tener una unión sólida.

Con estos valores determinaremos los momentos flector y torsor y con ellos las tensiones de aplicación. A continuación se muestra un esquema de las dimensiones de los cordones de soldadura sobre la placa:

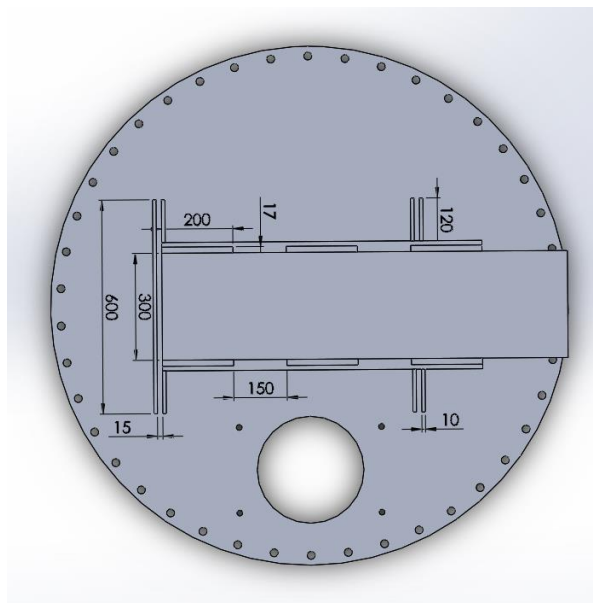


Imagen 14: Distribución de los cordones de soldadura de la pluma.  
Fuente propia

Teorema de Steiner	
$I_{xx}$ (mm <sup>4</sup> )	4,45E+09
$I_o$ (mm <sup>4</sup> )	8,45E+08
$W_x$ (mm <sup>3</sup> )	9,89E+06
$Y_x$ (mm)	450
$Y_y$ (mm)	158,5

Tabla 53: Resultados I teorema de Steiner.  
Fuente propia

$M_f$	7,89E+08 Nmm
$M_t$	9,22E+06 Nmm
$n_{\perp}$	79,798 N/mm <sup>2</sup>
$t_{\perp}$	4,910 N/mm <sup>2</sup>
$t_{//}$	1,729 N/mm <sup>2</sup>
Resultados	
$\sigma_{\perp}$	59,898 N/mm <sup>2</sup>
$\tau_{\perp}$	-52,954 N/mm <sup>2</sup>
$\tau_{//}$	1,729 N/mm <sup>2</sup>

Tabla 54: Resultados de las tensiones aplicadas en el cordón de soldadura  
Fuente propia

Ahora que conocemos los valores de las tensiones para el estudio de la soldadura, utilizamos las fórmulas 49 y 50 para comprobar que sea válida. EL coeficiente  $\gamma_{M2}$  es un factor de seguridad del acero que se toma como 1,25.

Acero S275	
$f_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	430
$\beta_w$	0,85
$\gamma_{m2}$	1,25

Tabla 55: Datos para las comprobaciones de la soldadura.  
Fuente propia

$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}}$			$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$		
109,586	≤	404,706	59,898	≤	344
¿Válido? Sí			¿Válido? Sí		

Tabla 56: Comprobaciones de la soldadura.  
Fuente propia

Como vemos, ambos resultados son válidos según la norma por lo que consideramos nuestra soldadura como correcta. El estudio se ha realizado tomando en cuenta únicamente la cartela trasera, por lo que al incluir las dos que van más adelante mejoramos aún más la resistencia de ésta.

## 6. Selección del rodamiento

El rodamiento es uno de los elementos principales del sistema de giro de la grúa, este elemento permite la reducción de velocidad necesaria para tener la salida que requiere nuestro sistema y además transmite el giro a la placa de unión y a la pluma que van unidas a éste.

El rodamiento se compone de una parte fija que se une a la columna mediante una placa de apoyo diseñada para este propósito y una parte móvil que se atornilla a la placa de unión.

El rodamiento debe soportar esfuerzos axiales y momentos de vuelco producidos por los elementos que soporta, por lo que su selección debe ser estudiada con detenimiento para asegurarnos de escoger el idóneo para nuestro sistema.

Existen muchos fabricantes que diseñan rodamientos de gran diámetro como el requerido pero en nuestro caso, hemos acudido al catálogo de la empresa thyssenkrupp Rothe Erde la cual se especializa en el diseño de este tipo de elementos y tiene una amplia gama de productos.

### **6.1 Diseño escogido.**

Debido a que nuestra grúa se va a destinar a su utilización en un ambiente marino y por lo tanto, corrosivo, escogemos un rodamiento con dentado interno. Esto lo realizamos para que los componentes utilizados queden en el interior de la columna y estén lo más protegidos posible.

La selección realizada consiste en un rodamiento de la serie 06 de una hilera de bolas con dentado interior que permite transmitir los esfuerzos que se van a aplicar sobre él.

### Series 06 Single-row four-point bearing

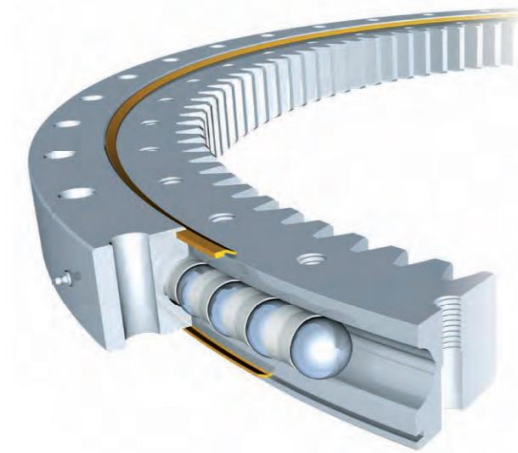


Imagen 15: Rodamiento de la serie 06.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Para realizar las comprobaciones pertinentes y seleccionar el modelo correcto, se siguen las directrices de cálculo del catálogo. Nuestro dimensionado se va a realizar a partir de la capacidad de carga estática y del periodo de utilización. Se consideran tres tipos de esfuerzos sobre el rodamiento:

$F_a$  = Carga axial

$F_r$  = Carga radial

$M_k$  = Momento de vuelco

Para el estudio del rodamiento se tienen en cuenta las sollicitaciones referentes a las cargas verticales, horizontales y al viento, ya que son las dispuestas en el procedimiento de cálculo del catálogo.

La carga radial aplicada sobre el rodamiento es tan baja que no afecta al dimensionamiento, por lo tanto no se empleará en el diseño.

Se deben estudiar dos casos para la carga axial y el momento de vuelco, el primero lo llamaremos caso A y consiste en utilizar las cargas horizontales y verticales. El segundo caso, llamado caso B, emplea las cargas horizontales y verticales con un incremento del 25%.

Por lo tanto, los esfuerzos resultantes y que emplearemos para la selección del rodamientos son los que se muestran a continuación:

	Distancia (mm)	Caso A	Caso B
Pluma	3200	15367,4	19209,2
Mecanismo elevación	6200	9859,1	12323,8
Carga de servicio	6200	78480	98100,0
Mecanismo de giro	0	4905	6131,25
$F_{i,i}$ (N)	3200	125,33	156,66
$F_{i,i}$ (N)	6200	153,57	191,96
$F_{i,i}$ (N)	6200	1222,46	1528,07
Fuerza axial (N)		108611,4	120208,3
Mk de vuelco (Nmm)		5,75E+08	6,32E+08

Tabla 57: Esfuerzos de cálculo para la selección del rodamiento.  
Fuente propia

## 6.2 Método de cálculo.

Las cargas descritas anteriormente serán multiplicadas por un factor  $f_{stat}$  que dependerá del uso que se le vaya a dar al rodamiento. El factor se debe escoger de una tabla facilitada en el catálogo de la marca. A continuación se muestra el factor  $f_{stat}$  escogido en el caso de nuestra grúa:



Applications	$f_{stat}$	$f_L$	Utilization period Full load rotations
Floating crane (general cargo)			
Vehicle crane (general cargo)			
Deck crane (grapple)	1,10	1,0	30000
Welding turntable			
Turntable (continuous operation)			
Construction slewing cranes:			
Top slewing* $M_{rot} \leq 0,5 M_k$		1,0	30000
$0,5 M_k \leq M_{rot} \leq 0,8 M_k$		1,15	45000
$M_{rot} \geq 0,8 M_k$		1,25	60000
Self-erecting crane	1,25	1,0	30000
Slewing crane (general cargo)			
Shipyards crane		1,15	45000
Swiveling trolley (general cargo)			
Ship loader/unloader			
Smelting works crane		1,5	100000
Vehicle crane (grapple as well as operation with high handling capacity)			
Slewing crane (grapple/magnet)		1,7	150000
Swiveling trolley (grapple/magnet)			
Loading bridge (grapple/magnet)	1,45**		
Floating crane (grapple/magnet)			
Bucket excavator			
Main slewing gear			
Back loader		2,15	300000
Spreader			
Jib conveyor			

Imagen 16: Selección del factor  $f_{stat}$ .  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Una vez se ha determinado el factor  $f_{stat}$  adecuado a nuestro uso, podemos calcular las combinaciones de carga que indica el procedimiento. Para nuestro rodamiento, que pertenece a la serie 06 debemos utilizar las siguientes fórmulas:

**Load combination I**

$$F_a' = (F_a + 5,046 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = M_k \cdot f_{stat}$$

**Load combination II**

$$F_a' = (1,225 \cdot F_a + 2,676 \cdot F_r) \cdot f_{stat}$$

$$M_k' = 1,225 \cdot M_k \cdot f_{stat}$$

Imagen 17: Fórmulas para el dimensionamiento del rodamiento.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Para determinar si el rodamiento es adecuado, debemos comprobar que los esfuerzos para las dos combinaciones de cargas están por debajo de la gráfica correspondiente a nuestra selección. En el estudio de la carga estática se emplearán los valores dados por el caso B que se muestran en la tabla 34.

Para nuestra elección, la gráfica correspondiente a la carga estática es la siguiente:

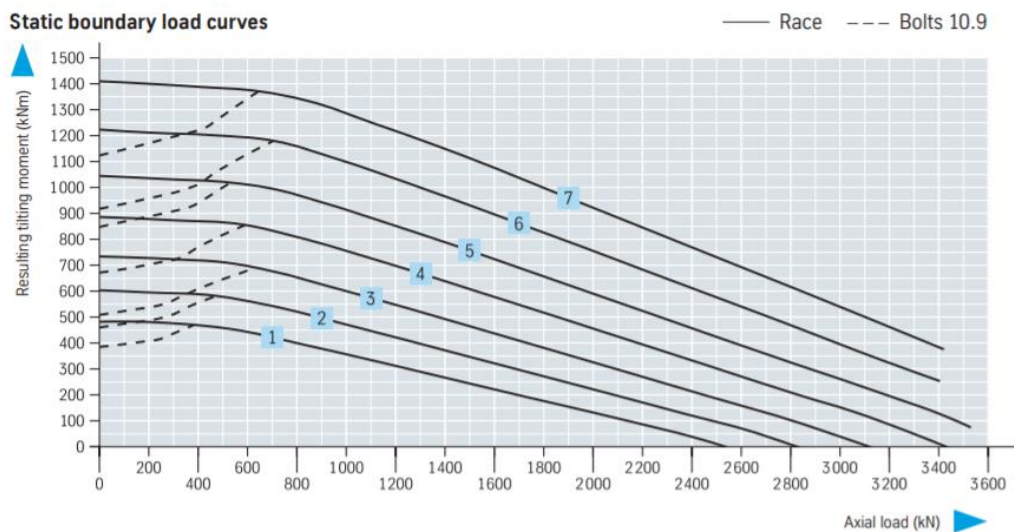


Imagen 18: Gráfica de comprobación de la capacidad de carga estática.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Para realizar las comprobaciones de vida útil se debe comprobar que los resultados para ambas combinaciones de carga están por debajo de la gráfica correspondiente. En el estudio de la vida útil se usarán los resultados del caso A que aparecen en la tabla 34.

Para nuestra elección, la gráfica correspondiente a la vida útil es la siguiente:

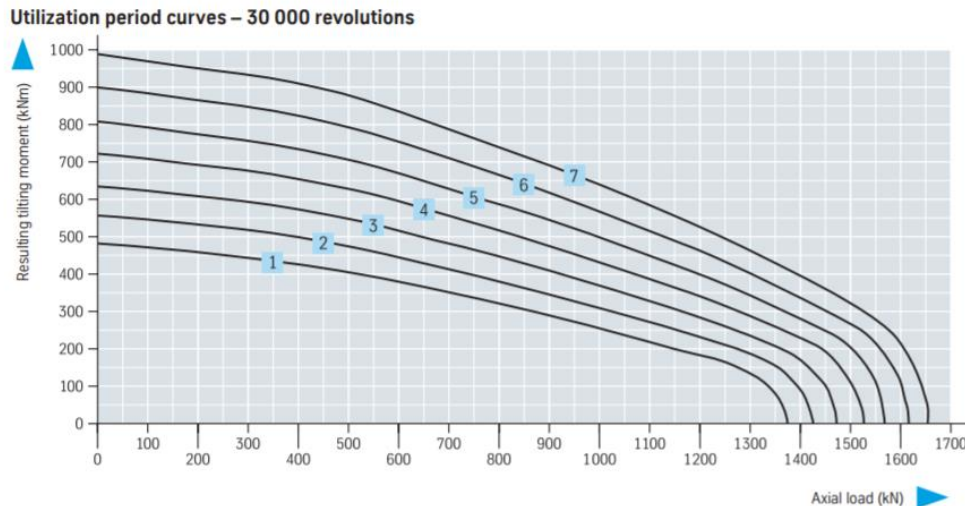


Imagen 19: Gráfica de comprobación de la vida útil.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

También calcularemos el periodo de utilización del rodamiento en revoluciones totales. Para ello, utilizaremos el procedimiento que indica el catálogo. Debemos trazar una recta entre el origen y la intersección de la carga axial con el momento de vuelco y el punto donde corte con la curva de nuestro rodamiento será de donde obtengamos los valores de  $F_{a0}$  y  $M_{k0}$ . Estos esfuerzos resultantes los usaremos para determinar  $f_L$  y con ello el número de rotaciones totales  $G$ .

$$f_L = \frac{F_{a0}}{F_a} = \frac{M_{k0}}{M_k}$$

$$G = (f_L)^p \cdot 30\,000$$

Imagen 20: Fórmulas para determinar la vida útil del rodamiento.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

### 6.3 Selección del rodamiento final.

Una vez hemos definido el método a seguir para la selección del rodamiento, procedemos a calcular las fuerzas axiales y momentos de vuelco para las dos combinaciones de cargas que se muestran en el catálogo.

Los resultados para estas combinaciones que se calculan utilizando las fórmulas de la imagen 13 se muestran a continuación.

	Combinación de cargas I		Combinación de cargas II	
Caso A	Fa' (N)	135764,3	Fa' (N)	166311,2
	Mk' (Nmm)	7,18E+08	Mk' (Nmm)	8,20E+08
Caso B	Fa' (N)	150260,4	Fa' (N)	184069,0
	Mk' (Nmm)	7,90E+08	Mk' (Nmm)	9,68E+08

Tabla 58: Resultados para las dos combinaciones de cargas.  
Fuente propia

Ahora que tenemos los valores, podemos introducirlos en las gráficas correspondientes a nuestra selección, es decir, las de la serie 06 y seleccionar el rodamiento que se adecúe a nuestras necesidades. La selección en color azul indica la combinación de cargas I mientras que las de color rojo muestran los resultados de la combinación de cargas II. El color verde se utiliza para seleccionar los valores de  $F_{a0}$  y  $M_{k0}$ .

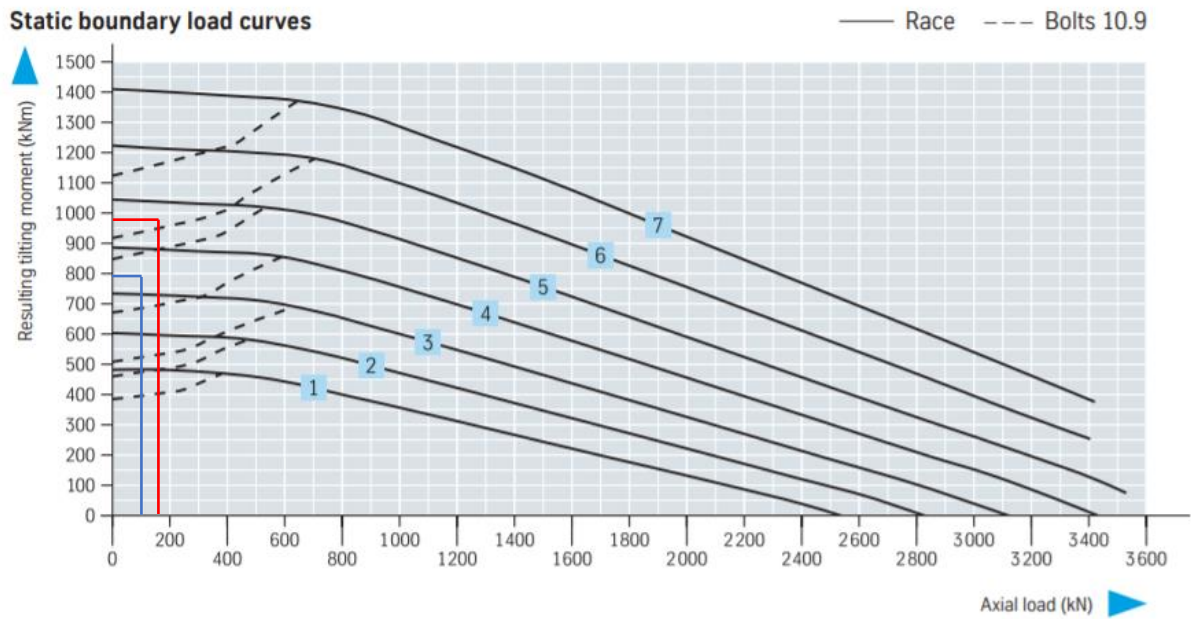


Imagen 20: Resultados obtenidos para la carga estática.  
Fuente propia

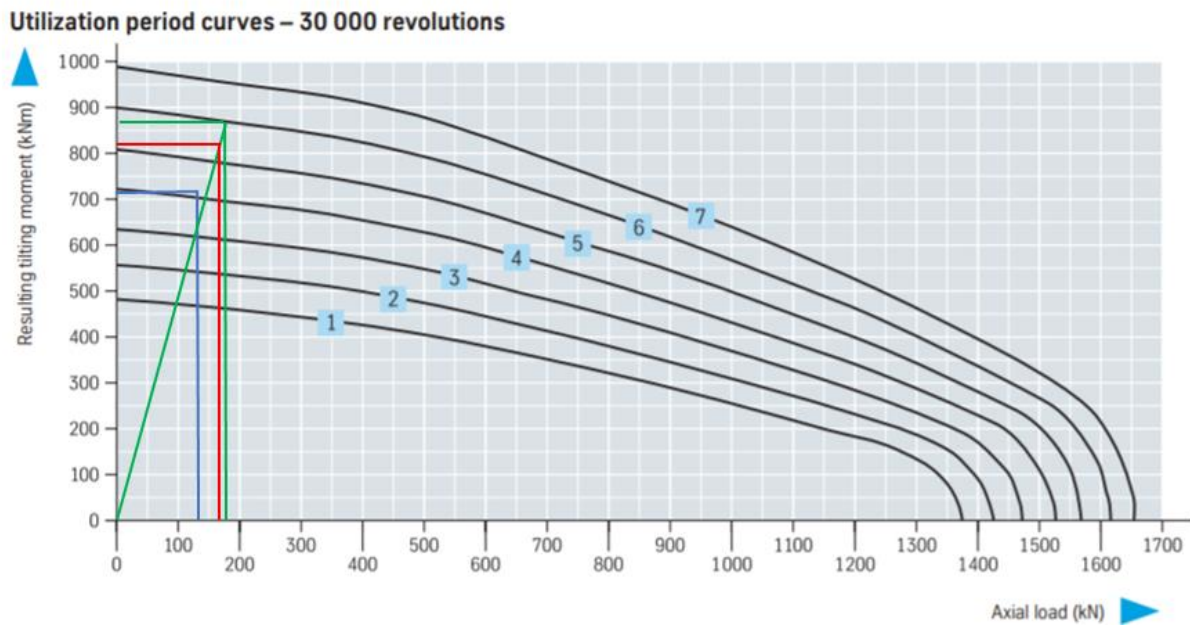


Imagen 21: Resultados obtenidos para la vida útil.  
Fuente propia

Como muestran los resultados, el rodamiento más adecuado es el número 6, ya que es el que se sitúa por encima de todos los puntos de ambas gráficas. Concretamente es

el modelo 062.25.1355.500.11.1503. Las características de este rodamiento se muestran a continuación:

Bearing with internal gearing		Geometry										Attachment			Gearing			Miscellaneous											
Drawing number		$\varnothing D_i$ mm	$\varnothing D_a$ mm	$\varnothing D_o$ mm	H mm	$\varnothing O$ mm	$\varnothing U$ mm	$H_1$ mm	$H_2$ mm	$H_3$ mm	$H_4$ mm	$\varnothing D_a^*$ mm	$\varnothing U^*$ mm	$\varnothing L_a$ mm	$\varnothing B$ mm	M mm	t mm	d mm	m mm	z	$b_{\text{min}}$ mm	X1 kN	X2 kN	$\ddot{m}$ kg	$n_1$	Y axial mm	Y radial mm		
1	062.25.0855.500.11.1503	855	955	710	80	854	856	71	54	26	9	9	9	953 -0,23	855 -0,23	28	22	20	40	730	10	73	70	41,23	82,46	133	4	$\leq 0,30$	$\leq 0,25$
2	062.25.0955.500.11.1503	955	1055	810	80	954	956	71	54	26	9	9	9	1053 -0,26	955 -0,23	30	22	20	40	830	10	83	70	40,60	81,20	150	6	$\leq 0,30$	$\leq 0,25$
3	062.25.1055.500.11.1503	1055	1155	910	80	1054	1056	71	54	26	9	9	9	1153 -0,26	1055 -0,26	30	22	20	40	930	10	93	70	40,06	80,12	166	6	$\leq 0,30$	$\leq 0,25$
4	062.25.1155.500.11.1503	1155	1255	1010	80	1154	1156	71	54	26	9	9	9	1253 -0,31	1155 -0,26	36	22	20	40	1030	10	103	70	39,58	79,16	183	6	$\leq 0,30$	$\leq 0,25$
5	062.25.1255.500.11.1503	1255	1355	1110	80	1254	1256	71	54	26	9	9	9	1353 -0,31	1255 -0,31	42	22	20	40	1130	10	113	70	39,18	78,36	198	6	$\leq 0,36$	$\leq 0,30$
6	062.25.1355.500.11.1503	1355	1455	1210	80	1354	1356	71	54	26	9	9	9	1453 -0,31	1355 -0,31	42	22	20	40	1230	10	123	70	38,83	77,66	215	6	$\leq 0,36$	$\leq 0,30$
7	062.25.1455.500.11.1503	1455	1555	1310	80	1454	1456	71	54	26	9	9	9	1553 -0,31	1455 -0,31	48	22	20	40	1330	10	133	70	38,55	77,10	229	6	$\leq 0,36$	$\leq 0,30$

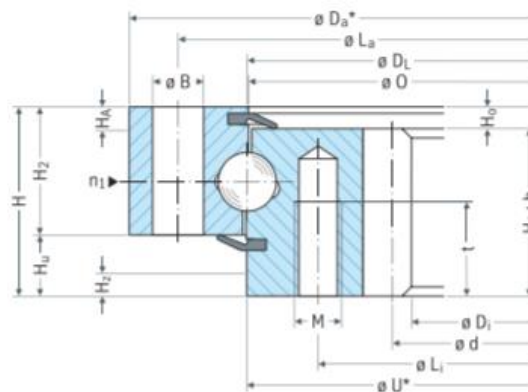


Imagen 22: Selección y características del rodamiento de gran diámetro.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Ahora realizaremos el cálculo de la vida útil del rodamiento. Gracias a la gráfica de la vida útil y la selección en color verde, conocemos los valores de  $F_{a0}$  y  $M_{k0}$ . Con ellos, determinamos el factor  $f_L$  como se describe en la imagen 16.

$F_{a0}$ (N)	180000	$M_{k0}$ (Nmm)	8,70E+08
$F_{a'}$ (N)	135764,27	$M_{k'}$ (Nmm)	7,18E+08
$f_L$	1,326	$f_L$	1,211

Tabla 59: Resultados del factor  $f_L$ .  
Fuente propia

Como vemos, tenemos dos valores para el factor  $f_L$ , en este caso, escogemos el valor más pequeño al ser el más restrictivo y así obtener el resultado para el caso más desfavorable. Con este valor, calculamos el número de rotaciones  $G$  empleando la fórmula de la imagen 16.

$G$	<b>53315 rotaciones</b>
-----	-------------------------

Tabla 60: Resultado del número de rotaciones  $G$ .  
Fuente propia

### 6.4 Cálculo de los tornillos.

Para determinar los tornillos que debemos utilizar para fijar el rodamiento hacemos uso del procedimiento de cálculo que nos indica el fabricante en el catálogo. En él se muestran los distintos materiales disponibles y las fórmulas para determinar la presión superficial del tornillo.

Se deben dimensionar los tornillos para el aro interior que serán de M20 y los del aro exterior que tienen una dimensión de M22.

Utilizamos tornillos de calidad 10.9 que es la recomendada por el fabricante y en la siguiente imagen se muestra el material seleccionado.

Material	$p_c$ boundary surface pressure
S 235 JR + AR	260 N/mm <sup>2</sup>
E 295, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm <sup>2</sup>
C 45, profile rolled (Series 23, 25, 28)	700 N/mm <sup>2</sup>
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm <sup>2</sup>
GG 25	800 N/mm <sup>2</sup>

Imagen 23: Selección del material para la tornillería.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

La fórmula para comprobar que cumplen se muestra a continuación:

**Rough procedure for determining the surface pressure under the head or nut contact surface**

Condition:

$$p = \frac{F_M / 0.9}{A_p} \leq p_G \quad [\text{kNm}]$$

$F_M$  – Mounting prestressing force of the selected bolt [N]

$A_p$  – Contact surface or nut (bolt head) [mm<sup>2</sup>]

$p_G$  – Boundary surface pressure for the compressed parts [N/mm<sup>2</sup>]

In this case, the reduction in the contact surface due to hole chamfering as well as washer face on the hexagonal profile must be taken into account.

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) \text{ for } d_h > d_a$$

$d_h$  – Hole diameter

$d_a$  – Internal diameter of the head contact surface

$d_w$  – External diameter of the head contact surface

Imagen 24: Cálculo de la presión en la superficie de contacto del tornillo.

Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Ahora, debemos seleccionar en la tabla de los tornillos las dimensiones que requerimos con el fin de seleccionar la fuerza de pretensión que tenemos. Se seleccionan los dos tamaños de tornillo que necesitamos para la calidad 10.9.

Strength class according to DIN ISO 898 Yield strength $R_{p0.2}$ N/mm <sup>2</sup>			10.9 940		
Metric ISO-Thread DIN 13	Clamping cross-section $A_s$ mm <sup>2</sup>	Core cross-section $A_3$ mm <sup>2</sup>	Clamping force $F_{cl}$ N	for hydr. + electr. $M_d$ driver $M_A$ Nm	for $M_d$ key $M_A$ Nm
M 12	84,3	76,2	61 500	137	123
M 14	115	105	84 400	218	196
M 16	157	144	115 700	338	304
M 18	193	175	141 000	469	422
M 20	245	225	181 000	661	595
M 22	303	282	225 000	904	814
M 24	353	324	260 000	1136	1025
M 27	459	427	342 000	1674	1506
M 30	561	519	416 000	2274	2046
M 33	694	647	517 000		
M 36	817	759	608 000		
M 39	976	913	729 000		
M 42	1120	1045	830 000		
M 45	1300	1224	968 000		
M 48	1470	1377	1090 000		
M 52	1760	1652	1312 000		
M 56	2030	1905	1511 000		
M 60	2360	2227	1764 000		

Find through elongation measurement of the bolt

Imagen 25: Fuerzas de pretensado para los tornillos.

Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde



### 6.4.1 Determinación de los tornillos M20

Los datos necesarios para el cálculo se muestran en la siguiente tabla, y a continuación los resultados obtenidos.

Datos tornillo M20	
Calidad	10.9
$p_G$ (N/mm <sup>2</sup> )	420
$d_h$ (mm)	22
$d_w$ (mm)	20
$A_p$ (mm <sup>2</sup> )	65,97
$F_M$ (N) M20	181000
$p$	3048,36

Tabla 60: Comprobación del tornillo M20.  
Fuente propia

Como se puede ver en la tabla 38, la presión sobre los tornillos es mucho mayor que la resistencia del material, por tanto no es válido su uso. Para paliar este problema vamos a utilizar arandelas planas de la misma calidad 10.9 y M20. El cálculo empleando las arandelas se muestra a continuación:

Datos con arandela M20	
Calidad	10.9
$p_G$ (N/mm <sup>2</sup> )	420
$d_h$ (mm)	37
$d_w$ (mm)	21
$A_p$ (mm <sup>2</sup> )	728,85
$F_M$ (N) M20	181000
$p$	275,93

Tabla 61: Comprobación del tornillo con arandela M20.  
Fuente propia

Al utilizar las arandelas, el área de contacto aumenta mucho y por ello se reduce la presión sobre los tornillos siendo menor que la de resistencia del material y por tanto ahora sí son válidos.

#### 6.4.2 Determinación de los tornillos M22

Los datos necesarios para el cálculo se muestran en la siguiente tabla, y a continuación los resultados obtenidos.

Datos tornillo M22	
Calidad	10.9
pG (N/mm <sup>2</sup> )	420
dh (mm)	24
dw (mm)	22
Ap (mm <sup>2</sup> )	72,257
F <sub>M</sub> (N) M20	225000
p	3459,89

Tabla 62: Comprobación del tornillo M22.  
Fuente propia

Como se puede ver, los tornillos no son capaces de resistir la presión que se aplica sobre ellos. Como solución, vamos a utilizar arandelas planas de la misma calidad 10.9 y M22. El cálculo empleando las arandelas se muestra a continuación:

Datos con arandela M22	
Calidad	10.9
pG (N/mm <sup>2</sup> )	420
dh (mm)	39
dw (mm)	23
Ap (mm <sup>2</sup> )	779,11
F <sub>M</sub> (N) M20	225000
p	320,88

Tabla 63: Comprobación del tornillo con arandela M22.  
Fuente propia

Al utilizar las arandelas, los tornillos seleccionados son válidos debido a que el área superficial de contacto aumenta considerablemente y esto reduce la presión sobre el tornillo a un valor correcto.

## 7. Selección del motor - reductor

Como elemento motriz principal se va a utilizar un sistema de motor – reductor que será el encargado de aplicar el par de giro necesario para mover la grúa. Se ha escogido el catálogo de la empresa SITI para la selección del reductor y el catálogo de ABB recomendado para la del motor debido a la amplia gama de productos que tienen.

Para comenzar, se selecciona el reductor necesario para conseguir la velocidad de salida requerida. En el catálogo de SITI encontramos una amplia gama de reductores que se ajustan a todo tipo de necesidades. Se ha optado por la serie NRG de reductores planetarios ya que son óptimos para aplicaciones exigentes y que dispongan de un espacio limitado.

### 7.1 Determinación de los requisitos necesarios

Para escoger un reductor adecuado a nuestro sistema, debemos estudiar los esfuerzos a los que va a estar sometido. Para ello nos guiamos de las fórmulas que aparecen en el catálogo del rodamiento para determinar el momento de fricción de arranque  $M_r$  y la potencia de estado estacionario  $P_{Beh}$ .

Las fórmulas para el cálculo son las siguientes:

### 1. Startup friction moment Mr

Ball bearings

$$M_r = \frac{\mu}{2}(4,4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 3,81 \cdot F_r \cdot D_L) \quad [\text{kNm}]$$

### 2. Steady-state power PBeh.

$$P_{Beh.} = M_r \cdot \omega \cdot \eta^{-1} \quad [\text{kNm} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$P_{Beh.} = \frac{M_r \cdot n}{9,55 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

#### Expressions used in the formulas

$F_a$ = Axial load	[kN]
$F_r$ = Radial load	[kN]
$M_k$ = Resulting tilting moment	[kNm]
$D_L$ = Bearing raceway Ø	[m]
$\mu$ = Friction coefficient	
$\omega$ = Angular velocity	
$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	[s <sup>-1</sup> ]
$n$ = Rotation speed of the slewing bearing	[rpm]
$\eta$ = Efficiency of the drive	

#### Various friction coefficients

$\mu = 0,008$ for series 25
$\mu = 0,008$ for series 23
$\mu = 0,006$ for series 28
$\mu = 0,006$ for series 06
$\mu = 0,006$ for series 09
$\mu = 0,003$ for series 19
$\mu = 0,004$ for series 01
$\mu = 0,004$ for series 16
$\mu = 0,003$ for series 12
$\mu = 0,003$ for series 14

Imagen 26: Fórmulas para calcular el momento de fricción.  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Para el cálculo, se debe seleccionar un coeficiente de fricción que depende del tipo de rodamiento seleccionado, como vemos en la imagen 19, nuestra selección pertenece a la serie 06 por lo que el coeficiente  $\mu = 0,006$ .

Además, se debe tener en cuenta el par de aceleración producido al iniciar el sistema de transmisión para producir el giro. Para esto emplearemos el coeficiente  $\alpha$  que describimos anteriormente. Las fórmulas empleadas para este cálculo son:

$$I_a = F_p \cdot D_p/2^2 + F_{me} \cdot D_p^2 + F_c \cdot D_p^2 \quad [66]$$

$$M_a = I_a \cdot \alpha \quad [67]$$

$$P_a = \frac{M_a \cdot n}{9,55} \quad [68]$$

Donde:

- $I_a$ : Momento de inercia aplicado.
- $F_p$ : Fuerza debida al peso propio de la pluma
- $F_{me}$ : Fuerza debida al peso propio del mecanismo de elevación
- $F_c$ : Fuerza debida al peso propio de la carga de servicio
- $D_p$ : Distancia de aplicación (pluma entera)
- $D_{p/2}$ : Distancia de aplicación (centro de la pluma)
- $n$ : Velocidad de salida del reductor (rpm)
- $M_a$ : Momento debido al par de aceleración
- $P_a$ : Potencia consumida

Una vez tengamos los valores de los dos momentos  $M_k$  y  $M_a$  y de las dos potencias  $P_{Beh}$  y  $P_a$ , las sumamos y tendremos el momento total  $M_t$  y la potencia total  $P_t$  que serán utilizados para la selección del reductor y del motor posteriormente.

Para utilizar la potencia total de forma realista, se han considerado el rendimiento mecánico y el rendimiento de funcionamiento propio.

Ahora debemos utilizar un factor de servicio proporcionado por el propio catálogo que está pensado para cubrir la variabilidad tan grande de usos que puede tener el reductor.

No es lo mismo utilizarlo para cargas ligeras que para pesadas. Por ello el factor  $sf$  permite garantizar cierta fiabilidad y duración en cualquier situación.

Este factor se obtiene de la siguiente tabla:



Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço								
Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém. heure Ptas. en marcha/ hora Arr. hora	Durée totale d'utilisation (h) Duración total de funcionamiento (h) Tempo de duração total de funcionamento (h)					
			Tempo de funcionamento diário (h) Duración del funcionamiento diario (h) Tempo de funcionamento diário (h)					
			≤ 5000	10000	15000	25000	50000	
			h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24	
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant • Embouteilleuses • Flours • Commandes auxiliaires des machines-outils	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuida • Geradores de corrente • Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
MEDIUM DUTY	Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charges	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias a acelerar	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias para acelerar	Teares • Bobinadoras • laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de côcleas - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Cribadoras • Grúas e monta-cargas	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
HEAVY DUTY	Surcharges fortes, conditions opérationnelles irrégulières, grandes masses à accélérer	Machines pour briques et travaux argile • Mélangeurs • Malaxeurs • Bétonnières • Compresseurs et pompes alternatives à 1 ou plusieurs cylindres • Machines-outils • Limeuses • Raboteuses • Aléseuses • Fraiseuses • Laminoirs • Treuils • Élévateurs à godets • Fours rotatifs • Broyeurs • Concasseurs • Presses • Marteaux-pilons • Scies alternatives • Ventilateurs lourds pour mines • Transporteurs par fortes saccades	Z < 10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	Fuertes sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas grandes a acelerar	Máquinas para ladrillo y trabajos en arcilla • Mezcladores • Amasadoras • Hormigoneras • Compresores y bombas alternativas de 1 ó más cilindros • Máquinas herramienta i • Limadoras • Cepilladoras • Mandrinadoras • Fresadoras • Laminas • Cabrestantes elevadores de cubos • Hornos rotativos • Molinos • Trituradores • Prensas • Mazas • Sierras alternativas • Ventiladores pesados de minería • Transportadores con fuertes sacudidas	10 < Z < 30	1.30	1.60	1.80	2.10	2.60
	Fuertes sobrecargas, condiciones operativas irregulares, grandes masas para acelerar	Máquinas para tijolos e trabalhos em argila • Misturadores • Amassadeiras • Betoneiras • Compresores e bombas alternativas com 1 ou mais cilindros • Máquinas-ferramentas • Limadoras • Aplainadoras • Furadoras • Fresadoras • Laminadores • Alcatruzes • Formos rotativos • Moínhos • Trituradores • Prensas • Maços • Serras • Ventiladores pesados para minas • Transportadores capazes de suportar fortes solavancos	30 < Z < 100	1.40	1.75	2.00	2.30	2.80

Imagen 27: Tabla para la selección del coeficiente  $sf$ .  
Fuente: Catálogo thyssenkrupp rothe erde

Una vez se conocen los valores del momento máximo y de potencia necesaria, debemos determinar cuál es la reducción que requiere nuestro sistema para obtener la velocidad de giro deseada que son 0,5 rpm.

## 7.2 Cálculo de los requisitos necesarios

Una vez se ha descrito el procedimiento de cálculo, se procede a introducir los valores para determinar los resultados de nuestro sistema. A continuación, se muestra una tabla con los datos del rodamiento seleccionado y de la fuerza axial y el momento de vuelco utilizados anteriormente en su selección.

Datos	
$D_L$ (mm)	1455
$M_k$ (Nmm)	5,97E+08
$F_a$ (N)	120208
$F_r$ (N)	0
$\mu$ (serie 6)	0,006
$\eta_{mec}$	0,9
$\eta_{me}$	0,9
$n_3$ (rpm)	0,5

Tabla 64: Datos para el cálculo del momento de fricción.  
Fuente propia

Los resultados para el momento debido a la fricción aplicados sobre el reductor son:

Momento de fricción	
$M_r$ (kNm)	8,4035
$P_{beh}$ (kW)	0,4889

Tabla 65: Resultados del momento de fricción.  
Fuente propia

Ahora se va a calcular el par de aceleración que afecta al rodamiento utilizando las fórmulas descritas anteriormente. Para determinar el momento se utilizan las sollicitaciones debidas al peso propio de la pluma, el mecanismo de elevación y la carga de servicio. A continuación, se recuerdan los datos de las cargas y las distancias de aplicación de la carga.

	Distancia (m)	Carga (kN)
Pluma	3,2	15,604
Mecanismo elevación	6,2	9,859
Carga de servicio	6,2	78,480

Tabla 66: Datos de cargas y distancias de aplicación.  
Fuente propia

Tomando el valor de  $\alpha$  que habíamos calculado para determinar las fuerzas de inercia y empleando las fórmulas 43, 44 y 45 obtenemos  $M_a$  y  $P_a$ .

$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	0,00291
$I_a$ (kNm <sup>2</sup> )	3555,54
$M_a$ (kNm)	10,3426
$P_a$ (kW)	0,5415

Tabla 67: Resultados del momento debido a la aceleración.  
Fuente propia

Ahora calculamos el momento y la potencia totales sumando los valores obtenidos mediante los dos procedimientos expuestos.

$M_t$ (kNm)	18,746
$P_t$ (kW)	1,030

Tabla 68: Momento y potencia totales para el reductor.  
Fuente propia



Ahora seleccionamos el factor de diseño sf de las tablas. Al tratarse de una grúa escogemos una clase de carga media como se nos indica y además estimamos el tiempo de funcionamiento de 4 a 8 horas diarias por lo que nuestro factor será  $sf = 1,40$ .

		Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço sf						
Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure Ptas. en marcha/ hora Arr./hora	Durée totale d'utilisation (h) Duración total de funcionamiento (h) Tempo de duração total de funcionamento (h)					
			≤ 5000	10000	15000	25000	50000	
			Temps de fonctionnement journalier (h) Duración del funcionamiento diario (h) Tempo de funcionamento diario (h)					
		Z	h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24	
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant • Embouteilleuses • Filoires • Commandes auxiliaires des machines-outils	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuída • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
MEDIUM DUTY	Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charges	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias a acelerar	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	Ligeiras sobrecargas, condições operativas irregulares, massas médias para acelerar	Teares • Bobinadoras - laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de cóclea - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Crivadoras • Grua e montacargas	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	Surcharges fortes, conditions opérationnelles irrégulières, grandes masses à accélérer	Machines pour briques et travaux argile • Mélangeurs • Malaxeurs • Bétonnières • Compresseurs et pompes alternatives à 1 ou plusieurs cylindres • Machines-outils • Limeuses • Raboteuses • Aléseuses • Fraiseuses • Laminoirs • Treuils • Élévateurs à godets • Fours rotatifs • Broyeurs • Concasseurs • Presses • Marteaux-pilons • Scies						

Imagen 28: Selección del coeficiente sf.

Fuente: Catálogo SITI

### 7.3 Selección del reductor

El diseño que hemos escogido consta de un rodamiento con 123 dientes y un piñón con 27 dientes. Empleando las relaciones de transmisión podemos determinar la reducción que se produce en este engrane y por tanto, la relación necesaria en el reductor. La velocidad de salida del motor es de 1400 rpm al utilizar uno eléctrico de 4 polos.

Las relaciones de transmisión utilizadas son las siguientes:

$$i_2 = \frac{z_3}{z_2} \quad [69]$$

$$n_2 = i_2 \cdot n_3 \quad [70]$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \quad [71]$$

Donde:

- $i_1$ : Relación de transmisión del reductor
- $i_2$ : Relación de transmisión entre el piñón y el rodamiento
- $n_1$ : Velocidad de salida del motor
- $n_2$ : Velocidad de salida del reductor
- $n_3$ : Velocidad de salida del rodamiento
- $z_2$ : Número de dientes del piñón
- $z_3$ : Número de dientes del rodamiento

Empleando las relaciones anteriores, podemos determinar la relación de reducción  $i_1$  y la velocidad de salida del reductor, por lo que podemos seleccionar el reductor más adecuado a nuestro sistema.

A continuación se muestra una tabla con los datos conocidos y los resultados a los que se ha llegado empleando las relaciones anteriores.

Datos	
z3 (rodamiento)	123
z2 (piñón)	27
n1 (rpm)	1400
n3 (rpm)	0,5
Resultados	
i2	4,556
n2 (rpm)	2,278
i1	614,6

Tabla 69: Resultados de la velocidad de salida y relación de reducción del reductor.  
Fuente propia

Ahora, con el momento total producido sobre el piñón podemos determinar el momento aplicado sobre el reductor utilizando la relación  $i_2$  y el factor de cálculo  $sf$ .

El cálculo se realiza del siguiente modo:

$$M_2 = \frac{M_t}{i_2} \quad [72]$$

$$M_{2sf} = M_2 \cdot sf \quad [73]$$

Donde:

- $M_2$ : Momento aplicado sobre el reductor
- $M_{2sf}$ : Momento aplicado con el coeficiente de cálculo aplicado

El resultado del momento para la selección del reductor es el siguiente:

Mt (kNm)	18,746
M <sub>2</sub>	4,115
M <sub>2sf</sub>	5,761

Tabla 70: Momento resultante para la selección del reductor.  
Fuente propia

El catálogo de SITI tiene una amplia gama de reductores, para nuestras necesidades vamos a utilizar la gama NRG 80 ya que están diseñados para soportar un par mínimo de 8 kNm, valor que supera el momento que tenemos con creces y por tanto estaremos del lado de la seguridad.

Dentro de esta gama, requerimos una reducción de 614,6 y una velocidad salida de 2,28 rpm para obtener la velocidad de salida de 0,5 rpm. En la tabla de productos tenemos uno que se ajusta bastante a nuestras necesidades, se trata del modelo NRG 80/4 L.



<b>PRESTAZIONI</b> <span>IT</span>	<b>PERFORMANCES</b> <span>EN</span>	<b>LEISTUNGEN</b> <span>DE</span>
<b>PRESTATIONS</b> <span>FR</span>	<b>PRESTACIONES</b> <span>ES</span>	<b>PERFORMANCE</b> <span>PT</span>

**NRG 80-L 50Hz**



10.000 hours life  
**M<sub>2</sub> = 8000 Nm**

i	2800			1400			900			500			P <sub>1</sub>
	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	
<b>NRG 80/1-L</b>													
3,5	812	2925	252	406	3573	154	261	3985	111	145	4535	69,9	40
4,2	671	2902	207	336	3533	126	216	3935	90,3	120	4470	57	40
5,8	487	3140	163	243	3584	92,8	157	3900	64,9	87	4363	40,3	40
7,3	382	2847	116	191	3034	61,6	123	3160	41,2	68,2	3335	24,2	40
8,6	326	2317	80,2	163	2453	42,4	105	2543	28,3	58,1	2669	16,5	40
<b>NRG 80/2-L</b>													
11,9	235	4082	104	118	4730	60	75,6	5143	42	42	5692	25,8	25
14,4	195	4259	89,5	97,3	4907	51,5	62,6	5320	35,9	34,8	5869	22	25
17,4	161	4201	73	80,5	4832	42	51,8	5235	29,2	28,8	5770	17,9	25
19,8	141	4560	69,5	70,6	5207	39,7	45,4	5620	27,5	25,2	6170	16,8	25
24	117	4494	56,6	58,4	5125	32,3	37,5	5527	22,4	20,9	6062	13,6	25
25,3	111	4786	57,2	55,4	5434	32,5	35,6	5774	22,2	19,8	6128	13,1	25
30,6	91,6	4715	46,6	45,8	5346	26,4	29,4	5748	18,3	16,4	6283	11,1	25
35,9	78,1	4860	41	39	5468	23	25,1	5534	15	13,9	5828	8,77	25
42,1	66,4	4593	32,9	33,2	5244	18,8	21,4	5705	13,1	11,9	6383	8,17	25
49,5	56,6	4736	28,9	28,3	5406	16,5	18,2	5882	11,6	10,1	6612	7,22	25
<b>NRG 80/4-L</b>													
301	9,3	7174	7,42	4,65	7333	3,79	2,99	7395	2,46	1,66	7482	1,38	10
345	8,12	7207	6,51	4,06	7848	3,54	2,61	8257	2,4	1,45	8801	1,42	10
363,8	7,7	7256	6,21	3,85	7898	3,38	2,47	8306	2,29	1,37	8850	1,35	10
416,9	6,72	7382	5,51	3,36	8024	3	2,16	8433	2,02	1,2	8976	1,2	10
439,7	6,37	7432	5,26	3,18	8073	2,86	2,05	8482	1,93	1,14	9026	1,14	10
531,5	5,27	7607	4,46	2,63	8248	2,42	1,69	8657	1,63	0,94	9201	0,96	10
<b>623,6</b>	4,49	7755	3,87	<b>2,25</b>	<b>8396</b>	<b>2,1</b>	1,44	8805	1,41	0,8	9349	0,83	<b>10</b>
773	3,62	7953	3,2	1,81	8595	1,73	1,16	9004	1,17	0,65	9548	0,69	10
880,3	3,18	7386	2,61	1,59	7488	1,32	1,02	7545	0,86	0,57	7601	0,48	10
981	2,85	8027	2,55	1,43	8803	1,4	0,92	9297	0,95	0,51	9955	0,56	10
1093,1	2,56	8148	2,32	1,28	8924	1,27	0,82	9418	0,86	0,46	10076	0,51	10
1288,3	2,17	8332	2,01	1,09	9108	1,1	0,7	9602	0,75	0,39	10260	0,44	10
1467,2	1,91	8477	1,8	0,95	9253	0,98	0,61	9748	0,67	0,34	10405	0,39	10
1634,9	1,71	8599	1,64	0,86	9374	0,89	0,55	9869	0,6	0,31	10526	0,36	10
1870,3	1,5	7496	1,25	0,75	7578	0,63	0,48	7613	0,41	0,27	7645	0,23	10
2084,2	1,34	8870	1,33	0,67	9646	0,72	0,43	10140	0,49	0,24	10798	0,29	10
2194,4	1,28	7518	1,07	0,64	7592	0,54	0,41	7624	0,35	0,23	7651	0,19	10
2445,3	1,15	9049	1,15	0,57	9825	0,63	0,37	10319	0,42	0,2	10977	0,25	10
2656,9	1,05	9142	1,07	0,53	9918	0,58	0,34	10412	0,39	0,19	11070	0,23	10
3117,2	0,9	9321	0,93	0,45	10096	0,5	0,29	10591	0,34	0,16	11249	0,2	10

Imagen 29: Elección del reductor.  
Fuente: Catálogo SITI

La selección que hemos hecho tiene una reducción de 623,6 lo que nos deja una velocidad de salida del rodamiento de 0,49 rpm, un valor que se considera correcto. Ahora se comprobará si es válido para nuestro uso.

Ahora que hemos seleccionado un reductor acorde a nuestras necesidades, tenemos que comprobar que cumple los requisitos necesarios indicados por la empresa. Primero determinaremos la potencia que debemos superar para que funcione correctamente en nuestro sistema. Para ello, utilizaremos la potencia total calculada en el apartado 7.2 considerando el rendimiento mecánico y le aplicando el coeficiente  $sf$  seleccionado anteriormente.

$$P_d = \frac{P_t}{\eta_{mec}} \quad [74]$$

$$P_{dsf} = P_d \cdot sf \quad [75]$$

Donde:

- $P_d$ : Potencia total con el rendimiento.
- $P_{dsf}$ : Potencia total aplicada sobre el reductor.

$\eta_{mec}$	0,90
$sf$	1,40
$P_t$ (kW)	1,030
$P_{t_d}$ (kW)	1,272
$P_{t_{d\,sf}}$ (kW)	1,781

Tabla 71: Potencia total aplicada sobre el reductor.  
Fuente propia

Lo siguiente es calcular la potencia mínima que hay que aplicar al reductor para que este funcione de forma correcta. Su cálculo viene descrito en el catálogo de SITI utilizando la siguiente fórmula:

$$kW1 = \frac{M_2 \cdot n_2 (rpm)}{9550 \cdot RD} \quad [76]$$

El valor de RD es el rendimiento considerado por el catálogo para obtener un resultado más fiable y su valor es RD= 0,9.

El resultado de la potencia mínima es 1,508 kW.

Se muestra una tabla con las comprobaciones realizadas para determinar si el reductor escogido cumple los requisitos necesarios para funcionar en nuestro sistema de transmisión.

	Reductor		Calculado	¿Válido?
Par torsor $M_2$	8396	>	5761	Sí
Potencia máxima kW	2,1	>	1,781	Sí
Potencia mínima kWmín	1,508	<	1,781	Sí

Tabla 72: Comprobaciones realizadas sobre el reductor.  
Fuente propia

Como se puede ver, se cumplen todos los requisitos para el funcionamiento del reductor por lo que podemos concluir que la selección realizada es correcta.

### 7.3.1 Dimensiones del reductor

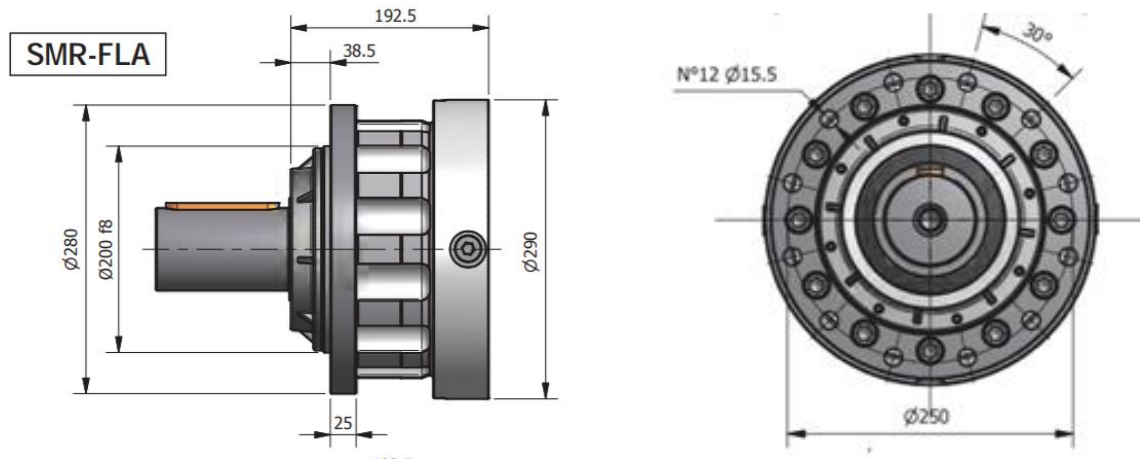


Imagen 30: Dimensiones del soporte de salida del reductor.  
Fuente: catálogo SITI

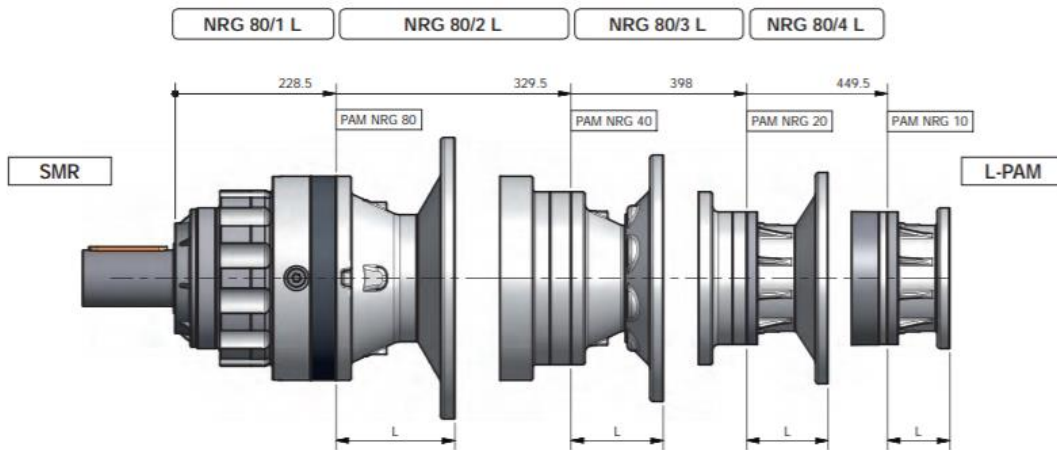


Imagen 31: Longitud del reductor (Nuestro caso es el mayor: NRG 80/4 L).  
Fuente: catálogo SITI



## 7.4 Selección del motor

Una vez tenemos el reductor escogido, debemos seleccionar un motor compatible y que nos proporcione la potencia necesaria para superar los esfuerzos calculados anteriormente. Para determinar esta potencia necesaria debemos utilizar la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kW)} = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} \quad [77]$$

Para determinar esta potencia utilizaremos el valor de  $M_2$  cuyo resultado se muestra en la tabla 44, no usaremos el valor mayorado por el factor  $s_f$  ya que este coeficiente se empleaba solo para la selección del reductor.

$M_2$	4,115
$n_2$ (rpm)	2,278
$\eta$	0,90
$P$ (kW)	0,8726

Tabla 73: Potencia necesaria del motor.  
Fuente propia

Por lo tanto, necesitamos un motor que proporcione una potencia mayor que la calculada. Se ha utilizado el catálogo de la empresa ABB ya que es el recomendado por la marca del reductor escogido, de esta forma nos aseguramos que sean compatibles y tengamos un acoplamiento seguro.

En el catálogo encontramos una amplia gama de motores eléctricos pero la selección final es la de un motor trifásico con freno incorporado, de esta forma facilitamos el montaje y evitamos tener que buscar un freno de una marca diferente y así no tenemos problemas a la hora del acoplamiento.

El modelo seleccionado es el M3ARS 90 S que proporciona una potencia de salida de 1,1 kW por lo que es válido para nuestro uso.

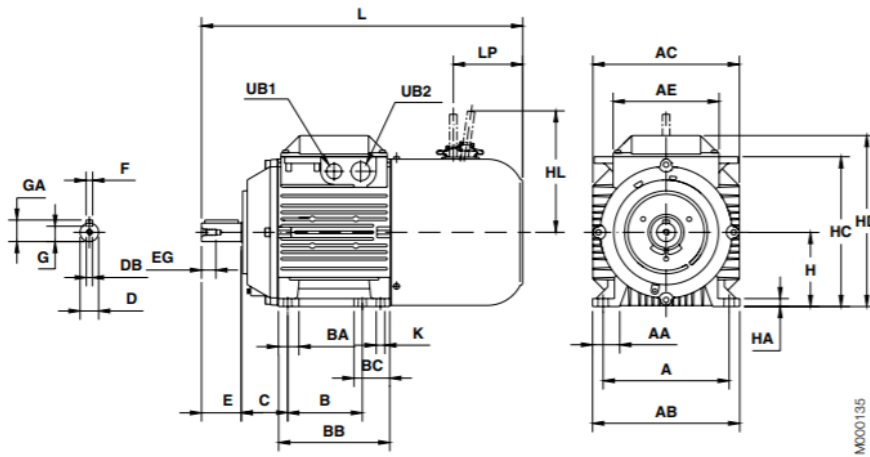
IP 55 – IC 411 – Insulation class F, temperature rise class B – Brake IP 23 S

Out-put kW	Motor type	Product code	Torque					Efficiency			Current			Moment of inertia J=1/4GD <sup>2</sup> kgm <sup>2</sup>	Weight foot mounted kg	
			Speed r/min	T <sub>N</sub> Nm	T <sub>B</sub> Nm	T <sub>S</sub> /T <sub>N</sub>	K <sup>(1)</sup>	100 %	75 %	Power factor cos φ	I <sub>N</sub> A	I <sub>S</sub> /I <sub>N</sub>	c/h <sup>2</sup>			
1500 r/min = 4 pole																
400 V 50 Hz																
Basic design																
0.12	M3VRS 63 A	3GVR 062 451-BSC	1400	0.82	7.5	2.6	9.37	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	7100	0.00029	5	
0.12	M3VRS 63 A	3GVR 062 451-CSC	1400	0.82	7.5	2.6	9.37	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	7100	0.00029	5	
0.18	M3VRS 63 B	3GVR 062 452-BSC	1380	1.25	7.5	2.5	5.76	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	7100	0.00036	5.5	
0.18	M3VRS 63 B	3GVR 062 452-CSC	1380	1.25	7.5	2.5	5.76	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	7100	0.00036	5.5	
0.25	M3VRS 71 A	3GVR 072 451-BSE	1410	1.71	10	2.7	5.88	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	6500	0.00081	7	
0.25	M3VRS 71 A	3GVR 072 451-CSE	1410	1.71	10	2.7	5.88	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	6500	0.00081	7	
0.37	M3VRS 71 B	3GVR 072 452-ASE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8	
0.37	M3VRS 71 B	3GVR 072 452-BSE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8	
0.37	M3VRS 71 B	3GVR 072 452-CSE	1420	2.51	10	2.6	4	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	6500	0.00104	8	
0.55	M3VRS 80 A	3GVR 082 451-ASE	1390	3.75	24	2.6	6.31	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	5000	0.00128	11	
0.55	M3VRS 80 A	3GVR 082 451-BSE	1390	3.75	24	2.6	6.31	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	5000	0.00128	11	
0.55	M3VRS 80 A	3GVR 082 451-CSE	1390	3.75	24	2.6	6.31	75.3	73.1	0.76	1.4	4.6	5000	0.00128	11	
0.75	M3VRS 80 B	3GVR 082 452-ASE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12	
0.75	M3VRS 80 B	3GVR 082 452-BSE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12	
0.75	M3VRS 80 B	3GVR 082 452-CSE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12	
0.75	M3VRS 80 B	3GVR 082 452-BFE	1410	5.08	24	3.5	4.7	78.2	75.6	0.74	1.9	4.7	5000	0.00159	12	
1.1	M3ARS 90 S	3GAR 092 451-••E	1410	7.5	35	2.2	4.66	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	3200	0.0034	19	
1.5	M3ARS 90 L	3GAR 092 452-••E	1420	10	35	2.4	3.5	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	3200	0.0045	22	
2.2	M3ARS 100 LA	3GAR 102 451-••E	1430	15	44	2.4	2.93	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	2700	0.00733	32	
3	M3ARS 100 LB	3GAR 102 452-••E	1430	20	44	2.5	2.2	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	2700	0.00863	35	
4	M3ARS 112 M	3GAR 112 451-••E	1435	26.6	86	2.9	3.23	84.5	83.9	0.80	8.6	7.0	2500	0.01578	40	
5.5	M3ARS 132 S	3GAR 132 451-••E	1450	36.2	130	2.2	3.59	87.0	87.7	0.83	11.1	7.3	1800	0.03357	60	
7.5	M3ARS 132 M	3GAR 132 452-••E	1450	49.4	130	2.5	2.63	88.0	88.6	0.83	14.8	7.9	1400	0.04057	68	

Imagen 32: Elección del motor.  
Fuente: Catálogo ABB

El motor seleccionado tiene protección IP55, lo que le proporciona cierto aislamiento contra el polvo y el agua. Esta característica es muy importante en nuestro caso ya que la grúa se diseña para su funcionamiento en un puerto deportivo y va a estar expuesta a un ambiente que puede ser agresivo.

### 7.4.1 Dimensiones del motor



Motor size	A	AA	AB	AC	AE	B	BA	BB	BC	C	D	DB	E	EG
90S	140	27	170	177	110	100	30	125	30	56	24	M8	50	19

Motor size	F	GA	H	HA	HC	HD	HL	K	L	LP	UB1	UB2
90S	8	27	90	10	177	217	161	10	370	70	M20	M25

Imagen 33: Dimensiones del motor.  
Fuente: Catálogo ABB

### 7.5 Unión del motor – reductor

Para realizar la unión entre el motor y el reductor y poder transmitir el giro a través del eje hay que seguir las indicaciones del catálogo del fabricante. Uno de los puntos más importantes es el correcto alineado del eje, ya que si hay algún tipo de desviación se producirán sobreesfuerzos y no se transmitirá toda la potencia de forma correcta. Además, la vida útil se verá comprometida en gran medida.

Para la conexión, el fabricante SITI proporciona una gama de soportes de entrada que sirven para apoyar el motor y atornillarlo de forma segura. Nuestra selección final es el apoyo L-PAM 80 ya que tiene un diámetro algo mayor que el del motor y nos permite apoyarlo encima de forma cómoda.

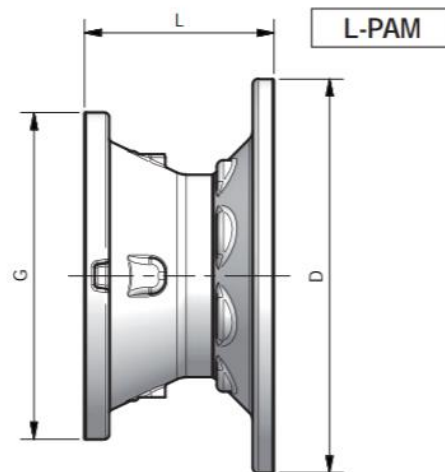


Imagen 34: Apoyo de entrada del reductor  
Fuente: Catálogo SITI

También se utilizará una brida y una arandela de fijación para asegurar la unión entre los dos elementos. Además, ambos componentes estarán colocados en posición vertical, por lo que con estos accesorios evitamos la entrada de agua o suciedad por la zona de conexión.

La brida utilizada es el modelo FS y la arandela de fijación el RF.

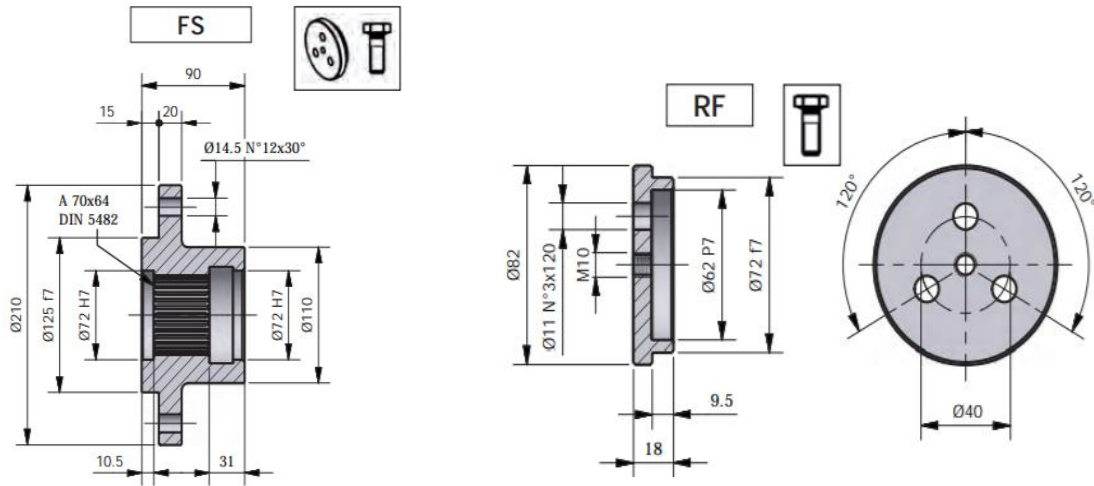


Imagen 35: Brida FS y arandela de fijación RF.  
Fuente: Catálogo SITI

## 8. Selección del acoplamiento flexible

El eje de salida del reductor no es lo suficientemente largo como para poder instalar en él los elementos que necesitamos para una buena transmisión, por lo tanto, debemos diseñar un eje que nos lo permita. La unión entre estos dos ejes se va a realizar mediante un acoplamiento flexible, que se utiliza principalmente para evitar desalineamientos entre los ejes y sus derivados efectos negativos sobre la potencia y la velocidad de giro.

Se ha escogido el catálogo escogear de la empresa esco ya que es una empresa especializada en este tipo de elementos y tienen todo tipo de acoplamientos para elegir. Es importante encontrar uno que se ajuste a nuestras necesidades de par torsor y que además sea de dimensiones reducidas, ya que el espacio sobre la placa de unión es limitado.

Dentro de la gama de esco, se opta por la serie F, son acoplamientos flexibles que emplean un diseño *Mlticrown* que proporciona una gran vida útil al reducir las tensiones en las áreas de contacto y además resiste pares torsores muy elevados.

En el catálogo encontramos el método de cálculo para realizar la selección del acoplamiento más adecuado, se emplea la fórmula siguiente para determinar el par torsor que va a transmitir:

$$M \text{ (Nm)} = \frac{9550 \cdot P \cdot F_u \cdot F_{\varepsilon x}}{n} \quad [78]$$

Donde:

- P: Potencia en kW
- n: Velocidad en rpm
- $F_u$ : Factor de utilización
- $F_{\varepsilon x}$ : Factor atmosférico.

El factor  $F_{\varepsilon x} = 2$  para un ambiente potencialmente explosivo mientras que su valor es  $F_{\varepsilon x} = 1$  para una atmósfera normal, que es nuestro caso.

El factor de utilización  $F_u$  se determina según la siguiente tabla proporcionada por la marca. Se trata de un coeficiente de seguridad que dependerá de la utilización que se le vaya a dar al acoplamiento flexible.

TABULATION 1		APPLICATIONS	DRIVER MACHINE		
			Electric motors Turbines	Hydraulic motors Gears drivers	Reciprocating engine Electric motors frequent starts
DRIVEN MACHINE	UNIFORM	Generators - Blowers: centrifugal vane, fans - Centrifugal pumps and compressors - Machine tools: auxiliary drives - Conveyors: belt and chain, uniformly loaded, escalators - Can filling machines and bottling machinery - Agitators: pure liquids.	0,8 to 1,25	Service factor $F_u$ 1 to 1,5	1,25 to 1,75
		Propeller - Waterjet pumps	1,25	1,5	1,75
	MODERATE SHOCKS	Blowers: lobe - Pumps: gear and lobe types - Vane compressors - Machine tools: main drives - Conveyors: belt and chain not uniformly fed bucket and screw - Elevators, cranes, tackles and winches - Wire winding machines, reels, winders (paper industry) - Agitators liquids and solids, liquids variable density.	1,25 to 1,5	1,5 to 1,75	1,75 to 2
	HEAVY SHOCKS	Generators (welding) - Reciprocating pumps and compressors - Laundry washers - Bending roll, punch press, tapping machines - Barkers, calanders, paper presses - Briquetter machines, cement furnace - Crushers: ore and stone, hammer mill, rubber mill - Metal mills: forming machines, table conveyors - Draw Bench, wire drawing and flattening machines - Road & railroad equipment.	1,5 to 2	1,75 to 2,25	2 to 2,5

Imagen 36: Selección del factor  $F_u$ .  
Fuente: Catálogo Escogear

El acoplamiento escogido va a ser utilizado en una grúa, por lo que escogemos la aplicación de choques moderados ya que es el grupo al que pertenece. Además, vamos a utilizar un motor eléctrico por lo que el factor queda de 1,75 a 2.

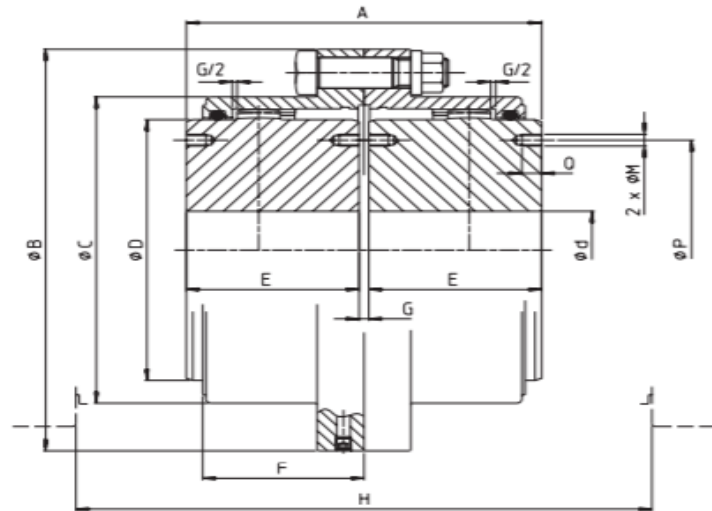
Se usará un valor de  $F_u = 2$  para asegurarnos un cierto margen de seguridad.

Datos	
Potencia motor (kW)	1,1
Factor de utilización	2
$n_2$ (rpm)	2,25
M (Nm)	9337,8

Tabla 74: Momento torsor a transmitir por el acoplamiento.  
Fuente propia

Una vez conocemos el par necesario, buscamos en las tablas un acoplamiento que cumpla con las exigencias de nuestro sistema. Se escoge uno del tipo FST, concretamente el modelo 110 que es capaz de transmitir un par torsor de 16.000 Nm lo

que nos da la seguridad de que no se quede corto. Tanto el diámetro del eje diseñado para la transmisión como el de salida del reductor son inferiores al límite del acoplamiento por lo que se pueden conectar correctamente. La selección realizada se muestra en la siguiente imagen:



← A150		Type FST												
		45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275	
d Ø nominal max.	1	mm	45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275
		mm	0	0	0	0	0	55	65	80	90	100	120	150
	* d Ø max.	mm	50	64	78	98	112	132	158	175	198	217	244	275
Tn	2	Nm	1300	2800	5000	10000	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000
	2	Nm	2600	5600	10000	20000	32000	44000	64000	90000	124000	168000	230000	348000
3.1	3.1	tr/min	5000	4400	4000	3600	3350	3100	2800	2700	2550	2450	2300	2150
	3.2	rpm	7000	6200	5650	5100	4700	4350	4000	3800	3600	3450	3300	3050
2x0,75		degré	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75
		Grad	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75
mm: ±		mm: ±	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7
		mm: ±	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7
4		kgm²	0,005	0,015	0,040	0,105	0,191	0,430	0,842	1,320	2,448	3,716	5,384	10,872
		kgm²	0,005	0,015	0,040	0,105	0,191	0,430	0,842	1,320	2,448	3,716	5,384	10,872
5		kg	4,1	8,0	14,6	26,1	38,8	59,2	89,4	117,5	167,1	222,4	275,0	413,6
		kg	4,1	8,0	14,6	26,1	38,8	59,2	89,4	117,5	167,1	222,4	275,0	413,6
6		dm³	0,05	0,07	0,13	0,21	0,36	0,52	0,80	0,98	1,51	2,02	2,43	3,29
		dm³	0,05	0,07	0,13	0,21	0,36	0,52	0,80	0,98	1,51	2,02	2,43	3,29
mm: ±	A	mm	89	103	127	157	185	216	246	278	308	358	388	450
	B	mm	111	141	171	210	234	274	312	337	380	405	444	506
	C	mm	80	103,5	129,5	156	181	209	247	273	307	338	368	426
	D	mm	67	87	106	130	151	178	213	235	263	286	316	372
	E	mm	43	50	62	76	90	105	120	135	150	175	190	220
	F	mm	41	47	58,5	68,5	82	98	108,5	121	132	151,5	165	183,5
	G	mm	3	3	3	5	5	6	6	8	8	8	8	10
	H	mm	147	166	212	249	295	350	392	440	484	562	616	688
	M	mm								M 12	M 16	M 16	M 16	M 20
	P	mm								205	226	250	276	330
	Q	mm								18	24	24	24	30

Imagen 37: Selección del acoplamiento flexible.  
Fuente: Catálogo Escogear



## 9. Diseño del eje

Para transmitir el movimiento de giro desde el motor hasta el rodamiento de giro que nos proporcionará la velocidad deseada, debemos diseñar un eje que irá conectado al acoplamiento flexible escogido anteriormente. Este eje se diseñará siguiendo el procedimiento de diseño descrito en el libro Diseño de máquinas de Robert L. Norton.

### 9.1 Método de cálculo del eje por el par transmitido por el eje.

Este libro describe el método ASME para el diseño de ejes de transmisión que supone que la carga es de ciclo de flexión invertida y torque constante a un nivel que genera esfuerzos por debajo de la resistencia de fluencia por torsión del material.

Con este método se determina el diámetro mínimo del eje estudiando la resistencia del material, la reducción de resistencia a la fatiga y los momentos que se aplican sobre el eje debidos a las fuerzas tangencial y radial y al giro.

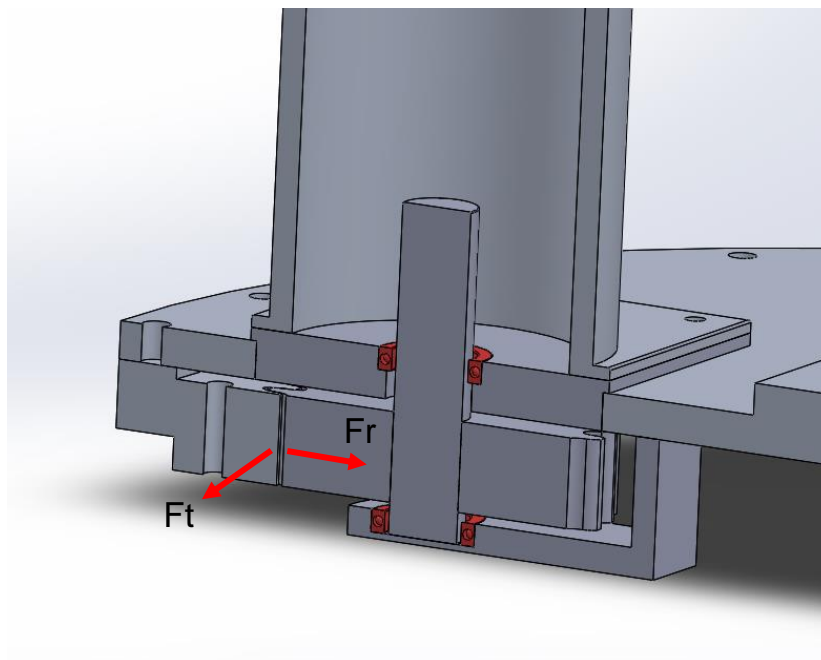


Imagen 38: Fuerzas aplicadas sobre el eje.  
Fuente propia

Como se muestra en la imagen, el engrane del piñón con el rodamiento genera una fuerza que se descompone en radial y tangencial al tratarse de un engranaje recto. Para calcular estas fuerzas se utilizan las siguientes fórmulas.

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P_n \cdot \eta_d}{n_2} \quad [79]$$

$$F_t = \frac{M_2}{R_p} \quad [80]$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \phi \quad [81]$$

Donde:

- $M_2$ : Par torsor transmitido por el eje
- $P_n$ : Potencia del motor
- $n_2$ : Velocidad de giro del eje
- $\eta_d$ : Rendimiento del motor
- $F_t$ : Fuerza tangencial sobre el eje
- $F_r$ : Fuerza radial sobre el eje
- $R_p$ : Radio primitivo del piñón
- $\Phi$ : Ángulo de presión de los dientes del piñón

La fuerza tangencial se determina con el par torsor que transmite el eje y el radio del piñón utilizado para el engrane. Luego, multiplicando esa fuerza por la tangente del ángulo de presión  $\Phi$  conocemos la fuerza radial aplicada. En la siguiente tabla se muestran los datos conocidos y los resultados de estos cálculos.

Datos	
Potencia motor (kW)	1,1
$\eta_d$	0,9
$n_2$ (rpm)	2,25
$R_p$ (m)	0,135
Ángulo presión $\varphi$ (°)	20
$M_2$ (Nm)	9337,8
$F_t$ (N)	31125,93
$F_r$ (N)	11328,91

Tabla 75: Fuerzas tangencial y radial sobre el eje.  
Fuente propia

El eje diseñado tendrá que estar apoyado en dos rodamientos para reducir las tensiones producidas por estas fuerzas y para mantenerlo alineado en todo momento. Uno de los rodamientos estará situado a la salida del acoplamiento flexible y el otro en el extremo final del eje.

Por lo tanto, se realizarán los cálculos para dos planos distintos, uno considerando la fuerza tangencial y el otro considerando la radial. La distancia de aplicación de la fuerza se considera en el centro del piñón al ser una fuerza puntual la que se estudia. Las siguientes imágenes muestran el esquema de los apoyos y las distancias de aplicación de las fuerzas sobre el eje:

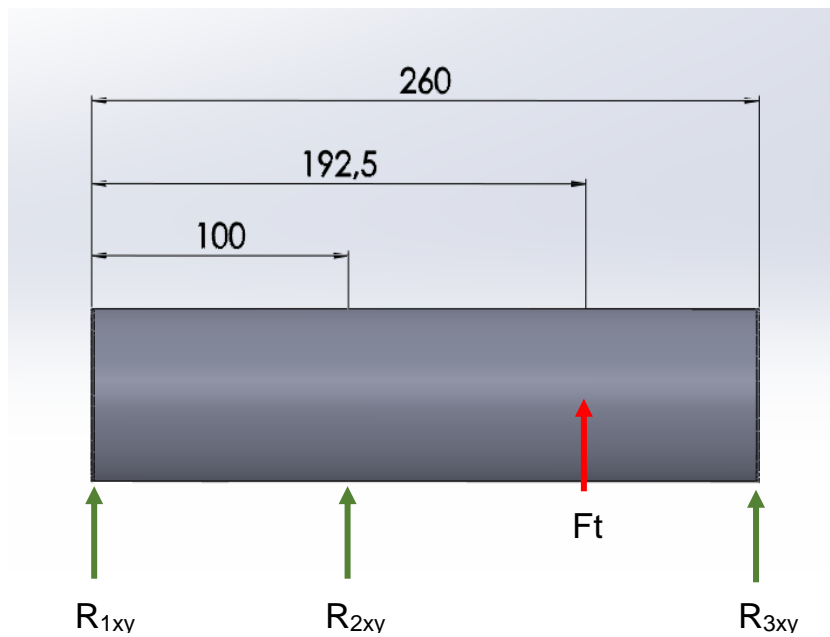


Imagen 39: Diagrama de fuerza tangencial.  
Fuente propia

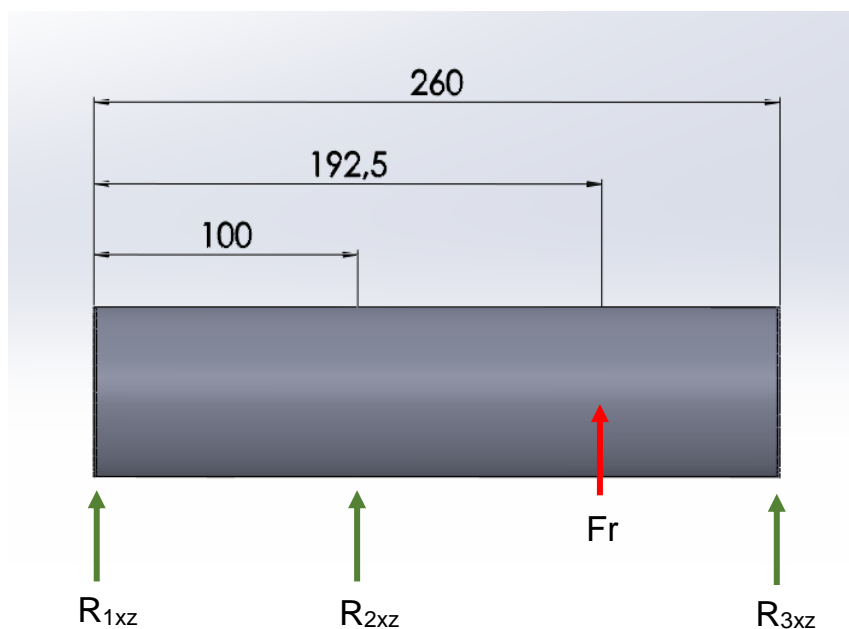
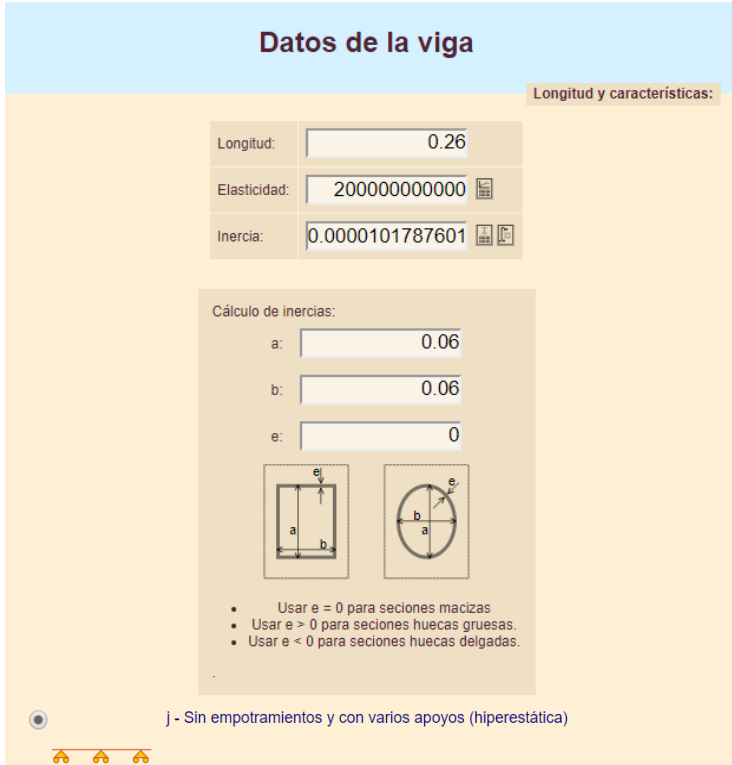


Imagen 40: Diagrama de fuerza radial.  
Fuente propia

Con las fuerzas de aplicación sobre el eje ya determinadas, realizamos un estudio del eje con el programa XWIGAS para obtener los momentos que generan estas fuerzas. Al tratarse de un sistema con más incógnitas que ecuaciones, necesitamos estudiarlo como hiperestático. Este programa nos da como resultado los momentos aplicados, las reacciones en los apoyos y los diagramas resultantes. A continuación, se muestra el procedimiento seguido para obtener los resultados:



**Datos de la viga**

Longitud y características:

Longitud:

Elasticidad:

Inercia:

Cálculo de inercias:

a:

b:

e:




- Usar  $e = 0$  para secciones macizas
- Usar  $e > 0$  para secciones huecas gruesas.
- Usar  $e < 0$  para secciones huecas delgadas.

j - Sin empotramientos y con varios apoyos (hiperestática)

Imagen 41: Datos del eje introducidos.  
Fuente: XWIGAS

Para comenzar, se debe hacer un predimensionamiento del eje para poder calcular los esfuerzos sobre él. Teniendo en cuenta todos los componentes y las distancias entre ellos, determinamos que el eje tendrá una longitud de 260 mm. Además, como el material para su fabricación va a ser el acero, seleccionamos su módulo elástico como  $E = 20 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ .

Para el diámetro, teniendo en cuenta otros sistemas para grúas similares, lo hemos estimado en 60 mm para el predimensionado.

Escogemos también el caso hiperestático para el estudio, ya que es el que presenta nuestro sistema de transmisión.



Imagen 42: Posición de los apoyos.  
Fuente: XVIGAS

Ahora se introducen las distancias de los apoyos con respecto al inicio del eje según se muestra en las imágenes 31 y 32. Los datos introducidos hasta ahora se mantienen fijos para los dos estudios que se van a realizar, ya que solo varía el valor de la fuerza y el plano en el que se aplica.

Primero realizaremos el estudio para la fuerza tangencial:



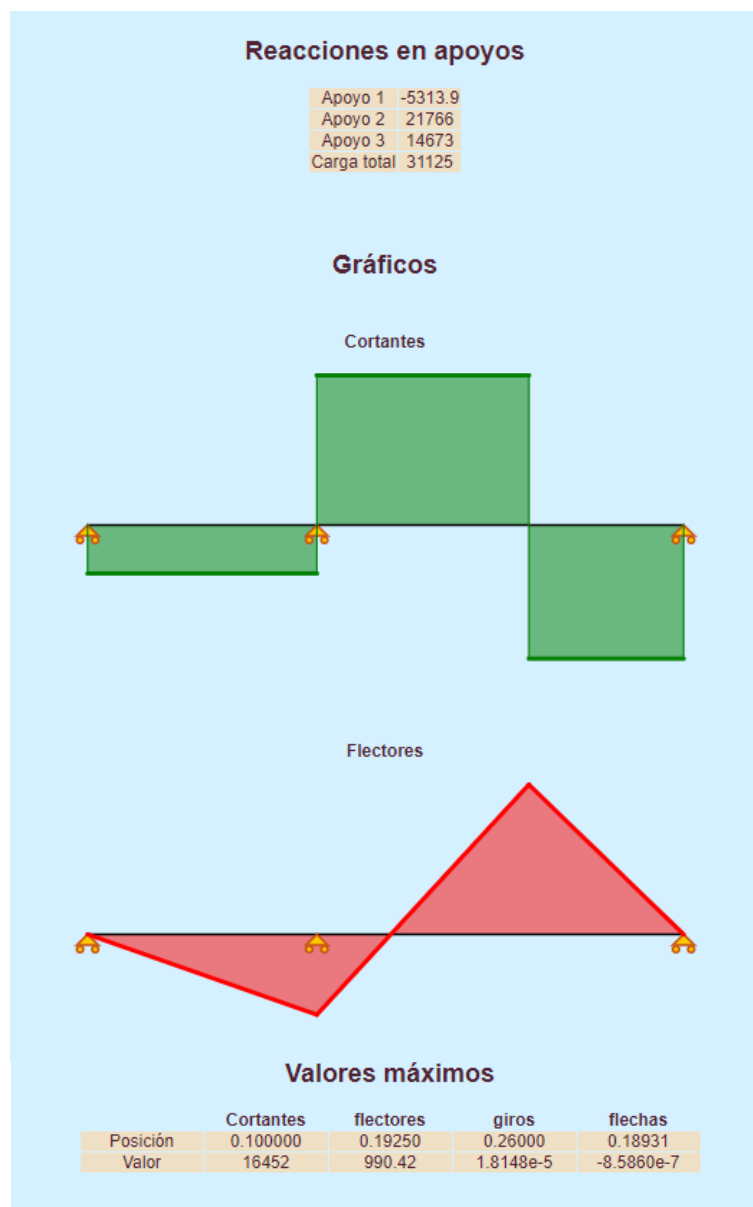


Imagen 43: Resultados obtenidos para la fuerza tangencial.  
Fuente: XVIGAS

Ahora, realizaremos el mismo estudio pero utilizando la fuerza radial que hemos calculado:

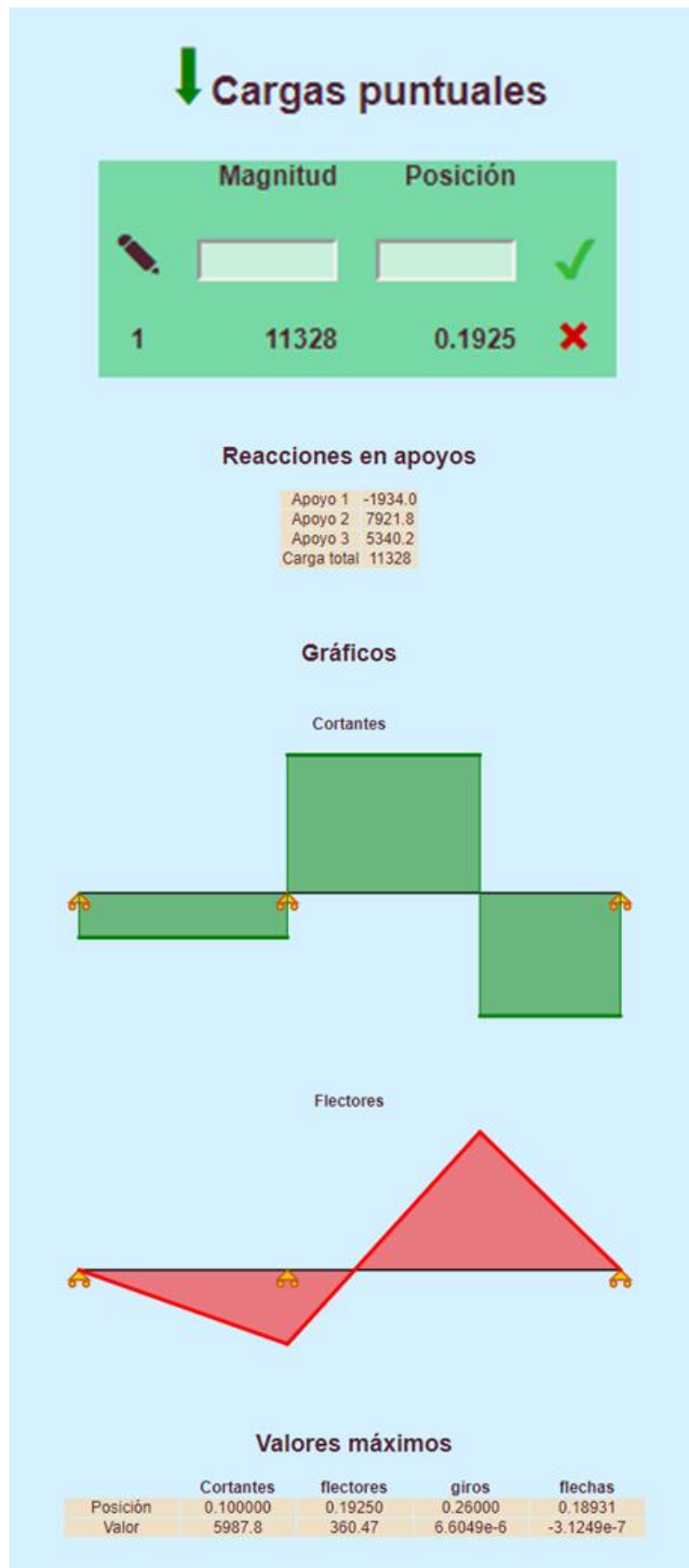


Imagen 44: Resultados obtenidos para la fuerza radial.  
Fuente: XVIGAS



De estos resultados que nos proporciona el programa, podemos utilizar los momentos flectores máximos que se producen en cada caso y calcular el momento flector total que se produce, ya que el punto de aplicación es el mismo. La fórmula utilizada para determinar el momento flector total es la siguiente:

$$Mf_{total} = \sqrt{(Mft^2 + Mfr^2)} \quad [82]$$

Donde:

- $Mf_{total}$  : momento flector total debido a las fuerzas sobre el eje
- $Mf_t$  : Momento flector debido a la fuerza tangencial
- $Mf_r$  : Momento flector debida a la fuerza radial

Mft (Nm)	990,42
Mfr (Nm)	360,47
Mft (Nm)	1053,98

Tabla 76: Resultado del momento flector total.  
Fuente propia

## 9.2 Estudio de la resistencia a fatiga

En el mismo libro de Rober L. Norton, se describe el procedimiento de cálculo para estudiar la reducción de la resistencia del material debido a la fatiga. Su cálculo depende del límite de rotura del material y de varios coeficientes que se deben determinar para el elemento a estudiar.

La resistencia del acero a la fatiga se puede estimar como la mitad del límite de rotura que presente el material, pero esto es una aproximación poco fiable ya que hay que tener en cuenta otros factores.

El acero escogido para el eje es el F1252 TR, que es un acero de alta resistencia y utilizado en ejes, bielas o engranajes. Los datos principales de este material son:

Acero F1252 TR	
densidad (kg/m <sup>3</sup> )	7870
S <sub>ut</sub> (Mpa)	1000
S <sub>y</sub> (Mpa)	650

Tabla 77: Datos del acero F1252 TR.  
Fuente: Ipagarma

El valor del límite elástico S<sub>y</sub> y del límite de rotura S<sub>ut</sub> del acero están escogidos para un diámetro entre 40 y 100 mm, que es el intervalo en el que estimamos va a estar nuestro eje. La fórmula para estimar la resistencia a fatiga es la siguiente:

$$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad [83]$$

Para obtener un resultado más fiable hay que aplicar los factores de corrección que se obtienen principalmente de ensayos a fatiga cuyos resultados se han tabulado o se han estimado en base a pruebas estáticas. La fórmula para determinar la resistencia a fatiga es la siguiente:

$$S_e = S_e \cdot C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \quad [84]$$

### 9.2.1 Coeficiente de carga

Debido a que la mayoría de los datos de resistencia a la fatiga publicados son de pruebas de flexión giratoria, se tiene que aplicar un factor de reducción de la resistencia para cargas axiales.

Para los casos de flexión o torsión sin la aplicación de cargas axiales, el coeficiente de carga se debe tomar igual a la unidad.

$$C_{\text{carga}} = 1$$

### 9.2.2 Coeficiente de tamaño

Las muestras de prueba de las vigas giratoria y estática son pequeñas (cerca de 0.3 in de diámetro). Si la pieza es mayor que esa dimensión, se necesita aplicar un factor de tamaño de reducción de resistencia debido a la probabilidad más alta de que se presente un defecto en el volumen más grande sometido al esfuerzo.

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

Donde:

- d : diámetro del eje en mm

Nuestro eje se estima en 60 mm de diámetro por lo que el factor de tamaño calculado es:

$$C_{\text{tamaño}} = 0,799$$

### 9.2.3 Coeficiente superficial

El factor de superficie de reducción de la resistencia  $C_{sup}$  es necesario para tomar en cuenta las diferencias en el acabado del material, por ejemplo, las imperfecciones superficiales actúan como incrementadores de esfuerzo.

El factor se determina utilizando una tabla dada en el libro de Robert L. Norton, para determinarlo hace falta conocer la resistencia de rotura del material y el acabado superficial de la pieza.

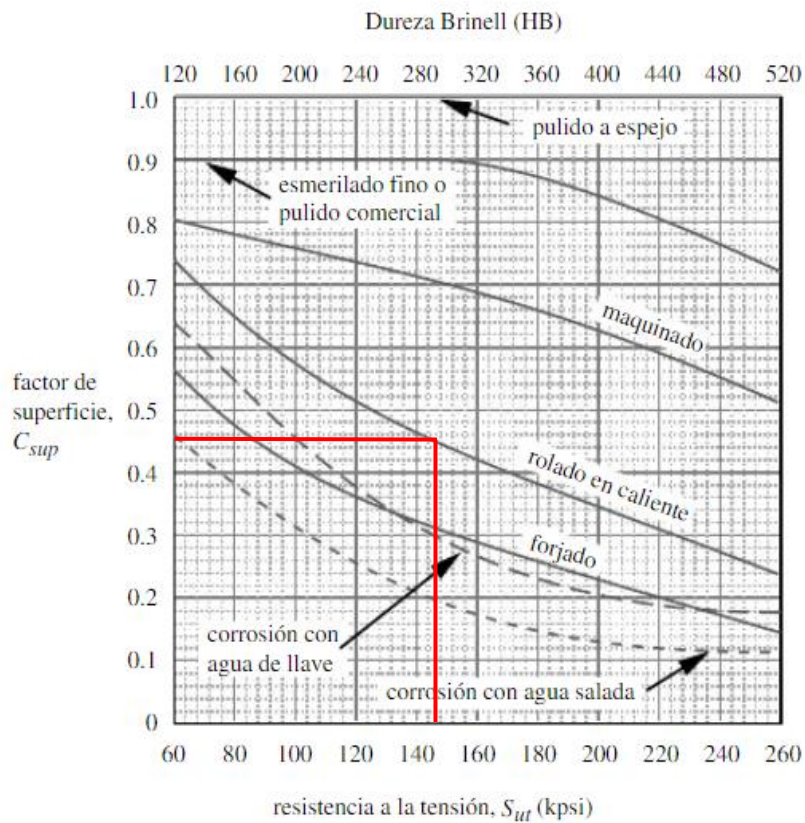


Imagen 45: Factores de superficie para varios acabados de acero.  
Fuente: *Diseño de máquinas*. Robert L. Norton

Nuestro material tiene un límite de rotura de 1000Mpa, lo que equivale a 145 kpsi. Además, el material se trata en caliente, por lo que el acabado final será el indicado en la imagen 39. Finalmente, el coeficiente superficial es de:

$$C_{\text{sup}} = 0,455$$

#### 9.2.4 Coeficiente de temperatura

Las pruebas de fatiga se hacen en general a temperatura ambiente. La dureza a la fractura disminuye a bajas temperaturas y se incrementa con temperaturas moderadamente altas (hasta 350°C aproximadamente).

Para nuestro caso, al trabajar a temperaturas por debajo de los 450°C el coeficiente de temperatura se toma como la unidad.

$$C_{\text{temp}} = 1$$

#### 9.2.5 Coeficiente de confiabilidad

Muchos de los datos de resistencia reportados son valores medios. Hay una gran dispersión en múltiples pruebas del mismo material bajo las mismas condiciones de prueba. Los valores de la imagen 40 proporcionan factores de reducción de resistencia  $C_{\text{conf}}$  para los niveles de confiabilidad seleccionados.

**Tabla 4-4**Factores de confiabilidad  
para  $S_d = 0.08 \mu$ 

% de confiabilidad	$C_{conf}$
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Imagen 46: Factores de confiabilidad.  
Fuente: *Diseño de máquinas*. Robert L. Norton

Usamos un factor de confiabilidad estándar para tener una seguridad aceptable de la resistencia del material.

$$C_{conf} = 1$$

### 9.2.6 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

Ahora que hemos determinado todos los coeficientes a tener en cuenta, podemos calcular la resistencia a fatiga de nuestro eje. A continuación se muestra el resultado obtenido:

Se' (Mpa)	500
Csup	0,445
Ccarga	1
Ctamaño	0,799
Ctemp	1
Cconf	0,814
Se (Mpa)	144,76

Tabla 78: Resultado del límite de resistencia a fatiga corregido.  
Fuente propia

### 9.3 Cálculo del diámetro mínimo

En el libro que estamos utilizando para el diseño del eje encontramos una fórmula para el cálculo del diámetro mínimo para el eje según el método ASME. La fórmula es la siguiente:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad [85]$$

Donde:

- d : diámetro del eje en mm
- $N_f$ : Coeficiente de seguridad
- $k_f$ : Factor de concentración de esfuerzos
- $M_a$ : Momento flector en el eje

- $S_f$ : Límite de resistencia a fatiga del material
- $T_m$ : Momento torsor en el eje
- $S_y$ : Límite elástico del material

Los valores de los momentos flector y torsor se calcularon en el apartado 9.1 y el límite de resistencia a fatiga del material en el apartado 9.2, por lo que conociendo todos los datos podemos calcular el diámetro mínimo.

Diámetro mínimo	
$N_f$	2
$k_f$	1
$M_a$ (Nm)	4202
$T_m$ (Nm)	1053,98
$S_f$ (N/m <sup>2</sup> )	6,50E+08
$S_y$ (N/m <sup>2</sup> )	1,45E+08
$d$ (m)	0,05698
$d$ (mm)	56,98

Tabla 79: Diámetro mínimo de cálculo.  
Fuente propia

Como vemos en la tabla anterior, el diámetro mínimo resultante es de 57 mm aproximadamente por lo que nuestra aproximación inicial es válida y escogemos un diámetro normalizado de 60 mm para el eje. Las dimensiones se muestran en la siguiente imagen:



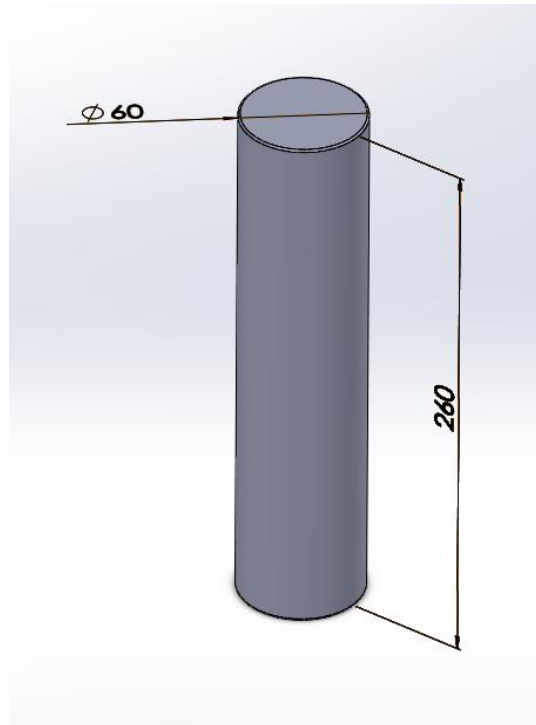


Imagen 47: Dimensiones finales del eje.  
Fuente propia

## 9.4 Selección de los rodamientos del eje

Para que el eje se mantenga alineado y resista los momentos flector y torsor que se le van a aplicar, necesitamos proporcionarle puntos de apoyo a parte de la fijación en el acoplamiento. Por ello, se ha decidido utilizar dos rodamientos que permitirán girar al eje sin problemas.

El primer rodamiento se colocará en la salida del acoplamiento flexible y se ajustará en una placa diseñada a este propósito. La placa tiene la función de aguantar el rodamiento y además de tapar el agujero de la placa de unión para que no se introduzcan elementos externos como suciedad, agua, etc. La disposición del rodamiento en la placa diseñada se muestra a continuación:

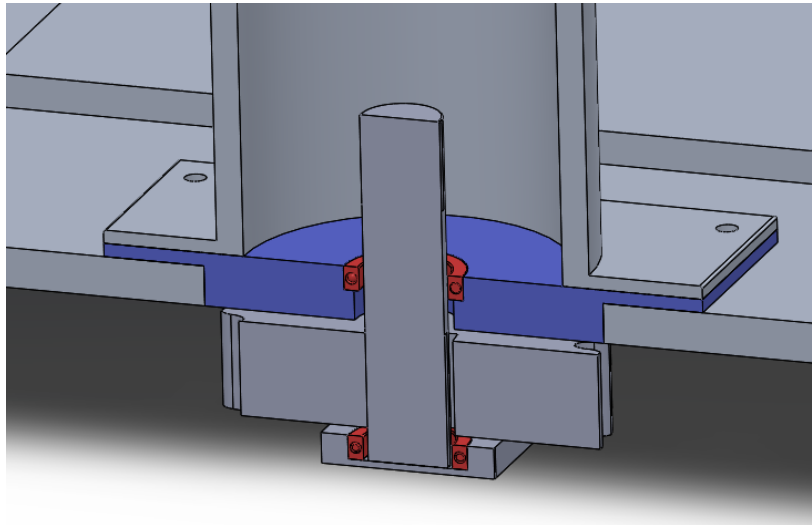


Imagen 48: Posicionamiento del rodamiento superior.  
Fuente propia

El segundo rodamiento se coloca en el extremo final del eje y al igual que para el primero, se diseña una placa de apoyo para poder sujetarlo. Esta placa irá soldada a la placa de unión en su parte inferior para que gire solidaria a ésta. A continuación se puede ver su situación en el sistema de transmisión:

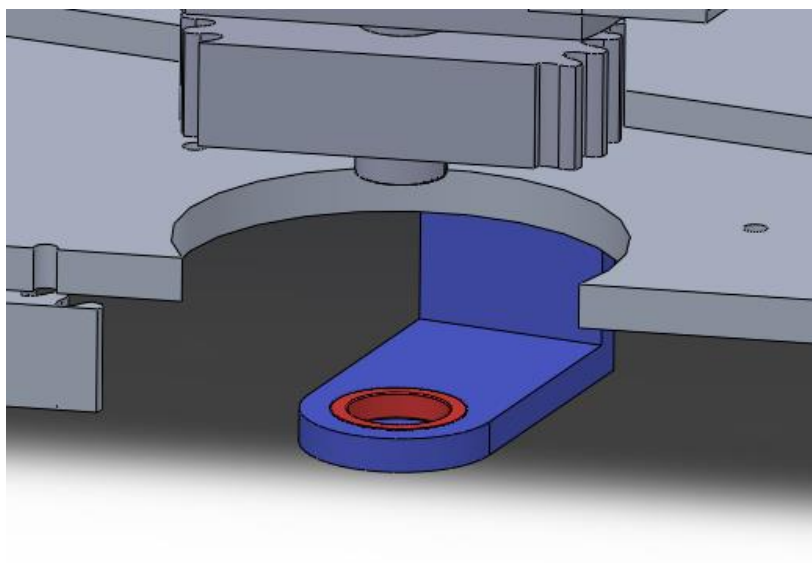


Imagen 49: Posicionamiento del rodamiento inferior (Vista explosionada).  
Fuente propia

Para seleccionar el rodamiento, tenemos en cuenta la reacción máxima en los apoyos que determinamos con el programa XWIGAS, ésta será la carga estática que debe soportar nuestro rodamiento para ser válido.

Empleamos el catálogo de ISB Eurobearings para la selección de los dos rodamientos axiales de bolas que serán iguales. La amplia gama de productos y su alta calidad hacen que utilicemos esta empresa para escoger nuestros rodamientos.

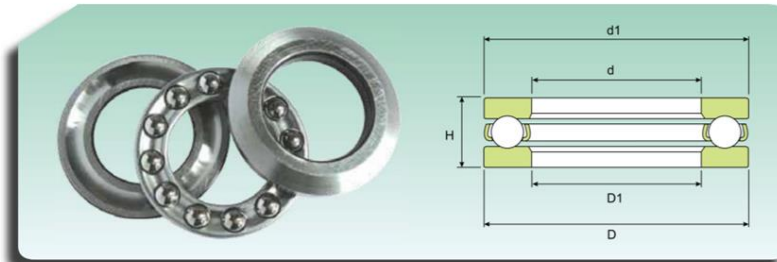
Recuperamos el valor máximo de la reacción en los apoyos que era de 21.766 N. Seleccionamos el rodamiento en función de su capacidad de carga máxima aplicando un factor de seguridad de 1,5 sobre la reacción en el apoyo.

El rodamiento escogido tendrá que soportar una carga estática mínima  $C_0 = 32.649$  N. Nuestra selección final es el modelo 51112 que está diseñado para un diámetro de eje de 60 mm que es lo que necesitamos.

La capacidad de carga estática de este rodamiento es de 120 kN, lo que supera con creces nuestras necesidades y nos aseguramos no tener problemas en este aspecto.

**ISB** RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS - THRUST BALL BEARINGS

**RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE SIMPLE EFECTO**  
**SINGLE ACTING THRUST BALL BEARINGS**



d (mm)	Dimensiones (mm) Dimension (mm)				Coeficiente de carga (kN) Load rating (kN)		Velocidad límite (rpm) Speed limit (Rpm)		Peso (Kg) Weight (Kg)	Sigla Designation
	D (mm)	H (mm)	d1 (mm)	D1 (mm)	Dinámico Dynamic C	Estático Static C <sub>0</sub>	Lubricación Lubrication			
							Grasa Grease	Aceite Oil		
50	70	14	70	52	26	74	4820	5670	0.16	51110
	78	22	78	52	48	114	3443	4050	0.37	51210
	95	31	85	52	87	186	2754	3240	0.94	51310
	110	43	100	52	156	333	2142	2520	2	51410
55	78	16	78	57	30	83	4055	4770	0.24	51111
	90	25	90	57	61	143	3060	3600	0.59	51211
	105	35	105	57	102	220	2448	2880	1.3	51311
	120	48	120	57	174	382	1836	2160	2.55	51411
60	85	17	85	62	41	120	3825	4500	0.3	51112
	95	26	95	62	61	147	2907	3420	0.65	51212
	110	35	110	62	99	220	2295	2700	1.35	51312
	130	51	130	62	195	421	1683	1980	3.1	51412 M
65	90	18	90	67	37	106	3672	4320	0.33	51113
	100	27	100	67	62	160	2754	3240	0.78	51213
	115	36	115	67	104	235	2295	2700	1.5	51313
	140	56	140	68	212	480	1683	1980	4	51413 M
70	95	18	95	72	39	118	3443	4050	0.35	51114
	105	27	105	72	64	170	2754	3240	0.79	51214
	125	40	125	72	132	314	1989	2340	2	51314
	150	60	150	73	229	539	1530	1800	5	51414 M

Imagen 50: Selección de los rodamientos para el eje.  
Fuente: Catálogo ISB Eurobearings

A continuación, se muestran las dimensiones de la placas diseñadas para situar los rodamientos y mantenerlos fijos a la placa de unión:

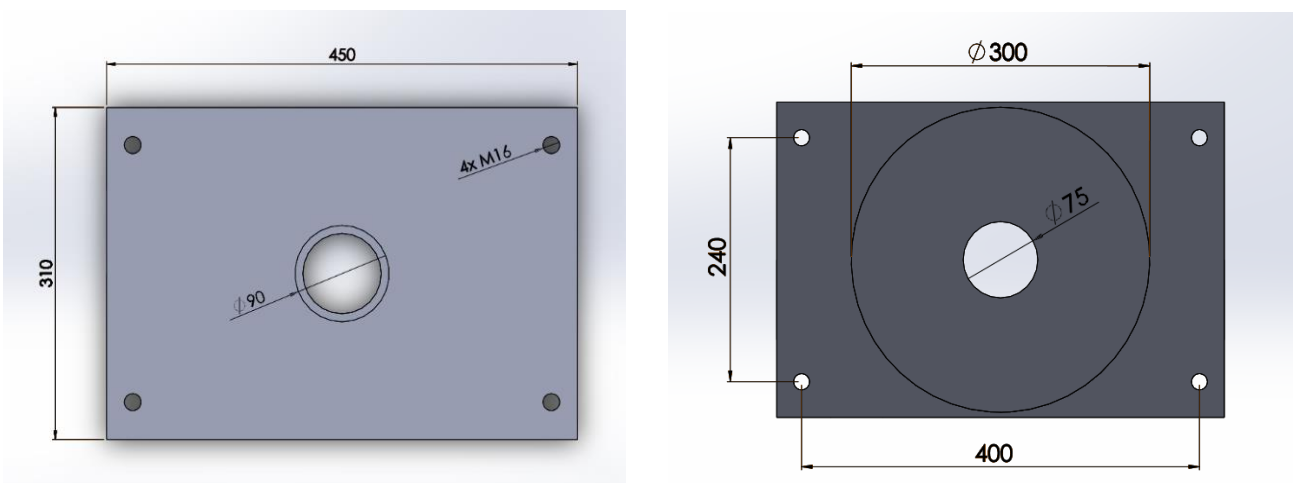


Imagen 51: Dimensiones de la placa de apoyo del rodamiento superior.  
Fuente propia

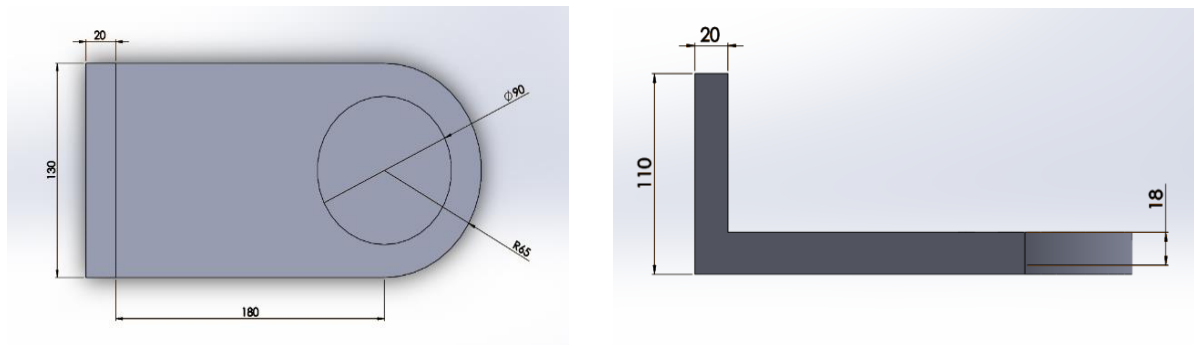


Imagen 52: Dimensiones de la placa de apoyo del rodamiento inferior.  
Fuente propia

## 10. Diseño del piñón

El piñón es uno de los elementos principales del sistema de transmisión, pues es el que engrana con el rodamiento y permite la reducción de la velocidad proveniente del eje. El diseño del piñón se lleva a cabo en función de la reducción de velocidad que deseamos para nuestro sistema, y como hemos mencionado antes, tendrá 27 dientes.

En el apartado anterior, para el diseño del eje hemos determinado la fuerza tangencial que se produce en el engrane, y ahora vamos a volver a usar este valor para determinar el material requerido para el piñón.

Seguimos el procedimiento descrito en el libro de Robert L. Norton Diseño de máquinas para el diseño de este elemento.

### 10.1 Características del piñón

Debido al tipo de engranaje que lleva el rodamiento escogido, ya tenemos claras algunas de las características que debe tener nuestro piñón. Para empezar, éste debe ser de engranajes rectos para poder llevar a cabo el engrane de forma correcta.

Además, el módulo debe ser igual que el del rodamiento por lo que tendrá módulo 10. El ancho de cara del piñón  $B$  debe ser de 71 mm ya que es el ancho del rodamiento, por lo que así tendremos un engrane seguro. También consideramos un ángulo de presión  $\varphi$  de  $20^\circ$ .

Sabiendo además que tiene 27 dientes podemos utilizar las relaciones de los engranajes para determinar los parámetros restantes:

$$m = \frac{D_p}{z} \quad [86]$$

$$P_d = \frac{z}{D_p} \quad [87]$$

Donde:

- $m$ : módulo
- $D_p$ : Diámetro primitivo
- $z$ : Número de dientes
- $P_d$ : Paso diametral
- 

Perfil Columna	
$z$	27
$m$	10
$B$ (mm)	71,00
$\varphi$ ( $^\circ$ )	20
$D_p$	270
$P_d$	0,1

Tabla 80: Características del Piñón.  
Fuente propia

El estudio del diseño se divide en dos, los esfuerzos de flexión y los esfuerzos superficiales. Para determinarlos habrá que emplear diferentes factores que se describen en el método de cálculo.

## 10.2 Esfuerzos a flexión

Para su determinación, utilizaremos la ecuación de la AGMA del esfuerzo de flexión, que se define de esta forma:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad [88]$$

Donde:

- $W_t$ : Fuerza tangencial sobre el diente
- $F$ : ancho de cara
- $m$ : módulo
- El resto son factores que se determinan a continuación.

### 10.2.1 Factor geométrico J

El factor J se calcula con un algoritmo complicado y depende del número de dientes del piñón y del engrane. Para su selección se emplea la siguiente tabla:

Tabla 8-8 Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga en la punta

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29	

Imagen 52: Factor geométrico J.  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

Por lo tanto nuestro factor J es:

$$J_{\text{Piñón}}: 0,25 \quad J_{\text{engranaje}}: 0,29$$

### 10.2.2 Factor dinámico $K_v$

Este factor trata de tomar en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engrane desajustado.

Se determina usando la siguiente tabla:



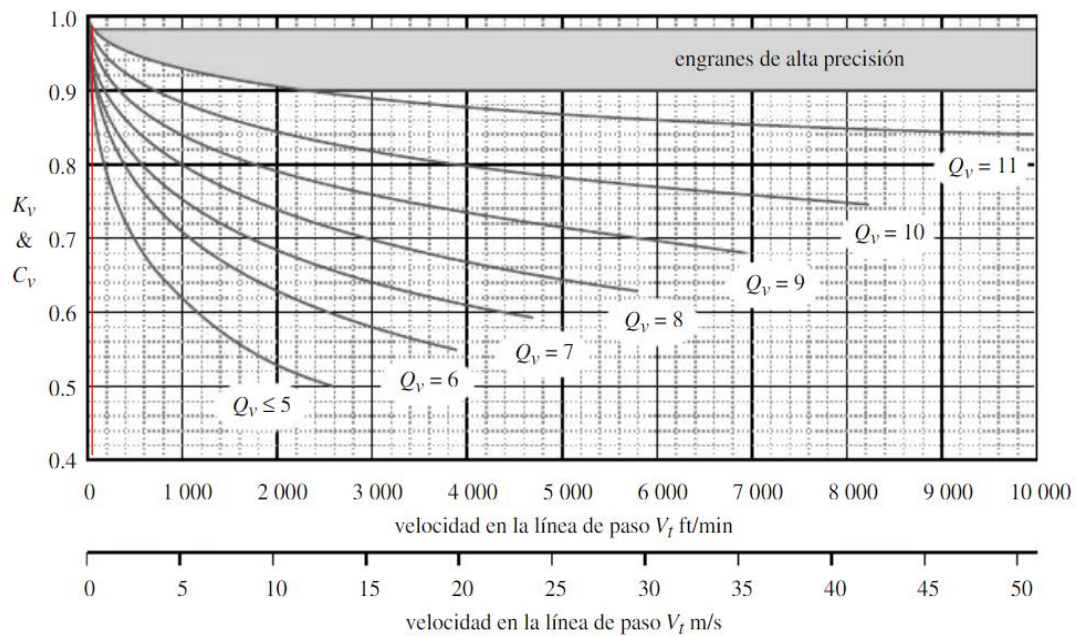


Imagen 53: Factor dinámico  $K_v$ .  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

Teniendo en cuenta que nuestra velocidad de giro es de 2,25 rpm y por tanto 0,236 m/s. Tomamos este valor como 1.

$$K_v = 1$$

### 10.2.3 Factor de distribución de carga $K_m$

Cualquier desalineación o desviación axiales en la forma del diente causan que la carga transmitida  $Wt$  se distribuya desigualmente sobre el ancho de la cara de los dientes del engrane. Para tener en cuenta esto, se emplea el factor determinado de esta tabla:

**Tabla 8-16**Factores  $K_m$  de distribución de carga

Ancho de cara		$K_m$
in	(mm)	
<2	(50)	1.6
6	(150)	1.7
9	(250)	1.8
≥20	(500)	2.0

Imagen 54: Factor de distribución  $K_m$ .  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

Al no aparecer nuestro ancho de cara exacto, realizamos una interpolación entre los 50 y los 150 mm.

$$K_m = 1,621$$

#### 10.2.4 Factor de distribución de carga $K_a$

Si la máquina impulsora o la impulsada tienen torques o fuerzas que varían con el tiempo, éstos incrementarán la carga sostenida por el diente del engrane por encima de los valores medios. El factor  $K_a$  se escoge de la siguiente tabla:

**Tabla 8-17** Aplicación de factores  $K_a$ 

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Imagen 55: Factor de distribución  $K_a$ .  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

Como tenemos un motor eléctrico y para los casos de grúas se utiliza el caso de impacto moderado, determinamos nuestro factor.

$$K_a = 1,25$$

### 10.2.5 Factor de tamaño $K_s$

Las muestras de prueba utilizadas para desarrollar los datos de resistencia a la fatiga son relativamente pequeñas, si la parte que se diseña es mayor que eso, podría resultar más débil de lo indicado por los datos de prueba. Para casos normales se utiliza un factor igual a la unidad.

$$K_s = 1$$

### 10.2.6 Factor de espesor de aro $K_B$

Este factor lo introdujo recientemente la AGMA para tomar en cuenta situaciones donde un engrane con diámetro grande, hecho con un aro y brazos radiales, en lugar de un disco sólido, tiene una profundidad pequeña del aro, en comparación con la profundidad del diente. Al no ser nuestro caso se toma como valor uno.

$$K_B = 1$$

### 10.3 Esfuerzos superficiales

Se emplea como base para la fórmula de resistencia contra el picado de la AGMA:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad [89]$$

Donde:

- $W_t$ : Fuerza tangencial sobre el diente
- $F$ : ancho de cara
- $D$ : diámetro de paso del engranaje más pequeño
- El resto son factores que se determinan a continuación.

Los factores  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  y  $C_s$  son iguales, respectivamente, a  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$  y  $K_s$  que fueron definidos anteriormente.

#### 10.3.1 Factor geométrico superficial I

Este factor considera los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión. La AGMA define la ecuación para :

$$I = \frac{\cos \phi}{\left( \frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g} \right) d_p} \quad [90]$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos \phi$$

$$\rho_g = C \operatorname{sen} \phi \mp \rho_p$$

[91]

Donde:

- $p_d$ : Paso diametral
- $r_p$ : Radio de paso del piñón
- $C$ : distancia entre los centros del piñón y del engranaje
- $X_p$ : Coeficiente de addendum. Para nosotros es 0

Realizando los cálculos con los datos de la tabla 54 llegamos a que:

Factor I	
$\rho_p$	29,552
$\rho_g$	90,155
I	0,0996

Tabla 81: Factor geométrico superficial I.  
Fuente propia

### 10.3.2 Coeficiente elástico $C_p$

El coeficiente elástico, que toma en cuenta las diferencias en los materiales de los dientes, se obtiene a partir de la siguiente tabla y se calcula como  $(\text{MPa})^{0,5}$

Material del piñón	$E_p$ psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

† Los valores de  $E_p$  en esta tabla son aproximados; se utilizó  $\nu = 0.3$  como una aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. Si existen números más precisos de  $E_p$  y  $\nu$ , éstos se deberían emplear en la ecuación 7.23 para determinar  $C_p$ .

Imagen 56: Coeficiente elástico  $C_p$ .  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

Por tanto, nuestro coeficiente elástico será  $191^{0.5}$ .

$$C_p = 13,8203$$

### 10.3.3 Factor de acabado superficial $C_F$

Se utiliza para considerar acabados superficiales inusualmente ásperos en los dientes del engrane. Se recomienda que este coeficiente sea igual a 1 para engranes fabricados con métodos convencionales.

$$C_F = 1$$

## 10.4 Dimensionamiento del piñón

Ahora que hemos definidos todos los coeficientes y tenemos los datos, vamos a calcular los esfuerzos de flexión y superficiales. A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

Esfuerzos de flexión	
J (piñón)	0,25
Kv	1
Km	1,62
Ka	1,25
Ks	1
K <sub>B</sub>	1
$\sigma_b$ (Mpa)	355,318

Tabla 82: Esfuerzos de flexión.  
Fuente propia

Esfuerzos superficiales	
I	0,0996
Cv	1
Cm	1,62
Ca	1,25
Cs	1
Cp	13,820
Cs	1
$\sigma_c$ (Mpa)	79,430

Tabla 83: Esfuerzos superficiales.  
Fuente propia

Ahora que hemos determinado los esfuerzos a los que se ve sometido nuestro engranaje, debemos seleccionar un material acorde que pueda resistirlos. Para ello utilizamos las tablas incluidas en el libro que estamos empleado para el dimensionamiento.

**Tabla 8-20 Resistencias de fatiga por flexión  $S_{fb}'$  de la AGMA, para un grupo de materiales para engranes\***

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecido totalmente	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido totalmente	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido totalmente	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido totalmente	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	55-75	380-520
			AISI 4140 Nitruado	84.6 HR15N <sup>†</sup>	34-45	230-310
			AISI 4340 Nitruado	83.5 HR15N	36-47	250-325
			Nitroaleación 135M Nitruado	90.0 HR15N	38-48	260-330
Nitroaleación N Nitruado	90.0 HR15N	40-50	280-345			
Cromo al 2.5% Nitruado	87.5-90.0 15N	55-65	380-450			
Hierro colado	20	Clase 20	Como está fundido		5	35
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	13	90
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	5.7	40
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 aleación 954	Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	23.6	160

Imagen 57: Resistencia de fatiga por flexión.  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton

**Tabla 8-21 Resistencias de la AGMA para fatiga superficial  $S_{fc}'$  en un conjunto de materiales de engranes\***

Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido totalmente	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido totalmente	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido totalmente	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido totalmente	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	180-225	1250-1300
			AISI 4140 Nitruado	84.6 HR15N <sup>†</sup>	155-180	1100-1250
			AISI 4340 Nitruado	83.5 HR15N	150-175	1050-1200
			Nitroaleación 135M Nitruado	90.0 HR15N	170-195	1170-1350
Nitroaleación N Nitruado	90.0 HR15N	195-205	1340-1410			
Cromo al 2.5% Nitruado	87.5 HR15N	155-172	1100-1200			
Cromo al 2.5% Nitruado	90.0 HR15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como se fundió		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como se fundió	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como se fundió	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	30	450
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 aleación 954	Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	65	450

Imagen 58: Resistencia para fatiga superficial.  
Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton



Como vemos, hemos escogido como material el Acero de clase A1-A5 con Cromo al 2,5% Nitrurado. Este material tiene una resistencia tanto a flexión como superficial mayor que la mínima calculada y por tanto nos dará un funcionamiento adecuado sean cuales sean las circunstancias.

Las dimensiones finales del piñón se muestran en la siguiente imagen:

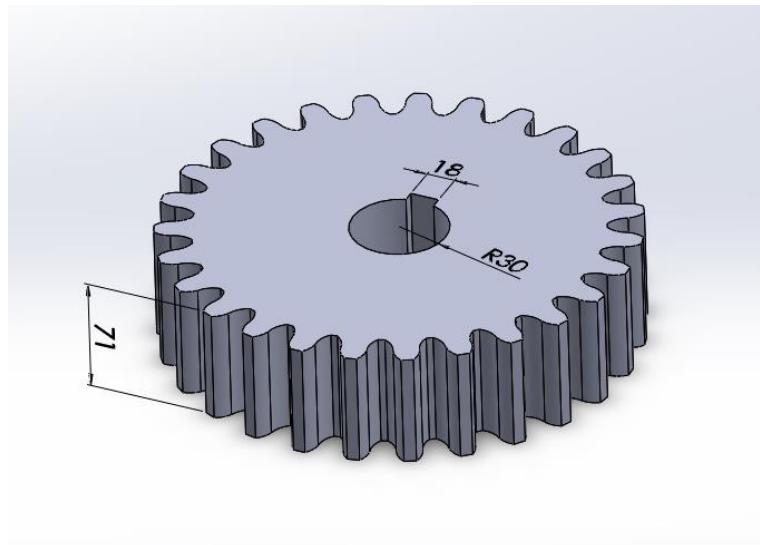


Imagen 59: Dimensiones del piñón.  
Fuente propia

## 11. Selección del polipasto

La grúa que se está diseñando se utilizará en un puerto deportivo para la elevación y desplazamiento de embarcaciones o carga. Para realizar estas tareas se ha decidido instalar un polipasto eléctrico de cable que incorpore el carro de traslación.

La carga máxima que tiene que poder levantarse es de 8 toneladas, y la velocidad de elevación debe ser de 4 m/min. Estos dos factores limitantes los utilizaremos para la selección del polipasto adecuado.

Hemos utilizado el catálogo de Terex Donati que es una empresa especializada en mecanismos de elevación por la alta calidad de sus productos y su amplia gama. Se trata del catálogo de polipastos eléctricos de cable y en él se explica el procedimiento para una buena selección.



Imagen 60: Imagen del tipo de polipasto y carro escogidos.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

El tipo de carro que seleccionamos es el más compacto, por lo que se aprovecha al máximo la carrera del gancho. Además, el carro incluye los finales de carrera eléctricos.

### 11.1 Clasificación del equipo

Para la selección de la clase de equipo que requerimos se utiliza una tabla donde se selecciona en función del tipo de servicio que se va a llevar a cabo y de las horas diarias de funcionamiento.

<b>Clasificación y límites de uso de los electromecanismos de los equipos de elevación</b>								
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)		Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
	1) Servicio Ligero	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)	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴	400x10⁴	> 4x10⁵
		Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
	2) Servicio Medio	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)	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴	400x10⁴
		Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
	3) Servicio Pesado	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)	63x10³	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴
		Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
	4) Servicio Muy Pesado	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)	32x10³	63x10³	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴
<b>Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación</b>	de acuerdo con la norma ISO 4301-1	<b>M3</b>	<b>M4</b>	<b>M5</b>	<b>M6</b>	<b>M7</b>	<b>M8</b>	
	según regla FEM 9.511	<b>1Bm</b>	<b>1Am</b>	<b>2m</b>	<b>3m</b>	<b>4m</b>	<b>5m</b>	
Uso en servicio intermitente según regla FEM 9.683/95	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (RI%)	25	30	40	50	60	60
		Nº máx. de arranques por hora (A/h)	150	180	240	300	360	360
	Mecanismos del Carro	Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
		Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	60
Uso en servicio temporal	Mecanismos del Carro	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
		Tiempo de uso con velocidad principal (min)	15	15	30	30	60	> 60
Motores de dos velocidades de doble polaridad	Nº máx arranques h (A/h)	Velocidad principal	1/3 (33,3% del Nº total de arranques por hora)					
		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)					

Imagen 61: Tabla de clasificación del equipo.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

### 11.2 Selección del polipasto

Como vemos en la tabla anterior, nuestro equipo pertenece a la categoría M6, y sabiendo que requerimos una carga máxima de 8.000 kg podemos identificar el

modelo de polipasto y de carro que corresponde. La siguiente tabla muestra el modelo escogido:

**IDENTIFICACIÓN DEL POLOPASTO Y DE LOS CARROS CORRESPONDIENTES**

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												12L3=D
800	V	D												12V3=D
1000	L	E								14L3=E				12L2=E
1000	V	E								14V3=E				12V2=E
1250	L	F								14L3=F			12L1=F	12L3=F
1250	V	F								14V3=F			12V1=F	12V2=F
1600	L	G								14L3=G			12L1=G	12L2=G
1600	V	G								14V3=G			12V1=G	12V2=G
2000	L	H								14L2=H	14L3=H		12L1=H	12L2=H
2000	V	H								14V2=H	14V3=H		12V1=H	12V2=H
2500	L	I								14L1=I	14L3=I		12L1=I	12L2=I
2500	V	I								14V1=I	14V3=I		12V1=I	12V2=I
3200	L	J								14L1=J	14L2=J	14L3=J	12L1=J	12L2=J
3200	V	J								14V1=J	14V2=J	14V3=J	12V1=J	12V2=J
4000	L	K							14V0=J	14L1=K	14L2=K	14L3=K	12L1=K	12L2=K
4000	V	K								14V1=K	14V2=K	14V3=K	12V1=K	12V2=K
5000	L	L								14L1=L	14L2=L	14L3=L	12L1=L	12L2=L
5000	V	L								14V1=L	14V2=L	14V3=L	12V1=L	12V2=L
6300	L	M							24V0=L	24L1=M	24L2=M	24L3=M	12L1=M	12L2=M
6300	V	M								24V1=M	24V2=M	24V3=M	12V1=M	12V2=M
8000	L	N								34L1=N	34L2=N	34L3=N	12L1=N	12L2=N
8000	V	N								34V1=N	34V2=N	34V3=N	12V1=N	12V2=N
10000	L	O								34L1=O	34L2=O	34L3=O	12L1=O	12L2=O
10000	V	O								34V1=O	34V2=O	34V3=O	12V1=O	12V2=O
12500	L	P								34L1=P	34L2=P	34L3=P		
12500	V	P								34V1=P	34V2=P	34V3=P		
16000	L	Q								44L1=Q	44L2=Q	44L3=Q		
16000	V	Q								44V1=Q	44V2=Q	44V3=Q		
20000	L	R			38L2=R					44L1=R	44L2=R	44L3=R		
20000	V	R			38V2=R					44V1=R	44V2=R	44V3=R		
25000	L	S			38L1=S					44L1=S	44L2=S	44L3=S		
25000	V	S			38V1=S					44V1=S	44V2=S	44V3=S		
32000	L	T								46L1=T	46L2=T	46L3=T		
32000	V	T								46V1=T	46V2=T	46V3=T		
40000	L	U			48L1=U	48L2=U								
40000	V	U			48V1=U	48V2=U								
50000	L	V			48L0=V									
50000	V	V			48V0=V									

Imagen 62: Tabla de identificación del polipasto el carro de traslación.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

Las características del polipasto y del carro de traslación seleccionado son las que se muestran en la siguiente imagen, como vemos hay factores por decidir como por ejemplo el número de velocidades o la carrera del gancho.

Capacidad (kg)	Grupo FEM del polipasto	Tipo DHR	Datos característicos de los polospastos eléctricos de cable DRH											Tipo de carro combinado al polopasto	
			Velocidad a 50 Hz (m/min)		Potencia motor (kW)		Carrera gancho (m) con tambor <sup>(1)</sup>				Cable <sup>(1)</sup>		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)
8000	1Am	34L1•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	2m	34L2•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13B)	3	2
	3m	34L3•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12A (12A)	3	2
	1Am	34V1•N	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	2m	44V2•N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	44V3•N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3
	1Am	42L1•N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3
2m	42L2•N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3	

Imagen 63: Características del sistema de elevación.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

Los datos del carro y de la potencia del motor se muestran en la siguiente tabla. A continuación se muestran las dimensiones de las ruedas y su posicionamiento en la viga.

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 <sup>(1)</sup>				1 Velocidad: 16 o 20 m/min <sup>(1)</sup>				2 Velocidad: 16/4 o 20/5 m/min <sup>(1)</sup>				
	Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro <sup>(2)</sup>		Relación reductor con velocidad m/min		Motor carro		
	Tipo - Tamaño	8	10	Tipo 4 polos	Potencia kW	16	20	Tipo 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
DRT Dos vigas	1	τ1	τ2	71 - 4	0,16	τ1	τ2	71 - 2	0,32	τ1	τ2	71 - D	0,40/0,09
	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
		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	

Imagen 64: Datos del carro y de su motor.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

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

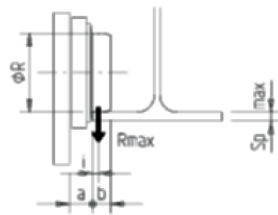


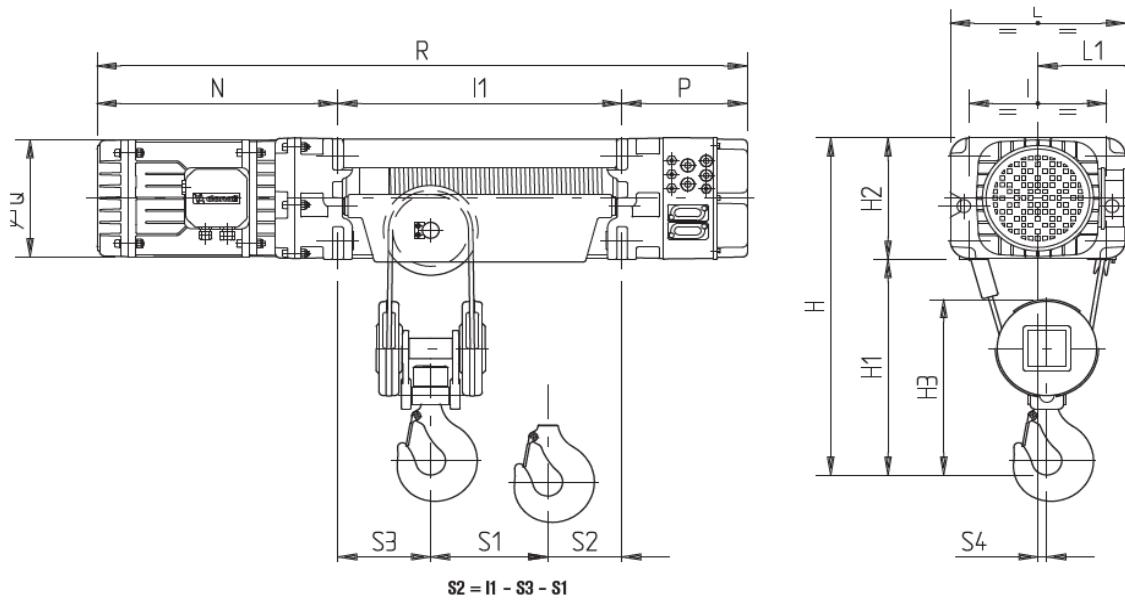
Imagen 65: Posición del carro y dimensiones de la rueda.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

El modelo escogido finalmente es el polipasto DRH 34L3 N con un tambor de tipo L y el carro de traslación será el DST/R 3. Las características finales de nuestro sistema de elevación se muestran en la siguiente tabla:

Polipasto	
Modelo	DRH 3
Capacidad carga (kg)	8000
Velocidad elevación (m/min)	4
Potencia motor (kW)	10
Tipo tambor	L
Carrera gancho (m)	10
Número ramales	4/1
Carro	
Modelo	DST/R 3
Velocidad traslación (m/min)	10
Acercamiento gancho (mm)	650
Ala mínima (mm)	135

Tabla 84: Características finales de nuestro sistema de elevación.  
Fuente propia

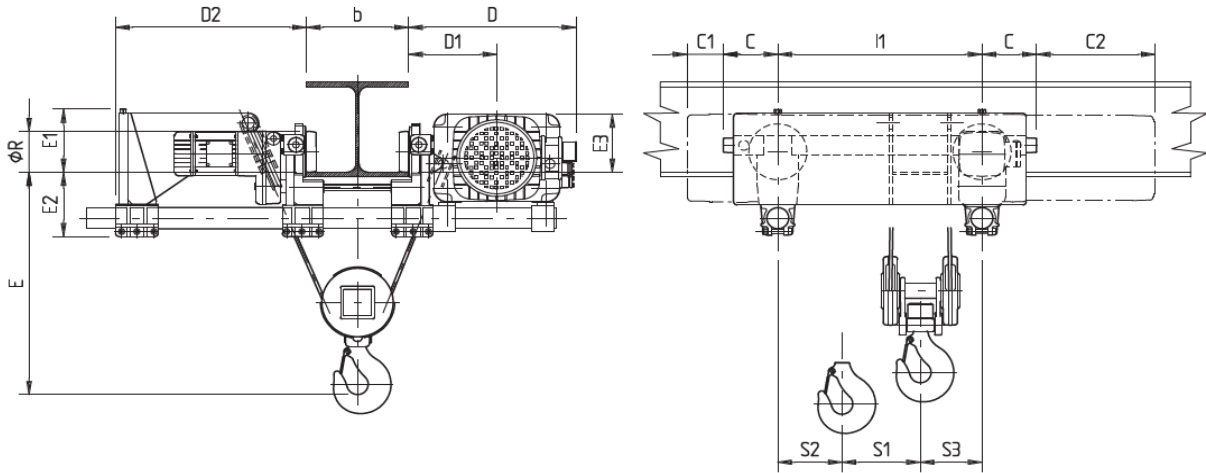
### 11.3 Dimensiones del equipo seleccionado



Ramales de cable N.	Tipo DRH	Dimensiones totales (mm)										
		H	H1	H2	H3	I	L	L1	N	P	Q	S4
2/1	1	690	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

Imagen 66: Dimensiones del polipasto DRH 34L3 L.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati



Ramales de cable N.	Tipo DRH	Carro DST-R	Dimensiones totales (mm)											Pesos (kg) con tambor tipo					
			D	D1	D2	D2 tambores (x1-x2)	E1	E1 tambores (x1-x2)	E2	E3	ØR	C	C1	C2	C	N	L	X1	X2
2/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	260	270	280	360	390
	2	1	485	250	590	420	200	180	180	185	100	140	130	385	360	370	395	460	490
	3	2	605	315	655	582	317	295	195	295	125	160	45	545	740	770	870	1060	1160
	4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	580	1510	1550	1700	2120	2350
	©4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	740	1565	1605	1755	2175	2405
4/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	270	280	290	370	400
	2	2	495	265	560	412	195	175	195	180	125	160	110	365	415	425	450	530	560
	3	3	625	335	622	547	286	265	255	265	160	275	-70	430	985	1005	1115	1346	1446
	4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	530	1880	1930	2120	2540	2764
	©4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	690	1935	1985	2175	2595	2819

Imagen 67: Dimensiones del carro DST/R 3.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati

Ramales de cable N.	Acercamiento gancho E (mm) en relación con la anchura del ala viga b (mm) y al tamaño del polospasto de cable DRH															
	b = 180 (mm)				b = 220 (mm)				b = 300 (mm)				b = 400 (mm)			
	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4
2/1	630	640	680	830	670	680	680	830	770	780	780	880	890	900	900	1000
4/1	480	500	610	790	530	550	610	790	620	650	650	790	740	770	770	850

NOTA : Para velocidades, potencias y posición de la rueda ver pág. 18

Tabla recapitulativa características alas de vigas para carros DST		
Carro	Ala mín. (mm)	Espes máx. (mm)
DST1R	90	20
DST2R	119	23
DST3R	135	35
DST4R	180	41

Imagen 68: Acercamiento del gancho y ala mínima.  
Fuente: Catálogo de Terex Donati



Uno de los factores importantes para la selección del carro de traslación es el ala de la viga, ya que debe tener unas dimensiones válidas que se muestran en la tabla 53.

En nuestro caso, utilizamos un perfil HEB 700, que tiene unas dimensiones de ala de 141,5 mm y un espesor máximo de 32 mm. Por lo tanto, es válido para nuestra pluma.

Para más información sobre las dimensiones o datos de relevancia, acudir al catálogo de Terex Donati.



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**ANEXO II:  
Mantenimiento y seguridad**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

**La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019**

## Índice de mantenimiento y seguridad

<b>1. Mantenimiento y seguridad .....</b>	<b>1</b>
1.1 Estructura de acero .....	1
1.1.1 Protección .....	1
1.1.2 Mantenimiento.....	2
1.2 Rodamiento de gran diámetro .....	3
1.2.1 Mantenimiento.....	3
1.2.2 Lubricación .....	3
1.2.3 Mantenimiento.....	4
1.2.4 Medidas de seguridad.....	4
1.3 Reductor .....	5
1.3.1 Protección .....	5
1.3.2 Lubricación .....	6
1.3.3 Mantenimiento.....	6
1.3.4 Medidas de seguridad.....	7
1.4 Motor.....	7
1.4.1 Protección .....	7
1.4.2 Lubricación .....	8
1.4.3 Mantenimiento.....	8
1.4.4 Medidas de seguridad.....	8

<b>1.5 Acoplamiento flexible .....</b>	<b>9</b>
1.5.1 Lubricación .....	9
1.5.2 Mantenimiento.....	9
1.5.3 Medidas de seguridad.....	9
<b>1.6 Polipasto y carro de traslación .....</b>	<b>10</b>
1.6.1 Protección .....	10
1.6.2 Lubricación .....	10
1.6.3 Mantenimiento.....	11
1.6.4 Medidas de seguridad.....	11

# 1. Mantenimiento y seguridad

En este apartado se va a describir el mantenimiento principal que se debe realizar de los componentes de la grúa que se han descrito en este proyecto y las medidas de seguridad a tener en cuenta. Toda la información aquí recogida se ha obtenido de los catálogos y manuales de mantenimiento proporcionados por los fabricantes, por lo que nos aseguramos realizar el procedimiento de forma adecuada.

Para realizar el montaje, sustitución o mantenimiento de cualquiera de los elementos de la grúa se debe contactar con la empresa en cuestión, ya que debe ser un operario especializado el que lleve a cabo cualquier operación de este tipo. No olvidemos que se trata de maquinaria industrial y por lo tanto el riesgo es alto.

Se realizará un resumen de las medidas principales que hay que tener en cuenta para cada uno de los componentes.

## 1.1 Estructura de acero

### 1.1.1 Protección

La estructura seleccionada para la grúa será fabricada de acero S275 JR que es un acero ampliamente utilizado en construcción de estructuras metálicas. Nuestra grúa se ha diseñado para su funcionamiento en un puerto deportivo, por lo que va a estar expuesta a un ambiente marino que puede ser altamente corrosivo, por ello, vamos a aplicar un tratamiento superficial a la estructura para protegerla.

Se ha escogido un tratamiento de la marca Titan industrial llamado Esmalte Poliuretano 843 que consiste en un poliuretano de dos componentes en base a un acrilato y un isocianato alifático. Posee un excelente comportamiento a la intemperie proporcionando durabilidad, resistencia al amarillamiento y a la pérdida de brillo. Además, tiene buena adherencia sobre metales.

Para utilizarlo sobre acero como es el caso, se recomienda imprimir con una capa de imprimación Epoxi Antioxidante 831 para la aplicación del producto.



ESMALTE POLIURETANO-ACRÍLICO TITAN 843 BLANCO 4L

IMPRIMACIÓN EPOXI ANTICORROSIVA TITAN 831

Imagen 1: Productos utilizados para la protección de la superficie.  
Fuente: Titanlux

### 1.1.2 Mantenimiento

Parte de un correcto proceso de montaje de estructuras metálicas, que garantice la durabilidad de sus edificaciones, radica en el empleo de métodos para determinar el estado de una estructura, como los ensayos no destructivos de tintas penetrantes, el ultrasonido y las radiografías.

Cada año se debe realizar una inspección visual de la estructura para comprobar el estado de la superficie, en caso de encontrar corrosión u oxidación se debe realizar de nuevo la aplicación del antioxidante y del esmalte de poliuretano protector.

## 1.2 Rodamiento de gran diámetro

### 1.2.1 Mantenimiento

El rodamiento escogido perteneciente a la empresa thyssenkrupp Rothe Erde viene de serie con los contornos exteriores de los cojinetes (excepto para los agujeros) protegidos contra la corrosión. Además, el engranaje no se engrasa y tiene protección contra la corrosión como los contornos externos.

El cojinete se entrega lleno de la grasa que se requiera para su utilización y en caso de requerir algún lubricante o cantidades especiales de grasa, hay que contactar con la empresa para solicitarlo.

### 1.2.2 Lubricación

Se recomienda la instalación de un sistema automático de lubricación central. El sistema de rodamientos y el engranaje deben ser engrasados inmediatamente después de la instalación. Los lubricantes se especifican en el catálogo del producto.

Por lo tanto, el cojinete debe estar siempre engrasado para que un aro de grasa fresca esté presente en toda la circunferencia de las tapas de protección del cojinete y de los labios. Este aro de grasa se debe quitar periódicamente con el fin de evitar que el agua se acumule. El cojinete debe girarse durante la relubricación

Al limpiar el equipo, se debe tener cuidado para evitar que los agentes de limpieza o el agua dañen los sellos o penetren en las pistas de rodadura.

Una lubricación efectiva es esencial para el sistema de rodadura y el engranaje. Esta es la única manera de lograr una vida útil satisfactoria.

### 1.2.3 Mantenimiento

La conexión atornillada debe ser capaz de mantener una tensión de precarga correcta durante toda la vida del cojinete. La experiencia ha demostrado que es recomendable comprobar los pares de los pernos sobre una base regular y volver a apretar los tornillos para compensar cualquier fenómeno de asentamiento.

Cuando el rodamiento se pone en funcionamiento, se recomienda que la inclinación del juego o hundimiento sea medida según se explica en el catálogo del producto. Hay que asegurarse de que no se alcancen los límites de desgaste del cojinete. Se recomienda repetir esta medición cada cierto tiempo. Además, se puede tomar una muestra de la grasa usada para el análisis.

Comprobación de la junta: Revisar los sellos por lo menos cada 6 meses, si está dañado hay que renovarlo.

Inspección de los engranajes: Los dientes del plato se desgastan a medida que se usan. El límite de desgaste admisible depende en gran medida de la aplicación para la que se esté usando. La experiencia indica que un valor de desgaste de hasta 0,1 x módulo por flanco es permisible.

El desgaste que afecta al sistema de rodadura se detecta por un cambio del movimiento o la reducción axiales dependiendo de la versión de la aplicación o del soporte, este aumento en el desgaste se puede determinar mediante la medición de la holgura de inclinación o mediante la adopción de medidas de reducción. En el catálogo se muestran diferentes tablas que representan los valores admisibles para estas holguras.

### 1.2.4 Medidas de seguridad

Es importante recordar que todos los procedimientos descritos deben ser llevados a cabo por personal cualificado y preparado para realizar estas labores.



Se debe utilizar guantes y protección para evitar la irritación de la piel a causa de los productos que tiene el rodamiento, los lubricantes utilizados o la grasa que incluye.

Hay riesgo de atrapamiento ya sea al colocar el elemento o al enredo con el sistema de engranajes cuando está expuesto.

Si se detecta un desgaste superior al permisible por la marca se debe detener de inmediato su funcionamiento ya que hay riesgo de accidente.

Los productos utilizados pueden conllevar riesgos ambientales, por lo que hay que seguir las eliminación de residuos según la normativa vigente del país.

## **1.3 Reductor**

### **1.3.1 Protección**

La alta calidad del producto se debe tanto a las técnicas de diseño, orientadas a la optimización de todas las prestaciones de este, como a los controles realizados en todas las etapas del mismo. Esto nos proporciona un producto especialmente silencioso y sin vibraciones en todas las condiciones potenciales de funcionamiento.

Los materiales y los tratamientos térmicos están optimizados para alcanzar las mejores prestaciones y una larga duración. Las carcasas son de fundición de alta resistencia, endurecidas con nervaduras y todos los componentes tienen propiedades que les proporcionan una elevada resistencia a las exigencias y al desgaste.

Los reductores van pintados con pintura de fondo antioxidante al agua, que es idónea para resistir ambientes externos. El acabado final, en caso de desearlo, debe ser compatible con la pintura de fondo utilizada por la fábrica.

### 1.3.2 Lubricación

Todos los reductores de la serie NRG prevén una lubricación en baño de aceite. Antes de la puesta en marcha, es importante incluir la cantidad justa de lubricante hasta alcanzar el nivel visible en el tapón de nivel.

En nuestro caso, para una posición de montaje vertical, se debe llenar completamente el reductor de aceite y por ello se recomienda utilizar el vaso de expansión.

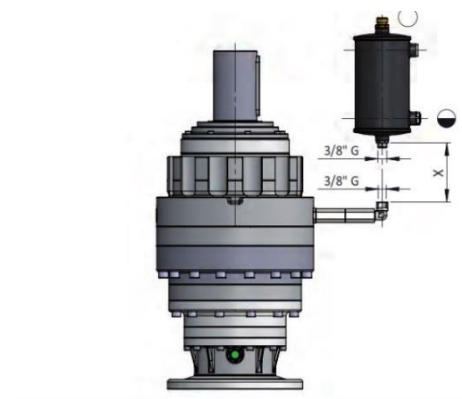


Imagen 2: Vaso de expansión para el reductor.  
Fuente: Catálogo SIT1

### 1.3.3 Mantenimiento

Comprobar periódicamente la limpieza de las superficies externas y de los pasos de aire para la ventilación.

Cada cierto tiempo será necesario asegurarse de que no se registren pérdidas de lubricante a través de las juntas de retención, las bridas de unión y de conexión, los tornillos de fijación de las cubiertas, etc.

Comprobar con suficiente frecuencia, cuando el reductor está parado y suficientemente frío, que el nivel de aceite se mantiene correcto.

Es importante asegurarse de que la temperatura operativa a la que el reductor se estabiliza a régimen sea más o menos constante.

### 1.3.4 Medidas de seguridad

Los riesgos que deben tenerse en cuenta según el manual de la empresa son los siguientes:

- Existe peligro de aplastamiento por la caída del reductor durante su transporte.
- Hay riesgo de quemaduras al tocar el elemento durante su uso para el mantenimiento.
- Se debe tener cuidado con la irritación de la piel o los ojos al cambiar/rellenar el aceite durante el mantenimiento o montaje.
- Las mezclas de gases explosivos o las concentraciones de polvo pueden causar daños graves en combinación con las piezas y el movimiento en caliente en los reductores. Los trabajos de instalación, conexión, puesta en marcha, mantenimiento o reparación en las cajas de engranajes deben ser realizados solo por técnicos cualificados.

Antes de ponerlo en funcionamiento, el reductor debe estar equipado con algunas piezas, esenciales para fines de seguridad. Después de la instalación, el usuario debe equipar el reductor con protectores adecuados para proteger las piezas de conexión giratorias de ejes de entrada y salida.

Para más información se debe consultar el manual de mantenimiento del producto.

## 1.4 Motor

### 1.4.1 Protección

Los grados de protección, de acuerdo con las normas IEC 60034-5, son: La caja de conexiones, componentes eléctricos del freno y otras partes del motor tienen una

clasificación IP 55, lo que lo protege contra depósitos de polvo y agua a presión en cualquier dirección. Los componentes mecánicos del freno tienen un grado IP 23 que protege de la lluvia, además las partes mecánicas del freno están protegidas con un anillo de goma y V-ring.

Los motores montados verticalmente con el eje hacia abajo para su funcionamiento al aire libre, como es nuestro caso, deben estar provistos de una carcasa protectora para evitar la entrada de agua y la formación de hielo en el freno.

#### 1.4.2 Lubricación

Los cojinetes del motor incorporan dos placas de sellado antifricción de tipo Z. La cantidad de grasa que incorpora es suficiente para toda la vida útil del cojinete. En el catálogo se encuentra una lista con los cojinetes que se utilizan para cada motor.

#### 1.4.3 Mantenimiento

Los forros de freno son capaces de soportar altas temperaturas, tienen una gran resistencia al desgaste y proporcionan una larga vida útil. Debido al muy bajo desgaste del disco de freno, los frenos del motor de ABB por lo general requieren sólo una tercera parte del mantenimiento.

Cuando se desenergiza la bobina de freno, el freno es accionado por la presión del resorte. El disco de freno debe ser sustituido cuando se alcanza el espesor mínimo permitido que se encuentra en el catálogo.

#### 1.4.4 Medidas de seguridad

Los frenos de disco electromagnéticos funcionan por la acción de un conjunto de resortes y se liberan cuando se aplica voltaje a la bobina de freno. Esto significa que el motor se parará automáticamente en caso de cualquier fallo de la tensión, como una característica de seguridad importante. El freno es siempre funcional, independientemente de la posición de montaje del freno del motor.

El montaje del motor y sobre todo del sistema de frenado debe ser realizado por personal cualificado para ello en todos los casos.

## **1.5 Acoplamiento flexible**

### **1.5.1 Lubricación**

Cada 4.000 horas o cada año se debe controlar el nivel de grasa marcado en el elemento y rellenarlo hasta el máximo en caso de que falte. Se debe proceder como se menciona en el manual de mantenimiento del producto.

Durante el montaje, se debe aplicar grasa en varias etapas para el correcto funcionamiento del acoplamiento. Una vez está montado, se deben extraer ambos tapones de lubricación y añadir una cantidad suficiente de grasa hasta que rebose y luego reinsertar los dos tapones.

### **1.5.2 Mantenimiento**

Debe realizarse una inspección regular (audiovisual) para detectar la existencia de fugas, ruido, vibración y pérdidas de piezas.

Cada 4.000 horas o cada año se debe comprobar que los manguitos se mueven axialmente de forma libre.

Cada 8.000 horas o dos años se debe extraer los tornillos y tuercas y la empaquetadura. Limpiar y controlar los engranajes y el sellado. Controlar el alineamiento y volver a montar el acoplamiento. Se recomienda sustituir la junta, los tornillos y las tuercas cada nuevo montaje.

### **1.5.3 Medidas de seguridad**

Antes de extraer la protección del acoplamiento y proceder con cualquier actividad de montaje, operación o mantenimiento del acoplamiento, comprobar que todo el sistema

está completamente desconectado y desacoplado definitivamente de cualquier posible fuente de rotación.

Comprobar que todos los presentes en la zona del equipo estén adecuadamente informados sobre la situación de mantenimiento o montaje. El montaje, desmontaje y mantenimiento debe ser realizado por instaladores competentes, formados y cualificados.

## **1.6 Polipasto y carro de traslación**

### **1.6.1 Protección**

Los componentes base, motor, reductor y tambor están ensamblados entre ellos en línea coaxial para garantizar el máximo aprovechamiento del trayecto del gancho. La conexión de los componentes se realiza con tornillos de alta resistencia dotados de tuercas autofrenantes.

El motor está dotado de protección IP55 contra el agua y el polvo, el freno motor por su parte tiene protección clase IP23, el fin de carrera tiene una protección mínima de IP65 y los cables tienen aislamiento para una tensión máxima de 500V.

### **1.6.2 Lubricación**

Con el tiempo, el poder lubricante disminuye por efecto del uso, por lo cual se debe proceder a la recuperación o renovación de los lubricantes.

La lubricación del parante es muy simple y se puede realizar siguiendo las instrucciones del manual de mantenimiento del producto.

Los reductores del parante y del carro están lubricados eternamente y no requieren de su sustitución.

### 1.6.3 Mantenimiento

Diario y periódico: Comprende las operaciones que pueden ser realizadas por el operador encargado del uso de la grúa y que no requieren del uso de instrumentos especiales, como la verificación visual general, las pruebas de motor, freno y fines de carrera y las condiciones de la cuerda y el gancho.

Intervenciones mensuales; Son realizadas por personal calificado y constan la inspección visual de cada mecanismo y de pérdidas eventuales de lubricante, control de los frenos a carga llena, controlar la no existencia de ruidos o vibraciones, proseguir el engrase de los mecanismos y tener control de la funcionalidad e integridad del tablero de controles.

Intervenciones trimestrales: Son realizadas por personal calificado e incluyen la verificación de la eficiencia y uso del gancho, el tambor, las poleas, ruedas, piñones y limitador de carga, control visual interno del control eléctrico, verificación de los contactos oxidados y del engrase del carro móvil y control de los desgastes en el motor y freno.

### 1.6.4 Medidas de seguridad

Las intervenciones de mantenimiento deben ser realizadas cuando sea posible, cuando el montacargas no sea alimentado y en condiciones de seguridad utilizando instrumentos idóneos y dispositivos adecuados de protección individual.

Para poder realizar el mantenimiento de los montacargas eléctricos de cable serie DRH y sus respectivos carros de traslación, el personal debe conocer las leyes relativas a la prevención de accidentes, conocer las funciones de uso y utilización del aparato, conocer los lubricantes utilizados para el montacargas y los peligros derivados de su uso y tener formación completa como técnico industrial con especialización y experiencia en el mantenimiento de sistemas de levantamiento o traslaciones industriales.



**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**ANEXO III:**

**Presupuesto**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

**La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019**



## Índice del presupuesto

<b>1. Presupuesto .....</b>	<b>1</b>
1.1 Capítulo I: Estructura de acero .....	1
1.2 Capítulo II: Elementos diseñados .....	1
1.3 Capítulo III: Componentes industriales .....	2
1.4 Capítulo IV: Tornillería .....	2
1.5 Capítulo V: Acabado.....	3
1.6 Capítulo VI: Mano de obra.....	3
1.7 Capítulo VII: Montaje .....	4
1.8 Capítulo VIII: Grúa .....	4
1.9 Presupuesto final.....	5

## 1. Presupuesto

En este anexo se desarrolla el presupuesto total del proyecto realizado. Se dividirá en diferentes capítulos correspondientes a cada una de las partes de la grúa, incluyendo tanto materiales como mano de obra.

### 1.1 Capítulo I: Estructura de acero

Capítulo 1: Estructura Acero S275 JR	Unidades	Dimensiones (m)	Precio por unidad (€/m)	Precio total (€)
- Perfil HEB 700	1	6,600	278,40	1837,44
- Columna 1175mm	1	9,000	634,30	5708,71
- Placa de unión	1	1,475	708,00	708,00
- Placa de anclaje	1	1,600	733,00	733,00
- Placa de apoyo del rodamiento	1	1,250	91,70	91,70
- Camisa del acoplamiento	1	0,300x0,350	100,00	100,00
- Cartelas de anclaje columna	10	0,300x0,150	7,79	77,85
- Cartelas de la pluma	4	0,300x0,700	27,13	108,5

- Precio total Capítulo I: 9.365,20 €.

### 1.2 Capítulo II: Elementos diseñados

Capítulo 2: Elementos diseñados	Unidades	Dimensiones (m)	Precio por unidad (€)	Precio total (€)
- Eje redondo Ø60mm. F1252 TR	1	0,260	282,97	282,97
- Piñón Ø270mm Acero al Cromo	1	0,071	116	116,00

- Precio total Capítulo II: 398,97 €.

### 1.3 Capítulo III: Componentes industriales

Capítulo 3: Componentes industriales	Unidades	Dimensiones (m)	Precio por unidad (€)	Precio total (€)
- Polipasto eléctrico de cable con carro de traslación.	1		3495,00	3495,00
- Rodamiento de gran diámetro	1	1,450	2881,00	2881,00
- Motor eléctrico trifásico con freno	1		301,65	301,65
- Reductor planetario i = 625	1		1850,00	1850,00
- Acoplamiento flexible	1		380,00	380,00

- Precio total Capítulo III: 8.907,65 €.

### 1.4 Capítulo IV: Tornillería

Capítulo 4: Tornillería	Unidades	Dimensiones (m)	Precio por unidad (€/und)	Precio total (€)
- Varilla roscada M33. Calidad 8.8	20	1	50,75	1015,00
- Tornillos M16. Calidad 8.8	16	0,06	0,70	11,20
- Arandelas M16. Calidad 8.8	16		0,47	7,52
- Tornillo M20. Calidad 10.9	42	0,16	4,8025	201,71
- Tuerca M20. Calidad 10.9	42		0,82	34,44
- Arandela plana M20. Calidad 10.9	42		0,27	11,34
- Tornillo M22. Calidad 10.9	42	0,16	5,46	229,32
- Tuerca M22. Calidad 10.9	42		0,98	41,16
- Arandela plana M22. Calidad 10.9	42		0,34	14,28

- Precio total Capítulo IV: 1.565,97 €.

## 1.5 Capítulo V: Acabado

Capítulo 5: Acabado	Unidades	Cantidad (l)	Precio por unidad (€/und)	Precio total (€)
- Imprimación anticorrosiva Epoxi Titan 831	2	4	76,05	152,10
- Esmalte poliuretano- acrílico Titan 843 (8Litros)	2	4	89,30	178,60

- Precio total Capítulo V: 330,70 €.

## 1.6 Capítulo VI: Mano de obra

Capítulo 6: Mano de obra	Unidades	Horas (h)	Precio por hora (€/h)	Precio total (€)
- Soldadura	110	20	80,00	1600,00
- Taladrado	120	8	10,00	80,00
- Torneado	6	5	25,00	125,00
- Mecanizado	18	15	20,00	300,00
- Fresado	2	3	20,00	60,00

- Precio total Capítulo VI: 2.165,00 €.

## 1.7 Capítulo VII: Montaje

Capítulo 7: Montaje	Unidades	Horas (h)	Precio por hora (€/h)	Precio total (€)
- Estructura	1	16	35,00	560,00
- Elementos	1	35	40,00	1400,00

- Precio total Capítulo VII: 1.960,00 €.

## 1.8 Capítulo VIII: Grúa

Capítulo 8: Grúa	Unidades	Horas (h)	Precio por hora (€/h)	Precio total (€)
- Montaje estructura y elementos	1	4	150,00	600,00

- Precio total Capítulo VIII: 600,00 €.

## 1.9 Presupuesto final

	Precio total (€)
Capítulo 1: Estructura Acero S275 JR	9365,20
Capítulo 2: Elementos diseñados	398,97
Capítulo 3: Componentes industriales	8907,65
Capítulo 4: Tornillería	1565,97
Capítulo 5: Acabado	330,70
Capítulo 6: Mano de obra	2165,00
Capítulo 7: Montaje	1960,00
Capítulo 8: Grúa	600,00
Presupuesto parcial	25.293,49 €
Gastos generales: 13%	3.286,85 €
Beneficio industrial: 6%	1.517,01 €
Presupuesto Total parcial	30.087,35 €
IGIC: 7%	2.106,11 €
Presupuesto Total final	32.193,46 €

Asciende el presente presupuesto total a la expresada cantidad de:

**TREINTA Y DOS MIL CIENTO NOVENTA Y TRES CON CUARENTA Y SEIS EUROS.**



**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**ANEXO IV:  
Catálogos**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019

## Índice de los catálogos

1. **thyssenkrupp Rothe Erde.** Catálogo del Rodamiento de gran diámetro
2. **SITI SPA.** Catálogo del Reductor
3. **ABB.** Catálogo del motor eléctrico
4. **Escogear ESCO.** Catálogo del acoplamiento flexible
5. **ISB.** Catálogo de los rodamientos del eje
6. **Terex Donati.** Catálogo del polipasto con carro de traslación





Complete delivery range

# Rothe Erde<sup>®</sup> Slewing Bearings

Customer-specific  
solutions for individual  
requirements



thyssenkrupp

# Explanations of the abbreviations in the table header

On the inside of the fold-out page, we list the abbreviations that are used in all the following series tables.

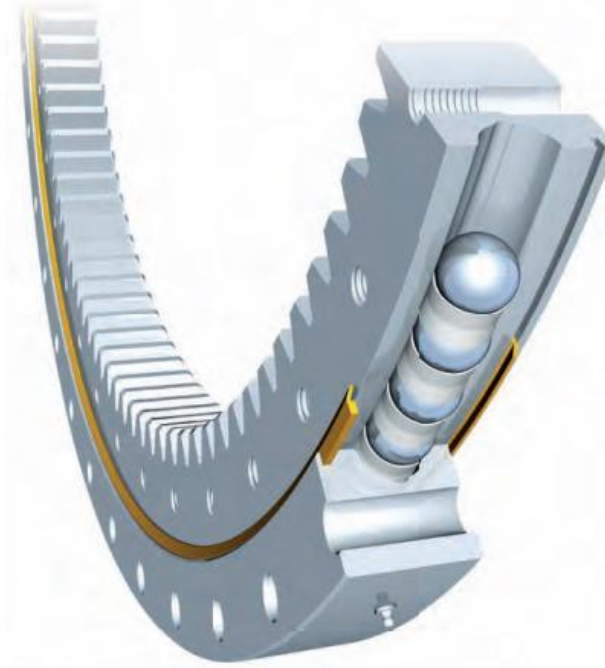
These abbreviations stand for

- Raceway diameter,
- Weight,
- External diameter, etc.

The fold-out page at the back provides information about the structure of the drawing number.

Geometry	$D_L$	Raceway diameter
	$D_a$	External diameter
	$D_i$	Internal diameter
	H	Overall height
	O	Diameter
	U	Diameter
	A	Diameter
	C	Diameter
	$H_1$	Ring height
	$H_2$	Ring height
	$H_u$	Distance between bottom outer ring/inner ring
	$H_o$	Distance between top outer ring/inner ring
	Attachment	$L_a$
$L_i$		Inside bolt-hole circle diameter
n		Number of holes per bolt-hole circle
$n_a$		Number of holes on outside
$n_i$		Number of holes on inside
B		Hole diameter
M		Bolt size
Gearing	t	Thread depth
	d	Bolt-hole circle diameter
	m	Module
	z	Number of teeth
	$x \cdot m$	Profile shift, sign DIN 3960, October 1976
	$k \cdot m$	Tip height modification
	$b/b_{min}$	Tooth width / minimum tooth width
	$Z_u$	Diameter of tooth neck height at root
	$h_u$	Tooth neck height
	X1	Permitted circumferential forces normal
X2	Permitted circumferential forces maximum	
Miscellaneous	$\ddot{m}$	Weight
	$n_1$	Number of grease nipples
	Y	Bearing play values: (axial/radial)

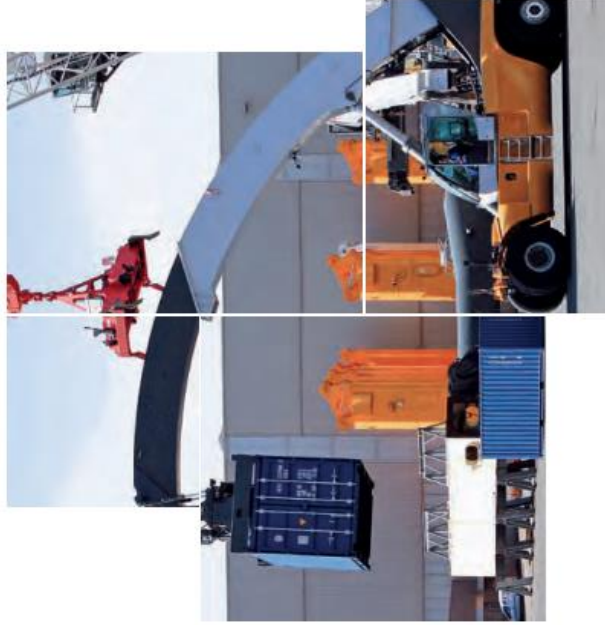
## Series 06 Single-row four-point bearing



**Gearing types**  
Bearings in Series 06 are supplied

- ⊕ without gearing
- ⊕ with external gearing
- ⊕ with internal gearing

Applications series: 06, 08, 09



Page 60  
Page 112

### Areas of application

Aerial Hydraulic Platforms • Antennas • Arc Furnaces • Band Conveyor • Blast Furnace Gas Cover • Casting Equipment • Construction Machinery • Container Spreader • Crane Wheel Bogie • Deck Cranes • EDS Scanner Excavators • Fifth Wheel/Trailer Bogie • Gantry Cranes • Lulls Towers • Machine Tools • Mechanical Engineering Medical Equipment • Mixer • Mobile Cranes • Hoisting station • Offshore Crane • Packaging or Bottling Equipment Paddle Wheel Bearings • Ship Loader/Unloader • Solar Energy Plants • Special Sales • Stacking/Reclaimers Swivel Bearings • Telescopes • Thruster • Tidal Energy Plants • Tower Cranes • Track Mounted Cranes • Tunnel Boring Machines • Water Treatment Equipment • Wind Energy Plants

# Bearing selection in general

### Bearing selection with catalog

This catalog cannot deal with all bearing properties, nor can it consider all selection criteria. Nevertheless, it covers a wide range of applications.

The slewing bearings contained in this catalog have boundary load curves allocated to them for static load capacity as well as utilization period curves.

To determine the necessary bearing load capacity, the loadings found must be multiplied by the "load factors" listed in Table 1 for the various applications (excluding series 25 and series 23).

**Advantages** With the help of the catalog, bearing preselection for project planning is possible.

**Notes** Those applications not listed must have comparable factors used for them depending on the operating mode.

### Static load capacity

The loadings found are multiplied by factor  $f_{stat}$ , which is allocated to an application. The product  $F_{stat}$  or  $M_{stat}$  must be below the static boundary load curve of the selected bearing. With radial loads in load combinations

$$F_{stat} = \text{axial load}$$

$$F_{stat} = \text{radial load}$$

$$M_{stat} = \text{tilting moment}$$

The "read-off loadings" are found as an estimate for the "static" bearing selection in type series 28, series 06 and series 09 as follows according to I and II:

<b>Load combination I</b>
$F_{stat} = (F_{stat} + 5,0 \cdot 0,46 \cdot F_{stat}) \cdot f_{stat}$
$M_{stat} = M_{stat} \cdot f_{stat}$
<b>Load combination II</b>
$F_{stat} = (1,225 \cdot F_{stat} + 2,676 \cdot F_{stat}) \cdot f_{stat}$
$M_{stat} = 1,225 \cdot M_{stat} \cdot f_{stat}$

For series 25 and series 23, I and II apply as follows:

<b>Load combination I</b>
$F_{stat} = (F_{stat} + 5,0 \cdot 0,46 \cdot F_{stat})$
$M_{stat} = M_{stat}$
<b>Load combination II</b>
$F_{stat} = (1,225 \cdot F_{stat} + 2,676 \cdot F_{stat})$
$M_{stat} = 1,225 \cdot M_{stat}$

The bearing is statically suitable if one of the two load combinations (I or II) is below the static boundary load curve.

The read-off load is determined for series 19 as follows:

$$F_{stat} = F_{stat} \cdot f_{stat}$$

$$M_{stat} = M_{stat} \cdot f_{stat}$$

The bearing is statically suitable if the load combination is below the static boundary load curve. In series 19, radial loads are not considered when reading off the boundary loads, and must be examined separately by ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH.

### Utilization period

The operating load multiplied by factor  $f_U$  is transferred to the utilization period curve where sensible.

If the expected utilization period differs from the parameter allocated to the factor or if a utilization period should be found using the duty cycle and time slices, see chapter "Utilization period", pages 69 – 71.

# Load factors for determining bearings Excluding series 25 and series 23

Table 1

Applications	$f_{stat}$	$f_U$	Utilization period Full load rotations
Floating crane (General Cargo)	1,10	1,0	30 000
Vehicle crane (General cargo)			
Deck crane (grapple)	1,10	1,0	30 000
Welding turntable			
Turntable (continuous operation)	1,0		30 000
Construction slewing cranes:			
Top slewing* $M_{stat} \leq 0,5 \cdot M_{stat}$	1,15		45 000
$M_{stat} \leq 0,8 \cdot M_{stat}$	1,25		60 000
Self-erecting crane $M_{stat} \leq 0,8 \cdot M_{stat}$	1,25		30 000
Slewing crane (General Cargo)			
Shipyard crane	1,15		45 000
Swiveling trolley (General cargo)			
Ship loader/unloader	1,15		45 000
Smelting works crane	1,5		100 000
Vehicle crane (grapple as well as operation with high handling capacity)			
Slewing crane (grapple/magnet)			
Swiveling trolley (grapple/magnet)	1,7		150 000
Loading bridge (grapple/magnet)			
Floating crane (grapple/magnet)	1,45**		
Bucket excavator			
Main slewing gear			
Back loader			
Spreader	2,15		300 000
Jib conveyor			
Onshore crane	Configuration according to special regulations		
Railway crane	1,10		
Deck crane (General Cargo)	1,00		
Spreader			
Jib conveyor	1,10		
Conveyor trolley			
Crawler crane/ship engine bucket			
Slewing dredge	1,25		
Hydraulic excavator: up to 1,5 m <sup>3</sup>	1,45		
Above 1,5 m <sup>3</sup>	Configuration according to special regulations		
Casting ladle trolley	1,75		

For static configuration, the maximum loadings that occur including the additional and test loads that arise must always be taken into account.

The static safety factors ( $f_{stat}$ , e.g., erecting loads, higher test loads, etc.) are only allowed to be used in exceptional circumstances – subject to prior written approval from us.

The listed values  $f_U$  relate to a configuration with maximum operating load, and have been derived from practical experience and test rig tests. When determining the necessary number of full-load rotations, if a duty cycle with assumed average loading is considered, then correspondingly higher utilization period values are to be set.

In applications that are not listed in the table, the reference values for similar operating conditions can be used as far as sensible.

**\*)** Construction slewing cranes  
 $M_{stat}$  = Turning-back torque without load  
 $M_{stat}$  = Moment at max. projection with load

**\*\*)** For applications with a required configuration of  $f_{stat} = 1,45$ , multi-roll bearing versions are to be preferred because the average loading is usually higher and operation is under less harsh conditions.

**Remark:** For applications, the operating conditions, especially the on-line of the slewing mechanism and the load drifts when slewing are highly diverse. This means a static configuration can be made for slewing movements, e.g., setting to a working position. Otherwise, for continuous rotation or slewing, configuration according to the utilization period is a sensible option. For applications with slewing, the bearing is to carry out relative movements such as those of discharge jib conveyors on bucket wheel devices.

### Example of a bearing selection for a slewing crane

Pre-selection of the bearing using boundary load and utilization period curves. The read-off load must be below the particular curve. Entered read-off loadings in general cargo operation (blue), grapple operation (orange). For the aforementioned load cases, it is possible to select:

Bearing 5 for general cargo operation

Bearing 3 for grapple operation (due to the utilization period curve)

Static boundary load curves

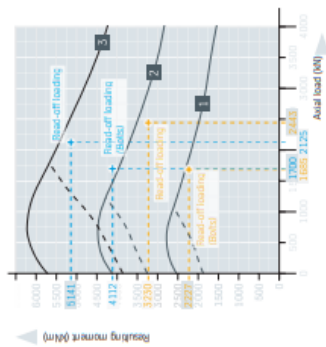


Figure 5

Bearing 5 for general cargo operation  
Bearing 3 for grapple operation

Static boundary load curves

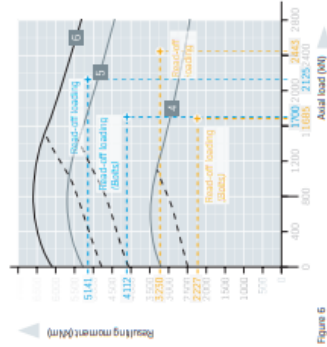


Figure 6

## Utilization period

### Establishing the correct dimensions

thyssenkrupp Rothe Erde GmbH exclusively offers its customers solutions with utilization periods optimally adapted to the requirements of the application.

The term "utilization period" is used in roller bearing technology because the theoretical service life cannot be used as an absolute value in practical applications due to the varied influencing parameters – according to DIN ISO 281 or DIN 26281 – but only represents a comparison value and configuration parameter. It is not necessarily the case that all bearings will achieve the theoretical service life, although the majority of them will exceed it as a rule, and in some cases many times over.

Slewing bearings – especially those for slewing or slow rotational movements – can only have the criteria of the theoretical service life applied to them to a limited extent. Usually, the circumferential velocity is low, meaning that smooth running and accuracy are not disruptively influenced by wear or individual cases of pitting.

As a result, it is usual for slewing bearings used in slewing and slowrotational movements to be dimensioned according to utilization period rather than theoretical service life. This is achieved if the rotational resistance increases progressively or the wear has advanced to such an extent that the function of the bearing longer functions (see bearing inspection on pages 232–238).

Slewing bearings are used under a wide variety of operating conditions. Depending on the operating mode, e.g. variable slewing movements or continuous rotation, it is not only necessary to select according to static aspects but also based on the expected utilization period from the dynamic loading.

- Bearings for withstanding high radial forces
  - Bearings with high rotational speeds and
  - Bearings that have to achieve high accuracy requirements.
- In such cases, the calculation is performed by thyssenkrupp Rothe Erde GmbH on the basis of the duty cycle with corresponding rotation speed and proportions of the on-time.

In order to establish the approx-mate utilization period, it is possible to use the static boundary load diagrams and also the "utilization period curves". For profile bearings in series 25 and series 23, the configuration is only static.

These curves are based on the assumption of 300000 rotations under full load. They can – as described below – be used for calculating a utilization period for different duty cycles or for selecting a bearing with a specified utilization period.

The utilization period identified and represented with the help of curves is only to be used for bearings with slewing and slow rotational movements. This procedure cannot be used for, for example

$$f_{1,2} = \frac{F_{1,2}}{F_{1,2} + M_{1,2}} \\ G = 0,7 \cdot 30.000$$

Calculation

### Used Formula Symbols

Formula Symbols	unit
G	utilization period in rotations
G <sub>1</sub> , G <sub>2</sub> , ... G <sub>n</sub>	utilization period for duty cycles 1; 2; ... j
F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , ... F <sub>n</sub>	Axial load
M <sub>1</sub> , M <sub>2</sub> , ... M <sub>n</sub>	Tilting moment
F <sub>1,2</sub>	Axial load on the curve
M <sub>1,2</sub>	Resulting tilting moment on the curve
F <sub>1,2</sub> '	"Read-off loading" calculated with f <sub>1,2</sub>
M <sub>1,2</sub> '	"Read-off loading" calculated with f <sub>1,2</sub>
F <sub>1,2</sub>	Average axial load
M <sub>1,2</sub>	Average tilting moment
ED <sub>1</sub> , ED <sub>2</sub> , ... ED <sub>n</sub>	Proportion of the operating time in %
p	Exponent
	Ball bearing p = 3
	Roller bearing p = 10/3
f <sub>1,2</sub>	Ratio of the loads to the curve (load factor) [1]

# Calculation of the friction moment

## Calculation of the friction moment

The friction in the roller bearing influences heat development. It is decisive for the operating temperature. The following calculation of the friction moment  $M_f$  is based on theoretical and practical insights. The friction moment is influenced by the rolling friction coefficient, the anti-friction bodies, spacers, seals, load distribution and the load.

- Other influencing parameters include:
- The plane-parallel deviation including angling of the upper and lower companion structure
  - The grease fill and grease type
  - The lubrication of the sealing lip and the seal prestressing
  - The change in play in the bearing due to installation.

**Note:** Of course, the calculated friction moment is subject to certain fluctuations that can be assumed at about ±25%. Non-loaded bearings that are not installed have an intrinsic friction moment that is not considered in the formula. This must be considered when using the formula.

In order to determine the necessary drive power, it is additionally necessary to consider the moments acting parallel to the axis of rotation of the bearing (acceleration moment, brake moment, moments from operating loads, etc.). The wind force that possibly acts as well as angled positions of the various components must also be taken into account.

### 1. Startup friction moment $M_f$

Ball bearings

$$M_f = \frac{M_r}{2} (4.4 \cdot M_r + F_r \cdot D_r + 3.81 \cdot F_r \cdot D_r) \quad [\text{kNm}]$$

Roller slewing bearings

$$M_f = \frac{M_r}{2} (4.1 \cdot M_r + F_r \cdot D_r + 2.05 \cdot F_r \cdot D_r) \quad [\text{kNm}]$$

### 2. Steady-state power $P_{\text{Bst}}$

$$P_{\text{Bst}} = M_f \cdot \omega \cdot \eta \quad [\text{kNm} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$P_{\text{Bst}} = \frac{M_f \cdot n}{9.55 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

**Advantage:** As a special version, Rothe Erde® bearings are available with reduced rotational resistance. Such applications require consultation with us.

### Expressions used in the formulas

- $F_a$  = Axial load [kN]
- $F_r$  = Radial load [kN]
- $M_r$  = Resulting tilting moment [kNm]
- $D_r$  = Bearing raceway  $\varnothing$  [m]
- $\mu$  = Friction coefficient
- $\omega$  = Angular velocity [ $\text{s}^{-1}$ ]
- $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$
- $n$  = Rotation speed of the slewing bearing [rpm]
- $\eta$  = Efficiency of the drive

### Various friction coefficients

- $\mu = 0.008$  for series 25
- $\mu = 0.008$  for series 23
- $\mu = 0.006$  for series 28
- $\mu = 0.006$  for series 06
- $\mu = 0.006$  for series 09
- $\mu = 0.003$  for series 19
- $\mu = 0.004$  for series 01
- $\mu = 0.004$  for series 16
- $\mu = 0.003$  for series 12
- $\mu = 0.003$  for series 14

**Advantage:** We also provide high-precision bearings as well as zero-play and prestressed bearings. We can notify you of the friction moments on request.

## Series 06 Single-row four-point bearing

Standard Series type 625, Normal bearing

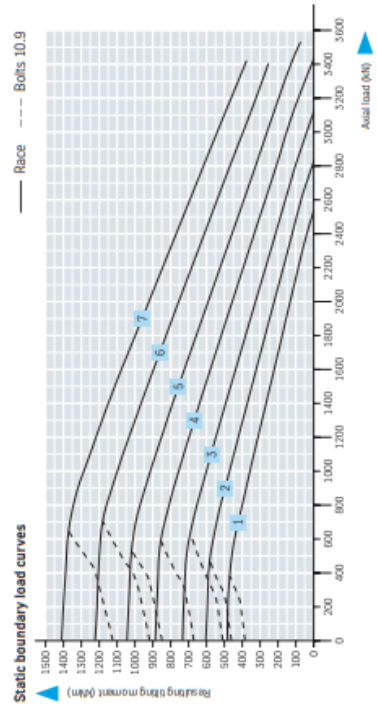
Drawing number	Geometry												
	Ø D <sub>1</sub>	Ø D <sub>2</sub>	Ø D <sub>3</sub>	H	Ø U	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	Ø D <sub>1</sub> * Ø U *			
1	062.25.0855.500.11.1503	855	955	710	80	864	856	71	54	26	9	9	9
2	062.25.0955.500.11.1503	955	1055	810	80	864	856	71	54	26	9	9	9
3	062.25.1055.500.11.1503	1055	1155	910	80	1054	1056	71	54	26	9	9	9
4	062.25.1155.500.11.1503	1155	1255	1010	80	1154	1156	71	54	26	9	9	9
5	062.25.1255.500.11.1503	1255	1355	1110	80	1254	1256	71	54	26	9	9	9
6	062.25.1355.500.11.1503	1355	1455	1210	80	1354	1356	71	54	26	9	9	9
7	062.25.1455.500.11.1503	1455	1555	1310	80	1454	1456	71	54	26	9	9	9

If centering spigots are required on the indicated diameters D<sub>1</sub> \* or D<sub>2</sub> \* these must be specified when the order is placed.

\*Tolerance data applies in each case to H<sub>1</sub>, H<sub>2</sub>

Centering height  
H<sub>2</sub> = 10 mm  
H<sub>4</sub> = 10 mm

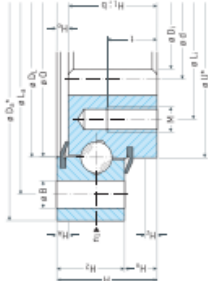
Centering height  
of the companion  
structure  
max. 9 mm



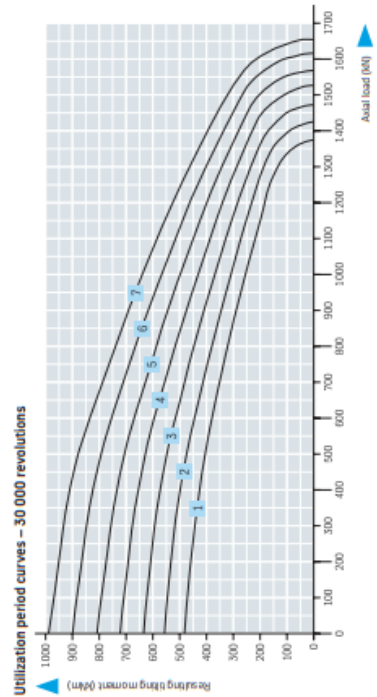
Attachment			Gearing					Miscellaneous							
Ø L <sub>1</sub>	n	Ø B	M	t	d	m	z	b <sub>1</sub>	X1	X2	n <sub>1</sub>	Y axial	Y radial		
mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg	mm	mm		
953	855	28	22	20	40	750	10	73	70	41,23	82,46	133	4	≤ 0,30	≤ 0,25
-0,23	-0,23														
1053	955	30	22	20	40	830	10	83	70	40,60	81,20	150	6	≤ 0,30	≤ 0,25
-0,26	-0,23														
1153	1055	30	22	20	40	930	10	93	70	40,06	80,12	166	6	≤ 0,30	≤ 0,25
-0,26	-0,26														
1253	1155	36	22	20	40	1030	10	103	70	39,58	79,16	183	6	≤ 0,30	≤ 0,25
-0,31	-0,26														
1353	1255	42	22	20	40	1130	10	113	70	39,18	78,36	198	6	≤ 0,36	≤ 0,30
-0,31	-0,31														
1453	1355	42	22	20	40	1230	10	123	70	38,83	77,66	215	6	≤ 0,36	≤ 0,30
-0,31	-0,31														
1553	1455	48	22	20	40	1330	10	133	70	38,55	77,10	229	6	≤ 0,36	≤ 0,30
-0,31	-0,31														

► n<sub>1</sub> = Tapered grease nipple  
AM 10 x 1 DIN 71412  
countersunk and  
evenly distributed

**Diameter tolerances**  
Machined diameters with untoleranced  
drawing dimensions have the following  
tolerances:  
≤ 1000mm ± 2,5 mm  
≤ 2000mm ± 3,5 mm



Bearing selection series 06



# Screw connections/ bolt connections

## Bolts

The high expectations on quality and service life of Rothe Edge® slewing bearings also requires efficient handling of bolted connections.

**Boundary load curves**  
The boundary load curves shown in the static diagrams are in all cases related to bolts with strength class 10.9. A prestressing of 70% of the yield limit is a prerequisite.

In bearings without an entered bolt curve, the entire load capacity range below the boundary load curves is covered by bolts with the strength class 10.9. The maximum load without factors is applied for testing against the bolt curve.



## Prerequisites

- The following prerequisites apply to boundary load curves:
1. The axial load  $F_x$  acts with contact from the top, not "supervised", i.e. the axial operating force  $F_x$  from the axial load does not act on the bolts with tension, see Figures 12 and 13.
  2. The bolts are evenly distributed around the bolt-hole circles.
  3. The connection designs comply with our technical conditions, see page 220.
  4. The slewing bearing and the connection structures are made from steel.
  5. No cast resin lining is provided underneath.

6. The clamping length  $l_c$  is:
  - at least  $5 \cdot d$  in bearings with a full ring cross section
  - at least  $3 \cdot d$  in profiled rings such as the type series 25, 25, 28.

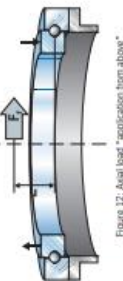


Figure 13: Axial load "supervisor"

Figure 13: Axial load "supervisor"

Table 2: Minimum screw-in depth with blind-hole thread for medium tolerance class (6 H) Different tolerance classes require corresponding allocated screw-in depths

Bolt strength class	8.8/10.9	10.9/12.9	12.9
Thread fineness d/P	$\geq 9 / < 9$	$\geq 9 / < 9$	$\geq 9$
Thread outer Ø [mm]	d		
Thread inner Ø [mm]	d - P		
ISO thread (standard thread)	S 37		
Pitch of the thread [mm]	1.0	1.2	1.6
Pitch of the thread [mm] up to M 30	1.0	1.2	1.6
Pitch of the thread [mm] > M 30	1.0	1.2	1.6
ISO thread (standard thread)	S 37		

7. There are at least six free thread turns in the loaded part of the bolt.

**Advantages** The definition of standards creates planning certainty and reduces the coordination complexity.

**Notes** Consultation is required in the event of different preconditions.

The boundary surface pressures listed in Table 3 in the contact surfaces of the bolt head and nut of the clamped parts are not allowed to be exceeded.

**Advantages** The loss of prestressing due to creep is avoided.

**Notes** The selected product and strength class of the bolts and nuts must be guaranteed by the supplier. Pay attention to the identification according to DIN/ISO in this case.

Perpendicularity between the contact surface and axis of the thread of the bolt and nut must be guaranteed.

Pitch errors which result in falsification of the tightening torque especially with screw-lengths  $> 1 \cdot d$  reduce the bolt prestressing force and must be excluded.

For bolts larger than M30, it is preferable for a hydraulic bolt clamping cylinder to be used, see pages 214–215. Based on our experience, the coefficients

of friction are excessively diverse, as a result of which Table 4, page 210 does not specify any tightening torques.

**Notes** The design must take account of an increased space requirement for bolt head, nut, tightening tool and increased size of washer. The height of the washer must be adapted to the bolt diameter. Comply with plane-parallelism.

## Rough procedure for determining the surface pressure under the head or nut contact surface

$$p = \frac{F_p \cdot 0.9}{A_c} \leq p_c$$

[N/mm<sup>2</sup>]

[N]

[mm<sup>2</sup>]

[N/mm<sup>2</sup>]

In this case, the reduction in the contact surface due to hole chamfering as well as washer face on the hexagonal profile must be taken into account.

$$A_c = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

for  $d_1 > d_2$

- $d_1$  – Hole diameter
- $d_2$  – Internal diameter of the head contact surface
- $d_3$  – External diameter of the head contact surface

Table 3:  $p_c$  – Boundary surface pressure [N/mm<sup>2</sup>] for the compressed parts

Material	$p_c$ boundary surface pressure
S 235 JR + AR	260 N/mm <sup>2</sup>
E 295, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm <sup>2</sup>
C 45, profile rolled (series 25, 25, 28)	700 N/mm <sup>2</sup>
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm <sup>2</sup>
G6 25	800 N/mm <sup>2</sup>

If the boundary surface pressures are exceeded, washers of corresponding size and strength must be provided.

Bearing installation, gearing, companion structures, application conditions



# Screw connections/ bolt connections

Table 4: Clamping forces and tightening torques for bolts with metric standard thread DIN 13, for  $H_s = H_t = 0,14$

Strength class according to DIN ISO 898 Yield strength $R_{p0.2}$ N/mm <sup>2</sup>		10.9	12.9
		940	1100
Metric ISO-Thread DIN 13	Clamping force $F_c$ N	Clamping force $F_c$ N	Clamping force $F_c$ N
M 12	84,3	61.500	72.000
M 14	115	84.000	98.800
M 16	157	115.700	135.000
M 18	193	141.000	165.000
M 20	245	181.000	212.000
M 22	303	225.000	264.000
M 24	353	260.000	305.000
M 27	459	342.000	400.000
M 30	561	416.000	487.000
M 33	694	517.000	605.000
M 36	817	759.000	893.000
M 39	916	913.000	1.071.000
M 42	1120	1.045.000	1.239.000
M 45	1300	1.224.000	1.450.000
M 48	1470	1.377.000	1.620.000
M 52	1760	1.662.000	1.950.000
M 56	2030	1.905.000	2.230.000
M 60	2360	2.227.000	2.664.000

\* =  $M_s$  changes with different values for  $H_s$  or  $H_t$ .

### Distribution of friction coefficients

To illustrate this uncertainty, some factors are listed that influence the distribution of friction coefficients:

- The thread friction depends on:
  - The roughness of the thread surface, i.e. the type of thread manufacture (cut, rolled)
  - The surface treatment (e.g. bare metal, phosphated or blackened)
  - The type of lubrication (dry, lightly oiled, heavily oiled)
  - Possible surface treatment of the nut thread
  - The length of thread in contact
  - Possible repeated tightening and loosening of the bolts
- The distribution of friction between the head or nut contact surface depends on:
  - The roughness of the contact surfaces
  - The condition of the contact surfaces (dry, lubricated, painted)
  - Hardness differences between the contact surfaces or the material pairing
  - The dimension and angle deviations in between the contact surfaces

### Calculation of the required lengthways elongation by means of the elastic resilience of the bolt

This produces

$$\delta = \frac{1}{E \cdot A}$$

$$\delta_s = \delta_s + \delta_s + \delta_s + \delta_{s,th}$$



where  $l_s = 0,5 d$  and  $l_{th} = 0,4 d$

for nuts according to DIN EN ISO 4032

$$\delta_s = 0,4 d + \frac{l_s}{E_s \cdot A_s} + \frac{l_{th}}{E_t \cdot A_t} + 0,5 \cdot d + 0,4 \cdot d$$

The force assigned to the length allocation in the elastic range is:

$$F_N = \frac{1}{\delta_s} \cdot \Delta \quad [N]$$

### Determining the prestressing force when using 70% of the yield limit in relation to the clamping cross-section:

$$F_N = 0,7 \cdot R_{p0.2} \cdot A_s \quad [N]$$

$$F_{N,0.2} = R_{p0.2} \cdot A_s \quad [N]$$

$$R_{p0.2} = 640 \text{ N/mm}^2 \text{ for strength class 8.8}$$

$$R_{p0.2} = 660 \text{ N/mm}^2 \text{ for } d > 16$$

$$R_{p0.2} = 940 \text{ N/mm}^2 \text{ for strength class 10.9}$$

$$R_{p0.2} = 1100 \text{ N/mm}^2 \text{ for strength class 12.9}$$

$$\Delta l = F_N \cdot \delta_s \quad [mm]$$

Bearing installation, gearing, companion structures, application conditions

### Friction

The main reason influencing these differences is the friction in the thread and between the head or nut contact surface, for which only values based on experience or estimations are usually available. The friction coefficient determines the magnitude of the friction force.

In addition to these influencing factors, a bolted connection is additionally subject to settling factors that are predominantly determined by the smoothening of surface roughness.

**Note:** These influencing parameters are significantly included in the calculation of the tightening torque, as a result of which there can be significant fluctuations in the bolt prestressing.

### Prestressing of the fastening bolts with tightening torque (torsion)

The tightening torque is dependent on many factors, in particular however on the friction coefficient in the thread as well as on the head or nut contact surface.

For an average friction coefficient of  $\mu_s = \mu_t = 0,14$  (thread and contact surfaces slightly oiled), the tightening torque  $M_t$  for prestressing  $F_N$  is specified for the hydraulic torque driver.

Taking account of a distribution of  $\pm 10\%$ , the assembly torque  $M_{t,s}$  is defined for the torque wrench.

Tests and practical experiences show time and time again that the tightening torques obtained by calculation for bolts larger than M30 or 1" do not correlate to the actual conditions with sufficient accuracy.

## Screw connection/ bolt connections

Table 5: ITH – One-stage bolt clamping cylinder type ES

Type	Order no.	Preload force [kN]	Preload force [lbf]	Nominal diameter bolt d [mm]	Nominal diameter bolt d [in]	With axial force y [mm]	With axial force y [in]	External dimension H [mm]	External dimension H [in]	Clamping height h [mm]	Clamping height h [in]	
ES 24-10.9	33.05443	306	68837	M 24x3	0.9449	77.5	3.05	32.0	1.260	3.02	116.5	4.59
ES 27-10.9	33.05442	400	90834	M 27x3	1.0630	87.5	3.44	36.5	1.437	3.56	116.5	4.59
ES 30-10.9	33.05443	486	109280	M 30x3.5	1.1811	96.0	3.78	39.0	1.535	3.92	121.0	4.76
ES 33-10.9	33.05444	604	135975	M 33x3.5	1.1416	90.0	3.54	36.0	1.417	3.74	117.0	4.61
ES 36-10.9	33.05445	712	160053	M 36x4	1.3780	115.0	4.53	39.0	1.535	3.92	132.0	5.20
ES 39-10.9	33.05446	840	190787	M 39x4	1.1212	108.0	4.25	40.0	1.575	4.05	132.0	5.20
ES 42-10.9	33.05447	981	220536	M 42x4.5	1.5881	128.0	5.04	42.0	1.654	4.33	138.0	5.43
ES 45-10.9	33.05448	1146	257599	M 45x4.5	1.3425	124.0	4.89	42.0	1.654	4.33	138.0	5.43
ES 48-10.9	33.05449	1290	290005	M 48x5	1.7874	138.0	5.43	44.0	1.732	4.49	143.0	5.63
ES 52-10.9	33.05450	1540	346207	M 52x5	2.0472	150.0	5.91	46.0	1.811	4.61	148.0	5.83
ES 56-10.9	33.05451	1775	399038	M 56x5.5	2.1488	162.0	6.39	48.0	1.889	4.76	153.0	6.02
ES 60-10.9	33.05452	2075	466618	M 60x6.5	2.3622	174.0	6.87	50.0	1.967	4.91	158.0	6.21
ES 64-10.9	33.05453	2325	522728	M 64x6	2.1299	168.0	6.61	50.0	1.967	4.91	158.0	6.21
ES 68-10.9	33.05454	2645	603700	M 68x6	2.3400	180.0	7.09	52.0	2.045	5.08	163.0	6.42
ES 72-10.9	33.05455	3000	678684	M 72x6	2.4416	192.0	7.57	54.0	2.123	5.20	168.0	6.61
ES 80-10.9	33.05456	3691	829839	M 80x6	3.1415	216.0	8.51	56.0	2.201	5.35	173.0	6.81
ES 90-10.9	33.05457	4657	1046850	M 90x6	3.1213	234.0	9.24	58.0	2.280	5.51	178.0	7.00
ES 100-10.9	33.05458	5810	1306218	M 100x6	3.1415	252.0	9.97	60.0	2.358	5.66	183.0	7.19

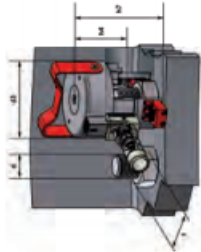


Table 6: ITH – Multi-stage bolt clamping cylinder type MSK

Type	Order no.	Preload force [kN]	Preload force [lbf]	Nominal diameter bolt d [mm]	Nominal diameter bolt d [in]	With axial force y [mm]	With axial force y [in]	External dimension H [mm]	External dimension H [in]	Installation dimension H [mm]	Installation dimension H [in]	Overall height H [mm]	Overall height H [in]
MSK 24-10.9	33.50091	308.5	69354	M 24x3	0.9449	77.5	3.05	32.0	1.260	34.0	1.339	116.5	4.59
MSK 27-10.9	33.50092	401.5	90261	M 27x3	1.0630	87.5	3.44	36.0	1.417	36.0	1.417	121.0	4.76
MSK 30-10.9	33.50093	485.5	109152	M 30x3.5	1.1811	96.0	3.78	39.0	1.535	39.0	1.535	126.0	4.94
MSK 33-10.9	33.50094	606.5	135933	M 33x3.5	1.1416	90.0	3.54	36.0	1.417	36.0	1.417	121.0	4.76
MSK 36-10.9	33.50095	708.5	159233	M 36x4	1.3780	115.0	4.53	39.0	1.535	40.0	1.575	126.0	4.94
MSK 39-10.9	33.50096	842.5	189335	M 39x4	1.1212	108.0	4.25	40.0	1.575	40.0	1.575	126.0	4.94
MSK 42-10.9	33.50097	974.5	219444	M 42x4.5	1.5881	128.0	5.04	42.0	1.654	42.0	1.654	131.0	5.15
MSK 45-10.9	33.50098	1140.5	254596	M 45x4.5	1.3425	124.0	4.89	42.0	1.654	42.0	1.654	131.0	5.15
MSK 48-10.9	33.50099	1288.5	289645	M 48x5	1.7874	138.0	5.43	44.0	1.732	44.0	1.732	136.0	5.35
MSK 52-10.9	33.50100	1537.5	343899	M 52x5	2.0472	150.0	5.91	46.0	1.811	46.0	1.811	141.0	5.54
MSK 56-10.9	33.50101	1786.5	401286	M 56x5.5	2.1488	162.0	6.39	48.0	1.889	48.0	1.889	146.0	5.73
MSK 60-10.9	33.50102	2125.5	477862	M 60x6.5	2.3622	174.0	6.87	50.0	1.967	50.0	1.967	151.0	5.92
MSK 64-10.9	33.50103	2368.5	529336	M 64x6	2.1299	168.0	6.61	50.0	1.967	50.0	1.967	151.0	5.92
MSK 68-10.9	33.50104	2745.5	612703	M 68x6	2.3400	180.0	7.09	52.0	2.045	52.0	2.045	156.0	6.14
MSK 72-10.9	33.50105	3042.5	682897	M 72x6	2.4416	192.0	7.57	54.0	2.123	54.0	2.123	161.0	6.33
MSK 80-10.9	33.50106	3814.5	859746	M 80x6	3.1415	216.0	8.51	56.0	2.201	56.0	2.201	166.0	6.52
MSK 90-10.9	33.50107	4891.5	1045381	M 90x6	3.1213	234.0	9.24	58.0	2.280	58.0	2.280	171.0	6.71
MSK 100-10.9	33.50108	6134.5	1379000	M 100x6	3.1415	252.0	9.97	60.0	2.358	60.0	2.358	176.0	6.90

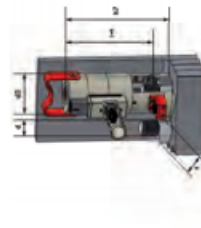


Table 7: Clamping force for bolts taking account of the thread tolerances for "Metric thread with large clearance" DIN 2510 – sheet 2 – when using hydraulic bolt clamping cylinders

Metric ISO thread DIN 13 N <sub>min</sub> Ø <sub>min</sub> mm	Pitch mm	With tolerances according to DIN 2510		Clamping force at the yield limit F <sub>cl</sub> N	Theoretical clamping force utilization F <sub>cl</sub> = F <sub>cl</sub> / F <sub>s</sub> N
		Clamping cross-section A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup>	Core cross-section A <sub>c</sub> mm <sup>2</sup>		
16	2	148	133	139 100	175 200
20	2.5	232	211	218 000	196 000
24	3	335	305	315 000	283 000
27	3.5	440	404	431 000	377 000
30	3.5	537	492	504 000	454 000
33	3.5	668	617	738 000	654 000
36	4	786	723	886 000	797 000
39	4	943	868	1 018 000	916 000
42	4.5	1083	999	1 189 000	1 070 000
45	4.5	1265	1174	1 340 000	1 206 000
48	5	1426	1320	1 500 000	1 343 000
52	5	1707	1580	1 852 000	1 666 000
56	5.5	1971	1833	2 199 000	1 982 000
64	6	2599	2426	2 990 000	2 682 000
72	6	3372	3174	3 900 000	3 581 000
80	6	4245	4023	4 900 000	4 453 000
90	6	5479	5226	6 300 000	5 681 000
100	6	6858	6575	7 900 000	7 161 000

### Bolt length

The bolts shall be provided with sufficient length so that at least 1.0 · d is left clear above the nuts for positioning the hydraulic clamping cylinders.

The precise minimum length depends on the pressure class of the bolts and the clamping tool used. Washers shall be of sufficient size so that when the bolts are tightened by the clamping cylinder, they are pressed against the contact surface.

Increased size washers are to be preferred over standardised washers. The height of the washer depends on the thread size. As a rule, as the thread diameter increases, it should also become larger. Coordination

with the manufacturer of the clamping cylinder is essential.

The hydraulic clamping cylinders require more space above the bolt to be tightened than torque wrenches do, for example. We recommend bolt clamping cylinders from the following company, for example ITH GmbH & Co. KG, Steierwiese 8, Postbox 1365, D-59872 Meschede. The quality management system of ITH is certified to DIN ISO 9001, EN 29001.

For bolts that are prestressed by torque there are also hydraulic ITH-torque drivers available.

Bearing installation, gearing, companion structures, application conditions

# Installation · Lubrication · Maintenance (ILM)

Does not apply to bearings with specific ILM instructions – for replacement deliveries it is essential to get into contact with the machine manufacturer regarding installation, lubrication and maintenance.

thyssenkrupp Rothe Erde GmbH offers an extensive slewing bearing service (see chapter Service or www.thyssenkrupp-rotheerde.com -> Products and Service).

### Transport and handling

**⚠ DANGER**

**Danger of life by overhead load**

- Do NOT step underneath the load
- Use suitable slings
- Use suitable lifting devices
- Suitable transport tap hole are stated in the bearing drawing

Slewing bearings, like any other part of a machine, require careful handling. They should always be transported and stored in horizontal position. For safe handling of bearings which include transport holes, high tensile lifting eye bolts must be used. In special cases an internal cross bracing (transporting cross) is required. The bearing weight must be indicated on the crate or pallet. Impact loads, particularly in a radial direction, must be avoided.

### Delivery condition

- Raceway system  
The slewing bearings are delivered filled with one of the greases (see table 10 on page 229) unless no special lubricant and special grease quantities are required.
- External contours  
The external contours of the bearings (except for holes) have Corotec VCI corrosion protection applied.
- Gearing  
The gearing is not greased. The corrosion protection is applied as for the external contours.

### Storage

**⚠ ATTENTION**

**Sensitive surface**

- Do not open the packing with a sharp blade
- Surface may be damaged

Approx. 6 months in roofed storage areas. Approx. 12 months in enclosed, temperature-controlled areas (temperature > 12°C). Outside storage is not allowed.

If required, other corrosion protection agents and types of packaging can be used, e.g. long-term packaging for up to 5 years.

Longer storage periods will necessitate special preservation. After the slewing bearing has been stored for a relatively long time, an increased frictional torque may be observed caused by the suction adhesion of the sealing lip. Careful lifting of the sealing lip with a blunt object around the entire circumference and several clockwise and counterclockwise rotations of the slewing bearing through 360 degrees will reduce the frictional torque to normal.

**⚠ CAUTION**

**Risk of skin irritation caused by preservative**

- Safety gloves must be worn for removal
- Pay attention to the producer's data

A flat mounting surface free of grease and oil is essential for the upper and lower ring to seat firmly. Welding beads, burrs, excessive paint and other irregularities must be removed prior to installation. The bearing rings must be completely supported by the connecting structure.

thyssenkrupp Rothe Erde GmbH recommends conducting a check on the mounting surfaces with a leveling instrument or laser equipment (this service can be provided by thyssenkrupp Rothe Erde GmbH). The flatness values should not exceed the values shown in table 8. To avoid larger deviations and the occurrence of peaks in smaller sectors, any deviation in the range of 0°–180° may only rise evenly once and fall again.

**⚠ DANGER**

**Entrapment hazard when putting the load down**

- Location control before putting the load down
- Mind the staff

Table 8: Permitted evenness deviation acc. to DIN EN ISO 1101 on the support surfaces

Track, Ø in mm	Flatness acc. to DIN EN ISO 1101 per support surface in mm for			
	BF 01 Double-row ball bearing slewing rings	BF 06 Single-row ball bearing slewing rings	BF 09 4-point contact bearings	BF 19 BF 13 Roller slewing bearings
	BF 08 Axial ball bearings	BF 09 – Double 4-point contact bearings	BF 12 Combination bearings	
		BF 25, 23, 28 profile bearings*		
up to 500	0.15	0.10	0.10	0.07
up to 1000	0.20	0.15	0.10	0.10
up to 1500	0.25	0.19	0.12	0.12
up to 2000	0.30	0.22	0.15	0.15
up to 2500	0.35	0.25	0.17	0.17
up to 3000	0.40	0.30	0.20	0.20
up to 4000	0.50	0.40	0.30	0.30
up to 5000	0.60	0.50	0.40	0.40
up to 8000	0.60	0.50	0.40	0.40

Installation, lubrication, maintenance, bearing inspection

The seal number relates to the first two places in the drawing number. The permitted values in table 1 are not allowed to be used for special configurations as high-precision bearings with high accuracy and low bearing play, please contact thyssenkrupp Rothe Erde GmbH: www.thyssenkrupp-rotheerde.com  
\*) Double these values are permitted for normal bearings BF 25, BF 23.

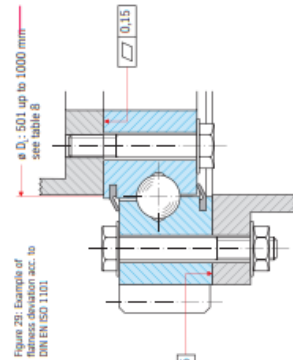


Figure 29: Examples of flatness deviation acc. to DIN EN ISO 1101



## Installation · Lubrication · Maintenance (ILM)

Does not apply to bearings with specific ILM instructions — for replacement deliveries it is essential to get into contact with the machine manufacturer regarding installation, lubrication and maintenance.

Mechanical machining of the bearing connection surfaces on the connecting structure is required if the values are exceeded. The mounting position of slewing bearings must correspond to that shown in the drawing. If a transporting cross was delivered, it has to be removed before installation.

The corrosion protection can be removed with an alkaline cleaner. Cleaner must be prevented from coming into contact with the seals or the raceway. Remove the protective coating from the upper and the lower mounting surfaces of the slewing bearing as well as from the gear.

**Note:** The corrosion protection can easily be removed, for example, using a biodegradable alkaline cleaner.

**Advantage:** Rapid removal of the corrosion protection and low environmental impact.

### Hardness gap

The unhardened zone between the beginning and the end of the hardened region of the raceway is marked with an "S" on the inner or outer diameter of each bearing ring. On the gear ring, the hardness gap is marked on the axial surface. Wherever possible, the hardness gap "S" must be positioned outside the main load-carrying areas. If the main working area for the application is known, then the hardness gap of the ring loaded on the circumference must also be positioned outside the main load-carrying area.

### Commissionings

The bearing must be completely screwed on for commissionings and test runs. Sufficient load / moment load must be applied to avoid a slip-stick effect on the anti-friction bearing bodies.

### Gearing

**⚠ DANGER**



**Entanglement hazard due to exposed gear**

- Keep hands away from moving parts

The backlash is adjusted relative to the three gear teeth marked in green and should be at least 0.03 – 0.04 x module. After the final tightening of the bearing, the backlash should be rechecked over the entire circumference. A tip edge radius and a tip relief must be provided on the pinion (see the "Gearing" chapter in the catalog *Roller Erol® Slewing Bearings* or [www.thyssenkrupp-rotheerde.com](http://www.thyssenkrupp-rotheerde.com)).

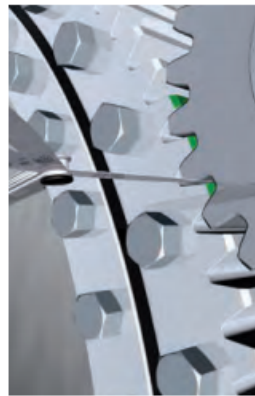


Figure 30: Backlash measurement

Table 9

Thread/ bolt diameters	Hole diameters mm	Tightening torques Nm for bolts in strength class	
		$F_0 = F_s = 0,14$	for $M_0$ -key
M 12	14	137	123
M 14	16	218	196
M 16	17,5	338	304
M 18	20	469	422
M 20	22	661	594
M 24	26	1136	1022
M 27	30	1674	1506
M 30	33	2274	2046
		<b>Grade 8</b>	<b>Grade 8</b>
UNC 1" – 11	18	286	260
UNC 1" – 10	21	506	460
UNC 1" – 9	25	803	710
UNC 1" – 8	27,5	1210	1100
UNC 1" – 7	32	1716	1560
UNC 1" – 7	35	2410	2190
		<b>Grade 8</b>	<b>Grade 8</b>
UNF 1" – 18	18	320	290
UNF 1" – 16	21	560	510
UNF 1" – 14	25	902	820
UNF 1" – 12	27,5	1330	1210
UNF 1" – 12	32	1936	1760
UNF 1" – 12	35	2685	2440

### Bolting/bolting assembly

Bot holes on the bearing and connecting structure must match up, otherwise impermissible levels of stress will be established. Through-holes shall be configured acc. to DIN EN 20273, medium series, — see table 9.

Installation,  
lubrication,  
maintenance,  
bearing  
inspection

## Installation · Lubrication · Maintenance (ILM)

Does not apply to bearings with specific ILM instructions – for replacement deliveries it is essential to get into contact with the machine manufacturer regarding installation, lubrication and maintenance.

### Fastening bolts

Normal fastening bolts, nuts and washers (without surface treatment) in strength class 10.9 acc. to DIN ISO 267. It is essential to comply with the specified number and diameter. The bolts must be carefully preloaded crosswise to the specified values (table 9 on page 227 gives several recommended values). The surface pressure underneath the bolt head or nut must not exceed the permitted limit values (see the "Fastening bolts" chapter in the catalog Rothe Erde® Slewing Bearings or www.thyssenkrupp-rotheerde.com, also with regard to the minimum grip of the bolt). If the limiting surface pressure is exceeded, washers of the appropriate size and strength must be provided. The minimum length of engagement must be guaranteed in the case of blind hole threads. If a hydraulic tensioning device is used, it is essential to adhere to the required pro-

cedures for the screw threads or stud bolt threads and to use the appropriate washers (see the "Bolts" chapter in the catalog Rothe Erde® Slewing Bearings or www.thyssenkrupp-rotheerde.com).

The determination of the tightening torque depends not only on the strength class of the bolt and the tightening process but also on the friction in the thread and the contact surface of the bolt head and nut. The tightening torques given in table 9 on page 227 are recommended values based on lightly oiled threads and contact surfaces.

Dry threads will require higher torques whilst heavily oiled threads will require lower tightening torques. The values may, therefore, vary considerably. This applies in particular to threads larger than M 30 or 1". For bolts of this size the use of bolt tensioning is recommended.

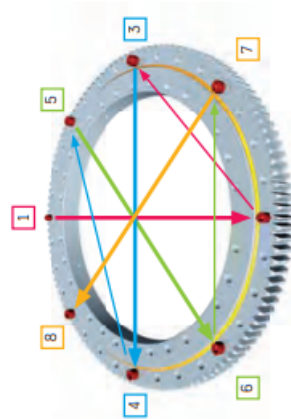


Figure 31: Tightening sequence of the fastening bolts

cedure for the screw threads or stud bolt threads and to use the appropriate washers (see the "Bolts" chapter in the catalog Rothe Erde® Slewing Bearings or www.thyssenkrupp-rotheerde.com).

The determination of the tightening torque depends not only on the strength class of the bolt and the tightening process but also on the friction in the thread and the contact surface of the bolt head and nut. The tightening torques given in table 9 on page 227 are recommended values based on lightly oiled threads and contact surfaces.

Dry threads will require higher torques whilst heavily oiled threads will require lower tightening torques. The values may, therefore, vary considerably. This applies in particular to threads larger than M 30 or 1". For bolts of this size the use of bolt tensioning is recommended.

Table 10: Lubricants

Lubricants		Risk of skin irritation caused by lubricants	
		<ul style="list-style-type: none"> <li>Safety gloves must be worn when handling lubricants</li> <li>Pay attention to the producer's data</li> </ul>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Aralub HEP 2</li> </ul>	243 K bis 393 K (-30°C bis +120°C)	243 K bis 373 K (-30°C bis +100°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Castrol Mobil-Abby DE 936 SF Heavy</li> </ul>	243 K bis 373 K (-30°C bis +100°C)	253 K bis 413 K (-20°C bis +140°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Castrol Mobil-Abby DE 936 SF Heavy</li> </ul>	253 K bis 413 K (-20°C bis +140°C)	253 K bis 453 K (-20°C bis +160°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Klober EP 2</li> </ul>	253 K bis 403 K (-20°C bis +130°C)	243 K bis 473 K (-30°C bis +200°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Klober C-550 ultra</li> </ul>	243 K bis 473 K (-30°C bis +200°C)	253 K bis 403 K (-20°C bis +130°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Lubritrech EP 2</li> </ul>	253 K bis 403 K (-20°C bis +130°C)	253 K bis 413 K (-20°C bis +140°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Lubritrech AG 10 HMF</li> </ul>	253 K bis 413 K (-20°C bis +140°C)	253 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mobil EP 2</li> </ul>	253 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)	253 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mobilgear OGL 461</li> </ul>	253 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)	248 K bis 403 K (-20°C bis +130°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Shell Galdax S2 V270 2</li> </ul>	248 K bis 403 K (-20°C bis +130°C)	253 K bis 473 K (-10°C bis +200°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Shell Galdax S2 OGH NLO 0100</li> </ul>	253 K bis 473 K (-10°C bis +200°C)	248 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>TOTAL Multis EP 2</li> </ul>	248 K bis 393 K (-20°C bis +120°C)	248 K bis 423 K (-25°C bis +150°C)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>TOTAL Copal OGL 0</li> </ul>	248 K bis 423 K (-25°C bis +150°C)	

Raceway grease  
 Gear grease

(Symbols see Figure 32, page 230)

Queries about lubricants should be directed to the respective manufacturer.

The greases listed in table 10 are approved for our slewing bearings and tested for compatibility with the materials which we use for our spacers and seals. The list of greases is not exhaustive.

Obtain confirmation of suitability from the lubricant manufacturer before using other lubricants. The properties must at least correspond to those of the greases listed in table 10, and compatibility with the materials we use must be assured. When automatic lubricating devices are used, the lubricant manufacturer must confirm that the lubricant selected is suitable for a "pumped" system. Special lubricants are necessary if the bearings are used in extreme temperatures.

Lubricants are contaminants. They must not be allowed to get into the ground, the groundwater, or into the water and sewage system.

Installation, lubrication, maintenance, bearing inspection

# Bearing inspection

### Preventing damage

Wear measurements enable early detection of technical problems before they result in unscheduled plant stoppages. Unnecessary repair costs and expensive production downtimes are thus avoided. We therefore recommend regular bearing wear measurements in order to assess the condition of a bearing.

The wear which affects the raceway system makes itself felt in a change of the axial motion or the axial reduction. Depending on the application or bearing version, this increase in wear can be determined by measuring the tilting clearance or by taking reduction measurements.

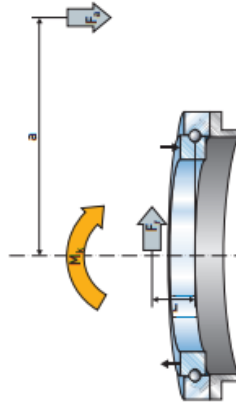


Figure 33: Loading principle of the tilting clearance measurement (partial motor)

### Measuring the tilting clearance

To determine the wear, we recommend carrying out tilting clearance measurements wherever possible. The loading principle for such measurements is shown in figure 33.

The measurements are taken between the lower companion structure and the bearing ring which is bolted to the superstructure (figure 5). The measurements must be taken as close to the raceway system as possible in order to minimize the impact of elastic deformations in the companion structure.

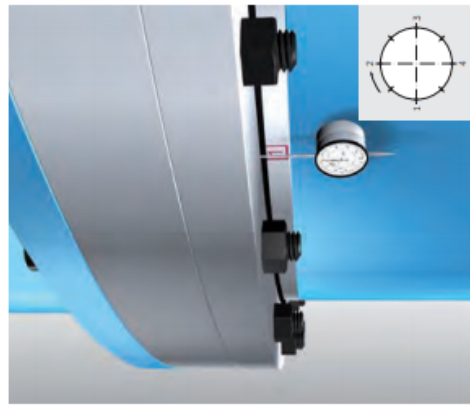


Figure 34: Basic setup for measuring the tilting clearance

The procedure is as follows:

- Take a reference measurement when the equipment is put into operation.
- Mark the measuring points around the circumference starting from a defined position.
- First apply the maximum retrograde moment in order to set the dial gauges to zero (the gauges must have a measuring accuracy of 0.01 mm). Then apply a forward tilting moment, with load uptake if necessary.
- Swivel the superstructure and repeat the measurements at the marked measuring points (see table 14 on page 259).

### Maximum permissible increase in bearing clearance (uniform wear)

These increases in bearing clearance are not permissible for special applications, e.g. 50 % of the listed values for fairground ride slewing bearings (contact Thyssenkrupp Rothe Erde GmbH).

Table 11: Series\* 01, 08 (double-row ball bearings/axial ball bearings)

Measuring method	Ball diameter mm											
	18	20	22	25	30	35	40	45	50	60	70	
Axial reduction measurement	max. permissible wear values up to mm											
Tilting clearance measurement	1.8	2.2	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.8	5.0	

\*see 1. and 2. figure of the drawing number (fold-out back page "Structure of the drawing number")

Table 12: Series\* 06, 09, 25, 28 (four-point bearings/profile bearings)

Measuring method	Ball diameter mm											
	20	22	25	30	35	40	45	50	60	70		
Axial reduction measurement	max. permissible wear values up to mm											
Tilting clearance measurement	1.6	2.0	2.0	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	3.2	4.0	4.0	

\*see 1. and 2. figure of the drawing number (fold-out back page "Structure of the drawing number")

Table 13: Series\* 12, 13, 16, 19 (roller bearing slewing rings)

Measuring method	Roller diameter mm														
	16	20	25	28	32	36	40	45	50	60	70	80	90	100	
Axial reduction measurement	max. permissible wear values up to mm														
Tilting clearance measurement	0.8	1.2	1.2	1.6	1.6	2.0	2.0	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	

\*see 1. and 2. figure of the drawing number (fold-out back page "Structure of the drawing number")

# Bearing inspection

## Measuring the axial reduction

Where tilting clearance measurements are not possible we recommend the axial reduction measurement method. In this case the center of the load combinations lies within the race diameter of the bearing. The loading principle is shown in figure 35.

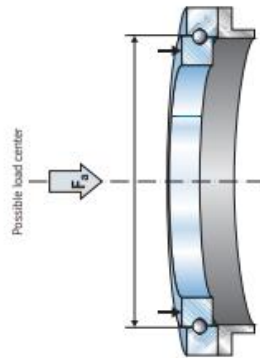


Figure 35: Loading principle of the axial reduction measurement.

The measurements are taken between the lower companion structure and the bearing ring which is bolted to the superstructure (figures 36, 37). The procedure is similar to that for measuring the tilting clearance:

- Here too, record reference values when the equipment is put into operation.
- Mark the measuring points around the circumference starting from a defined position.

Repeat the tilting clearance or axial reduction measurements under the same conditions at appropriate intervals, after first checking the bearing fastening bolts. The difference between the current measurement and the reference measurement is the wear which has occurred in the intervening period. If the wear values show a rising trend, you should carry out the measurements more often.



Figure 36: Basic setup for measuring the axial reduction with a depth gauge



Figure 37: Basic setup for measuring the axial reduction with a flexer gauge

**Advantage:** Given conclusive assessment of the bearing's condition, worn parts can be replaced in good time. In conjunction with optimum spare parts management, it is thus possible to avoid incidents of damage and lengthy downtimes.

**Note:** If the permissible wear values (tables 11, 12 and 13 on page 233) are exceeded, we recommend that the equipment should be shut down.

**The alternative: IWK (integrated wear measuring device)**  
 thyssenkrupp Röhle Erde GmbH always focuses on developing innovative solutions for permanently monitoring the condition of a bearing in order to further optimize the function and reliability of plant operations. The integrated wear measuring device for slewing bearings is a patented invention which enables online inspection of the maximum permissible axial clearance or axial reduction of a slewing connection.

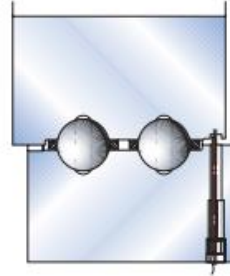


Figure 38

**Advantage:** It is no longer necessary to interrupt operations in order to determine the axial clearance.

A pin made of stainless steel is located in the peak load area of the raceways. The electrically isolated pin is mounted in one ring and protrudes into a groove in the other ring. The maximum tolerated clearance can be adjusted by means of the groove width.

If the clearance changes by an impermissible amount, the ring and the pin will make contact with each other. The pin's electrical connection results in a signal being triggered when the pin touches the other ring. This signal indicates that the permissible relative movement of the rings has been reached and that it is time to inspect the bearing.

**Advantage:** The deformation of the companion structure and the elasticity of the bolt connections do not significantly influence the measurement result. The elastic approximation of the raceways, the axial clearance of the bearing and the out-of-flatness of the contact surface are compensated. Costs for maintenance personnel are minimized.

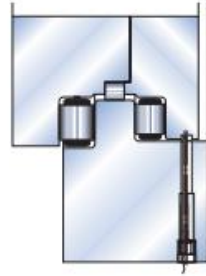


Figure 39





**SITI** SPA  
SOCIETÀ ITALIANA TRASMISSIONI INDUSTRIALI ®







## NRG



-  CATALOGO TECNICO - COMMERCIALE
-  TECHNICAL & COMMERCIAL CATALOGUE
-  TECHNISCH-KOMMERZIALER KATALOG
-  CATALOGUE TECHNIQUE- COMMERCIAL
-  CATÁLOGO TÉCNICO - COMERCIAL
-  CATALOGO TECNICO COMERCIAL

94012017-00



<b>GRANDEZZE ED UNITÀ DI MISURA ADOTTATE</b> 	<b>QUANTITIES AND UNIT OF MEASUREMENT</b> 	<b>GRÖSSEN UND MASSEINHEITEN</b> 
<b>TAILLES ET UNITÉS DE MESURE ADOPTÉES</b> 	<b>TAMAÑOS Y UNIDADES DE MEDIDA ADOPTADAS</b> 	<b>GRANDEZAS E UNIDADES DE MEDIDA ADOTADAS</b> 

Grandezza Magnitudes Größe Taille Tamaño Tamanho	Descrizione Description Beschreibung Description Descripción Descrição	Unità di misura Units of measure Maßeinheit Unité de mesure Unidades de medida Unidade de medida
A	Carico assiale / Axial load / Axiale Belastung Charge axiale / Carga axial / Carga axial	N
i	Rapporto di trasmissione / Gearbox ratio / Übersetzung Rapport de transmission / Relación de transmisión / Relação de transmissão	
M <sub>2</sub>	Momento torcente in uscita / Output torque / Abtriebsdrehmoment Moment de torsion en sortie / Momento de torsión en salida / Momento torçor na saída	Nm
n <sub>1</sub>	Velocità di rotazione in entrata / Input RPM / Antriebsdrehgeschwindigkeit Vitesse de rotation en entrée / Velocidad de rotación en entrada / Velocidade de rotação na entrada	giri/min - RPM - UpM tours/min - rev/min - rotações/min
n <sub>2</sub>	Velocità di rotazione in uscita / Output RPM / Abtriebsdrehgeschwindigkeit Vitesse de rotation en sortie / Velocidad de rotación en salida / Velocidade de rotação na saída	giri/min - RPM - UpM tours/min - rev/min - rotações/min
kW <sub>1</sub> / HP <sub>1</sub>	Potenza nominale / Rated power / Nennleistung Puissance nominale / Potencia nominal / Potência nominal	kW o/lor/oder HP kW ou/ou HP
R	Carico radiale / Radial load / Radiale Belastung Charge radiale / Carga radial / Carga radial	N
RD	Rendimento dinamico del riduttore / Gearbox dynamic efficiency / Dynamischer Wirkungsgrad des Getriebes / Rendement dynamique du réducteur / Rendimiento dinámico del reductor / Rendimento dinámico do redutor	
sf	Fattore di servizio / Service factor / Betriebsfaktor Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço	
v	Velocità / Speed / Drehzahl Vitesse / Velocidad / Velocidade	m/s

1 kp = 9,81 N  
1HP = 0,736 kW

# SITI

FR

Cette formule ne vaut que si le tambour ou la poulie de soulèvement sont caletés directement sur l'arbre de sortie du réducteur ou de toute façon sur un organe tournant à la même vitesse de sortie que le réducteur.

Au cas où il existerait des transmissions en sortie par chaîne, courroie, engrenages ou autre, faisant en sorte que la charge à soulever ne soit pas appliquée à l'arbre de sortie du réducteur, cette situation devra être tenue en compte lors du calcul.

Translation sur un plan horizontal ou incliné par rapport à l'horizontale

Il est indispensable de connaître la valeur du coefficient de frottement  $\mu$  se vérifiant le long des coulisses de guidage de la charge se déplaçant. Elle dépend de quels sont les organes en contact lors de la translation (notamment s'il s'agit de friction par glissement ou frottement de roulement).

Une fois la valeur du coefficient de frottement connue, ou après avoir mené une estimation suffisamment fiable, on peut remonter au moment de torsion effectif suivant les formules ci-dessous :

$$0^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot \mu}{2}$$

$$15^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,26 + 0,97 \cdot \mu)}{2}$$

$$30^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,50 + 0,87 \cdot \mu)}{2}$$

$$45^\circ: M_2 = \frac{0,71 \cdot G \cdot D \cdot (1 + \mu)}{2}$$

ove:

G charge à soulever ou déplacer exprimée en N.

D diamètre de la poulie ou tambour autour desquels le soulèvement se produit, exprimé en m.

$\mu$  coefficient de frottement

$M_2$  moment de torsion (Nm).

Lors de la définition exacte de la valeur  $\mu$  des formules précédentes, il faudra considérer d'éventuels frottements de premier détachement, accélérations ou décélérations, pointes de charge soudaines.

En effet ces facteurs peuvent engendrer des valeurs de pointe de  $M_2$  beaucoup plus élevées que celles se produisant en régime.

ES

Esta fórmula sólo es válida si el tambor o la polea de elevación están ensamblados directamente en el eje de salida del reductor, o bien en un elemento giratorio a la misma velocidad de salida del reductor.

Si existen transmisiones en salida de cadena, cinta, engranajes u otras, por causa de las cuales la carga a elevar no se aplique al eje de salida del reductor, deberán tenerse en cuenta en el cálculo.

Traslación sobre un plano horizontal o inclinado respecto al horizontal

Es indispensable conocer el valor del coeficiente de fricción  $\mu$  que existe a lo largo de las guías de deslizamiento de la carga en traslación. Éste depende de cuáles son los elementos en contacto durante la traslación (en particular si se trata de fricción por deslizamiento o fricción por rodadura).

Una vez conocido el valor del coeficiente de fricción, o una vez estimado con la suficiente fiabilidad, se puede calcular el momento de torsión mediante las fórmulas siguientes:

$$0^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot \mu}{2}$$

$$15^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,26 + 0,97 \cdot \mu)}{2}$$

$$30^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,50 + 0,87 \cdot \mu)}{2}$$

$$45^\circ: M_2 = \frac{0,71 \cdot G \cdot D \cdot (1 + \mu)}{2}$$

donde:

G carga a elevar o trasladar expresada en N.  
D diámetro de la polea o del tambor mediante el cual se produce la elevación, expresado en m.

$\mu$  coeficiente de fricción.

$M_2$  momento de torsión (Nm).

Durante la determinación exacta del valor  $\mu$  de las fórmulas anteriores, se deberán tener en cuenta posibles fricciones de primera salida, aceleraciones, deceleraciones o puntas de carga inesperadas.

De hecho, estos factores pueden dar lugar a valores de punta  $M_2$  mucho más altos que los que se alcanzan a régimen.

PT

Esta fórmula é válida só se o tambor ou a polia de levantamento estiverem presas directamente no eixo de saída do reductor ou, de qualquer modo, no órgão rotativo à mesma velocidade de saída do reductor.

Se existirem transmissões à saída de corrente, correia, engrenagem ou outro que fazem com que a carga a ser levantada não seja aplicada ao eixo de saída do reductor, é necessário levar isso em conta na realização do cálculo.

Translação num plano horizontal ou, de qualquer modo, inclinado em relação ao horizontal

É indispensável conhecer o valor do coeficiente de atrito  $\mu$  que se tem ao longo das guias de deslizamento da carga a ser translada. Esse valor depende do tipo de órgãos que estão em contacto na translação (em particular, se se trata de atrito de arraste, também denominado rasante ou atrito de rolamento, dito resistência ao rolamento).

Uma vez conhecido o valor do coeficiente de atrito ou feita uma estima suficientemente fidedigna, é possível calcular o momento torçor efetivo com as seguintes fórmulas:

$$0^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot \mu}{2}$$

$$15^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,26 + 0,97 \cdot \mu)}{2}$$

$$30^\circ: M_2 = \frac{G \cdot D \cdot (0,50 + 0,87 \cdot \mu)}{2}$$

$$45^\circ: M_2 = \frac{0,71 \cdot G \cdot D \cdot (1 + \mu)}{2}$$

onde:

G carga a levantar ou trasladar expressa em N.

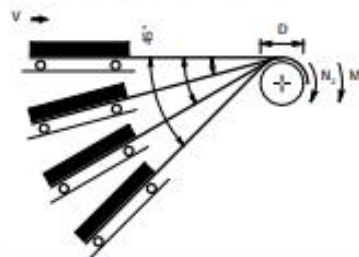
D diâmetro da polia ou tambor à volta do qual se processa o levantamento, expresso em m.

$\mu$  coeficiente de atrito.

$M_2$  momento torçor (Nm).

No cálculo exato do valor  $\mu$  das fórmulas anteriores, é necessário levar em consideração eventuais primeiros atritos, acelerações ou desacelerações, picos de carga imprevistas.

Com efeito, estes fatores podem dar lugar a valores de pico de  $M_2$  muito mais altos dos que se verificam em regime.





		Facteur de service / Factor de servicio / Fator de serviço sf						
Classe de charge Clase de carga Classe de carga	Type d'application Tipo de aplicación Tipo de aplicação	Dém./heure Ptas. en marcha/ hora Arr./hora	Durée totale d'utilisation (h) Duración total de funcionamiento (h) Tempo de duração total de funcionamento (h)					
			≤ 5000	10000	15000	25000	50000	
			Temps de fonctionnement journalier (h) Duración del funcionamiento diario (h) Tempo de funcionamento diario (h)					
		Z	h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24	
LIGHT DUTY	Démarrages graduels, Charges uniformes, petites masses à accélérer	Ventilateurs • Pompes centrifuges • Pompes rotatives à engrenages • Convoyeurs à bande avec charge uniformément distribuée • Générateurs de courant • Embouteilleuses • Filoires • Commandes auxiliaires des machines-outils	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	Puestas en marcha graduales, cargas uniformes, pequeñas masas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranajes • Transportadores de cinta con carga distribuida uniformemente • Generadores de corriente • Embotelladoras • Hiladores • Mandos auxiliares de las máquinas herramienta	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	Arranques graduais, Cargas uniformes, pequenas massas a acelerar	Ventiladores • Bombas centrifugas • Bombas rotativas de engranagem • Tapetes transportadores com carga uniformemente distribuída • Geradores de corrente Engarrafadeiras • Filatórios • Comandos auxiliares das máquinas-ferramentas	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
MEDIUM DUTY	Surcharges légères, conditions opérationnelles irrégulières, masses moyennes à accélérer	Châssis • Dévidoirs • Convoyeurs à bande avec charge variée à tablier - par vis sans fin - par chaîne • Translation de ponts roulants pour service léger • Banderoleuses • Agitateurs et mélangeurs liquides à densité variable et visqueux • Machines pour l'industrie alimentaire • Cribleuses de pierres et sable • Grues et monte-charges	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	Ligeras sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas medias a acelerar	Bastidores • Husos • Transportadores de cinta con carga variada de placas - de tornillo sinfin - de cadena • Traslación de carros puente para servicio ligero • Bobinadoras • Agitadores y mezcladores de líquidos de densidad variable y viscosos • Máquinas para la industria alimentaria • Máquinas cribadoras de piedra y arena • Grúas y montacargas	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	Ligeiras sobrecargas, condições operativas irregulares, massas médias para acelerar	Teares • Bobinadoras • laminagem de chapas • Tapetes transportadores de lâmina com carga variada - de cóclea - de corrente • Translação de pontes-grua para serviço ligeiro • Bobinadoras • Agitadores e misturadores de líquidos com densidade variável e viscosos • Máquinas para a indústria alimentar • Crivadoras • Grua e monta-cargas	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
HEAVY DUTY	Surcharges fortes, conditions opérationnelles irrégulières, grandes masses à accélérer	Machines pour briques et travaux argile • Mélangeurs • Malaxeurs • Bétonnières • Compresseurs et pompes alternatives à 1 ou plusieurs cylindres • Machines-outils • Limeuses • Raboteuses • Aléseuses • Fraiseuses • Laminoirs • Treuils • Élévateurs à godets • Fours rotatifs • Broyeurs • Concasseurs • Presses • Marteaux-pilons • Scies alternatives • Ventilateurs lourds pour mines • Transporteurs par fortes saccades	Z < 10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	Fuertes sobrecargas, condiciones operativas irregulares, masas grandes a acelerar	Máquinas para ladrillo y trabajos en arcilla • Mezcladores • Amasadoras • Hormigoneras • Compresores y bombas alternativas de 1 ó más cilindros • Máquinas herramienta i • Limadoras • Cepilladoras • Mandrinadoras • Fresadoras • Lamina • Cabrestantes elevadores de cubos • Hornos rotativos • Molinos • Trituradores • Prensas • Mazas • Sierras alternativas • Ventiladores pesados de minería • Transportadores con fuertes sacudidas	10 < Z < 30	1.30	1.60	1.80	2.10	2.60
	Fortes sobrecargas, condições operativas irregulares, grandes massas para acelerar	Máquinas para tijolos e trabalhos em argila • Misturadores • Amassadeiras • Betoneiras • Compressores e bombas alternativas com 1 ou mais cilindros • Máquinas-ferramentas • Limadoras • Aplainadoras • Furadoras • Fresadoras • Laminadores • Alcatruzes • Fornos rotativos • Moinhos • Trituradores • Prensas • Maços • Serras • Ventiladores pesados para minas • Transportadores capazes de suportar fortes solavancos	30 < Z < 100	1.40	1.75	2.00	2.30	2.80



IT

Le potenze termiche  $P_1$  sono riportate nella colonna destra delle tabelle delle prestazioni ordinate per grandezza, ma ci si deve accertare, consultando il paragrafo "Potenza termica", che non sia necessario correggerne il valore in funzione dei fattori correttivi ivi indicati (correzione per velocità entrata e funzionamento intermittente, per temperatura ambiente, per stato aria esterna).

Per tutti i casi dubbi o complessi, consigliamo di utilizzare i programmi di ricerca del nostro sito web, [www.sitiriduttori.it](http://www.sitiriduttori.it), oppure di inviare alla SITI S.p.A. la scheda completa dei dati richiesti presente al paragrafo "Scheda di richiesta".

The thermal powers  $P_1$  are shown in the right-hand column of the tables of the performance data ordered by size, but you must make sure, by consulting the section "thermal power", that it is not necessary to correct the value as a function of the correction factors stated therein (correction for input speed and intermittent operation, correction for ambient temperature, and correction for the status of the air).

In all cases of doubt or for complex cases, we recommend to make use of the research programs of our website, [www.sitiriduttori.it](http://www.sitiriduttori.it), or to send to the SITI S.p.A. the full records of the data required in the paragraph "Application Request Form".

EN

DE

Die thermische Leistungen  $P_1$  werden in der rechten Spalte der durch Größe angeordneten Tabellen dargestellt, aber man sollte sicherstellen, in Rücksprache mit dem Abschnitt "Thermische Leistung", ob es notwendig ist, den Wert als Funktion der darin genannten Korrekturfaktoren (Korrektur zur Antriebsdrehzahl und intermittierenden Betrieb, Korrektur zur Umgebungstemperatur, und Korrektur zur Luftzustand) zu korrigieren.

Für allen Zweifelsfällen oder komplexen Umständen, empfehlen wir die Verwendung der Forschungsprogramme von unserem Website, [www.sitiriduttori.it](http://www.sitiriduttori.it), oder zur SITI S.p.A. die gesamte Aufzeichnung der Angaben, die in dem Absatz "Anfrageformular" angefragt werden, zu senden.

### CHOIX DU REDUCTEUR

FR

Pour un choix vraiment réfléchi et efficace d'un réducteur à l'aide des tableaux de ce catalogue, vous devez connaître exactement la valeur  $n_2$  (vitesse de sortie) et  $M_2$  (couple de sortie) de votre application, ainsi que la valeur sf de la même.

À ce stade, vous pouvez vous référer aux tableaux des performances maximales pour chaque taille et vérifier quel réducteur, avec la polarité du moteur favori et la valeur désirée de  $n_2$ , présente une valeur de couple maximum compatible avec le facteur de service de votre application.

Plus précisément, il est toujours nécessaire que le rapport entre le couple maximal  $M_2$  figurant dans les tableaux ordonnés par taille et le couple réel de l'application est au moins égal, sinon supérieur, au facteur de service sf de votre application. Cela signifie que le réducteur peut fonctionner dans des conditions de totale fiabilité et de sécurité, et peut atteindre et dépasser la durée théorique en heures sur qui reposaient les calculs de résistance des organes des réducteurs.

Sinon, on peut calculer la puissance d'entrée minimum requise pour l'application, en utilisant la formule

$$kW_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot RD}$$

et, en notant la puissance commerciale immédiatement au-dessus de la valeur calculée; après avoir fait cela, accéder à la table des prestations ordonnées par puissance dans ladite puissance.

En ce qui concerne la valeur du rendement dynamique RD, qui n'est actuellement pas connu exactement, il est recommandé d'adopter la valeur indicative RD=0,9 dans le cas de réducteurs linéaires L ou des réducteurs avec couple conique R, et la valeur approximative RD=0,85 dans le cas des réducteurs avec vis sans fin V.

### ELECCIÓN DEL REDUCTOR

ES

Para una selección verdaderamente ponderada y eficaz de un reductor utilizando las tablas de este catálogo, se necesita saber exactamente los valores de  $n_2$  (velocidad de salida) y  $M_2$  (par de salida) de su aplicación, así como el valor sf de la misma.

En este punto puede consultar las tablas de prestaciones máximas por tamaño y ver qué reductor, con polaridad de motor preferida y con el valor  $n_2$  deseado, presenta un valor de par de salida máximo compatible con el factor de servicio de la aplicación.

En lo específico, necesita siempre que la relación de reducción entre el par de salida máximo  $M_2$  que aparece en las tablas ordenadas por tamaño y el par de salida real de aplicación sea al menos igual, sino incluso superior, al factor de servicio sf de la aplicación. Esto significa que el reductor será capaz de trabajar en condiciones de total seguridad y fiabilidad y podrá alcanzar y sobrepasar la duración teórica en horas en que se basaron los cálculos de la resistencia de los órganos de los reductores.

Alternativamente, se puede calcular la potencia de entrada mínima necesaria para su aplicación, utilizando la fórmula

$$kW_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot RD}$$

y, seleccionando la potencia comercial inmediatamente superior al valor calculado, una vez hecho esto, acceda a la tabla de las prestaciones ordenada por la potencia en correspondencia con dicha potencia.

En cuanto al valor de RD, De momento no se conoce exactamente, se aconseja adoptar el indicativo RD=0,9 en el caso de reductores lineales de L o reductores angulares con engranajes cónicos R y el valor indicativo RD=0,85 en el caso de reductores angulares con tornillo sin fin V.

### ESCOLHA DO REDUTOR

PT

Para uma escolha verdadeiramente eficaz de um reductor de velocidades utilizando as tabelas deste catálogo, você deve saber exatamente os valores de  $n_2$  (velocidade de saída) e  $M_2$  (torque de saída) da sua aplicação, bem como o valor do mesmo sf.

Neste ponto, você pode consultar as tabelas de desempenho máximo para o tamanho e ver qual reductor, e polaridade do motor preferido e com o valor desejado  $n_2$ , tem um valor de torque máximo compatível com o fator de serviço de sua aplicação.

Especificamente, é sempre necessário que a proporção entre o torque máximo  $M_2$  constantes dos quadros classificados por tamanho e o torque de aplicação real é pelo menos igual, se não superior, para o factor sf da sua aplicação de serviço. Isto significa que o reductor de velocidades pode operar em condições de completa segurança e confiabilidade, podendo atingir e exceder a duração em horas teórico em que se basearam os cálculos de resistência dos órgãos dos reductores.

Em Alternativa, podemos calcular a potência de entrada mínima exigida para a sua aplicação, usando a fórmula

$$kW_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot RD}$$

e, selecionando a potência comercial imediatamente acima do valor calculado; feito isso, acessar a tabela de desempenho ordenando por potência correspondente a calculada.

No que se refere ao valor da RD atualmente não é conhecida com exatidão, recomenda-se a adotar o valor indicativo de RD=0,9, no caso de reductores lineares L ou reductor com entrada conica R, o valor aproximado do RD=0,85 no caso de reductor com entrada com rosca sem fim V.



**FR**

Pour plus de sécurité, surtout si vous êtes en présence de rapports de réduction plus faibles (donc à grande vitesse  $n_1$ ), une vitesse d'entrée  $n_1$  élevée et des facteurs de service de l'application réduits (donc, avec couple effectif égal ou proche de ce maximum autorisé, en d'autres termes lorsque vous êtes en présence de puissances d'entrée élevées par rapport à la taille et la version sélectionnée), vous devez procéder à une nouvelle vérification que la valeur de la puissance thermique  $P_1$  n'a pas été dépassé. Les puissances thermiques  $P_1$  sont affichées dans la colonne de droite des tableaux de prestations ordonnées par la taille, mais vous devez vous assurer, en consultant la section «puissance thermique», qu'il n'est pas nécessaire de corriger la valeur en fonction des facteurs de correction qui y sont énoncés (correction pour vitesse d'entrée et pour fonctionnement intermittent, correction pour la température ambiante, correction pour l'état de l'air). Pour tous les cas de doute ou pour les cas les plus difficiles, nous vous recommandons d'utiliser les programmes de recherche de notre site, [www.sitriduttori.it](http://www.sitriduttori.it), ou d'envoyer à SITI S.p.A. la fiche complète des données requises dans le paragraphe «Formulaire de demande».

**ES**

Para mayor seguridad, especialmente si se encuentra en presencia de relaciones de reducción bajas (por consiguiente, velocidad  $n_1$  elevada), velocidad de entrada  $n_1$  alta y facto de servicio de la aplicación bajo (luego con el par de salida igual o cerca del máximo permitido, en otras palabras cuando la potencia de entrada es alta en relación con el tamaño y la versión seleccionada), conviene efectuar un posterior control que la potencia térmica  $P_1$  no haya sido superada. Las potencias térmicas  $P_1$  vienen señaladas en la columna derecha de la tabla de prestaciones ordenadas por tamaño, y para más seguridad, consultando el parágrafo "potencia térmica", que no sea necesario corregir el valor en función del factor corrector indicado (corrección por velocidad de entrada y funcionamiento intermitente, por temperatura ambiente, por estado aire externo). Ante cualquier duda o aplicación compleja, aconsejamos utilizar el programa de búsqueda de nuestra web [www.sitriduttori.it](http://www.sitriduttori.it), o bien enviar a SITI S.p.A la ficha completa de los datos requeridos en el parágrafo de "Ficha de Consulta".

**PT**

Para maior segurança, especialmente se você está na presença de relações de redução inferior (portanto  $n_1$  de alta velocidade), a velocidade de entrada  $n_1$ , aplicação de fatores de alta e baixa do serviço (portanto, com torque efetivo igual ou próximo ao máximo permitido, em outras palavras, quando você está na presença de potências elevadas de entrada em relação ao tamanho e da versão selecionada), você deve realizar uma verificação adicional que a potencia termica  $P_1$  não foi excedido. As potencia termica  $P_1$  são mostrados na coluna da direita das tabelas de desempenho ordenando pela grandeza, mas você deve certificar-se, através da consulta a seção "Potência térmica", não é necessário corrigir o valor em função dos fatores de correção neles indicados (correção para a velocidade de entrada em operação intermitente, temperatura ambiente, por ventilação natural). Para todos os casos de dúvida, recomendamos o uso de programas de procura em nosso web [www.sitriduttori.it](http://www.sitriduttori.it), ou enviar para o SITI S.p.A. os dados completo do requeridos.

**IT**

**POTENZA TERMICA**

La potenza termica  $P_1$  di un riduttore è quel valore limite che possibilmente non deve essere mai superato per non compromettere le caratteristiche funzionali e soprattutto la durata operativa. Usualmente essa può rappresentare un potenziale problema soltanto per rapporti di riduzione molto veloci, per elevate velocità di ingresso e per fattori di servizio sf bassi. Il valore base della potenza termica  $P_1$  indicato nelle tabelle ordinate per grandezza è riferito a:

- servizio continuativo;
- temperatura ambiente di +20 °C;
- lubrificazione standard a sbattimento;
- velocità di ingresso di 1400 giri/min;
- aria che lambisce il riduttore leggermente mosso.

Per condizioni operative ed ambientali diverse da quelle di riferimento, devono essere introdotti dei fattori correttivi (vedi tabelle seguenti) che tengano conto di:

- servizio intermittente ( $f_{in}$ );
- temperatura ambiente diversa da +20 °C ( $f_{ta}$ );
- velocità di ingresso diversa da 1400 giri/min ( $f_{n1}$ );
- stato aria diverso da "leggermente mosso" ( $f_a$ ).

Per operare in condizioni di perfetta affidabilità, è necessario accertarsi che:

$$P_{applicata} \leq P_1 \cdot f_{in} \cdot f_{ta} \cdot f_{n1} \cdot f_a$$

**EN**

**THERMAL POWER**

Thermal power  $P_1$  of a unit is that boundary value which has possibly to be never overcome, in order not to prevent operating features and especially actual unit lifetime. Usually, thermal power might be a possible problem only for units having reduction ratios involving high operating speeds, for high input speeds and for low service factors sf. Base value of thermal power  $P_1$  given in the tables ordered by size is referred to:

- continuous duty;
- ambient temperature of +20 °C;
- standard shaking lubrication;
- input speed of 1400 RPM;
- air getting in touch with the outer surfaces of the units is to be slightly agitated.

For operating and environmental conditions differing from the mentioned standard ones, some corrective factors are to be assumed (see following tables), taking into consideration:

- intermittent duty ( $f_{in}$ );
- ambient temperature different from +20 °C ( $f_{ta}$ );
- input speed different from 1400 RPM ( $f_{n1}$ );
- a status of the surrounding air differing from "slightly agitated" ( $f_a$ ).

In order to operate under conditions of perfect reliability, it is requested to make sure of the compliance with the relationship:

$$P_{applied} \leq P_1 \cdot f_{in} \cdot f_{ta} \cdot f_{n1} \cdot f_a$$

**DE**

**THERMISCHE GRENZLEISTUNG**

Die thermische Leistung eines Getriebes  $P_1$  ist jener Wert der Antriebsleistung, die möglichst während der Anwendung nie überschritten sein muß, um keine Gefahr zu laufen, die grundzügigen Eigenschaften, sowohl besonders die erwartete Lebensdauer zu beeinträchtigen. Gewöhnlicherweise, möchte dieser Grenzwert einen Problem nur für die schnellsten Übersetzungen darstellen, sowohl für hohen Antriebsdrehzahlen und falls ein niedriger Betriebsfaktor hineingezogen ist. Der Grundwert der thermischen Leistung  $P_1$  ist auf der durch Größe angeordneten Tabelle angegeben und bezieht sich auf:

- Dauerbetrieb;
- Umgebungstemperatur von +20 °C;
- Standard Tauschschmierung;
- Antriebsdrehzahl von 1400 UpM;
- Luft, die das Getriebe lacket und umwickelt, leicht bewegte.

Falls es sich um ganz andere Umgebungs- und Anwendungsbedingungen handelt, als diejenige, die als Beziehung gültig sind, müssen einige Korrekturbeiwerte eingeführt werden (siehe die folgenden Tabellen), die was folgt berücksichtigen müssen:

- Aussetzbetrieb ( $f_{in}$ );
- Umgebungstemperatur anders als +20°C ( $f_{ta}$ );
- Antriebsdrehzahl anders als 1400 UpM ( $f_{n1}$ );
- Luftzustand anders als leicht bewegte ( $f_a$ ).

Um sicherzustellen, dass man immer in Zuverlässigkeit betreibt, muss man feststellen dass die folgende Formel gilt:

$$P_{verwendet} \leq P_1 \cdot f_{in} \cdot f_{ta} \cdot f_{n1} \cdot f_a$$



(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
NRG	125/1-L	5,3	PAM63B5	SM	FL	CI	B3	SS

IT	EN	DE
<p>(9) Accessori FS = Flangia RF = Rondella di fermo SS = Manicotto BS = Barra scanalata BR = Braccio di reazione BR-D = Braccio di reazione doppio GA = Calettatore VE = Vaso di espansione</p> <p>Nota Tutte le sigle di designazione seguite dal suffisso -A indicano la versione rinforzata.</p>	<p>9) Accessories FS = Flange RF = Lock washer SS = Sleeve BS = Splined bar BR = Torque arm BR-D = Double torque arm GA = Taper lock VE = Expansion tank</p> <p>Remark All description codes followed by the suffix -A refer to the reinforced version.</p>	<p>(9) Zubehöre FS = Flansch RF = Sicherungsscheibe SS = Hülse BS = Verzahnter Strich BR = Drehmomentstütze BR-D = Doppel-Drehmomentstütze GA = Schrumpfscheibe VE = Ausdehnungsgefäß</p> <p>Hinweis Alle Bezeichnungen, die durch das Suffix -A gefolgt werden, zeigen die verstärkte Ausführung.</p>

FR	ES	PT
<p>(1) Type NRG (entrée avec arbre plain) NRG (PAM)</p> <p>(2) Taille/Etages de réduction/géométrie des axes taille étages géométrie des axes 10 1 L=coaxial 20 2 R = orthogonal avec 30 3 couple conique 40 4 V = orthogonal avec vis 80 sans fin 125 250</p> <p>(3) Rapport de transmission</p> <p>(4) Interface d'entrée ECE = entrée avec arbre plein ECER = entrée renforcée avec arbre plein PAM = connexion d'entrée pour moteur IEC</p> <p>(5) Corps SM = normal SMR = renforcé</p> <p>(6) Support de sortie - = Non FM = avec les pieds FL = bride</p> <p>(7) Arbre de sortie CI = cylindrique avec clavette MS = male cannelé HS = femelle cannelé SD = avec predisposition pour la frette de serrage</p> <p>(8) Position de montage B3, V5, V6, B53, B54</p> <p>(9) Accessoires FS = Bride RF = Rondelle de retenue SS = Manche BS = Bar cannelé BR = Bras de réaction BR-D = Double bras de réaction GA = Frette de serrage VE = Vase d'expansion</p> <p>Remarque Tous les codes de désignation suivies par le suffixe -A indiquent la version renforcée.</p>	<p>(1) Tipo NRG (eje entrada macho) NRG (PAM)</p> <p>(2) Tamaño / estadio-geometría de los ejes Tamaño estadio geometría de los ejes 10 1 L=coaxial 20 2 R=ortogonal con 30 3 engranaje cónico 40 4 V=ortogonal con vis 80 sin fin 125 250</p> <p>(3) Relación de Transmisión</p> <p>(4) Datos entrada ECE = entrada con eje macho ECER = entrada reforzada con eje macho PAM = predisposición ataque motor IEC</p> <p>(5) Cuerpo SM = normal SMR = reforzado</p> <p>(6) Soporte de salida - = ninguno FM = con patas FL = con brida</p> <p>(7) Eje salida CI = cilíndrico con lengüeta MS = macho acanalado HS = hembra acanalado SD = predisposto para buge</p> <p>(8) Posición de montaje B3, V5, V6, B53, B54</p> <p>(9) Accesorios FS = Brida RF = Arandela de fijación SS = Manguito BS = Barra acanalada BR = Brazo de reacción BR-D = Brazo de reacción doble GA = Buge VE = Vaso de expansión</p> <p>Nota Todos los códigos de designación seguidos por el sufijo -A indican la versión reforzada.</p>	<p>(1) Tipo NRG (entrada eixo maciço) NRG (FLANGE)</p> <p>(2) Tamanhos/geometria dos assi tamanhos redução geometria dos assi 10 1 L = coaxial 20 2 R = ortogonal con 30 3 conjunto conico 40 4 V = ortogonal com 80 rosca sem fim 125 250</p> <p>(3) Relação de transmissão</p> <p>(4) Tipo de entrada ECE = entrada com eixo maciço ECER = entrada reforçada com eixo maciço PAM = predisposto para acoplar motor IEC</p> <p>(5) Carcaça SM = normal SMR = reforçada</p> <p>(6) Suporte de saída - = nenhum FM = com pé FL = flangeado</p> <p>(7) Eixo de saída CI = cilíndrico com chaveta MS = maciço entalhado HS = entalhado interno SD = predisposto para anel de contração</p> <p>(8) Posição de montagem B3, V5, V6, B53, B54</p> <p>(9) Acessorios FS = Flange RF = Freio SS = Bucha BS = Barra entalhada BR = Braço de torção BR-D = Braço de torção duplo GA = Bucha de contração VE = Tanque de expansão</p> <p>Nota Todos os códigos de designação seguido do sufixo -A indica a versão reforçada.</p>



<b>PRESTAZIONI</b>	<b>PERFORMANCES</b>	<b>LEISTUNGEN</b>
<b>PRESTATIONS</b>	<b>PRESTACIONES</b>	<b>PERFORMANCE</b>

**NRG 80-L 50Hz**



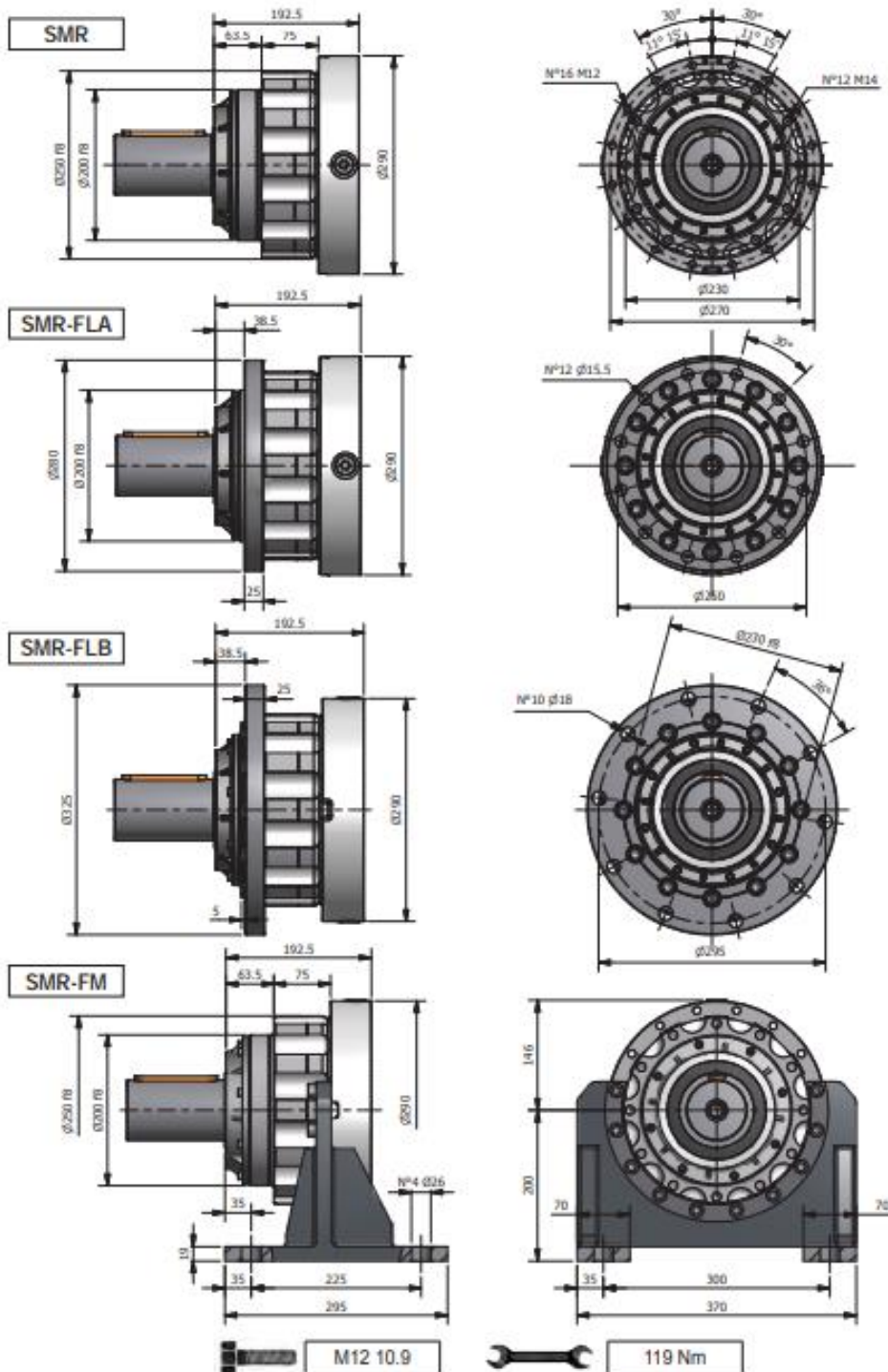
10.000 hours life  
**M<sub>2</sub> = 8000 Nm**

I	2800			1400			900			500			P <sub>i</sub>
	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	M <sub>2</sub>	kW <sub>1</sub>	
<b>NRG 80/1-L</b>													
3,5	812	2925	252	406	3573	154	261	3985	111	145	4535	69,9	40
4,2	671	2902	207	336	3533	126	216	3935	90,3	120	4470	57	40
5,8	487	3140	163	243	3584	92,8	157	3900	64,9	87	4363	40,3	40
7,3	382	2847	116	191	3034	61,6	123	3160	41,2	68,2	3335	24,2	40
8,6	326	2317	80,2	163	2453	42,4	105	2543	28,3	58,1	2669	16,5	40
<b>NRG 80/2-L</b>													
11,9	235	4082	104	118	4730	80	75,6	5143	42	42	5692	25,8	25
14,4	195	4259	89,5	97,3	4907	51,5	62,6	5320	35,9	34,8	5869	22	25
17,4	161	4201	73	80,5	4832	42	51,8	5235	29,2	28,8	5770	17,9	25
19,8	141	4560	69,5	70,6	5207	39,7	45,4	5620	27,5	25,2	6170	16,8	25
24	117	4494	56,6	58,4	5125	32,3	37,5	5527	22,4	20,9	6062	13,6	25
25,3	111	4786	57,2	55,4	5434	32,5	35,6	5774	22,2	19,8	6128	13,1	25
30,6	91,8	4715	46,6	45,8	5346	26,4	29,4	5748	18,3	16,4	6283	11,1	25
35,9	78,1	4860	41	39	5468	23	25,1	5534	15	13,9	5828	8,77	25
42,1	66,4	4593	32,9	33,2	5244	18,8	21,4	5705	13,1	11,9	6383	8,17	25
49,5	56,6	4736	28,9	28,3	5406	16,5	18,2	5882	11,6	10,1	6612	7,22	25
<b>NRG 80/3-L</b>													
49,6	56,4	5417	33,5	28,2	6064	18,7	18,1	6477	12,9	10,1	7143	7,88	16
60	46,7	5594	28,6	23,3	6242	16	15	6655	10,9	8,33	7214	6,59	16
72,5	38,6	5501	23,3	19,3	6132	13	12,4	6814	9,27	6,9	7358	5,56	16
82,7	33,8	5894	21,9	16,9	6542	12,1	10,9	7115	8,48	6,04	7293	4,83	16
87,2	32,1	5944	20,9	16	6592	11,8	10,3	7134	8,06	5,73	7302	4,59	16
123,7	22,6	6270	15,5	11,3	7103	8,81	7,27	7253	5,78	4,04	7353	3,26	16
137,9	20,3	6086	13,5	10,2	7000	7,79	6,53	7408	5,3	3,63	7952	3,16	16
185,4	15,1	6625	11	7,55	7243	5,99	4,86	7327	3,9	2,7	7410	2,19	16
206,2	13,6	6731	10	6,79	7372	5,48	4,36	7781	3,72	2,42	8325	2,21	16
217,5	12,9	6805	9,6	6,44	7281	5,14	4,14	7349	3,33	2,3	7434	1,87	16
242,3	11,6	6415	8,12	5,78	7238	4,58	3,71	7732	3,15	2,06	8390	1,9	16
262,9	10,7	6955	8,12	5,33	7597	4,43	3,42	8006	3	1,9	8550	1,78	16
284,3	9,85	6641	7,17	4,92	7417	4	3,17	7911	2,74	1,76	8569	1,65	16
<b>NRG 80/4-L</b>													
301	9,3	7174	7,42	4,65	7333	3,79	2,99	7395	2,46	1,66	7482	1,38	10
345	8,12	7207	6,51	4,06	7848	3,54	2,61	8257	2,4	1,45	8801	1,42	10
363,8	7,7	7256	6,21	3,85	7898	3,38	2,47	8306	2,29	1,37	8850	1,35	10
416,9	6,72	7382	5,51	3,36	8024	3	2,16	8433	2,02	1,2	8976	1,2	10
439,7	6,37	7432	5,26	3,18	8073	2,86	2,05	8482	1,93	1,14	9026	1,14	10
531,5	5,27	7607	4,46	2,63	8248	2,42	1,69	8657	1,63	0,94	9201	0,96	10
623,6	4,49	7755	3,87	2,25	8396	2,1	1,44	8805	1,41	0,8	9349	0,83	10
773	3,62	7953	3,2	1,81	8595	1,73	1,16	9004	1,17	0,65	9548	0,69	10
890,3	3,18	7386	2,61	1,59	7488	1,32	1,02	7545	0,86	0,57	7601	0,48	10
981	2,85	8027	2,55	1,43	8803	1,4	0,92	9297	0,95	0,51	9955	0,56	10
1093,1	2,56	8148	2,32	1,28	8924	1,27	0,82	9418	0,86	0,46	10076	0,51	10
1288,3	2,17	8332	2,01	1,09	9108	1,1	0,7	9602	0,75	0,39	10260	0,44	10
1467,2	1,91	8477	1,8	0,95	9253	0,98	0,61	9748	0,67	0,34	10405	0,39	10
1634,9	1,71	8599	1,64	0,86	9374	0,89	0,55	9869	0,6	0,31	10526	0,36	10
1870,3	1,5	7496	1,25	0,75	7578	0,63	0,48	7613	0,41	0,27	7645	0,23	10
2084,2	1,34	8870	1,33	0,67	9646	0,72	0,43	10140	0,49	0,24	10798	0,29	10
2194,4	1,28	7518	1,07	0,64	7592	0,54	0,41	7624	0,35	0,23	7651	0,19	10
2445,3	1,15	9049	1,15	0,57	9825	0,63	0,37	10319	0,42	0,2	10977	0,25	10
2656,9	1,05	9142	1,07	0,53	9918	0,58	0,34	10412	0,39	0,19	11070	0,23	10
3117,2	0,9	9321	0,93	0,45	10096	0,5	0,29	10591	0,34	0,16	11249	0,2	10



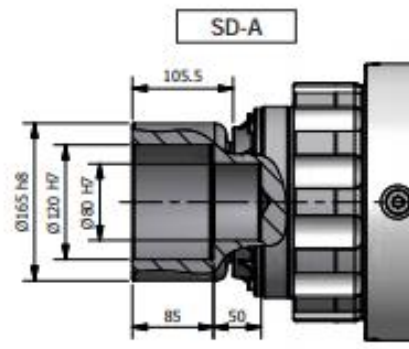
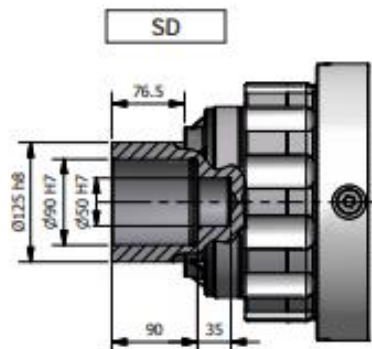
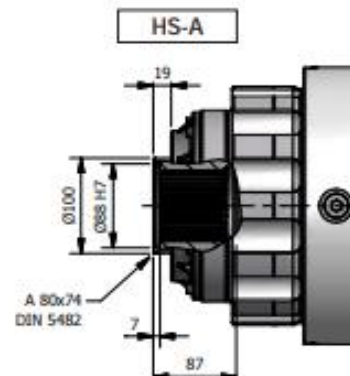
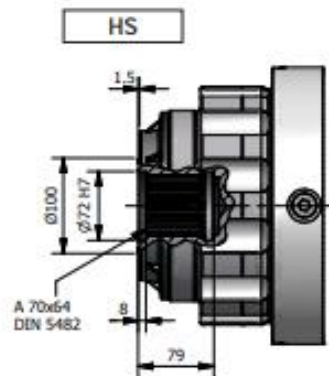
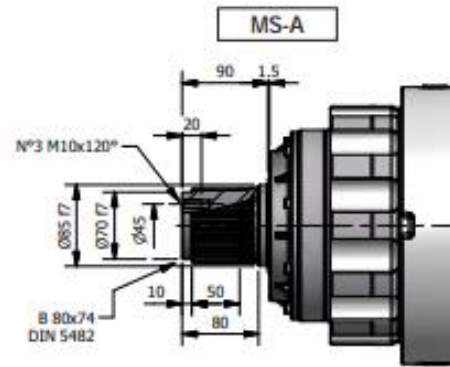
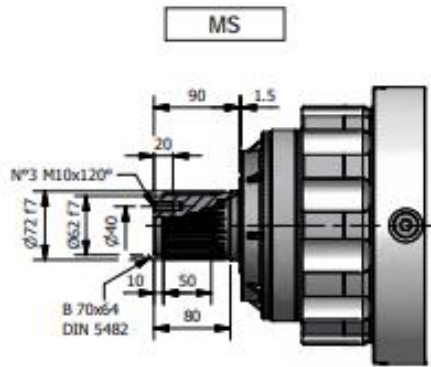
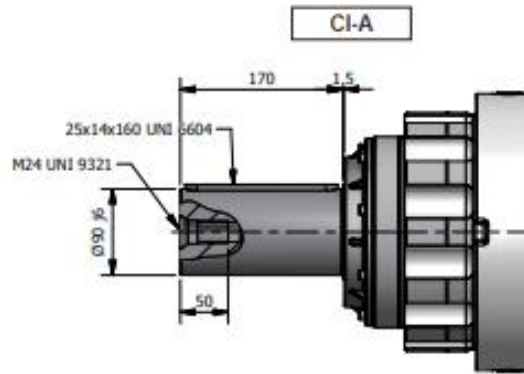
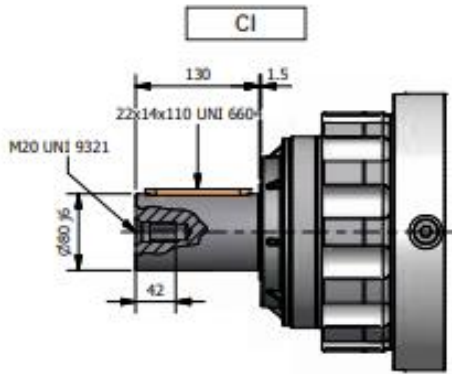


<b>DIMENSIONI</b>	<b>IT</b>	<b>DIMENSIONS</b>	<b>EN</b>	<b>ABMESSUNGEN</b>	<b>DE</b>
<b>DIMENSIONS</b>	<b>FR</b>	<b>DIMENSIONES</b>	<b>ES</b>	<b>DIMENSÕES</b>	<b>PT</b>
<b>SUPPORTI USCITA NRG 80</b>	<b>IT</b>	<b>OUTPUT BEARING ASSEMBLIES NRG 80</b>	<b>EN</b>	<b>ABTRIEBSLAGER NRG 80</b>	<b>DE</b>
<b>SUPPORTS SORTIE NRG 80</b>	<b>FR</b>	<b>SOPORTES SALIDA NRG 80</b>	<b>ES</b>	<b>SUPORE DE SAIDA NRG 80</b>	<b>PT</b>



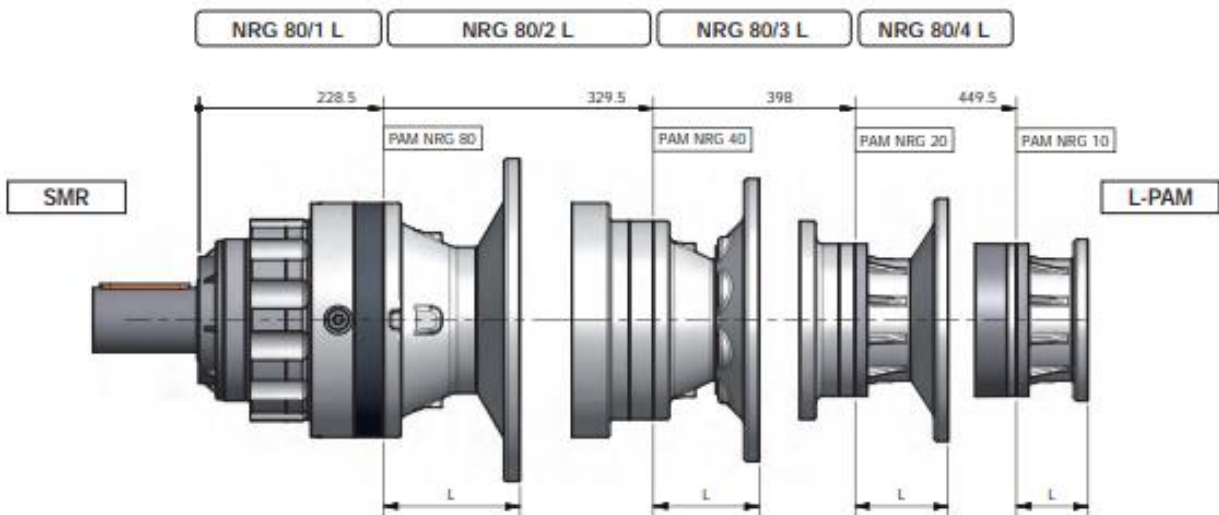
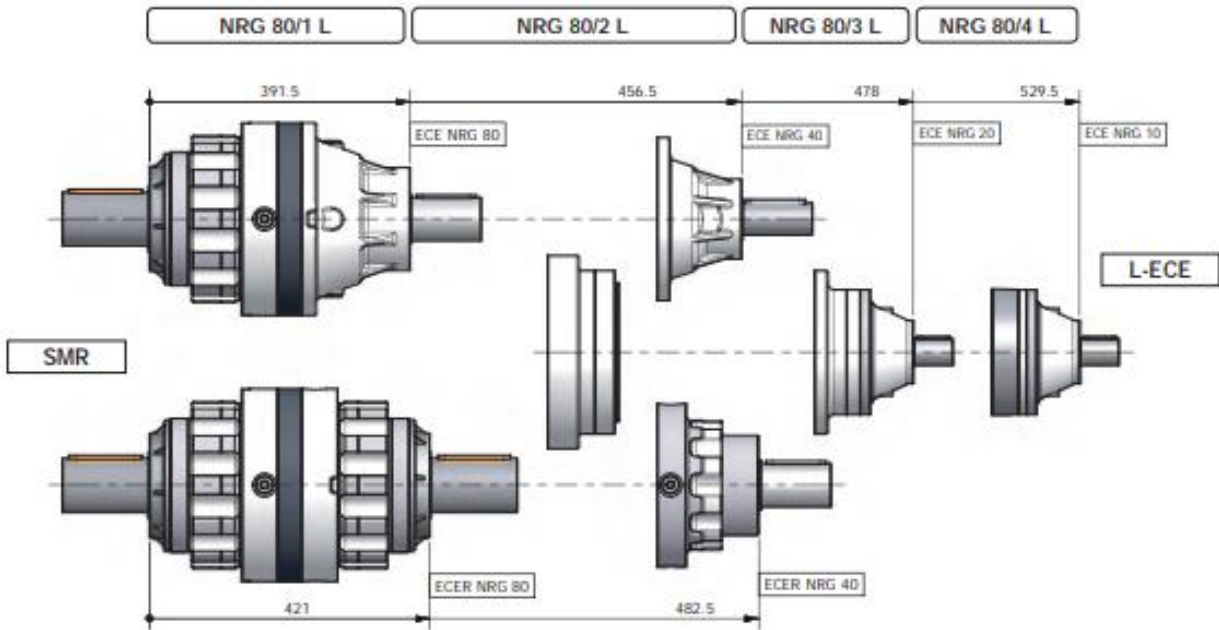


ALBERI USCITA NRG 80	IT	OUTPUT SHAFTS NRG 80	EN	ABTRIEBSWELLEN NRG 80	DE
ARBRES SORTIE NRG 80	FR	EJES SALIDA NRG 80	ES	EIXOS SAÍDA NRG 80	PT



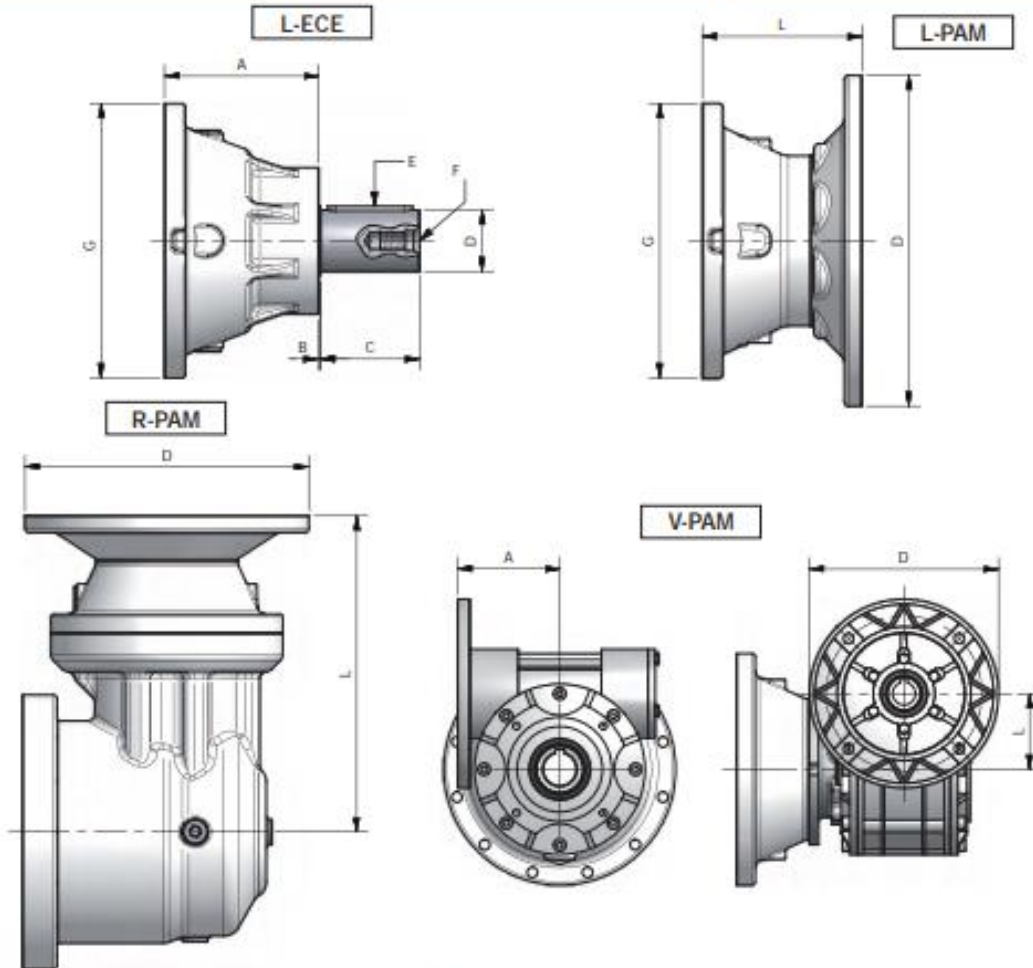


CORPI NRG 80 L	IT	NRG 80 L HOUSINGS	EN	GEHÄUSE NRG 80 L	DE
CORPS NRG 80 L	FR	CUERPOS NRG 80 L	ES	CORPO NRG 80 L	PT





SUPPORTI ENTRATA NRG 80	IT	INPUT BEARING ASSEMBLIES NRG 80	EN	ANTRIEBSLAGER NRG 80	DE
SUPPORTS ENTRE'E NRG 80	FR	SOPORTES ENTRADA NRG 80	ES	SUPOORTE DE ENTRADA NRG 80	PT



	L-ECE / L-ECER						
	A	B	C	D (Ø B)	E (UNI 6804)	F (UNI 9321)	G
NRG 80/1 - ECE/ECER	163/192,5	2,5/1,5	105/130	65/80	18X11X90/22X14X110	M20/M20	290/290
NRG 80/2 - ECE/ECER	127/153	1,5/3,25	105/105	48/65	14X9X90/18X11X90	M16/M20	245/245
NRG 80/3 - ECE	80	1,6	58	40	12X8X50	M16	194
NRG 80/4 - ECE							

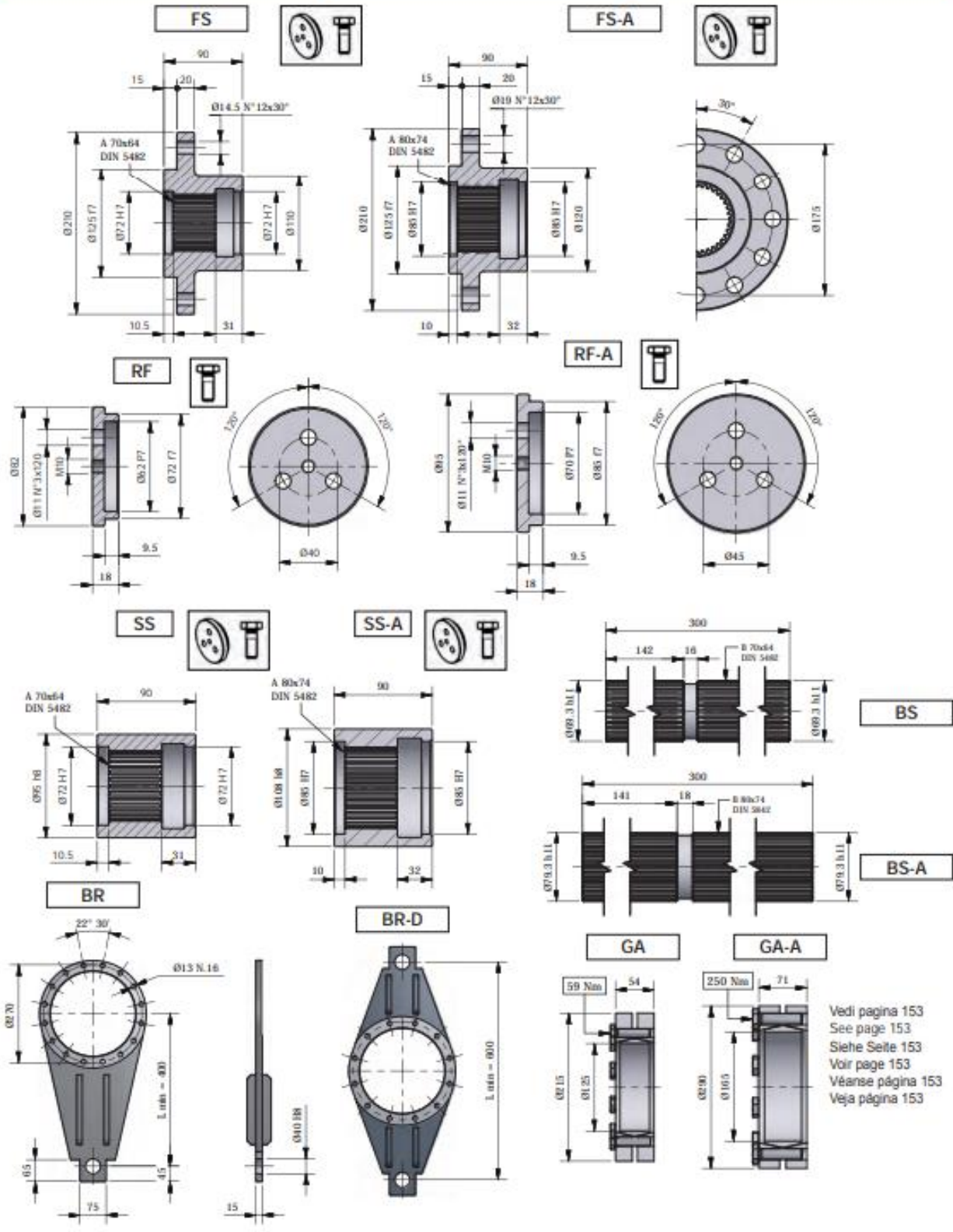
	L-PAM																					
	PAM 63		PAM 71		PAM 80		PAM 90		PAM 100		PAM 112		PAM 132		PAM 160		PAM 180		PAM 200		PAM 225	
	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D	L	D
NRG 80/1 L	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	168,8	350	168,8	350	168,8	400	198,8	450
NRG 80/2 L	93	140	77	160	97	200	97	200	103	250	103	250	124	300	159	350	159	350	159	400	189	450
NRG 80/3 L	84,5	140	68,5	160	88,5	200	88,5	200	94,5	250	94,5	250	115,5	300	142,5	350						
NRG 80/4 L	84,5	140	68,5	160	88,5	200	88,5	200	94,5	250												

	R-PAM											
	A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D
NRG 80/2 R	303,3	140	287,3	160	307,3	200	307,3	200	313,3	250	313,3	250
NRG 80/3 R	258,8	140	242,8	160	262,8	200	262,8	200	268,8	250	268,8	250
NRG 80/4 R	216,8	140	200,6	160	220,6	200	220,6	200	226,6	250	226,6	250

		V-PAM																							
		PAM 63			PAM 71			PAM 80			PAM 90			PAM 100			PAM 112			PAM 132			PAM 160		
		A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D	A	L	D
NRG 80/2 V	B5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	193	150	250	193	150	250	192,5	150	300	202	150	350	
NRG 80/3 V	B5	-	-	-	-	-	-	109	80	200	109	80	200	112	80	250	112	80	250						
	B14	-	-	-	-	-	-	109,5	80	120	109,5	80	140	118	80	160	118	80	250						
NRG 80/4 V	B5	80	50	140	81	50	160	-	-	-															
	B14	80	50	90	81	50	105	81	50	120															



ACCESSORI NRG 80	IT	ACCESSORIES NRG 80	EN	ZUBEHÖR NRG 80	DE
ACCESSOIRES NRG 80	FR	ACCESORIOS NRG 80	ES	ACESSÓRIOS NRG 80	PT





Catalog | Mars 2014

# Low voltage Brake motors

## Ordering information

When placing an order, please state the following minimum data in the order, as in the example.

The product code of the motor is composed in accordance with the following example.

<b>Motor type</b>	<b>M3ARF 112M</b>
<b>Pole number</b>	<b>4</b>
<b>Mounting arrangement (IM-code)</b>	<b>IM B3 (IM 1001)</b>
<b>Rated output</b>	<b>4 kW</b>
<b>Product code</b>	<b>3GAR112401-ADE</b>
<b>Variant codes if needed</b>	
<b>Brake information</b>	

A	B	C	D	E	F	G	A – Motor type M3VRF/M3ARF (DC brake) M3VRS/M3ARS (AC brake) B – Motor size C – Product code D – Mounting arrangement code E – Voltage/frequency code F – Generation code G – Variant code
<b>M3ARF 112 M 3GAR 11 2 401 - ADE, 088 etc.</b>							
		1 2 3 4	5 6	7	8 9 10	11 12 13 14	

### Positions 1 to 4

3GAA – Totally enclosed motor, aluminum frame  
 3GVA – Totally enclosed motor, aluminum frame, alternative design

### Position 4

R – Brake motor

### Positions 5 and 6

IEC-size  
 06 – 63                    12 – 112  
 07 – 71                    13 – 132  
 08 – 80  
 09 – 90  
 10 – 100

### Position 7

Speed (Pole pairs)  
 1 – 2 poles            6 – 12 poles  
 2 – 4 poles            7 – > 12 poles  
 3 – 6 poles            8 – Two-speed motors  
 4 – 8 poles            9 – Multi-speed motors  
 5 – 10 poles

### Position 8 to 10

Serial number

### Position 11

- (dash)

### Position 12

Mounting arrangement  
 A – Foot-mounted.  
 B – Flange-mounted. Large aluminum flange with clearance holes, sizes 63-100.  
 C – Flange-mounted. Small aluminum flange with tapped holes, sizes 63-100.  
 E – Flange-mounted. Large cast iron flange with clearance holes, sizes 112-132.  
 H – Foot- and flange-mounted. Large aluminum flange with clearance holes, sizes 63-100.  
 J – Foot- and flange-mounted. Small aluminum flange with tapped holes, sizes 63-100.  
 K – Foot- and flange-mounted. Large cast iron flange with clearance holes, sizes 112-132.  
 N – Flange mounted. Two piece cast iron flange (IEC-1) with clearance holes, sizes 90-132.  
 P – Foot- and flange-mounted. Two piece cast iron flange (IEC) with clearance holes, sizes 90-132.

### Position 13

Voltage and frequency code

See table below

### Position 14

Generation code – C (size 63), E (sizes 71-132)  
 The product code must be, if needed, followed by variant codes.

# Technical data

## Single-speed motors with three phase AC brake

### IP 55 – IC 411 – Insulation class F, temperature rise class B – Brake IP 23 S

Output kW	Motor type	Product code	Torque					Efficiency			Current			Moment of inertia J=1/4GD <sup>2</sup> kgm <sup>2</sup>	Weight foot mounted kg
			Speed r/min	T <sub>r</sub> Nm	T <sub>s</sub> Nm	T <sub>b</sub> Nm	K <sup>1)</sup>	100 %	75 %	Power factor cos φ	I <sub>N</sub> A	I <sub>b</sub> /I <sub>N</sub>	c/h <sup>2)</sup>		
<b>3000 r/min = 2 pole</b>			<b>400 V 50 Hz</b>								<b>Basic design</b>				
0.55	M3VRS 71 B	3GVR 071 452-CSE	2830	1.86	10	3.6	5.26	79.2	78.2	0.76	1.35	5.7	2600	0.0006	8
0.75	M3VRS 80 A	3GVR 081 451-BSE	2870	2.49	24	2.9	9.6	81.2	79.3	0.75	1.8	6.2	2000	0.00074	11
1.1	M3VRS 80 B	3GVR 081 452-ASE	2850	3.69	24	2.3	6.48	81.4	79.5	0.78	2.5	6.1	2000	0.00078	12
1.1	M3VRS 80 B	3GVR 081 452-BSE	2850	3.69	24	2.3	6.48	81.4	79.5	0.78	2.5	6.1	2000	0.00078	12
1.5	M3ARS 90 S	3GAR 091 451-***E	2870	5	35	2.4	7	80.1	76.2	0.82	3.35	5.5	1300	0.0021	19
2.2	M3ARS 90 L	3GAR 091 452-***E	2880	7.5	35	2.7	4.6	83.6	83.9	0.87	4.37	7.0	1200	0.0026	22
3	M3ARS 100 L	3GAR 101 451-***E	2900	10	44	2.7	4.4	86.0	84.1	0.88	5.95	7.5	1000	0.00453	32
4	M3ARS 112 M	3GAR 111 451-***E	2850	13.4	86	2.8	6.41	86.0	86.2	0.91	7.4	7.5	500	0.01078	38
5.5	M3ARS 132 SA	3GAR 131 451-***E	2855	18.4	130	3.2	7.06	86.0	86.6	0.88	10.5	7.8	600	0.01657	57
7.5	M3ARS 132 SB	3GAR 131 452-***E	2850	25.1	130	3.4	5.17	86.0	86.2	0.89	13.9	8.5	500	0.01857	62
<b>3000 r/min = 2 pole</b>			<b>400 V 50 Hz</b>								<b>High-output design</b>				
2.7	<sup>3)</sup> M3ARS 90 LB	3GAR 091 453-***E	2860	9	35	2.6	3.9	80.7	83.5	0.86	5.7	7.0	1200	0.0029	24
4	<sup>3)</sup> M3ARS 100 LB	3GAR 101 452-***E	2900	13	44	2.7	3.38	85.0	84.3	0.86	8.1	7.5	1000	0.00543	36
5.5	<sup>3)</sup> M3ARS 112 MB	3GAR 111 452-***E	2855	18.4	86	2.7	4.67	86.5	87.1	0.93	9.9	7.3	500	0.01273	66
9.2	<sup>3)</sup> M3ARS 132 SBB	3GAR 131 454-***E	2825	31.1	130	3.2	4.18	86.0	88.2	0.93	16.6	7.3	500	0.02457	77
11	<sup>3)</sup> M3ARS 132 SC	3GAR 131 453-***E	2835	37	130	3.2	3.51	87.0	87.4	0.93	19.6	8.0	500	0.02383	77

<sup>1)</sup> Braking-torque ratio

<sup>2)</sup> No-load (shaft-free) operations/hour

<sup>3)</sup> Temperature rise class F.

The bullets in the product code indicate choice of mounting arrangement and voltage and frequency code, see below and ordering information page.

Brake motors in frame sizes 160-180, please select from Low voltage Process performance motors catalog, aluminum motors with variant code 412.

#### Code letters for supplementing product code for mounting arrangement:

Foot-mounted **A**  
 Flange-mounted, 1 flange **B** for frame sizes 63-100 **E** for frame sizes 112-132.  
 Flange-mounted, 2 flanges **N** for frame sizes 90-132  
 Flange-mounted, small flange **C** for frame sizes 63-100

#### Code letters for supplementing product code for voltage and frequency (pos 13):

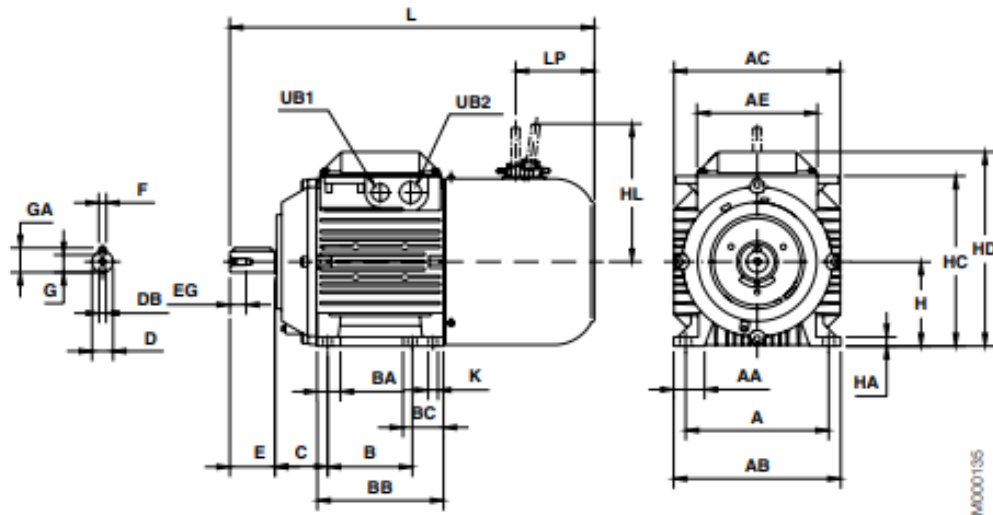
Motor size	S				D				G		H		X
	Motor	Motor	Brake	Brake	Motor	Motor	Brake	Brake	Motor	Brake	Motor	Brake	
	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	
<b>63-132</b>	220-240 VA	250-280 VA	230 VA	265 VA	380-420 VA	440-480 VA	400 VA	460 VA	-	-	-	-	Any other rated voltage or frequency, 690V maximum
	380-420 VY	440-480 VY	400 VY	460 VY	660-690 VY	-	690 VY	-					



# Dimension drawings

## Brake motors, sizes 63 - 132

### IM B3 (IM 1001)



**Motor**

size	A	AA	AB	AC	AE	B	BA	BB	BC	C	D	DB	E	EG
63 A/B	100	26	120	123	85	80	21	96	21	40	11	M4	23	10
71	112	24	136	139	85	90	31	110	31	45	14	M5	30	13
80	125	28	154	156	97	100	34	125	34	50	19	M5	40	16
90S	140	27	170	177	110	100	30	125	30	56	24	M8	50	19
90 L	140	27	170	177	110	125	30	150	30	56	24	M8	50	19
100 L	160	32	197	197	110	140	34	172	34	63	28	M10	60	22
112 M	190	41	222	221	160	140	31	168	31	70	28	M10	60	22
132 S	216	47	262	261	160	140	40	212	76	89	38	M12	80	28
132 M	216	47	262	261	160	178	40	212	76	89	38	M12	80	28

**Motor**

size	F	GA	H	HA	HC	HD	HL	K	L	LP	UB1	UB2
63 A/B	4	12.5	63	10	-	180	107	7	270	66	M16	Pg11
71	5	16	71	9	-	176	114	7	316	76	M20	Pg16
80	6	21.5	80	10	-	190	124	10	360	70	M20	Pg16
90S	8	27	90	10	177	217	161	10	370	70	M20	M25
90 L	8	27	90	10	177	217	161	10	395	70	M20	M25
100 L	8	31	100	12	197	237	173	12	453	105	M20	M25
112 M	8	31	112	12	226	258	184	12	487	105	M20	M25
132 S	10	41	132	14	264	296	225	12	606	119	M20	M25
132 M	10	41	132	14	264	296	225	12	606	119	M20	M25

Brake motors in frame sizes 160-180, please select from Low voltage Process performance motors catalog, aluminum motors with variant code 412.

**Tolerances:**

- D ISO j6 ( $\pm 28 \text{ } \mu\text{m}$ )
- D ISO k6 (38-42  $\text{ } \mu\text{m}$ )
- F ISO h9
- H +0, -0.5

Above table gives the main dimensions in mm. For detailed drawings please see our web-pages 'www.abb.com/motors&generators' or contact us.

**escogear**  
FLEXIBLE GEAR COUPLINGS

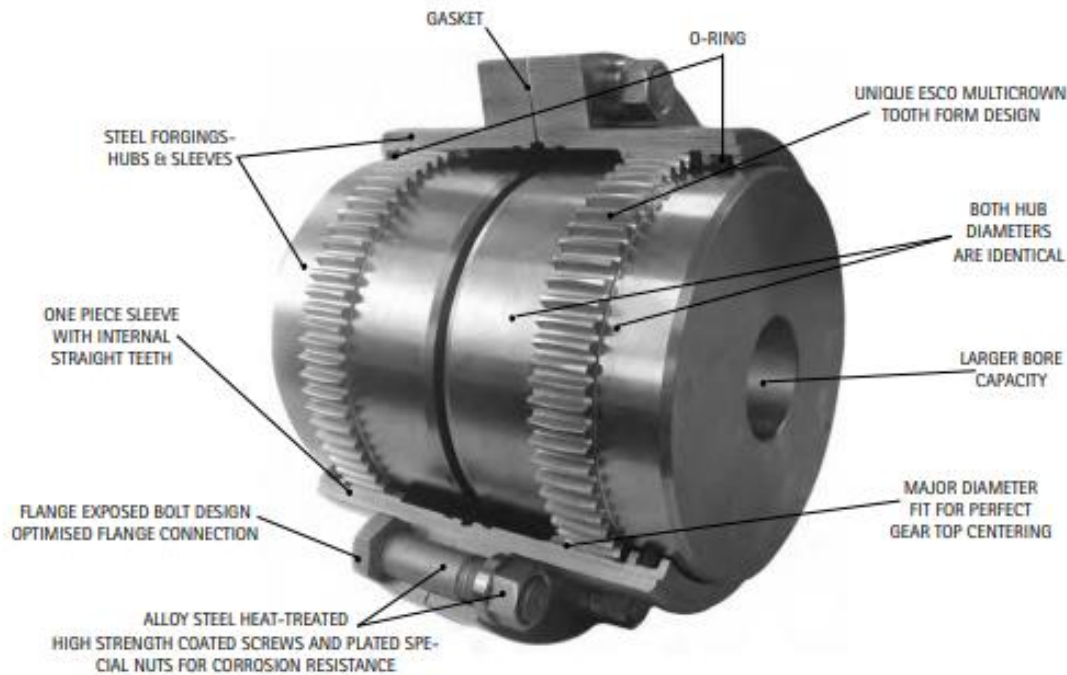
[www.escocoupling.com](http://www.escocoupling.com)



## SERIES F

WITH ESCO MULTICROWN TOOTH FORM FOR LONG LIFE

Maximum torque: up to 5 040 000 Nm „ Bore: up to 1 130 mm



### LOWER STRESSES

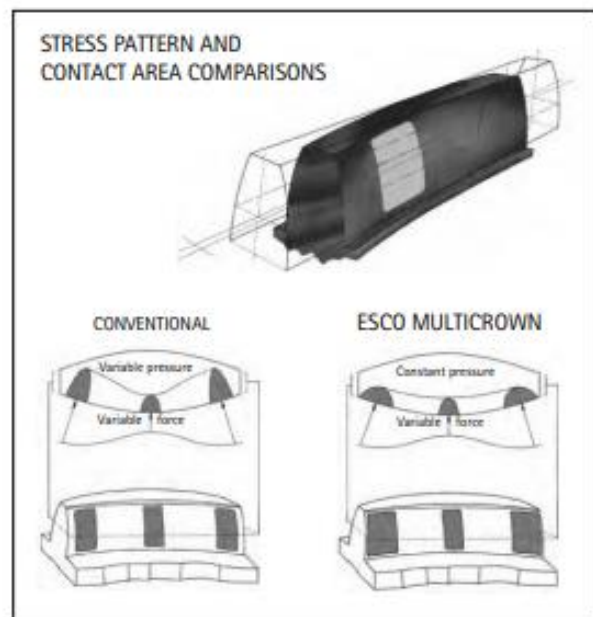
The ESCO MULTICROWN tooth form is a curve with constantly changing radii of curvature. The tooth contact area under misaligned conditions has a much larger radius of curvature than conventional crowning. The contact area therefore is larger thus reducing the surface stresses.

### CONSTANT VELOCITY POWER TRANSMISSION

ESCO generates the ESCO MULTICROWN, tooth in such a way that the necessary characteristics for homocinetic conjugate tooth action are perfectly achieved.

### LESS BACKLASH

The ESCO MULTICROWN tooth design requires less backlash for a given angle of misalignment than the conventional crowning, thus reducing shocks in reversing application.



escogear

SERIES F



## HOW TO SELECT THE RIGHT COUPLING SIZE

A. Select the size of ESCOGEAR coupling that will accommodate the largest shaft diameter.

B. Make sure this coupling has the required torque capacity according to following formula:  $\text{torque in Nm} = \frac{9550 \times P \times F_u \times F_{\text{exp}}}{n}$

P = power in kW; n = speed in rpm;  $F_u$  = service factor according to tabulation 1.

$F_{\text{exp}} = 2$  in case of use in potentially explosive atmospheres (ATE), European Directive 94/9/EC. In normal atmospheres,  $F_{\text{exp}} = 1$ .

The coupling selected per (A) must have an equal or greater torque capacity than the result of the formula (B). If not select a larger size coupling. Check if application peak torque does not exceed tabulated peak torque  $T_p$  indicated in planographs B410 to B423.

Check also max. allowable misalignment using the graph of tabulation 2.

C. Check if shaft/hub connection will transmit the torque. If necessary, select a longer hub.

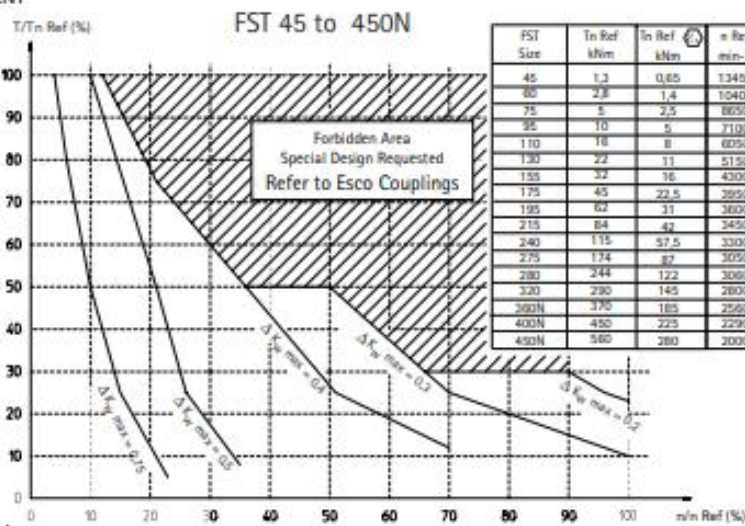
D. Read carefully assembly and maintenance instructions IM/B400.

DRIVEN MACHINE		APPLICATIONS	DRIVER MACHINE		
			Electric motors Turbines	Hydraulic motors Gears drivers	Reciprocating engine Electric motors frequent starts
UNIFORM	Generators - Blowers: centrifugal vane, fans - Centrifugal pumps and compressors - Machine tools: auxiliary drives - Conveyors: belt and chain, uniformly loaded, escalators - Can filling machines and bottling machinery - Agitators: pure liquids	0,8 to 1,25	1 to 1,5	1,25 to 1,75	
	Propeller - Waterjet pumps	1,25	1,5	1,75	
MEDIUM SHOCKS	Blowers: lobe - Pumps: gear and lobe types - Vane compressors - Machine tools: main drives - Conveyors: belt and chain not uniformly fed bucket and screw - Elevators, cranes, tackles and winches - Wire winding machines, reels, winders (paper industry) - Agitators liquids and solids, liquids variable density.	1,25 to 1,5	1,5 to 1,75	1,75 to 2	
HEAVY SHOCKS	Generators (welding) - Reciprocating pumps and compressors - Laundry washers - Bending roll, punch press, tapping machines - Barkers, calanders, paper presses - Briquetter machines, cement furnace - Crushers: ore and stone, hammer mill, rubber mill - Metal mills: forming machines, table conveyors - Draw Bench, wire drawing and flattening machines - Road & railroad equipment.	1,5 to 2	1,75 to 2,25	2 to 2,5	

### 1) MAXIMUM MISALIGNMENT

#### TABULATION 2

GRAPH (T, n)



#### HOW TO USE THE GRAPH (T, n) ?

Maximum torque, maximum speed and maximum misalignment may not occur simultaneously.

Graph must be used as follows:

1. Calculate  $T_n$  and  $T_p$  and select coupling size as usual.  $T_n$  = nominal torque;  $T_p$  = peak torque
2. Calculate  $T_n/T_n\text{Ref}$  and  $n/n\text{Ref}$  and plot the resulting point in the graph.
3. If the resulting point is located in the white area, a standard coupling may be used as far as maximum misalignment doesn't exceed the maximum misalignment indicated in the graph.
4. If the resulting point is located in the shaded area, refer to ESCO COUPLINGS
5. In case of use in potentially explosive atmospheres (ATE), proceed the same way but using  $T_n\text{Ref}(\text{ATE})$  for the calculation. Max misalignment may not exceed 0,5° per gear mesh.

escogear



2) MINIMUM MISALIGNMENT =  $\Delta K_{w\min} = 0,1^\circ$

3) MISALIGNMENT CONTROL

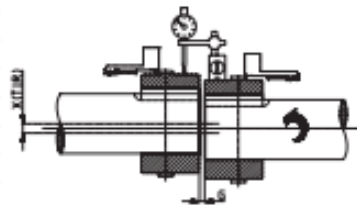
1- Measure X (TIR) - 2- Measure Y-Z - 3- Verify the relationship for the misalignment control:  $\Delta K_{w\min} \leq \frac{X}{K_x} + \frac{Y-Z}{K_y} \leq 0,75 \times \Delta K_{w\max}$

$$K_x = K_{x0} + \frac{S}{30} \text{ with } S = \text{Spacer length (mm)}$$

(If no spacer: S = 0)

$$K_y = K_{y0}$$

FST	$K_{x0}$	$K_{y0}$
45	1,92	2,34
60	2,06	3,04
75	2,76	3,71
95	3,25	4,54
110	3,80	5,28
130	4,47	6,22
155	5,03	7,55
175	5,72	8,20
195	6,35	9,18
215	7,47	9,98
240	8,24	11,04
275	9,18	12,98
280	10,82	13,76
320	11,34	15,08
360	12,32	16,76
400	13,37	18,50
450	14,35	20,74



4) EXAMPLES:

Calculation

$$\left. \begin{array}{l} T/T_n \text{ ref} = 30\% \\ n/n \text{ ref} = 30\% \end{array} \right\} \Delta K_{w\max} = 0,4^\circ$$

FST 175:  $K_x = 5,72 \quad K_y = 8,2$

Measurement

X (TIR) = 0,9 mm      Y-Z = 0,4 mm

Control

Formule:

$$\Delta K_{w\min} \leq \frac{X}{K_x} + \frac{Y-Z}{K_y} \leq 0,75 \times \Delta K_{w\max}$$

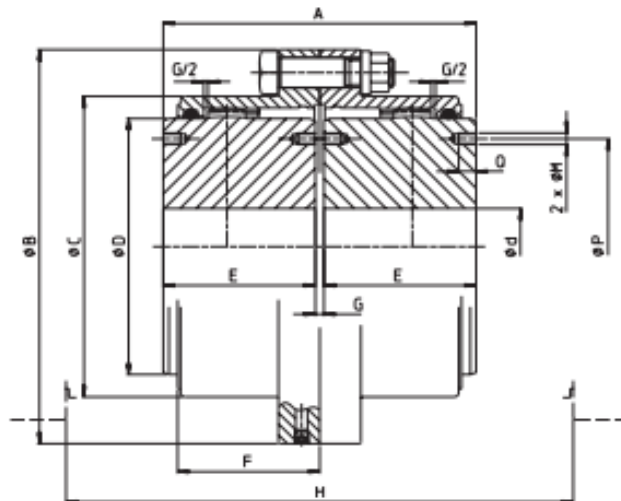
Calculation :  $0,1^\circ \leq \frac{0,9}{5,7} + \frac{0,4}{8,2} \leq 0,75 \times 0,4 \quad \text{ok}$

LEGEND OF USED PICTOGRAMS		Notes for series F	
	MAXIMUM NOMINAL BORE (mm)	1 For key according to ISO R 773. 2 Gear maximum continuous transmissible torque for the tabulated misalignment. The effective transmissible torque depends on the bore and shaft/hub connection. 3 Higher speed on special request. 3.1 For grease withstanding centrifugal acceleration of 1.000g. See installation and maintenance manual IM. 3.2 For grease withstanding centrifugal acceleration of 2.000g. See installation and maintenance manual IM. 3.3 Depends on S. 3.4 For long operation in disconnected position contact us. 4 For solid bore. 4.1 Depends on S. 4.2 For solid bore and S minimum. 4.3 Per 100 mm spacer length. 4.4 Depends on L and R. 5 For pilot bored hubs. 5.1 Depends on S. 5.2 For pilot bored hubs and S minimum. 5.3 Per 100 mm spacer length. 5.4 Depends on L and R. 6 See installation and maintenance manual IM. 6.1 Depends on S. Values given for S maximum. 7 On request. For larger S contact us. 8 Values for S minimum. S maximum depends on torque and speed. 9 G must remain constant during operation. 10 Needed to control the alignment and inspect the gears.	
	MINIMUM BORE (mm)		
	MAXIMUM BORE (mm)		
	Tn		MAXIMUM NOMINAL TORQUE (Nm)
	Tp		MAXIMUM PEAK TORQUE (Nm)
	MAXIMUM SPEED (rpm)		
	MAXIMUM OFFSET (mm)		
	MAXIMUM ANGULAR MISALIGNMENT (degree)		
	INERTIA (kgm²)		
	WEIGHT (kg)		
	GREASE QUANTITY (dm³)		

\*Max. torque, speed and misalignment tabulated values may not be cumulated  
See IM/B400.

escogear

FST 45 ⇨ 275



← A150		Type FST												
		45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275	
 d Ø nominal max. d Ø min. * d Ø max.	1	mm	45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275
		mm	0	0	0	0	0	55	65	80	90	100	120	150
		mm	50	64	78	98	112	132	158	175	198	217	244	275
 Tn Tp	2	Nm	1300	2800	5000	10000	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000
			2600	5600	10000	20000	32000	44000	64000	90000	124000	168000	230000	348000
 min./max.	3.1 3.2	tr/min omw/min rpm min <sup>-1</sup>	5000	4400	4000	3600	3350	3100	2800	2700	2550	2450	2300	2150
			7000	6200	5650	5100	4700	4350	4000	3800	3600	3450	3300	3050
	—	degré graad degree Grad	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75	2x0,75
	—	mm: ±	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7
 J (WR <sup>2</sup> )	4	kgm <sup>2</sup>	0,005	0,015	0,040	0,105	0,191	0,430	0,842	1,320	2,448	3,716	5,384	10,872
	5	kg	4,1	8,0	14,6	26,1	38,8	59,2	89,4	117,5	167,1	222,4	275,0	413,6
	6	dm <sup>3</sup>	0,05	0,07	0,13	0,21	0,36	0,52	0,80	0,98	1,51	2,02	2,43	3,29
mm: ±	A	mm	89	103	127	157	185	216	246	278	308	358	388	450
	B	mm	111	141	171	210	234	274	312	337	380	405	444	506
	C	mm	80	103,5	129,5	156	181	209	247	273	307	338	368	426
	D	mm	67	87	106	130	151	178	213	235	263	286	316	372
	E	mm	43	50	62	76	90	105	120	135	150	175	190	220
	F	mm	41	47	58,5	68,5	82	98	108,5	121	132	151,5	165	183,5
	G	mm	3	3	3	5	5	6	6	8	8	8	8	10
	H 10	mm	147	166	212	249	295	350	392	440	484	562	616	688
	M	mm								M 12	M 16	M 16	M 16	M 20
	P	mm								205	226	250	276	330
	Q	mm								18	24	24	24	30

\* Consult us



## Rodamientos axiales de bolas

### *Thrust ball bearings*





RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS - THRUST BALL BEARINGS

**RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS**

- Rodamientos axiales de bolas de simple efecto.
- Rodamientos axiales de bolas de simple efecto, con arandela exterior esférica.
- Rodamientos axiales de bolas de doble efecto.
- Rodamientos axiales de bolas de doble efecto, con arandela exterior esférica.

**RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE SIMPLE EFECTO**

Los rodamientos ISB® axiales de bolas han sido diseñados para soportar cargas que actúan en una sola dirección y fijar el eje por uno de sus lados; no son idóneos para soportar cargas de tipo radial (Fig. 1). Este tipo específico de rodamiento está compuesto por una arandela para eje con un camino de rodadura constituido por una ranura, una jaula con bolas y una arandela para alojamiento (o exterior) también ésta con un camino de rodadura constituido por una ranura. Esta última arandela puede tener la superficie de asiento plana o esférica, según las exigencias. Los componentes se pueden aplicar por separado, ya que los rodamientos son desarmables y su montaje es simple.

**THRUST BALL BEARINGS**

- Single direction thrust ball bearings.
- Single direction thrust ball bearings with outer spherical washer.
- Double direction thrust ball bearings.
- Double direction thrust ball bearings with outer spherical washer.

**SINGLE DIRECTION THRUST BALL BEARINGS**

ISB® single direction thrust ball bearings are manufactured to withstand loads acting in just one direction and to bind the shaft on one side. They are not suitable to withstand radial loads (Fig. 1). This specific type of bearing consists of shaft washer with grooved raceway, a cage complete with balls and a housing washer (or outer washer) again with a grooved raceway. This last washer may have a flat or spherical support surface based on specific requirements. The components can be applied separately because the bearings are separable and easy to assemble.

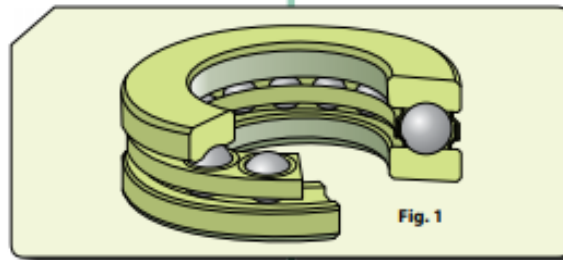


Fig. 1

**RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE DOBLE EFECTO**

Estos rodamientos pueden soportar cargas axiales en ambos sentidos y por tanto pueden servir para fijar un eje axialmente y no pueden soportar cargas radiales. Están constituidos por una arandela para eje, dos arandelas de alojamiento y dos grupos de jaulas con bolas Fig. 2). Son además desarmables y fáciles de desmontar/montar.

Los rodamientos ISB® axiales de bolas de doble efecto pueden compensar desalineaciones axiales mediante la utilización de placas orientables no suministradas con el rodamiento.

Las arandelas para el alojamiento y los grupos jaula-bola son los mismos utilizados para los rodamientos de simple efecto.

**DOUBLE DIRECTION THRUST BALL BEARINGS**

This specific type of bearing is able to withstand loads acting on both sides, consequently they are able to bind the shaft on both sides. Likewise for the single direction thrust ball bearings, they cannot withstand radial loads. ISB® double direction thrust ball bearings consist of a housing washer (or outer washer) with groove. These last two washers may have a flat or spherical support surface based on specific requirements (Fig. 2). This type of bearing can compensate an initial misalignment using self-aligning plates, again with spherical surfaces. The double direction bearings are also separable and the housing washers and the cage-ball assemblies are the same as the corresponding single direction bearings.

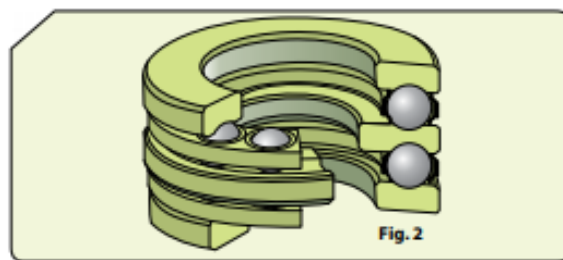


Fig. 2



**DIMENSIONES**

Las dimensiones generales de los rodamientos ISB® axiales de bolas respetan la norma ISO 104:2002.

Los rodamientos con arandelas para alojamiento con superficie de asiento esféricas tienen dimensiones según DIN 711 y DIN 715, cuando éstas resultan aplicables.

**DESALINEACIÓN**

Los rodamientos ISB® axiales de bolas con arandelas de alojamiento planas no permiten ninguna desalineación entre el eje y el alojamiento. Además tampoco permiten ninguna desalineación angular entre las superficies de apoyo en el alojamiento y en el eje. Los rodamientos con arandelas de alojamiento esféricas suelen utilizarse con arandelas de asiento esféricas y pueden compensar la desalineación inicial entre las superficies de apoyo en el alojamiento y en el eje. Los rodamientos con arandelas de alojamiento esféricas suelen utilizarse con arandelas de asiento esféricas y pueden compensar la desalineación inicial entre las superficies de apoyo en el alojamiento y en el eje (Fig. 3).

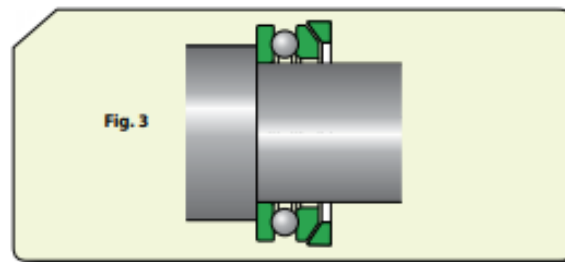
**DIMENSIONS**

The overall dimensions of ISB® thrust ball bearings comply with standard ISO 104:2002.

The dimensions of the bearings with housing washers with spherical support surfaces comply with DIN 711 and DIN 715, when applicable.

**MISALIGNMENT**

ISB® thrust ball bearings with flat housing washers cannot take any misalignment between the shaft and the housing. Furthermore, they cannot take any angular misalignments between the support surfaces in the housing and the shaft. The type of bearing with spherical housing washers is used together with washers for spherical seats and is able to compensate initial misalignments between the support surfaces in the housing and on the shaft. The type of bearing with washers for spherical housing is used together with washers for spherical seats and is able to compensate initial misalignments between the support surfaces in the housing and on the shaft (Fig. 3).



**TOLERANCIAS**

Los rodamientos ISB® axiales de bolas generalmente se fabrican con tolerancias normales. La serie 511 tiene clase de precisión más elevada, según P5 y P6. Contactar con nuestra oficina técnica de las aplicaciones.

**TOLERANCES**

ISB® thrust ball bearings are usually manufactured with Normal tolerances. Series 511 is manufactured with higher precision, according to P5 and P6. Contact our applications engineering department.

**JAULAS**

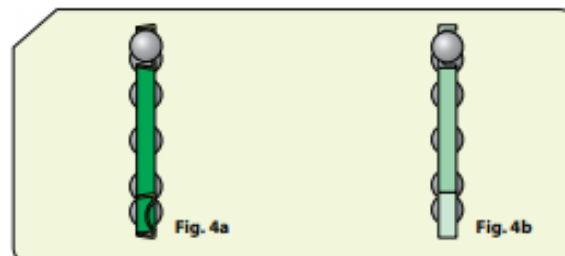
Los rodamientos ISB® axiales de bolas, en base a las dimensiones y a las series, se suministran con las siguientes jaulas:

- jaula moldeada de chapa de acero (Fig. 4a);
- jaula monobloque, mecanizada de latón (Fig. 4b);

**CAGES**

ISB® thrust ball bearings, based on the size and series, are supplied with the following cages:

- Pressed steel cage (Fig. 4a);
- Solid single-piece machined brass cage (Fig. 4b).



**CARGA MÍNIMA**

Los rodamientos ISB® axiales de bolas están sujetos a una cierta carga mínima sobre todo si giran a velocidades elevadas. En caso de utilización a altas velocidades y repentinos cambios de dirección, las fuerzas de inercia de las bolas y jaulas y la fricción del lubricante, pueden influir negativamente provocando deslizamientos.

**MINIMUM LOAD**

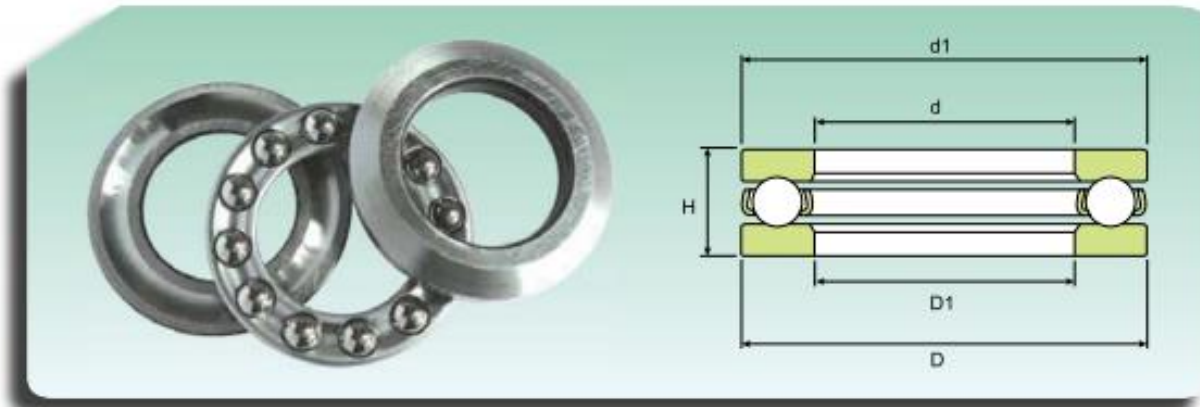
ISB® thrust ball bearings must always be subjected to a given minimum load, especially if they work at high speeds. In the case of high speeds and rapid changes in direction, the forces of inertia of the balls and cages and the friction of the lubricant may have a detrimental effect and cause contacts.





RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS - THRUST BALL BEARINGS

RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE SIMPLE EFECTO  
SINGLE ACTING THRUST BALL BEARINGS



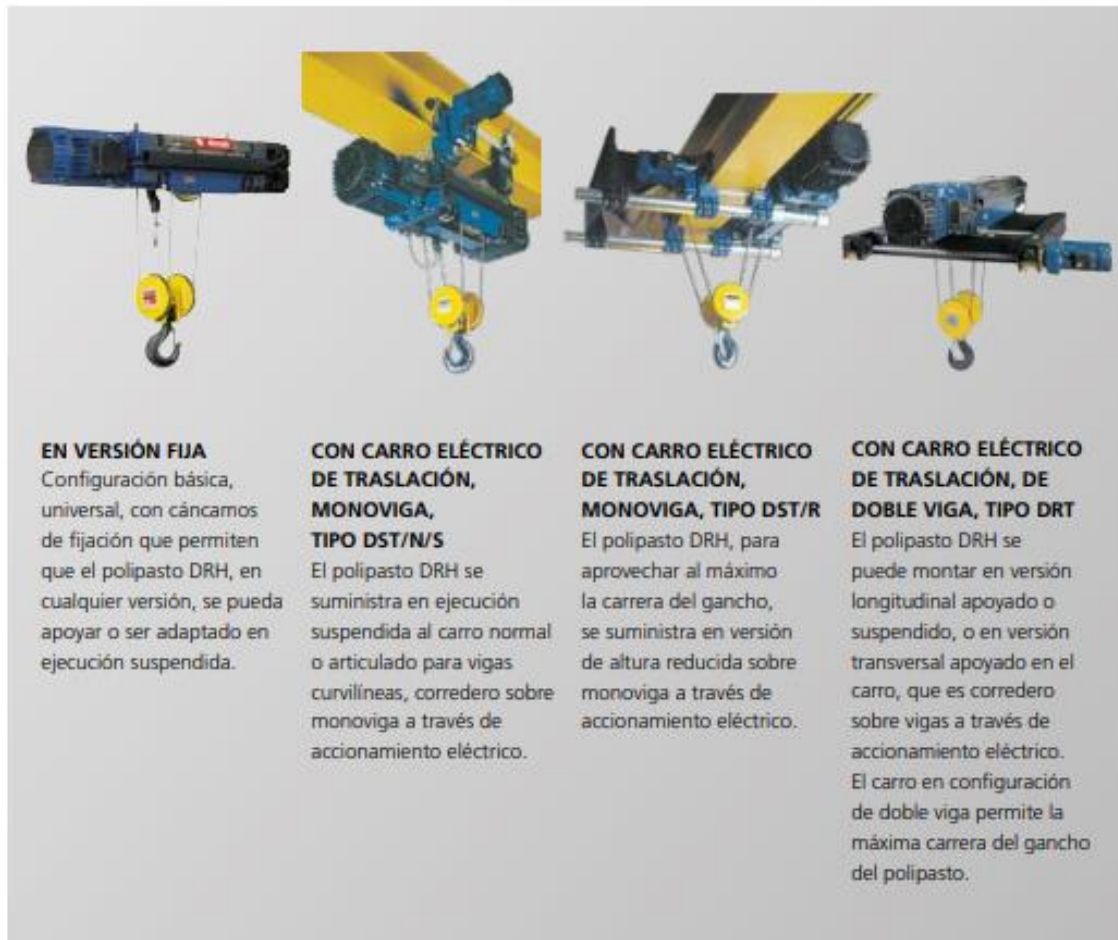
Dimensiones (mm) Dimension (mm)					Coeficiente de carga (KN) Load rating (KN)		Velocidad límite (rpm) Speed limit (Rpm)		Peso (Kg) Weight (Kg)	Sigla Designation
d (mm)	D (mm)	H (mm)	d1 (mm)	D1 (mm)	Dinámico Dynamic C	Estático Static C <sub>s</sub>	Lubricación Lubrication			
							Grasa Grease	Aceite Oil		
50	70	14	70	52	26	74	4820	5670	0.16	51110
	78	22	78	52	48	114	3443	4050	0.37	51210
	95	31	85	52	87	186	2754	3240	0.94	51310
	110	43	100	52	156	333	2142	2520	2	51410
55	78	16	78	57	30	83	4055	4770	0.24	51111
	90	25	90	57	61	143	3060	3600	0.59	51211
	105	35	105	57	102	220	2448	2880	1.3	51311
	120	48	120	57	174	382	1836	2160	2.55	51411
60	85	17	85	62	41	120	3825	4500	0.3	51112
	95	26	95	62	61	147	2907	3420	0.65	51212
	110	35	110	62	99	220	2295	2700	1.35	51312
	130	51	130	62	195	421	1683	1980	3.1	51412 M
65	90	18	90	67	37	106	3672	4320	0.33	51113
	100	27	100	67	62	160	2754	3240	0.78	51213
	115	36	115	67	104	235	2295	2700	1.5	51313
	140	56	140	68	212	480	1683	1980	4	51413 M
70	95	18	95	72	39	118	3443	4050	0.35	51114
	105	27	105	72	64	170	2754	3240	0.79	51214
	125	40	125	72	132	314	1989	2340	2	51314
	150	60	150	73	229	539	1530	1800	5	51414 M
75	100	19	100	77	43	143	3290	3870	0.4	51115
	110	27	110	77	66	179	2601	3060	0.83	51215
	135	44	135	77	160	382	1836	2160	2.6	51315
	160	65	160	78	246	598	1377	1620	6.75	51415 M
80	105	19	105	82	44	150	3290	3870	0.42	51116
	115	28	115	82	75	204	2601	3060	0.91	51216
	140	44	140	82	156	382	1836	2160	2.7	51316
	170	68	170	83	265	657	1301	1530	7.95	51416 M
85	110	19	110	87	45	160	3290	3870	0.44	51117
	125	31	125	88	96	270	2295	2700	1.2	51217
	150	49	150	88	186	456	1683	1980	3.55	51317
	180	72	177	88	280	735	1224	1440	9.45	51417 M
90	120	22	120	92	58	204	2907	3420	0.65	51118
	135	35	135	93	117	319	2142	2520	1.7	51218
	155	50	155	93	191	490	1683	1980	3.8	51318
	190	77	187	93	301	799	1148	1350	11	51418 M
100	135	25	135	102	83	284	2448	2880	0.97	51120
	150	38	150	103	122	338	1836	2160	2.2	51220
	170	55	170	103	224	598	1454	1710	4.95	51320
	210	85	205	103	364	1039	1071	1260	15	51420 M



# POLIPASTO ELÉCTRICO DE CABLE



**SERIE DRH**



#### EN VERSIÓN FIJA

Configuración básica, universal, con cáncamos de fijación que permiten que el polipasto DRH, en cualquier versión, se pueda apoyar o ser adaptado en ejecución suspendida.

#### CON CARRO ELÉCTRICO DE TRASLACIÓN, MONOVIGA, TIPO DST/N/S

El polipasto DRH se suministra en ejecución suspendida al carro normal o articulado para vigas curvilíneas, corredero sobre monoviga a través de accionamiento eléctrico.

#### CON CARRO ELÉCTRICO DE TRASLACIÓN, MONOVIGA, TIPO DST/R

El polipasto DRH, para aprovechar al máximo la carrera del gancho, se suministra en versión de altura reducida sobre monoviga a través de accionamiento eléctrico.

#### CON CARRO ELÉCTRICO DE TRASLACIÓN, DE DOBLE VIGA, TIPO DRT

El polipasto DRH se puede montar en versión longitudinal apoyado o suspendido, o en versión transversal apoyado en el carro, que es corredero sobre vigas a través de accionamiento eléctrico. El carro en configuración de doble viga permite la máxima carrera del gancho del polipasto.

#### PROTECCIONES Y AISLAMIENTO PARTES ELÉCTRICAS

- Motores de elevación y traslación: Protección IP55 - Aislamientos clase "F"
- Freno motores IP23
- Final de carrera: Protección mínima IP65 - Tensión máx. de aislamiento 500 V
- Cables: CEI 20/22 II Tensión máx. de aislamiento 450/750 V

#### ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA

- Los polipastos eléctricos de cable DRH están previstos, de serie, para ser alimentados con corriente eléctrica alterna con tensión trifásica de: 400 V - 50Hz de acuerdo con IEC 38-1.
- Tensiones y frecuencias diferentes del estándar, se pueden suministrar bajo pedido.

#### CONDICIONES NOMINALES DE FUNCIONAMIENTO

- Temperatura de ejercicio: mínima -10°C; máxima +40°C
- Humedad relativa máxima: 80%
- Altitud máxima 1000 m s.n.m.
- La máquina debe colocarse en ambiente bien ventilado, libre de vapores corrosivos (vapores ácidos, nieblas salinas, etc.).

#### RUIDO

- El nivel de presión sonora emitida por el polipasto a plena carga es siempre menor que el valor de 80 dB (A). La incidencia de características ambientales como la transmisión del sonido a través de estructuras metálicas, la reflexión causada por máquinas combinadas y paredes, no está incluida en el valor indicado.

### ELECCIÓN DEL EQUIPO DE ELEVACIÓN

Dependiendo del tipo de servicio, que determina el **Estado de esfuerzo** y el cálculo del **Tiempo medio de funcionamiento diario**, en elevación y/o en traslación, con la siguiente tabla

se clasifica el grupo de pertenencia de los mecanismos correspondientes y por lo tanto, en relación con la **Capacidad**, se elige el tipo de polipasto. Una vez identificado el equipo de elevación,

también es oportuno averiguar la idoneidad en vistas de la vida útil, en términos de horas de servicio y de número total de ciclos previstos en 10 años de funcionamiento.

**EJEMPLO**

Capacidad = 6300 kg  
 Estado de esfuerzo = 2) Servicio Medio  
 Carrera efectiva gancho = Ce 2,5 m  
 Nº Ciclos horarios = C/h 8  
 Tiempo de utilización diario = Ti 8 h  
 Velocidad de elevación = V 4 m/min (4/1 ramales de cable)  
 nº días de servicio al año = G/año 220

**1) Determinación del Tiempo medio de funcionamiento diario:**  
 $Tm \text{ (horas)} = (Ce \times C/h \times Ti) / (30 \times V) = (2.5 \times 8 \times 8) / (30 \times 4) = 1.33 \text{ h}$   
 En la tabla de página 15, en relación con la Capacidad (6300 kg), el Estado de esfuerzo medio (2) y el Tiempo medio de funcionamiento diario (Tm = 1,33 h) es posible identificar el polipasto de cable, de 4/1 ramales de cable, que resulta ser: **Grupo de servicio FEM 1Am – Tipo DRH 24L1• M**

**2) Comprobación de la duración de la vida:** Horas de funcionamiento en 10 años  
 $Tm \times G/año \times 10años = 1,33 \times 220 \times 10 = 2933 \text{ (horas)} < \text{de las 3200 (horas máx. admitidas)} \blacktriangleright \text{OK}$   
 Nº ciclos operativos en 10 años:  $C/h \times Ti \times G/año \times 10 años = 8 \times 8 \times 220 \times 10 = 140800 \text{ (ciclos)} < \text{de los 250000 (horas máx. admitidas)} \blacktriangleright \text{OK}$

### DURACIÓN DE LA VIDA DEL EQUIPO DE ELEVACIÓN:

La duración de la vida del equipo en su conjunto es determinada, además de por el **Estado de esfuerzo**, las **horas de funcionamiento** efectivo de cada mecanismo y el **úmero de ciclos** operativos a la que toda la máquina está sometida. Las **horas de funcionamiento** y el **número de ciclos**, que dependen del grupo de servicio FEMISO en el que se clasifica el equipo de elevación, están convencionalmente previstos para permitir un uso seguro por un periodo de 10 años. Por lo tanto, después de 10 años de funcionamiento, la máquina podría haber agotado la vida prevista, es decir haber realizado los ciclos de funcionamiento disponibles, relativos al grupo de servicio en el que está clasificada. Por esta razón, al final del 10º año el equipo de elevación **NO** debe ser puesto en servicio, excepto después de una inspección llevada

a cabo por **DONATI SOLLEVAMENTI S.r.l.** o por técnicos expertos encargados de la tarea, con el fin de comprobar si la máquina, como resultado de su uso efectivo, aún dispone de **Vida Residual** y por lo tanto se considera capaz de funcionar en seguridad por otro periodo, es decir se deberá someter a **revisión general**.

La clasificación del grupo de servicio del polipasto se recoge en la placa colocada en el mismo.  
 DONATI SOLLEVAMENTI S.r.l. asegura el uso seguro del polipasto eléctrico de cable DRH, durante toda la vida prevista, solo si se utiliza de acuerdo con los parámetros correspondientes al grupo de servicio previsto y se somete a mantenimiento regular y correcto.

CLASIFICACIÓN Y LÍMITES DE USO DE LOS ELECTROMECAISMOS DE LOS EQUIPOS DE ELEVACIÓN								
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	1) Servicio Ligero	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)	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴	400x10⁴	> 4x10⁵
	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)	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴	400x10⁴
	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)	63x10³	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴	200x10⁴
	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)	32x10³	63x10³	125x10³	250x10³	500x10³	100x10⁴
<b>Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación</b>		de acuerdo con la norma ISO 4301-1 según regla FEM 9.511	<b>M3</b>	<b>M4</b>	<b>M5</b>	<b>M6</b>	<b>M7</b>	
Uso en servicio intermitente según regla FEM 9.683/05	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (RI%)	25	30	40	50	60	
		Nº máx. di avviamenti per ora (A/h)	150	180	240	300	360	
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	
	Mecanismos del Carro	Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	
		Nº máx. di avviamenti per ora (A/h)	120	150	180	240	300	
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	20	25	30	40	50	
Uso en servicio temporal	Tiempo de uso con velocidad principal (min)	15	15	30	30	60		
	Tiempo de uso con velocidad lenta (min)	2,5	3	3,5	4	5		
	Nº máximo de arranques por hora (A/h)	10	10	10	10	10		
Móviles de alta velocidad de doble polaridad	Nº máx arranques h (A/h)	Velocidad principal	1/3 (33,3% del Nº total de arranques por hora)					
		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)					

### IDENTIFICACIÓN DEL POLOSPASTO Y DE LOS CARROS CORRESPONDIENTES

VERSIÓN RAMALES DE CABLE → ( TAMBOR DE UN PRINCIPIO )			8 RAMALES ( 8/1 )			6 RAMALES ( 6/1 )			4 RAMALES ( 4/1 )				2 RAMALES ( 2/1 )			
CABLE Ø	SOLA		TIPO DRH EN EL GRUPO FIN ( Ø )			TIPO DRH EN EL GRUPO FIN ( Ø )			TIPO DRH EN EL GRUPO FIN ( Ø )				TIPO DRH EN EL GRUPO FIN ( Ø )			
	MOVILIZ	CONDICION	1Øm ( Ø )	1Am ( Ø )	2m ( Ø )	1Am ( Ø )	2m ( Ø )	1Øm ( Ø )	1Am ( Ø )	2m ( Ø )	2m ( Ø )	1Am ( Ø )	2m ( Ø )	2m ( Ø )		
800	L	D												12L3•D		
800	V	D												12V3•D		
1000	L	E									14L3•E		12L2•E	12L3•E		
1000	V	E									14V3•E		12V2•E	22V3•E		
1250	L	F									14L3•F	12L1•F		12L3•F		
1250	V	F									14V3•F	12V1•F	22V2•F	22V3•F		
1600	L	G									14L3•G	12L1•G		12L3•G		
1600	V	G									14V3•G		22V2•G	32V3•G		
2000	L	H									14L2•H	14L3•H	12L1•H	22L2•H	22L3•H	
2000	V	H									14V2•H	24V3•H	22V1•H	32V2•H	32V3•H	
2500	L	I								14L1•I		14L3•I	22L1•I	22L2•I	32L3•I	
2500	V	I								14V1•I	24V2•I	24V3•I		32V2•I	32V3•I	
3200	L	J								14L1•J	14L2•J	24L3•J	22L1•J	32L2•J	32L3•J	
3200	V	J							14V0•J		24V2•J	34V3•J		32V2•J	42V3•J	
4000	L	K									14L1•K	24L2•K	24L3•K	32L1•K	32L2•K	32L3•K
4000	V	K									24V1•K	34V2•K	34V3•K	32V1•K	42V2•K	42V3•K
5000	L	L									24L1•L	24L2•L	34L3•L	32L1•L	32L2•L	42L3•L
5000	V	L							24V0•L			34V2•L	34V3•L		42V2•L	
6300	L	M									24L1•M	34L2•M	34L3•M	32L1•M	42L2•M	42L3•M
6300	V	M									34V2•M	44V3•M	42V1•M			
8000	L	N									34L1•N	34L2•N	34L3•N	42L1•N	42L2•N	
8000	V	N									34V1•N	44V2•N	44V3•N			
10000	L	O									34L1•O	34L2•O	44L3•O	42L1•O		
10000	V	O							34V0•O			44V2•O	44S3•O	42S1•O		
12500	L	P									34L1•P	44L2•P	44L3•P			
12500	V	P									44V1•P	44S2•P	44S3•P			
16000	L	Q					36L2•Q				44L1•Q	44L2•Q				
16000	V	Q							44V0•Q			44S2•Q				
20000	L	R			38L2•R	36L1•R					44L1•R	44L2•R				
20000	V	R									44S1•R					
25000	L	S		38L1•S			46L2•S	44L0•S		44M1•S						
25000	V	S					46S2•S									
32000	L	T					46L1•T	46L2•T								
32000	V	T					46S1•T									
40000	L	U		48L1•U	48L2•U											
40000	V	U		48S1•U												
50000	L	V		48L0•V												
50000	V	V		48S0•V												

DRH Tamaño 1

DRH Tamaño 2

DRH Tamaño 3

DRH Tamaño 4

DRH 4 Motor cilíndrico

### CLAVE DE LECTURA Y EJEMPLO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE IDENTIFICACIÓN DE LOS POLOSPASTOS Y DE LOS CARROS A TRAVÉS DEL CÓDIGO

POLIPASTO DRH	CARRO DST	CARRO DRT
<p>Tamaño: 1 - 2 - 3 - 4</p> <p>Nº ramales de cable: 2 = 2 ramales (2/1) 4 = 4 ramales (4/1) 6 = 6 ramales (6/1) 8 = 8 ramales (8/1)</p> <p>Tipo de reductor: Ø M-Cilíndrico = Lento 4 m/min de 4/1 ramales Ø S-Cilíndrico = Rápido</p> <p>3 m/min de 8/1 ramales 4 m/min de 6/1 ramales 6 m/min de 4/1 ramales 12 m/min de 2/1 ramales</p> <p>L = Lento 2 m/min de 8/1 ramales 2.7 m/min de 6/1 ramales 4 m/min de 4/1 ramales 8 m/min de 2/1 ramales</p> <p>V = Rápido 6 m/min de 4/1 ramales 12 m/min de 2/1 ramales</p> <p>Ø = 1 Øm (M2) 1 = 1 Am (M4) 2 = 2 m (M5) 3 = 3 m (M8)</p> <p>Velocidad del polipasto: S = 1 Velocidad W = 2 Velocidades</p> <p>Signa capacidad: L = 5000 kg</p> <p>Tipo de tambor: N = Estándar C = Corto L = Largo 1 = Extra largo - X1 (Da medida) 2 = Extra largo - X2 (Da medida) X = Especial</p>	<p>Versión tipo Monoviga suspendida</p> <p>Tamaño: 1 - 2 - 3 - 4</p> <p>Velocidad del carro: m/min E = 8 F = 10 G = 16 H = 20 D = 164 W = 205</p> <p>Versión: A = Normal B = Dimensiones reducidas C = Articulado D = Oscilante</p>	<p>Versión tipo Dos vigas apoyado</p> <p>Tamaño: 1 - 2 - 3 - 4</p> <p>Velocidad del carro: m/min E = 8 F = 10 G = 16 H = 20 D = 164 W = 205</p> <p>Versión: B = Apoyado S = Suspendido T = Transversal</p>

CAPACIDAD (kg)	GRUPO FEM DEL POLIPASTO	DATOS CARACTERÍSTICOS DE LOS POLOSPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH											TIPO DE CARRO COMBINADO AL POLOSPASTO		
		TIPO DRH	VELOCIDAD A 50 HZ (m/min)		POTENCIA MOTOR (kW)		CARRERA GANCHO (m) CON TAMBOR <sup>(1)</sup>					CABLE <sup>(2)</sup>		MONOVIGA DST - N/R	DE DOS VIGAS DRT
			1 VEL.	2 VEL.	1 VEL.	2 VEL.	C	N	L	X1	X2	N° RAMALES	Ø / TIPO (mm)		
6300	1Am	24L1•M	4	4/1,3	5	5/1,65	5	7	10	14	18	4/1	9A (9A)	2	1
	2m	34L2•M	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	3m	34L3•M	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12M (12A)	3	2
	2m	34V2•M	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	3m	44V3•M	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3
	1Am	32L1•M	8	8/2,6	10	10/3,3	10	14	28	37	47	2/1	13A (13A)	2	2
	2m	42L2•M	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3
	3m	42L3•M	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	15A (15A)	3	3
	1Am	42V1•M	12	12/4	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16B (16B)	3	3
	1Am	34L1•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	2m	34L2•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13B)	3	2
	3m	34L3•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	12A (12A)	3	2
8000	1Am	34V1•N	6	6/2	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
	2m	44V2•N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	44V3•N	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3
	1Am	42L1•N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3
	2m	42L2•N	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16M (16M)	3	3
	1Am	34L1•O	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
	1Bm	34V0•O	6	6/2	11	11/3,6	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
	2m	34L2•O	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
	3m	44L3•O	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3
	2m	44V2•O	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	Ø44S3•O	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	15M (15A)	4	3
	1Am	42L1•O	8	8/2,6	16	16/5,3	12	16	32	45	58	2/1	16A (16A)	3	3
10000	1Am	Ø42S1•O	12	12/4	24	24/7,8	12	16	32	45	58	2/1	16A (16A)	3	3
	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	Ø44S2•P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
	3m	Ø44S3•P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	15A (15A)	4	3
	2m	36L2•Q	2,7	2,7/0,9	10	10/3,3	-	4	8,8	11,5	15	6/1	13A1	-	3
	1Am	44L1•Q	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
	1Bm	44V0•Q	6	6/2	18	18/5,9	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
	2m	44L2•Q	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
	1Am	Ø44S1•Q	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
12500	2m	Ø44S2•Q	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
	1Am	36L1•R	2,7	2,7/0,9	10	10/3,3	-	4	8,8	11,5	15	6/1	13A1	-	3
	1Am	44L1•R	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16A (16A)	4	3
	1Am	Ø44S1•R	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16A (16A)	4	3
	2m	38L2•R	2	2/0,7	10	10/3,3	-	-	6	8	10,8	8/1	13A1	-	3
	2m	44L2•R	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16A1(16A)	4	3
	1Bm	44L0•S	4	4/1,3	18	18/5,9	6	8	11	17	24	4/1	16A1	-	3
	1Am	38L1•S	2	2/0,7	10	10/3,3	-	-	6	8	10,8	8/1	13A1(13A1)	-	3
	1Am	Ø44M1•S	4	4/1,3	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16,2A	-	3
	2m	46L2•S	2,7	2,7/0,9	16	16/5,3	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3
	2m	Ø46S2•S	4	4/1,3	24	24/7,8	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3
	1Am	46L1•T	2,7	2,7/0,9	16	16/5,3	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3
32000	1Am	Ø46S1•T	4	4/1,3	24	24/7,8	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3
	2m	46L2•T	2,7	2,7/0,9	16	16/5,3	-	5	10	14	19	6/1	16A1	-	3
	1Am	48L1•U	2	2/0,7	16	16/5,3	-	3	7	10	13,5	8/1	16A	-	4
	1Am	Ø48S1•U	3	3/1	24	24/7,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A	-	4
40000	2m	48L2•U	2	2/0,7	16	16/5,3	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4
	1Bm	48L0•V	2	2/0,7	18	18/5,9	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4
50000	1Bm	Ø48S0•V	3	3/1	27	27/8,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4

NOTE : <sup>(1)</sup> Los polospastos de 2 ramales con tambor L, X1, X2 y los polospastos de 4 ramales con tambor X2 utilizan cables antigiratorios. El tipo de cables antigiratorios es la indicada entre paréntesis.  
© versión DRH4 con motor cilíndrico.

**CARGA DE ROTURA MÍNIMA GARANTIZADA REQUERIDA A LOS CABLES ( KN )**

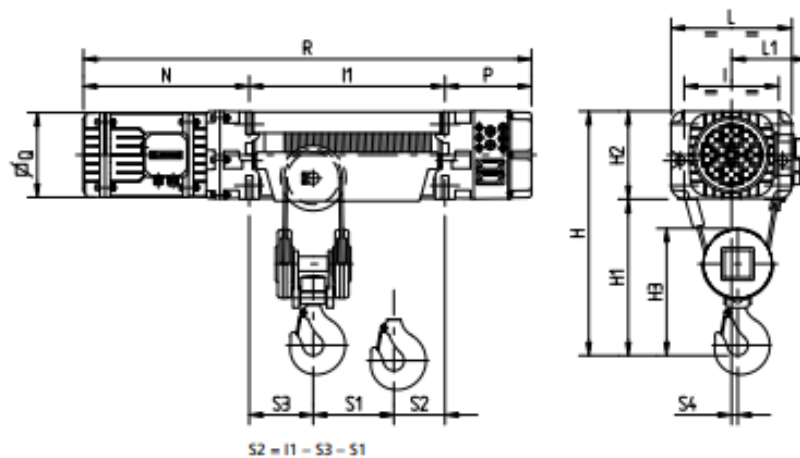
TIPO POLOSPASTO → Ø CABLE (mm) → CLASE RESISTENCIA →	DRH 1			DRH 2			DRH 3				DRH 4										
	Ø 7	Ø 8	Ø 9	Ø 12	Ø 13	Ø 15	Ø 16	Ø 16,2	Ø 15	Ø 16	Ø 16,2	Ø 15	Ø 16	Ø 16,2							
Normal (kN)	30,4	42,1	48,1	42,0	61,6	53,1	69,6	74,6	121,7	138,7	102,0	142,5	163,4	154,0	189,7	219,2	176,9	215,9	236,0	268,0	296,0
Antigiratorio (kN)	35,3	-	48,8	46,1	60,5	58,4	-	76,6	-	136,2	121,8	-	159,8	-	-	212,7	184,4	242,1	255,0	-	-



**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	690	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
	Ø4	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
	Ø4	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				
		H	R	S1	S3	H	R	S1	S3	H	R	S1	S3	H	R	S1	S3	H	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
	Ø4	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
	Ø4	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

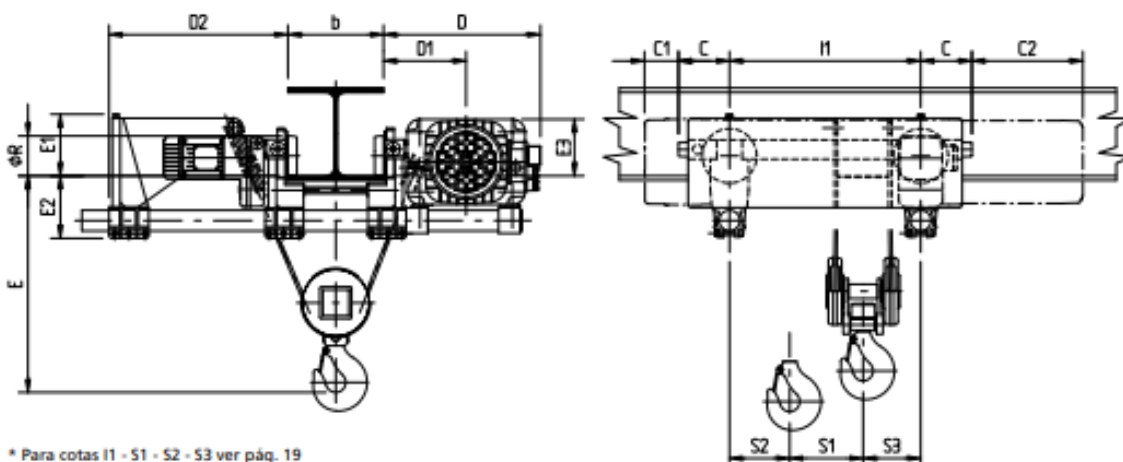
Ø Polipasto DRH4 con motor cilíndrico.



# CARROS MONOVIGA DST/R PARA POLOSPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH – VERSIÓN DE 2 RAMALES (2/1) Y 4 RAMALES (4/1)

Reacciones sobre los vínculos ver pág. 31

Polipastos eléctricos de cable serie DRH de 2 y 4 ramales de cable con carro de dimensiones reducidas R



RAMALES DE CABLE N.	TIPO DRH	CARRO DST-R	DIMENSIONES TOTALES (mm)											PESOS (kg) CON TAMBOR TIPO					
			D	D1	D2	D2 TAMBORES (X1-X2)	E1	E1 TAMBORES (X1-X2)	E2	E3	ØR	C	C1	C2	C	H	L	X1	X2
2/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	260	270	280	360	390
	2	1	485	250	590	420	200	180	180	185	100	140	130	385	360	370	395	460	490
	3	2	605	315	655	582	317	295	195	295	125	160	45	545	740	770	870	1060	1160
	4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	580	1510	1550	1700	2120	2350
	Ø4	3	755	395	677	677	352	352	255	365	160	275	-55	740	1565	1605	1755	2175	2405
4/1	1	1	440	230	540	393	140	143	180	145	100	140	115	340	270	280	290	370	400
	2	2	495	265	560	412	195	175	195	180	125	160	110	365	415	425	450	530	560
	3	3	625	335	622	547	286	265	255	265	160	275	-70	430	985	1005	1115	1346	1446
	4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	530	1880	1930	2120	2540	2765
	Ø4	4	760	405	630	630	350	350	295	355	200	325	-105	690	1935	1985	2175	2595	2820

© Polipasto DRH4 con motor cilíndrico.

RAMALES DE CABLE N.	ACERCAMIENTO GANCHO E (mm) EN RELACIÓN CON LA ANCHURA DEL ALA VIGA B (mm) Y AL TAMAÑO DEL POLOSPASTO DE CABLE DRH															
	b = 180 (mm)				b = 220 (mm)				b = 300 (mm)				b = 400 (mm)			
	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4	DRH 1	DRH 2	DRH 3	DRH 4
2/1	630	640	680	830	670	680	680	830	770	780	780	880	890	900	900	1000
4/1	480	500	610	790	530	550	610	790	620	650	650	790	740	770	770	850

NOTA: Para velocidades, potencias y posición de la rueda ver pág. 18

## TABLA RECAPITULATIVA CARACTERÍSTICAS ALAS DE VIGAS PARA CARROS DST/R

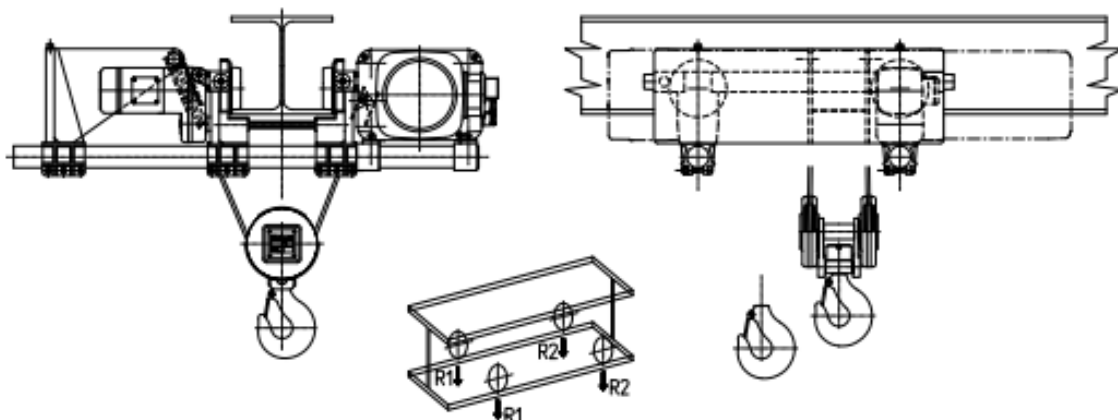
CARRO	ALA MÍN. (mm)	ESPES MÁX. (mm)
DST1R	90	20
DST2R	119	23
DST3R	135	35
DST4R	180	41

**CARROS MONOVIGA DST/R PARA POLIPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH – VERSIÓN DE 2 RAMALES (2/1)**

POLIPASTO		REACCIONES ESTÁTICAS: R1; R2 = daN									
TIPO DHR	CAPACIDAD (kg)	TAMBOR C		TAMBOR N		TAMBOR L		TAMBOR X1		TAMBOR X2	
		R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2
1	800	392	138	416	119	451	89	475	105	482	113
	1000	468	162	498	137	540	100	565	115	572	123
	1250	563	192	600	160	652	113	675	130	684	136
	1600	697	233	742	193	808	132	830	150	847	148
	2000	849	281	906	229	987	153	1010	170	1035	160
2	1250	615	190	644	166	695	128	710	145	716	154
	1600	753	227	790	195	852	146	870	160	877	168
	2000	912	268	957	228	1032	166	1050	180	1057	188
	2500	1110	320	1165	270	1257	191	1275	205	1290	205
	3200	1387	393	1457	328	1572	226	1588	242	1617	228
3	2500	1226	394	1287	348	1411	274	1470	310	1495	335
	3200	1500	470	1576	409	1725	310	1780	350	1805	375
	4000	1813	557	1905	480	2084	351	2140	390	2165	415
	5000	2205	665	2317	568	2532	403	2590	440	2622	458
	6300	2714	806	2853	682	3115	470	3170	510	3228	502
4	4000	2031	724	2121	654	2327	523	2450	610	2510	665
	5000	2413	842	2522	753	2767	583	2890	670	2950	725
	6300	2910	995	3044	881	3340	660	3460	750	3510	815
	8000	3559	1196	3726	1049	4088	762	4210	850	4298	877
	10000	4323	1432	4528	1247	4968	882	5090	970	5225	950

**CARROS MONOVIGA DST/R PARA POLIPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH – VERSIÓN DE 4 RAMALES (4/1)**

POLIPASTO		REACCIONES ESTÁTICAS: R1; R2 = daN									
TIPO DHR	CAPACIDAD (kg)	TAMBOR C		TAMBOR N		TAMBOR L		TAMBOR X1		TAMBOR X2	
		R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2	R1	R2
1	1600	590	345	660	280	748	197	782	203	813	187
	2000	715	420	802	338	911	234	955	230	992	208
	2500	871	514	979	411	1115	280	1170	265	1215	235
	3200	1090	645	1227	513	1400	345	1472	313	1527	273
	4000	1340	795	1511	629	1726	419	1818	367	1884	316
2	2500	920	538	1017	446	1150	325	1184	331	1226	304
	3200	1139	669	1262	551	1430	395	1478	387	1530	350
	4000	1389	819	1542	671	1750	475	1815	450	1878	402
	5000	1701	1007	1892	821	2150	575	2235	530	2313	467
	6300	2107	1251	2347	1016	2670	705	2782	633	2878	552
3	5000	1829	1164	2024	979	2336	722	2400	773	2513	710
	6300	2219	1424	2464	1189	2847	861	2938	885	3072	800
	8000	2729	1764	3038	1465	3515	1043	3640	1033	3804	919
	10000	3329	2164	3714	1789	4300	1258	4465	1208	4665	1058
	12500	4079	2664	4558	2195	5283	1525	5497	1425	5741	1232
4	8000	2960	1980	3248	1717	3862	1198	3986	1284	4180	1203
	10000	3543	2397	3899	2066	4650	1410	4824	1446	5052	1330
	12500	4273	2917	4713	2502	5636	1674	5871	1649	6143	1490
	16000	5293	3647	5853	3112	7017	2043	7338	1932	7670	1713
	20000	6460	4480	7155	3810	8594	2466	9013	2257	9414	1968





**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

Diseño, presupuesto y mantenimiento de una grúa portuaria giratoria de columna fija con capacidad de 8 toneladas.

**ANEXO V:**  
**Planos**

**Autor**

Adrián Díaz Ramos

**Tutora académica**

Viana L. Guadalupe Suárez

**La Laguna, SEPTIEMBRE DE 2019**

## Índice de planos

### **1.00 Plano de conjunto**

#### **1.S1 Plano de conjunto explosionado**

1.01 Plano de la pluma:

1.02 Plano de la placa de unión

1.04 Plano de la placa de apoyo del rodamiento

1.05 Plano de la columna

1.06 Plano de la placa de anclaje

1.07 Plano de la camisa del acoplamiento

1.08 Plano del eje

1.09 Plano de la placa de apoyo del rodamiento superior

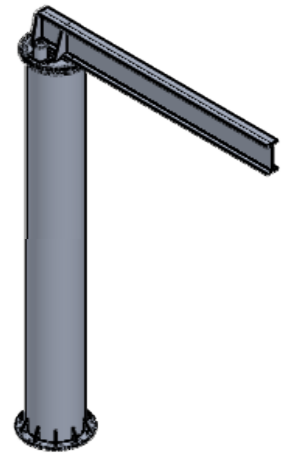
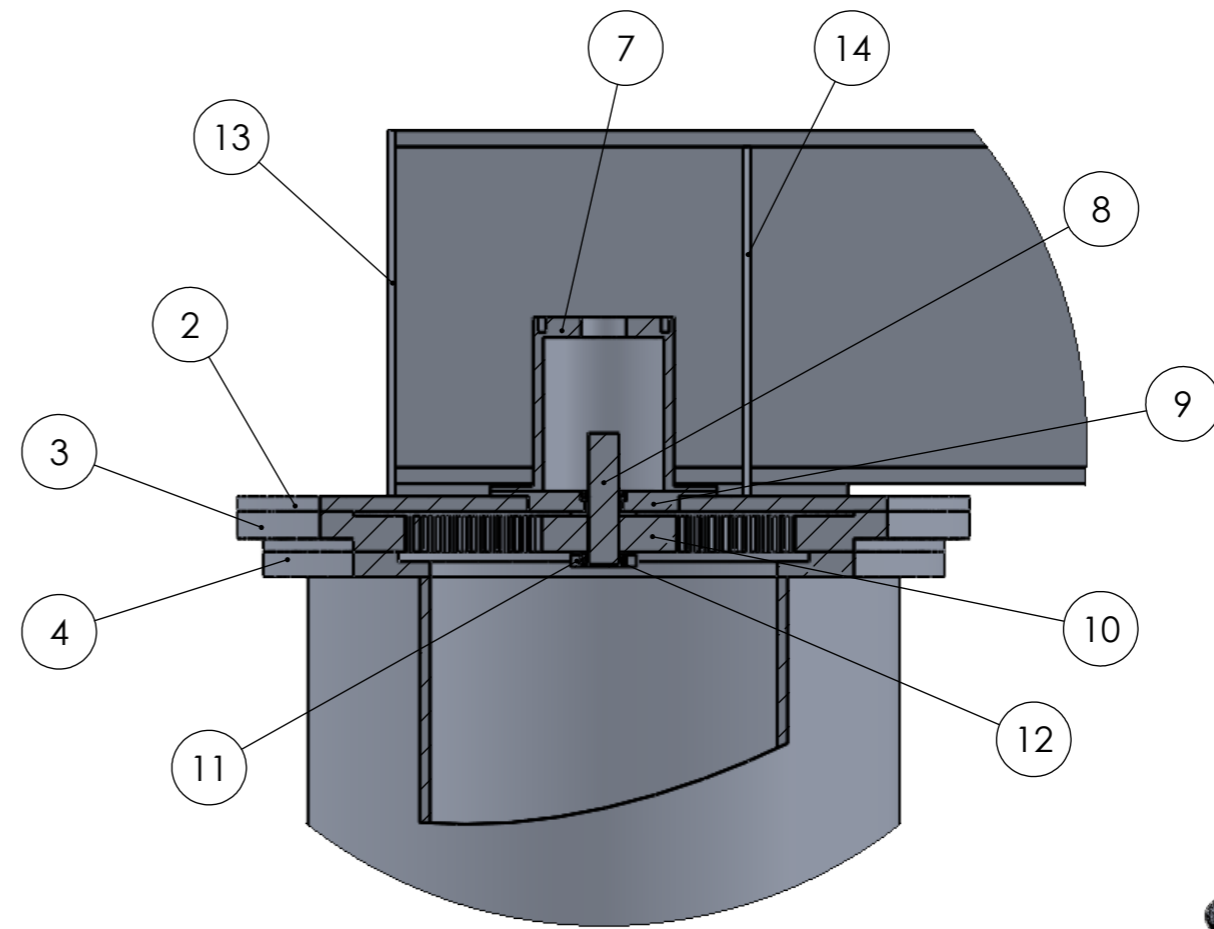
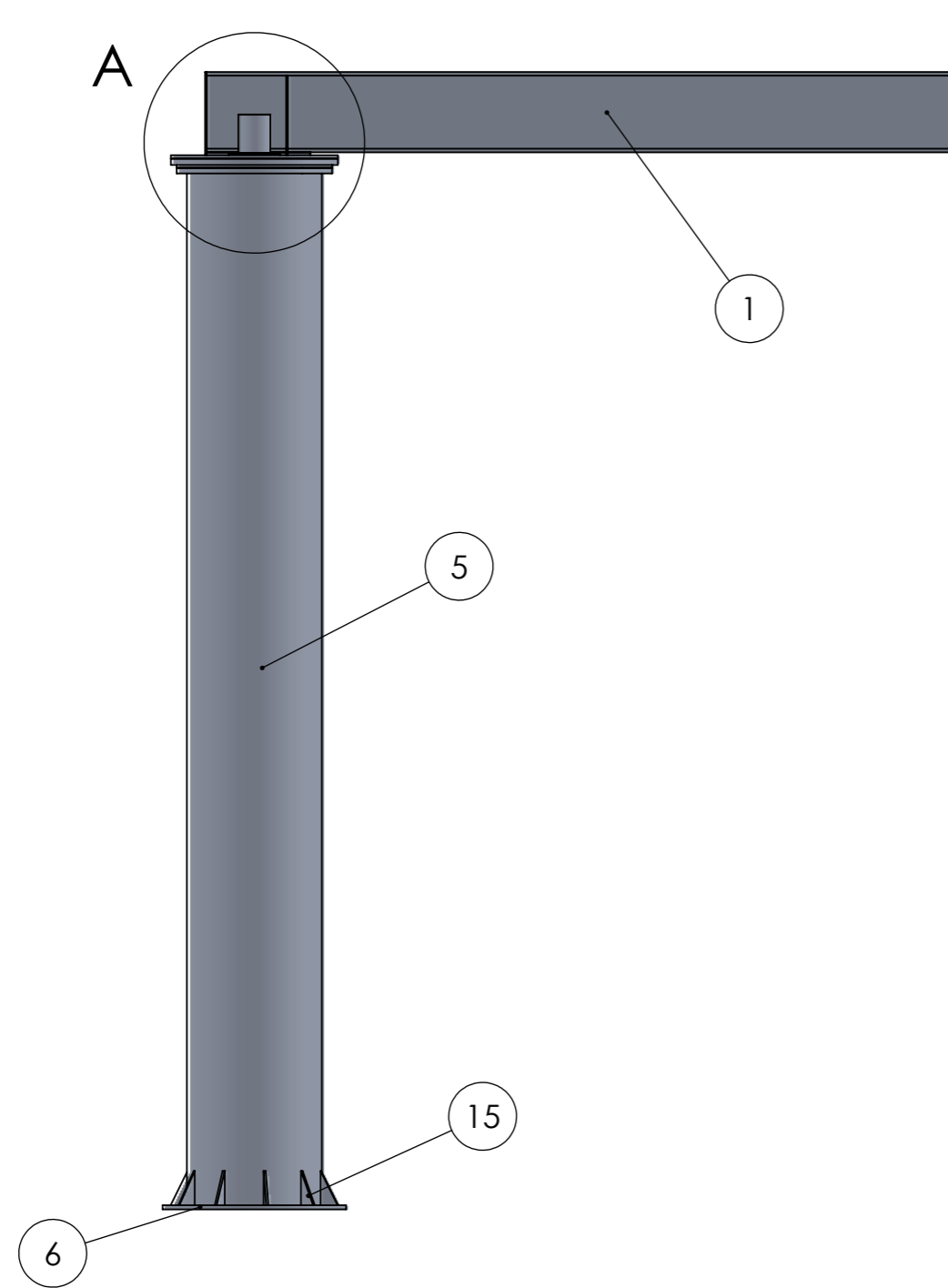
1.10 Plano del piñón

1.11 Plano de la placa soporte del rodamiento inferior

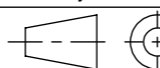
1.12 Plano de la cartela trasera

1.13 Plano de la cartela delantera

1.14 Plano de la cartela base


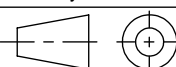


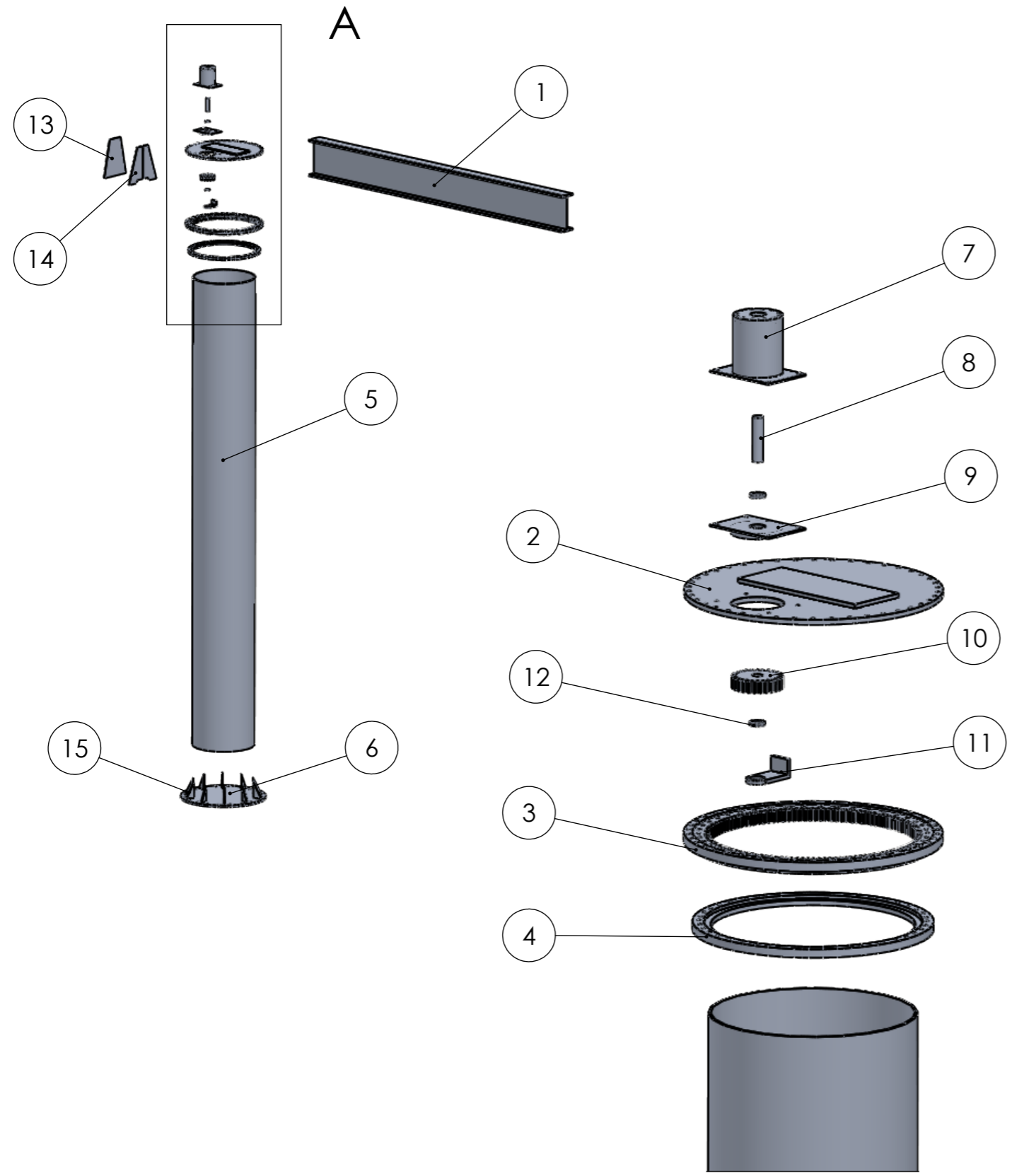
DETALLE A  
ESCALA 1 : 15

TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA				
Proyección	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
 Id. s. normas	Septiembre 2019	ADRIAN DIAZ RAMOS		
ESCALA:	TITULO:		CONJUNTO Nº:	
1:60	PLANO DE CONJUNTO			1.00
	CONJUNTO:		PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn			1.00

15	10	CARTELA BASE	ACERO S 275 JR
14	2	CARTELA DELANTERA	ACERO S 275 JR
13	1	CARTELA TRASERA	ACERO S 275 JR
12	2	RODAMIENTO DEL EJE	
11	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO INFERIOR	ACERO S 275 JR
10	1	PIÑÓN	ACERO A1 - A5 CARBURADO Y RECUBRIMIENTO ENDURECIDO
9	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	ACERO S 275 JR
8	1	EJE	ACERO F1252 TR
7	1	CAMISA DEL ACOPLAMIENTO	ACERO S 275 JR
6	1	PLACA DE ANCLAJE	ACERO S 275 JR
5	1	COLUMNA	ACERO S 275 JR
4	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO	ACERO S 275 JR
3	1	RODAMIENTO DE GRAN DIÁMETRO	
2	1	PLACA DE UNIÓN	ACERO S 275 JR
1	1	PLUMA	ACERO S 275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	DESIGNACIÓN

### TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA


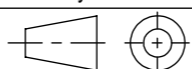
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
 Id. s. normas	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS		
ESCALA:	TÍTULO:		CONJUNTO Nº:	
1:60	PLANO DE CONJUNTO		1.00	
	CONJUNTO:		PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.00	

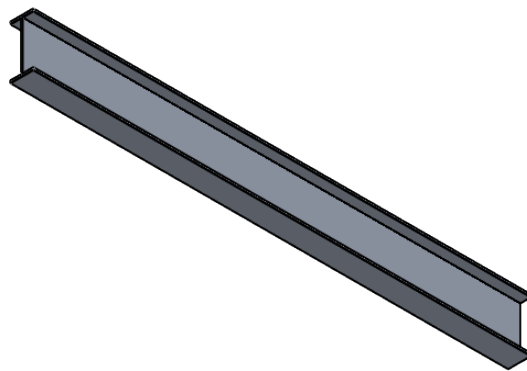
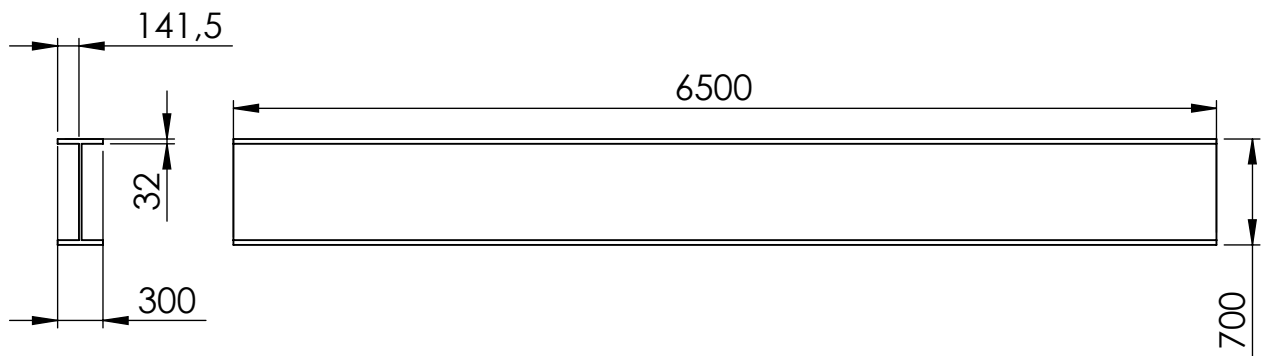


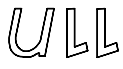
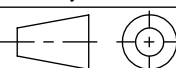
**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 30

15	10	CARTELA BASE	ACERO S 275 JR
14	2	CARTELA DELANTERA	ACERO S 275 JR
13	1	CARTELA TRASERA	ACERO S 275 JR
12	2	RODAMIENTO DEL EJE	
11	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO INFERIOR	ACERO S 275 JR
10	1	PIÑÓN	ACERO A1 - A5 CARBURADO Y RECUBRIMIENTO ENDURECIDO
9	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	ACERO S 275 JR
8	1	EJE	ACERO F1252 TR
7	1	CAMISA DEL ACOPLAMIENTO	ACERO S 275 JR
6	1	PLACA DE ANCLAJE	ACERO S 275 JR
5	1	COLUMNA	ACERO S 275 JR
4	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO	ACERO S 275 JR
3	1	RODAMIENTO DE GRAN DIÁMETRO	
2	1	PLACA DE UNIÓN	ACERO S 275 JR
1	1	PLUMA	ACERO S 275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL

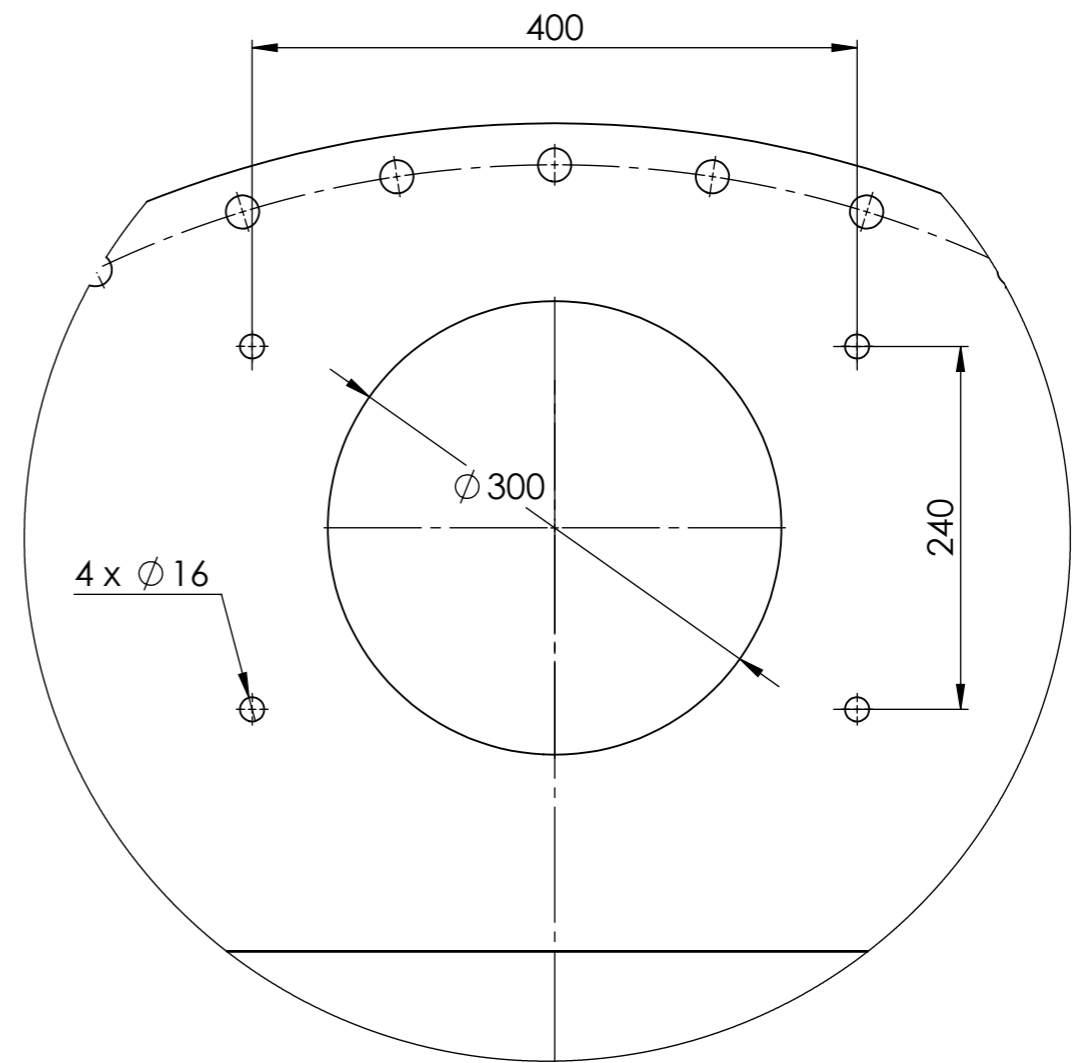
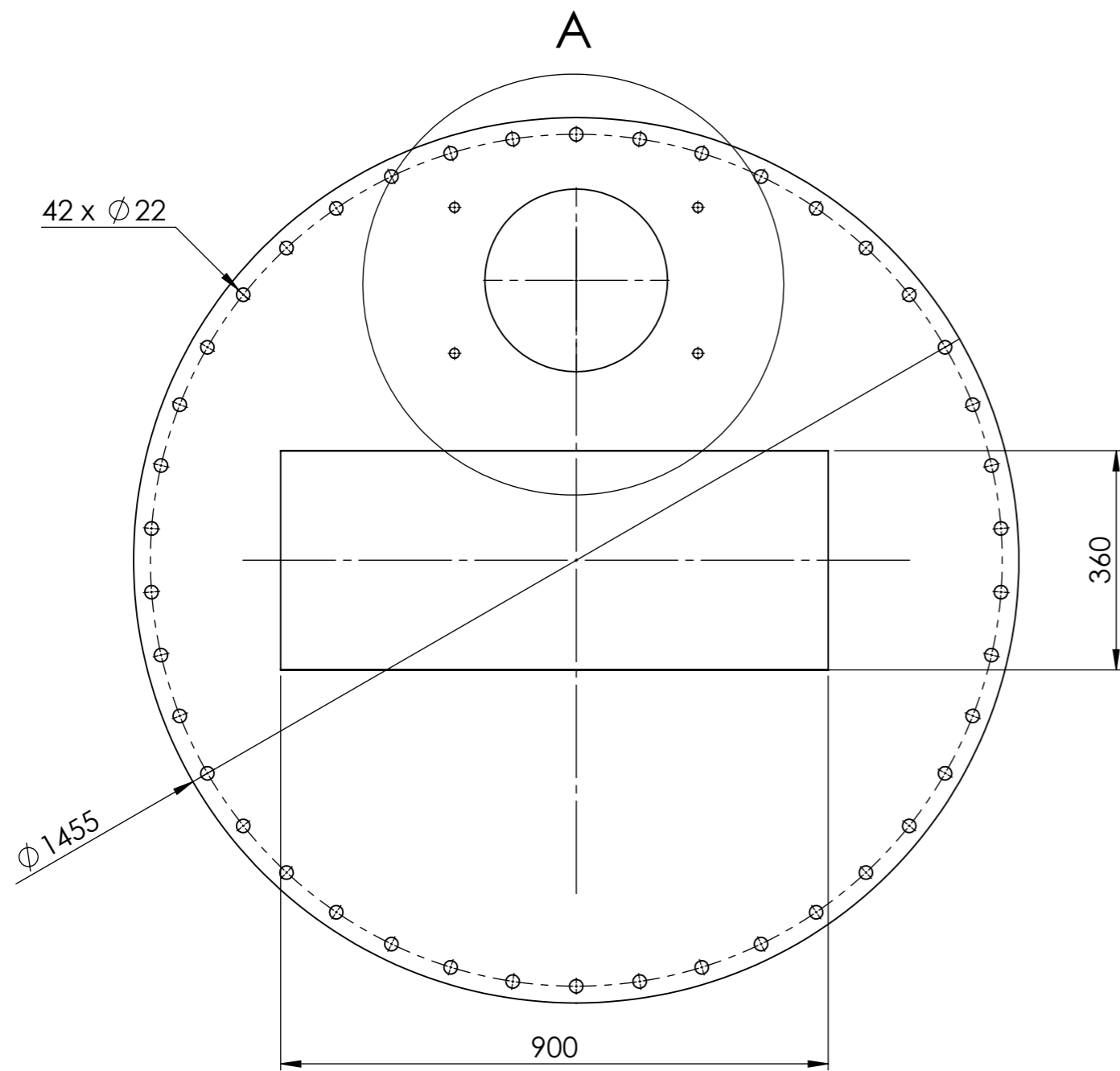
**TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA**

Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
 Id. s. normas	Septiembre 2019	ADRIAN DIAZ RAMOS		
ESCALA:	TITULO:		CONJUNTO Nº:	
1:100	PLANO DE CONJUNTO CONJUNTO: GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.00	PLANO Nº: 1.S1

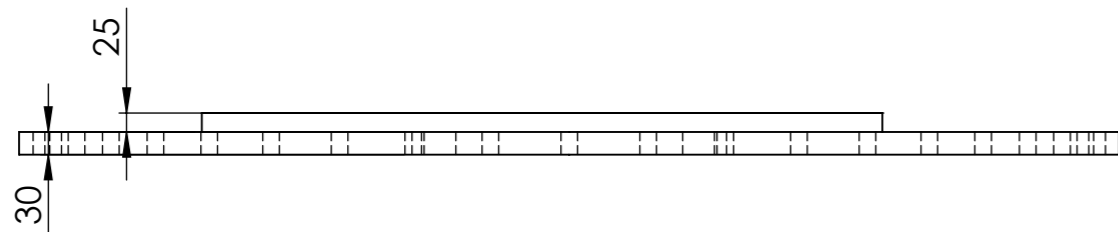
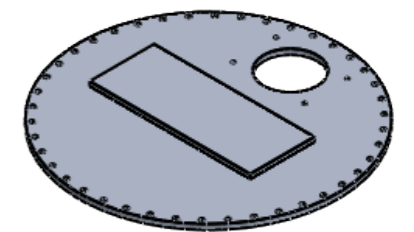



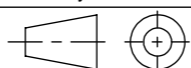
1	1	PLUMA	ACERO S 275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO:	CONJUNTO Nº:	
1:50	PLUMA		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.01

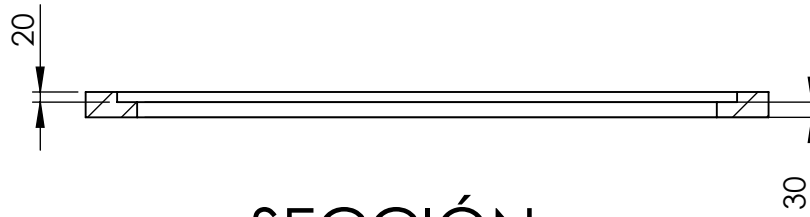
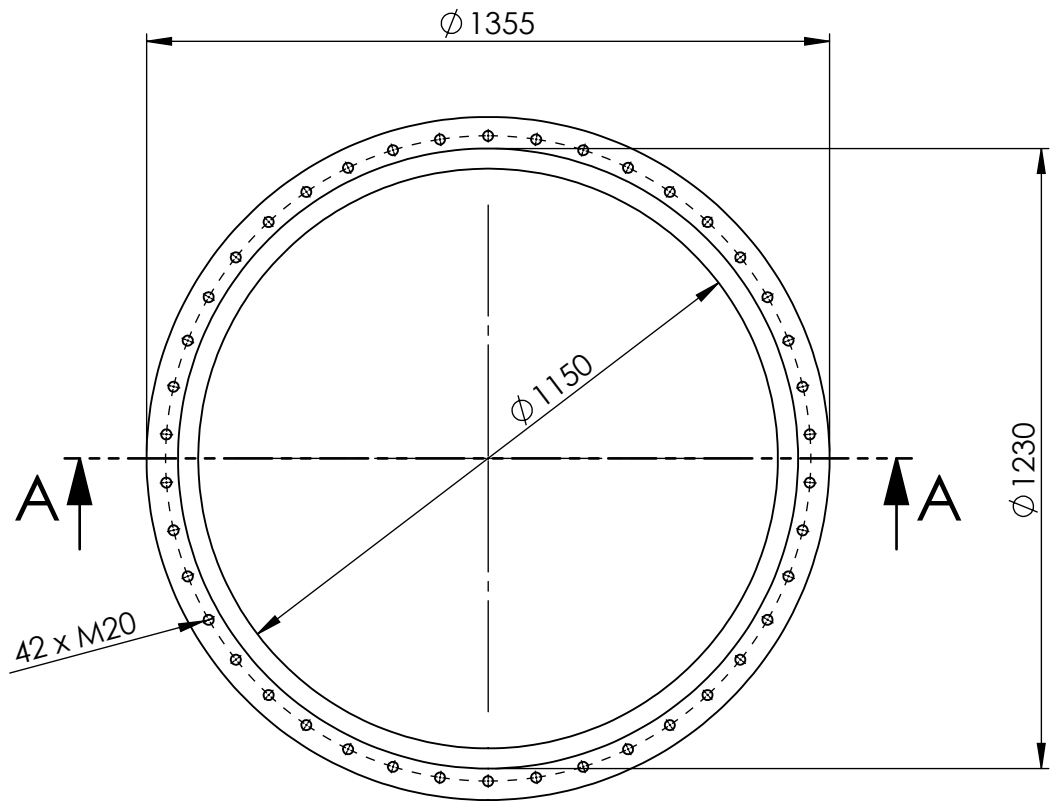




DETALLE A  
ESCALA 1 : 5

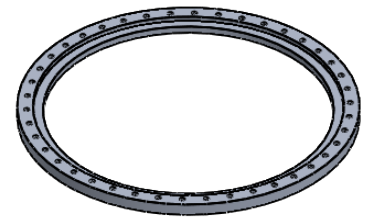


2	1	PLACA DE UNIÓN	ACERO S 275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>
	Septiembre 2019	ADRIAN DIAZ RAMOS	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TITULO:	PLANO DE CONJUNTO	CONJUNTO Nº: 1.00
1:10	CONJUNTO:	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn	PLANO Nº: 1.02

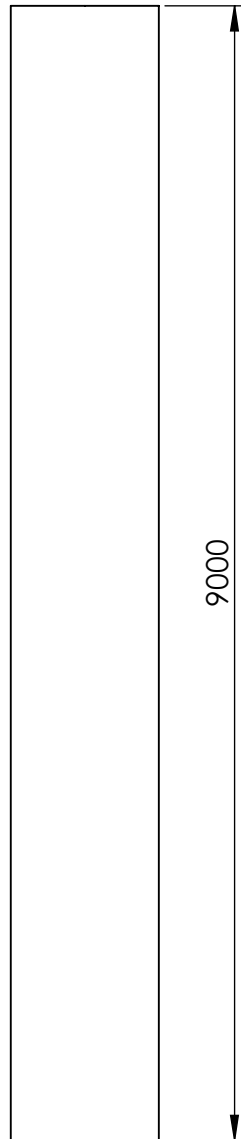
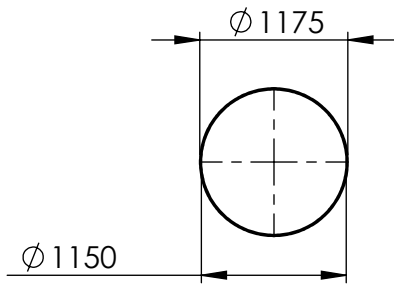


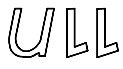
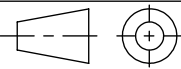
## SECCIÓN A-A

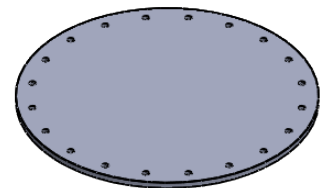
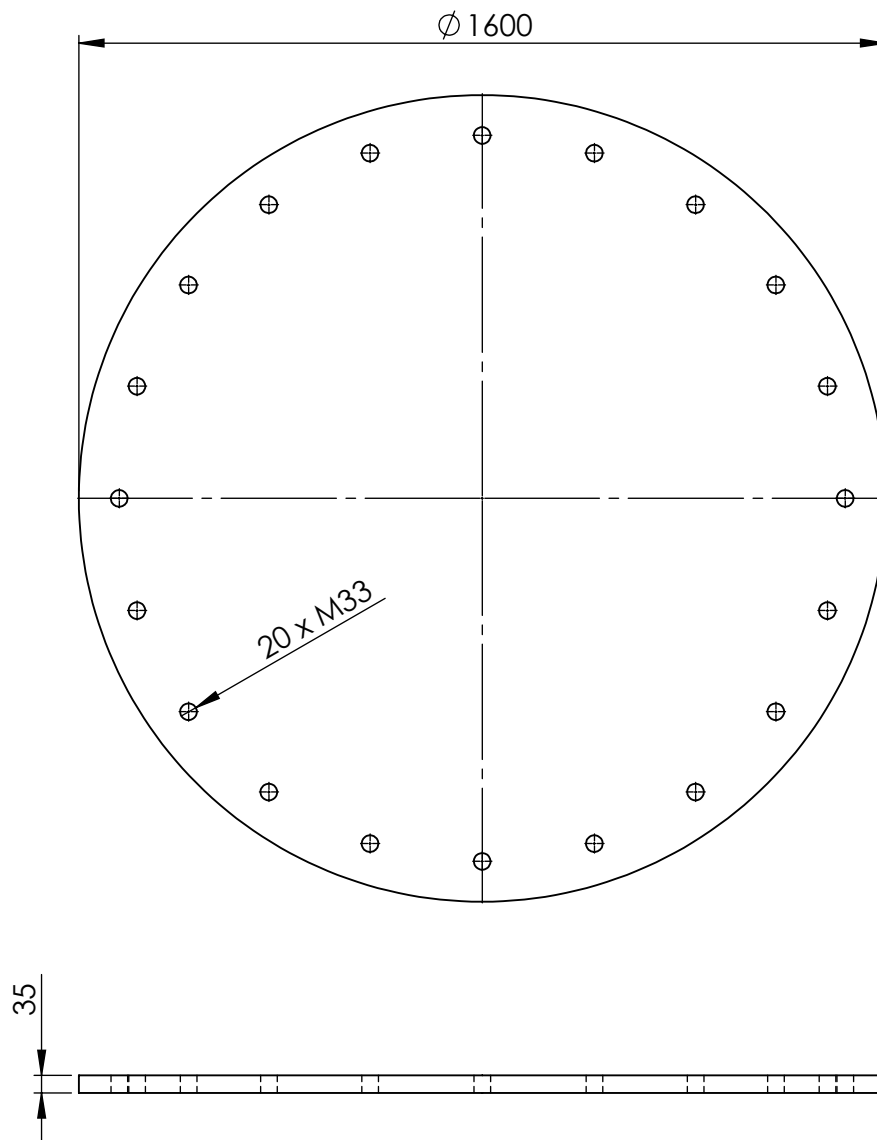
ESCALA 1 : 15



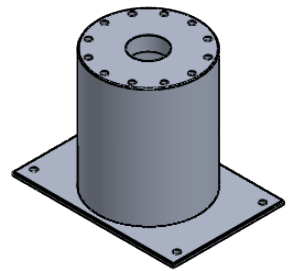
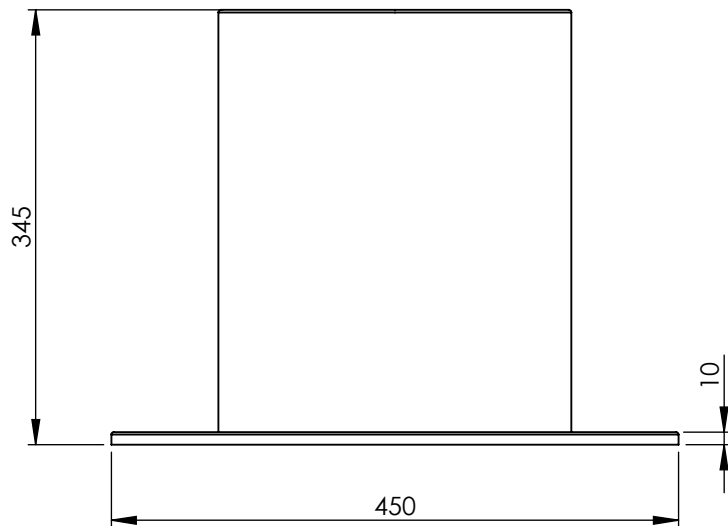
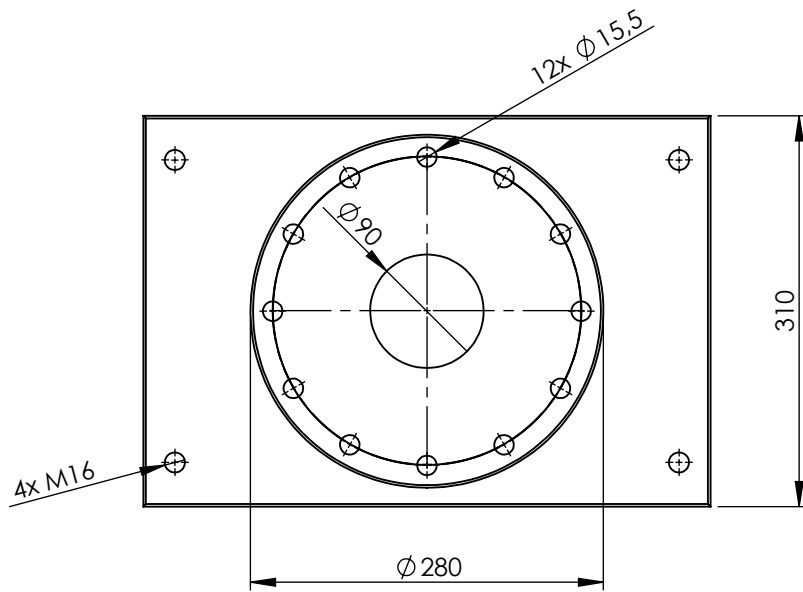
4	1	PLACA APOYO RODAMIENTO	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:10	PLACA DE APOYO DEL RODAMIENTO		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.04

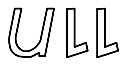


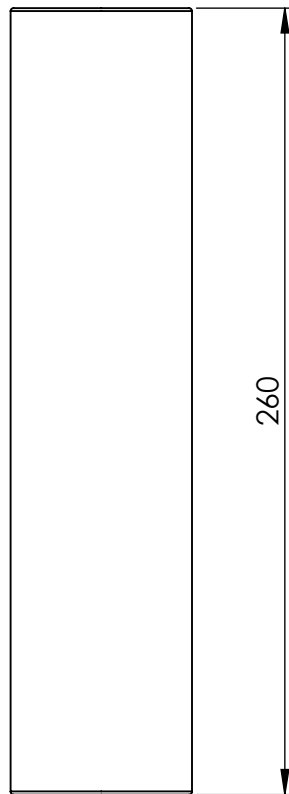
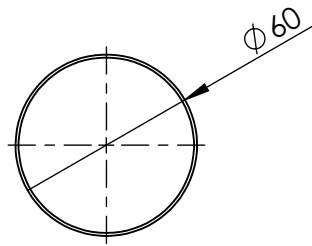
5	1	COLUMNA	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO:	COLUMNA	CONJUNTO Nº: 1.00
1:60	CONJUNTO:	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn	PLANO Nº: 1.05

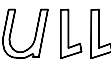
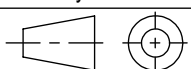


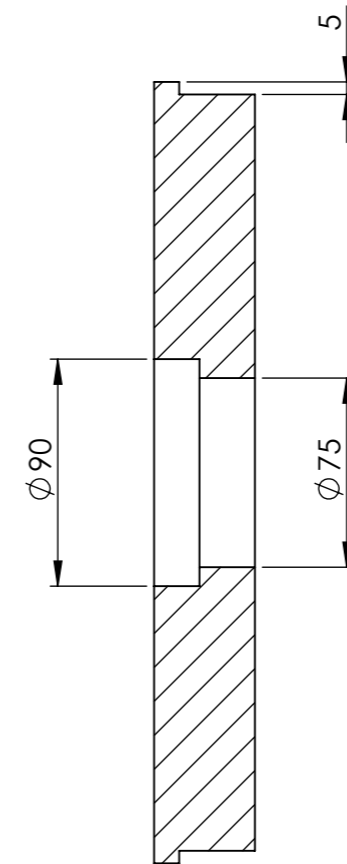
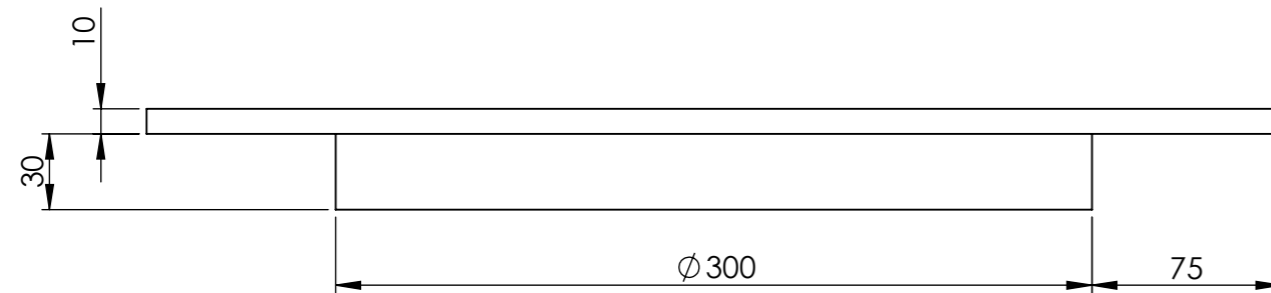
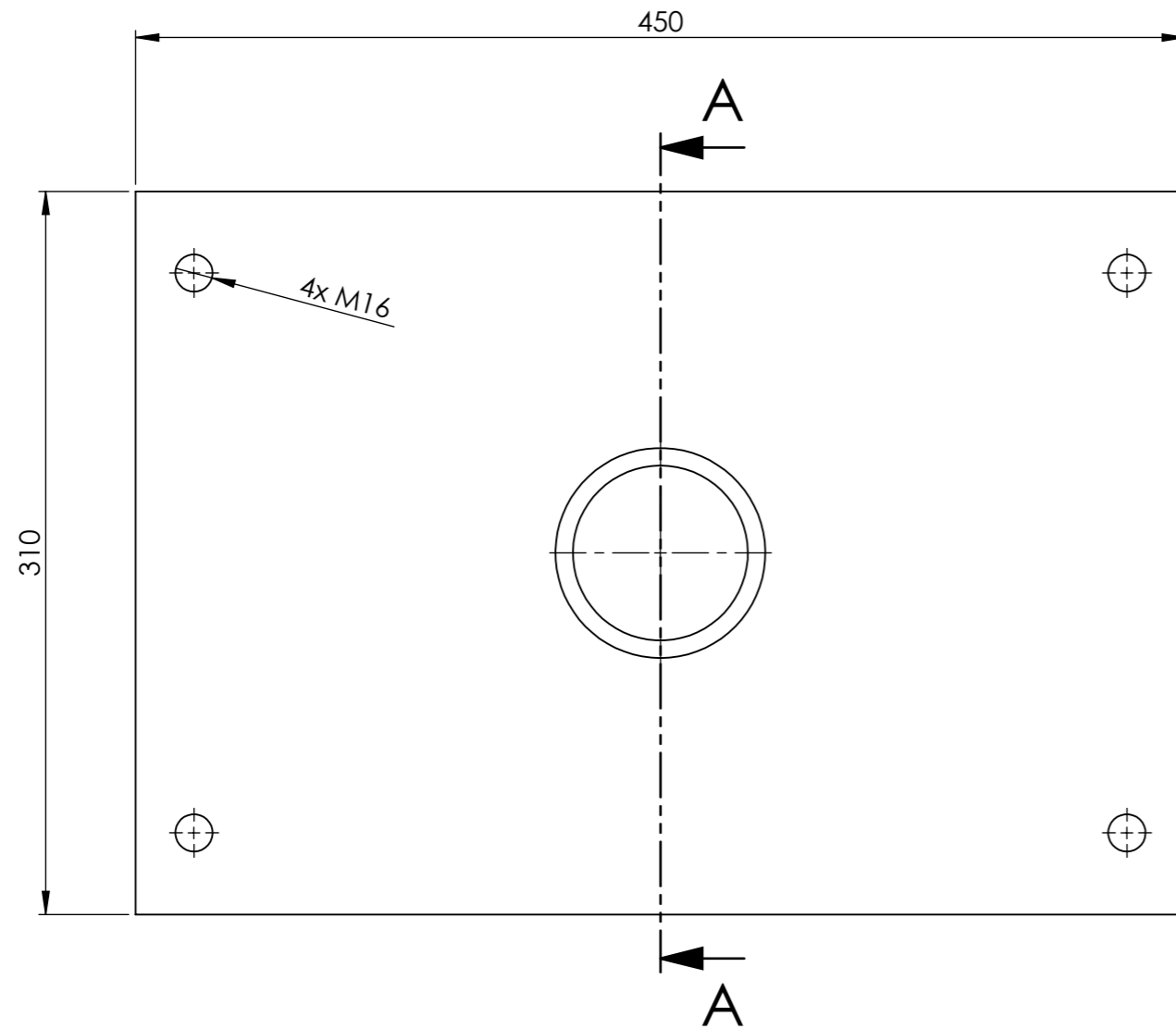
6	1	PLACA DE ANCLAJE	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	<b>ULL</b> ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:15	PLACA DE ANCLAJE		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.06



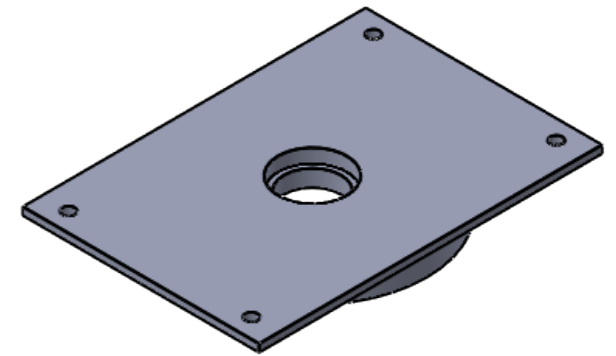
7	1	CAMISA DEL ACOPLAMIENTO	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:6	CAMISA DEL ACOPLAMIENTO		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.07

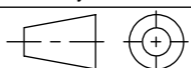



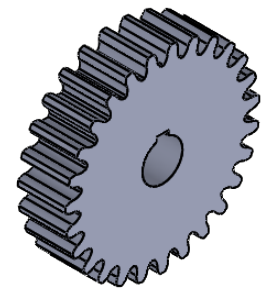
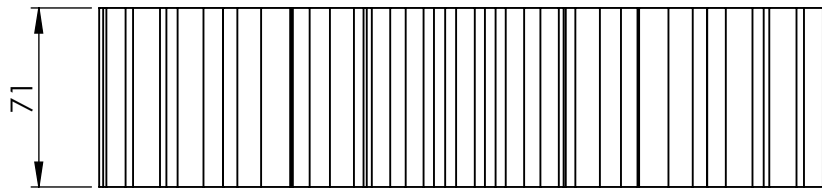
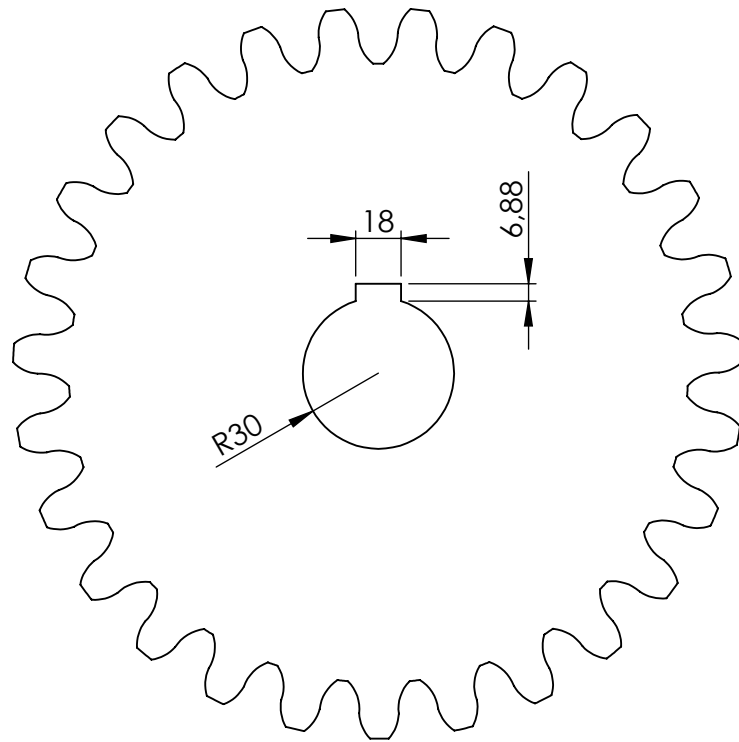
8	1	EJE	ACERO F1252 TR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	EJE	CONJUNTO Nº: 1.00
2:5	CONJUNTO:	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn	PLANO Nº: 1.08



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3



9	1	PLACA SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>ESCUOLA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIAN DIAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		 <b>Universidad de La Laguna</b>
ESCALA:	TITULO:		CONJUNTO Nº:
1:3	PLACA DE APOYO DEL RODAMIENTO SUPERIOR		1.00
	CONJUNTO:		PLANO Nº:
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.09



DIÁMETRO PRIMITIVO	270
MÓDULO	10
Nº DE DIENTES	27
PASO DIAMETRAL	0,1
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

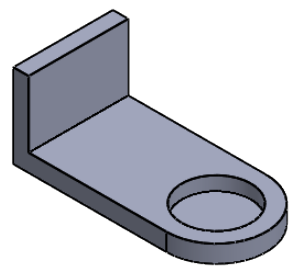
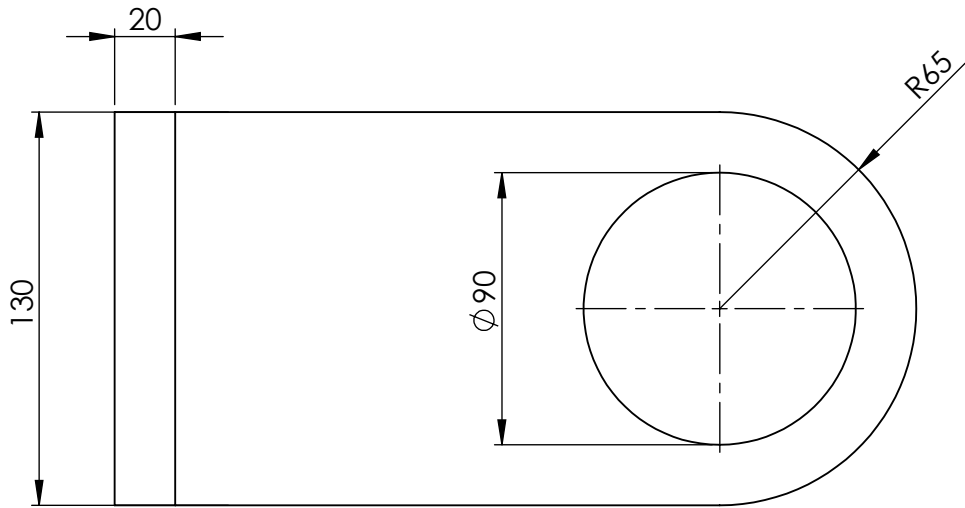
10	1	PIÑÓN	ACERO A1-A5 CARBURADO Y RECUBRIMIENTO ENDURECIDO
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL

### TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA

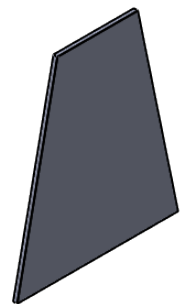
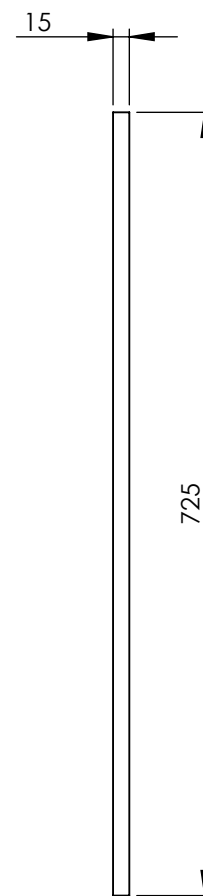
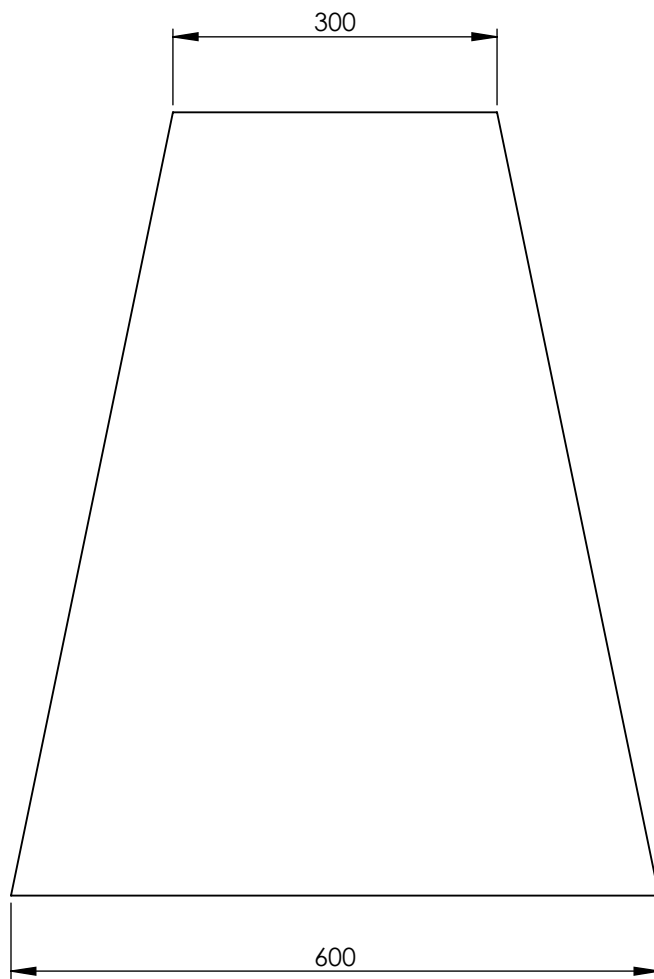
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
 Id. s. normas	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS		
UNE-EN-DIN				

ESCALA:  1:3	TÍTULO:  PIÑÓN	CONJUNTO Nº:  1.00
	CONJUNTO:  GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn	PLANO Nº:  1.10

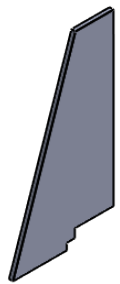
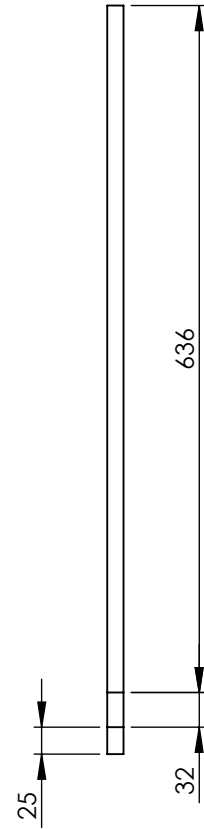
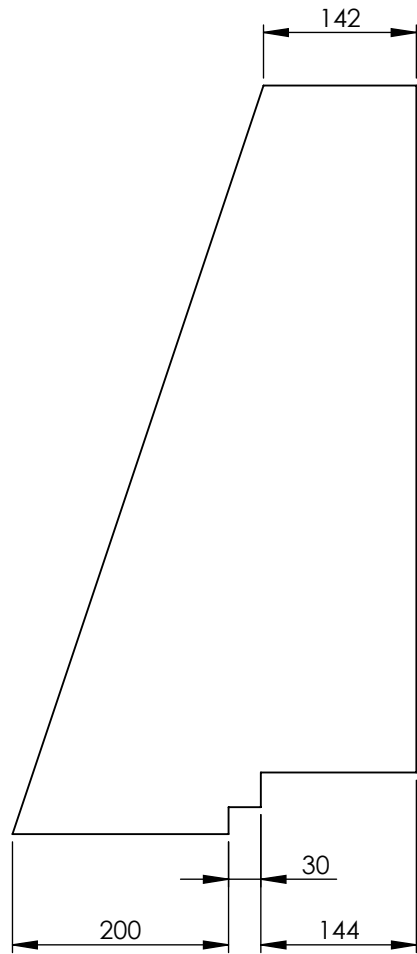




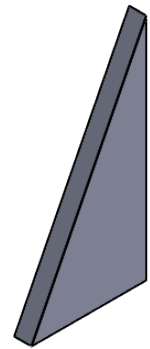
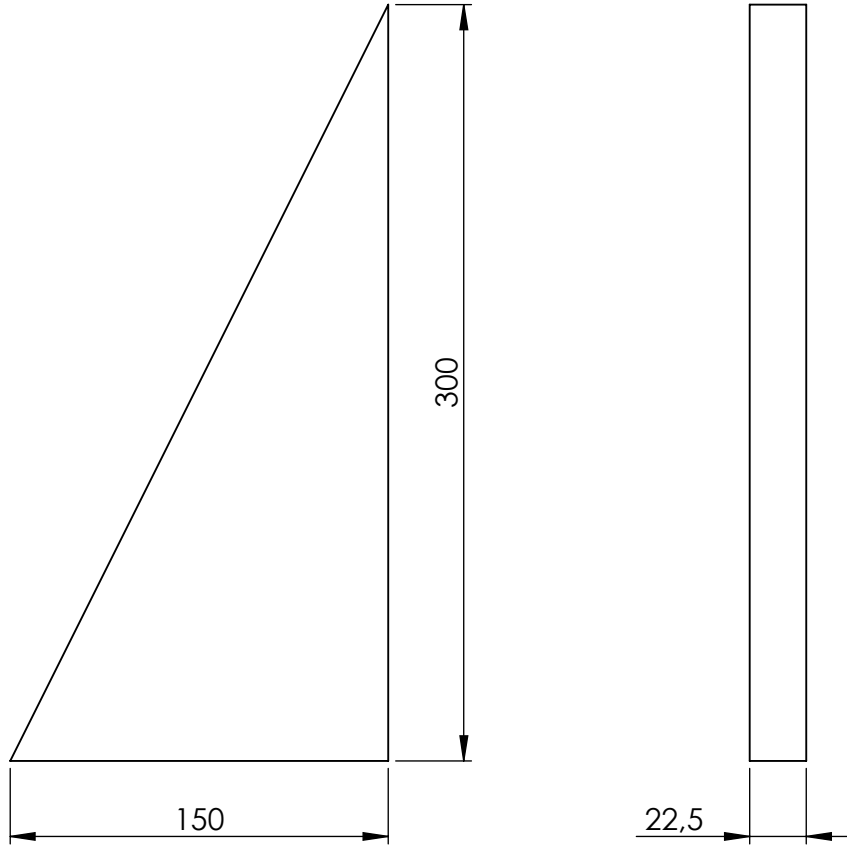
11	1	PLACA SOPORTE DEL RODAMIENTO INFERIOR	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	1.00
	2:5	PLACA SOPORTE DEL RODAMIENTO INFERIOR	
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	1.11
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		



13	1	CARTELA TRASERA	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:7	CARTELA TRASERA	1.00	
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn	1.13	



14	2	CARTELA DELANTERA	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:7	CARTELA DELANTERA		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.14



15	10	CARTELA BASE	ACERO S275 JR
MARCA	Nº PIEZAS	DESIGNACIÓN	MATERIAL
<b>TRABAJO DE FIN DE GRADO - INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Proyección	Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	Septiembre 2019	ADRIÁN DÍAZ RAMOS	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO:	CONJUNTO Nº:	
1:3	CARTELA BASE		1.00
	CONJUNTO:	PLANO Nº:	
	GRÚA PLUMA GIRATORIA DE 8 Tn		1.15