



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

**DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA DE 8 TN
DE CAPACIDAD PARA PUERTO
DEPORTIVO**

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

Junio 2020



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

ÍNDICE GENERAL

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

Junio 2020

1. ÍNDICE GENERAL

Memoria

2.0. Hoja de identificación	4
2.1. Objeto.....	5
2.2. Alcance	5
2.3. Antecedentes.....	5
2.4. Normas y referencias	5
2.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	5
2.4.2. Bibliografía	6
2.4.3. Programas de cálculo.....	6
2.5. Definiciones y abreviaturas	6
2.5.1. Notación y símbolos	6
2.6. Requisitos de diseño	9
2.6.1. Requisitos de cliente / preestablecidos.....	9
2.6.2. Requisitos normativos	10
2.6.3. Otros requisitos y características	10
2.7. Análisis de soluciones.....	10
2.7.1. Definición de solicitudes.....	11
2.7.2. Pluma.....	12
2.7.3. Mecanismo de elevación.....	16
2.7.4. Rodamiento de gran tamaño.....	18
2.7.5. Columna.....	19
2.7.6. Placa de apoyo.....	24
2.7.7. Sistema de giro.....	27
2.7.8. Motorreductor	29
2.7.9. Piñón	29
2.7.10. Acoplamiento flexible.....	31
2.7.11. Eje.....	32
2.7.12. Rodamiento.....	33
2.7.13. Elementos de soporte del grupo del sistema de giro.....	33
2.7.14. Topes de carrera.....	34
2.8. Resultados finales	35
2.9. Orden de prioridad entre los documentos	37

Anexos

ANEXO 1 CALCULO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES.....	7
3.1. Introducción	7
3.2. Clasificación según norma UNE 58112-1:1991	7
3.2.1. Clase de utilización de la grúa.....	7
3.2.2. Estado de carga de la grúa.....	8
3.3.3. Clasificación del aparato.....	8
3.3. Cálculo de las solicitaciones sobre la estructura según UNE 58132-2.....	9
3.3.1. Solicitaciones principales	9
3.3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales.....	10
3.3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.....	11
3.3.4. Solicitaciones debidas a los efectos climáticos	12
3.3.5. Resumen de solicitaciones.....	15
3.4. Cálculo de resistencia de los elementos estructurales	15
3.5. Cálculos de la pluma.....	17
3.5.1. Caso I.....	19
3.5.2. Caso II.....	19
3.5.3. Caso IIIa.....	20
3.5.4. Caso IIIc-din.....	21
3.5.5. Caso IIIc-est	22
3.5.6. Conclusiones	23
3.6. Cálculos de la columna.....	23
3.6.1. Caso I.....	25
3.6.2. Caso II.....	25
3.6.3. Caso IIIa.....	26
3.6.4. Caso IIIc-din.....	27
3.6.5. Caso IIIc-est	28
3.6.6 Verificación al pandeo	29
3.7 Cálculos de la placa de unión.....	31
3.7.1 Diseño estudiado	32
3.7.2 Análisis de soldadura.....	32
3.7.3. Comprobación de la placa	38
3.8. Cálculo de elementos de rigidez adicionales en la columna y solicitaciones en la base.....	48
3.9. Verificación de pernos de anclaje	56

3.10. Elementos de soporte el grupo de mecanismo de giro	59
3.10.1. Base de apoyo sistema de giro.....	60
3.10.2. Brida del grupo del sistema de giro	62
3.10.3. Resultados	63
3.11. Verificación de topes de final de carrea.....	63
ANEXO 2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	67
3.12. Introducción	67
3.13. Selección de conjunto del sistema de elevación.....	67
3.14. Selección del rodamiento de gran tamaño	70
3.15. Selección conjunto del motor-reductor.....	74
3.16. Selección del acoplamiento flexible.....	77
3.17. Diseño del eje de transmisión.....	78
3.18. Selección del rodamiento de apoyo	80
3.19. Cálculo y selección del piñón de giro	81
ANEXO 3 CATÁLOGOS.....	84
3.20 Catálogo Donati. Polipasto eléctrico de cable. Seri DRH	84
3.21 Catálogo Rothe Erde. Grandes rodamientos	94
3.22 Catálogo Bonfiglioli. Reductores serie 300M	103
3.23. Catálogo Esco. Acoplamiento flexible.....	114
3.24. Catálogo SKF. Rodamiento	117

Planos

1. Conjunto grúa	2
2. Subconjunto columna.....	3
3. Columna.....	4
4. Placa de anclaje.....	5
5. Anillo apoyo rodamiento.....	6
6. Cartela superior columna	7
7. Cartela base columna.....	8
8. Subconjunto pluma	9
9. Placa de apoyo.....	10
10. Pluma	11
11. Cartela pluma.....	12
12. Rigidizador.....	13
13. Tope de carrera	14

14. Subconjunto sistema de giro	15
15. Base asiento sistema de giro.....	16
16. Brida apoyo reductor	17
17. Eje.....	18
18. Piñón de giro.....	19

Pliego de condiciones

5.1. Objeto del pliego	3
CONDICIONES GENERALES	3
5.2. Normativa aplicable.....	3
CONDICIONES PARTICULARES.....	3
5.3. Materiales.....	3
5.4. Uniones atornilladas.....	4
5.5. Soldadura	4
5.6. Superficies de contacto en uniones resistentes a deslizamiento	5
5.7. Pintura.....	5
5.8. Montaje	5
5.8.1. Requisitos previos	5
5.8.2. Columna	6
5.8.3. Rodamiento.....	6
5.8.4. Conjunto de la pluma	7
5.8.5. Sistema de giro.....	9
5.8.6. Sistema de elevación.....	10
5.9. Puesta en servicio	10



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

MEMORIA

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

Junio 2020

2. MEMORIA

Índice Memoria

2.0. Hoja de identificación	4
2.1. Objeto.....	5
2.2. Alcance	5
2.3. Antecedentes.....	5
2.4. Normas y referencias	5
2.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	5
2.4.2. Bibliografía	6
2.4.3. Programas de cálculo.....	6
2.5. Definiciones y abreviaturas	6
2.5.1. Notación y símbolos	6
2.6. Requisitos de diseño	9
2.6.1. Requisitos de cliente / preestablecidos.....	9
2.6.2. Requisitos normativos	10
2.6.3. Otros requisitos y características	10
2.7. Análisis de soluciones.....	10
2.7.1. Definición de solicitudes.....	11
2.7.2. Pluma.....	12
2.7.3. Mecanismo de elevación.....	16
2.7.4. Rodamiento de gran tamaño.....	18
2.7.5. Columna	19
2.7.6. Placa de apoyo.....	24
2.7.7. Sistema de giro.....	27
2.7.8. Motorreductor	29
2.7.9. Piñón	29
2.7.10. Acoplamiento flexible.....	31
2.7.11. Eje.....	32
2.7.12. Rodamiento.....	33
2.7.13. Elementos de soporte del grupo del sistema de giro.....	33
2.7.14. Topes de carrera.....	34
2.8. Resultados finales	35
2.9. Orden de prioridad entre los documentos	37

Índice de tablas

Tabla 1. Características perfil HEB600.....	13
Tabla 2. Características perfil compuesto 2xIPE600.....	14
Tabla 3. Tensiones en la pluma para Caso I y Caso II.....	14
Tabla 4. Características perfil CHS 1219/16.....	20
Tabla 5. Tensiones en la columna para Caso I y Caso II.....	20
Tabla 6. Características del piñón de giro.....	30
Tabla 7. Características finales de la grúa.....	36

Índice de figuras

Figura 1. Esquema del flujo de diseño.....	11
Figura 2. Esquema de solicitaciones en la grúa.....	12
Figura 3. Esquema longitudes en la pluma.....	13
Figura 4. Dimensiones perfil HEB600.....	13
Figura 5. Perfil compuesto por dos IPE600.....	14
Figura 6. Detalle de rigidizadores de la pluma.....	16
Figura 7. Carro DST/R con polipasto (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati).	17
Figura 8. Rodamiento de gran tamaño.....	18
Figura 9. Esquema de solicitaciones (Fuente: catálogo Rothe Erde).....	19
Figura 10. Perfil columna CHS 1219/16.....	20
Figura 11. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista deformada.....	22
Figura 12. Anillo de apoyo del rodamiento.....	22
Figura 13. Detalle cartelas de refuerzo superior de la columna.....	23
Figura 14. Detalle de placa de anclaje y cartelas de refuerzo inferior de la columna.....	24
Figura 15. Diseño de la placa de apoyo de la pluma.....	25
Figura 16. Esquema de las soldaduras de cálculo.....	26
Figura 17. Esquema de restricción y carga del modelo de la placa.....	26
Figura 18. Comparativa análisis lineal (arriba), análisis no lineal (abajo). Isolíneas 200 N/mm ²	27
Figura 19. Detalles de conjunto despiezado y corte del sistema de giro.....	28
Figura 20. Modelo 3D del piñón de giro.....	31
Figura 21. Esquema acoplamiento flexible (Fuente: <i>Esco Gears</i>).....	32
Figura 22. Base del grupo del sistema de giro.....	33
Figura 23. Brida de apoyo del reductor.....	34
Figura 24. Detalle topes de final de carrera.....	35
Figura 25. Vista completa de la grúa pluma.....	35
Figura 26. Dimensiones generales de la grúa.....	37

2.0. Hoja de identificación

Título del trabajo de fin de grado

Diseño de una grúa pluma de 8 Tn de capacidad para puerto deportivo

Autor

Darío Martín Morales

42221547X

alu0100491012@ull.edu.es

Universidad

Universidad de La Laguna

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Curso

2019-2020

Tutor académico

Viana Lida Guadalupe Suárez

Fecha

Junio 2020

2.1. Objeto

El objeto del proyecto es diseño de una grúa pluma para empleo en puertos deportivos con capacidad de carga máxima de 8 toneladas. Se destinará a la elevación y manipulación de embarcaciones, así como a la carga y descarga de materiales de las mismas y tareas de apoyo generales en el puerto.

2.2. Alcance

El proyecto cubre el diseño, cálculo, selección y justificación de los aspectos estructurales de la grúa y de sus elementos mecánicos para los movimientos de elevación, giro y cambio de alcance.

Se excluye del alcance de este proyecto la de este proyecto la definición y cálculo de:

- Los elementos de cimentación.
- La instalación eléctrica y electrónica y los dispositivos de manejo y control; aunque se expondrán ciertas indicaciones sobre los mismos.

2.3. Antecedentes

La elevación de cargas es una necesidad en innumerables ámbitos de la sociedad desde los inicios de los asentamientos humanos, para los que se han dado distintas soluciones a lo largo de la historia que han permitido el desarrollo tecnológico, mejoras de las condiciones de vida y facilitación de tareas básicas.

Hoy en día existen múltiples soluciones posibles para satisfacer estas necesidades en función de los requisitos de las mismas; desde sistemas con capacidad de decenas de kilogramos a cientos de toneladas, de actuación mecánica, hidráulica o eléctrica, interiores o exteriores, etc.

Para el ámbito de aplicación que abarca el proyecto existen múltiples alternativas comerciales de distintas características y capacidades, las cuales sirven de inspiración al desarrollo del proyecto, que trata de aportar una solución más con un enfoque de simplicidad y versatilidad del diseño final.

Al no tratarse de un proyecto específico para una ubicación geográfica o actividad específicos, el diseño pretende ser genérico y que pueda ser empleado en multitud de puertos en función de sus requerimientos de diseño básicos.

2.4. Normas y referencias

2.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE 58112:1991 Grúas y aparatos de elevación. Clasificación.
 - o Parte 1: General.
 - o Parte 2: Grúas de pluma.
- UNE 58113:1985: Grúas. Acción del viento.
- UNE 58118:1984: Aparatos de elevación. Código y métodos de ensayo.
- UNE 58132: Aparatos de elevación. Reglas de cálculo.
 - o Parte 1: clasificación. Símbolos y denominaciones utilizadas.

- Parte 2: Solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.
- Parte 3: Cálculo de las estructuras y de las uniones.
- UNE-EN 1993: Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero.
 - Parte 1-8: Uniones.
- EAE Instrucción de Acero Estructural, 3ª ed., 2ª reimpresión, 2018.

2.4.2. Bibliografía

Literatura consultada:

- R. L. Norton, *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado.*, 4ª ed. México: Pearson Educación, 2011.
- R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª ed. México: Pearson Educación, 2006.
- R. Nonnast, *El proyectista de estructuras metálicas*, 18ª ed. Madrid: Paraninfo, 1993.
- G. Niemann, *Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas*, 2ª ed. Barcelona: Labor, 1973.
- H. Ernst, *Aparatos de elevación y transporte, tomo 1 y 2*, 1ª ed. Barcelona: Blume, 1970.

Recursos web:

- *Gear Technical Reference. The role gears are playing.* [online], KHK Gears, disponible en:
https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/

2.4.3. Programas de cálculo

- Microsoft Excel 2019. Empleado en la realización de cálculos iterativos.
- Dassault Systemes Solidworks 2016. Empleado en el modelado 3D y el análisis, simulación y verificación del diseño de diferentes elementos.
- Software online de cálculo (GCSW) y dibujo (GDSW) de engranajes del fabricante KHK Gears, disponibles en:
https://khkgears.net/new/gear_calculator.html

2.5. Definiciones y abreviaturas

2.5.1. Notación y símbolos

Término	Definición
A	Área. Área de la sección transversal.
a	Espesor de garganta de soldadura.
A _s	Área de la sección resistente a tensión del perno o tornillo.
b	Anchura de la sección.
C	Constante de rigidez de la junta.

C_f	Coeficiente de forma del elemento frente a la acción del viento.
D	Diámetro.
d	Distancia al eje de referencia para el cálculo de momento.
d_p	Diámetro primitivo.
d_t	Distancia entre el eje del perno de anclaje y el eje de simetría.
E	Módulo de elasticidad del material o de Young.
e	Excentricidad de las solicitaciones.
$ed.$	Edición.
F_a	Carga axial en el rodamiento de gran tamaño.
FDS	Factor de seguridad.
F_{gear}	Fuerza total aplicada sobre el diente del engranaje.
f_L	Factor de carga para el rodamiento de gran tamaño.
f_s'	Factor de servicio para el reductor.
f_{stat}	Coeficiente de seguridad estática para el rodamiento de gran tamaño.
$F_{t,Rd}$	Resistencia de cálculo a tracción de un tornillo.
$F_{t,Ed}$	Esfuerzo de tracción en un tornillo.
f_u	Resistencia a tracción del acero.
f_{ub}	Resistencia a tracción del acero del tornillo.
f_y	Límite elástico.
f_{yb}	Límite elástico para el acero del tornillo.
g	Aceleración de la gravedad.
I	Momento de inercia.
I_p	Momento de inercia polar.
k	Radio de giro de la sección.
k_f	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión, componente alternante.
k_{fm}	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión, componente medio.
k_{fs}	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por torsión, componente alternante.
k_{fsm}	Factor de concentración de esfuerzos de fatiga por torsión, componente medio.
l_{ef}	Longitud efectiva frente a pandeo.
M	Momento flector.
m	Masa.
M_a	Momento flector alternante en el eje.

M_b	Par aplicado al “brazo” del piñón. Par de giro aplicado a la estructura.
M_{Ed}	Momento flector de cálculo.
M_k	Par de vuelco en el rodamiento de gran tamaño.
M_m	Momento flector medio en el eje.
M_p	Par aplicado al piñón de giro.
M_{roz}	Par de rozamiento de arranque del rodamiento.
M_t	Momento torsor.
$M_{t,rod,Ed}$	Par de cálculo a la salida del reductor.
N	Esfuerzo axil. Esfuerzo normal.
n	Tensión normal que actúa sobre el plano de garganta abatido del cordón.
N_0	Esfuerzo de pretensado en el tornillo.
n_2	Velocidad angular a la salida del reductor.
N_f	Factor de seguridad frente a fatiga.
$n_{grúa}$	Velocidad de giro de la grúa (pluma).
p	Presión del viento.
P_{cr}	Carga crítica de pandeo.
P_{r1}	Potencia requerida en el motor del reductor.
Q	Esfuerzo cortante.
r_{giro}	Distancia entre el eje de giro y el centro de masa del elemento.
S_f	Resistencia a fatiga corregida.
S_G	Solicitaciones debidas al peso propio.
S_{Hin}	Solicitaciones horizontales debido a la aceleración durante el giro de los elementos.
S_i	Momento estático de media sección en la dirección i considerada.
S_r	Razón de esbeltez efectiva.
S_T	Solicitaciones debidas al choque.
S_{ut}	Resistencia última a la tensión del material.
S_{Wfs}	Solicitaciones debidas a la acción del viento máximo fuera de servicio de cálculo.
S_{Ws}	Solicitaciones debidas a la acción del viento máximo de servicio de cálculo.
t_a	Tensión tangencial que actúa sobre el plano de garganta abatido en la dirección paralela al plano del cordón.
T_a	Momento torsor alternante en el eje.
t_a	Tiempo de la aceleración.
T_m	Momento torsor medio en el eje.

t_n	Tensión tangencial que actúa sobre el plano de garganta abatido en la dirección perpendicular al plano del cordón.
V	Esfuerzo de corte.
v_L	Velocidad de elevación de la carga de servicio.
v_s	Velocidad del viento máximo de servicio.
w_i	Módulo resistente de la sección en la dirección i considerada.
w_p	Módulo resistente polar de la sección.
α	Aceleración angular.
β_w	Coefficiente de correlación para el acero.
γ_c	Coefficiente de mayoración del aparato.
γ_{M2}	Coefficiente parcial para la resistencia de las uniones.
η_d	Rendimiento dinámico del reductor.
μ	Coefficiente de rozamiento.
ξ	Coefficiente experimental para la determinación del coeficiente dinámico.
ρ_1	Coefficiente de mayoración de la carga máxima de servicio en el ensayo dinámico.
ρ_2	Coefficiente de mayoración de la carga máxima de servicio en el ensayo estático.
σ_a	Tensión tangencial que actúa sobre el plano de garganta en la dirección paralela al plano del cordón.
σ_{comp}	Tensión de comparación para el cordón de soldadura.
σ_{eq}	Tensión equivalente de Von Mises
σ_i	Tensión flexo-tracción en la dirección i considerada.
σ_{lim}	Tensión límite admisible.
τ_a	Tensión tangencial que actúa sobre el plano de garganta en la dirección paralela al plano del cordón.
τ_i	Tensión cortante en la dirección i considerada.
τ_n	Tensión tangencial que actúa sobre el plano de garganta en la dirección perpendicular al plano del cordón.
ψ	Coefficiente dinámico de mayoración de la carga máxima de servicio.
ω	Velocidad angular.

2.6. Requisitos de diseño

Se establecen los siguientes requisitos de diseño a imponer y tener en cuenta en la determinación de la grúa.

2.6.1. Requisitos de cliente / preestablecidos

Se precisa el que el diseño de la grúa tenga las siguientes características:

- Grúa tipo pluma.
- De mástil fijo.
- Capacidad de carga máxima de 8 toneladas (8000 kg).
- Capacidad de giro del mástil de 360 grados, con una velocidad de 0,5 rpm.
- Capacidad de elevación de la carga con una velocidad de 4 m/min.
- Altura bajo gancho de 10 metros desde el suelo.
- Distancia pilar-gancho de 5,5 m.

2.6.2. Requisitos normativos

Atendiendo a las instrucciones especificadas principalmente según la norma UNE 58132 la grúa y sus elementos deben soportar diferentes condiciones de servicio o de prueba, cada una con sus especificidades, en concreto:

- Servicio normal sin viento.
- Servicio normal con viento límite de servicio.
- Solicitaciones excepcionales:
 - o Fuera de servicio con viento máximo.
 - o En servicio bajo el efecto de un choque.
 - o Condiciones de ensayo según norma UNE 58118.

Por otro lado, al tratarse de una grúa que se emplazará en un entorno costero, deberán tomarse las medidas de protección pertinentes tanto para la estructura como sus mecanismos y sistemas frente a las condiciones ambientales. Principalmente las medidas referentes a la protección contra la corrosión y efectos del agua.

2.6.3. Otros requisitos y características

Se quiere conseguir un diseño sencillo, haciendo uso en lo posible de componentes normalizados, que permita una fácil fabricación, ejecución y montaje.

También se incidirá en un diseño que permita el mantenimiento de los mecanismos y su posible servicio y reparación si fuera necesario.

2.7. Análisis de soluciones

Partiendo de las características requeridas e ideas de diseño basadas en modelos existentes, y buscando la simplicidad del resultado final, se decide estudiar un sistema compuesto por una columna fija, con los mecanismos en la parte superior, y pluma compuesta por una viga simple.

La definición del diseño final pasa por muchas fases iterativas en la que se comprueba que cada solución escogida se adapta y cumple con los requerimientos establecidos por elementos previos. El orden básico, por el que se han ido definiendo los elementos de la grúa es el siguiente:

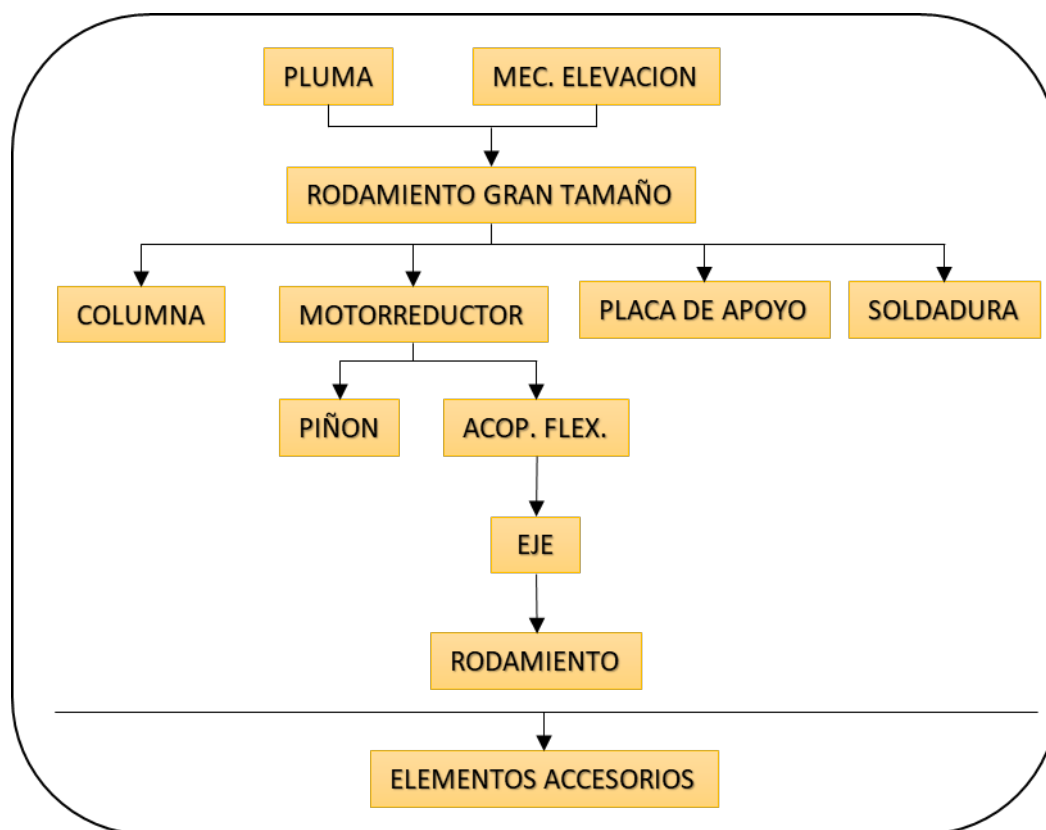


Figura 1. Esquema del flujo de diseño.

Los elementos anteriores se definen siguiendo las indicaciones de la normativa, en concreto *Aparatos de elevación. Reglas de cálculo*, UNE 52132, en la que se exponen los distintos casos de estudio y comprobación.

2.7.1. Definición de solicitaciones

En la norma se especifican distintos casos de estudio en los que se suponen varias combinaciones de las solicitaciones presentes en el aparato, se analicen los esfuerzos producidos sobre la estructura y sus mecanismos en cada caso y que la grúa sea segura dentro de los márgenes establecidos de uso.

Los casos de combinación son:

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

Estas solicitaciones serán:

- Las debidas al peso propio de los elementos
- La generadas por la carga de servicio y sus movimientos de elevación, traslación, giro.
- Las cargas horizontales debidas a la aceleración de elementos.
- Las cargas debidas a efectos ambientales, en concreto el viento.

Estas solicitaciones se representan sobre la estructura en la *Figura 2*.

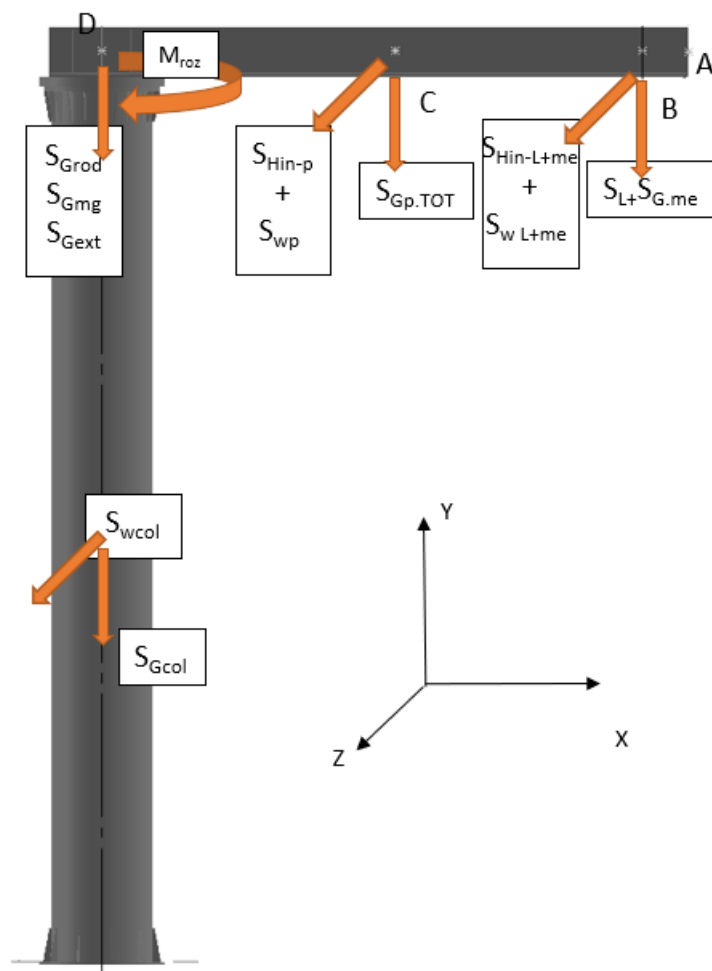


Figura 2. Esquema de solicitaciones en la grúa.

Las cargas son mayoradas en función de la clasificación de la norma y según el caso de combinación de solicitaciones, los esfuerzos generados sobre la estructura deben tener unos coeficientes de seguridad mínimos, también definidos.

2.7.2. Pluma

El diseño de la pluma está condicionado por el alcance que se desea conseguir con el sistema de elevación en la punta de la grúa y los requerimientos del propio mecanismo y las solicitaciones a las que se ve sometida la pluma.

Se quiere conseguir una distancia entre el pilar y el gancho de 5,5 metros; sin embargo, a esta longitud habrá que añadir la porción de pluma apoyada sobre la estructura y el tramo necesario para que el carro de translación del mecanismo de elevación pueda situar el gancho a dicho alcance. Con ello la longitud de la pluma se extiende hasta los 7,7 metros.

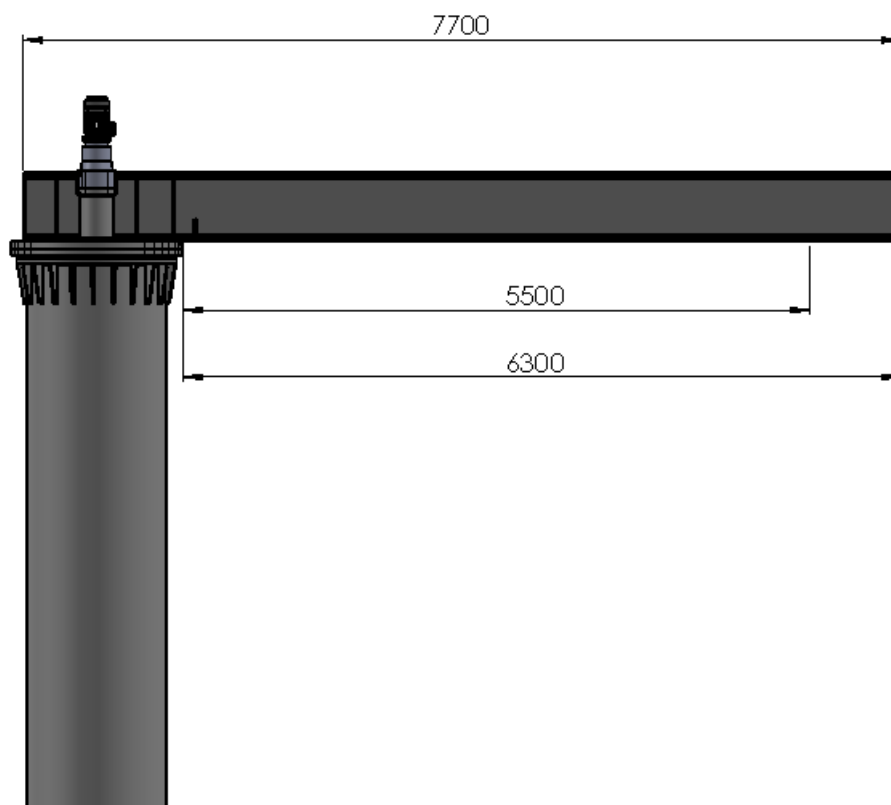


Figura 3. Esquema longitudes en la pluma.

El siguiente paso es seleccionar el perfil adecuado para las solicitaciones presentes. Se selecciona un perfil de viga simple del tipo HEB de tamaño 600. Se selecciona este tipo de perfil por tener unos valores de resistencia equilibrados; un elevado módulo resistente en su dirección de mayor inercia, a la vez que en la dirección de menor inercia una resistencia suficiente para las cargas generadas.

Tabla 1. Características perfil HEB600

Característica	Valor	Unidad
A	270	cm ²
I _x	171000	cm ⁴
w _x	5700	cm ³
I _y	13530	cm ⁴
w _y	902	cm ³

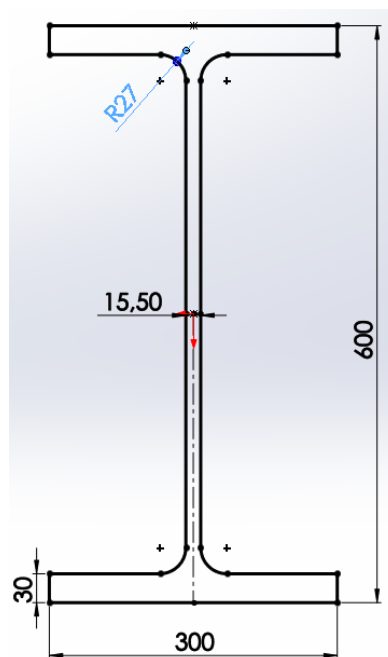


Figura 4. Dimensiones perfil HEB600

Se estudiaron alternativas como la utilización de un perfil compuesto por dos del tipo IPE que alcanzara un valor resistente similar. Como el expuesto en la siguiente figura:

Tabla 2. Características perfil compuesto 2xIPE600

Característica	Valor	Unidad
A	312	mm ²
I _x	184160	mm ⁴
w _x	6139	mm ³
I _y	44523	mm ⁴
w _y	2024	mm ³

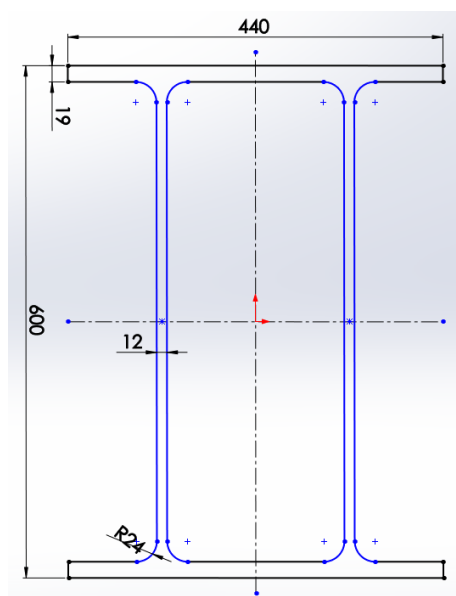


Figura 5. Perfil compuesto por dos IPE600

Se obtiene un perfil compuesto tipo cajón con un valor similar de resistencia en el eje mayor, que es el que principalmente está solicitado por la carga de servicio y los pesos propios; y el doble de resistencia en el eje menor, sin embargo, incrementa el peso y requiere de una unión por soldadura a lo largo de toda la viga. Dado que no se necesita el extra de resistencia en eje menor y se añade complejidad y coste a la construcción se decide por el perfil simple.

Se estudia siguiendo el procedimiento de la norma las diferentes combinaciones de acciones, obteniéndose los siguientes resultados para los dos casos más desfavorables:

Tabla 3. Tensiones en la pluma para Caso I y Caso II.

Solicitaciones Caso I			Solicitaciones Caso II		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)		Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	16,6	S_{Gp}	14,959	16,6
S_{Gme}	11,15	12,38	S_{Gme}	11,15	12,38
S_L	80	102,12	S_L	80	102,12
S_{Hin-p}	0,092	0,1	S_{Hin-p}	0,092	0,1
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15	$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
			$S_{Ws P}$	1,475	1,475
			$S_{Ws L}$	2,4	2,4
Esfuerzos y Momentos (mayorados)			Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-8,02E+08	Nmm	$M_{z,max}$	-8,02E+08	Nmm

$M_{y,max}$	-7,81E+06	Nmm	$M_{y,max}$	-2,86E+07	Nmm
N_x	0	kN	N_x	0	kN
Q_y	-131,1	kN	Q_y	-131,1	kN
Q_z	1,25	kN	Q_z	5,12	kN
Tensiones			Tensiones		
$\sigma_{x,max}$	-149,4	N/mm ²	$\sigma_{x,max}$	-172,48	N/mm ²
$\tau_{xz,max}$	-15,88	N/mm ²	$\tau_{xz,max}$	-15,88	N/mm ²
$\tau_{xy,max}$	0,21	N/mm ²	$\tau_{xy,max}$	0,88	N/mm ²
σ_{eq}	151,93	N/mm ²	σ_{eq}	174,66	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1,5$	177	N/mm ²	$\sigma_{lim} = f_y/1,33$	199	N/mm ²
FDS	1,16	CUMPLE	FDS	1,14	CUMPLE

En estos casos de estudio, que son los más comunes en las solicitaciones a las que se verá enfrentada la grúa, se obtienen unos factores de seguridad con respecto a la tensión máxima admisible para cada caso (ya minorada) de 1.16 y 1.14, por lo que se da por adecuada y óptima la selección del perfil.

Con análisis posteriores del subconjunto de la pluma en Solidworks, se observa como aparecen concentración de tensiones en dos puntos de la viga soldada sobre la placa: en la zona de transición entre el alma y el ala en el extremo de la viga, y, por otro lado, en los extremos del ala de la viga, en la zona donde confluye el cordón de soldadura con el comienzo del tramo en voladizo.

Para rebajar esas tensiones se introducen placas de 16 mm de espesor soldadas transversalmente al alma y alas de la pluma (ver *Figura 6*), como elementos rigidizadores, con lo que se baja las tensiones en dichos puntos.

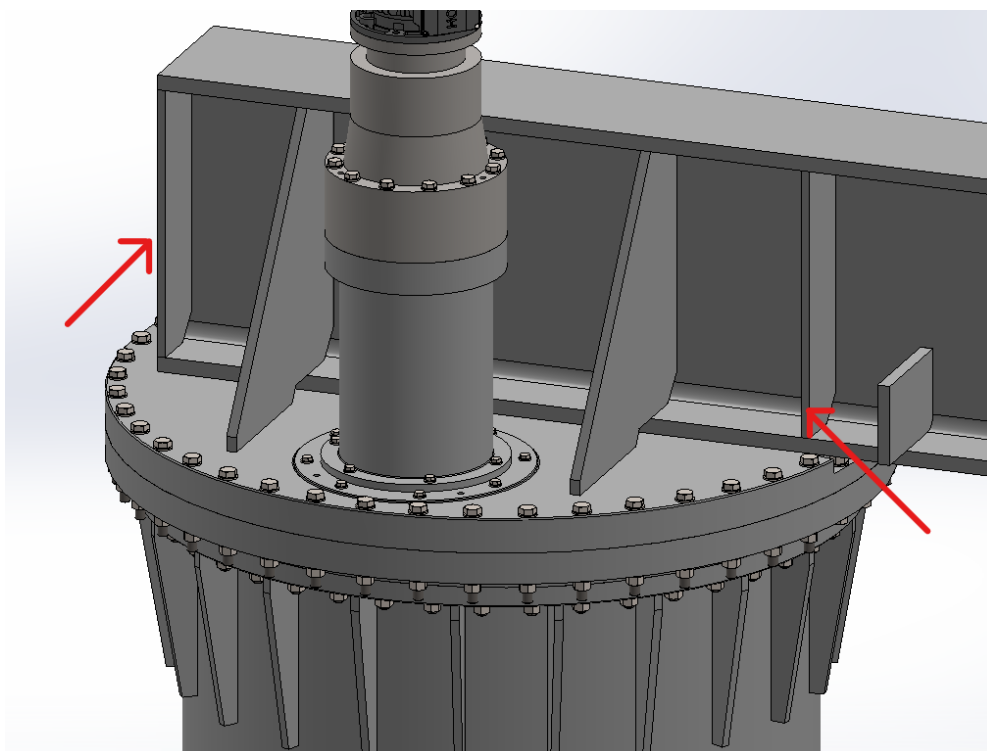


Figura 6. Detalle de rigidizadores de la pluma.

2.7.3. Mecanismo de elevación

Conjuntamente a la selección del perfil de viga para la pluma de la grúa se selecciona el sistema de elevación para la misma. Este sistema será el encargado de suministrar la potencia necesaria para la ejecución de los movimientos de elevación y descenso y de traslación a lo largo del alcance de la pluma, de la carga de servicio. Por tanto, este es un mecanismo crítico y la base de la grúa, que debe funcionar dentro de unos límites seguros y con la capacidad adecuada para los requerimientos de diseño.

Se opta por un sistema de polipasto integrado en un carro suspendido en la viga del fabricante *Donati*. El sistema consta de un polipasto eléctrico de cable de la serie DRH junto a un carro de traslación monorraíl suspendido de dimensiones reducidas de la serie DST/R. Se elige este tipo de carro dentro de los de tipo suspendido, por tener un diseño que permite acercar lo más posible el gancho a la base de apoyo del carro, es decir, a la base de la pluma. Esto permite reducir el alto de la columna al no tener que compensar el espacio ocupado por los elementos suspendidos para cumplir con los requerimientos de altura libre bajo gancho.



Figura 7. Carro DST/R con polipasto (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati).

La selección del modelo concreto dentro de la serie se hace atendiendo a parámetros de catalogación de la grúa, tiempos de uso, carga efectiva y carrera del gancho, siguiendo el método y comprobaciones establecidas por el fabricante. En base a estos elementos se elige el sistema con la numeración:

- Polipasto: DRH 34L2LOW
- Carro: DST/R DS3BE

El conjunto consta de las siguientes especificaciones y parámetros de diseño:

- Diseñado para:
 - o Una carrera de gancho efectiva media de 8 m
 - o Realizar 10 ciclos/h
 - o Durante 3,5 h/día
 - o 250 días/año
 - o Vida 10 años
- 10000 kg de carga máxima de elevación
- 2 velocidades de elevación. 4/1,3 m/min
- Potencia del motor de elevación: 10kW
- 4 ramales de cable con una carrera de gancho máxima de 10 m.
- Velocidad de traslación del carro de 8 m/min.
- Potencia del motor de traslación de 0,32 kW
- Peso del conjunto, 1115 kg.

De los datos del sistema de elevación son a priori necesarios dos para tener en cuenta en el cálculo del resto de componentes: el peso y las limitaciones de tamaño del ala de la viga.

El peso se tiene en cuenta en el cálculo de las solicitaciones para la pluma y el resto de la estructura.

El sistema del carro de traslación limita el espesor del ala de la viga empleada para la pluma de la grúa, que servirá como carril de rodadura para las ruedas del carro. El espesor máximo es de 35 mm siendo el espesor de la viga HEB600 30mm, por lo que se está dentro del margen.

2.7.4. Rodamiento de gran tamaño

El rodamiento de gran tamaño sirve de unión entre la columna y el subconjunto de la pluma. Consiste en dos aros concéntricos con una pista de rodadura en la cara interior que aloja bolas de acero, permitiendo el giro relativo de los aros. El aro superior se une a la placa del subconjunto de la pluma y el aro inferior a la placa de apoyo en la columna, ambos, mediante tornillos de alta resistencia pretensados. El aro inferior además posee un dentado en la cara interna que permite el acople de un piñón controlar el sistema de giro.

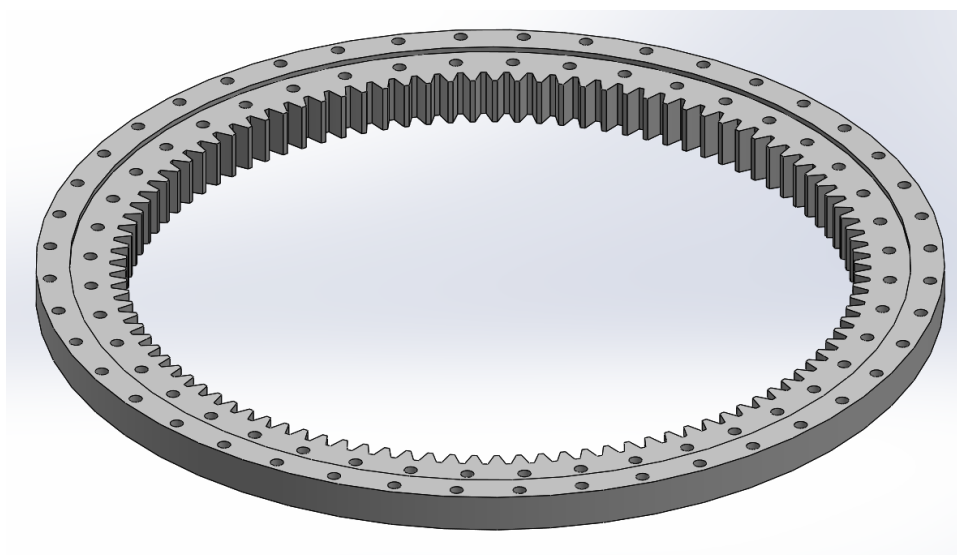


Figura 8. Rodamiento de gran tamaño.

El diseño de la estructura pasa por la selección de este componente ya que sus dimensiones condicionan el diseño de la placa de unión de la pluma y de la columna.

Para su selección se elige los rodamientos que presenta el fabricante *Rothe Erde* en su catálogo, donde se dan las pautas de selección a seguir y las características de sus elementos.

Los parámetros principales que condicionan la selección es la condición de cargas se define en la *Figura 9*, que reflejan la carga axial y el momento de vuelco.

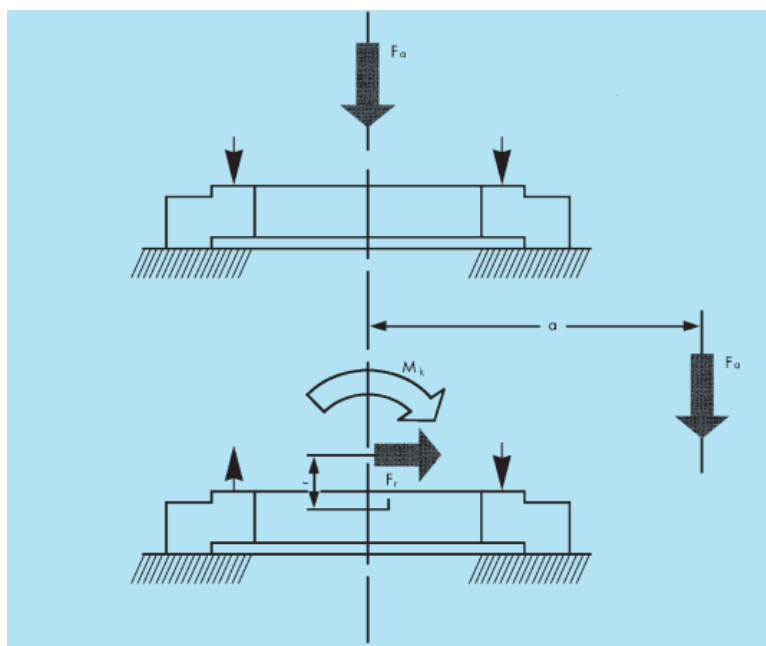


Figura 9. Esquema de solicitaciones (Fuente: catálogo Rothe Erde).

Los cálculos realizados para la selección se exponen en el Anexo 3.14. Con ellos se selecciona un rodamiento de la serie KD600, con la designación:

062.30.1400.001.21.1504 Posee las siguientes características:

- Diámetro de rodadura de 1400 mm.
- Diámetro exterior de 1512 mm
- Una altura total de 89 mm.
- Bolas del rodamiento de 30 mm.
- Un dentado interior con diámetro primitivo de 1236 mm, 103 dientes y módulo de 12 mm.
- Material bonificado de la corona dentada, con resistencia tangencial nominal de 88,10 kN y máxima de 176,20 kN.
- Peso de 296 kg.

2.7.5. Columna

La columna un elemento fundamental de la grúa, que traslada todas las solicitaciones generadas por los elementos superiores a la unión con la cimentación. Dada la naturaleza de las cargas que se generan debe soportar un fuerte momento de vuelco (flexor) y carga axial a compresión, además del par generado sobre la corona dentada para realizar el movimiento de giro de la pluma.

Para el diseño del perfil de la columna se opta por uno cilíndrico hueco por la simetría del mismo, ya que las solicitaciones pueden orientarse en cualquier posición alrededor de los 360° de acción de la grúa.

El tamaño del perfil se selecciona por el diámetro normalizado justamente inferior al del diámetro mayor del aro interno del rodamiento de gran tamaño, con el fin de que el apoyo del rodamiento quede centrado lo más posible sobre el diámetro del perfil de la

columna. Se busca, además, un tamaño adecuado que permita la colocación de un aro de apoyo para el rodamiento que se encontrará en el extremo superior de la columna.

Con estos parámetros de diseño se escoge el perfil normalizado CHS de diámetro exterior 1219 mm. El grosor se selecciona de manera que soporte las tensiones generadas en el punto crítico, que será en el empotramiento con la placa de anclaje a la cimentación. Se tiene en cuenta en la selección del espesor, la falla por pandeo en la columna y la abolladura localizada mediante simulaciones de Análisis de Elementos Finitos (por sus siglas en inglés FEA). El perfil escogido tiene las siguientes características:

Tabla 4. Características perfil CHS 1219/16

Característica	Valor	Unidad
A	605	cm ²
w _p	35900	cm ³
I _p	2188E+03	cm ⁴
w	17950	cm ³
I	1094E+03	cm ⁴

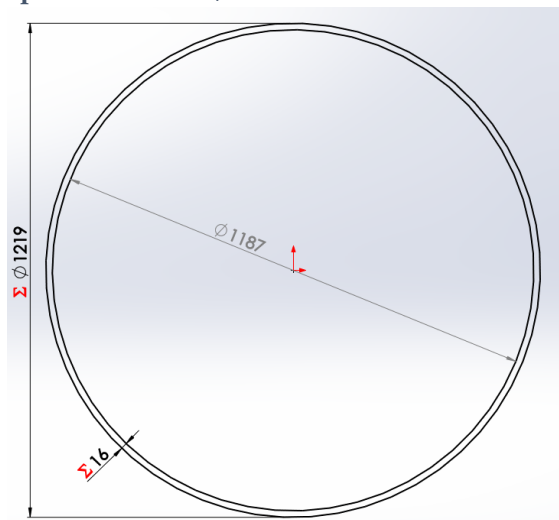


Figura 10. Perfil columna CHS 1219/16.

Estudia de manera similar a la viga de la pluma las tensiones resultantes de los esfuerzos de flexo-compresión, cortante puro y portante por torsión, obteniéndose los siguientes resultados para las dos combinaciones más críticas:

Tabla 5. Tensiones en la columna para Caso I y Caso II

Solicitaciones Caso I			Solicitaciones Caso II		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)		Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	18,12	$S_{Gp.TOT}$	16,32	18,12
S_{Gme}	11,15	12,38	S_{Gme}	11,15	12,38
S_L	80	102,12	S_L	80	102,12
S_{Gcol}	49,896	55,38	S_{Gcol}	49,896	55,38
S_{Gmg}	2,01	2,23	S_{Gmg}	2,01	2,23
S_{Grod}	2,96	3,29	S_{Grod}	2,96	3,29
S_{Gext}	7,127	7,91	S_{Gext}	7,127	7,91
S_{Hin-p}	0,092	0,1	S_{WsP}	1,475	1,475
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15	S_{Hin-p}	0,092	0,1
			$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
			S_{Wscol}	2,038	2,038
			S_{WsL}	2,4	2,4
Esfuerzos y Momentos			Esfuerzos y Momentos		

(mayorados)			(mayorados)		
$M_{z,max}$	-8,02E+08	Nmm	$M_{z,max}$	-8,02E+08	Nmm
$M_{x,max}$	1,33E+70	Nmm	$M_{x,max}$	6,58E+07	Nmm
$M_{y,max}$ (torsor)	-1,99E+07	Nmm	$M_{y,max}$ (torsor)	-4,07E+07	Nmm
N_y	-201,4	kN	N_y	-201,4	kN
Q_z	1,249	kN	Q_z	7,163	kN
Q_x	0	kN	Q_x	0	kN
Tensiones			Tensiones		
$\sigma_{y,max}$	48,77	N/mm ²	$\sigma_{y,max}$	51,69	N/mm ²
τ_{xz} (torsor)	-0,56	N/mm ²	τ_{xz} (torsor)	-1,13	N/mm ²
$\tau_{yx,max}$	0,04	N/mm ²	$\tau_{yx,max}$	0,24	N/mm ²
$\tau_{yz,max}$	0	N/mm ²	$\tau_{yz,max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	48,78	N/mm ²	σ_{eq}	51,73	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.5$	183	N/mm ²	$\sigma_{lim} = f_y/1.33$	207	N/mm ²
FDS	3,76	CUMPLE	FDS	4	CUMPLE

Se obtienen coeficientes de seguridad de 3,76 y 4,0 para los casos críticos, por lo que se acepta el perfil en cuanto a la resistencia a las tensiones generadas.

Al tratarse de un elemento sometido a una fuerte compresión, se estudia la seguridad frente a fallo por pandeo, ya que, aunque el perfil soporte las tensiones, podría llegar a fallar antes de que se desarrollaran los esfuerzos máximos si se produce una deformación localizada excesiva, que merme la estabilidad de la pieza. Se estudia tanto de manera analítica como a través de simulaciones por FEA mediante el Solidworks. Los cálculos y resultados detallados se tienen en el *Anexo 1* (apartados 3.6.6. y 3.8.). Se obtienen factores de seguridad de 226 frente al pandeo de la columna y factor 70 frente a la abolladura localizada en la parte superior de la columna por el efecto del apoyo de la pluma y la concentración de esfuerzos.

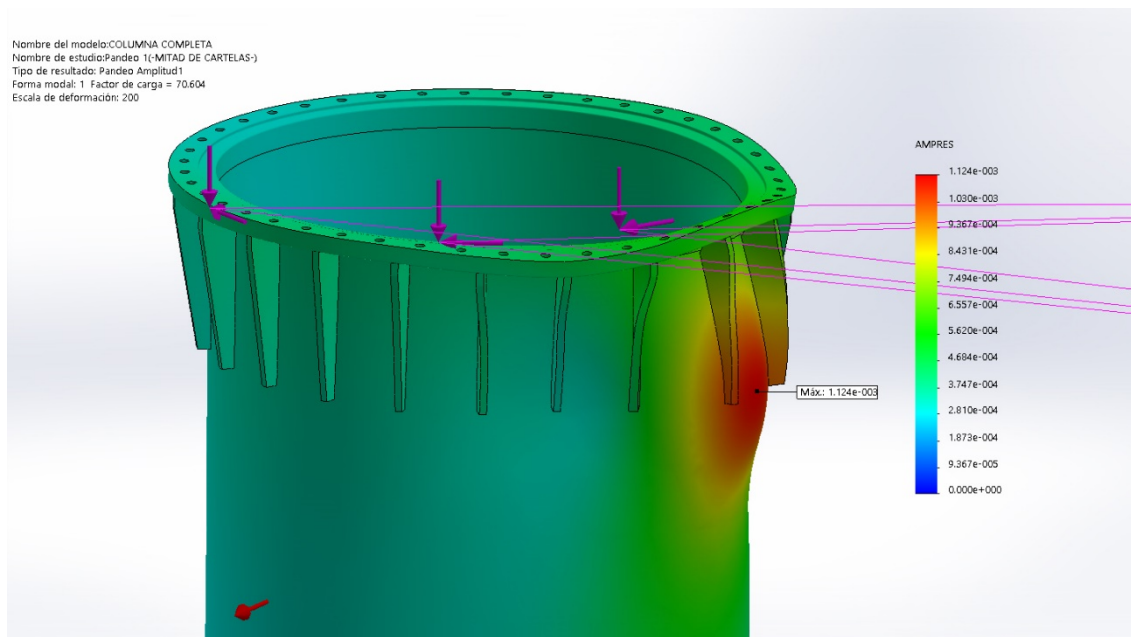


Figura 11. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista deformada.

El conjunto de la columna se completa dando solución a las uniones con el rodamiento de gran tamaño, en la parte superior, y la placa de anclaje, en la parte inferior. La resistencia de los elementos que se añaden se comprueba mediante simulaciones en Solidworks.

En la parte superior se diseña un aro de dimensiones adecuadas para la fijación del rodamiento. Consta de una superficie plana, mecanizada de acuerdo a las recomendaciones del fabricante del rodamiento, que sirve de apoyo al mismo. Se le realizan agujeros pasantes para la fijación mediante pernos. La unión al cuerpo de la columna se realiza mediante un cordón de soldadura a tope continuo a lo largo de toda la circunferencia

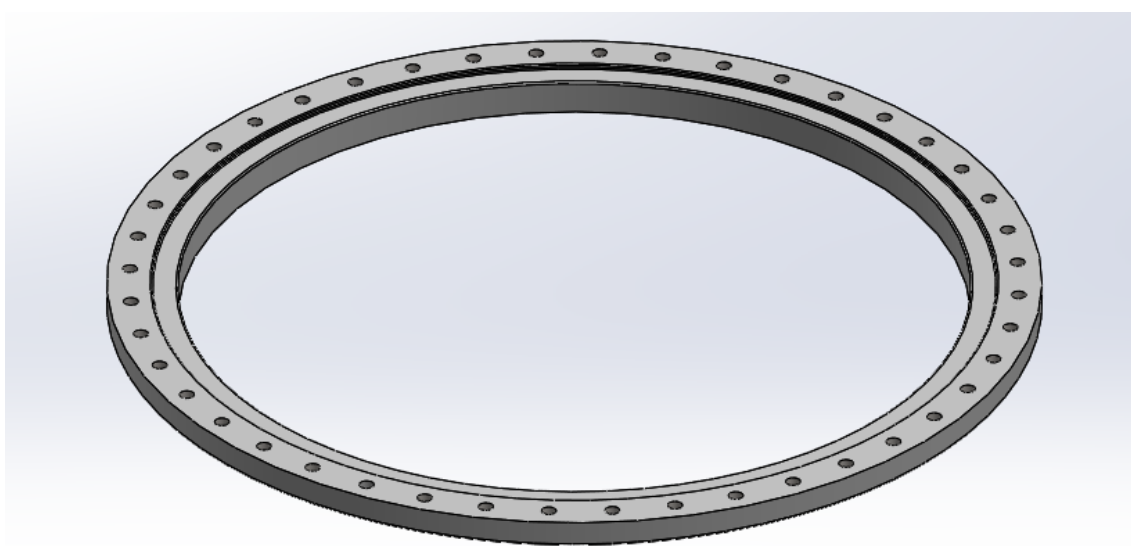


Figura 12. Anillo de apoyo del rodamiento.

Para dotar de mayor rigidez a la unión entre el anillo de apoyo y la columna, se añaden cartelas soldadas repartidas regularmente a lo largo de la circunferencia, disminuyendo así el efecto de la excentricidad de la carga al ser el anillo de mayor diámetro que la columna.

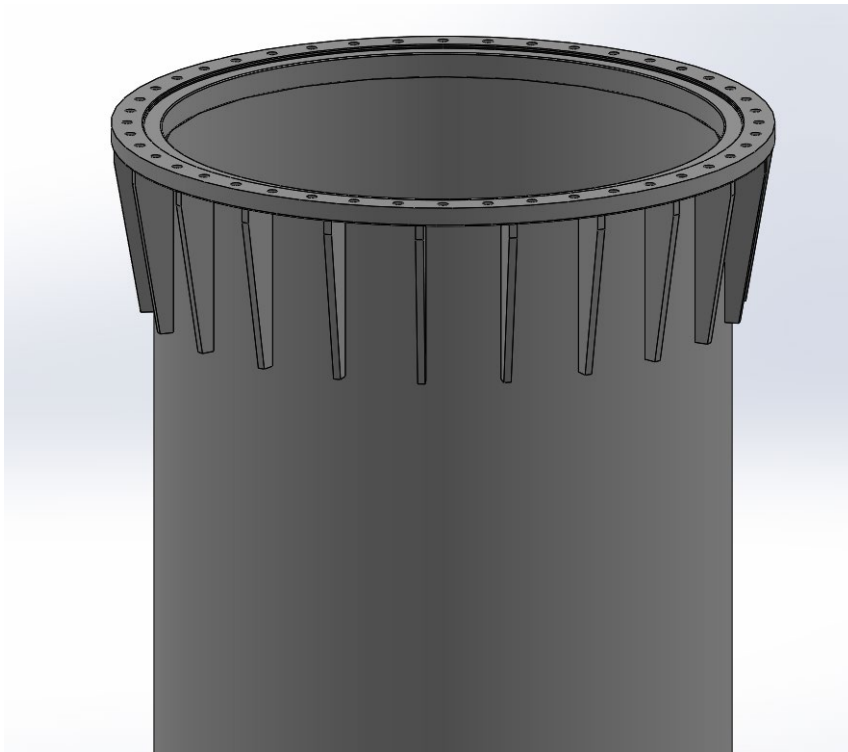


Figura 13. Detalle cartelas de refuerzo superior de la columna.

En la zona inferior el perfil de la columna se suelda a la placa de anclaje, que servirá de base a la estructura e irá fijada a la cimentación mediante pernos distribuidos en su circunferencia. De manera similar a la zona superior de la columna, se introducen elementos de rigidez para aliviar las tensiones localizadas en el empotramiento, repartir la carga y dar mayor estabilidad al sistema.

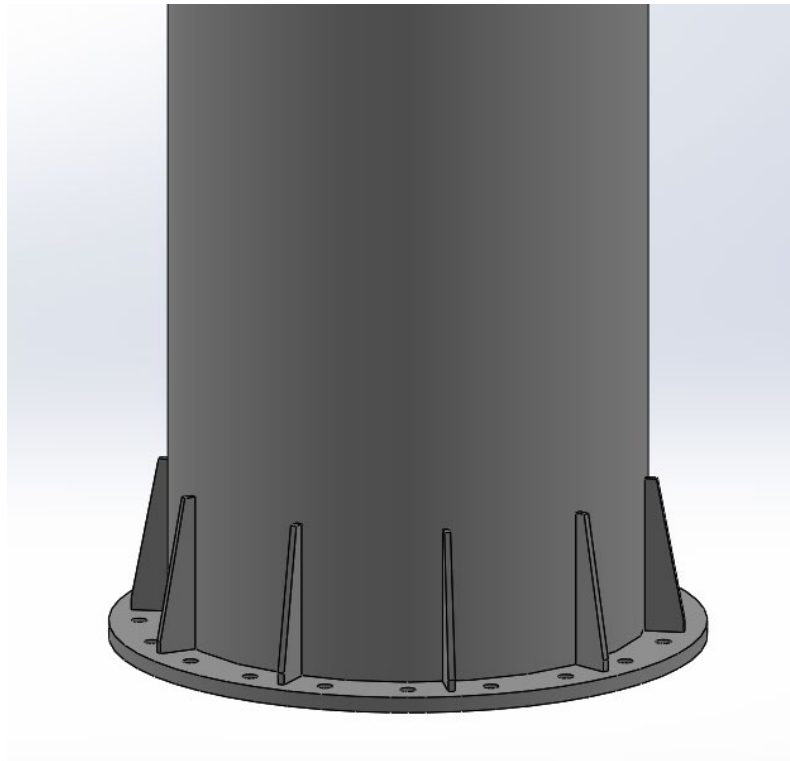


Figura 14. Detalle de placa de anclaje y cartelas de refuerzo inferior de la columna.

2.7.6. Placa de apoyo

La placa de apoyo será el elemento que sirva de unión y soporte de la pluma y el sistema de giro, y el rodamiento de gran tamaño.

Se opta por un diseño de placa maciza de contorno circular con diámetro coincidente con el del anillo externo del rodamiento de gran tamaño y de 70 mm de espesor; a la que se le realizaran diferentes operaciones de mecanizado dar solución a las uniones necesarias y el acople del mecanismo de giro. En concreto se realiza:

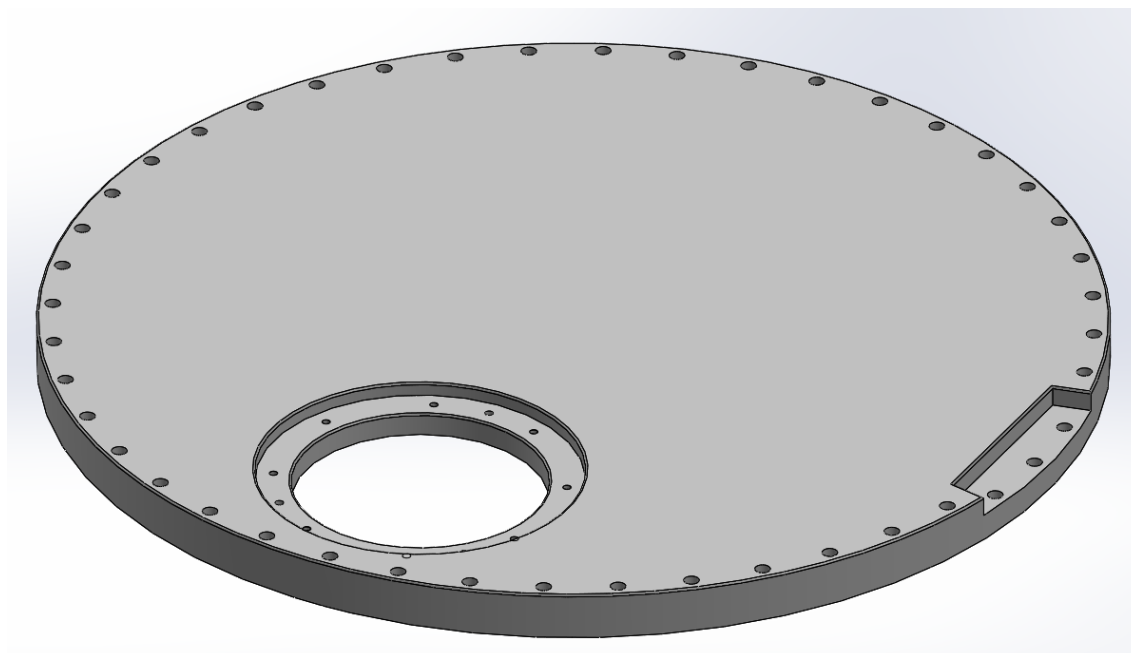


Figura 15. Diseño de la placa de apoyo de la pluma.

- Un rebaje interno en la zona inferior para evitar la interferencia con la cabeza de los pernos de fijación del anillo interno del rodamiento de gran tamaño.
- Un rebaje de espesor con un agujero pasante para la fijación del mecanismo de giro y permitir el paso del eje del piñón. Se le realizan agujeros roscados y de borde de pasadores, para la unión y centrar la posición.
- Otro rebaje de espesor en el borde bajo la zona de apoyo de la pluma para permitir la colocación de los pernos de unión en esa zona.
- Agujeros pasantes para los pernos de unión al anillo exterior del rodamiento de gran tamaño.

Dada la complejidad del elemento se estudia su resistencia a través de simulaciones mediante el uso del software Solidworks, bajo diferentes hipótesis y se analiza la resistencia de la unión mediante cordones de soldadura entre la pluma y la placa.

En primer lugar, se estudia de forma analítica siguiendo las instrucciones de la EAE la solución de soldeo escogida. Se plantea una unión a la placa mediante dos cordones en ángulo longitudinales entre la pluma y la placa, y cuatro uniones a tope mediante cartelas entre la pluma y la placa. En la ejecución final, el cordón en ángulo se realizará alrededor de toda la zona de contacto superior entre la pluma y la placa; sin embargo, de cara a los cálculos no se tiene en cuenta la porción transversal del cordón del extremo de la pluma (a lo ancho del perfil de la viga).

Se plantean cordones en ángulo de 21 mm de garganta para la unión pluma-placa, y uniones a tope en T de penetración completa para las uniones cartela-placa. Se obtienen resultados satisfactorios con coeficientes de seguridad en torno a 5 para el punto crítico. El cálculo detallado se expone en el *Anexo 3.7.2*.

En la siguiente figura se muestra el detalle de las mismas y la huella de contacto de las uniones soldadas:

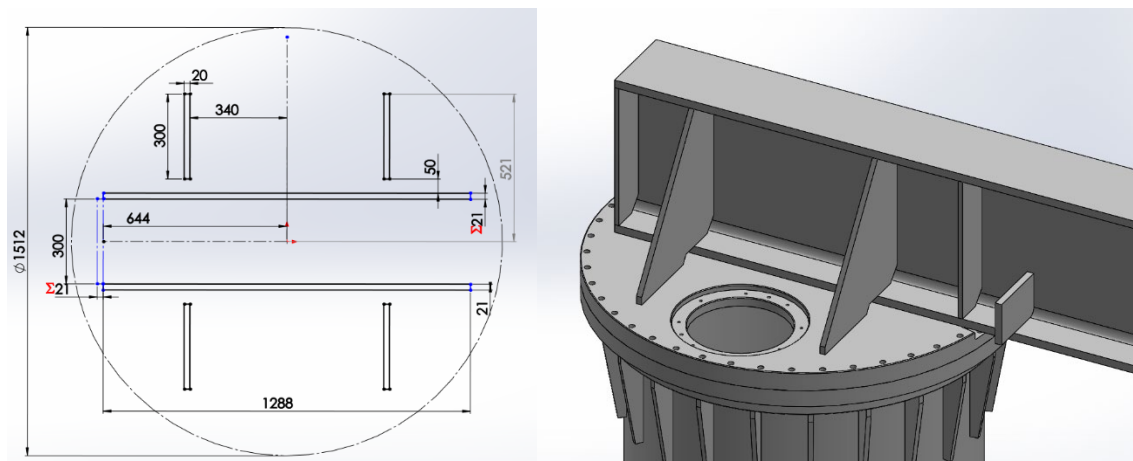


Figura 16. Esquema de las soldaduras de cálculo.

Con la solución de soldeo comprobada se realizan simulaciones para analizar la transferencia de las solicitaciones a la placa a través de las uniones soldadas. Se realiza un estudio simulando la aplicación de las resultantes de las cargas de la pluma y el momento de giro aplicado a la estructura, sobre la huella de la unión soldada.

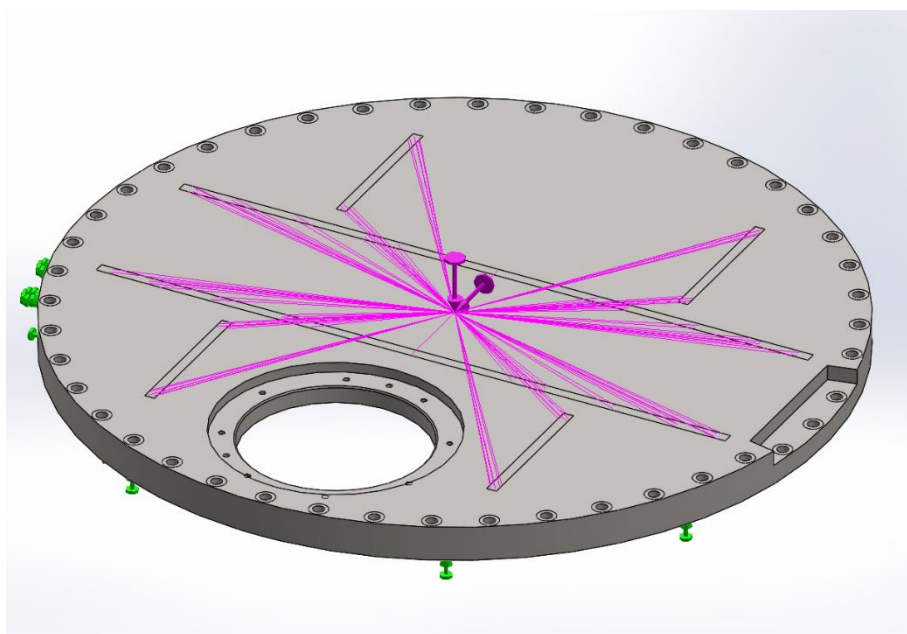


Figura 17. Esquema de restricción y carga del modelo de la placa.

El resultado del estudio estático lineal arroja valores en una pequeña región superiores ligeramente al límite elástico del material, por lo que se realizan estudios no lineales teniendo en cuenta el posible comportamiento plástico del mismo. De las simulaciones se deduce que el pico de tensiones en el punto puede deberse a una singularidad en el modelo ya que se limita a una región mínima (menos del 0.3 % del volumen de la pieza se encuentra por encima de los 200 N/mm² en valores de tensión von Mises), los valores del entorno son mucho menores e incluso el valor máximo se reduce con el análisis no lineal.

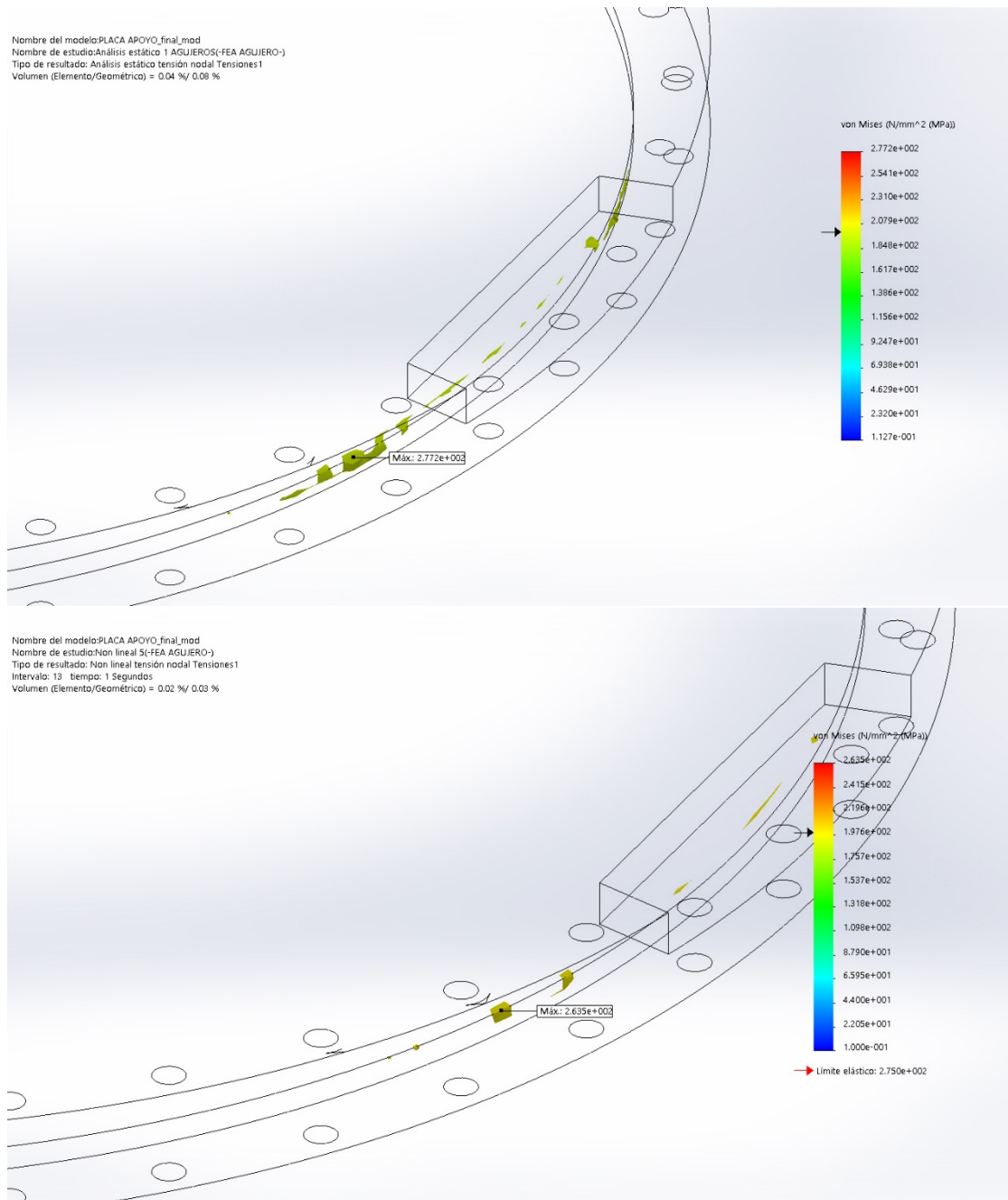


Figura 18. Comparativa análisis lineal (arriba), análisis no lineal (abajo). Isolíneas 200 N/mm².

2.7.7. Sistema de giro

El sistema de giro requiere de manera básica un motor que impulse el piñón que atacará la corona dentada interna del rodamiento de gran tamaño, haciendo que la estructura superior gire. El conjunto debe ser lo suficientemente potente para iniciar el movimiento con la alta inercia de las masas suspendidas, proporcionar una velocidad constante y contralada y tener capacidad de frenado suficiente al movimiento.

El sistema tiene al mismo tiempo que soportar posibles pequeñas desalineaciones debidas a las pequeñas deformaciones que se producen en la estructura al pasar por los distintos estados de carga, por lo que debe ser capaz de operar dentro de esos límites.

Con todo esto en mente, el conjunto se diseña de manera que se tiene:

- En el inicio del sistema, el conjunto del motor en línea con el reductor, que proporcionan el par de giro necesario.
- Al final del conjunto se encuentra el piñón de giro que engrana con la corona dentada interna del rodamiento de gran tamaño.
- Entre estos dos elementos:
 - o El acoplamiento flexible, que conecta el eje de salida del reductor al eje del piñón, y permite absorber ciertas desalineaciones.
 - o El eje, que transmite el par entre el acoplamiento flexible y el piñón.
 - o Un rodamiento, que sirve de centraje y soporte al eje, dando estabilidad al sistema.
- Una brida de apoyo para el reductor y sirve de alojamiento al acoplamiento flexible.
- Una base de asiento del conjunto, que sirve de elemento de conexión a la placa de apoyo.

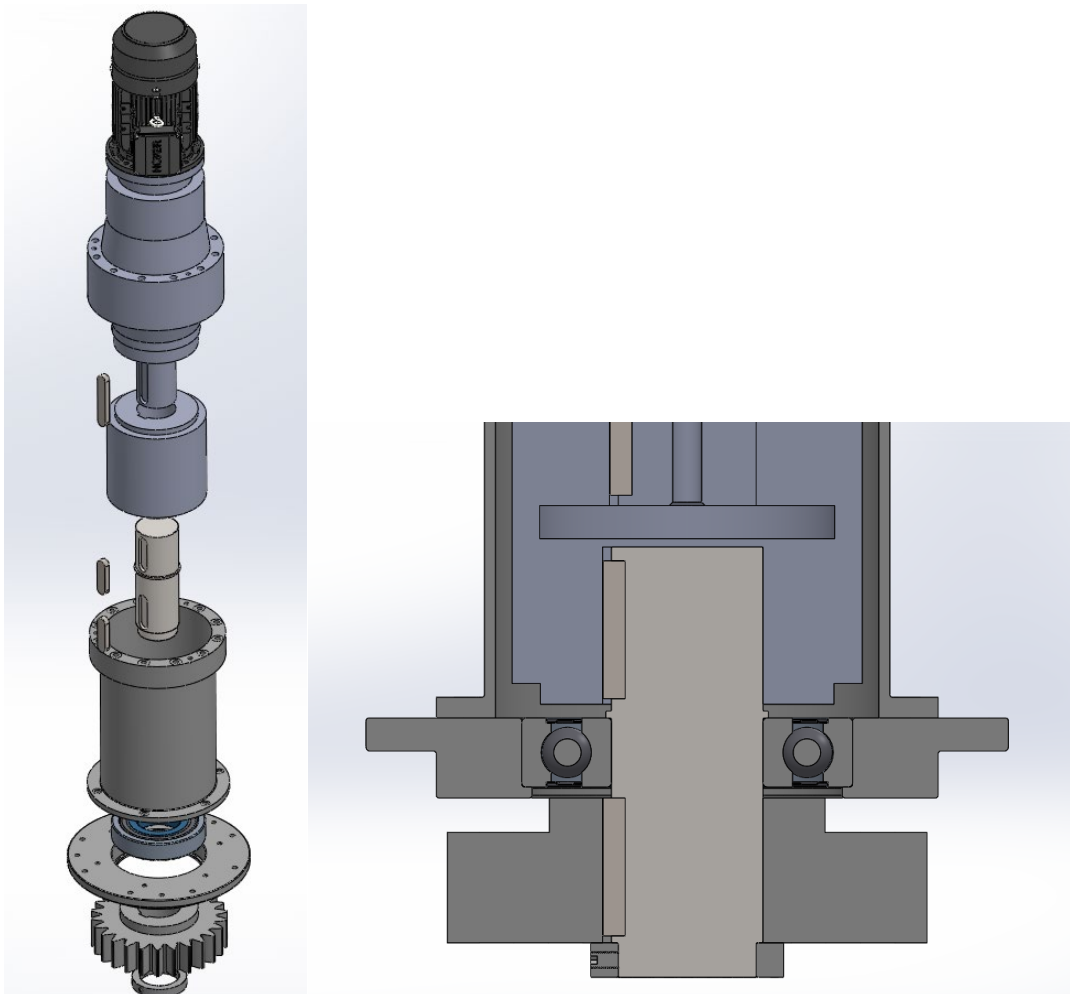


Figura 19. Detalles de conjunto despiezado y corte del sistema de giro.

La elección final del diseño del sistema de giro se hace teniendo en mente que pueda ser retirado sin la necesidad de desmontar la estructura principal. De esta manera, la base de asiento del sistema de giro, puede ser desatornillada de la placa de apoyo de la pluma y retirada verticalmente si fuera necesario, a diferencia de otros diseños.

2.7.8. Motorreductor

Se selecciona un conjunto comercial de motor y reductor del fabricante *Bonfiglioli*, siguiendo las indicaciones según su catálogo para la serie 300M. Los detalles de la selección se especifican en el *Anexo 2 (apdo. 3.15)*.

Se instala de manera vertical sobre la brida que separa el conjunto lo suficiente para albergar el resto de componente que se acoplan en línea con la salida del reductor.

El reductor es el elemento esencial en el que se basa la selección del conjunto, ya que se escoge el modelo en función su capacidad de entregar el par a la velocidad de giro necesaria a la salida. Estos factores vienen limitados por la elección del piñón y sus características. Por ello el proceso de selección es iterativo ya que se tiene que asegurar que existe una combinación de ambos elementos compatibles entre sí.

El reductor escogido tiene las siguientes características:

- Reductor epicicloidal de 4 etapas de reducción.
- Relación de transmisión 722:1.
- Capacidad de transmitir 21300 Nm de par a 2.1 rpm.
- Entrada con brida predispuesta para acoplar motor IEC.
- Salida con eje de acero con tratamiento térmico de endurecido y alta capacidad de transmisión de par.
- Peso, 138 kg.

Con el reductor escogido se selecciona el motor con la potencia suficiente. El motor seleccionado tiene las siguientes características:

- Motor trifásico IEC, clase IEC3.
- De 4 kW de potencia y 26 Nm de par.
- 4 polos.
- Voltaje 230/440 V Δ/Y , 50 Hz.
- Protección IP55.
- Con freno de corriente alterna de capacidad 60 Nm.
- Con sombrero protector de lluvia.

2.7.9. Piñón

La selección del piñón de giro es uno de los elementos que más iteraciones ha supuesto en la definición del sistema de giro. Se intenta equilibrar tener un menor número de dientes para conseguir una relación de multiplicación del par elevada, con el aumento de las fuerzas en el diente que ello genera. El piñón será más económico cuanto más pequeño sea, sin embargo, los requisitos del material serán más altos.

En la búsqueda de esta optimización se opta por un piñón de módulo 12 y 26 dientes, lo que hace una relación de multiplicación de casi 4 con la corona dentada.

Se aplica una corrección del perfil de diente para elevar la resistencia en la base.

Las comprobaciones del diseño y la resistencia, se realizan a través del software online de cálculo de engranajes del fabricante *KHK Gears*. En él se introducen los parámetros de diseño del engranaje y la corona asociada y se escoge un material para la fabricación del mismo. Se introduce el material para el piñón, velocidad de giro, factores de seguridad, acabado superficial, ciclos de vida y otros parámetros, y se obtiene como resultado entre otros el momento y fuerzas máximas admisibles para el diseño escogido.

Con este proceso, el piñón seleccionado tiene las siguientes características:

Tabla 6. Características del piñón de giro.

Características de diseño y resistentes del piñón	
Modulo (mm)	12
nº de dientes, Z	26
ángulo de presión, α (°)	20
ancho de cara, (mm)	80
diámetro primitivo, d_p, (mm)	312
coeficiente de corrección del perfil, x	0,5
adendum (mm)	18
altura de diente (mm)	27
juego, mm	3
Par admisible (resistencia al doblado de diente) (Nm)	25052
Par admisible (resistencia superficial) (Nm)	23718
Material	SCM415 (equivalente a 1.7262)
Tratamiento térmico	Carburización superficial
Dureza de centro	230 HB
Dureza superficial	580 HV

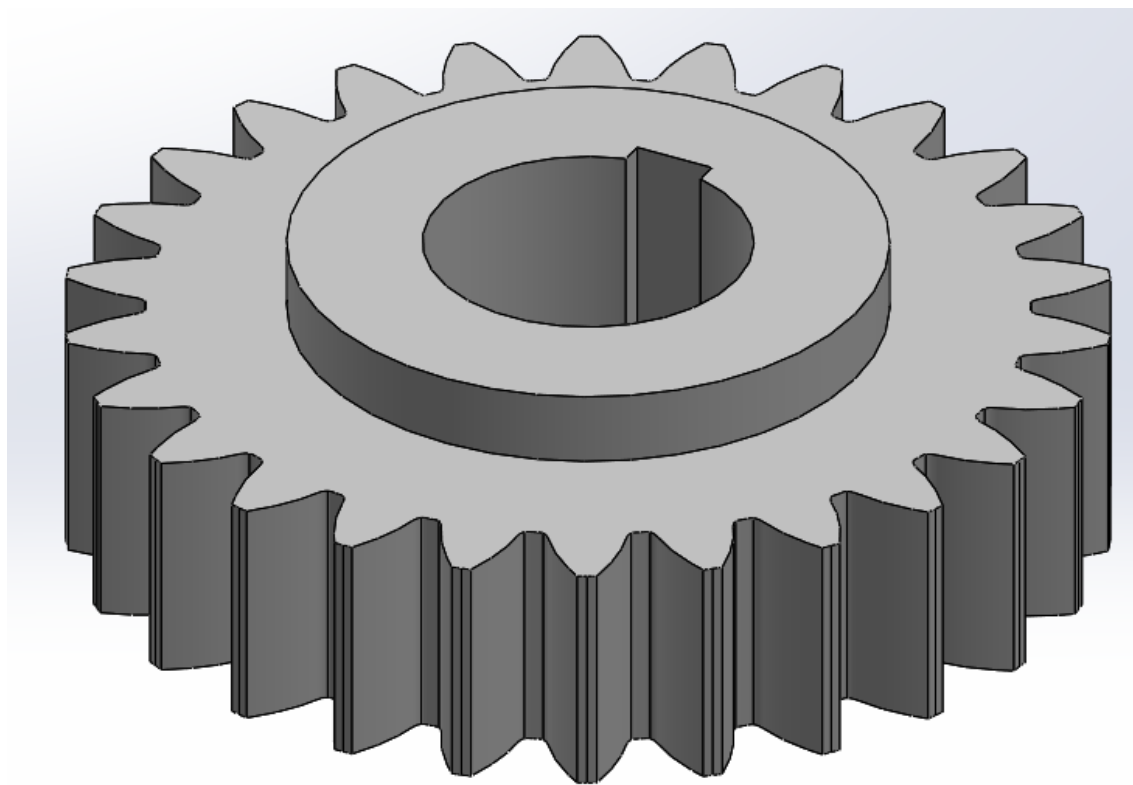


Figura 20. Modelo 3D del piñón de giro.

El acople entre el eje y el piñón se realiza mediante una chaveta rectangular redondeada en los extremos, según la denominación DIN 6885A. Para ello se extiende la longitud del cubo del piñón y se ranura un chavetero a lo largo de su longitud, de las dimensiones apropiadas.

2.7.10. Acoplamiento flexible

Se añade en la cadena de transmisión un acoplamiento flexible entre la salida del reductor y el eje del piñón. Se incorpora este elemento ya que el eje del piñón, al estar en voladizo, estará sometido a fuerzas de flexión que tienden a desalinear el eje de rotación; además existirá un ligero movimiento relativo entre los elementos, por lo que la introducción del acoplamiento, alivia las tensiones y permite cierta desalineación, a la vez que garantiza la transmisión del par necesario.

Para la selección de este elemento se recurre al catálogo del fabricante *ESCO*, en concreto a la serie *C-M*. Se elige este modelo principalmente por su alta capacidad de transmisión de par y su reducido tamaño.

Estos acoplamientos constan de dos cubos dentados en el exterior para acoplar los ejes de entrada y salida, que se unen por una camisa con dentado interior en cada extremo. Permiten el contacto continuo entre dientes, por lo que no se producen choques en el movimiento, y permiten desalineaciones angulares de hasta $2 \times 0,75^\circ$. Están engrasados y sellados.



Figura 21. Esquema acoplamiento flexible (Fuente: *Esco Gears*)

La designación de la versión escogida según el catálogo es: *CSV-M 155*. Que se caracteriza por:

- Acoplamiento adaptado a ejecución en posición vertical.
- Admite diámetros entre 65 y 155 mm.
- Capacidad de transmisión de par hasta 32 kNm.
- Peso, 81 kg.

2.7.11. Eje

Se diseña un eje macizo para la transmisión entre el acoplamiento flexible y el piñón. Su longitud viene limitada por la posición necesaria del piñón para el engrane con la corona dentada, y los esfuerzos generados tanto por el par torsor, como los esfuerzos que transmite el piñón condicionan el diseño. Con estos requerimientos se dimensiona buscando el diámetro mínimo necesario.

El eje, según el diseño escogido, en conexión con algún elemento en un alto porcentaje de su longitud:

- En la parte superior conecta con el acoplamiento flexible a través de una chaveta de especificación *DIN 6885A*.
- En su zona central está limitada por un rodamiento para dar estabilidad y centraje.

- En la zona inferior se introduce el piñón ajustado y conectado mediante chaveta.
- En el extremo inferior posee un rebaje de diámetro donde se introduce un anillo de fijación de características según la norma *DIN 705*, para asegurar el piñón axialmente.

El eje se fabrica en acero 1.6582 (bonificado).

2.7.12. Rodamiento

Se selecciona un rodamiento que irá alojado en la placa de asiento del sistema de giro y que se acopla al eje. El rodamiento se coloca principalmente para reducir el vuelo del eje entre los puntos de aplicación de la carga (piñón) y el de apoyo, reduciendo así las desviaciones en el extremo y manteniendo el centraje y posición relativa entre el piñón y la corona dentada.

El rodamiento se selecciona del catálogo del fabricante *SKF*, siguiendo las indicaciones del mismo que se exponen en el *Anexo 3.18*. Se escoge un rodamiento de bolas de una hilera, con lados tapados, de designación *6322-2z*.

2.7.13. Elementos de soporte del grupo del sistema de giro

Se diseñan dos componentes extras que permiten la integración, alojamiento y acople de los elementos del sistema de giro al resto de la estructura: una base de asiento del conjunto y una brida de apoyo del motorreductor.

La base de asiento es una pieza plana circular a la que se le realizan un rebaje de diámetro en un tramo de su espesor y un agujero pasante con un resalte, que servirá para alojar el rodamiento del eje. Se le realizan además los agujeros pasantes para la unión a la placa de apoyo de la pluma, los agujeros roscados para la unión de la brida y unos agujeros pasantes para los pasadores que fijan la posición.

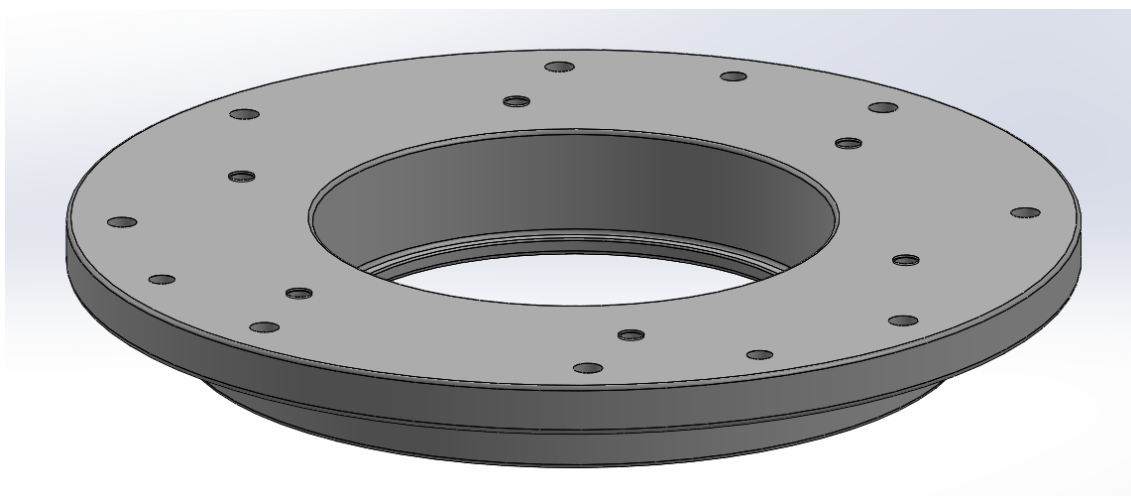


Figura 22. Base del grupo del sistema de giro.

La brida del reductor es otra pieza de revolución, hueca, con dos superficies de apoyo de mayor diámetro a cada extremo. Cada superficie de apoyo presenta los correspondientes agujeros para la unión a la base de asiento del conjunto y para la unión del reductor. La función de la brida es poder integrar el acoplamiento flexible en el sistema.

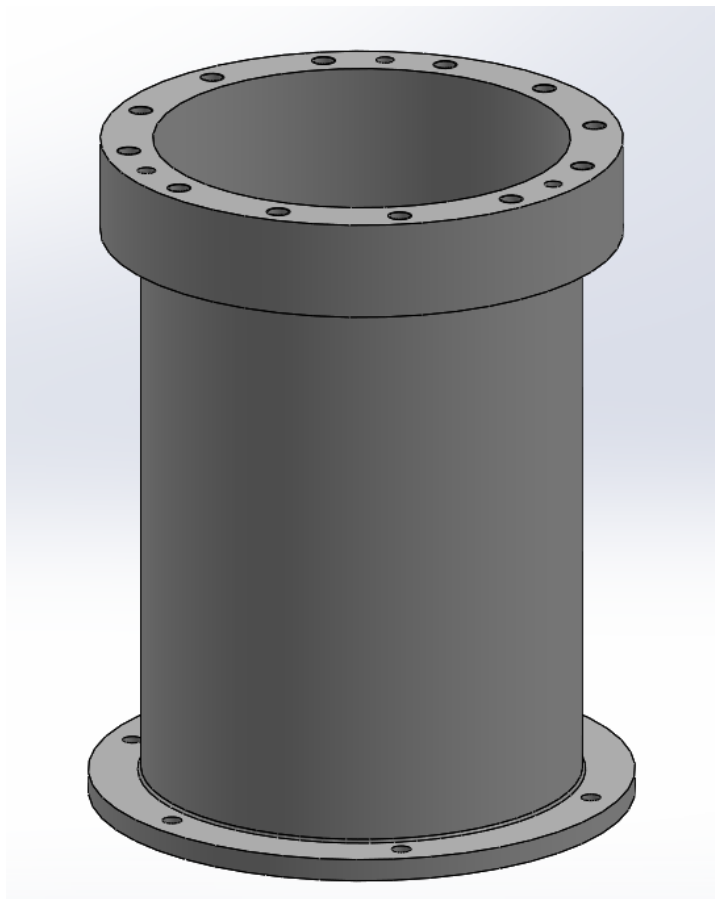


Figura 23. Brida de apoyo del reductor.

2.7.14. Topes de carrera

Para prevenir que el carro del mecanismo de elevación pueda salirse de la zona de rodadura establecida en caso de fallo del sistema de control, se diseñan topes de carrera mecánicos que consisten en placas de 25 mm de espesor soldadas a ambos extremos de la pluma.

Se comprueba la resistencia de los mismos simulando las fuerzas que provocarían el impacto a la velocidad de traslación, de la masa del carro y la carga máxima de servicio suspendida. Para ello se realiza un estudio en Solidworks mediante simulando la aplicación no lineal de cargas, como se detalla en el *Anexo 3.11*.

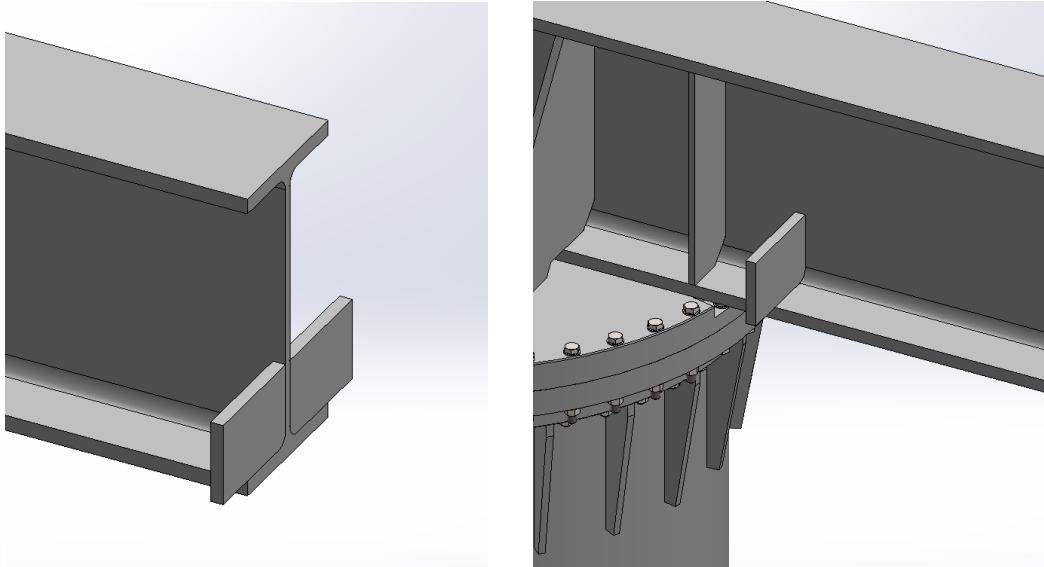


Figura 24. Detalle topes de final de carrera.

2.8. Resultados finales

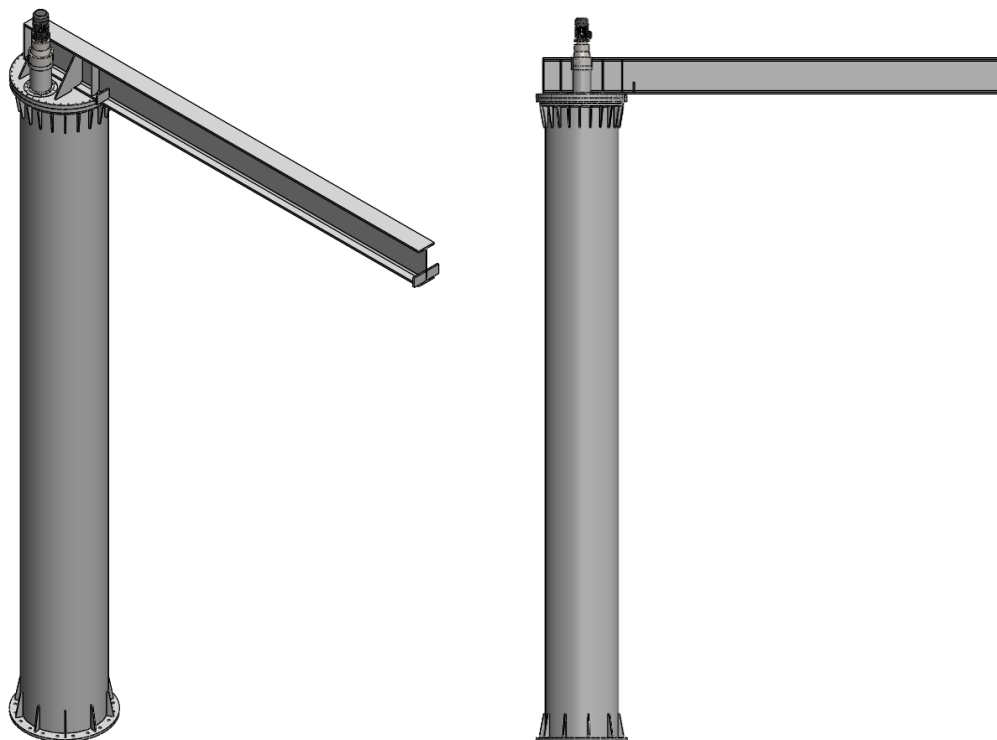


Figura 25. Vista completa de la grúa pluma.

El diseño propuesto para la grúa tiene las siguientes características principales:

Tabla 7. Características finales de la grúa.

Características de la grúa	
Características generales	
Capacidad de carga [kg]	8000
Altura total [mm]	12117
Altura sobre pluma [mm]	11359
Altura bajo pluma [mm]	10759
Altura bajo gancho [mm]	10139
Alcance máximo (eje columna-gancho) [mm]	6256
Alcance mínimo (eje columna-gancho) [mm]	1906
Carrera de gancho [m]	10
Radio de giro en punta [mm]	7056
Radio de giro en punta carro en extremo [mm]	7461
Velocidad de elevación (2 marchas) [m/min]	4/1,3
Velocidad de traslación [m/min]	8
Velocidad de giro [rpm]	0,5
Potencia motor de elevación (2 marchas) [kW]	10/3,3
Potencia motor de traslación [kW]	0,32
Potencia motor de giro [kW]	4

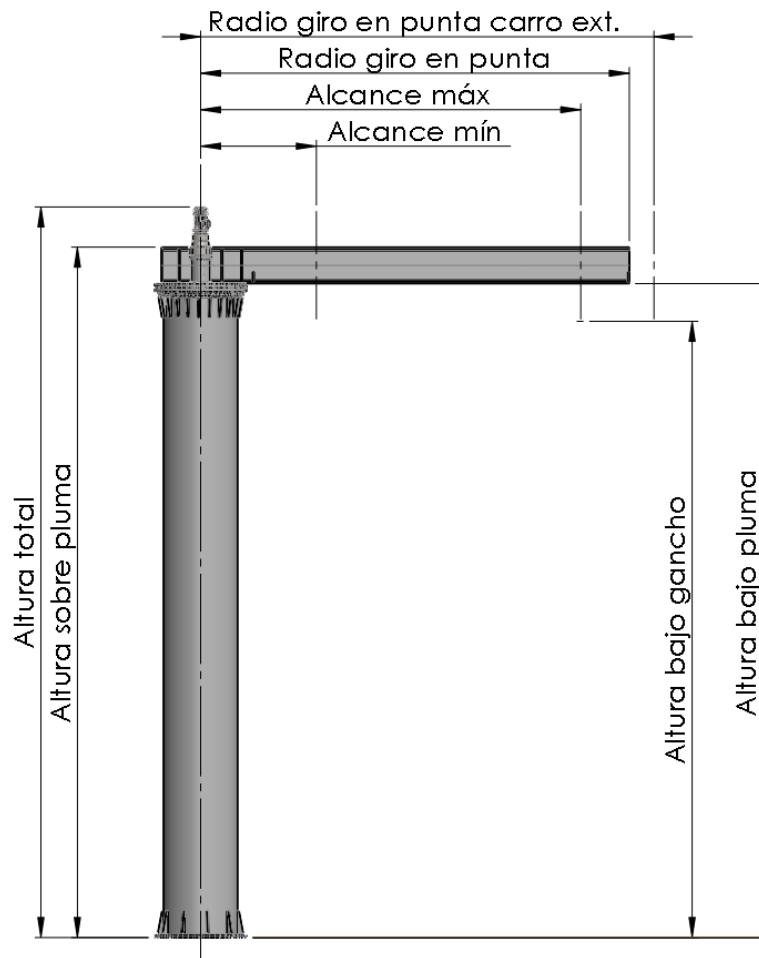


Figura 26. Dimensiones generales de la grúa.

2.9. Orden de prioridad entre los documentos

En caso de discrepancias entre los documentos básicos del proyecto la prioridad será la siguiente:

1. Planos
2. Pliego de condiciones
3. Presupuesto
4. Memoria



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

ANEXOS

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

Junio 2020

3. ANEXOS

Índice Anexos

3. ANEXOS.....	2
ANEXO 1 CALCULO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES.....	7
3.1. Introducción	7
3.2. Clasificación según norma UNE 58112-1:1991	7
3.2.1. Clase de utilización de la grúa.....	7
3.2.2. Estado de carga de la grúa.....	8
3.3.3. Clasificación del aparato.....	8
3.3. Cálculo de las solicitaciones sobre la estructura según UNE 58132-2.....	9
3.3.1. Solicitaciones principales	9
3.3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales.....	10
3.3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.....	11
3.3.4. Solicitaciones debidas a los efectos climáticos.....	12
3.3.5. Resumen de solicitaciones.....	15
3.4. Cálculo de resistencia de los elementos estructurales	15
3.5. Cálculos de la pluma.....	17
3.5.1. Caso I.....	19
3.5.2. Caso II.....	19
3.5.3. Caso IIIa.....	20
3.5.4. Caso IIIc-din.....	21
3.5.5. Caso IIIc-est	22
3.5.6. Conclusiones	23
3.6. Cálculos de la columna.....	23
3.6.1. Caso I.....	25
3.6.2. Caso II.....	25
3.6.3. Caso IIIa.....	26
3.6.4. Caso IIIc-din.....	27
3.6.5. Caso IIIc-est	28
3.6.6 Verificación al pandeo	29
3.7 Cálculos de la placa de unión.....	31
3.7.1 Diseño estudiado	32
3.7.2 Análisis de soldadura	32

3.7.3. Comprobación de la placa	38
3.8. Cálculo de elementos de rigidez adicionales en la columna y sollicitaciones en la base.....	48
3.9. Verificación de pernos de anclaje	56
3.10. Elementos de soporte el grupo de mecanismo de giro	59
3.10.1. Base de apoyo sistema de giro.....	60
3.10.2. Brida del grupo del sistema de giro	62
3.10.3. Resultados	63
3.11. Verificación de topes de final de carrea.....	63
ANEXO 2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	67
3.12. Introducción	67
3.13. Selección de conjunto del sistema de elevación.....	67
3.14. Selección del rodamiento de gran tamaño	70
3.15. Selección conjunto del motor-reductor.....	74
3.16. Selección del acoplamiento flexible.....	77
3.17. Diseño del eje de transmisión	78
3.18. Selección del rodamiento de apoyo	80
3.19. Cálculo y selección del piñón de giro	81
ANEXO 3 CATÁLOGOS.....	84
3.20 Catálogo Donati. Polipasto eléctrico de cable. Seri DRH	84
3.21 Catálogo Rothe Erde. Grandes rodamientos	94
3.22 Catálogo Bonfiglioli. Reductores serie 300M	103
3.23. Catálogo Esco. Acoplamiento flexible.....	114
3.24. Catálogo SKF. Rodamiento	117

Índice de Tablas

Tabla 1. Tabla clases de utilización de los aparatos (Fuente: UNE 58112-1:1991)	8
Tabla 2. Tabla de estado de carga (Fuente: UNE 58112-1:1991).....	8
Tabla 3. Tabla de clasificación del aparato (Fuente: UNE 58112-1:1991)	9
Tabla 4. Velocidades y presiones del viento de servicio (Fuente: UNE 58113:1985)	13
Tabla 5. Presiones fuera de servicio (Fuente: 58132-2:2005)	13
Tabla 6. Coeficiente de forma o aerodinámico (C_f) (Fuente: UNE 58113:1985).....	14
Tabla 7. Sollicitaciones sobre la estructura.	15
Tabla 8. Valor del coeficiente de mayoración γ_c (Fuente: UNE 58132-2:2005).....	16
Tabla 9 Coeficientes de mayoración de las sollicitaciones	16
Tabla 10. Características perfil HEB600.....	18
Tabla 11. Tensiones en la pluma para el Caso I.	19

Tabla 12. Tensiones en la pluma para el Caso II	20
Tabla 13. Tensiones en la pluma para el Caso IIIa	21
Tabla 14. Tensiones en la pluma para el Caso IIIc-din	21
Tabla 15. Tensiones en la pluma para el Caso IIIc-est.....	22
Tabla 16. Características perfil CHS 1219/16	23
Tabla 17. Tensiones en la columna para el Caso I	25
Tabla 18. Tensiones en la columna para el Caso II	26
Tabla 19. Tensiones en la columna para el Caso IIIa.....	27
Tabla 20. Tensiones en la columna para el Caso IIIc-din.	27
Tabla 21. Tensiones en la columna para el Caso IIIc-est.....	28
Tabla 22. Variables de cálculo de la carga crítica de pandeo para la columna.....	30
Tabla 23. Estudio pandeo por compresión para la columna es Solidworks.....	31
Tabla 24. Datos y resultados del cálculo de soldaduras.....	36
Tabla 25. Análisis de tensiones en la placa de apoyo. Estudio no lineal.....	42
Tabla 26. Análisis de desplazamientos en la placa de apoyo. Estudio no lineal.....	45
Tabla 27. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Vista general.....	49
Tabla 28. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista general.....	51
Tabla 29. Estudio de tensiones en zona inferior de la columna. Vista general.....	53
Tabla 30. Presión de contacto resultante con el suelo.....	54
Tabla 31. Solicitaciones de cálculo y excentricidad.....	56
Tabla 32. Análisis de resistencia de los pernos de anclaje.....	59
Tabla 33. Datos para la selección de rodamiento.....	72
Tabla 34. Tabla resultados del eje.....	80
Tabla 35. Características del piñón de giro.....	81

Índice de Figuras

Figura 1. Valores del coeficiente dinámico (Fuente UNE 58132-2:2005)	11
Figura 2. Definiciones geométricas para el cálculo del coeficiente de forma (Fuente UNE 58113:1985).....	14
Figura 3. Esquema de solicitaciones en la pluma.....	18
Figura 4. Dimensiones perfil HEB600	18
Figura 5. Perfil columna CHS 1219/16.....	24
Figura 6. Esquema de solicitaciones en la columna.....	24
Figura 7. Diseño de la placa de apoyo.....	32
Figura 8. Esquema de las soldaduras de cálculo.....	33
Figura 9. Distribución de tensiones en un cordón de soldadura en ángulo (Fuente: EAE)	33
Figura 10. Esquema de solicitaciones y puntos de estudio.....	34
Figura 11. Esquema traslado de las tensiones del plano de garganta al lado del cordón.....	35
Figura 12. Ejemplo de mallado fino para el estudio de la placa.....	38
Figura 13. Esquema de restricción y carga del modelo de la placa.....	39
Figura 14. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático.....	40
Figura 15. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Isolínea 200 N/mm2	40

Figura 16. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Detalle isolínea 200 N/mm ²	41
Figura 17. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Isolínea 275 N/mm ²	41
Figura 18. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Detalle isolínea 275 N/mm ²	42
Figura 19. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínea 200 N/mm ²	43
Figura 20. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínea 250 N/mm ²	43
Figura 21. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Detalle Isolínea 250 N/mm ²	44
Figura 22. Esquema de cargas y restricciones.	46
Figura 23. Detalle unión por conexión rígida entre conjunto superior a la columna.	46
Figura 24. Detalle mallado del análisis.	47
Figura 25. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Valor máximo 229,8 N/mm ²	47
Figura 26. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínea 200 N/mm ²	48
Figura 27. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Detalle superior.	49
Figura 28. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Punto de máximo estrés.	50
Figura 29. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Zona superior bajo pluma.	51
Figura 30. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista deformada.....	52
Figura 31. Esfuerzos en la placa de anclaje. Vista de planta.....	54
Figura 32. Esfuerzos en placa de anclaje. Vista auxiliar 1.....	55
Figura 33. Esfuerzos en placa de anclaje. Vista auxiliar 2.....	55
Figura 34. Reacciones sobre la placa para el estado de carga. (Fuente EN 1993-1-8:2005).....	57
Figura 35. Croquis disposición pernos en la placa de anclaje.....	57
Figura 36. Base grupo mecanismo de giro.....	60
Figura 37. Brida grupo mecanismo de giro.	60
Figura 38. Modelo de restricciones y solicitaciones sobre la base de apoyo.....	61
Figura 39. Tensiones en la base de apoyo. Vista isométrica.	61
Figura 40. Tensiones en la base de apoyo. Vista inferior.	62
Figura 41. Tensiones en la brida del sistema de giro. Vista isométrica.....	62
Figura 42. Detalle tensiones en los agujeros de anclaje de la brida del grupo de giro.	63
Figura 43. Detalle tope final de carrera.	64
Figura 44. Dimensiones de estudio del tope final de carrera.	65
Figura 45. Tensiones en el tope de carrera. Estudio no lineal.	65
Figura 46. Desplazamientos generados en el tope de carrera. Estudio no lineal.	66
Figura 47. Gráfica de la curva de aplicación de la carga.....	66
Figura 48. Extracto cuadro de clasificación y límites de uso del mecanismo (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati).....	68
Figura 49. Cuadro de selección del polipasto (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati).....	69

Figura 50. Datos del polipasto seleccionado. (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati)	70
Figura 51. Hipótesis de carga en el rodamiento (Fuente: catálogo Rothe Erde)	71
Figura 52. Factores de carga para el cálculo de solicitaciones (extracto)(Fuente: catálogo Rothe Erde)	72
Figura 53. Gráfica selección de rodamiento. Rojo verificación a solicitaciones. Amarillo verificación tornillo (Fuente: catálogo Rothe Erde).....	73
Figura 54. Datos del rodamiento según catalogo (Fuente: catálogo Rothe Erde)	74
Figura 55. Tabla de factor de servicio para el reductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli)	75
Figura 56. Tabla de selección del motorreductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli)	76
Figura 57. Tabla de selección del motor de accionamiento del reductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli)	77
Figura 58. Detalle sección eje con mecanismo de giro.	78
Figura 59. Esquema fuerzas eje.....	79
Figura 60. Factores de seguridad estáticos según el tipo de rodamiento. (Fuente: Catálogo SKF)	81
Figura 61. Diseño del piñón.....	82
Figura 62. Modelo 3D del piñón.....	83

ANEXO 1 CALCULO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES

3.1. Introducción

Los elementos que componen la estructura tienen la función de soportar las cargas que se aplican a la grúa que proceden del propio uso de la misma (elevación de la carga, reacciones de los mecanismos, inercias) y de las cargas externas, principalmente el viento. Se requiere que soporte con estabilidad y seguridad dichas cargas.

Para el dimensionamiento de la estructura se parte de las bases indicadas en la norma UNE 58132, la cual hace referencias a las normas UNE 58112, UNE 58113 y UNE 58118 para definir distintas características de la grúa, acciones de viento y cargas de prueba.

La estructura se puede dividir en 3 partes básicas: la pluma, la columna y la cimentación. La pluma es la única parte móviles de los elementos estructurales, permitiendo la manipulación de cargas dentro de su alcance. La columna se encarga de dar estabilidad y soporte a los elementos de la estructura transmitiendo las cargas a la cimentación. La definición de la cimentación queda fuera del alcance de este proyecto.

3.2. Clasificación según norma UNE 58112-1:1991

La norma indica el cálculo de varios parámetros que servirán para determinar ciertos coeficientes de mayoración de las solicitaciones, en función de la magnitud de las cargas que eleva la carga durante su vida útil y el número de ciclos de carga durante la misma.

3.2.1. Clase de utilización de la grúa

Este parámetro clasifica la grúa en función del número máximo de ciclos de maniobra que se esperan a lo largo de la vida útil de la estructura.

Al no tener datos concretos de uso de un emplazamiento en concreto se estima con un típico para el uso destinado al tipo de grúa.

Se dimensionará para un número máximo de ciclos de maniobra de 5×10^5 ciclos de maniobra, que pertenece a la clase de utilización U_5 : utilización regular en servicio intermitente, como se indica en la *Tabla 1*.

Tabla 1. Tabla clases de utilización de los aparatos (Fuente: UNE 58112-1:1991)

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
U ₀	1,6 × 10 ⁴	Utilización ocasional
U ₁	3,2 × 10 ⁴	
U ₂	6,3 × 10 ⁴	
U ₃	1,25 × 10 ⁵	
U ₄	2,5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio ligero
U ₅	5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio intermitente
U ₆	1 × 10 ⁶	Utilización regular en servicio intensivo
U ₇	2 × 10 ⁶	Utilización intensiva
U ₈	4 × 10 ⁶	
U ₉	Más de 4 × 10 ⁶	

3.2.2. Estado de carga de la grúa

De manera similar se categoriza la grúa en función de la frecuencia con la que se elevan cargas de distinta magnitud en relación a la capacidad de la grúa.

Se establece para la grúa la clase Q2-Moderado: Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas, como se indica en la *Tabla 2*.

Tabla 2. Tabla de estado de carga (Fuente: UNE 58112-1:1991)

Estado de carga	Coficiente nominal del espectro de las cargas K _p	Observaciones
Q1 – Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2 – Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 – Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 – Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio

3.3.3. Clasificación del aparato

En base a las dos clasificaciones anteriores la norma nos da en una tabla el grupo de clasificación. En este caso pertenecerá al grupo A5, como se indica en la *Tabla 3*.

Tabla 3. Tabla de clasificación del aparato (Fuente: UNE 58112-1:1991)

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K_p	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U ₀	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	U ₆	U ₇	U ₈	U ₉
Q1 – Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3 – Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4 – Muy pesado	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

3.3. Cálculo de las solicitaciones sobre la estructura según UNE 58132-2

Se empleará el método descrito en la norma para el determinar las solicitaciones con las que dimensionar los elementos estructurales.

Estas solicitaciones pueden ser:

- Solicitaciones principales, debidas a:
 - o Los pesos propios de los elementos, S_G .
 - o La carga de servicio, S_L .
- Solicitaciones debidas a movimientos verticales.
- Solicitaciones debidas a movimientos horizontales, S_H .
- Solicitaciones debidas a efectos climáticos, para el viento S_W .

3.3.1. Solicitaciones principales

La aceleración de la gravedad se toma para los cálculos como 10 m/s².

Peso propio de la pluma, $S_{G,p}$

Viga perfil HEB 600

Longitud desde eje de giro = 7,056 m

Peso lineal perfil HEB 600 = 2120 N/m

$$S_{Gp} = P. \text{lineal}_{HEB600} * L = 14,959 \text{ kN} \quad (1)$$

Peso propio del mecanismo de elevación, S_{Gme}

Comprende el polipasto y el carro de translación, según catalogo:

$$S_{Gme} = 11,150 \text{ kN}$$

Peso propio de la columna. S_{Gcol}

Columna perfil CHS 1219/16

Peso lineal perfil CHS 1219/16 = 4747 N/m

Longitud columna = 10,511 m

$$S_{Gcol} = P. lineal_{CHS1219/16} * L = 49,896 \text{ kN} \quad (2)$$

Peso propio mecanismo de giro, S_{Gmg}

Conjunto completo de reductor epicicloidal y motor de accionamiento, según catálogo:

$$S_{Gmg} = 2,010 \text{ kN}$$

Peso propio rodamiento de gran tamaño, S_{Grod}

Rodamiento ubicado en el extremo superior de la columna que permite el giro de la estructura, según catálogo:

$$S_{Grod} = 2,960 \text{ kN}$$

Peso propio elementos extra, S_{Gext}

Comprende elementos extra que completan la grúa que se salen del estudio estructural, pero se tienen en cuenta de cara al peso total que suma la misma, como: la placa de apoyo superior, el acoplamiento flexible, el eje de transmisión, el piñón de giro y el rodamiento de fijación.

$$S_{Gext} = 7,127 \text{ kN}$$

Peso de la carga de servicio, S_L

Carga máxima de servicio para la cual se dimensiona la estructura.

$$S_L = 80 \text{ kN}$$

3.3.2. Solicitaciones debidas a movimientos verticales

Atendiendo a la normativa solo aplica la sollicitación debida a la acción de elevación de la carga. Esta se tiene en cuenta de mayorando la carga de servicio S_L a través del coeficiente dinámico ψ .

$$\psi = 1 + \xi V_L = 1,02 \rightarrow \text{Valor mínimo} = 1,15 \quad (3)$$

V_L es igual a la velocidad de elevación de la carga en m/s, que es de 4 m/min (0.067 m/s)

$\xi = 0.3$ para grúas pluma.

Se observa según la *Figura 1* el valor mínimo para el mismo es de 1,15.

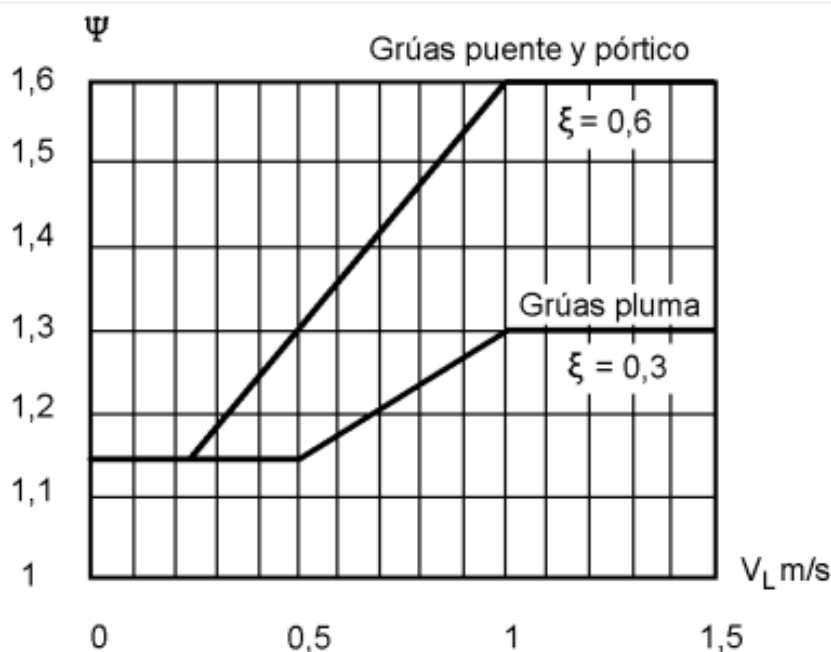


Figura 1. Valores del coeficiente dinámico (Fuente UNE 58132-2:2005)

3.3.3. Solicitaciones debidas a movimientos horizontales

Al tratarse de una grúa fija, sólo se tiene en cuenta dos factores:

- Las sollicitaciones debidas a las aceleraciones de los elementos móviles durante el giro. Se deben a la inercia de las masas al cambio de velocidad, por lo que dependen de las masas de los elementos y la aceleración del giro.
- Las sollicitaciones producidas ante un eventual choque de los elementos en movimiento.

Solicitaciones debidas a las aceleraciones de los elementos durante el giro, S_{Hin}

Se calcularán como:

$$S_{Hin} = m \cdot \alpha \cdot r_{giro} = m \cdot \frac{\omega}{t_a} \cdot r_{giro} [N] \quad (4)$$

m es la masa en kg.

α es la aceleración angular en rad/s^2 .

ω es la velocidad angular en rad/s , igual a 0,5 rpm (0,05236 rad/s)

t_a es el tiempo de aceleración en s, se tomará como 3 s.

r_{giro} es el radio de giro del elemento tomado al centro de masa del mismo, en m.

Se obtienen los siguientes valores para la pluma y el conjunto de la carga de servicio con el mecanismo de elevación:

Pluma

$$m = 1495,9 \text{ kg}$$

$$r_{\text{giro}} = 7,056 \text{ m} / 2 = 3,528 \text{ m}$$

$$S_{\text{Hin-p}} = 92,11 \text{ N}$$

Carga de servicio y mecanismo de elevación

$$m = 9115 \text{ kg}$$

$$r_{\text{giro}} = 6,496 \text{ m}$$

$$S_{\text{Hin-L+me}} = 1033 \text{ N}$$

Solicitaciones debidas a efectos de choque

Se desprecian por la norma debido a la baja velocidad de los elementos.

3.3.4. Solicitaciones debidas a los efectos climáticos

En este caso se ha de tener en cuenta los efectos debidos al viento. El método de cálculo para las solicitaciones sobre los elementos debidas a la acción del viento viene expuesto en la norma UNE 58113:1985, mediante la fórmula:

$$S_w = A \cdot p \cdot C_f \quad (5)$$

Donde:

- A es el área neta del elemento, es decir, la proyección de su superficie sobre el plano perpendicular a la acción del viento, en m^2 .
- p es la presión del viento, en N/m^2 .
- C_f es el coeficiente de forma del elemento considerado.

Los valores de la presión del viento se toman de las siguientes tablas presentes en las normas UNE 58113 y UNE 58132:

Para el caso de viento en servicio tenemos un valor de $p = 0,25 \text{ kPa}/\text{m}^2 = 250 \text{ N}/\text{m}^2$, atendiendo a la *Tabla 4*, para el tipo de grúa que nos ocupa.

En el caso de condiciones fuera de servicio se tomará una presión de viento de $800 \text{ N}/\text{m}^2$, según lo expuesto en la *Tabla 5*.

Tabla 4. Velocidades y presiones del viento de servicio (Fuente: UNE 58113:1985)

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

Tabla 5. Presiones fuera de servicio (Fuente: 58132-2:2005)

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

El cálculo del coeficiente de forma depende de las características geométricas de cada elemento a considerar. Según las dimensiones mostradas en el esquema de la *Figura 1* se calculan los parámetros necesarios para obtener el valor del C_f , según la *Tabla 6*, interpolando si fuera necesario entre los valores adyacentes.

Pluma

$$l/b = 7,056 \text{ m} / 0,6 \text{ m} = 11,76$$

$$C_{f\text{HEB}} = 1,39 \text{ (interpolado)}$$

Columna

$$l/D = 10,511 \text{ m} / 1,219 \text{ m} = 8,62$$

$$D \cdot v_s = 1,219 \text{ m} \cdot 20 \text{ m/s} = 24,38 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_{f\text{col}} = 0,64 \text{ (interpolado)}$$

Tabla 6. Coeficiente de forma o aerodinámico (C_f) (Fuente: UNE 58113:1985)

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

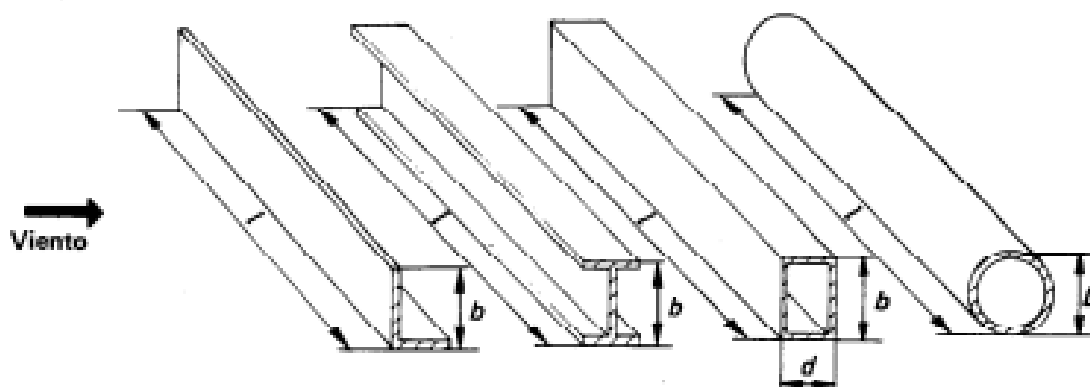


Figura 2. Definiciones geométricas para el cálculo del coeficiente de forma (Fuente UNE 58113:1985)

Para el cálculo de los efectos del viento sobre la carga de servicio la norma UNE 58113 establece la siguiente relación para el tipo de grúa que nos ocupa:

$$f = 0,03mg \text{ kN} \quad (6)$$

Siendo:

- f la fuerza ejercida por el viento sobre la carga en servicio, en kN
- m la masa de la carga en servicio, en toneladas
- g la aceleración de la gravedad, como 10 m/s^2

Con todos los datos tenemos:

- En servicio:

$$S_{W_s P} = 1475,41 \text{ N}$$

$$S_{W_s col} = 2038 \text{ N}$$

$$S_{W_s L} = 2400 \text{ N}$$

- Fuera de servicio:

$$S_{W_{fs} P} = 4721 \text{ N}$$

$$S_{W_{fs} col} = 6522 \text{ N}$$

3.3.5. Resumen de solicitaciones

Tabla 7. Solicitaciones sobre la estructura.

Solicitación	Descripción	Valor	Ud.
S_{Gp}	Peso propio. Pluma	14,959	kN
S_{Gme}	Peso propio. Mec. elevación	11,150	kN
S_{Gcol}	Peso propio. Columna	49,896	kN
S_{Gmg}	Peso propio. Mec. giro	2,010	kN
S_{Grod}	Peso propio. Rodamiento	2,960	kN
S_{Gext}	Peso propio. Extras	7,127	kN
S_L	Carga en servicio	80,0	kN
S_{Hin-p}	Inercia aceleración. Pluma	0,092	kN
$S_{Hin-L+me}$	Inercia aceleración. Carga + mec. elev.	1,033	kN
$S_{W_s P}$	Viento en servicio. Pluma	1,475	kN
$S_{W_s col}$	Viento en servicio. Columna	2,038	kN
$S_{W_s L}$	Viento en servicio. Carga	2,40	kN
$S_{W_{fs} P}$	Viento fuera de servicio. Pluma	4,721	kN
$S_{W_{fs} col}$	Viento fuera de servicio. Columna	6,522	kN

3.4. Cálculo de resistencia de los elementos estructurales

La norma establece 3 casos de estudio:

- Caso I: Servicio normal sin viento.
- Caso II: Servicio normal con viento límite de servicio.
- Caso III: Solicitaciones excepcionales, que incluye:
 - o Caso IIIa: Solicitaciones con viento máximo (fuera de servicio).
 - o Caso IIIb: Solicitaciones en servicio bajo efecto de un choque.
 - o Caso IIIc: Solicitaciones por ensayos previstos en la Norma UNE 58118.

Estas solicitaciones serán mayoradas según el caso mediante el uso de los siguientes coeficientes:

- Coeficiente dinámico ψ (anteriormente descrito en 3.3.2.).
- Coeficiente de mayoración γ_c , que depende de la clasificación del aparato (según 3.3.3.). Los valores se indican en la Tabla 8.
- Los coeficientes de mayoración de la carga nominal prevista para los ensayos dinámicos ρ_1 y estáticos ρ_2 según los apartados 3.3.2.3 y 3.3.1.3, respectivamente, de la norma UNE 58118:1984.

Tabla 8. Valor del coeficiente de mayoración γ_c (Fuente: UNE 58132-2:2005)

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

Se resumen en la Tabla 9

Tabla 9 Coeficientes de mayoración de las solicitaciones

Coeficiente	Valor
ψ	1,15
γ_c	1,11
ρ_1	1,1
ρ_2	1,25

Para el caso I se estudiará el efecto de la combinación de las solicitaciones debidas a los pesos propios, la carga de servicio y las solicitaciones horizontales, según:

$$(S_G + \psi S_L + S_H)\gamma_c \quad (7)$$

En el caso II se estudiará el efecto de las solicitaciones anteriores sumadas a las del viento de servicio:

$$(S_G + \psi S_L + S_H)\gamma_c + S_{Ws} \quad (8)$$

En el caso IIIa la combinación de acciones será:

$$S_G + S_{Wfs} \quad (9)$$

En el caso IIIb, al desprejarse las solicitaciones debidas al choque S_T por la baja velocidad de desplazamiento según la norma, la combinación de acciones es similar al caso I:

$$S_G + S_L + S_T \quad (10)$$

En el caso IIIc se tendrá dos combinaciones, que serán:

$$\text{dinámico: } S_G + \psi \rho_1 S_L \quad (11)$$

$$\text{estático: } S_G + \rho_2 S_L \quad (12)$$

Los esfuerzos generados en las secciones críticas de los elementos mayorados por un coeficiente de seguridad para cada caso de estudio, deberán ser menores al límite elástico del material (f_y) (o de manera equivalente, esfuerzos menores al límite elástico minorado). Se compararán los valores equivalentes obtenidos con la tensión límite (σ_{lim}), que será el valor del f_y minorado con el correspondiente coeficiente.

Los coeficientes serán, según el caso:

- Caso I: 1,5
- Caso II: 1,33
- Caso III: 1,1

3.5. Cálculos de la pluma

El cálculo de las tensiones en la sección crítica de la pluma se harán bajo la suposición de cálculo para una viga en voladizo empotrada en un extremo. Según el caso de combinación de acciones se tendrán diferentes reacciones y momentos en el apoyo dando lugar a diferentes estados tensionales, teniendo que cumplirse en todos ellos las limitaciones de tensión.

Los esfuerzos a considerar según el caso se muestran en la *Figura 3*.

Para el cálculo de las tensiones se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \pm \frac{M_z}{w_z} \pm \frac{M_y}{w_y} \pm \frac{N}{A} \quad (13)$$

$$\tau = Q \frac{S}{I \cdot b} \quad (14)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau^2)} \quad (15)$$

Siendo:

- A el área de la sección.
- M el momento generado en la dirección de estudio
- I la inercia del perfil con respecto al eje de estudio
- w el módulo resistente de la sección
- Q el esfuerzo cortante
- S el momento estático de media sección según la dirección
- b el ancho de la sección en la dirección de estudio

Se emplea para la pluma un perfil HEB 600 cuyas características son:

Tabla 10. Características perfil HEB600

Característica	Valor	Unidad
A	27E+03	mm ²
I _z	1,71E+09	mm ⁴
w _z	5,70E+06	mm ³
I _y	1,35E+08	mm ⁴
w _y	9,02E+05	mm ³
S _z	3,21E+06	mm ³
S _y	6,96E+05	mm ³
f _y (s275jr) 16<espesor(mm)<40	265	N/mm ²

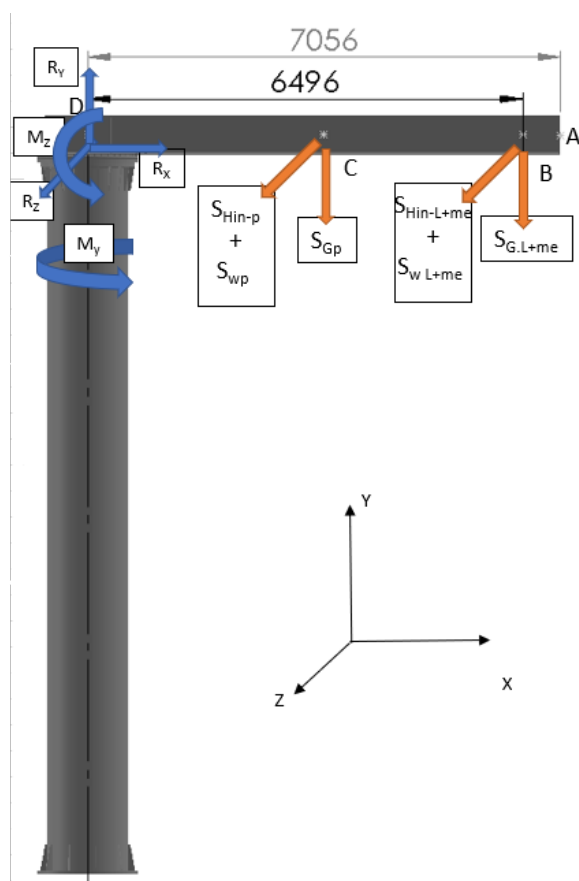


Figura 3. Esquema de solicitaciones en la pluma

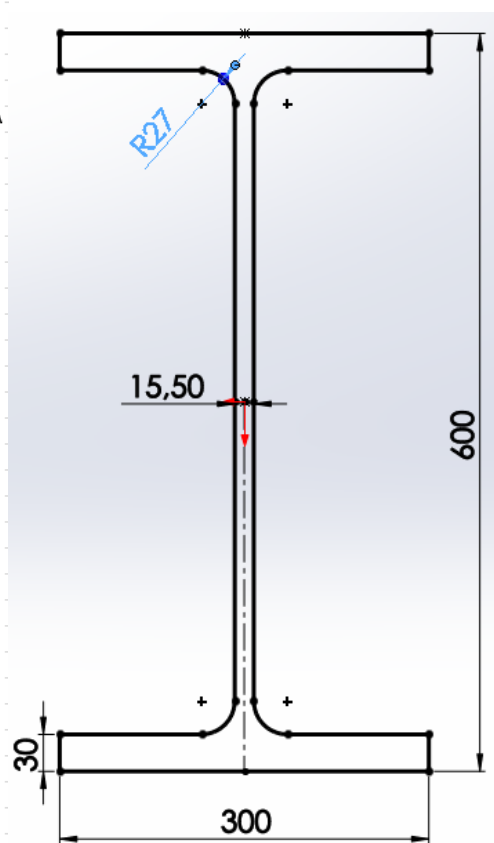


Figura 4. Dimensiones perfil HEB600

3.5.1. Caso I

Se tienen en cuenta los las solicitaciones debidas a los pesos propios de los elementos y la carga de servicio.

Tabla 11. Tensiones en la pluma para el Caso I.

Solicitaciones Caso I		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	16,60
S_{Gme}	11,150	12,38
S_L	80,0	102,12
S_{Hin-p}	0,092	0,10
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z.max}$	-8,023E+08	Nmm
$M_{y.max}$	-7,812E+06	Nmm
N_x	0	kN
Q_y	-131,1	kN
Q_z	1,25	kN
Tensiones		
$\sigma_{x.max}$	-149,4	N/mm ²
$\tau_{xz.max}$	-15,88	N/mm ²
$\tau_{xy.max}$	0,21	N/mm ²
σ_{eq}	151,93	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.5$	177	N/mm ²
FDS	1,16	CUMPLE

3.5.2. Caso II

Se consideran todas las solicitaciones presentes en el esquema de la *Figura 3*, las cargas de viento se corresponderán con las de viento en servicio.

Tabla 12. Tensiones en la pluma para el Caso II

Solicitaciones Caso II		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	16,60
S_{Gme}	11,150	12,38
S_L	80,0	102,12
S_{Hin-p}	0,092	0,10
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
$S_{Ws P}$	1,475	1,475
$S_{Ws L}$	2,4	2,4
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-8,023E+08	Nmm
$M_{y,max}$	-2,861E+07	Nmm
N_x	0	kN
Q_y	-131,1	kN
Q_z	5,12	kN
Tensiones		
$\sigma_{x,max}$	-172,48	N/mm ²
$\tau_{xz,max}$	-15,88	N/mm ²
$\tau_{xy,max}$	0,88	N/mm ²
σ_{eq}	174,66	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.33$	199	N/mm ²
FDS	1,14	CUMPLE

3.5.3. Caso IIIa

En este caso se trata de condiciones de viento máximo fuera de servicio con lo que no se consideran solicitaciones debidas a la carga y aceleraciones de los movimientos.

Tabla 13. Tensiones en la pluma para el Caso IIIa

Solicitaciones Caso IIIa		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	14,959
S_{Gme}	11,150	11,150
$S_{Wfs P}$	1,475	1,475
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z.max}$	-1,252E+08	Nmm
$M_{y.max}$	-1,666E+07	Nmm
N_x	0	kN
Q_y	-26,11	kN
Q_z	4,72	kN
Tensiones		
$\sigma_{x.max}$	-40,43	N/mm ²
$\tau_{xz.max}$	-3,16	N/mm ²
$\tau_{xy.max}$	0,81	N/mm ²
σ_{eq}	40,83	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	241	N/mm ²
FDS	5,90	CUMPLE

3.5.4. Caso IIIc-din

Se evalúan las solicitaciones debidas a los pesos propios y la elevación de la carga, según la prueba establecida en la normativa.

Tabla 14. Tensiones en la pluma para el Caso IIIc-din

Solicitaciones Caso IIIc-din		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	14,959
S_{Gme}	11,150	11,150
S_L	80	101,2
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z.max}$	-7,826E+08	Nmm

$M_{y,max}$	0	Nmm
N_x	0	kN
Q_y	-127,3	kN
Q_z	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{x,max}$	-137,30	N/mm ²
$\tau_{xz,max}$	-15,42	N/mm ²
$\tau_{xy,max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	139,87	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	241	N/mm ²
FDS	1,72	CUMPLE

3.5.5. Caso IIIc-est

Se evalúan las solicitaciones debidas a los pesos propios y el mantenimiento de la carga máxima de servicio estáticamente, según la prueba que establece la normativa.

Tabla 15. Tensiones en la pluma para el Caso IIIc-est

Solicitaciones Caso IIIc-est		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
S_{Gp}	14,959	14,959
S_{Gme}	11,150	11,150
S_L	80	100
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-7,748E+08	Nmm
$M_{y,max}$	0	Nmm
N_x	0	kN
Q_y	-126,1	kN
Q_z	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{x,max}$	-138,93	N/mm ²
$\tau_{xz,max}$	-15,27	N/mm ²
$\tau_{xy,max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	138,48	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	241	N/mm ²
FDS	1,74	CUMPLE

3.5.6. Conclusiones

Se observa que el caso más desfavorable es el Caso II, de grúa en servicio con viento perpendicular al canto de la pluma. En todos los casos se las tensiones de cálculo se muestran por debajo de los valores admisibles.

3.6. Cálculos de la columna

Se calculan las tensiones producidas en la sección crítica de la columna por todas las solicitaciones presentes en la grúa. Esta sección se encuentra en el empotramiento con la placa base que se ancla a la cimentación. El esquema de fuerzas y reacciones se encuentra en la *Figura 6*.

En el caso de la columna se procederá con las ecuaciones (13), (14) y (15), a la que se sumará la siguiente expresión para el cálculo del cortante debido a torsión, a este momento torsor, hay que sumarle el momento producido por la resistencia al inicio al giro por el rozamiento interno del rodamiento de gran tamaño.

$$\tau = \frac{M_t}{w_p} \quad (16)$$

Donde:

M_t es el momento torsor

w_p es el módulo resistente polar

Se emplea para la columna un perfil circular hueco CHS1219/16 con características siguientes:

Tabla 16. Características perfil CHS 1219/16

Característica	Valor	Unidad
A	60,5E+03	mm ²
w_p	35,9E+06	mm ³
I	10,94E+09	mm ⁴
w	17,95E+03	mm ³
S	11,58E+06	mm ³
f_y (s275jr) espesor(mm)≤16	275	N/mm ²

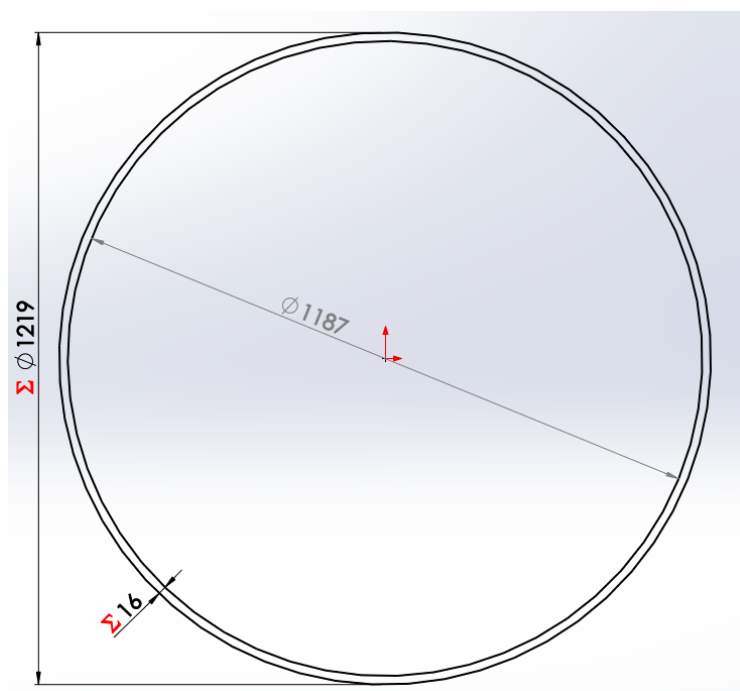


Figura 5. Perfil columna CHS 1219/16.

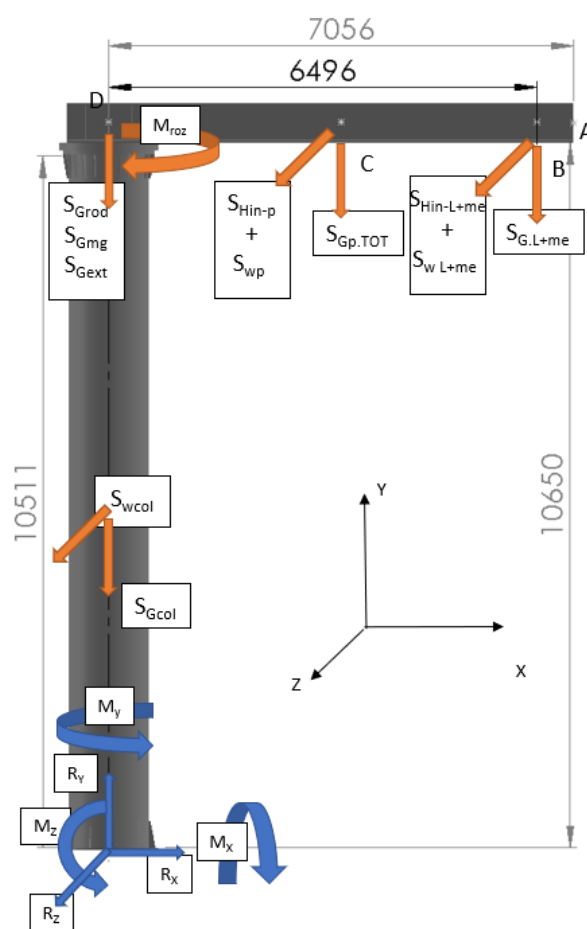


Figura 6. Esquema de solicitaciones en la columna

3.6.1. Caso I

Se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 17. Tensiones en la columna para el Caso I

Solicitaciones Caso I		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	18,12
S_{Gme}	11,150	12,38
S_L	80,0	102,12
S_{Gcol}	49,896	55,38
S_{Gmg}	2,01	2,23
S_{Grod}	2,96	3,29
S_{Gext}	7,127	7,91
S_{Hin-p}	0,092	0,10
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z.max}$	-8,023E+08	Nmm
$M_{x.max}$	1,334E+070	Nmm
$M_{y.max}$ (torsor)	-1,993E+07	Nmm
N_y	-201,4	kN
Q_z	1,249	kN
Q_x	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{y.max}$	48,77	N/mm ²
τ_{xz} (torsor)	-0,56	N/mm ²
$\tau_{yx.max}$	0,04	N/mm ²
$\tau_{yz.max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	48,78	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.5$	183	N/mm ²
FDS	3,76	CUMPLE

3.6.2. Caso II

En esta situación se añaden las cargas por viento a las solicitaciones.

Tabla 18. Tensiones en la columna para el Caso II

Solicitaciones Caso II		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	18,12
S_{Gme}	11,150	12,38
S_L	80,0	102,12
S_{Gcol}	49,896	55,38
S_{Gmg}	2,01	2,23
S_{Grod}	2,96	3,29
S_{Gext}	7,127	7,91
$S_{Ws P}$	1,475	1,475
S_{Hin-p}	0,092	0,10
$S_{Hin-L+me}$	1,033	1,15
$S_{Ws col}$	2,038	2,038
$S_{Ws L}$	2,4	2,4
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-8,023E+08	Nmm
$M_{x,max}$	6,576E+07	Nmm
$M_{y,max}$ (torsor)	-4,073E+07	Nmm
N_y	-201,4	kN
Q_z	7,163	kN
Q_x	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{y,max}$	51,69	N/mm ²
τ_{xz} (torsor)	-1,13	N/mm ²
$\tau_{yx,max}$	0,24	N/mm ²
$\tau_{yz,max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	51,73	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.33$	207	N/mm ²
FDS	4,00	CUMPLE

3.6.3. Caso IIIa

Se tiene:

Tabla 19. Tensiones en la columna para el Caso IIIa.

Solicitaciones Caso IIIa		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	16,32
S_{Gme}	11,150	11,150
S_{Gcol}	49,896	49,896
S_{Gmg}	2,01	2,01
S_{Grod}	2,96	2,96
S_{Gext}	7,127	7,127
$S_{Wfs P}$	1,475	1,475
$S_{Wfs col}$	2,038	2,038
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z.max}$	-1,390E+08	Nmm
$M_{x.max}$	8,597E+07	Nmm
$M_{y.max}$ (torsor)	-1,666E+07	Nmm
N_y	-99,31,4	kN
Q_z	11,24	kN
Q_x	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{y.max}$	14,17	N/mm ²
τ_{xz} (torsor)	-0,46	N/mm ²
$\tau_{yx.max}$	0,37	N/mm ²
$\tau_{yz.max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	14,21	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	250	N/mm ²
FDS	17,59	CUMPLE

3.6.4. Caso IIIc-din

Tabla 20. Tensiones en la columna para el Caso IIIc-din.

Solicitaciones Caso IIIc-din		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	16,32
S_{Gme}	11,150	11,150

S_{Gcol}	49,896	49,896
S_{Gmg}	2,01	2,01
S_{Grod}	2,96	2,96
S_{Gext}	7,127	7,127
S_L	80	101,2
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-7,826E+08	Nmm
$M_{x,max}$	0	Nmm
$M_{y,max}$ (torsor)	0	Nmm
N_y	-211,64	kN
Q_z	0	kN
Q_x	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{y,max}$	47,10	N/mm ²
τ_{xz} (torsor)	0	N/mm ²
$\tau_{yx,max}$	0	N/mm ²
$\tau_{yz,max}$	0	N/mm ²
σ_{eq}	47,10	N/mm ²
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	250	N/mm ²
FDS	5,31	CUMPLE

3.6.5. Caso IIIc-est

Se obtiene:

Tabla 21. Tensiones en la columna para el Caso IIIc-est.

Solicitaciones Caso IIIc-din		
	Nominales (kN)	Mayoradas (kN)
$S_{Gp.TOT}$	16,32	16,32
S_{Gme}	11,150	11,150
S_{Gcol}	49,896	49,896
S_{Gmg}	2,01	2,01
S_{Grod}	2,96	2,96
S_{Gext}	7,127	7,127

S_L	80	100
Esfuerzos y Momentos (mayorados)		
$M_{z,max}$	-7,748E+08	Nmm
$M_{x,max}$	0	Nmm
$M_{y,max}$ (torsor)	0	Nmm
N_y	-227,0	kN
Q_z	0	kN
Q_x	0	kN
Tensiones		
$\sigma_{y,max}$	46,92	N/mm2
τ_{xz} (torsor)	0	N/mm2
$\tau_{yx,max}$	0	N/mm2
$\tau_{yz,max}$	0	N/mm2
σ_{eq}	46,92	N/mm2
$\sigma_{lim} = f_y/1.10$	250	N/mm2
FDS	5,33	CUMPLE

3.6.6 Verificación al pandeo

La verificación al pandeo se realiza a través de una aproximación analítica y una comprobación a través de simulación mediante métodos de elementos finitos mediante el software Solidworks.

Para el cálculo analítico se emplea el método y ecuaciones que se encuentran en la literatura [1]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E}{S_r^2} A \quad (17)$$

Donde:

P_{cr} es la carga crítica de pandeo a compresión.

E es el módulo de elasticidad del material

S_r es la razón de esbeltez efectiva

Esta última se define por:

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} \quad (18)$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (19)$$

- l_{ef} la longitud efectiva de la columna, definida para el caso que nos ocupa como el doble de la real
- k es el radio de giro
- I es el momento de inercia más pequeño del perfil
- A es el área de la sección transversal del perfil

Tabla 22. Variables de cálculo de la carga crítica de pandeo para la columna.

Variable	Magnitud	Ud.
E (s275jr)	2,1E+05	N/mm2
A	60,5E+03	mm2
l_{ef}	21022	mm
I (CHS 1269/16)	10,94E+09	mm4
k	425,4	mm
S_r	49,42	adim
P_{cr}	51,3E+03	kN

La carga crítica de pandeo se compara con el valor máximo de carga a compresión para la columna (Caso IIIc-est, *Tabla 21*), para obtener el coeficiente de seguridad frente al pandeo por compresión:

$$\frac{P_{cr}}{N_y} = 226,0 \quad (20)$$

Mediante la simulación en Solidworks se obtienen el siguiente resultado:

Tabla 23. Estudio pandeo por compresión para la columna es Solidworks.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud1	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 1 (Factor de carga = 226.245)	0 Nodo: 33033	0.00614599 Nodo: 1984
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="font-size: small;"> Nombre del modelo: COLUMNA COMPLETA Nombre de estudio: Pandeo 2 (-MITAD DE CARTELAS-) Tipo de resultado: Pandeo Amplitud1 Forma modal: 1 Factor de carga = 226.24 Escala de deformación: 176.748 </div> <div style="text-align: center;"> </div> </div> <p style="text-align: center;">COLUMNA COMPLETA-Pandeo 2-Amplitud-Amplitud1</p>			

Se obtiene una diferencia de un 0,1% entre el valor teórico y el simulado.

3.7 Cálculos de la placa de unión

La placa de unión o de apoyo de la pluma es la que permite fijar la pluma y el mecanismo de giro al resto de la estructura. Esta placa descansa sobre el anillo superior del rodamiento de gran tamaño que permite el giro de la estructura, por lo que su dimensión radial está limitada por este elemento.

Se dimensiona y verifica la placa mediante el uso del software Solidworks. Se realizan diferentes simulaciones mediante análisis de elementos finitos con el fin de asegurar la aptitud del diseño.

La unión entre la placa y el rodamiento se realiza mediante tornillos pretensados siguiendo las recomendaciones del fabricante del rodamiento. La unión entre la pluma y la placa será mediante cordones de soldadura.

Los estudios se harán con el peor caso de carga, que será el Caso II para la pluma (en servicio con viento), al que habrá que sumar los efectos del par motor aplicado a la estructura a través del mecanismo de giro.

3.7.1 Diseño estudiado

El diseño al que se llega consta de una placa plana simple de 70 mm de espesor, a la que se le realizan agujeros pasantes para la tornillería, un orificio donde encajara el grupo del mecanismo de giro y un rebaje de 16 mm en la cara inferior para evitar la interferencia con los tornillos que aseguran el rodamiento de grandes dimensiones a la columna. Se completa con otra zona en la se realiza una reducción del espesor de 30 mm, mediante un proceso de mecanizado desde la zona superior, para poder albergar los tornillos de fijación situados bajo la zona de apoyo de la pluma.

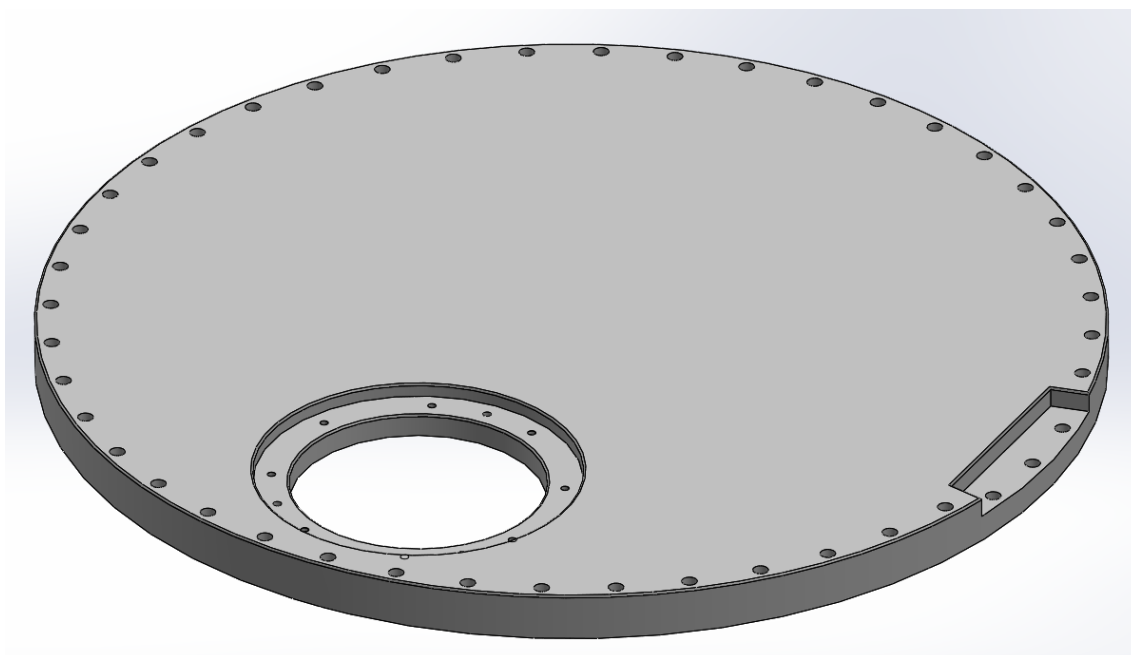


Figura 7. Diseño de la placa de apoyo.

3.7.2 Análisis de soldadura

Se comprueba que las uniones soldadas entre la pluma y la placa sean capaces de soportar los esfuerzos generados. La unión a calcular consta de dos cordones de soldadura longitudinales en el canto del ala de la viga y cuatro soldaduras a tope en T (de chaflán doble) uniendo las cartelas a la placa. El diseño de la soldadura se define en las siguientes figuras:

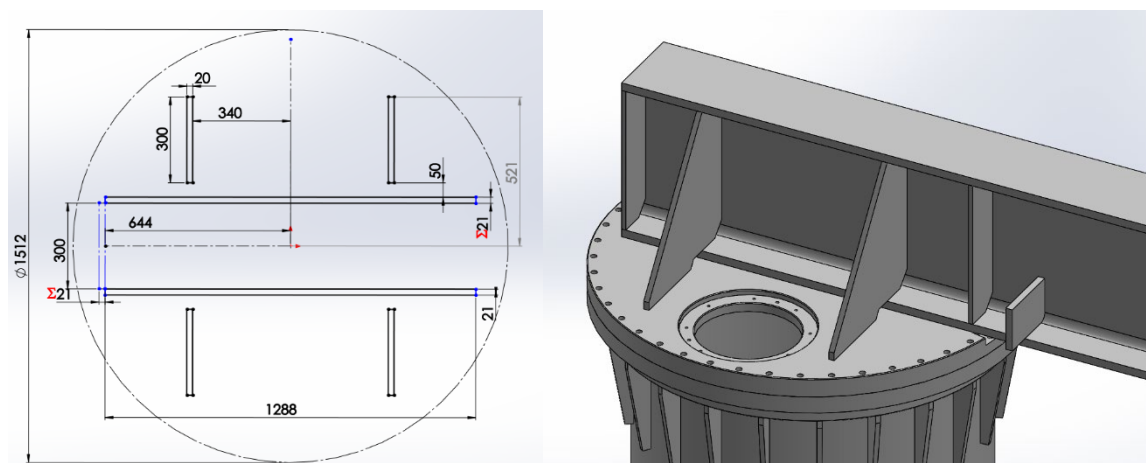


Figura 8. Esquema de las soldaduras de cálculo.

A nivel de cálculo solo se tendrá en cuenta las longitudes de soldadura anteriores, sin embargo, en la ejecución final se procederá a soldar sobre la placa todo el perímetro de contacto con la pluma.

Se comprobará la resistencia de la soldadura siguiendo las indicaciones consultadas en la bibliografía, en concreto el Capítulo XIV referido a uniones de la Instrucción de Acero Estructural, EAE 2018.

En ella se analiza la resistencia para cordones de soldadura estudiando las tensiones que se generan en el plano de garganta del mismo. Se supone que se origina dos tensiones σ normales y dos tensiones τ tangenciales tal y como se muestra en la Figura 9. Se usará la nomenclatura:

- σ_n para σ_{\perp}
- τ_n para τ_{\perp}
- τ_a para τ_{\parallel}

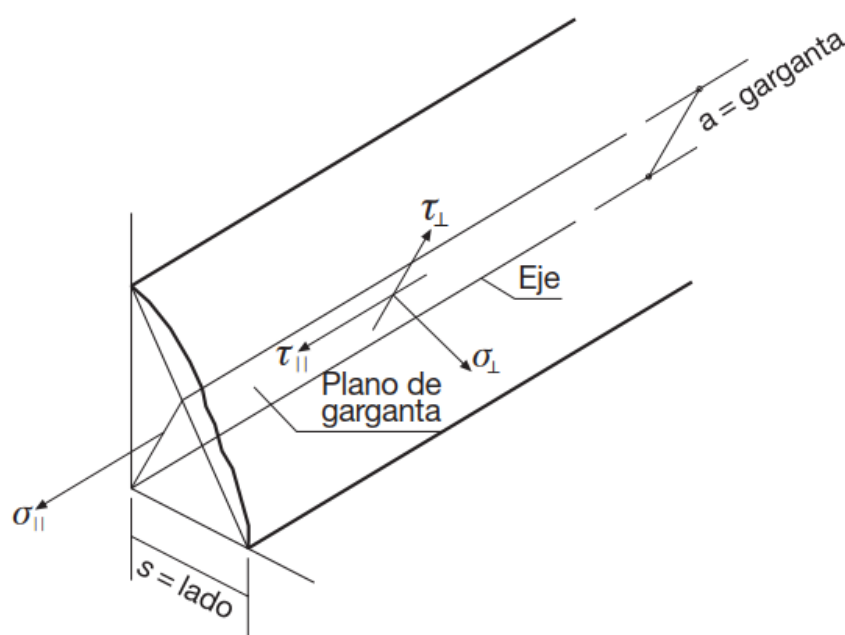


Figura 9. Distribución de tensiones en un cordón de soldadura en ángulo (Fuente: EAE)

El cordón cumplirá si se cumplen simultáneamente las condiciones expresadas en las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{comp} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (21)$$

$$\sigma_n \leq 0,9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (22)$$

Donde:

f_u es la resistencia a tracción del acero de la chapa de menor resistencia en la unión.
 f_u (s275jr) = 430 N/mm²

β_w es un coeficiente de correlación según el acero. β_w (s275jr) = 0,85

γ_{M2} es el coeficiente de minoración de resistencia en las uniones. γ_{M2} (s275jr) = 1,25

Para facilitar el cálculo se calculan las tensiones abatiendo los planos de garganta sobre la superficie común de la placa (Figura 11) y se calcularán las tensiones teniendo en cuenta los esfuerzos relativos al Caso II y el torsor que aporta el sistema de giro. Se trasladan las componentes de estas sollicitaciones al centro de inercia del conjunto de perfiles como se indica en la Figura 10.

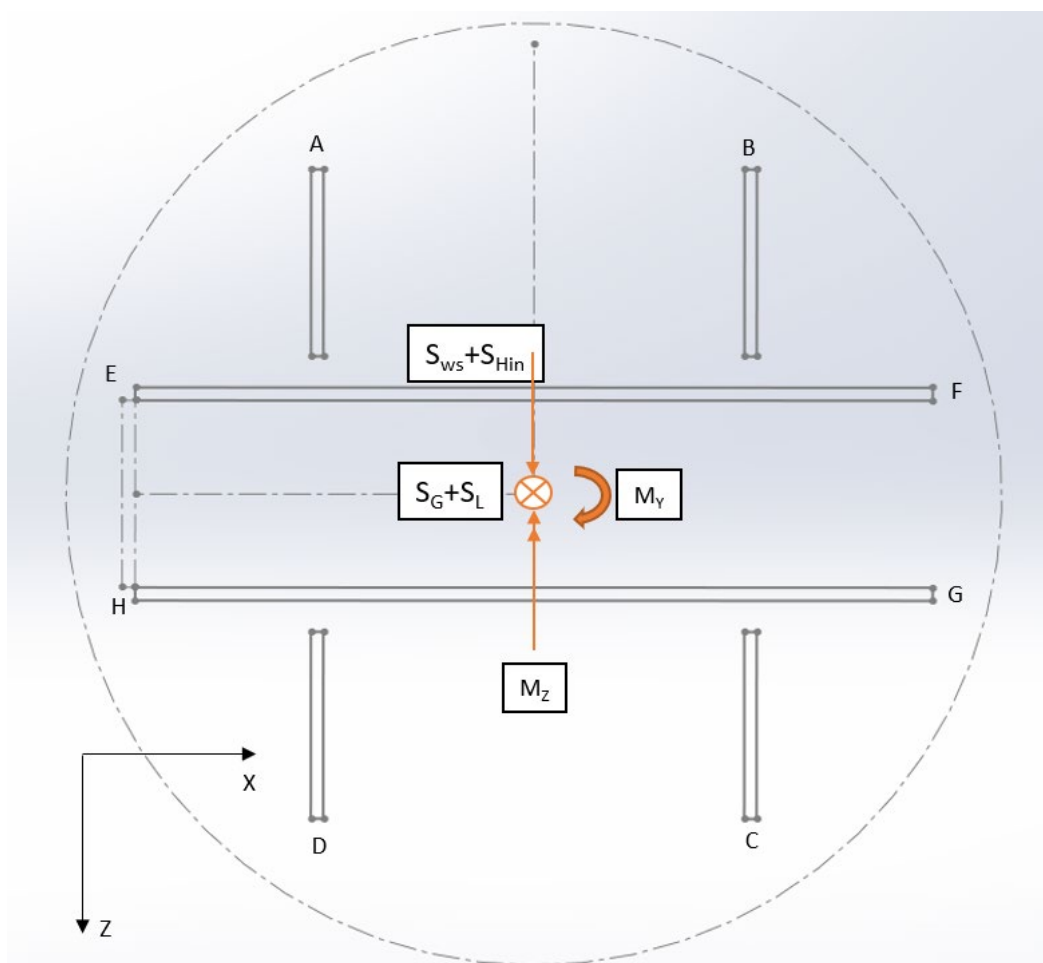


Figura 10. Esquema de sollicitaciones y puntos de estudio.

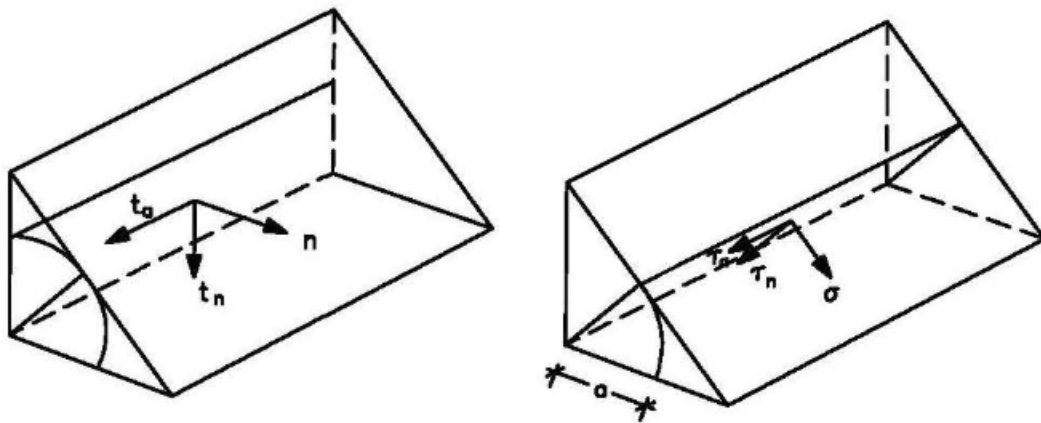


Figura 11. Esquema traslado de las tensiones del plano de garganta al lado del cordón.

La componente t_a se corresponderá con τ_a , mientras que las componentes t_n y n , se combinarán según su dirección sobre el plano de garganta.

Teniendo en cuenta la dirección de las fuerzas con respecto a la orientación de cada cordón se calculan las tensiones en sus puntos críticos, que serán los más alejados con respecto al centro de gravedad del conjunto. Las tensiones serán:

Tensiones de corte debido a las fuerzas aplicadas en el plano paralelo a la sección de los cordones.

En función de la dirección de la fuerza con respecto a la orientación del cordón contribuirá a la componente τ_n o τ_a del mismo.

$$t = \frac{V}{A} \quad (23)$$

Siendo:

V el esfuerzo de corte. En este caso solo dirección Z.

A el área de la huella del cordón

Tensiones de corte debido al momento torsor

El esfuerzo cortante se encuentra en la dirección perpendicular con respecto al vector que une el centro de masa del perfil con el punto de estudio. Se descomponen las fuerzas según en las direcciones del cordón y se suman las componentes τ_n y τ_a a los obtenidas anteriormente.

$$t = \frac{M_t \vec{r}}{I_p} \quad (24)$$

Siendo:

M_t el momento torsor, en este caso en el eje Y

I_p la inercia polar

r la distancia con respecto al eje considerado

Tensiones de flexo-tracción

Se deben a las solicitaciones en el eje perpendicular al plano del cordón y a los momentos flectores. Se calculan como:

$$n = \frac{N}{A} + \frac{M}{I} d \quad (25)$$

Siendo:

N las solicitaciones de tracción/compresión. Eje Y

A área del cordón

M momento de flexión. Dirección Z.

I inercia con respecto al eje de flexión. Iz.

d distancia del punto de estudio con respecto al eje del momento. Dirección X.

Se tienen los siguientes datos:

Tabla 24. Datos y resultados del cálculo de soldaduras

CARACTERÍSTICAS GEOMETRICAS		
	Soldadura en ángulo longitudinal (PLUMA)	Soldadura a tope en T (CARTELAS)
nº cordones	2	4
a, garganta [mm]	21	20
L, longitud [mm]	1288	300
z, lado [mm]	30	na
A, área(total) [mm ²]	54096	24000
I _{xx} [mm ⁴]	1,396E+09	3,483E+09
I _{zz} [mm ⁴]	7,479E+09	2,941E+09
r _{x,max} (pto. Interés)[mm]	644	350
r _{y,max} (pto. Interés)[mm]	160,5	521
I _{xx,total} [mm ⁴]	4,879E+09	
I _{zz,total} [mm ⁴]	1,042E+10	
I _p [mm ⁴]	1,530E+10	
COMBINACION DE SOLICITACIONES		
N (eje Y)	-1,326E+05	N

V (eje Z)	5,125E+03	N	
M = M _z	-8,023E+08	Nmm	
M _t = M _y	-4,073E+07	Nmm	
CÁLCULO DE TENSIONES			
t _z (debido al corte)	0,095	N/mm ²	
Corte por torsión			
Punto de estudio	t_x [N/mm²]	t_z [N/mm²]	
A	1,387	-0,932	
B	1,387	0,932	
C	-1,387	0,932	
D	-1,387	-0,932	
E	0,427	-1,715	
F	0,427	1,715	
G	-0,427	1,715	
H	-0,427	-1,715	
Tensiones en el plano abatido			
Punto de estudio	n [N/mm²]	t_n [N/mm²]	t_a [N/mm²]
A	24,501	1,387	-0,837
B	-29,404	1,387	1,027
C	-29,404	-1,387	1,027
D	24,501	-1,387	-0,837
E	47,140	-1,620	0,427
F	-52,043	1,809	0,427
G	-52,043	1,809	-0,427
H	47,140	-1,620	-0,427
Tensiones en el plano de garganta			
Punto de estudio	σ_n [N/mm²]	τ_n [N/mm²]	τ_a [N/mm²]
A	18,305	-16,344	-0,837
B	-19,811	21,772	1,027
C	-21,772	19,811	1,027
D	16,344	-18,305	-0,837
E	32,188	-34,479	0,427
F	-35,521	38,079	0,427
G	-38,079	-35,521	-0,427
H	34,479	32,188	-0,427

Comprobación			
		$\frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}}$	404,71
		$0,9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$	309,60
Punto de estudio	σ_{comp} [N/mm ²]	Condición 1	Condición 2
A	33,742	Cumple	Cumple
B	42,635	Cumple	Cumple
C	40,677	Cumple	Cumple
D	35,700	Cumple	Cumple
E	67,845	Cumple	Cumple
F	74,916	Cumple	Cumple
G	72,359	Cumple	Cumple
H	65,555	Cumple	Cumple

3.7.3. Comprobación de la placa

La comprobación de la placa se realiza realizando un modelo 3d de la misma y llevando a cabo diferentes simulaciones mediante análisis de elementos finitos en Solidworks.

En los diferentes estudios, se realiza un control de mallado con el fin de que en la zona del cordón de soldadura existan suficientes elementos para tener un comportamiento aproximado válido.



Figura 12. Ejemplo de mallado fino para el estudio de la placa.

En un primer análisis se procede a realizar un estudio estático lineal aplicando todas las solicitaciones que provienen de la pluma a través de los cordones de soldadura mediante cargas remotas con los valores resultantes, simulando la aplicación de los mismo mediante líneas de partición en la huella de contacto de la soldadura.

En la siguiente figura puede observarse el esquema de cargas y restricción del modelo.

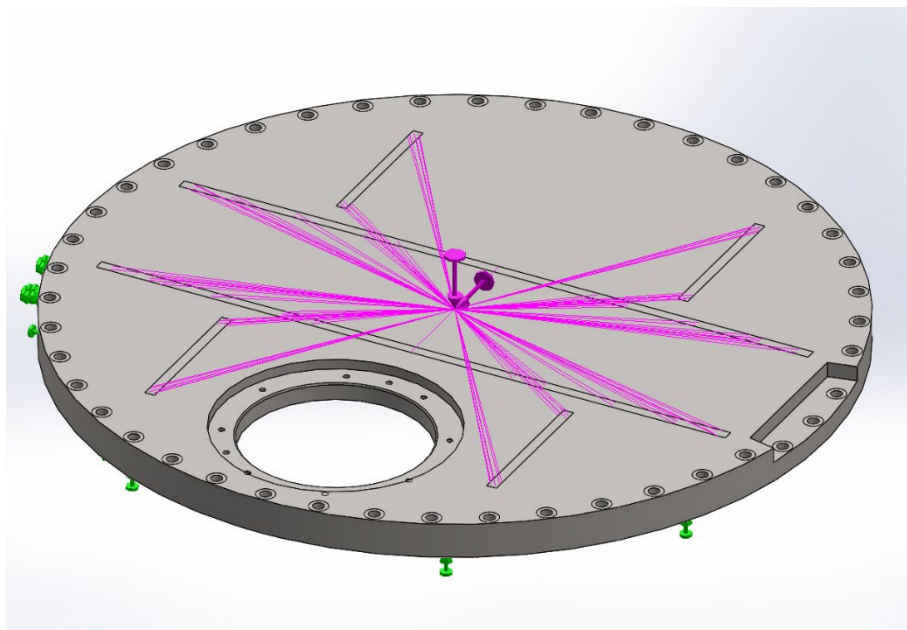


Figura 13. Esquema de restricción y carga del modelo de la placa.

Se observa que, aunque aparecen tensiones que sobrepasan por poco la tensión admisible, estas se concentran en una pequeña región del modelo, cerca de donde se encuentra enclavado, en arista del rebaje interno. Esto puede deberse a singularidades en el modelo (por la restricción o por la malla), o por la acumulación de tensiones en la arista. Para observar el volumen de material se emplea el uso de isolíneas que revelando las zonas con tensiones superiores a los valores fijados.

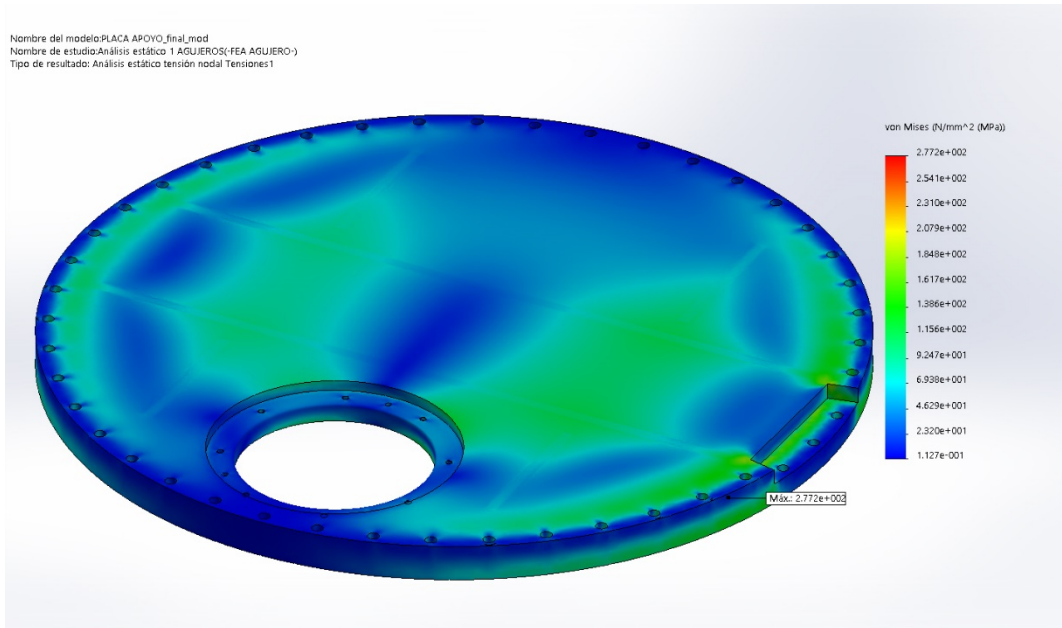


Figura 14. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático.

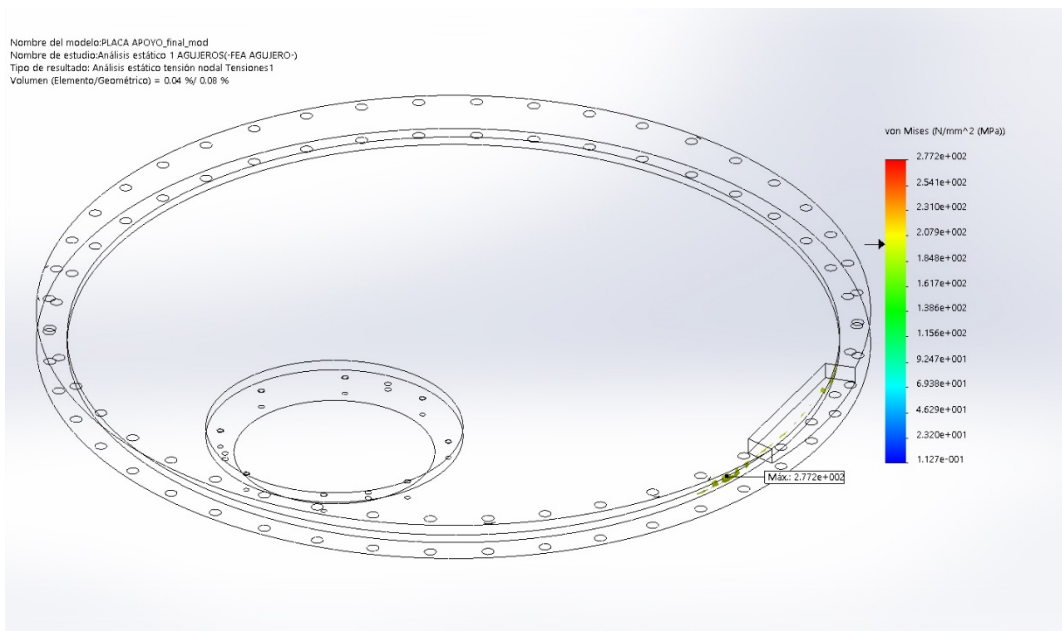


Figura 15. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Isolínnea 200 N/mm²

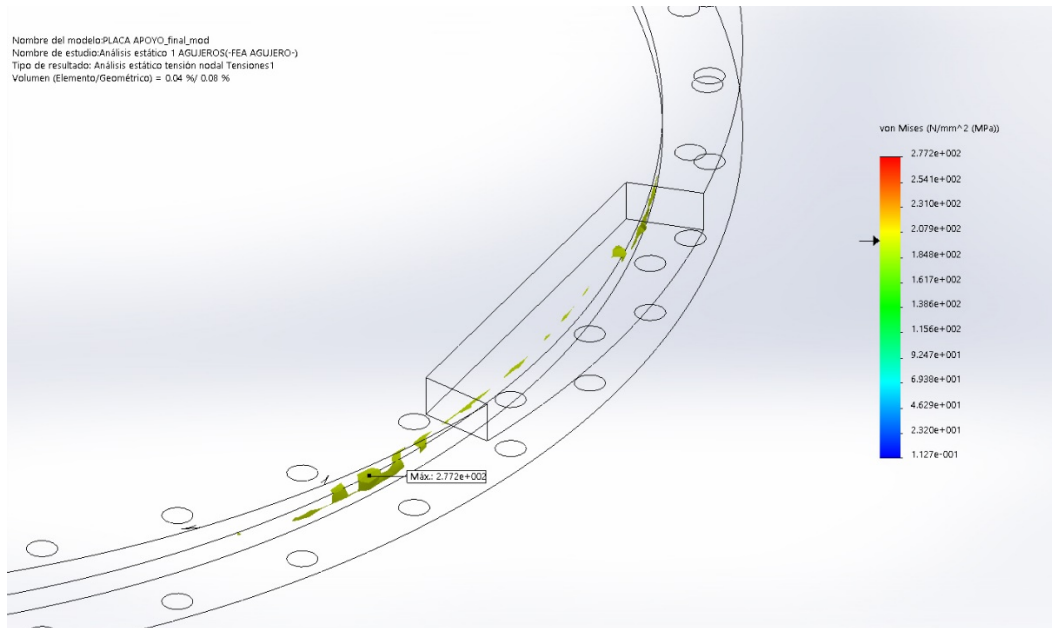


Figura 16. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Detalle isolínea 200 N/mm²

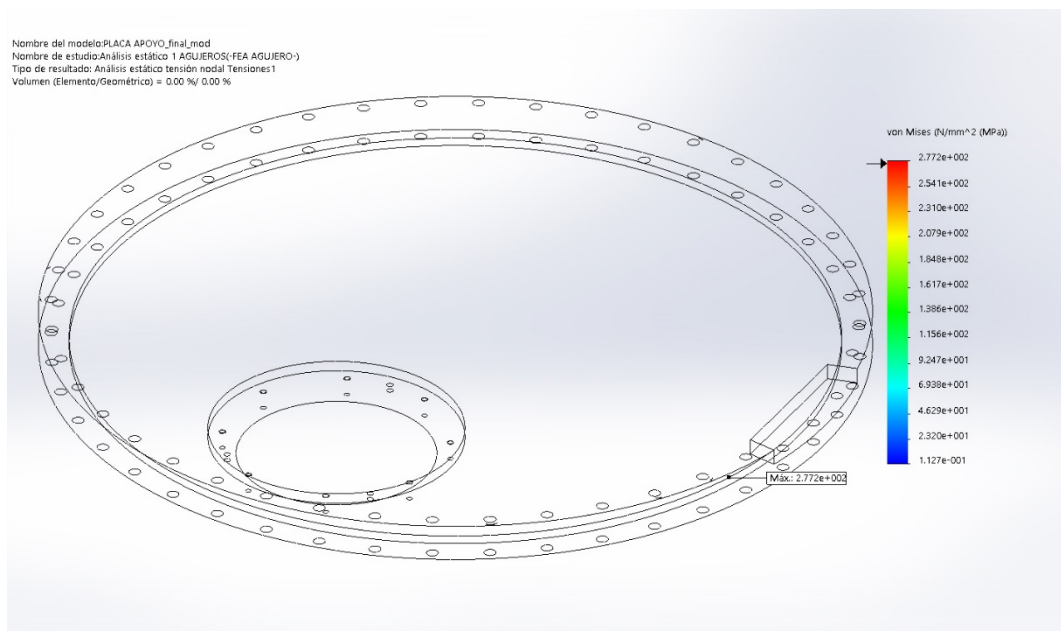


Figura 17. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Isolínea 275 N/mm²

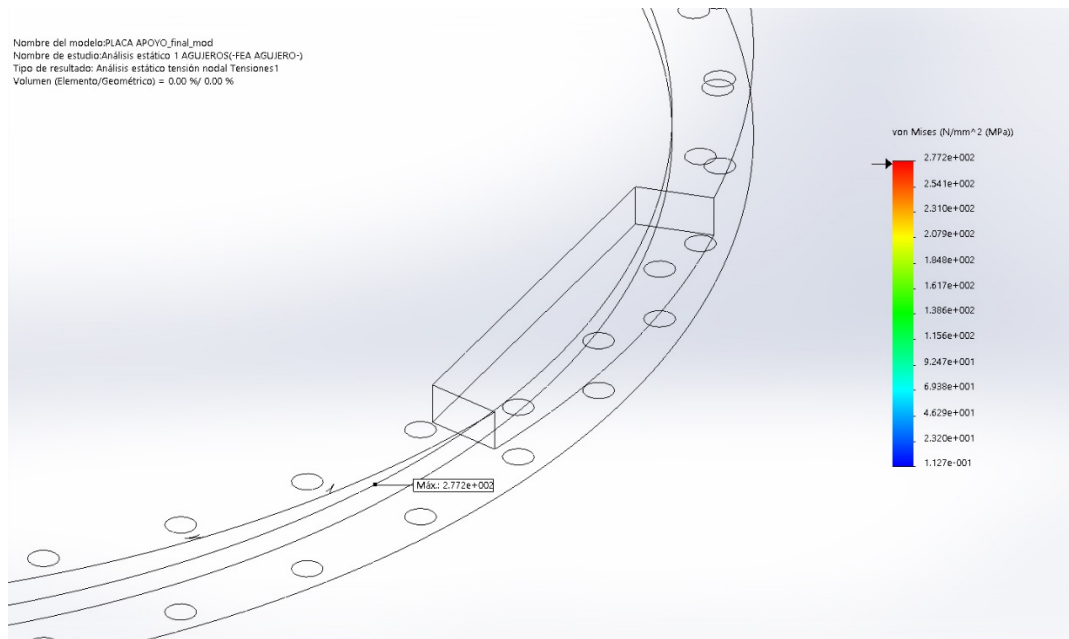


Figura 18. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis estático. Detalle isolínea 275 N/mm²

Se pasa a realizar el mismo análisis, con la misma configuración de malla, esta vez de modo no lineal para comprobar el comportamiento del modelo al superarse valores de tensión del límite elástico del material. Se obtiene:

Tabla 25. Análisis de tensiones en la placa de apoyo. Estudio no lineal.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises en paso nº: 13(1 Segundos)	0.122054 N/mm ² (MPa) Nodo: 254727	263.498 N/mm ² (MPa) Nodo: 50188

Nombre del modelo: PLACA APOYO_final_mod
Nombre de estudio: Non lineal 5 (FEA AGUJERO-)
Tipo de resultado: Non lineal tensión nodal Tensiones1
Intervalo: 13 tiempo: 1 Segundos

von Mises (N/mm² (MPa))

Máx: 2.635e+003

→ Limite elástico: 2.750e+002

PLACA APOYO_final_mod-Non lineal 5-Tensiones-Tensiones1

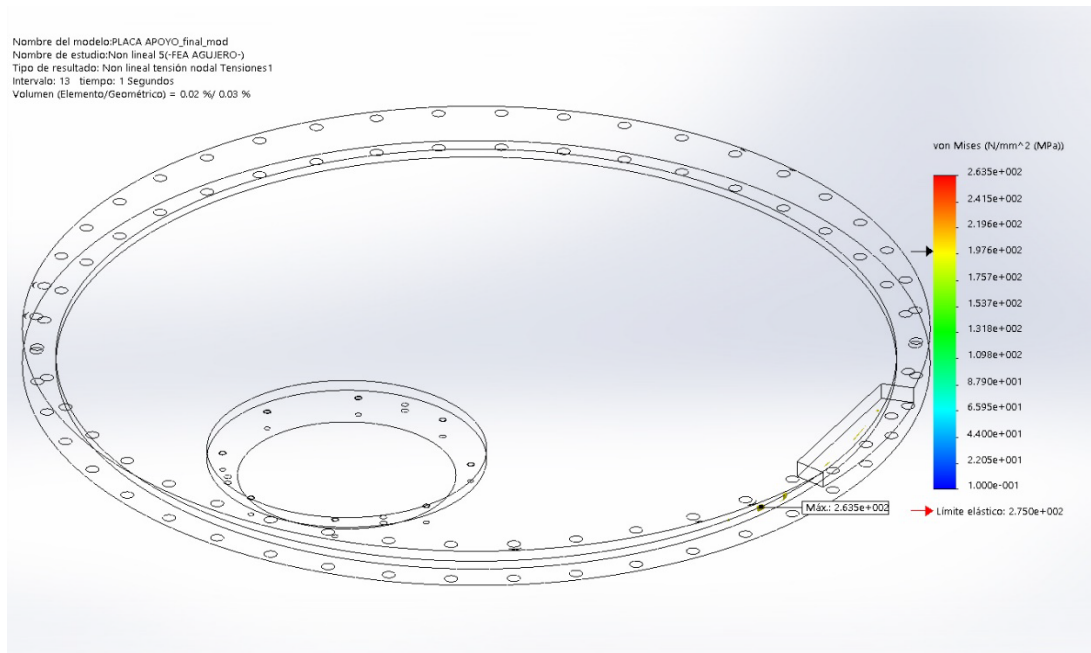


Figura 19. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínnea 200 N/mm²

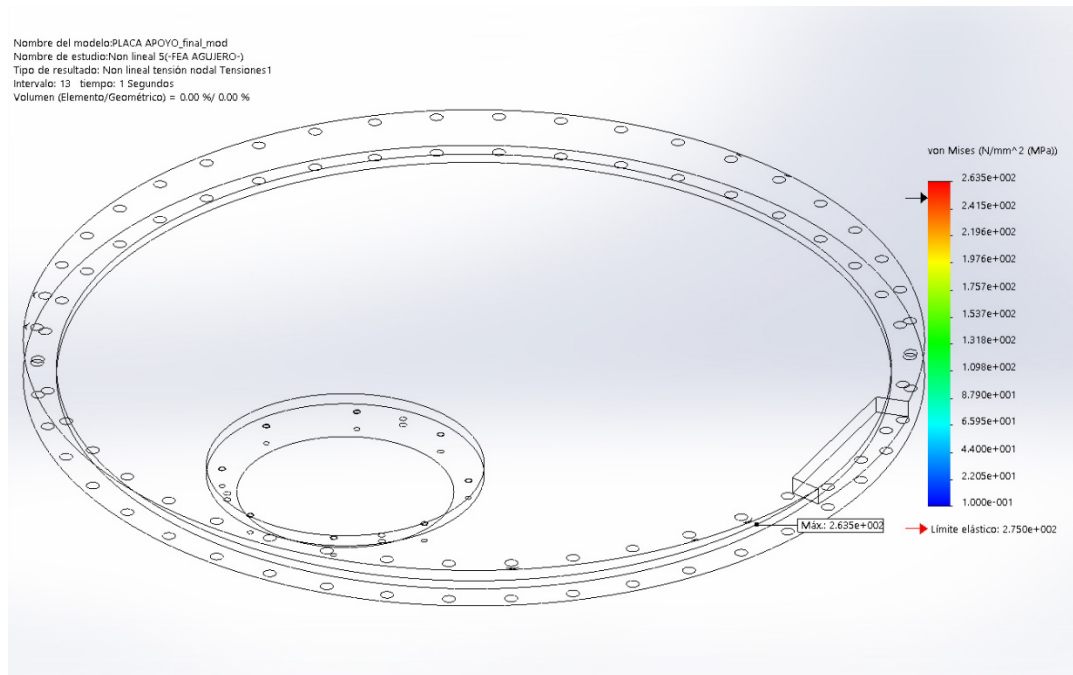


Figura 20. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínnea 250 N/mm²

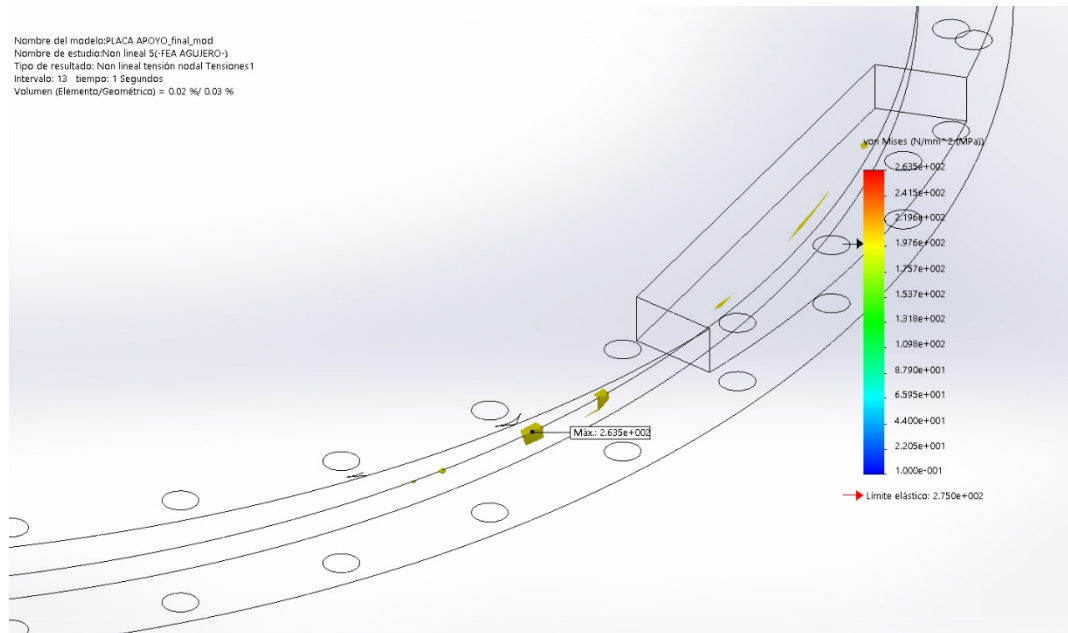


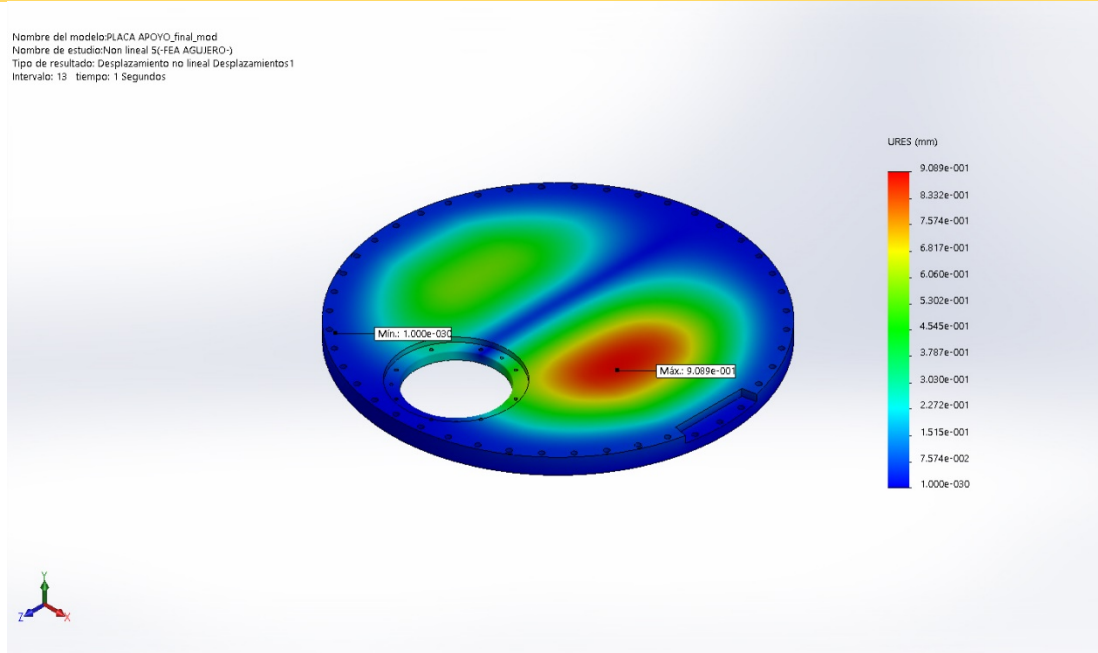
Figura 21. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Detalle Isolínea 250 N/mm²

Se obtienen tensiones ligeramente inferiores al límite elástico del material, con una concentración puntual en la misma zona que en el caso lineal, acotada a un volumen ínfimo de material, siendo las tensiones de los elementos del entorno muy inferiores. Se observa además que los desplazamientos son reducidos, por lo que la rigidez de la placa se da por buena.

Tabla 26. Análisis de desplazamientos en la placa de apoyo. Estudio no lineal

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes en paso nº: 13(1 Segundos)	0 mm Nodo: 2721	0.908936 mm Nodo: 212036

Nombre del modelo: PLACA APOYO_final_mod
Nombre de estudio: Non lineal 5(-FEA AGUIERO-)
Tipo de resultado: Desplazamiento no lineal Desplazamientos1
Intervalo: 13 tiempo: 1 Segundos



PLACA APOYO_final_mod-Non lineal 5-Desplazamientos-Desplazamientos1

Se realiza otro estudio teniendo en cuenta una restricción más real para la placa, ya que esta se encuentra unida a la columna, que será la que absorba los desplazamientos generados en la estructura. También se simula la transmisión de solicitaciones a la placa a través de los elementos reales de la unión, simulando la pluma y la presencia de los cordones de soldadura. Con este estudio se pretende ver el efecto localizado del apoyo de la pluma sobre el borde de la placa, lugar sobre el que tenderá a pivotar ejerciendo potencialmente una alta presión de contacto.

Se establece una unión sin penetración entre la base de la pluma apoyada sobre la placa, y una conexión rígida entre la placa y la columna simulando la conexión entre ambas. Se muestra el esquema de la simulación en las siguientes figuras:

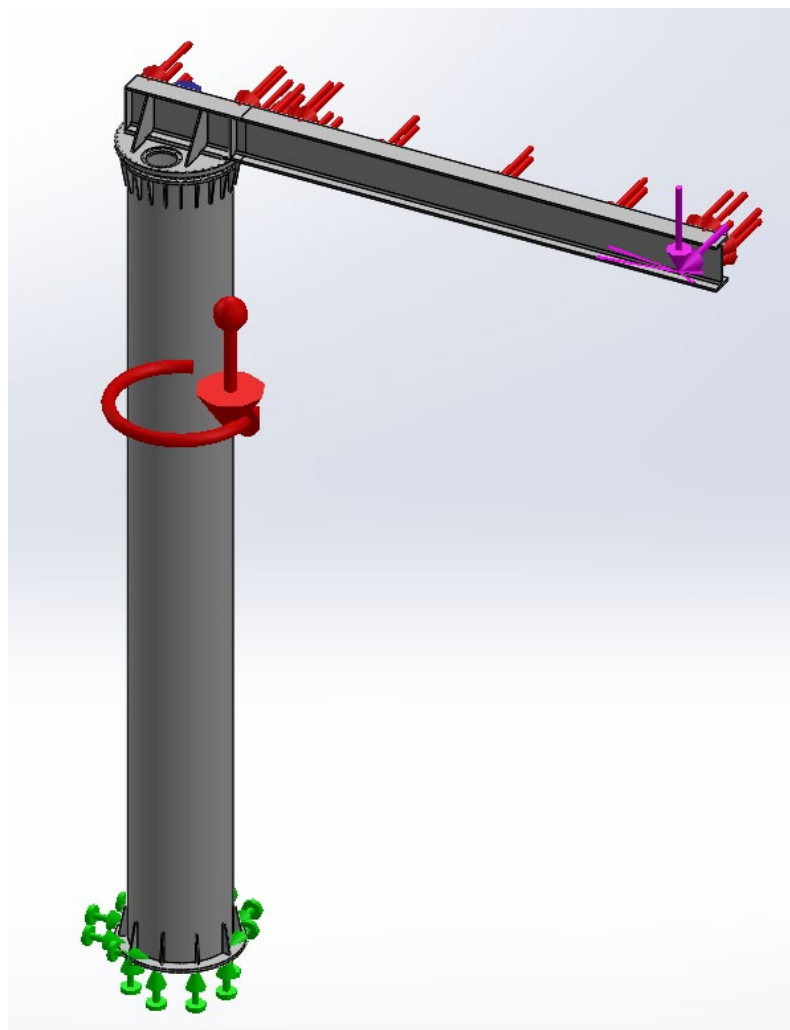


Figura 22. Esquema de cargas y restricciones.

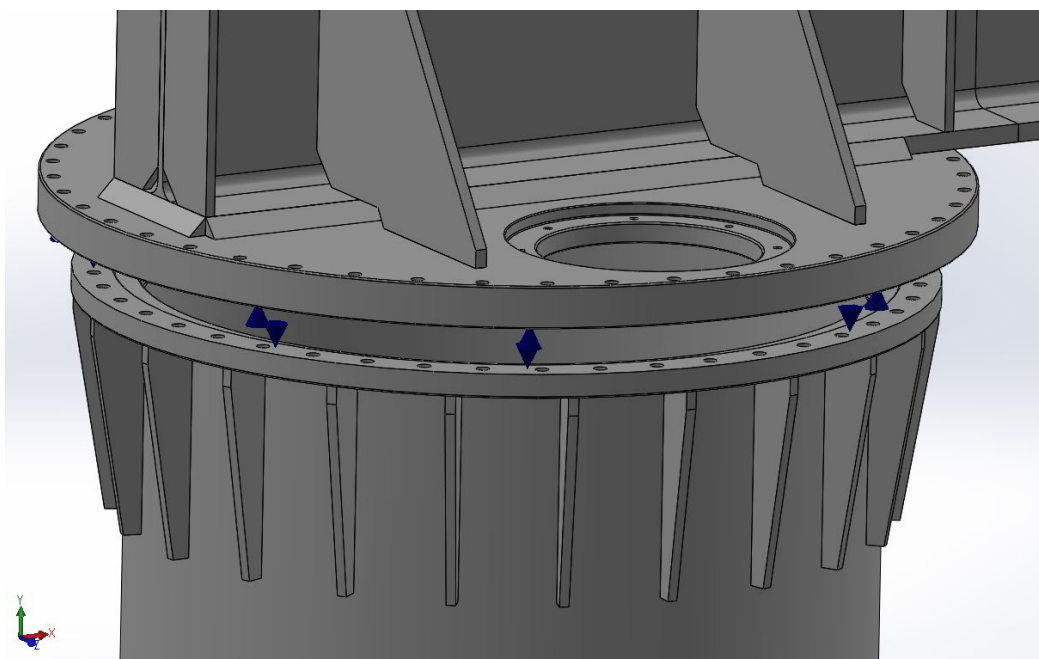


Figura 23. Detalle unión por conexión rígida entre conjunto superior a la columna.

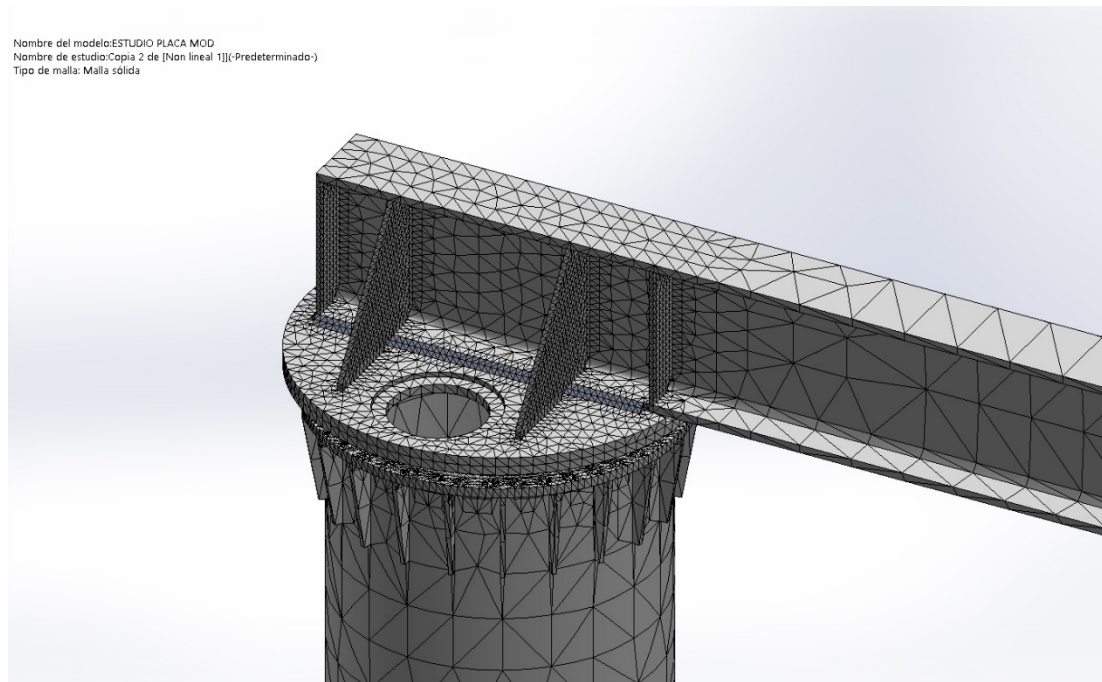


Figura 24. Detalle mallado del análisis.

Se obtienen los siguientes resultados para la placa:

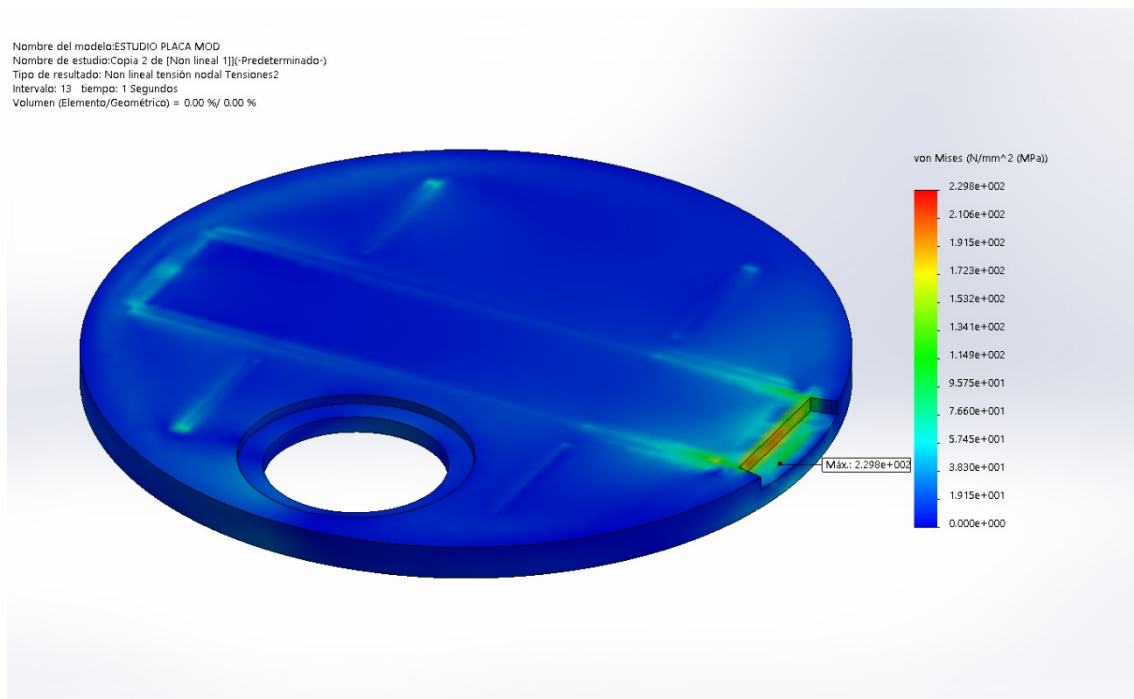


Figura 25. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Valor máximo 229,8 N/mm².

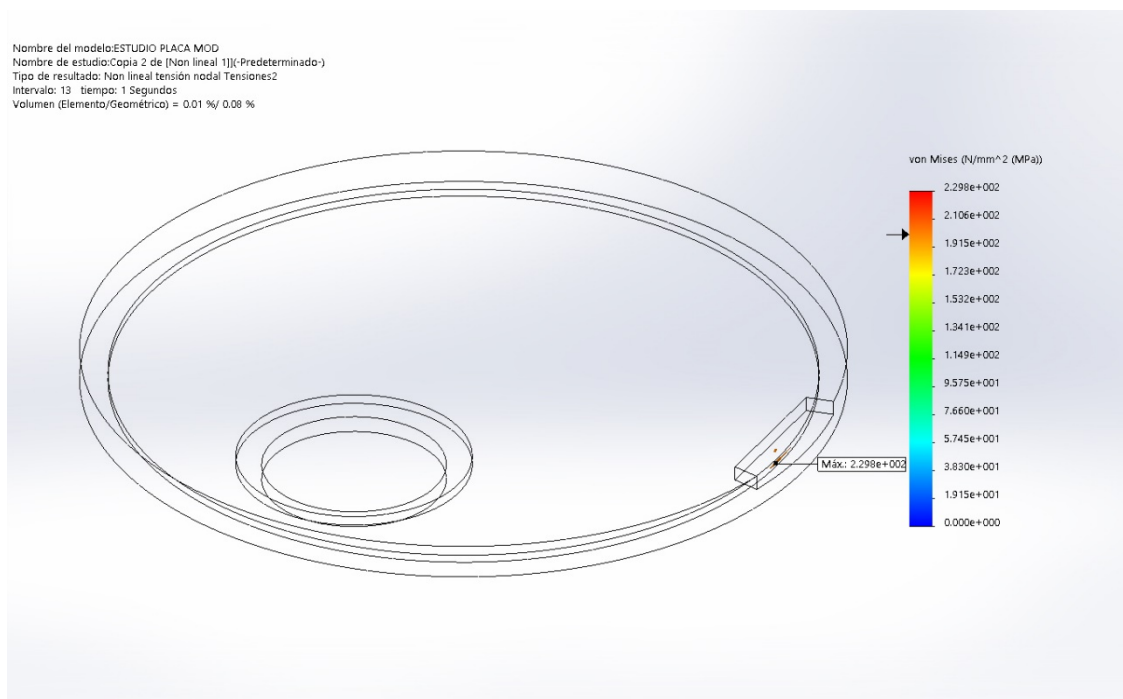


Figura 26. Simulación de tensiones placa de apoyo. Análisis no lineal. Isolínnea 200 N/mm²

Se observa, como las tensiones en la placa se reducen de manera general al permitir el desplazamiento de la misma en conjunto con el resto de la estructura, apareciendo una concentración de tensiones en los lugares esperados: los puntos críticos de la soldadura, en el borde de apoyo de la pluma a la placa y en la sección del rebaje de la placa bajo la pluma.

3.8. Cálculo de elementos de rigidez adicionales en la columna y solicitaciones en la base

Se introducen elementos que rigidizan las zonas de unión de la columna tanto con el anillo superior de apoyo del rodamiento de gran tamaño, como en la placa de anclaje a la cimentación. Estas cartelas se incorporarán a la estructura mediante uniones soldadas ejecutadas a tope.

La verificación de los mismos se realiza de manera análoga al estudio de la placa de unión pluma-columna, simulando la resultante de las solicitaciones que provienen de los elementos superiores, transmitidas como cargas remotas por transferencia directa.

Se supone el caso de combinación de cargas con mayores solicitaciones (Caso II, servicio con viento), por lo que también se tiene en cuenta el efecto del viento sobre la columna.

Para el estudio de la zona superior, se simula la columna completa con la base restringida de manera fija: se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 27. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Vista general.

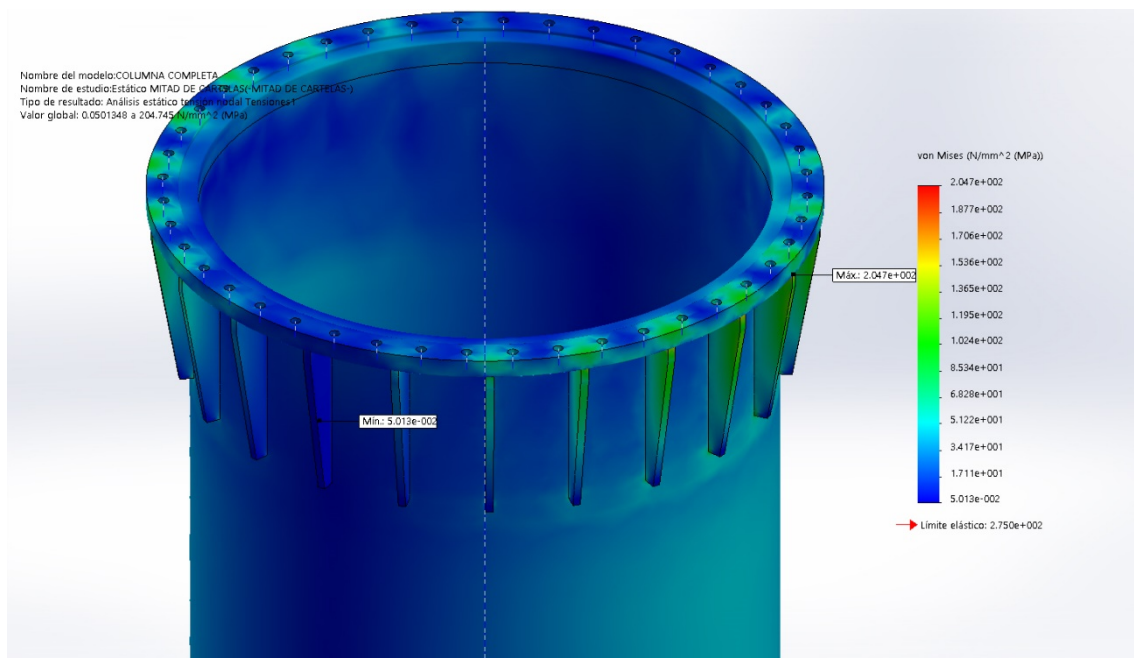
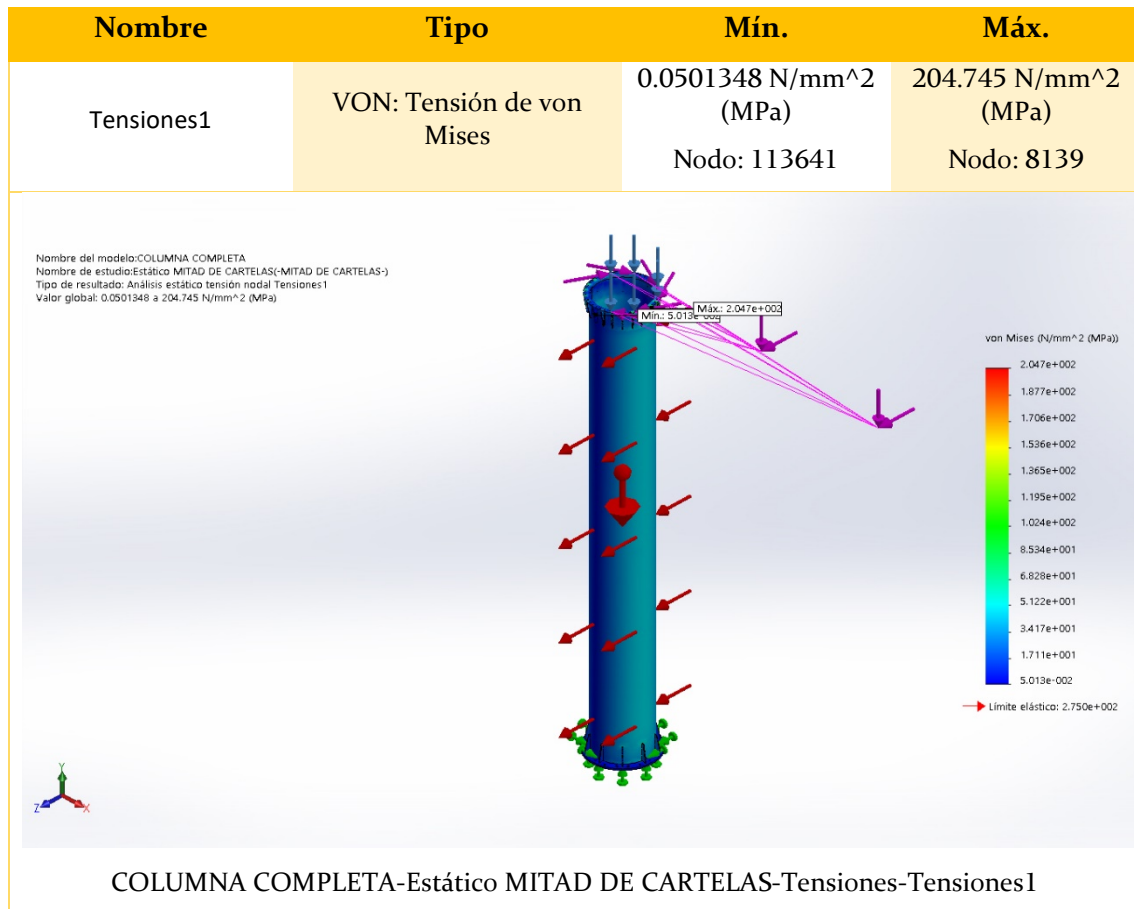


Figura 27. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Detalle superior.

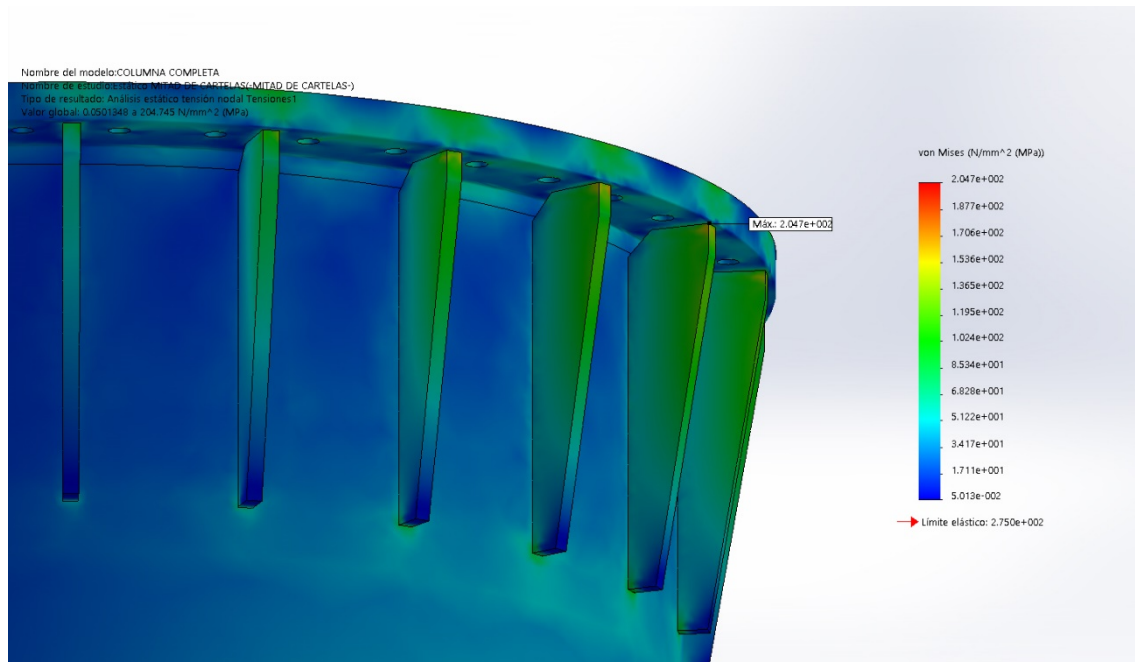


Figura 28. Estudio resistencia cartelas zona superior columna. Punto de máximo estrés.

Se realiza de igual manera un estudio de pandeo, con todas las solicitaciones presentes para comprobar que los elementos de rigidez introducidos, limiten la posible abolladura local, en la zona crítica debajo de la pluma. Se obtienen las siguientes simulaciones:

Tabla 28. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista general.

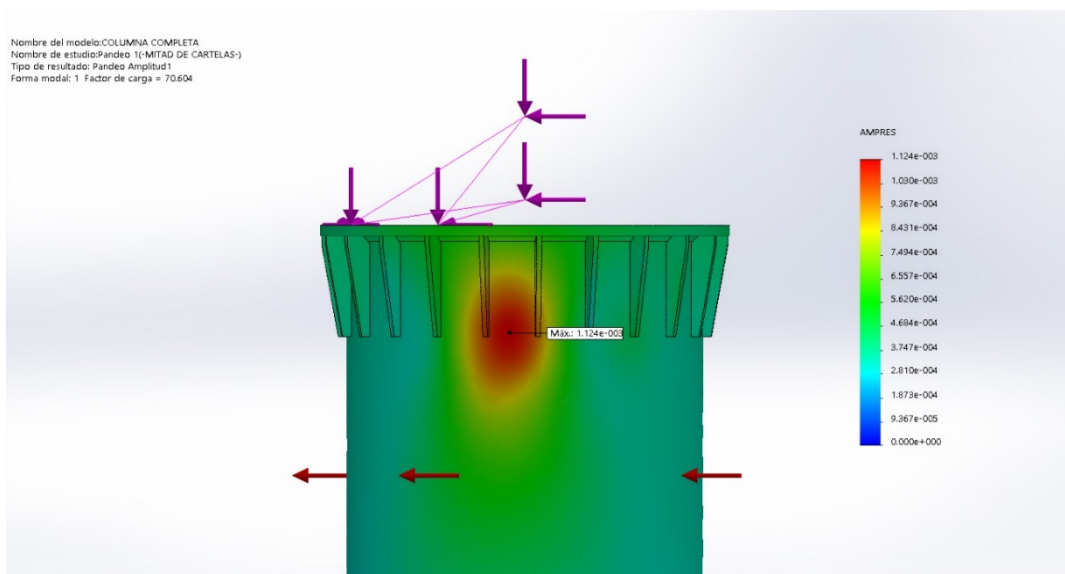
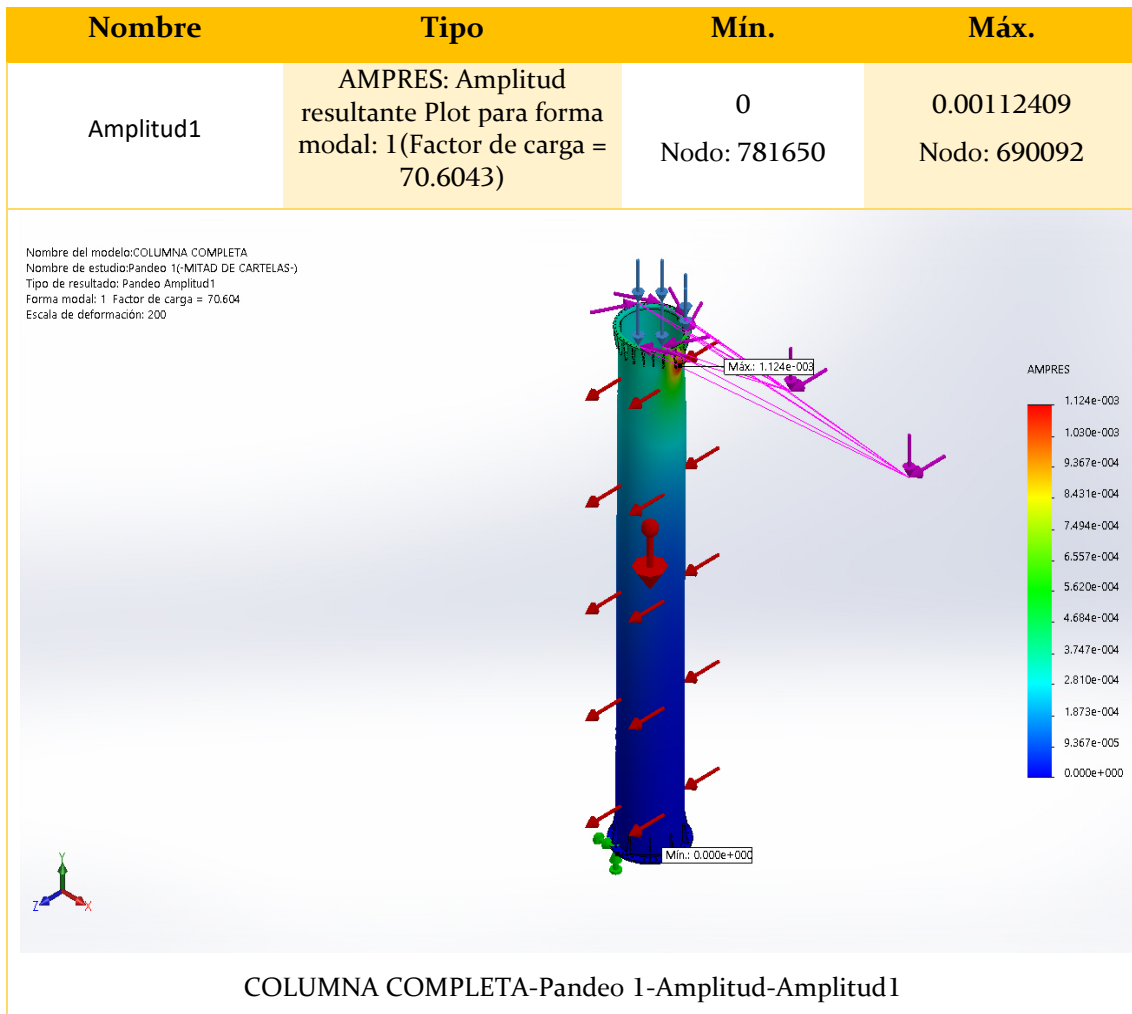


Figura 29. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Zona superior bajo pluma.

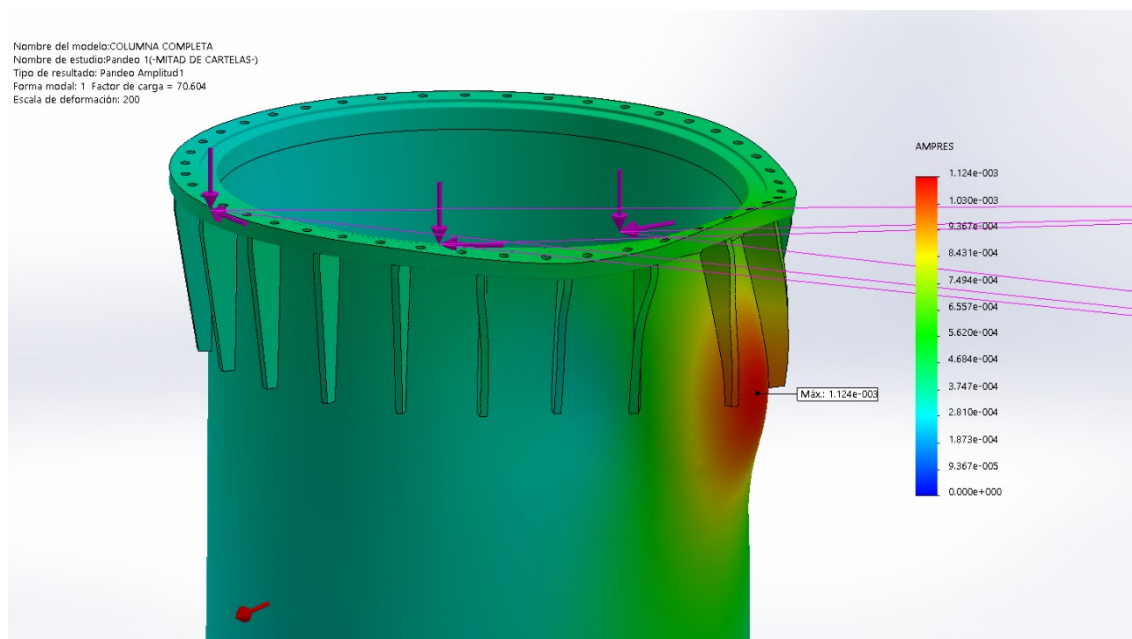


Figura 30. Estudio resistencia abolladura local de la columna. Vista deformada.

Para la tensión se tiene un valor cercano al límite admisible pero muy por debajo del límite de elasticidad. Se encuentra en una zona muy pequeñas del modelo en un punto de cambio de sección y enclavamiento, con lo que es normal que se concentren tensiones en el modelo, por lo que se da por válido.

Para el caso de la abolladura local se tiene un factor de seguridad de 70, por lo que se verifica la resistencia.

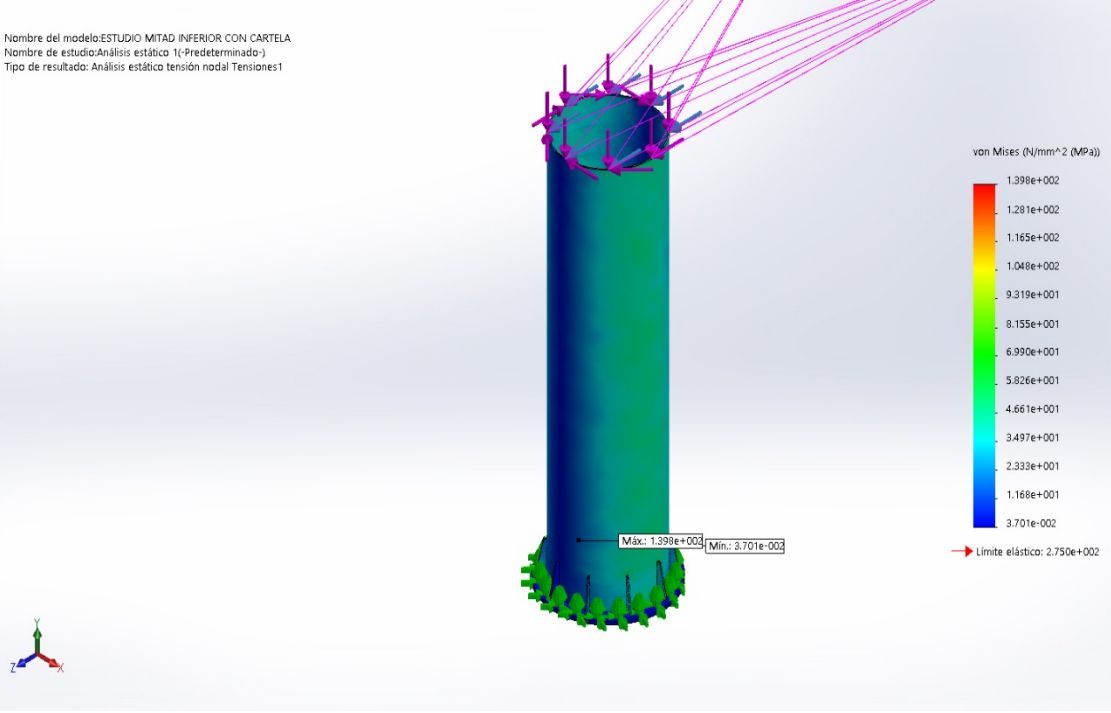
Se continúa con el estudio de la zona inferior. Para ello y con el fin de simplificar el análisis, se simula la mitad de la columna, trasladando las solicitaciones de manera que sean equivalentes al caso anterior.

Las restricciones en este caso se realizan simulando las restricciones que realizarían los pernos de anclaje de manera simplificada. Esto se consigue restringiendo el desplazamiento radial dentro del orificio, y el desplazamiento vertical en una zona concéntrica alrededor del agujero, que simula la huella de apoyo de la tuerca; además se añade una restricción de contacto que simula el suelo mediante el uso de un plano virtual. Los resultados son los siguientes:

Tabla 29. Estudio de tensiones en zona inferior de la columna. Vista general.

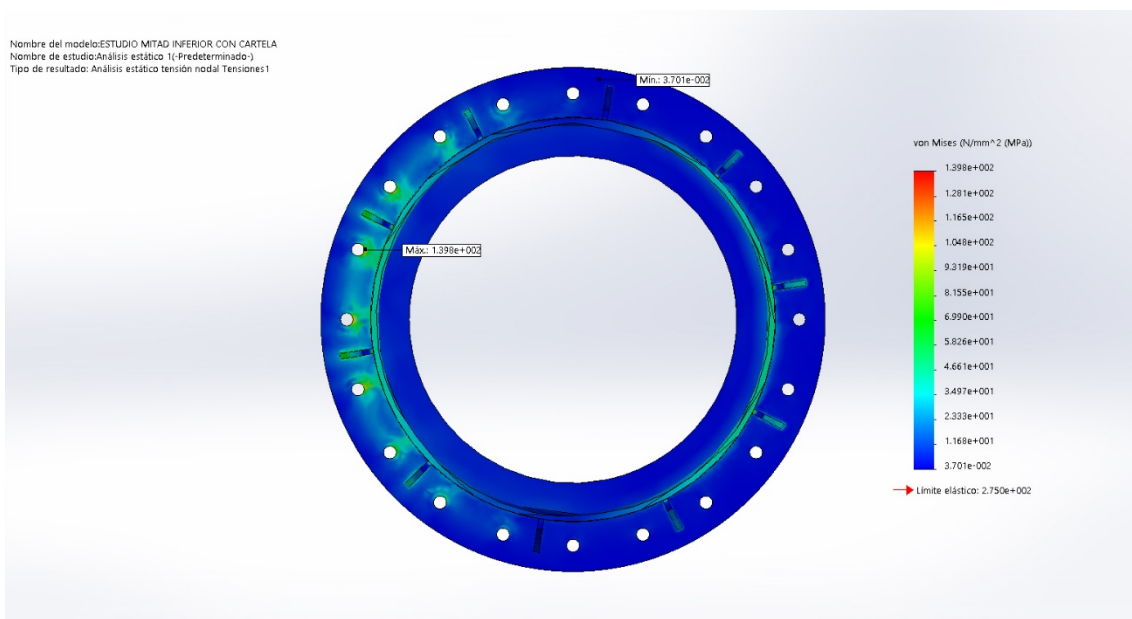
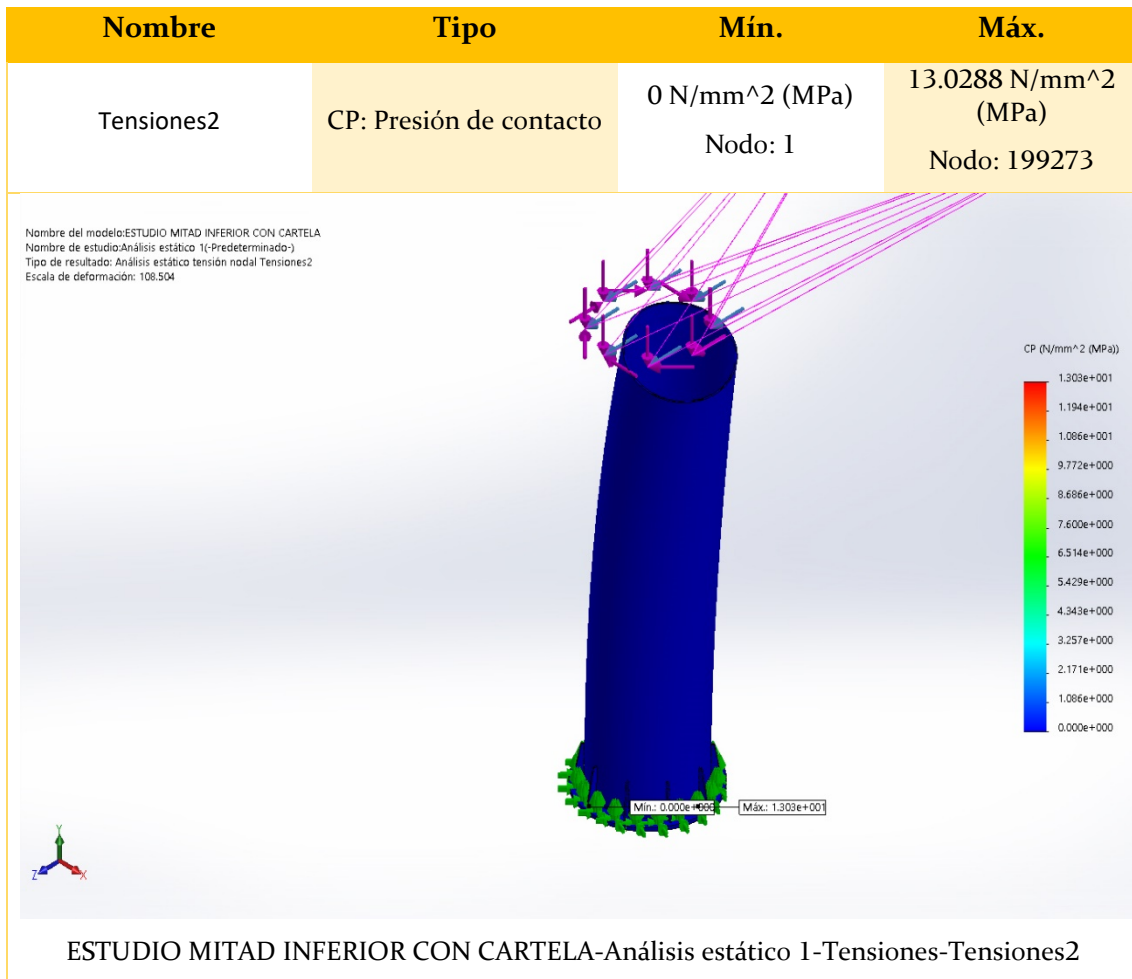
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0370119 N/mm ² (MPa) Nodo: 195533	139.77 N/mm ² (MPa) Nodo: 193372

Nombre del modelo: ESTUDIO MITAD INFERIOR CON CARTELA
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado)-
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1



ESTUDIO MITAD INFERIOR CON CARTELA-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones I

Tabla 30. Presión de contacto resultante con el suelo.



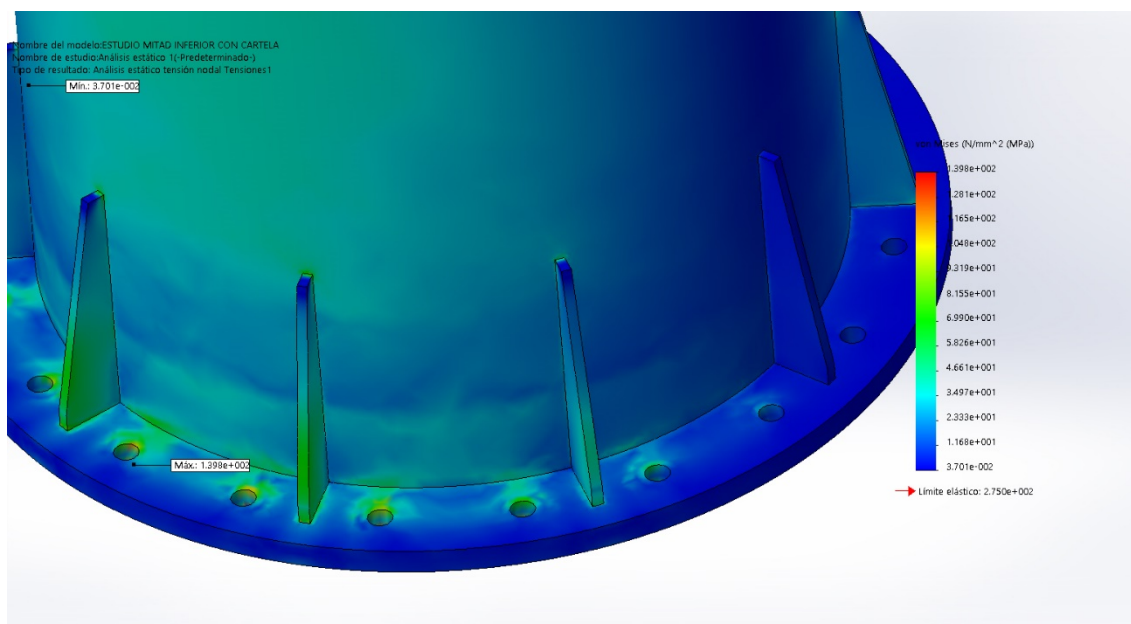


Figura 32. Esfuerzos en placa de anclaje. Vista auxiliar 1.

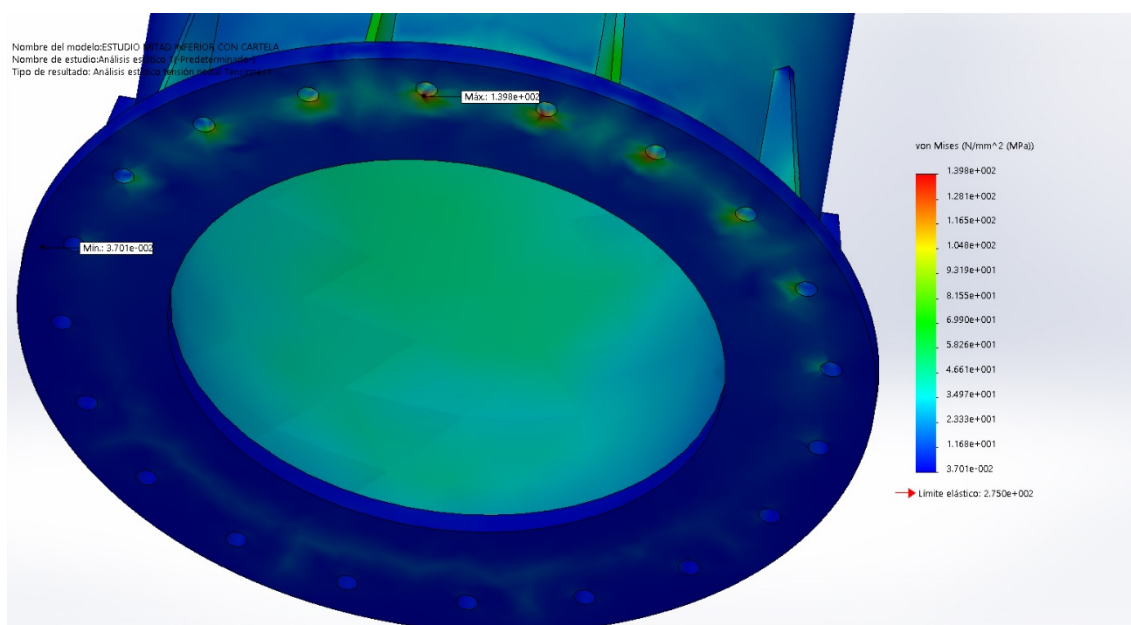


Figura 33. Esfuerzos en placa de anclaje. Vista auxiliar 2.

Se comprueba que el diseño cumple al obtener tensiones máximas con valores bastante inferiores al máximo admisible. Los valores de tensiones máxima en las cartelas se producen, como es previsible, en las que están situadas en la cara de la columna opuesta a la dirección de la pluma.

Los esfuerzos máximos se dan en de los agujeros de anclaje del lado opuesto al de la pluma. Este lado tiende a separarse del suelo por efecto del par de vuelco generado, quedando el desplazamiento limitado por los pernos de anclaje de la mitad de la placa, mientras

3.9. Verificación de pernos de anclaje

El estado de carga de la placa de anclaje está determinado en función de la sollicitación dominante. Esta sollicitación puede ser de manera dominante de compresión, de tracción o de flexión, en función de la excentricidad de las sollicitaciones resultantes.

La excentricidad de las acciones da idea de la distancia con respecto al eje de la columna en la que los esfuerzos axiales totales transmitidos por la misma a la base, generarían un par de vuelco de la misma magnitud al de cálculo. Si esta distancia (la excentricidad) es menor al radio entre el eje y los apoyos, el axil será dominante y la placa de anclaje trabajará principalmente a compresión, por lo que no sería necesario el cálculo de los pernos a tracción. Sin embargo, si la excentricidad es superior al radio del apoyo, el par de vuelco será dominante y la estructura no será estable por sí misma; por tanto, habrá que colocar pernos de la dimensión suficiente para soportar los esfuerzos de tracción provocados por este momento flector.

En el caso de la grúa pluma es claramente dominante el momento flector en la placa de anclaje, por la fuerte excentricidad de las cargas con respecto al eje de la columna.

Se comprueba la excentricidad (e) mediante la relación entre el momento de vuelco que debe soportar el anclaje y las fuerzas de compresión totales que se transmiten a la columna por medio de la expresión (26). Si e es mayor al radio de la columna, se requerirá de pernos calculados a tracción para soportar los esfuerzos generados.

$$e = \frac{M_{ed}}{N_{ed}} \quad (26)$$

Siendo:

e excentricidad

M_{Ed} momento de cálculo; en este caso combinación de momentos en Z y X.

N_{ed} axil de cálculo; se tiene compresión en la dirección Y

Tabla 31. Sollicitaciones de cálculo y excentricidad.

M_{Ed} (Nmm)	8,050E+08
N_{ed} (N)	2,568+E05
e (mm)	3134
$e > \varnothing_{col}$	SI -> Pernos a tracción

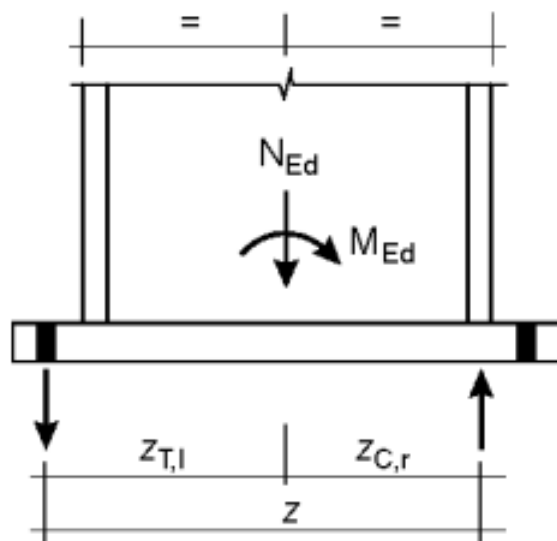


Figura 34. Reacciones sobre la placa para el estado de carga. (Fuente EN 1993-1-8:2005)

Se dispone de 20 pernos de alta resistencia, con tamaño M36, de calidad 8.8, repartidos equidistantemente sobre la circunferencia de la superficie de la placa de anclaje, dispuesto de la según se indica en la Figura 35.

Para el cálculo de la tensión de tracción se calcula el esfuerzo en el perno que solicitaciones más elevadas, que será el más alejado con respecto al eje de la placa en el la dirección perpendicular al momento de vuelco que exista en el momento. Se calcularán los esfuerzos suponiendo que trabajan a tracción los 9 tornillos de la mitad de la placa.

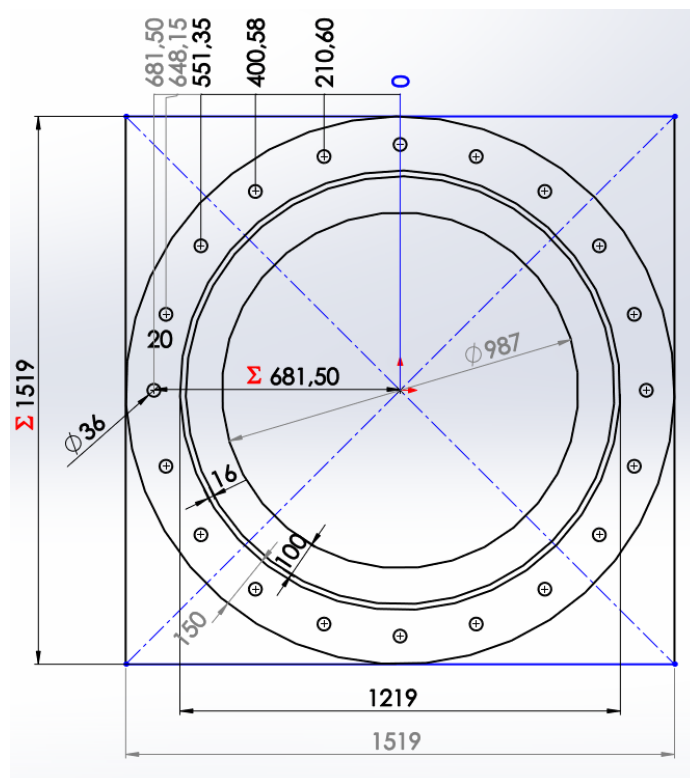


Figura 35. Croquis disposición pernos en la placa de anclaje.

Se calculan las fuerzas de tracción de cálculo ($F_{t,Ed}$) generadas en el peor perno suponiendo un reparto lineal entre las uniones de media placa, en función de la distancia (d_i) entre el eje de cada perno y el eje de simetría. Se tiene pues la siguiente expresión en la que x es un factor que relacionara la fuerza de tensión generada por unidad de distancia:

$$F_{t,Ed}(d) = x \cdot d_i \quad (27)$$

El momento de vuelco deberá ser soportado por los pernos solicitados, por lo que el momento de cálculo M_{Ed} será igual al sumatorio de la fuerza de tensión generada en cada tornillo por la distancia al eje, por tanto:

$$M = \sum F_t d_i = x \sum d_i^2 \rightarrow x = \frac{M}{\sum d_i^2} \quad (28)$$

Con este factor se puede calcular la fuerza de tracción F_t generada para el perno más lejano. La resistencia del perno $F_{t,Rd}$ vendrá dada según lo expuesto en la EAE en el capítulo “Uniones” como:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9f_{ub}A_s}{\gamma_{M2}} \quad (29)$$

Siendo:

f_{ub} la resistencia a tracción para el acero del tornillo, 800 N/mm²

A_s el área resistente a tracción del tornillo, 817 mm²

γ_{M2} coeficiente parcial para la resistencia de las uniones, 1,25.

Los pernos se pretensarán hasta alcanzar una tensión del 50% de su resistencia a tracción. Para calcular el coeficiente de seguridad del tornillo se combinan las dos cargas según lo expuesto consultado en la bibliografía, en concreto se hace uso de lo desarrollado en [2]. Se deduce que por el efecto de la precarga se necesita una fuerza mayor a la simple suma de la generada en el apriete y la sollicitación por el momento de vuelco, debido a que con la precarga se consigue que parte de la fuerza aplicada posterior al apriete inicial sea absorbida por el material de la unión.

La fuerza resultante de cálculo $F_{t,Ed}$ vendrá dada por:

$$F_{t,Ed} = N_0 + CF_t \quad (30)$$

N_0 es la fuerza de pretensado

$$N_0 = 0,5f_{ub}A_s \quad (31)$$

C es la constante de rigidez de la junta. Estableciendo un criterio conservador se estima en 0,5.

Con lo expuesto anteriormente se tienen los siguientes resultados:

Tabla 32. Análisis de resistencia de los pernos de anclaje

Cálculo de sollicitación pernos de anclaje		
Datos de los pernos		
Tamaño	M36	
calidad	8.8	
Resistencia a tracción, f_{ub}	800	N/mm ²
Límite elástico, f_{yb}	640	N/mm ²
A. resistente, A_s	817	mm ²
Geometría		
nº de tornillos	20	ud
diámetro entre ejes	1363	mm
Distancia eje tornillos – eje columna, d_i	Por tipo (mm)	Total (mm)
1x tipo 1	681,50	681,50
2x tipo 2	648,15	1296,30
2x tipo 3	551,35	1102,70
2x tipo 4	400,58	801,16
2x tipo 5	210,60	421,20
	sum(d_i^2)	2,322E+06 mm ²
coeficiente x	346,67	N/mm
Resistencia		
F_t, (peor tornillo)	236,3	kN
N_0	326,8	kN
$F_{t,Ed}$	444,9	kN
$F_{t,Rd}$	470,6	kN
FDS	1,06	CUMPLE

3.10. Elementos de soporte el grupo de mecanismo de giro

Se diseñan dos elementos para permitir la integración de los componentes del mecanismo de giro

- Una base que se une a la placa de unión a la pluma mediante tornillos.

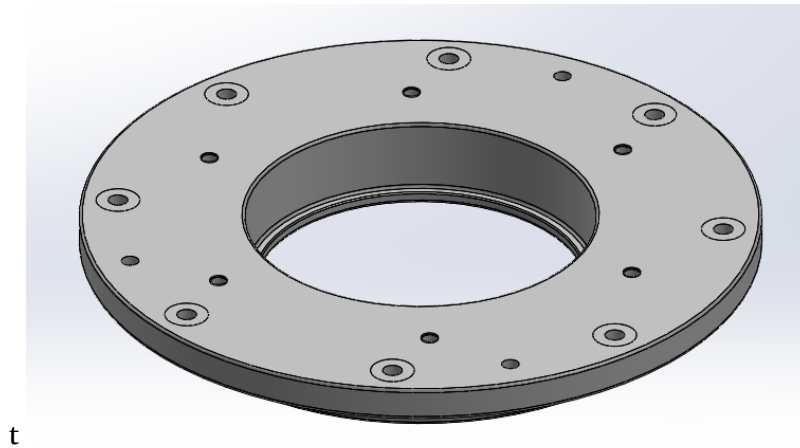


Figura 36. Base grupo mecanismo de giro.

- Una brida para el acople de la salida del reductor epicicloidal, el acoplamiento flexible y el eje del piñón de giro.

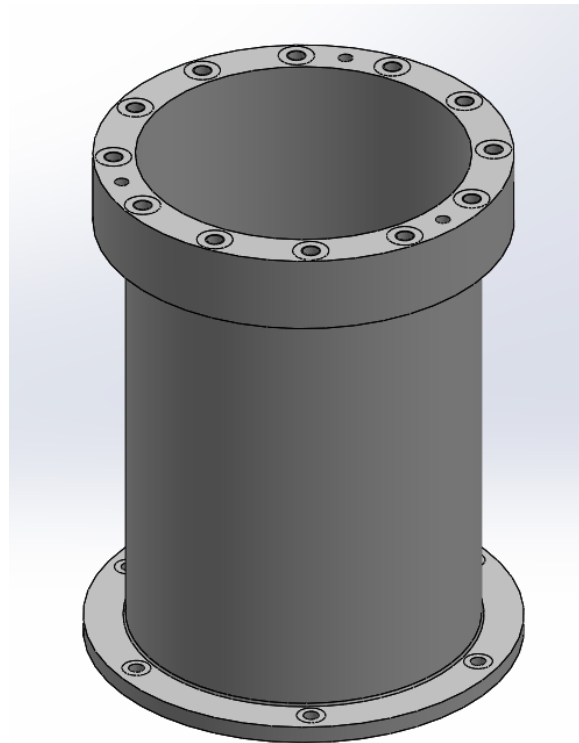


Figura 37. Brida grupo mecanismo de giro.

La resistencia estructural de cada elemento se comprueba mediante análisis de elementos finitos en el Solidworks.

3.10.1. Base de apoyo sistema de giro

Se realiza la simulación de solicitaciones con las siguientes condiciones presentes en la *Figura 38*:

- Restringe el modelo mediante restricciones radiales de los agujeros para la unión base-placa, y restricciones normales al plano en la zona de contacto de la arandela. Se limita con un plano virtual en la zona de apoyo base-placa.
- Se aplican las cargas del peso de los elementos que sostiene, el par torsor del grupo de giro y las cargas de reacción del eje de giro del piñón a través de una carga distribuida por el rodamiento.

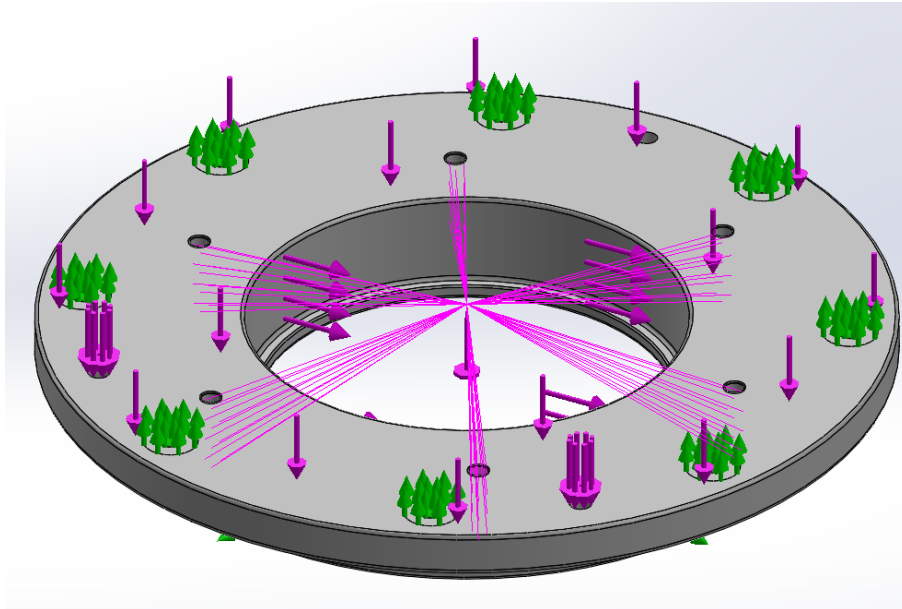


Figura 38. Modelo de restricciones y solicitaciones sobre la base de apoyo.

El análisis da los siguientes resultados:

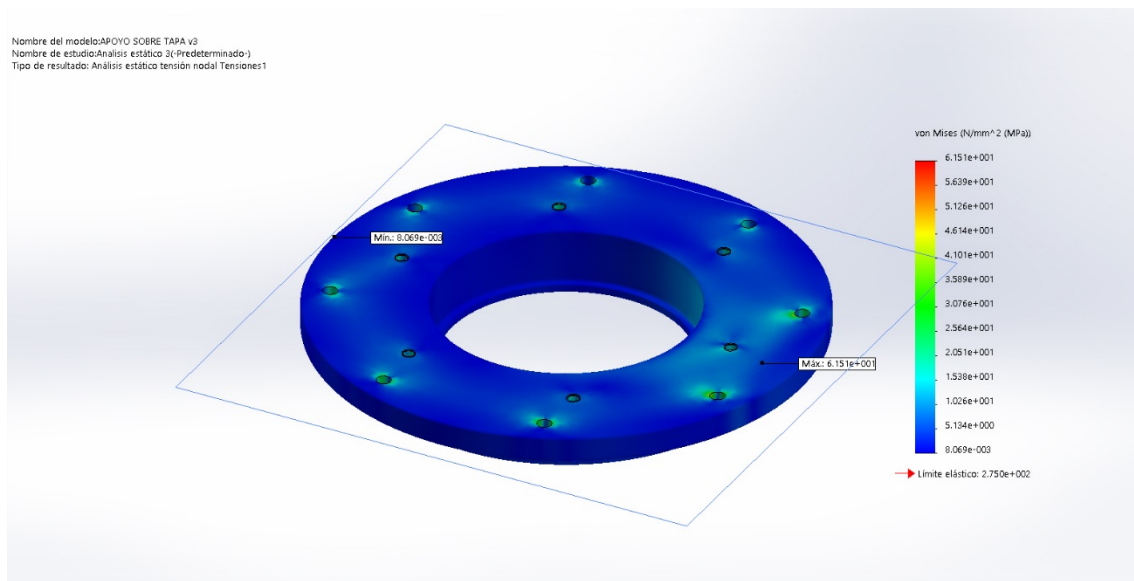


Figura 39. Tensiones en la base de apoyo. Vista isométrica.

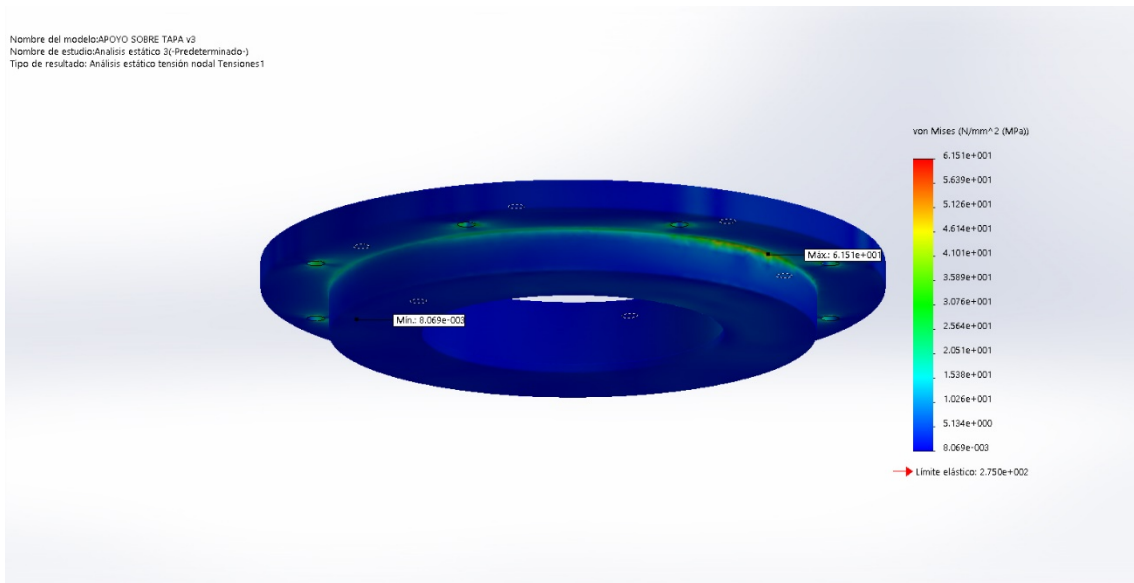


Figura 40. Tensiones en la base de apoyo. Vista inferior.

3.10.2. Brida del grupo del sistema de giro

Se realiza un análisis con condiciones de carga y restricciones similares al caso de la base, salvo por la ausencia de los esfuerzos de apoyo del rodamiento del eje del piñón.

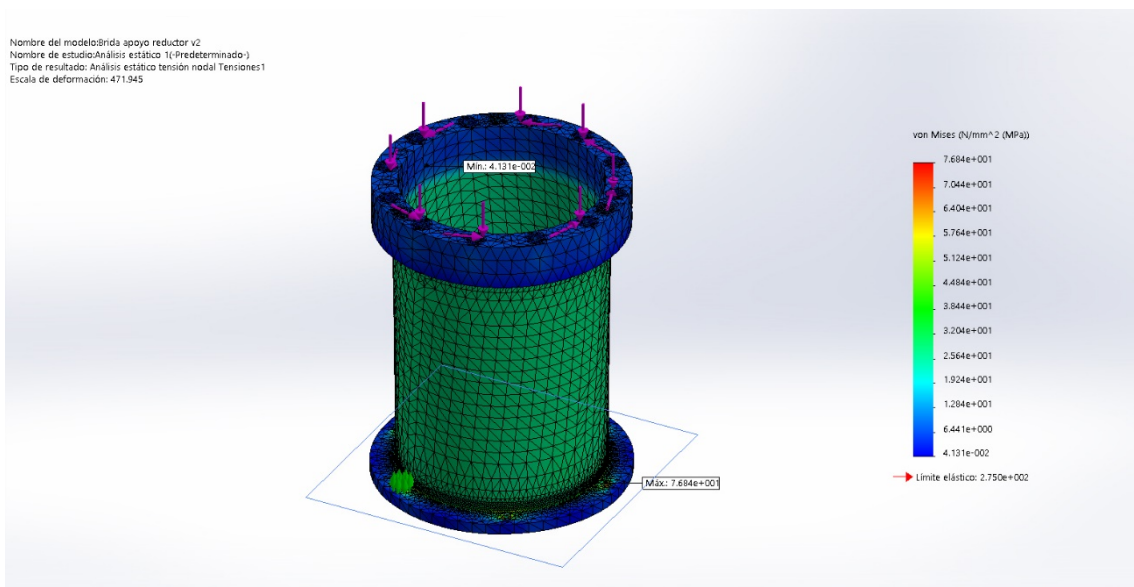


Figura 41. Tensiones en la brida del sistema de giro. Vista isométrica.

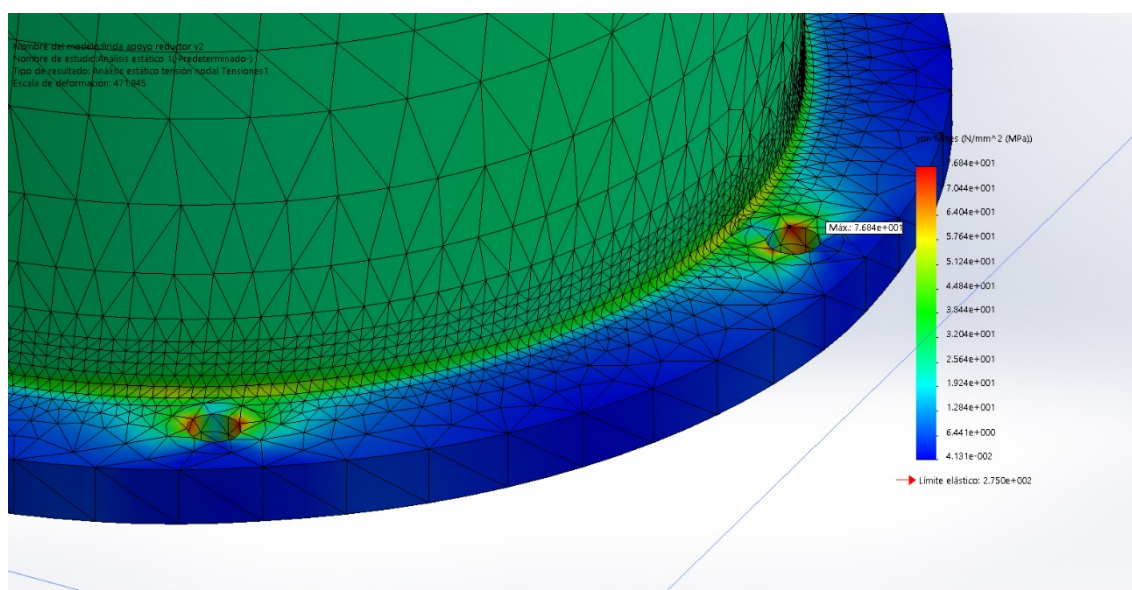


Figura 42. Detalle tensiones en los agujeros de anclaje de la brida del grupo de giro.

3.10.3. Resultados

Se observa como para ambos elementos de soporte las tensiones generadas no son de magnitud importante para el valor admisible para el material, siendo principalmente elementos que facilitan la integración del resto de elementos del sistema de giro en la posición adecuada. Por tanto, se espera que resistan de manera correcta su vida útil, no siendo las los esfuerzos a los que están sometidos un punto demasiado importante para la misma.

3.11. Verificación de topes de final de carrea

Se disponen de topes mecánicos de final de carrera al inicio y final de la pluma para evitar que el carro del mecanismo de elevación pueda chocar contra la estructura o salirse del ala de la pluma, en caso de que los topes eléctricos fallasen.

En las siguientes figuras se muestra un detalle de los mismos, indicando la zona donde impacta el carro en caso de choque.

Las solicitaciones serán la fuerza de impacto de la masa del carro (se supone un tiempo de deceleración de 0,05s) y la fuerza generada en la dirección de impacto por la oscilación de la carga de servicio máxima suponiendo que se comporta como un péndulo simple.

$$F_{\text{impacto}} = m_{me} * a = m_{me} * \frac{v_{me}}{t} = 1115kg * \frac{0.13m/s}{0.05s} = 2899N \quad (32)$$

Para la reacción del péndulo se calcula mediante las expresiones siguientes:

$$F_{pendulo} = T \sin \theta = m g \cos \theta \sin \theta = m g \frac{\sin(2\theta)}{2} \quad (33)$$
$$= 8000 \text{ kg} * 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \frac{\sin(2 * 2.95)}{2} = 4029 \text{ N}$$

$$\theta = \arccos\left(1 - \frac{v_{me}^2}{2gL}\right) = \arccos\left(1 - \frac{0.13^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.65 \text{ m}}\right) = 2.95^\circ \quad (34)$$

El tiempo en el que se alcanza la posición superior de la oscilación de la carga pendular es 0,25 s. La carga total que se genera es de 6928 N.

Esta carga no se aplica instantáneamente ni es una carga estática, por lo que se realiza un estudio no lineal con una curva de carga

Con estos datos se realiza un análisis no lineal con las curvas de carga modificadas a la distribución de tiempos de aplicación de las mismas.

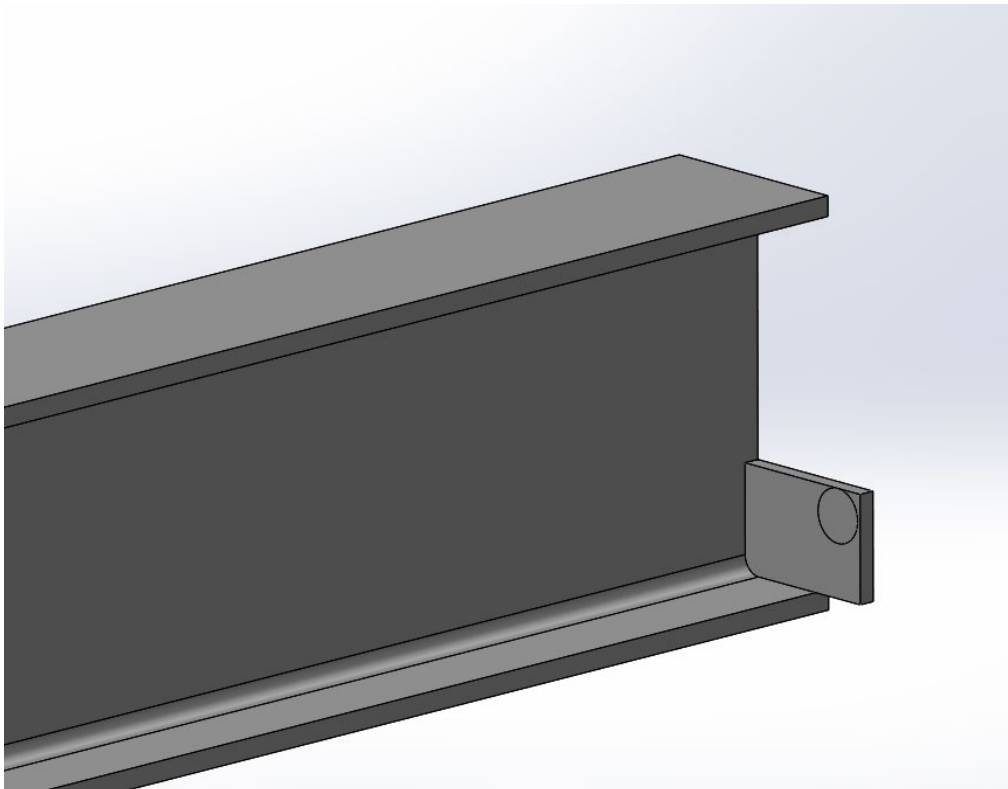


Figura 43. Detalle tope final de carrera.

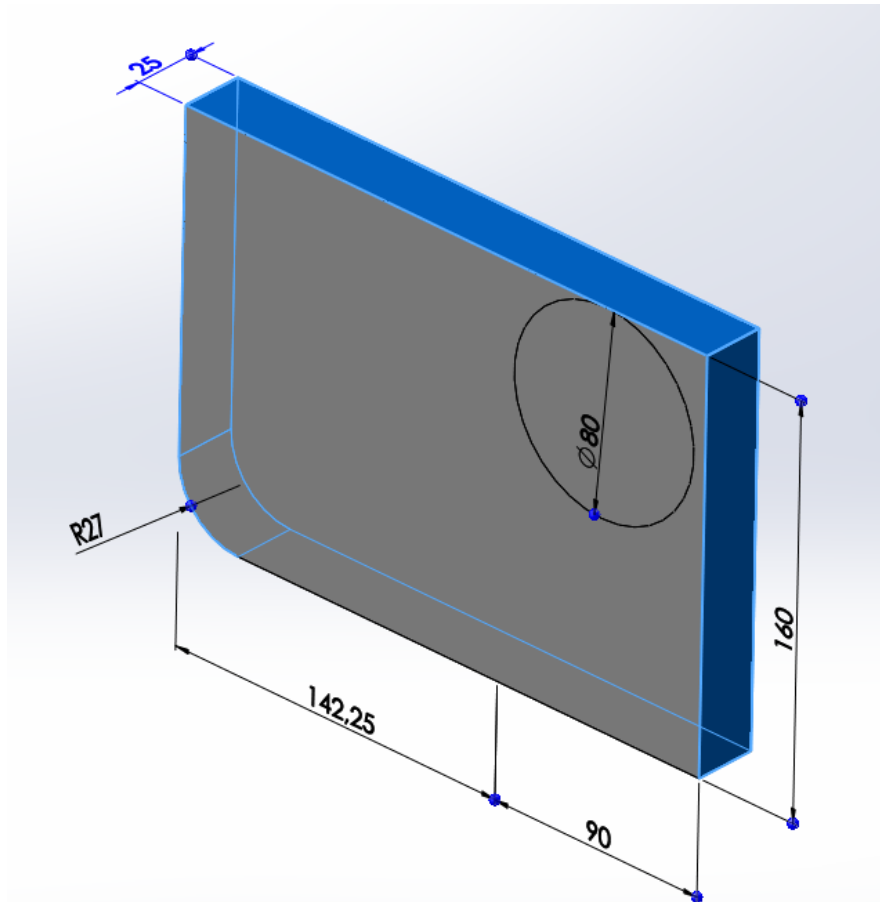


Figura 44. Dimensiones de estudio del tope final de carrera.

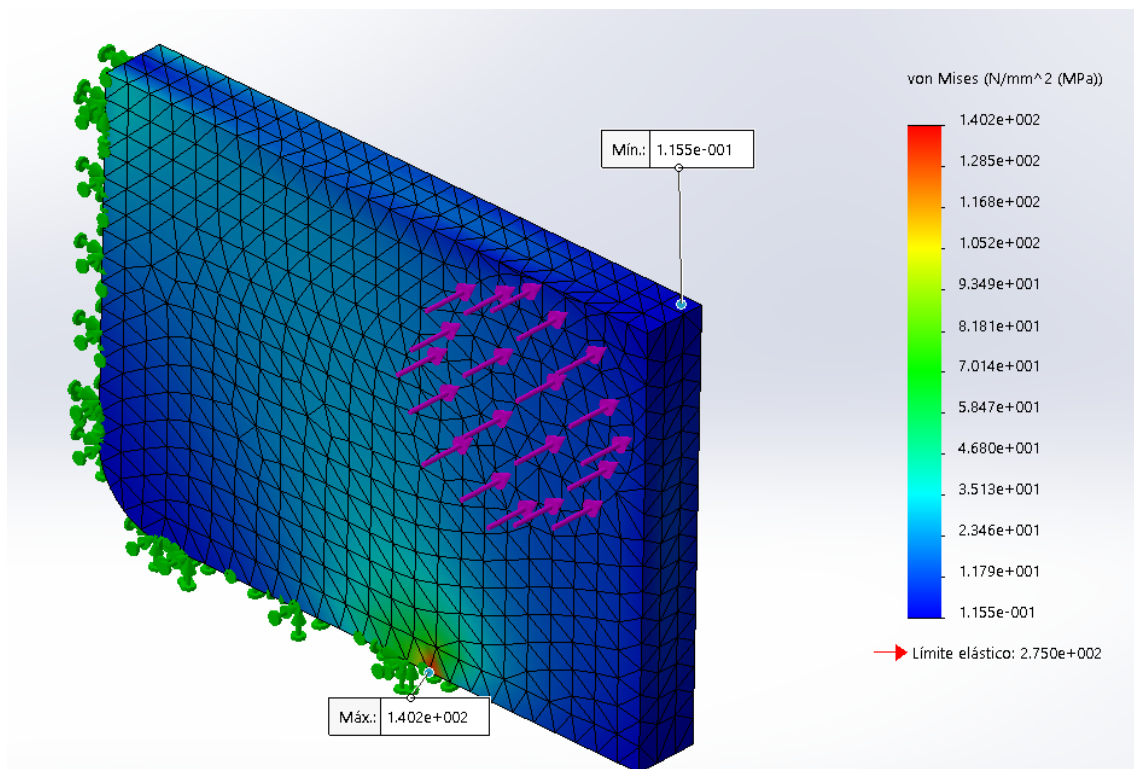


Figura 45. Tensiones en el tope de carrera. Estudio no lineal.

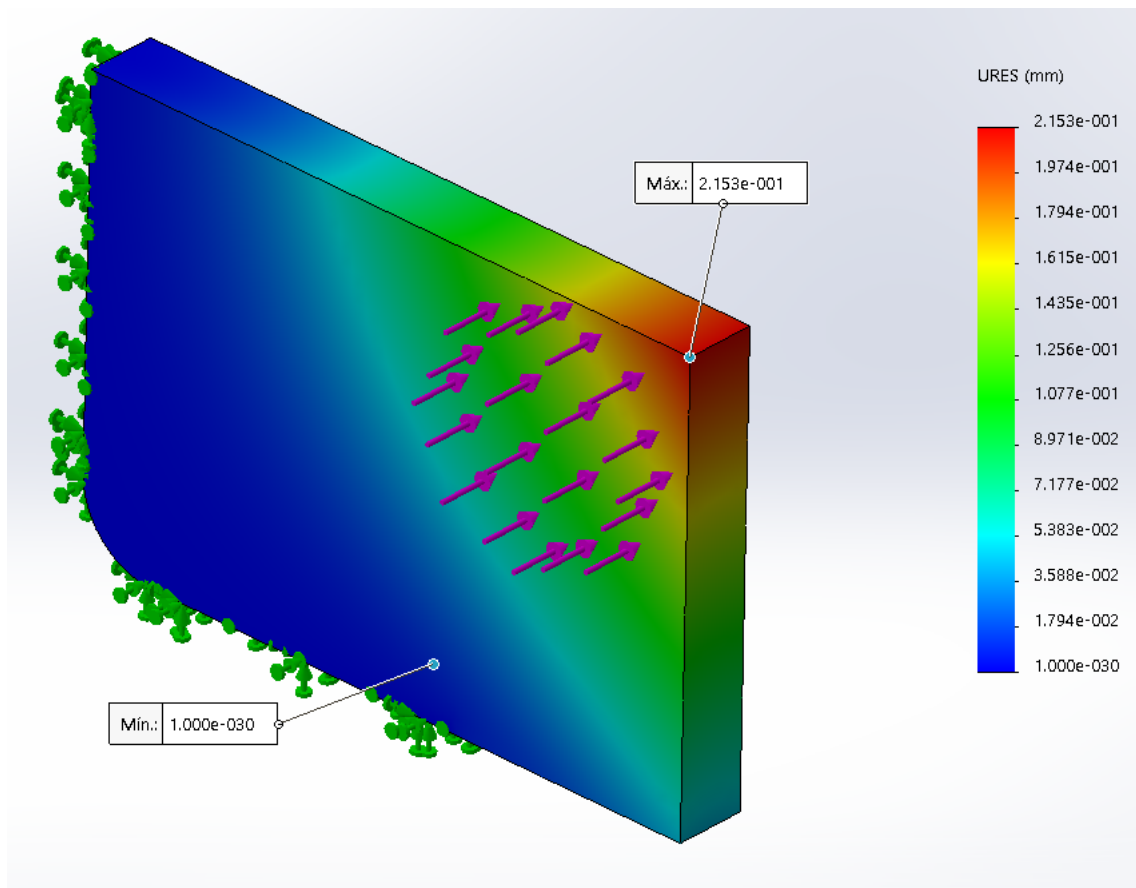


Figura 46. Desplazamientos generados en el tope de carrera. Estudio no lineal

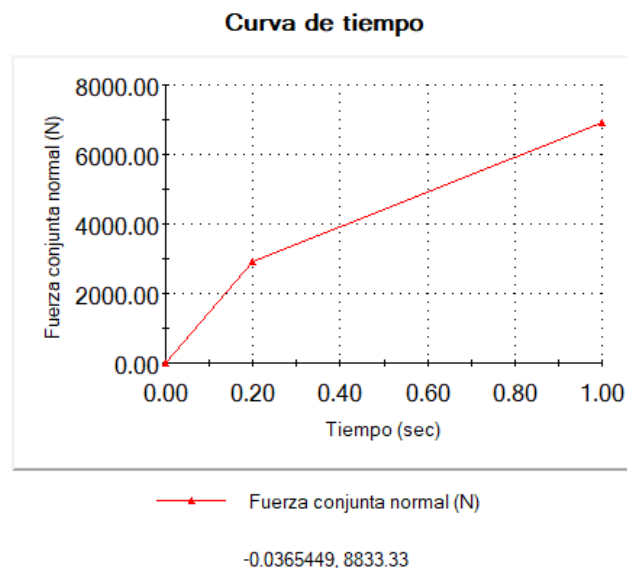


Figura 47. Gráfica de la curva de aplicación de la carga

Se observa que la placa resiste el impacto.

ANEXO 2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.12. Introducción

En este anexo se detalla el cálculo y selección de los componentes no estructurales del diseño de la grúa, que serán:

- El conjunto del sistema de elevación
- El rodamiento de gran tamaño
- El conjunto del motor-reductor para el sistema de giro
- El acoplamiento flexible
- El eje de transmisión
- El rodamiento de apoyo
- El piñón de giro

3.13. Selección de conjunto del sistema de elevación

Se elige la serie DRH de polipasto eléctrico con carro de traslación monorraíl de dimensiones reducidas DST/R del fabricante *Donati* para la solución del sistema de elevación y traslación.

Siguiendo el proceso de selección indicado por el fabricante se parten de los siguientes datos para la selección en el catálogo:

- Capacidad efectiva: 10000 kg
- Estado de esfuerzo: servicio medio
- Carrera efectiva de gancho: 8 m
- Nº de ciclos por hora: 10 ciclos/h
- Tiempo de utilización diario: 3,5 h
- Velocidad de elevación: 4 m/min
- Días de servicio al año: 250 días/año

Con ello se obtiene un tiempo medio de funcionamiento diario de 2,33 h

En la siguiente tabla del catálogo se encuentra el cuadro de clase de categoría del mecanismo para estos resultados:

CLASIFICACIÓN Y LÍMITES DE USO DE LOS ELECTROMECANISMOS DE LOS EQUIPOS DE ELEVACIÓN								
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	1) Servicio Ligero	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	> 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	3200	6300	12500	25000	50000	100000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴	> 4x10 ⁶
	2) Servicio Medio	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴
	3) Servicio Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	800	1600	3200	6300	12500	25000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴
	4) Servicio Muy Pesado	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	400	800	1600	3200	6300	12500
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	32x10 ³	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴
Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación	de acuerdo con la norma ISO 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
	según regla FEM 9.511	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
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 aviamienti per ora (A/h)	150	180	240	300	360	360
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
	Mecanismos del Carro	Relación de intermitencia (RI%)	20	25	30	40	50	60
		Nº máx. de aviamienti per ora (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	20	25	30	40	50	> 60
Uso en servicio temporal	Tiempo de uso con velocidad principal (min)	15	15	30	30	60	> 60	
	Tiempo de uso con velocidad lenta (min)	2,5	3	3,5	4	5	6	
	Nº máximo de arranques por hora (A/h)	10	10	10	10	10	10	
Motores de dos velocidades de doble polaridad	Velocidad principal	1/3 (33,3% del Nº total de arranques por hora)						
	Nº máx arranques h (A/h)	Velocidad lenta	2/3 (66,7% del Nº total de arranques por hora)					
	Tm = Tiempo medio de uso diario (horas)	Velocidad principal	2/3 (66,7% del tiempo medio de uso diario)					
	Velocidad lenta	1/3 (33,3% del tiempo medio de uso diario)						

Figura 48. Extracto cuadro de clasificación y límites de uso del mecanismo (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati)

La comprobación de vida del mecanismo a 10 años se obtiene un valor de:

$$2,33 \frac{h}{dia} \cdot 250 \frac{dias}{año} \cdot 10 \text{ año} = 5825 h < 6300 h \rightarrow \text{cumple} \quad (35)$$

Y la comprobación a número de ciclos de operación:

$$10 \frac{ciclos}{h} \cdot 3,5 \frac{h}{dia} \cdot 250 \frac{dias}{año} \cdot 10 \text{ años} = 87,5e3 < 500e3 \rightarrow \text{cumple} \quad (36)$$

Se escoge del catálogo el siguiente polipasto:

DRH 34L2LOW junto al carro DST/R DS3BE.

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	18m (M3)	1Am (M4)	2m (M5)	1Am (M4)	2m (M5)	18m (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 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	12L2•G 22L3•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	44V4•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

Figura 49. Cuadro de selección del polipasto (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati)

CAPACIDAD (kg)	GRUPO FEM DEL POLIPASTO	TIPO DRH	DATOS CARACTERÍSTICOS DE LOS POLOSPASTOS ELÉCTRICOS DE CABLE DRH										TIPO DE CARRO COMBINADO AL POLOSPASTO		
			VELOCIDAD A 50 HZ (m/min)		POTENCIA MOTOR (kW)		CARRERA GANCHO (m) CON TAMBOR (1)					CABLE (1)		MONOVIGA DST - N/R	DE DOS VIGAS DRT
			1 VEL.	2 VEL.	1 VEL.	2 VEL.	C	N	L	X1	X2	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
	2m	34L1•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2
8000	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
	1Am	34L1•O	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13M (13A)	3	2
	18m	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
10000	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	44S3•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
	1Am	42S1•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	44S2•P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3
3m	44S3•P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	15A (15A)	4	3	
16000	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
	18m	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	44S1•Q	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
	2m	44S2•Q	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
20000	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	44S1•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
	18m	44L0•S	4	4/1,3	18	18/5,9	6	8	11	17	24	4/1	16A1	-	3
25000	1Am	38L1•S	2	2/0,7	10	10/3,3	-	-	6	8	10,8	8/1	13A1(13A1)	-	3
	1Am	44M1•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	46S2•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
	1Am	46S1•T	4	4/1,3	24	24/7,8	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3
32000	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	48S1•U	3	3/1	24	24/7,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A	-	4
	2m	48L2•U	2	2/0,7	16	16/5,3	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4
50000	18m	48L0•V	2	2/0,7	18	18/5,9	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4
	18m	48S0•V	3	3/1	27	27/8,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4

Figura 50. Datos del polipasto seleccionado. (Fuente: catálogo polipastos DRH, Donati)

3.14. Selección del rodamiento de gran tamaño

Para la selección del rodamiento se recurre al catálogo de producto del fabricante *Rothe Erde* donde se detalla el proceso de selección. Se selecciona la serie de rodamientos KD 600 por aproximarse a las necesidades del proyecto.

Se parte calculando las hipótesis de carga según indica el fabricante en la Figura 51.

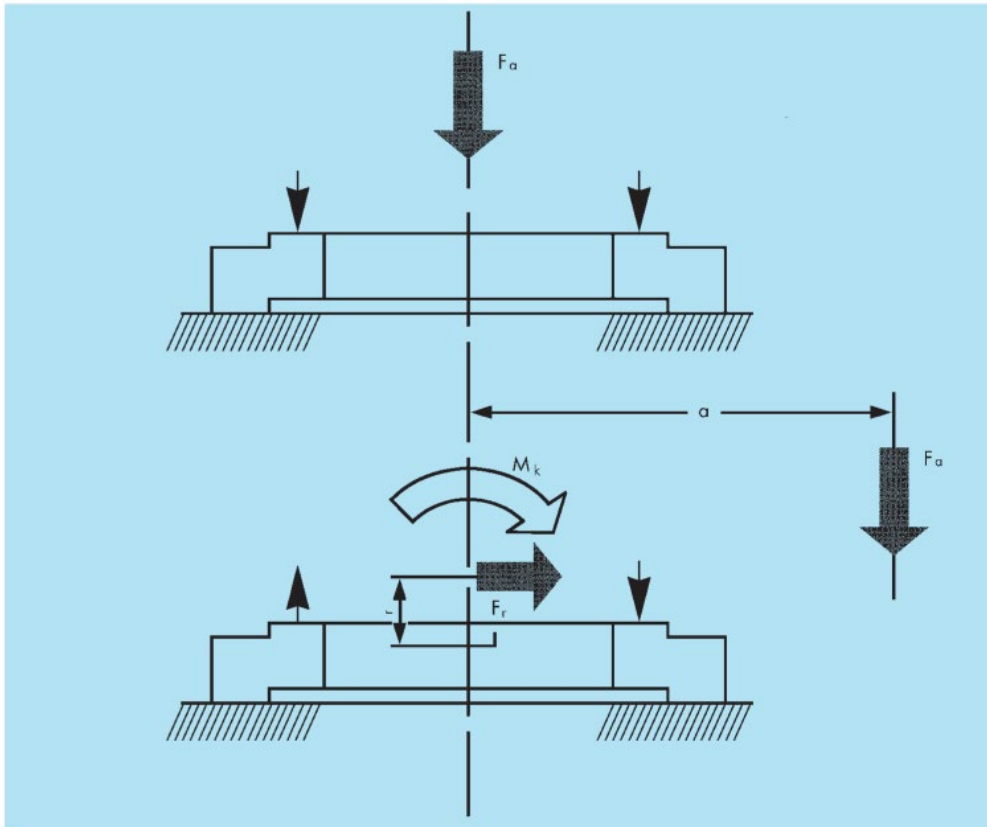


Figura 51. Hipótesis de carga en el rodamiento (Fuente: catálogo Rothe Erde)

Las sumas de las sollicitaciones presentes según la hipótesis anterior se combinarán aumentándolas con los siguientes coeficientes obtenidos del catálogo (Figura 52):

- f_{stat} : 1,25 para grúa giratoria de gancho
- f_L : 1,15 (con 45000 giros a plena carga de vida útil)

Tabla 1

Casos de aplicación	$f_{stat.}$	f_L	Vida útil, giros a plena carga	
Grúa flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	
Grúa sobre vehículo (gancho)				
Grúa de a bordo (cuchara)				
Mesa giratoria de soldadura				
Plato giratorio (servicio continuo)				
Grúas torre -giro superior*	1,25	$M_{krü} \leq 0,5 M_k$	1,0	30.000
		$0,5 M_k \leq M_{krü} \leq 0,8 M_k$	1,15	45.000
		$M_{krü} \geq 0,8 M_k$	1,25	60.000
-giro en base	1,25	1,0	30.000	
Grúa giratoria (gancho)				
Grúa de astillero		1,15	45.000	
Transportador giratorio (gancho)				
Cargador/descargador de buques				
Grúa de acería		1,5	100.000	

Figura 52. Factores de carga para el cálculo de solicitaciones (extracto)(Fuente: catálogo Rothe Erde)

Estos factores mayorarán la combinación de solicitaciones de estudio que serán:

- Caso I: servicio normal con carga máxima de servicio.
- Caso IIIc-est: solicitaciones con carga de prueba estática.

Las solicitaciones del caso I se utilizan para la verificación de vida útil, mientras que las del caso IIIc-est se emplean para la comprobación frente a la carga estática.

Con los valores obtenidos se selecciona de la familia de rodamientos uno que verifique la resistencia y cumpla los requisitos de diseño. Para ello se llevan los valores F_a' y M_k' a las tablas según el caso teniendo que quedar por debajo de la curva perteneciente al rodamiento elegido.

En estas tablas también se encuentra una curva con la capacidad de los tornillos (para calidad 10.9), en la que se introducirá los valores F_a y M_k del caso IIIc-est.

Las solicitaciones son las mismas que para el caso equivalente calculados en el apartado de verificación de la columna en el *Anexo 1* sin mayorar y sin la carga del propio rodamiento.

Se tiene:

Tabla 33. Datos para la selección de rodamiento.

Solicitaciones de cálculo para la selección de rodamiento		
	Caso I	Caso IIIc-est
F_a (axial), kN	121,5	144,5

F_r (radial), kN	0	0
M_k (par de vuelco), kNm	722,8	872,2
Verificación a carga estática		
F_a' ($F_a \cdot f_{stat}$)	na	180,6
M_k' ($M_k \cdot f_{stat}$)	na	1090
Verificación vida útil		
$F_a' = (F_a \cdot f_L)$	139,7	na
$M_k' = (M_k \cdot f_L)$	831,3	na

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

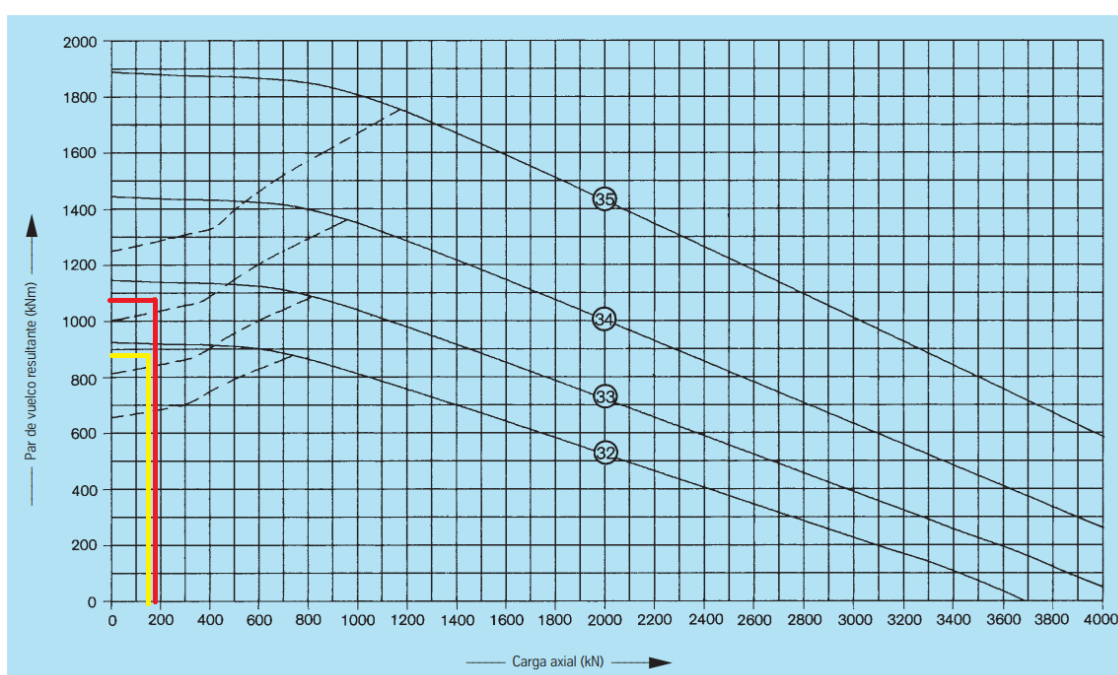


Figura 53. Gráfica selección de rodamiento. Rojo verificación a solicitaciones. Amarillo verificación tornillo (Fuente: catálogo Rothe Erde).

Se selecciona el rodamiento 34 en la gráfica, con designación 062.30.1400.001.21.1504 de la serie KD600: cuyas características por catálogo son:

- Rodamiento con dentado interior.
- Bolas de 30 mm de diámetro.
- Diámetro de rodadura 1400 mm
- Variante con material bonificado en el dentado interior
-

Ex

Serie KD 600



Rodamientos con dentado interior

Número de plano Diámetro círculo rodadura D _i [mm]	Peso [kg]	Diámetro exterior D _e [mm]	Diámetro interior D _i [mm]	Altura total H [mm]	Diámetro círculo taladro exterior L _e [mm]	Diámetro círculo taladro interior L _i [mm]	Cantidad taladros por círculo n	Diámetro del taladro B [mm]	Medida del tornillo M [mm]	Cantidad de engrasados n ₁	Diámetro O [mm]	Diámetro U [mm]	Altura del aro H ₁ [mm]	Altura del aro H ₂ [mm]	Separación abalro aros exterior/interior H _e [mm]	Separación entre aros exterior/interior H _i [mm]	Diámetro primitivo d [mm]	Módulo m [mm]	Cantidad de dientes z	Corrosión (verfi, supra s DIN 5880, Octubre 1976 x · m [mm])	Ajuste cabeza de diente k · m [mm]	Altura del diente b [mm]	Fuerza tangencial admisión normal [kN]	Fuerza tangencial admisión máxima [kN]	Curvas
062.30.1120.000.11.1504 062.30.1120.001.21.1504	206	1232	960	79	1188	1052	36	22	20	6	1118	1121	70	63	16	9	970	10	97	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	52
062.30.1250.000.11.1504 062.30.1250.001.21.1504	251	1362	1090	79	1318	1182	40	22	20	8	1248	1251	70	63	16	9	1100	10	110	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	53
062.30.1400.000.11.1504 062.30.1400.001.21.1504	296	1512	1224	89	1468	1332	44	22	20	11	1398	1401	80	63	26	9	1236	12	103	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	54
062.30.1600.000.11.1504 062.30.1600.001.21.1504	334	1712	1428	89	1668	1532	48	22	20	8	1598	1601	80	63	26	9	1440	12	120	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	55

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

Figura 54. Datos del rodamiento según catálogo (Fuente: catálogo Rothe Erde)

En el catálogo se da una expresión para el cálculo del par de rozamiento (M_{roz}) de arranque del rodamiento, valor necesario para dimensionar la potencia de los mecanismos.

$$M_{roz} = \mu/2 (4,4 \cdot M_k + F_a \cdot DL + 2,2 \cdot F_r \cdot DL \cdot 1.73) \quad (37)$$

Siendo:

μ 0.006 para la serie KD 600

DL el diámetro de rodadura

$$M_{roz} = 12,12E+03 \text{ Nm}$$

3.15. Selección conjunto del motor-reductor

Se escoge la serie 300M de reductores epicicloidales del fabricante Bonfiglioli, junto con un motor de accionamiento, a través del catálogo del fabricante.

El conjunto del motor-reductor para el sistema de giro se encarga de aportar el par torsor necesario al piñón del sistema de giro para permitir el giro de la estructura. El conjunto seleccionado debe ser capaz de soportar las peores sollicitaciones en estado de servicio. Con respecto al par torsor esto será con la combinación de sollicitaciones del caso II, grúa en servicio con viento.

El par necesario que se requiere aportar a la estructura solidaria al anillo superior del rodamiento de giro de gran tamaño coincide con el par torsor (M_y) calculado para la columna en el caso II (apdo. 3.6.2.). Se denominará como M_b (momento del brazo).

El par necesario que debe transmitir el motor viene dado por la relación entre el piñón de giro y el aro dentado de la columna. Sin embargo, la relación no es directa como en un sistema de engranajes de ejes fijos. El sistema de engranajes actúa como un sistema

planetario en el que la corona (el aro del rodamiento) permanece fijo y el piñón actúa como planeta a una distancia del centro del sistema (que será la distancia entre el eje de la columna de la grúa y el eje del piñón).

El par necesario a aplicar al eje del piñón (M_p) vendrá dado por la siguiente expresión:

$$M_p = M_b \cdot \frac{d_{p,p}}{d_{p,cor} - d_{p,p}} \quad (38)$$

Donde:

$d_{p,p}$ es el diámetro primitivo del piñón, 312 mm.

$d_{p,cor}$ es el diámetro primitivo de la corona, 1236 mm.

Por tanto

$$M_p = 13,75 \text{ kNm}$$

Este se aumentará por el factor de servicio (f'_s) que se obtiene de la tabla del catálogo como indica el fabricante. Se dimensiona para 20 arranques por hora y un tiempo medio de funcionamiento diario menor a 4 hora, con un tipo de carga variable con choque moderado se tiene:

Factor de servicio f'_s requerido en función de la aplicación						
Tipo de carga	N° arranques/hora z	Duración total de funcionamiento (h)				
		≤ 5000	10000	15000	25000	50000
		Duración de funcionamiento diaria (h)				
	z	h < 4	4 < h < 8	8 < h < 12	12 < h < 16	16 < h < 24
Uniforme	Z < 10	0.90	1.00	1.15	1.30	1.60
	10 < Z < 30	0.95	1.15	1.30	1.50	1.80
	30 < Z < 100	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
Variable con choques moderados	Z < 10	1.00	1.25	1.45	1.60	2.00
	10 < Z < 30	1.10	1.40	1.60	1.80	2.20
	30 < Z < 100	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
Variable con choques fuertes	Z < 10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.40
	10 < Z < 30	1.30	1.60	1.80	2.10	2.60
	30 < Z < 100	1.40	1.75	2.00	2.30	2.80

Figura 55. Tabla de factor de servicio para el reductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli)

$$f'_s = 1.10$$

El momento de cálculo ($M_{t,red,Ed}$) será:

$$M_{t,red,Ed} = M_p \cdot f'_s = 15,13 \text{ kNm}$$

El segundo requisito para el reductor es que entregue esa potencia a la velocidad de giro requerida, que depende de la relación de transmisión entre el piñón y la corona:

$$n_2 = n_{grúa} \frac{d_{p.cor}}{d_{p.p}} \quad (39)$$

Con:

$n_{grúa}$ Velocidad de giro de la grúa, 0,5 rpm.

n_2 Velocidad a la salida del reductor, igual a la velocidad del piñón

Se tiene que:

$$n_2 = 2 \text{ rpm}$$

Con los datos de par y velocidad requeridas se selecciona un reductor capaz. Se selecciona el motorreductor indicado en la *Figura 56*.



309 L		326		23240 Nm									
n_1 min ⁻¹		i	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_1 kW	P (IEC)	MC	MZ	R_{n2} [N]			M_2 max Nm
										HC/PC	HZ/PZ	FZ	
1500	309L1	3.43	438	7010	150	25.0	180 ... 250	—	—	22200	28600	4740	27900
	309L1	4.09	367	7220	150	25.0	180 ... 250	—	—	23400	30100	5030	29000
	309L1	5.25	286	7600	150	25.0	180 ... 250	—	—	25200	32500	5470	29000
	309L1	6.23	241	7900	150	25.0	180 ... 250	—	—	26600	34200	5790	29000
	309L2	12.3	122	7890	60	18.0	132 ... 200	—	—	32600	42000	7270	27900
	309L2	14.7	102	9410	60	18.0	132 ... 200	—	—	34400	44300	7710	29000
	309L2	17.4	86	9730	60	18.0	132 ... 200	—	—	36100	46500	8150	29000
	309L2	21.8	69	10100	60	18.0	132 ... 200	—	—	38700	49800	8790	29000
	309L2	25.4	59	10500	60	18.0	132 ... 200	—	—	40500	52100	9240	29000
	309L2	28.0	54	12500	60	18.0	132 ... 200	—	—	41700	53700	9550	29000
	309L2	32.6	46	13000	60	18.0	132 ... 200	—	—	43600	56200	10000	29000
	309L2	38.6	39	12500	54	18.0	132 ... 200	—	—	45900	59100	10600	29000
	309L2	46.7	32	12500	45	18.0	132 ... 200	—	—	48600	62600	11300	29000
	309L3	51.3	29.3	13400	30	11.0	71 ... 160	—	—	50000	64300	11700	29000
	309L3	60.5	24.8	14100	30	11.0	71 ... 160	—	—	52500	67600	12300	29000
	309L3	74.1	20.2	15000	30	11.0	71 ... 160	—	—	55800	71900	13200	29000
	309L3	80.6	18.6	14800	30	11.0	71 ... 160	—	—	57300	73700	13600	29000
	309L3	93.0	16.1	15100	27.9	11.0	71 ... 160	—	—	59800	76900	14200	29000
	309L3	100	15.0	16500	28.3	11.0	71 ... 160	—	—	61200	78700	14600	29000
	309L3	113	13.2	15500	23.6	11.0	71 ... 160	—	—	63400	81600	15200	29000
	309L3	126	11.9	16400	22.4	11.0	71 ... 160	—	—	65500	84200	15800	29000
	309L3	139	10.8	16000	19.9	11.0	71 ... 160	—	—	67400	86800	16300	29000
	309L3	162	9.3	16300	17.3	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	17100	29000
	309L3	183	8.2	14300	13.5	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	17800	29000
	309L3	202	7.4	16500	14.1	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	18400	29000
	309L3	223	6.7	13000	10.0	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	19100	29000
	309L3	239	6.3	13000	9.4	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	19500	29000
	309L3	284	5.3	15700	9.6	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	20700	29000
	309L3	336	4.5	13200	6.8	11.0	71 ... 160	—	—	70100	90300	21900	29000
	309L4	349	4.3	21300	10.8	7.5	71 ... 160	—	—	70500	90700	22100	29000
	309L4	406	3.7	17800	7.8	7.5	71 ... 160	—	—	72000	92700	23300	29000
	309L4	465	3.2	18300	7.0	7.5	71 ... 160	—	—	73500	94500	24400	29000
	309L4	509	2.9	14300	5.0	7.5	71 ... 160	—	—	74400	95800	25100	29000
	309L4	579	2.6	21300	6.5	7.5	71 ... 160	—	—	75800	97500	26200	29000
	309L4	654	2.3	18100	4.9	7.5	71 ... 160	—	—	77100	99200	27300	29000
	309L4	722	2.1	21300	5.2	7.5	71 ... 160	—	—	78200	100700	28200	29000
	309L4	801	1.9	18200	4.0	7.5	71 ... 160	—	—	79400	102200	29200	29000
	309L4	906	1.7	17900	3.5	7.5	71 ... 160	—	—	80800	104000	30400	29000
	309L4	999	1.5	18200	3.2	7.5	71 ... 160	—	—	81900	105500	31400	29000
	309L4	1149	1.3	16200	2.5	7.5	71 ... 160	—	—	83600	107600	32900	29000
	309L4	1286	1.2	16500	2.3	7.5	71 ... 160	—	—	84900	109300	34200	29000
	309L4	1380	1.1	16700	2.2	7.5	71 ... 160	—	—	85800	110400	35000	29000
	309L4	1605	0.93	17000	1.9	7.5	71 ... 160	—	—	87700	112800	36000	29000
	309L4	1723	0.87	17000	1.8	7.5	71 ... 160	—	—	88600	114000	36000	29000
	309L4	2003	0.75	17000	1.5	7.5	71 ... 160	—	—	90500	116500	36000	29000
	309L4	2423	0.62	17000	1.2	7.5	71 ... 160	—	—	93000	119700	36000	29000

Figura 56. Tabla de selección del motorreductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli)

Se trata de un reductor de 4 etapas con una relación de reducción de 722 y un par de salida nominal de 21,3 kNm.

Se calcula la potencia necesaria en el motor (P_{r1}) según la siguiente expresión, en la que η_d es el rendimiento dinámico del reductor ($\eta_d = 0,88$ para 4 etapas en reductor epicicloidal):

$$P_{r1} = \frac{M_p \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d} = \frac{13,75 \text{ kNm} \cdot 2 \text{ rpm}}{9,55 \frac{\text{rpm}}{\text{rad/s}} \cdot 0,88} = 3,27 \text{ kW} \quad (40)$$

Se selecciona del catálogo un motor de 4 kW de potencia, con los datos indicados en la *Figura 57*.

4 P		1500 min ⁻¹ - S1											50 Hz - IE3										
P _n kW	n min ⁻¹	M _n Nm	I _n A	η%			cos φ	I ₁ I _n	M ₁ M _n	M ₂ M _n	KVA code	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 kg	freno c.c. FD			freno c.a. FA						
				100%	75%	50%								Mod	M _n Nm	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 kg	Mod	M _n Nm	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 kg		
0.75	BX 80B	4	1425	5.0	1.61	82.5	83.9	83.2	0.81	6.5	2.0	1.8	J	35	16	FD 04	15	37	19.9	FA 04	15	37	19.8
1.1	BX 90S	4	1425	7.4	2.44	84.1	84.1	82.0	0.77	6.9	3.4	2.2	J	27	16	FD 14	15	29	20.2	FA 14	15	29	20.1
1.5	BX 90LA	4	1420	10.1	3.3	85.3	86.2	84.9	0.78	6.3	3.1	1.9	J	31	17	FD 05	26	35	23	FA 05	26	35	23.7
2.2	BX 100LA	4	1445	14.5	5.1	86.7	86.2	84.0	0.72	7.2	3.6	2.4	K	58	24	FD 15	40	62	31	FA 15	40	62	31
3	BX 100LB	4	1445	19.8	6.7	87.7	87.7	86.0	0.74	7.6	3.9	2.6	K	73	29	FD 15	40	77	36	FA 15	40	77	36
4	BX 112M	4	1445	26	8.1	88.6	88.9	87.6	0.8	8.1	3.8	2.5	J	130	38	FD 06S	60	139	48	FA 06S	60	139	50
5.5	BX 132SB	4	1460	36	10.6	89.6	89.2	88.8	0.83	8.2	3.6	2.3	J	310	57	FD 56	75	320	70	FA 06	75	320	71
7.5	BX 132MA	4	1460	49	15.0	90.4	90.9	90.2	0.80	8.4	3.8	2.5	K	360	67	FD 06	100	370	80	FA 07	100	370	85
9.2	BX 160MA	4	1465	60	17.8	91.0	92.1	91.7	0.82	7.9	3.6	2.1	J	650	95	FD 08	170	725	125	FA 08	170	725	124
11	BX 160MB	4	1465	72	20.5	91.4	92.9	92.5	0.84	7.8	3.4	1.9	J	780	110	FD 08	170	855	140	FA 08	170	855	139
15	BX 160L	4	1465	98	28.1	92.1	93.2	92.6	0.82	9.0	4.1	2.3	K	890	121	FD 08	200	965	151	FA 08	200	965	150
18.5	BX 180M	4	1480	119	32.9	92.6	94.1	93.1	0.85	11.3	2.6	2.3	M	1560	155	FD 09	300	1760	195				
22	BX 180L	4	1475	142	38.2	93.0	93.6	92.8	0.88	10.2	2.5	2.0	L	1660	163	FD 09	300	1860	203				

Figura 57. Tabla de selección del motor de accionamiento del reductor. (Fuente: catalogo reductores 300M, Bonfiglioli).

Definido el conjunto se tiene la siguiente configuración de compontes:

Reductor 309L4 722 HC con motor BX 112 M4 230/400-50 IP55 CLF B5 W FA06S RC

3.16. Selección del acoplamiento flexible

Se dispone de un acoplamiento flexible que acopla la salida del eje del reductor al eje del piñón. El objetivo de este componente es asegurar una correcta alineación entre los ejes, aliviar los posibles efectos de los choques de arranque, dilataciones, etc.

Se elige la serie C-M del fabricante ESCO. Se trata de un acoplamiento engrasado y sellado, con dos cubos dentados en el exterior unidos por una camisa con dentado interno en cada extremo. El contacto entre dientes es continuo y permite desalineaciones angulares de hasta 2x0.75°. Se escoge esta serie por su tamaño compacto, la alta capacidad de transmisión de par.

Se selecciona según el catálogo del fabricante a partir del diámetro máximo del cubo interno y el par requerido. El par que tiene que soportar será según el catálogo será:

$$\frac{9,55 \frac{rpm}{rad/s} * 4 kW * 0,88 * 1,75}{2rpm} = 29,41kNm \quad (41)$$

Se escoge la versión de ejecución en vertical CSV-M 155. Que admite diámetros de eje entre 65 y 155 mm, y pares de hasta 32 kNm.

3.17. Diseño del eje de transmisión

Se realiza un diseño de un eje para transmitir desde el acoplamiento flexible al piñón. Se realiza un dimensionamiento a través de lo expuesto en la bibliografía, en concreto lo desarrollado en *R. I. Norton, Diseño de máquinas*, donde se expone un método para el cálculo del diámetro mínimo para un eje a partir de sus sollicitaciones (momento flector torsor y reacciones, en el punto de combinación más crítico) y distintos factores geométricos, de seguridad, del material.

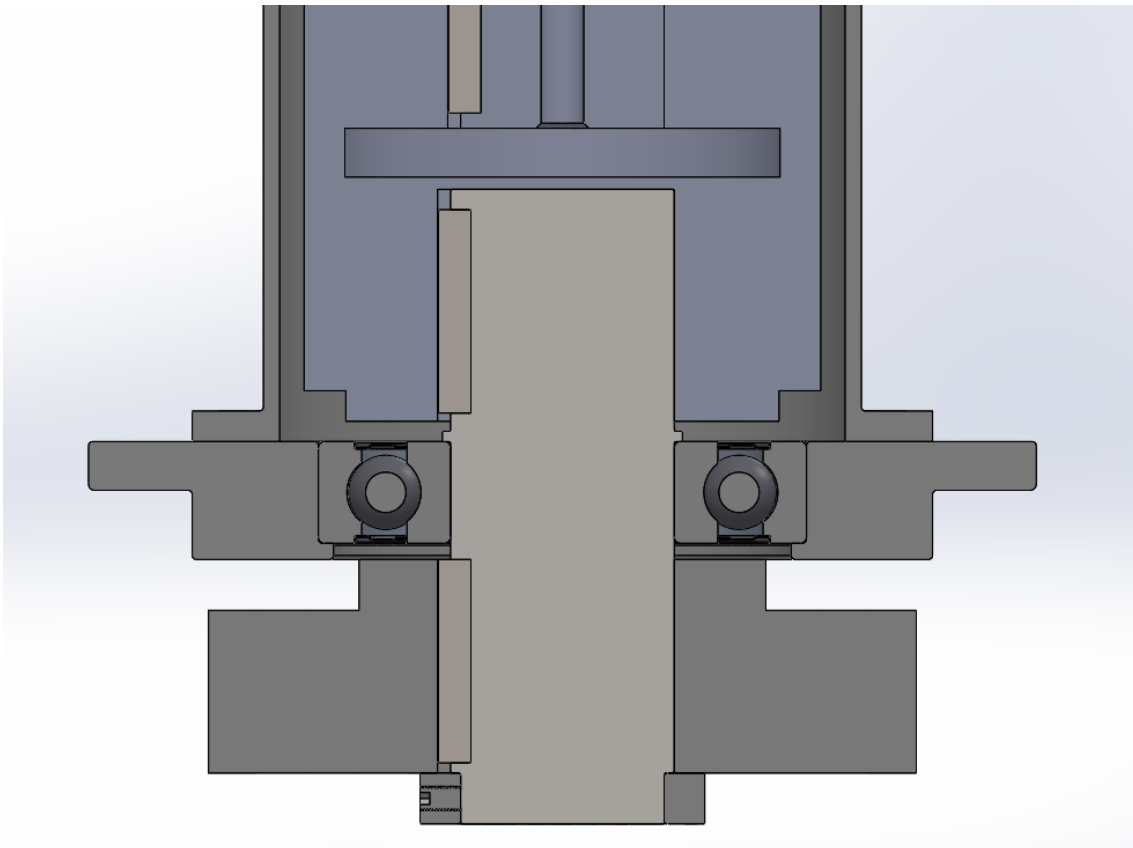


Figura 58. Detalle sección eje con mecanismo de giro.

Las cargas que soporta el eje se descomponen en par que se desea transmitir, la fuerza que se transmite al mismo por la acción del piñón de giro, y un momento flector debido a esta misma carga.

La fuerza aplicada por la reacción del engranaje (F_{gear}) es dependiente del par torsor aplicado, el diámetro primitivo del engranaje $d_{p,p}$ y el ángulo de presión del engranaje (α):

$$F_{gear} = \frac{F \tan \alpha}{\cos \alpha} = \frac{M_{torsor}}{\frac{d_{p,p}}{2} * \cos \alpha} = \frac{16 \text{ kNm}}{\frac{0.3112}{2} \text{ m} * \cos (20)} = 109 \text{ kN} \quad (42)$$

Se supone el eje como una viga con dos apoyos en voladizo y se calcula el momento flector generado en el peor punto. Se omiten las cargas longitudinales por ser sensiblemente inferiores a las generadas por el resto de solicitaciones.

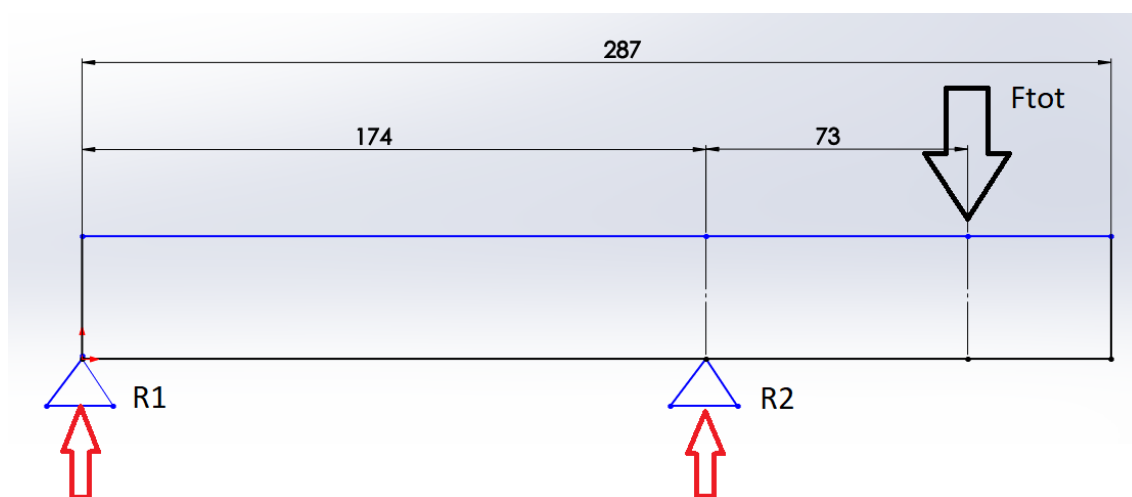


Figura 59. Esquema fuerzas eje.

La fuerza que genera un momento flector en R2 igual a 7,971 kNm

Mediante la siguiente expresión extraída de la bibliografía se obtiene en diámetro mínimo para el eje:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

Se requiere tener los momentos flectores y tortores, alternante y medios (M_a , M_m , T_a , T_m), los factores de concentración de esfuerzos por fatiga (k_f , k_{fs} , k_{fm} , k_{fsm}), la resistencia a fatiga corregida (S_f) y la resistencia ultima a la tensión (S_{ut}). Se le aplica un factor de seguridad frente a fatiga (N_f).

Resolver la ecuación requiere de un proceso iterativo, ya que para conocer alguno de los valores como la resistencia a fatiga corregida, se requiere calcular coeficientes dependientes de la geometría.

El proceso de iteración se resuelve con los siguientes resultados:

Tabla 34. Tabla resultados del eje

Resultados cálculo eje	
diámetro inicial, mm	110
Material acero 1.6582 (bonificado)	
S_{ut} , N/m ²	1000E+06
$k_f, k_{fm}, k_{fs}, k_{fsm}$	1
M_a , Nm	7971
M_m , Nm	0
T_a , Nm	16000
T_m , Nm	0
S_f , N/m ²	287E+06
N_f	2
diámetro requerido, mm	104,3

3.18. Selección del rodamiento de apoyo

La elección del rodamiento se hace siguiendo las indicaciones del fabricante. Se ha escogido el catálogo del fabricante SKF, para un rodamiento rígido de una hilera de bolas tapado.

El rodamiento se elige a partir del diámetro interno requerido, que viene determinado por la dimensión del eje de transmisión. Se selecciona a través de su capacidad de carga estática, ya que se cumplen las condiciones que se indican, por el fabricante como que su velocidad de giro será baja (inferior a 10 rpm).

Se supone que el rodamiento está cargado solo radialmente. La fuerza será la calculada anteriormente que genera el piñón sobre el apoyo, 109,20 kN.

La capacidad estática básica (C_0) del rodamiento debe ser la solicitación existente compensada por un factor de seguridad que se indica en la *Figura 60*, que en el caso que nos ocupa será 1.

Tabla 11

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios				Rodamientos fijos			
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

SKF

89

Figura 60. Factores de seguridad estáticos según el tipo de rodamiento. (Fuente: Catálogo SKF)

Se selecciona en el catálogo el rodamiento de 110 mm 6322-2Z, con una capacidad de carga estática de 180 kN. Se adjunta tabla de características en el anexo 3.

3.19. Cálculo y selección del piñón de giro

Dado que no se encuentra de manera comercial un engranaje que se adapte a los requerimientos, se necesita un diseño específico.

El diseño del engranaje y las solicitaciones se comprueban mediante el uso de un software web del fabricante especializado *KHK Gears.*, disponible en:

- https://khkgears.net/new/gear_calculator.html

En él se establecen las condiciones de diseño del engranaje para el tipo de engranaje seleccionado (módulo de diente, número de dientes, ángulo de presión, coeficiente de corrección del perfil, ancho de diente), se selecciona el material acabado, factores de seguridad, velocidades de rotación.

Con ello se consigue un engranaje con las siguientes características básicas:

Tabla 35. Características del piñón de giro.

Características de diseño y resistentes del piñón	
Modulo (mm)	12
nº de dientes, Z	26
ángulo de presión, α (°)	20
ancho de cara, (mm)	80
diámetro primitivo, d_p (mm)	312

coeficiente de corrección del perfil, x	0,5
adendum (mm)	18
altura de diente (mm)	27
juego, mm	3
Par admisible (resistencia al doblado de diente) (Nm)	25052
Par admisible (resistencia superficial) (Nm)	23718
Material	SCM415 (equivalente a 1.7262)
Tratamiento térmico	Carburización superficial
Dureza de centro	230 HB
Dureza superficial	580 HV

Para completar el diseño se le realiza un agujero pasante, sin escalonados, de diámetro del eje con de tolerancia H7, con un alargamiento del cubo de 25 mm y diámetro 200 mm. Se realiza también una ranura para la chaveta normalizada ISO 6885 A 28x16x100.

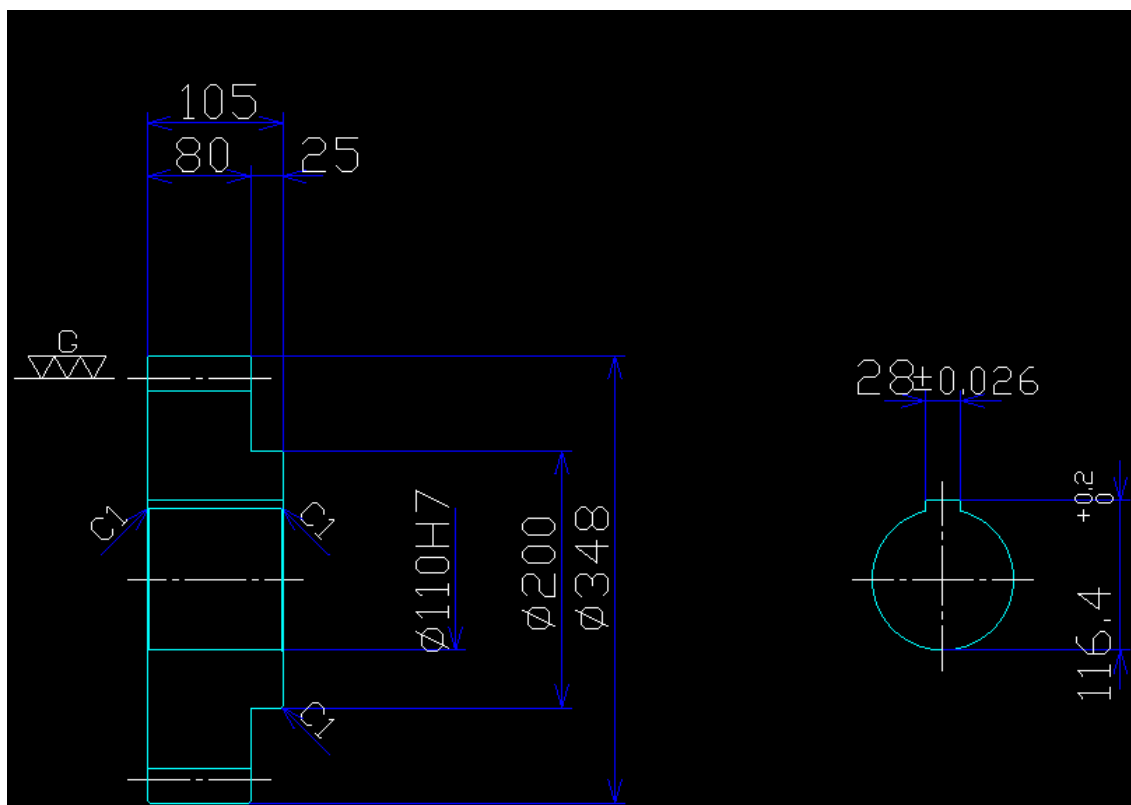


Figura 61. Diseño del piñón.

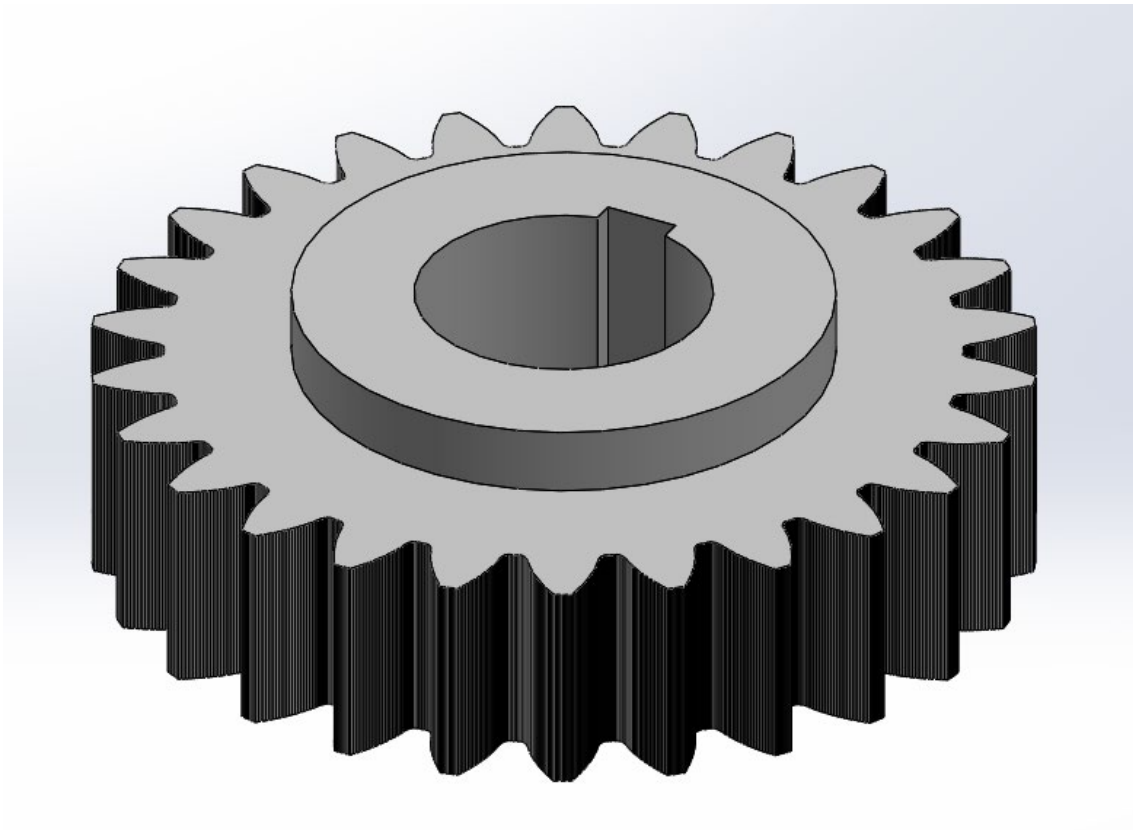


Figura 62. Modelo 3D del piñón.

ANEXO 3 CATÁLOGOS

3.20 Catálogo Donati. Polipasto eléctrico de cable. Seri DRH



POLIPASTO ELÉCTRICO DE CABLE



SERIE DRH

LÍMITES DE USO, CONDICIONES DE EJERCICIO Y DURACIÓN DE LA VIDA

Determinar de modo adecuado los límites operativos del polipasto, es la condición necesaria para asegurar el funcionamiento correcto y la duración, así como el pleno cumplimiento de los regímenes operativos del trabajo al que está destinado.

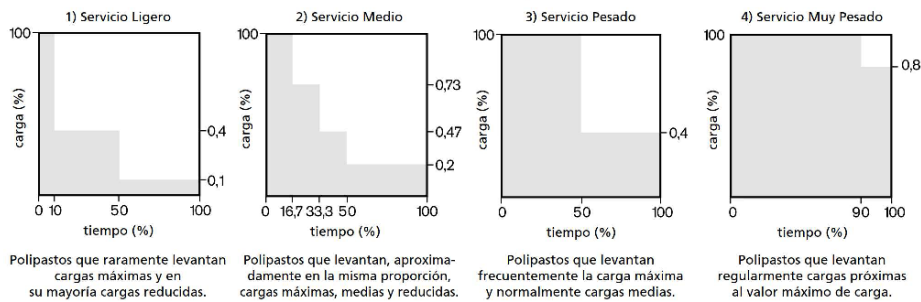
La norma ISO 4301-1:1988 y la regla FEM 9.511/86 permiten clasificar los polipastos eléctricos de cable según el tipo de servicio y los parámetros necesarios para determinar los límites de uso son los siguientes:

LA CAPACIDAD EFECTIVA

Es determinada por la carga más pesada a levantar

¡La capacidad nominal del polipasto debe ser \geq de la capacidad efectiva. Capacidad = kg!

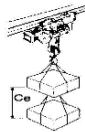
EL ESTADO DE ESFUERZO El estado de esfuerzo se evalúa en consideración de la media de las cargas por manipular y corresponde a uno de los cuatro espectros de carga indicados abajo y que determinan el tipo de servicio.



EL TIEMPO MEDIO DE FUNCIONAMIENTO DIARIO

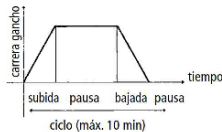
Para las operaciones de **ELEVACIÓN** se determina de la siguiente manera:

$$T_m \text{ (horas)} = (C_e \times C/h \times T_i) / (30 \times V)$$



Carrera gancho efectiva
 $C_e = m$

Es el promedio de las carreras efectivas de la carga.



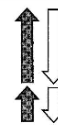
Ciclos operativos por hora
 $C/h = N^\circ$

Es el número de operaciones completas de subida y bajada que se llevan a cabo en una hora.



Tiempo de utilización diaria
 $T_i = \text{horas}$

Es el tiempo de utilización del polipasto durante todo el día.

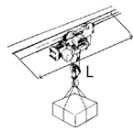


Velocidad de elevación
 $V = m/min$

Es el espacio que recorre la carga en un minuto de elevación continua.

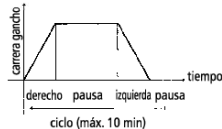
Para las operaciones de **TRASLACIÓN** se determina de la siguiente manera:

$$T_m \text{ (horas)} = (P_m \times C/h \times T_i) / (30 \times V)$$



Recorrido medio efectivo
 $P_m (m) = L/2$

Es el promedio de la longitud L de la viga de deslizamiento del carro.



Ciclos operativos por hora
 $C/h = N^\circ$

Es el número de traslaciones completas a la derecha y a la izquierda que se llevan a cabo en una hora.



Tiempo de utilización diaria
 $T_i = \text{horas}$

Es el tiempo de utilización del carro durante todo el día.



Velocidad de traslación
 $V = m/min$

Es el espacio que recorre el carro en un minuto de traslación continua.

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 (horas) = (Ce x C/h x Ti) / (30 x V) = (2.5 x 8 x 8) / (30 x 4) = 1.33 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 x G/año x 10 años = 1,33 x 220 x 10 = 2933 (horas) < de las 3200 (horas máx. admitidas) ▶ OK

Nº ciclos operativos en 10 años: **C/h x Ti x G/año x 10 años = 8 x 8 x 220 x 10 = 140800 (ciclos) < de los 250000 (horas máx. admitidas) ▶ 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 FEM/SO 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.

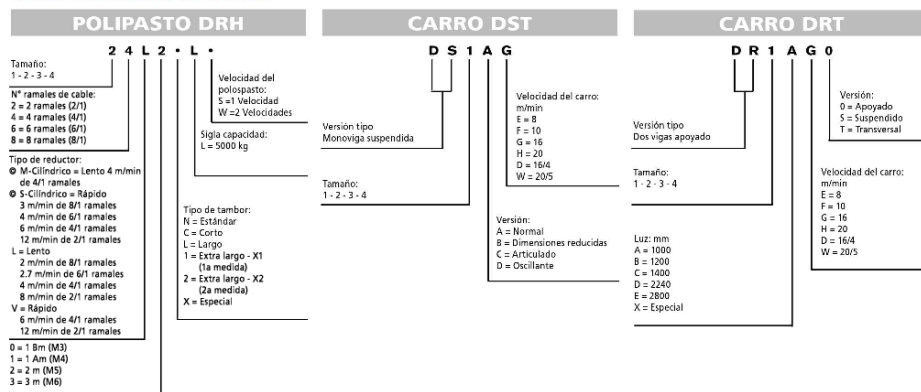
CLASIFICACIÓN Y LÍMITES DE USO DE LOS ELECTROMECAENISMOS DE LOS EQUIPOS DE ELEVACIÓN								
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	1) Servicio Ligero	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16	
		Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	3200	6300	12500	25000	50000	100000
	2) Servicio Medio	Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	250x10 ²	500x10 ²	100x10 ³	200x10 ³	400x10 ³	> 4x10 ³
		Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
	3) Servicio Pesado	Duración de la vida de los mecanismos en 10 años de ejercicio (horas)	1600	3200	6300	12500	25000	50000
		Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	400x10 ⁴
	4) Servicio Muy 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
Uso de acuerdo con el Estado de esfuerzo (tipo de servicio)	Nº máx. de ciclos operativos en 10 años de ejercicio (Σ ciclos)	63x10 ³	125x10 ³	250x10 ³	500x10 ³	100x10 ⁴	200x10 ⁴	
	Tm = Tiempo medio de funcionamiento diario (horas)	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	
Grupo de servicio de los mecanismos de elevación y traslación	de acuerdo con la norma ISO 4301-1	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
	según regla FEM 9.511	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	
Uso en servicio intermitente según regla FEM 9.603.95	Mecanismos del Polipasto	Relación de intermitencia (Ri%)	25	30	40	50	60	
	Mecanismos del Carro	Nº máx. di. aviamienti per ora (A/h)	150	180	240	300	360	360
		Nº máx. de ciclos por hora (C/h)	25	30	40	50	60	60
		Relación de intermitencia (Ri%)	20	25	30	40	50	60
		Nº máx. di. aviamienti per ora (A/h)	120	150	180	240	300	> 360
	Uso en servicio temporal	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 velocidad	Tiempo de uso con velocidad lenta (min)	2,5	3	3,5	4	5	6	
	Nº máximo de arranques por hora (A/h)	10	10	10	10	10	10	
	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)		
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 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	12L2•G	22L3•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	32L1•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									44L1•Q	44L2•Q		
16000	V	Q									44V0•Q	44S2•Q		
20000	L	R									38L2•R	36L1•R		
20000	V	R									44L1•R	44L2•R		
25000	L	S												44S1•R
25000	V	S												38L1•S 46L2•S 44L0•S 44M1•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



DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA DE 8 TN DE CAPACIDAD PARA PUERTO DEPORTIVO

3. ANEXOS

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 (1)					CABLE (1)		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			
	8000	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		
		10000	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	
			12500	2m	34L1•N	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13B (13B)	3	2	
					3m	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
16000	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			
	20000	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		
		25000	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	
			32000	2m	44V2•O	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3	
					3m	©44S3•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
40000	1Am	©42S1•O	12	12/4	24	24/7,8	12	16	32	45	58	2/1	16A (16A)	3	3				
		2m	34L1•P	4	4/1,3	10	10/3,3	5	7	10	14	19	4/1	13A (13A)	3	2			
		3m	44L2•P	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3			
	50000	1Am	44L3•P	4	4/1,3	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	15A (15A)	4	3			
			2m	44V1•P	6	6/2	16	16/5,3	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3		
			3m	©44S2•P	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16B (16B)	4	3		
		63000	1Am	©44S3•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	
			80000	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	©44S1•Q	6	6/2	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16M (16M)	4	3
100000	2m	©44S2•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			
	125000	1Am	©44S1•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		
		160000	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	©44M1•S	4	4/1,3	24	24/7,8	6	8	11	17	24	4/1	16,2A	-	3	
	200000	2m	46L2•S	2,7	2,7/0,9	16	16/5,3	-	5	10	14	19	6/1	16A	-	3			
			3m	©46S2•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		
250000		1Am	©46S1•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		
		320000	1Am	©48S1•U	3	3/1	24	24/7,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A	-	4		
				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	
400000		1Bm	©48S0•V	3	3/1	27	27/8,8	-	3	7	10	13,5	8/1	16A1	-	4			

NOTE : (1) 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 →	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													
CLASE RESISTENCIA →	B	M	A	B	M	A	B	M	A	A1	A										
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	-	-

DATOS CARRO Y POTENCIAS MOTORES (MÁXIMAS SUMINISTRABLES = KW) DE UNA Y DOS VELOCIDADES DE TRASLACIÓN

CARRO ELÉCTRICO DE TRASLACIÓN	1 VELOCIDAD: 8 O 10 m/min ⁽¹⁾						1 VELOCIDAD: 16 O 20 m/min ⁽¹⁾				2 VELOCIDAD: 16/4 O 20/5 m/min ⁽¹⁾			
	RELACIÓN REDUCTOR CON VELOCIDAD m/min		MOTOR CARRO		RELACIÓN REDUCTOR CON VELOCIDAD m/min		MOTOR CARRO ⁽²⁾		RELACIÓN REDUCTOR CON VELOCIDAD m/min		MOTOR CARRO			
	TIPO - TAMAÑO	8	10	TIPO	POTENCIA kW	16	20	TIPO	POTENCIA kW	16/4	20/5	TIPO	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	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	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	0,32	τ1	τ2	80 - 2	0,63	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	
	4	τ1	τ2	100 - 4	0,63	τ1	τ2	100 - 2	1,25	τ1	τ2	100 - D	1,25/0,31	

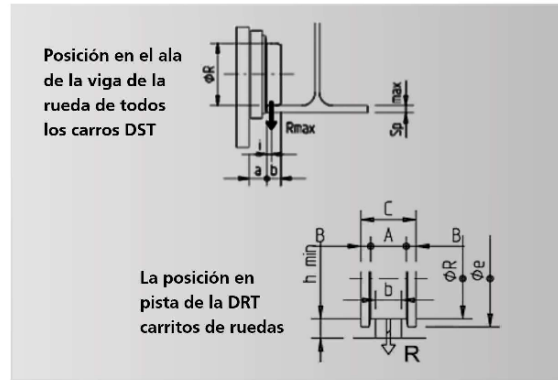
NOTAS: Para las combinaciones con doble motorreductor ver pág. 35

⁽¹⁾ Las velocidades de elevación y traslación y las potencias de los motores correspondientes se refieren a alimentación de red trifásica con frecuencia de 50 Hz. En el caso de alimentación con frecuencia de 60 Hz se deben aumentar del 20%.

⁽²⁾ Con motores de 2 polos para inversores las potencias son: 71-2 = 0,5kW; 80-2 = 0,8kW; 100-2 = 2kW

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

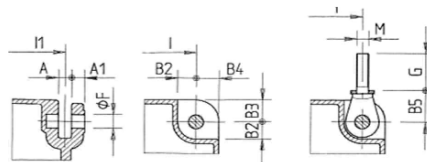


DIMENSIONES DE LAS RUEDAS DRT Y DE LOS RIELES CORRESPONDIENTES

DRT	Ø R RUEDA (mm)	DIMENSIONES (mm)						
		A	B	C	Ø e	h MIN.	b MIN.	b MÁX.
DRT 1	125	50	15	80	150	30	30	40
DRT 2	160	55	19	93	190	30	30	45
DRT 3	200	60	20	100	230	30	40	50
DRT 4	250	70	20	110	280	40	50	60

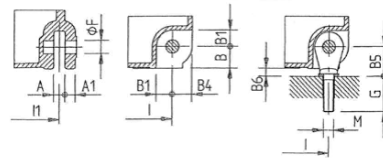
FIJACIÓN DE LOS POLOSPASTOS DE CABLE DRH SUMINISTRADOS EN EJECUCIÓN FIJA EN LAS VERSIONES SUSPENDIDA Y APOYADA

Fijación polospastos de 2 y 4 ramales en versión suspendida: Detalle del agujero y de la zona de conexión del cáncamo universal



El cáncamo universal se suministra de serie. Para cotas I y I1 ver página DRH apoyado/suspendido.

Fijación polospastos de 2, 4, 6 y 8 ramales en versión apoyada: Detalle del pie de apoyo y de la zona de conexión del cáncamo universal (2 y 4 ramales) y del tirante de apoyo (6 y 8 ramales)



El cáncamo universal (2 y 4 ramales) o el tirante de apoyo (6 y 8 ramales) se suministra de serie. Para cotas I y I1 ver página DRH apoyado/suspendido.

RAMALES DE CABLE N.	TIPO DRH	DIMENSIONES TOTALES (mm)											
		A	A1	B	B1	B2	B3	B4	B5	B6	ØF	M	G
2/1 - 4/1	1	20	20	37	21	21	35	35	50	13	20	16x2	65
	2	22	22	42	31	31	40	40	55	13	25	20x2,5	70
	3	32	32	48	36	36	55	55	76	28	35	24x3	93
	4	42	42	60	38	46	70	70	89	29	45	30x3,5	108
6/1 - 8/1	3	32	32	48	36	-	-	-	48	-	35	20x2,5	55
	4	42	42	60	38	-	-	-	60	-	45	27x3	57

NOTAS - Fijación polospastos de 2, 4, 6 y 8 ramales en versión apoyada para aplicación en carros no suministrados por Donati:

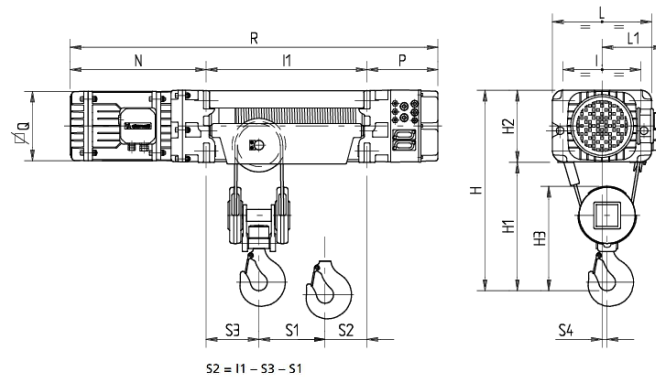
• Utilizando el cáncamo universal (2 y 4 ramales), la dimensión en altura del perfil del polospasto (cota H2 DRH), con respecto a la superficie de apoyo del polospasto mismo, debe incrementarse en la cota "B6".

• Utilizando el tirante de apoyo (6 y 8 ramales) la dimensión en altura no se debe incrementar de la cota "B6"

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
	⊙4	1390	920	470	750	460	600	360	1015	220	340	45
4/1	1	650	420	230	345	250	320	210	480	255	225	15
	2	750	480	270	390	290	370	235	525	270	260	19
	3	1020	640	380	540	370	480	290	705	205	300	23
	4	1320	850	470	700	460	600	360	855	220	340	25
	⊙4	1320	850	470	700	460	600	360	1015	220	340	25

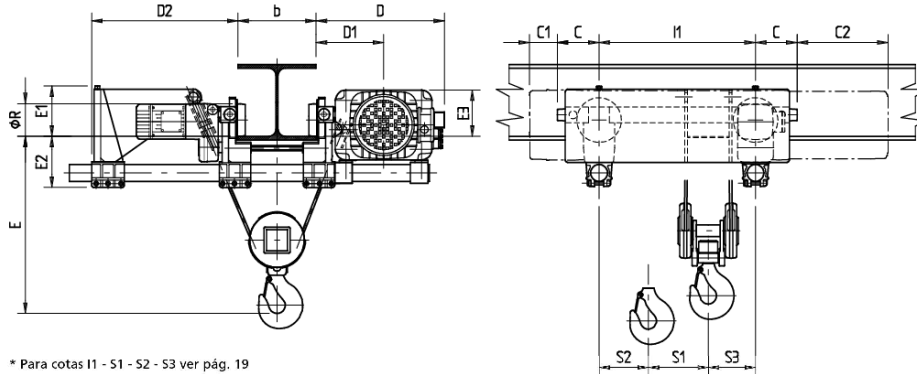
RAMALES DE CABLE N.	TIPO DRH	TAMBOR C				TAMBOR N				TAMBOR L				TAMBOR X1				TAMBOR X2				PESOS (kg) CON TAMBOR TIPO							
		I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	I1	R	S1	S3	C	N	L	X1	X2			
2/1	1	400	1135	125	95	515	1250	185	95	890	1625	365	95	1200	1935	515	95	1530	2265	680	95	132	141	160	180	200			
	2	480	1275	160	100	600	1395	220	100	1000	1795	410	100	1260	2055	530	100	1530	2325	670	100	180	195	215	260	280			
	3	600	1510	195	130	740	1650	265	130	1260	2170	515	130	1550	2460	680	130	1940	2850	860	130	460	490	565	590	620			
	4	722	1797	220	170	862	1937	290	170	1422	2497	570	170	1852	2927	800	170	2352	3427	1030	170	855	890	1010	1200	1250			
	⊙4	722	1957	220	170	862	2097	290	170	1422	2657	570	170	1852	3087	800	170	2352	3587	1030	170	910	945	1065	1255	1305			
4/1	1	400	1135	70	150	515	1250	100	150	890	1625	160	165	1200	1935	230	165	1530	2265	300	165	140	150	170	200	220			
	2	480	1275	105	180	600	1395	135	180	1000	1795	210	200	1260	2055	280	200	1530	2325	350	200	195	205	235	280	300			
	3	600	1510	130	240	740	1650	160	240	1260	2170	240	270	1550	2460	280	270	1940	2850	350	270	515	540	625	650	700			
	4	722	1797	150	300	862	1937	180	300	1422	2497	220	300	1852	2927	310	300	2352	3427	410	300	960	1000	1140	1350	1400			
	⊙4	722	1957	150	300	862	2097	180	300	1422	2657	220	300	1852	3087	310	300	2352	3587	410	300	1015	1055	1195	1405	1455			

© Polipasto DRH4 con motor 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



* Para cotas I1 - S1 - S2 - S3 ver pág. 19

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
4/1	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
	⊙4	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

TABLA Φ PRIMITIVOS TAMBOR Y POLEA PARA DRH

TIPO DRH	Φ CABLE (mm)	Φ PRIMITIVO TAMBOR (mm)	Φ PRIMITIVO POLEA (mm)
1	7	159	157
2	8	193	180
	9	194	181
3	12	242	269
	13	243	270
4	15	323	337
	16	324	338

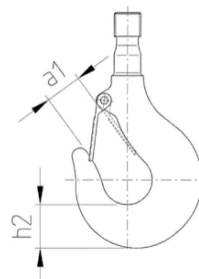


TABLA GANCHOS PARA DRH

TAMAÑO DRH	Nº RAMALES	TIPO DE GANCHO EN RELACIÓN CON LA CAPACIDAD (kg) Y AL GRUPO DE SERVICIO FEM								DIMENSIONES GANCHO	
		FEM 18m		FEM 1Am		FEM 2m		FEM 3m		a1	h2
		CAPACIDAD	TIPO N°	CAPACIDAD	TIPO N°	CAPACIDAD	TIPO N°	CAPACIDAD	TIPO N°		
1	2/1	-	-	1250	-	1000	-	800	-	33	37
		-	-	1600	08V	1250	08V	1000	08V		
		-	-	2000	-	1600	-	1250	-		
	4/1	-	-	1600	-	1250	-	1000	-		
		-	-	2000	-	1600	-	1250	-		
		3200	1.6V	2500	1.6V	2000	1.6V	1600	1.6V	38	48
2	2/1	-	-	1600	-	1250	-	1000	-		
		-	-	2000	1.6V	1600	1.6V	1250	1.6V	38	48
		-	-	2500	-	2000	-	1600	-		
	4/1	-	-	3200	-	2500	-	2000	-		
		-	-	3200	-	2500	-	2000	-		
		5000	2.5T	4000	2.5T	3200	2.5T	2500	2.5T	43	58
3	2/1	-	-	5000	-	4000	-	3200	-		
		-	-	6300	-	5000	-	4000	-		
		-	-	2500	2.5T	2000	2.5T	1600	2.5T	43	58
	4/1	-	-	3200	-	2500	-	2000	-		
		-	-	4000	2.5T	3200	2.5T	2500	2.5T		
		-	-	5000	-	4000	-	3200	-		
4	6/1	-	-	6300	-	5000	-	4000	-		
		-	-	5000	-	4000	-	3200	-		
		-	-	10000	5T	8000	5T	6300	5T	50	75
	8/1	-	-	10000	-	8000	-	6300	-		
		-	-	12500	-	10000	-	8000	-		
		-	-	20000	-	16000	-	12500	-		
4	2/1	-	-	20000	10S	16000	10S	-	-	77	106
		-	-	25000	10S	20000	10S	-	-		
		-	-	5000	-	4000	-	3200	-		
	4/1	-	-	6300	5T	5000	5T	4000	5T	50	75
		-	-	8000	-	6300	-	5000	-		
		-	-	10000	-	8000	-	6300	-		
6/1	-	-	10000	-	8000	-	6300	-			
	-	-	16000	10P	12500	10P	10000	10P	77	106	
	-	-	16000	-	12500	-	10000	-			
8/1	-	-	20000	-	16000	-	12500	-			
	-	-	25000	10T	20000	10T	-	-			
	-	-	32000	-	25000	-	20000	-			
8/1	-	-	32000	12T	25000	12T	-	-	87	118	
	-	-	-	-	32000	-	-	-			
	50000	12T	40000	12T	-	-	-	-			
		-	-	40000	12V	-	-				

CARACTERÍSTICAS DE MOTORES, FUSIBLES Y CABLES DE ALIMENTACIÓN

POLIPASTO DRH	MOTOR TIPO	POLOS	POTENCIA INSTALADA (kW)	COS ϕ	I _a - (A) 400V - 50Hz	I _n - (A) 400V - 50Hz	FUSIBLES DE LÍNEA (A) 400V - 50Hz	SECCIÓN MÍNIMA CABLES DE ALIMENTACIÓN 400V - (Δ U20V)	
								ϕ mm ²	L=m
1	112K4R	4	3	0.75	40	8	16	2.5	≤ 30
	112K5R	4/12	3/1	0.72/0.5	38/13	8/6.6	16	2.5	≤ 30
2	132K4R	4	5	0.75	58	12	20	4	≤ 30
	132K5R	4/12	5/1.65	0.78/0.5	50/17	12/10	20	4	≤ 30
3	160K4R	4	10	0.8	110	22	32	6	≤ 30
	160K5R	4/12	10/3.3	0.77/0.46	100/20	24/18	32	6	≤ 30
4	180K4R	4	16	0.82	175	34	63	10	≤ 20
	180K5R	4/12	16/5.3	0.78/0.46	170/55	38/25	63	10	≤ 20
4 Cilíndrico	180C4R	4	24	0.88	330	48	80	16	≤ 20
	180C5R	4/12	24/7.8	0.88/0.5	330/80	48/32	80	16	≤ 20

CARRO DST / DRT	MOTOR TIPO	POLOS	POTENCIA INSTALADA (kW)	COS ϕ	I _a - (A) 400V - 50Hz	I _n - (A) 400V - 50Hz
DST1 DST2 DRT1	71K3P	2/8	0.4/0.09	0.75/0.6	4.4/1.2	1.2/0.9
	71C2P	2	0.32	0.72	6	1.0
	71C4P	4	0.16	0.5	4	1.0
	71K2PI	2 Inverter	0.5	0.72	5.2	1.3
DST3 DRT2	80K3P	2/8	0.5/0.12	0.85/0.6	5.5/1.6	1.3/1.1
	80K2PL	2	0.63	0.75	7.7	1.7
	80K4PL	4	0.32	0.65	3.9	1.1
	80K2PI	2 Inverter	0.8	0.8	9.7	1.9
DST4 * DRT3	80K3PL	2/8	0.63/0.15	0.82/0.57	6.8/1.9	1.6/1.3
	80K2PL	2	0.63	0.75	7.7	1.7
	80K4PL	4	0.32	0.65	3.9	1.1
	80K2PI	2 Inverter	0.8	0.8	9.7	1.9
** DRT3 *** DRT4	100K3P	2/8	1.25/0.31	0.84/0.6	16/3.6	3.1/1.8
	100K2P	2	1.25	0.83	16	2.9
	100K4P	4	0.63	0.8	8.5	1.7
	100K2PI	2 Inverter	2.0	0.86	23	4.3

- Los carros DST versión articulada están realizados con doble motorreductor. Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.

* El carro DRT3 para polipastos DRH4 de 6 ramales está realizado con doble motorreductor de traslación.

El carro DRT3 para polipastos DRH3 de 8 ramales (armazón luz 2240-2800) está realizado con doble motorreductor de traslación. Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.

** El carro DRT3 para polipastos DRH4 de 4 ramales, DRH3 de 6 ramales (armazón luz 1200-1400) y DRH3 de 8 ramales (armazón luz 1400) está realizado con un motorreductor de traslación.

*** El carro DRT4 para polipastos DRH4 de 8 ramales está realizado con doble motorreductor de traslación. Las potencias indicadas en tabla deben ser duplicadas.

3.21 Catálogo Rothe Erde. Grandes rodamientos

Rothe Erde® Grandes Rodamientos.



A ThyssenKrupp
Technologies
company

Rothe Erde



ThyssenKrupp



Para la determinación de la capacidad de carga necesaria del rodamiento se deberán multiplicar las cargas obtenidas con los „factores de carga“ indicados en la tabla 1 para los diferentes casos de aplicación. La excepción son el tipo 13 y el tipo 21 de la serie de tipos KD 210. Para los casos de aplicación no relacionados se deberán aplicar factores comparables dependiendo del tipo de servicio operativo del que se trate.

Capacidad de carga estática

Las cargas obtenidas se multiplican con un factor f_{stat} correspondiente al caso de aplicación en cuestión. El producto F_a' o M_k' debe quedar situado por debajo de la curva de carga límite estática del rodamiento seleccionado.

En el caso de cargas radiales dentro de combinaciones de cargas

$$\begin{aligned} F_a &= \text{carga axial} \\ F_r &= \text{carga radial} \\ M_k &= \text{par de vuelco} \end{aligned}$$

se determinan las „cargas de lectura“ aproximadas para las series de tipos KD 210, tipo 110 y KD 600 para la selección „estática“ del rodamiento tal como sigue de acuerdo con las combinaciones I y II:

Combinación de cargas I

$$\begin{aligned} F_a' &= (F_a + 5,046 \cdot F_r) \cdot f_{stat} \\ M_k' &= M_k \cdot f_{stat} \end{aligned}$$

Combinación de cargas II

$$\begin{aligned} F_a' &= (1,225 \cdot F_a + 2,676 \cdot F_r) \cdot f_{stat} \\ M_k' &= 1,225 \cdot M_k \cdot f_{stat} \end{aligned}$$

Para los tipos 13 y 21 rigen en el mismo sentido las combinaciones I y II, pero sin el factor f_{stat} .

El rodamiento es adecuado desde el punto de vista estático si una de las dos combinaciones de cargas (I ó II) queda situada por debajo de la curva límite de carga estática.

Para la serie de tipos RD 800 la carga de lectura pasa a ser

$$\begin{aligned} F_a' &= (F_a + 2,05 \cdot F_r) \cdot f_{stat} \\ M_k' &= M_k \cdot f_{stat} \end{aligned}$$

El rodamiento es adecuado desde el punto de vista estático si la combinación de cargas queda situada por debajo de la curva límite de carga estática.

Para las series de tipos KD 320 y RD 700 las cargas radiales $F_r \leq 10\%$ de la carga axial se pasan por alto en la selección conforme a la curva de cargas límites.

En el caso de una carga radial $F_r > 10\%$ de la carga axial se ha de tener en cuenta el ángulo de soporte. El cálculo entonces se realiza por nosotros.

En la serie de tipos RD 900 las cargas radiales no influyen sobre la lectura de la curva de carga límite.

Vida útil del rodamiento

La carga de servicio multiplicada por el factor f_l se pasa correspondientemente a la curva de vida útil del rodamiento.

En el caso de que la vida útil esperada se desviase de la magnitud utilizada para el factor o si se ha de determinar un valor de vida útil a través de colectivos de cargas y tiempos de incidencia, véase el apartado „Vida útil del rodamiento“ en las páginas 15-17.



Factores de carga para la selección de rodamientos.

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

Tabla 1

Casos de aplicación	$f_{stat.}$	f_L	Vida útil, giros a plena carga		
Grúa flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	Para el dimensionado estático siempre se deberán considerar las cargas máximas existentes, incluyendo las adicionales y las de ensayo.	
Grúa sobre vehículo (gancho)					
Grúa de a bordo (cuchara)					
Mesa giratoria de soldadura					
Plato giratorio (servicio continuo)	1,25	1,0	30.000	Los coeficientes de seguridad estática ($f_{stat.}$ por ejemplo cargas de ensayo superiores a las normales, cargas de puesta en servicio, etc.) podrán ser inferiores a los indicados solo en casos excepcionales y siempre previa autorización escrita por nuestra parte.	
Grúas torre giro superior*					$M_{vuelo} \leq 0,5 M_k$
					$0,5 M_k \leq M_{vuelo} \leq 0,8 M_k$
					$M_{vuelo} \geq 0,8 M_k$
-giro en base	1,25	1,0	30.000	Los valores indicados para „ f_L “ se refieren al caso de máxima carga de servicio y proceden de experiencias obtenidas en la práctica y en ensayos de laboratorio. Si para la determinación del número requerido de giros a plena carga se partiese de una combinación de cargas, de la cual se conoce solo una carga promedio supuesta, se deberán aplicar valores de vida útil más elevados.	
Grúa giratoria (gancho)	1,15	1,15	45.000	Para aquellos casos de aplicación que no estén reflejados en la tabla, se pueden asumir correspondientemente los valores orientativos pertenecientes a condiciones de servicio similares.	
Grúa de astillero					
Transportador giratorio (gancho)					
Cargador/descargador de buques					
Grúa de acería	1,45**	1,7	150.000	*) Para grúas torre con giro en parte superior M_{vuelo} = par de vuelco antagónico sin carga. M_k = par de vuelco con carga y máxima longitud de brazo. **) Para aquellos casos de aplicación que requieran un dimensionado con $f_{stat.} = 1,45$ se deberá dar preferencia absoluta a los modelos de rodamientos con varias hileras de elementos de rodadura, debido a que los esfuerzos medios suelen ser elevados y el servicio frecuentemente duro.	
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)					
Grúa giratoria (cuchara/imán)					
Transportador giratorio (cuchara/imán)					
Puente grúa (cuchara/imán)	2,15	2,15	300.000		
Grúa flotante (cuchara/imán)					
Mecanismo principal de giro de rotopalas					
Retro-cargadores					
Apiladores	1,10	1,00	Dimensionado según norma especial	Nota: Para estos casos de aplicación varían considerablemente las condiciones de servicio, en especial los periodos de servicio del mecanismo de giro y las cargas que inciden durante el giro. Así, por ejemplo, si los movimientos de giro son poco frecuentes, como en el caso de movimientos de giro ocasionales para la colocación en posición de trabajo, se puede proceder a un dimensionado estático. Por otra parte, si se trata de giros o desplazamientos continuados, el dimensionado se deberá realizar de acuerdo con la vida útil. El dimensionado de acuerdo con la vida útil también puede llegar a ser necesario si el rodamiento tiene que llevar a cabo movimientos relativos, tales como se suelen presentar en cintas de descarga en voladizo en rotopalas.	
Cintas transportadoras en voladizo					
Grúa off-shore					
Grúa de ferrocarril					
Grúa de a bordo (gancho)	1,10	1,25	1,10	Para estos casos de aplicación obsérvese la nota adjunta.	
Apiladoras					
Cintas transportadoras móviles					
Excavadora de cable/cucharas de arrastre					
Pala oscilante	1,25	1,25	1,25		
Excavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320					
Con otros tipos de rodamientos	1,45	1,45	1,45		
Excavadora hidráulica hasta 1,5 m ³					
Con más de 1,5 m ³	Dimensionado según norma especial				
Carros para cucharas de colada	1,75				



Tornillos de fijación.

Tornillos de fijación

Las curvas de carga límite para los tornillos que se representan en los diagramas estáticos en todos los casos se refieren a la categoría de resistencia 10.9. Se establece como condición previa una longitud de apriete de $5 \cdot d$ y un tensado previo correspondiente al 70 % del límite elástico.

En el caso de aquellos rodamientos para los que no se ha reflejado la curva de carga de los tornillos, la totalidad del sector de carga admisible situado por debajo de las curvas de carga límite queda cubierta con tornillos de la categoría de resistencia 10.9.

A efectos de verificación en relación a la curva de carga de los tornillos se toma la carga máxima sin aplicación de factores.

Para las cargas facilitadas se indica en nuestra oferta técnica el número de tornillos, la categoría de resistencia de los mismos y el tensado previo requerido para el rodamiento en cuestión. Siempre que no exista otra indicación, se parte de las siguientes premisas:

- La carga axial F_a actúa por asiento de la misma y no „por suspensión“, es decir, la fuerza axial de servicio F_a procedente de la carga axial no somete a los tornillos a esfuerzos de tracción. Véanse las figuras 4 y 5.
- Los tornillos están distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.
- Las estructuras de apoyo cumplen las condiciones técnicas establecidas por nosotros. Véanse las página 32.
- Tanto el rodamiento de grandes dimensiones como también las estructuras de apoyo son de acero.
- No está previsto el apoyo sobre superficies revestidas con resina fundida solidificada.
- La longitud de apriete de los tornillos l_k es como mínimo de $5 \cdot d$ en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros y de al menos $3 \cdot d$ en los aros perfilados, como por ejemplo en el caso de la serie de tipos KD 210.
- En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de rosca libres.

En el caso de que surjan diferencias respecto a las premisas establecidas se nos deberá consultar.

Con el fin de evitar pérdidas de tensión de pretensado como consecuencia de encogimientos bajo carga, no se deberán sobrepasar los límites de presión superficial indicados en la tabla 3 (ver página 19) en las superficies de asiento de la cabeza del tornillo y de la tuerca ó en el material de las piezas sometidas a tensión.

La categoría de producto y la categoría de resistencia seleccionadas para los tornillos y para las tuercas han de estar garantizadas por parte del suministrador. Se deberá prestar atención a la presencia de las marcas de calidad correspondientes a DIN/ISO.

Se deberá comprobar la perpendicularidad entre la superficie de asiento y el eje de la rosca, tanto en el tornillo como en la tuerca.

En todo momento deberán quedar excluidos errores o defectos en el paso de rosca, que en especial en longitudes de roscado $> 1 \cdot d$ pueden dar lugar a valores erróneos del par de apriete con la consiguiente menor fuerza de pretensado en los tornillos.

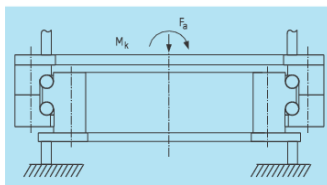


Figura 4: carga axial „asentada“

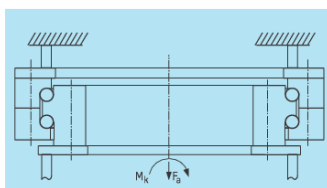


Figura 5: carga axial „suspendida“

Tabla 2: Profundidad mínima de penetración del tornillo en el caso de taladros ciegos para la categoría de tolerancia media (6 H)

Las categorías de tolerancia diferentes requieren las profundidades de penetración de tornillos que les corresponden

Categoría de resistencia del tornillo	8.8	8.8 10.9	10.9 12.9	12.9	d – ø exterior de rosca [mm] tornillos con rosca métrica ISO (rosca regulada)
Precisión de rosca d/P	< 9	≥ 9 < 9	≥ 9 < 9	≥ 9	
St 37	1,0 · d	1,25 · d			
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	0,9 · d	1,0 · d	1,2 · d	1,4 · d	P – Paso de la rosca [mm] hasta M 30 tienen un d/P < 9 > M 30 tienen un d/P ≥ 9
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	0,8 · d	0,9 · d	1,0 · d	1,1 · d	



Para tornillos superiores a M 30 no se han indicado pares de apriete en la tabla 4, ya que de acuerdo con nuestra experiencia los valores de fricción presentan una banda de dispersión demasiado fuerte. Para estos tipos de tornillos se deberá utilizar preferentemente un cilindro tensor hidráulico de tornillos, tal como se indica en la página 20.

A la hora del diseño se deberá tener en cuenta una mayor necesidad de espacio para la cabeza del tornillo, para la tuerca y para el útil de apriete.

Determinación aproximada de la compresión superficial debajo de la superficie de asiento de la cabeza y de la tuerca del tornillo.

Es condición que:

$$p = \frac{F_M / 0,9}{A_p} \leq p_G$$

F_M – Fuerza tensora del tornillo seleccionado [N]

A_p – Superficie de asiento de la cabeza del tornillo (o de la tuerca) [mm²]

p_G – compresión superficial límite [N/mm²] para las partes comprimidos

Aquí se deberá tener en cuenta la disminución de la superficie de asiento debido al chaflán del taladro y a los rebajes en el hexágono.

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

para $d_h > d_a$

d_h – diámetro del taladro

d_a – diámetro interior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

d_w – diámetro exterior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

Momento de apriete

El momento de apriete depende de muchos factores, particularmente del coeficiente de fricción en la rosca, así como en el apoyo de cabeza y tuerca.

Para un coeficiente de fricción medio de $\mu_G = \mu_K = 0,14$ (rosca y superficie de apoyo ligeramente engrasadas) se indica el coeficiente de apriete M_A para el apriete previo, F_M para el atornillador dinamométrico hidráulico. Considerando una dispersión del $\pm 10\%$ está fijado el par de montaje M_A para la llave dinamométrica.

Tabla 3: p_G – compresión superficial límite [N/mm²] para las partes comprimidas

Material	p_G compresión superficial límite
St 37	260 N/mm ²
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm ²
C 45, laminación perfilada (KD 210)	700 N/mm ²
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm ²
GG 25	800 N/mm ²

Si se sobrepasan los valores de compresión superficial límite, se han de prever arandelas de tamaño y resistencia adecuados.

Tabla 4: Fuerzas de tensado y momentos de apriete para tornillos con rosca normal métrica DIN 13, para $\mu_0 = \mu_K = 0,14$.

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8			10.9			12.9				
Limite de elasticidad $R_p 0,2$ N/mm ²			640 para \leq M 16 660 para $>$ M 16			940			1100				
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_S mm ²	área del núcleo A_3 mm ²	fuerza de tensado con atornillador con llave dinamométrica M_0 -*			fuerza de tensado con atornillador con llave dinamométrica M_0 -*			fuerza de tensado con atornillador con llave dinamométrica M_0 -*				
			F_M N	M_A Nm	M_A' Nm	F_M N	M_A Nm	M_A' Nm	F_M N	M_A Nm	M_A' Nm		
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117	66000	150	135		
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184	90000	240	216		
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279	124000	370	333		
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387	151000	510	459		
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558	194000	720	648		
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747	243000	970	873		
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954	280000	1240	1116		
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395	370000	1850	1665		
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890	450000	2500	2250		
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo			480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo			560000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000				560000				660000		
M 39	976	913	475000				670000				790000		
M 42	1120	1045	542000				772000				904000		
M 45	1300	1224	635000				905000				1059000		
M 48	1470	1377	714000				1018000				1191000		
M 52	1760	1652	857000				1221000				1429000		
M 56	2030	1905	989000				1408000				1648000		
M 60	2360	2227	1156000				1647000				1927000		

* = M_A se modifica al variar μ_0 ó μ_K

Dentado.



Los rodamientos Rothe Erde de grandes dimensiones se fabrican preferentemente con dentado recto frontal. El hecho de tallar directamente el dentado sobre uno de los aros del rodamiento, ofrece la ventaja de que así no es necesario disponer de una corona dentada adicional para el accionamiento, con lo cual se ahorran gastos de diseño y costos adicionales. Evidentemente, aquellos rodamientos representados con dentado incorporado, también se pueden suministrar sin dentado. Sobre consulta también se pueden suministrar dentados especiales, incluso para aquellos rodamientos que en su dimensión de diámetro, queden situados por encima de las series representadas en el presente catálogo. Las fuerzas tangenciales admisibles se indican en las tablas de características de los rodamientos. Los valores indicados se refieren a la tensión flectora que aparece en la base del diente. Para el caso de materiales normalizado con tratamiento térmico, utilizados en el aro dentado, se ha tomado como tensión flectora admisible: 130 N/mm² para condiciones de carga normal, y 260 N/mm² para condiciones de carga máxima.

Si el material es bonificado, las tensiones flectoras admisibles en el pié del diente dependen de la sección del material y se basan en los siguientes valores:

para carga normal

200 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro

190 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro

180 N/mm² en el caso secciones grandes del aro

para carga máxima

400 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro

380 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro

360 N/mm² en el caso secciones grandes del aro.

A estos efectos rogamos consulten las condiciones de utilización y las exigencias establecidas.

Para el caso de cargas extremas excepcionales pueden ser admisibles valores superiores, siempre de común acuerdo con Rothe Erde. Los valores máximos reflejados en la columna titulada „fuerzas tangenciales“ en las tablas características de los rodamientos, se refieren a cargas instantáneas o al aprovechamiento del par crítico del motor durante el arranque o del par máximo durante el frenado.

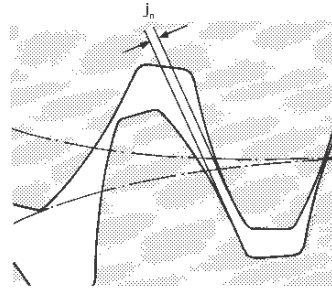


Figura 8: temple integral rotativo

Sin embargo, hemos de llamar la atención al hecho de que a efectos de cálculo de la tensión flectora en el pié del diente, las condiciones de ataque en rodamientos sometidos a cargas elevadas no resultan comparables a las existentes en transmisiones normales, en donde tanto el apoyo como también los ejes se pueden considerar de una cierta rigidez relativa. En el caso de los rodamientos de grandes dimensiones, el elemento de accionamiento suele estar colocado en voladizo.

Cómo consecuencia de los grandes esfuerzos tangenciales a transmitir, el eje del piñón suele estar sujeto a fenómenos de flexión. Por esta razón no es recomendable utilizar, a efectos de un dimensionado aproximado, ningún tipo de dentado en el que actúe más de un diente. Si el dentado está sometido a cargas elevadas, se deberá prever un redondeo de los cantos de la cabeza del diente en el piñón. Si los flancos de la cabeza del diente se someten a un afeitado, será necesario adicionalmente, prever un redondeo del canto de la cabeza del mismo. Los rodamientos reflejados en las tablas tienen previsto el dentado corregido con un factor de corrección $x = 0,5$ (véase DIN 3994, 3995).

Para aquellos casos en que el dentado está sometido a elevados esfuerzos sobre los flancos, ha dado buenos resultados utilizar dentados templados. Dependiendo en cada caso, del módulo y del diámetro del aro, los aros dentados se someten a un tratamiento de temple, sea en base a un proceso de temple integral rotativo o a un temple inductivo individual completo de cada diente. Ambos procedimientos, no solamente ofrecen mayores capacidades de carga en el flanco, sino simultáneamente también una mayor resistencia en el pié del diente. Por el contrario, un temple sólo en los flancos

reduce la capacidad de carga en el pié del diente. Para cualquier dentado sometido a proceso de temple, se deberá realizar el correspondiente cálculo, que considere las características especiales de cada caso. A efectos de poder comprobar las condiciones de engrane se deberán comunicar los datos correspondientes del piñón. A la hora de proceder al montaje del rodamiento de grandes dimensiones y del correspondiente piñón de accionamiento, se deberá cuidar que exista una holgura suficiente entre los flancos de los dientes. En el punto en que el dentado presente la mayor excentricidad, se marcan tres dientes con pintura verde. Gracias a ello será posible ajustar perfectamente el juego entre flancos, que deberá ser aproximadamente $0,03 \cdot$ módulo.

Después del montaje definitivo y después de que se hayan apretado todos los tornillos de fijación del rodamiento de grandes dimensiones, se deberá controlar el juego entre flancos por medio de una galga apropiada o por medio de un alambre de plomo.



Cálculo del par de rozamiento.

El proceso de determinación del par de rozamiento M_r , que a continuación se refleja, basa en datos y conocimientos teóricos y prácticos. Sobre el par de rozamiento influyen el coeficiente de rozamiento de rodadura, los propios cuerpos de rodadura, los elementos distanciadores, las juntas de estanqueidad, la distancia y distribución de la carga así como la carga propiamente dicha.

Entre otros, también influyen los siguientes elementos:

- la desviación de planitud incluyendo también el ángulo de separación de las estructuras de apoyo superior e inferior
- el relleno de grasa y el tipo de grasa utilizado
- el engrase del labio de la junta y el tensado de la junta
- la variación de la holgura del rodamiento provocada por el montaje del mismo.

Evidentemente el par de rozamiento obtenido por cálculo presenta un determinado margen de fluctuación que se puede fijar en aproximadamente un +/- 25 %

Los rodamientos no montados y libres de carga tiene un par propio de rozamiento que no está considerado en la fórmula. Esto ha de ser tenido en cuenta cuando se utiliza la fórmula.

1. Par de rozamiento de arranque M_r

Uniones giratorias de bolas

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4,4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2,2 \cdot F_r \cdot D_L \cdot 1,73) \quad [\text{kNm}]$$

Uniones giratorias de rodillos

$$M_r = \frac{\mu}{2} (4,1 \cdot M_k + F_a \cdot D_L + 2,05 \cdot F_r \cdot D_L) \quad [\text{kNm}]$$

2. Potencia de inercia P_{beh}

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

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

En ejecución especial, los rodamientos Rothe Erde se pueden suministrar con par resistente de giro reducido. Para este tipo de casos de aplicación es necesario consultarnos.

Para considerar la totalidad del par que se requiere para el accionamiento, aún se ha de determinar la potencia de aceleración de todas las masas individuales como producto obtenido de la multiplicación con los cuadrados de las distancias de sus centros de gravedad respecto al eje de giro. Igualmente se deberá tener en cuenta la posible incidencia de fuerzas de viento así como las inclinaciones de posicionamiento de los diferentes elementos constructivos.

Denominaciones utilizadas en las fórmulas:

F_a	= carga axial	[kN]
F_r	= carga radial	[kN]
M_k	= par de vuelco resultante	[kNm]
D_L	= diámetro de rodadura del rodamiento	[m]
μ	= coeficiente de rozamiento	
ω	= velocidad angular	
ω	= $\frac{\pi \cdot n}{30}$	[s ⁻¹]
n	= velocidad de giro del rodamiento de grandes dimensiones	[min ⁻¹]
η	= coeficiente de rendimiento del accionamiento	

Diferentes coeficientes de rozamiento

$\mu = 0,008$	para la serie de tipos KD 210, Tipo 13 y 21, rodamientos en ejecución normalizada
0,006	para la serie de tipos KD 210, Tipo 110
0,004	para la serie de tipos KD 320
0,006	para la serie de tipos KD 600
0,003	para la serie de tipos RD 700
0,004	para la serie de tipos RD 800
0,003	para la serie de tipos RD 900

Para rodamientos de precisión así como también para rodamientos pretensados y sin holguras se nos deberán consultar a nosotros los pares de rozamiento.

Serie KD 600

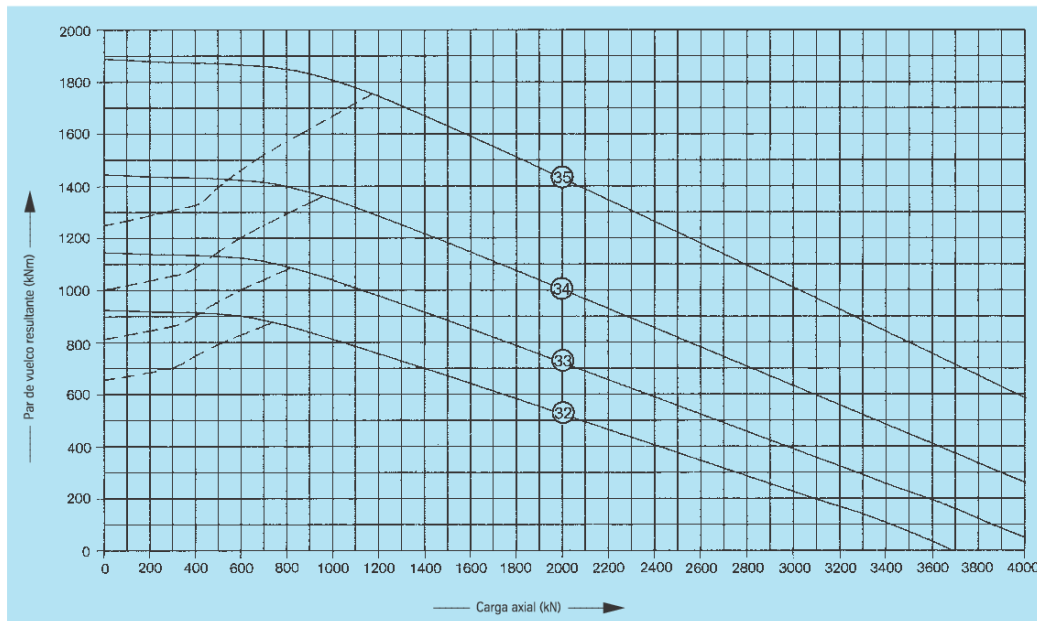


Rodamientos con dentado interior

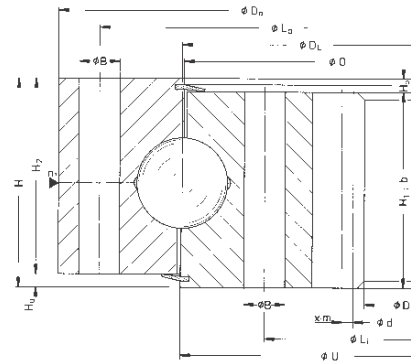
Número de plano	Peso	Diámetro exterior			Diámetro interior			Altura total			Diámetro círculo tablero exterior		Diámetro círculo tablero interior		Cantidad tableros por círculo		Diámetro del tablero		Medida del tornillo		Cantidad de engranajes		Diámetro		Altura del eje				Diámetro primitivo		Módulo		Cantidad de dientes		Corona de dientes		Ajuste cabeza de diente		Altura del diente		Fuerza tangencial admisible normal		Fuerza tangencial admisible máxima		Curvas
D_1 [mm]	[kg]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	H [mm]	L_1 [mm]	L_2 [mm]	n	B [mm]	M [mm]	n_1	O [mm]	U [mm]	H_1 [mm]	H_2 [mm]	H_3 [mm]	H_4 [mm]	d [mm]	m [mm]	z	x [mm]	k · m	b	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]	[XN]						
062.30.1120.000.11.1504 062.30.1120.001.21.1504	206	1232	960	79	1188	1052	36	22	20	6	1118	1121	70	63	16	9	970	10	97	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	32																				
062.30.1250.000.11.1504 062.30.1250.001.21.1504	231	1362	1090	79	1318	1182	40	22	20	8	1248	1251	70	63	16	9	1100	10	110	-5,0	-	70	43,95 67,63	87,90 135,26	33																				
062.30.1400.000.11.1504 062.30.1400.001.21.1504	296	1512	1224	89	1468	1332	44	22	20	11	1398	1401	80	63	26	9	1236	12	103	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	34																				
062.30.1600.000.11.1504 062.30.1600.001.21.1504	334	1712	1428	89	1668	1532	48	22	20	8	1598	1601	80	63	26	9	1440	12	120	-6,0	-	80	60,30 88,10	120,60 176,20	35																				

Corona dentada en material normalizado
Corona dentada en material bonificado

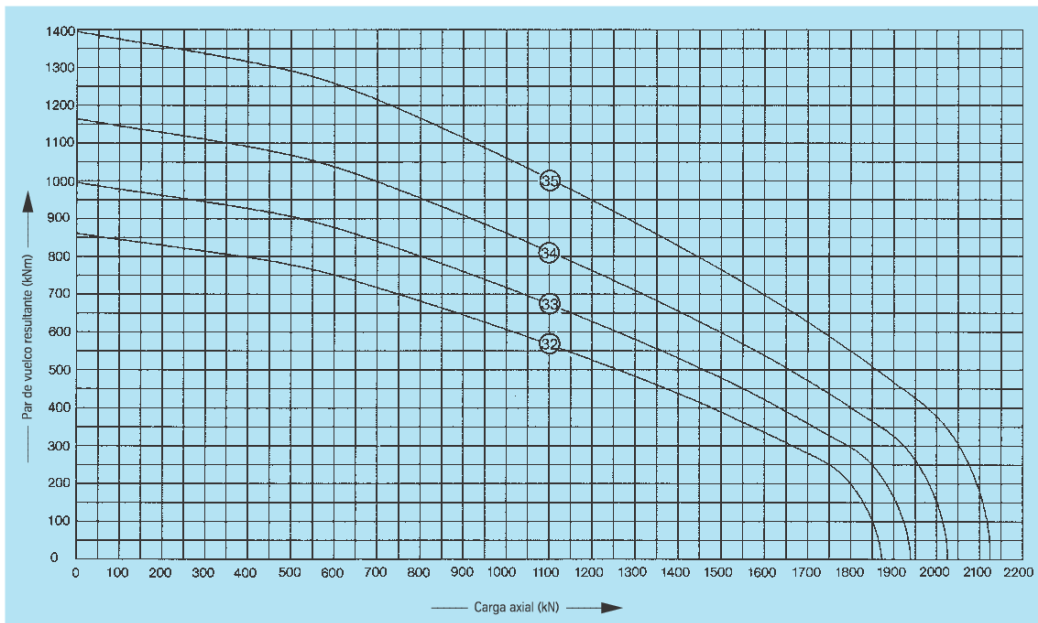
Curvas de carga límite estática ——— pista de rodadura - - - - - tornillos



Serie KD 600



Curvas de vida útil · 30 000 giros



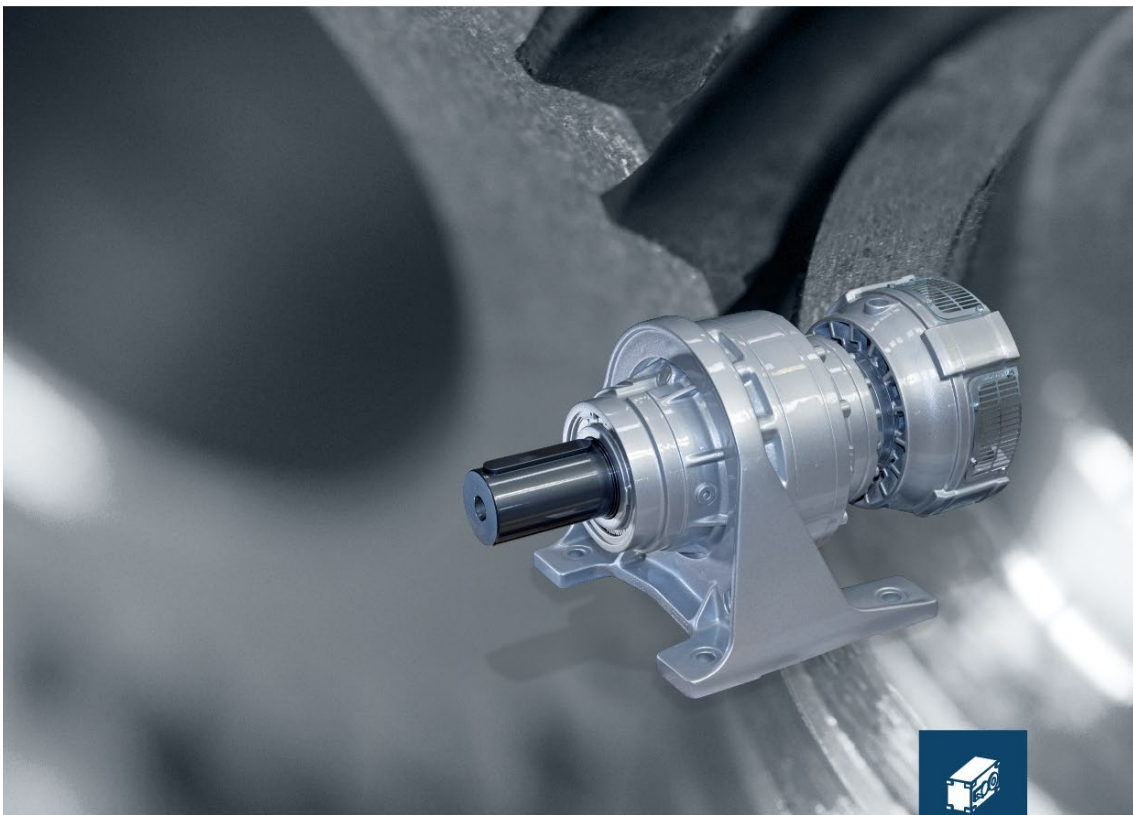
3.22 Catálogo Bonfiglioli. Reductores serie 300M

Bonfiglioli **Riduttori**

serie 300M

Reductores epicicloidales modulares

IE2-IE3



PRODUCT



 **Bonfiglioli**
Forever Forward



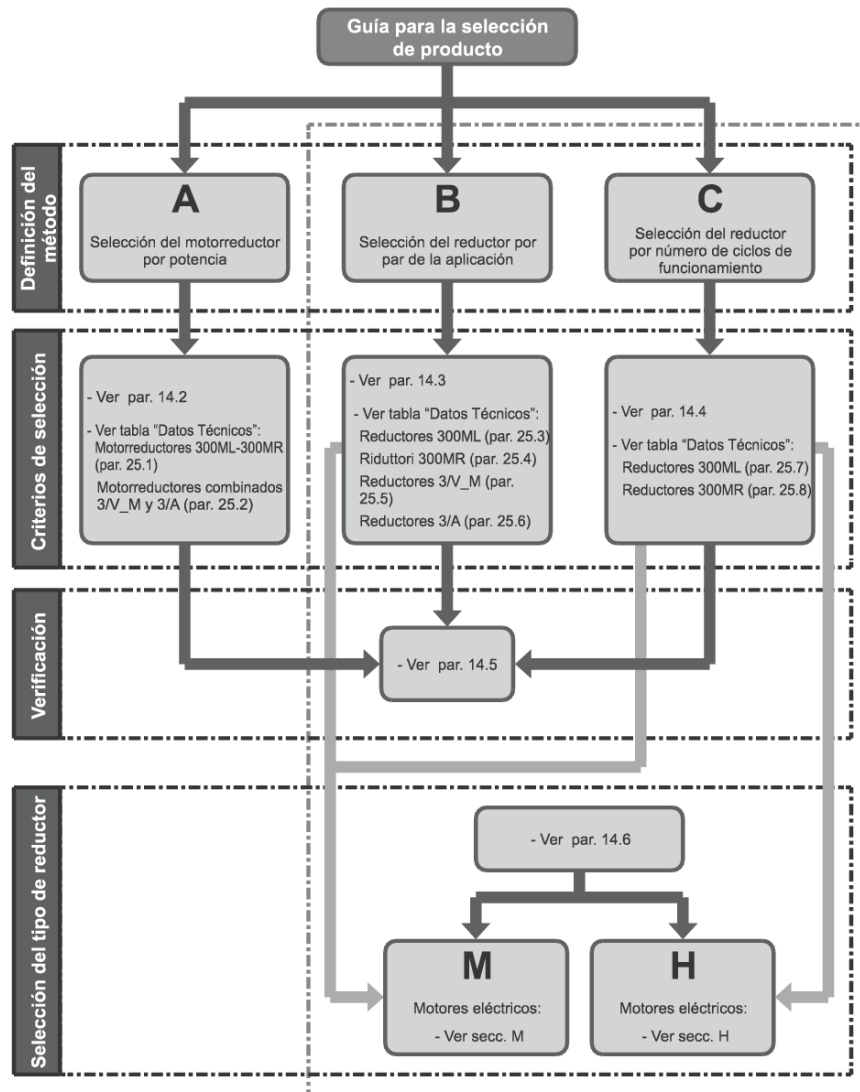
1 SIMBOLOGÍA Y UNIDADES DE MEDIDA

Símbolos	Unidades de medida	Descripción	Símbolos	Unidades de medida	Descripción
$A_{c1,2}$	[N]	Carga axial de cálculo	p	[bar]	Presión del aceite hidráulico
$A_{n1,2}$	[N]	Carga axial nominal	P_1	[kW]	Potencia máx. transmisible en la entrada del reductor
A_{r2}	[N]	Carga axial a la salida del reductor	P_1'	[kW]	Potencia máx. absorbida en la entrada del reductor
F_h	–	Factor de duración para el cálculo reductores	P_2	[kW]	Potencia transmitida a la salida del reductor
$F_{h1,2}$	–	Factor de duración para el cálculo de los rodamientos de los ejes	P_n	[kW]	Potencia nominal del motor
$f_{n1,2}$	–	Factor de velocidad para cargas sobre los ejes	P_{r1}	[kW]	Potencia solicitada en la entrada
f_L	–	Factor de duración para el cálculo reductores	P_{r2}	[kW]	Potencia en la salida con n_2 máx
f_m	–	Factor corrector de la potencia	P_{r2}'	[kW]	Potencia en la salida con n_2 mín
$f_{h1,2}$	–	Factor de corrección para cargas en los ejes	P_s	[kW]	Potencia a disipar
f_s	–	Factor de servicio	P_t	[kW]	Potencia térmica del reductor
f_s'	–	Factor de servicio requerido por la aplicación	Q	[l/min]	Caudal del aceite hidráulico
f_t	–	Factor térmico	$R_{c1,2}$	[N]	Carga radial (de cálculo)
f_v	–	Factor de velocidad	$R_{n1,2}$	[N]	Carga radial nominal en el centro del eje
h	[h]	Horas de vida	$R_{x1,2}$	[N]	Carga radial nominal del reductor recalculada respecto a distintos puntos de aplicación de la carga
i	–	Relación de reducción	t_a	[°C]	Temperatura de la habitación
K_a	–	Factor de sollicitación de carga axial	t_s	[°C]	Temperatura superficial
K_r	–	Factor de sollicitación de la carga radial	t_o	[°C]	Temperatura del aceite
l	–	Relación de intermitencia	V	[cm ³]	Cilindrada del motor hidráulico
M_2	[Nm]	Par transmitido en la salida del reductor	V_c	[cm ³]	Cilindrada del motor hidráulico (de cálculo)
M_{c2}	[Nm]	Par de cálculo en la salida del reductor	X	[mm]	Distancia de aplicación de la carga desde el resalte del eje
M_{2REF}	[Nm]	Par de referencia	η_d	–	Rendimiento dinámico
M_{n2}	[Nm]	Par nominal en la salida del reductor	Z	–	Frecuencia de arranque
M_{2max}	[Nm]	Par máximo en la salida del reductor			
M_b	[Nm]	Par nominal del freno			
$M_{r1,2}$	[Nm]	Par requerido en el reductor			
$n_{1,2}$	[min ⁻¹]	Velocidad angular			

₁ valor correspondiente al eje de entrada
₂ valor correspondiente al eje de salida



14.1 GUÍA DE SELECCIÓN DE PRODUCTO



N.B.

Los criterios de selección y los datos técnicos indicados en este catálogo no son válidos para todas las aplicaciones, como por ejemplo sistemas de elevación, donde el reductor funciona como órgano de seguridad hacia las personas y/o objetos.

En este caso la selección del reductor debe ser hecha con un criterio específico, y eventualmente en acuerdo a la normativa vigente de seguridad, por lo que es necesario contactar con el Servicio Técnico de BONFIGLIOLI.



14.3 METODO B (Selección de reductor según par de la aplicación)

En base al tipo de aplicación definir:

a) el factor de servicio requerido f_s' (ver tabla A4);

b) con el valor de par requerido en salida M_{r2} , determinar el par de cálculo;

$$M_{c2} = M_{r2} \times f_s' \quad (14)$$

c) en base a la velocidad del eje lento n_2 y a la de entrada n_1 , calcular la relación de transmisión;

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (15)$$

d) disponiendo del valor de M_{c2} e i , consultar la tabla de datos técnicos relativos a la velocidad de entrada n_1 , seleccionar una relación de transmisión más próxima a la calculada y que asegure a la misma vez la condición;

$$M_{n2} \geq M_{c2} \quad (16)$$

Si al reductor se le aplica un motor eléctrico, verificar la aplicación consultando la tabla de las predisposiciones posibles.



En caso de configuración de salida FP, ver el apartado de verificación (Cap. 14.5 - punto g).

14.4 METODO C (Selección de reductor para número de ciclos de funcionamiento)

a) Según el tipo de aplicación definir:

- Factor de servicio requerido f_s' (tabla A4)
- La duración de funcionamiento requerida h
- El tipo de accionamiento hidráulico, eléctrico u otros.

b) Con el valor del par requerido en la salida M_{r2} , determinar el par de cálculo:

$$M_{c2} = M_{r2} \times f_s' \quad (17)$$

c) Con la duración de funcionamiento requerida h y la velocidad de salida n_2 , calcular el factor de duración:

$$F_{h2} = (n_2 \times h) \quad (18)$$

d) Calcular la relación de reducción necesaria:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (19)$$



14.6 SELECCIÓN DEL MOTOR

Motor eléctrico (consultar la sección M del presente catálogo)

a) Conociendo el par M_{r2} , las revoluciones n_2 y el rendimiento dinámico η_d , deducimos la potencia de

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \times n_2}{9550 \times \eta_d} \text{ [kW]} \quad (32)$$

La tabla (A3) muestra los valores del rendimiento η_d correspondientes a las diferentes etapas de reducción de los reductores de la serie 300M.

b) Seleccionar en las tablas de datos técnicos de los motores un tamaño con una potencia nominal tal que satisfaga:

$$P_{r1} \leq P_n \quad (33)$$

Escoger preferiblemente motores de 4 o más polos.

Si no se indica lo contrario, la potencia P_n de los motores indicada en el catálogo está referida al servicio continuo S1. Para motores utilizados en condiciones distintas de S1, será necesario identificar el tipo de servicio previsto con referencia a las Normas CEI 2-3/IEC 34-1. En particular, para los servicios del S2 al S8 y tamaños de motor iguales o inferiores a 132, es posible instalar motores con una mayor potencia respecto a la prevista para el servicio continuo; por lo tanto, la condición a satisfacer será:

$$\frac{P_{r1}}{f_m} \leq P_n \quad (34)$$


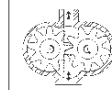

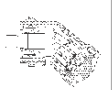

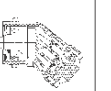
El factor de incremento de la potencia f_m puede extraerse de la tabla (A5).

Para servicios distintos de S1, con un relevante número de arranques/hora, deberá tenerse en cuenta un factor Z (que se puede determinar a través de las indicaciones del capítulo de motores) el cual define el número máximo de arranques específico para la aplicación en estudio.

Motor hidráulico (consultar la sección H del presente catálogo)

En función de la aplicación, definir el tipo de motor hidráulico seleccionándolo a partir de la tabla (A16) como primera orientación.

(A 16)

Tipo de trabajo	Ligero		Medio		Pesado	
Presión p [bar]	<175		175 - 200		200 - 450	
Tipo de motor	orbital	engranajes	de pistones radiales	de pistones axiales	paletas	de pistones axiales
						
Velocidad	media ≤ 700	alta ≤ 3000	media ≤ 500	alta ≤ 4000	baja ≤ 200	media ≤ 4000
η_{mh}	0.80	0.85	0.95	0.93	0.93	0.93
η_v	0.90	0.87	0.95	0.95	0.95	0.95

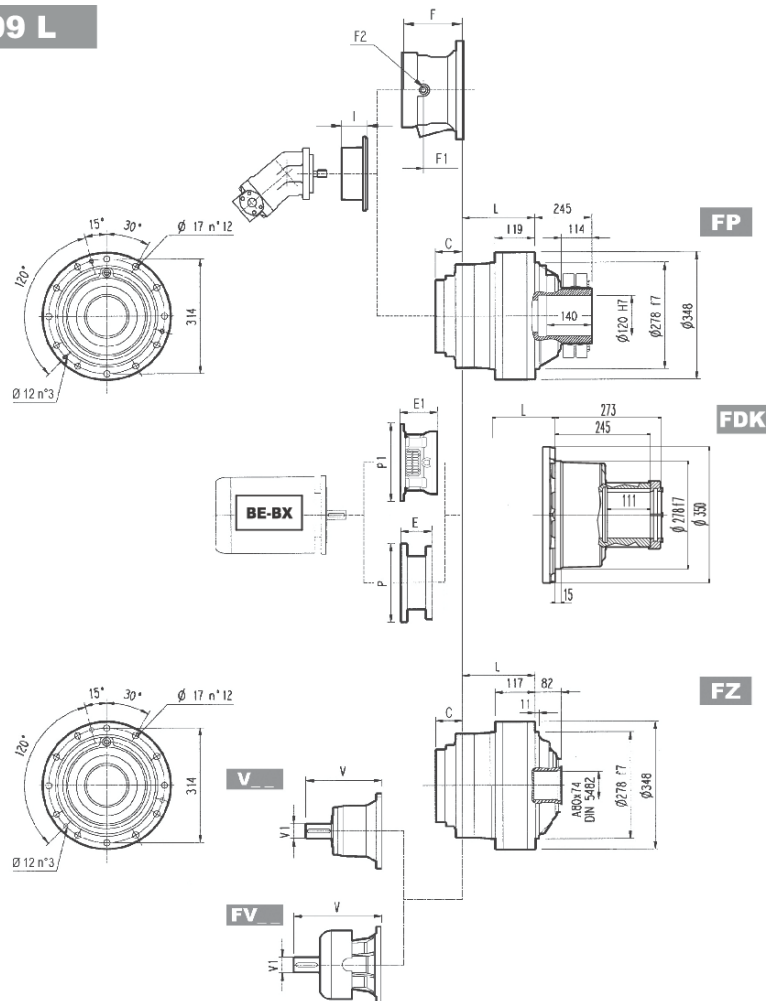


309 L							326		23240 Nm					
n ₁ min ⁻¹		i	n ₂ min ⁻¹	M _{n2} Nm	P _{n1} kW	P _t kW	P (IEC)	MC	MZ	Rn ₂ [N]			M ₂ max Nm	
								HC/PC	HZ/PZ	FZ				
1500	309L1	3.43	438	7010	150	25.0	180 ... 250	—	—	22200	28600	4740	27900	
	309L1	4.09	367	7220	150	25.0	180 ... 250	—	—	23400	30100	5030	29000	
	309L1	5.25	286	7600	150	25.0	180 ... 250	—	—	25200	32500	5470	29000	
	309L1	6.23	241	7900	150	25.0	180 ... 250	—	—	26600	34200	5790	29000	
309L2	309L2	12.3	122	7890	60	18.0	132 ... 200	—	—	32600	42000	7270	27900	
	309L2	14.7	102	9410	60	18.0	132 ... 200	—	—	34400	44300	7710	29000	
	309L2	17.4	86	9730	60	18.0	132 ... 200	—	—	36100	46500	8150	29000	
	309L2	21.8	69	10100	60	18.0	132 ... 200	—	—	38700	49800	8790	29000	
	309L2	25.4	59	10500	60	18.0	132 ... 200	—	—	40500	52100	9240	29000	
	309L2	28.0	54	12500	60	18.0	132 ... 200	—	—	41700	53700	9550	29000	
	309L2	32.6	46	13000	60	18.0	132 ... 200	—	—	43600	56200	10000	29000	
	309L2	38.6	39	12500	54	18.0	132 ... 200	—	—	45900	59100	10600	29000	
	309L2	46.7	32	12500	45	18.0	132 ... 200	—	—	48600	62600	11300	29000	
	309L3	51.3	29.3	13400	30	11.0	71 ... 160	—	—	50000	64300	11700	29000	
	309L3	60.5	24.8	14100	30	11.0	71 ... 160	—	—	52500	67600	12300	29000	
	309L3	74.1	20.2	15000	30	11.0	71 ... 160	—	—	55800	71900	13200	29000	
309L3	80.6	18.6	14800	30	11.0	71 ... 160	—	—	57300	73700	13600	29000		
309L3	93.0	16.1	15100	27.9	11.0	71 ... 160	—	—	59800	76900	14200	29000		
309L3	100	15.0	16500	28.3	11.0	71 ... 160	—	—	61200	78700	14600	29000		
309L3	113	13.2	15500	23.6	11.0	71 ... 160	—	—	63400	81600	15200	29000		
309L3	126	11.9	16400	22.4	11.0	71 ... 160	—	—	65500	84200	15800	29000		
309L3	139	10.8	16000	19.9	11.0	71 ... 160	—	—	67400	86800	16300	29000		
309L3	162	9.3	16300	17.3	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	17100	29000		
309L3	183	8.2	14300	13.5	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	17800	29000		
309L3	202	7.4	16500	14.1	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	18400	29000		
309L3	223	6.7	13000	10.0	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	19100	29000		
309L3	239	6.3	13000	9.4	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	19500	29000		
309L3	284	5.3	15700	9.6	11.0	71 ... 160	—	—	69000	88800	20700	29000		
309L3	336	4.5	13200	6.8	11.0	71 ... 160	—	—	70100	90300	21900	29000		
309L4	349	4.3	21300	10.8	7.5	71 ... 160	—	—	70500	90700	22100	29000		
309L4	406	3.7	17800	7.8	7.5	71 ... 160	—	—	72000	92700	23300	29000		
309L4	465	3.2	18300	7.0	7.5	71 ... 160	—	—	73500	94500	24400	29000		
309L4	509	2.9	14300	5.0	7.5	71 ... 160	—	—	74400	95800	25100	29000		
309L4	579	2.6	21300	6.5	7.5	71 ... 160	—	—	75800	97500	26200	29000		
309L4	654	2.3	18100	4.9	7.5	71 ... 160	—	—	77100	99200	27300	29000		
309L4	722	2.1	21300	5.2	7.5	71 ... 160	—	—	78200	100700	28200	29000		
309L4	801	1.9	18200	4.0	7.5	71 ... 160	—	—	79400	102200	29200	29000		
309L4	906	1.7	17900	3.5	7.5	71 ... 160	—	—	80800	104000	30400	29000		
309L4	999	1.5	18200	3.2	7.5	71 ... 160	—	—	81900	105500	31400	29000		
309L4	1149	1.3	16200	2.5	7.5	71 ... 160	—	—	83600	107600	32900	29000		
309L4	1286	1.2	16500	2.3	7.5	71 ... 160	—	—	84900	109300	34200	29000		
309L4	1380	1.1	16700	2.2	7.5	71 ... 160	—	—	85800	110400	35000	29000		
309L4	1605	0.93	17000	1.9	7.5	71 ... 160	—	—	87700	112800	36000	29000		
309L4	1723	0.87	17000	1.8	7.5	71 ... 160	—	—	88600	114000	36000	29000		
309L4	2003	0.75	17000	1.5	7.5	71 ... 160	—	—	90500	116500	36000	29000		
309L4	2423	0.62	17000	1.2	7.5	71 ... 160	—	—	93000	119700	36000	29000		
1000	309L1	3.43	292	7920	150	30	180 ... 250	—	—	25100	32300	5430	27900	
	309L1	4.09	244	8150	150	30	180 ... 250	—	—	26400	34000	5760	29000	
	309L1	5.25	190	8580	150	30	180 ... 250	—	—	28500	36700	6260	29000	
	309L1	6.23	160	8920	150	30	180 ... 250	—	—	30000	38600	6620	29000	
309L2	309L2	12.3	81	8900	60	21.6	132 ... 200	—	—	36800	47400	8320	27900	
	309L2	14.7	68	10600	60	21.6	132 ... 200	—	—	38800	50000	8820	29000	
	309L2	17.4	58	11000	60	21.6	132 ... 200	—	—	40800	52500	9330	29000	
	309L2	21.8	46	11400	58	21.6	132 ... 200	—	—	43700	56200	10100	29000	
	309L2	25.4	39	11500	50	21.6	132 ... 200	—	—	45700	58800	10600	29000	
	309L2	28.0	36	13500	53	21.6	132 ... 200	—	—	47100	60600	10900	29000	
	309L2	32.6	31	13800	47	21.6	132 ... 200	—	—	49300	63400	11500	29000	
	309L2	38.6	25.9	12600	36	21.6	132 ... 200	—	—	51900	66800	12200	29000	
	309L2	46.7	21.4	12700	30	21.6	132 ... 200	—	—	54900	70700	13000	29000	

B



309 L

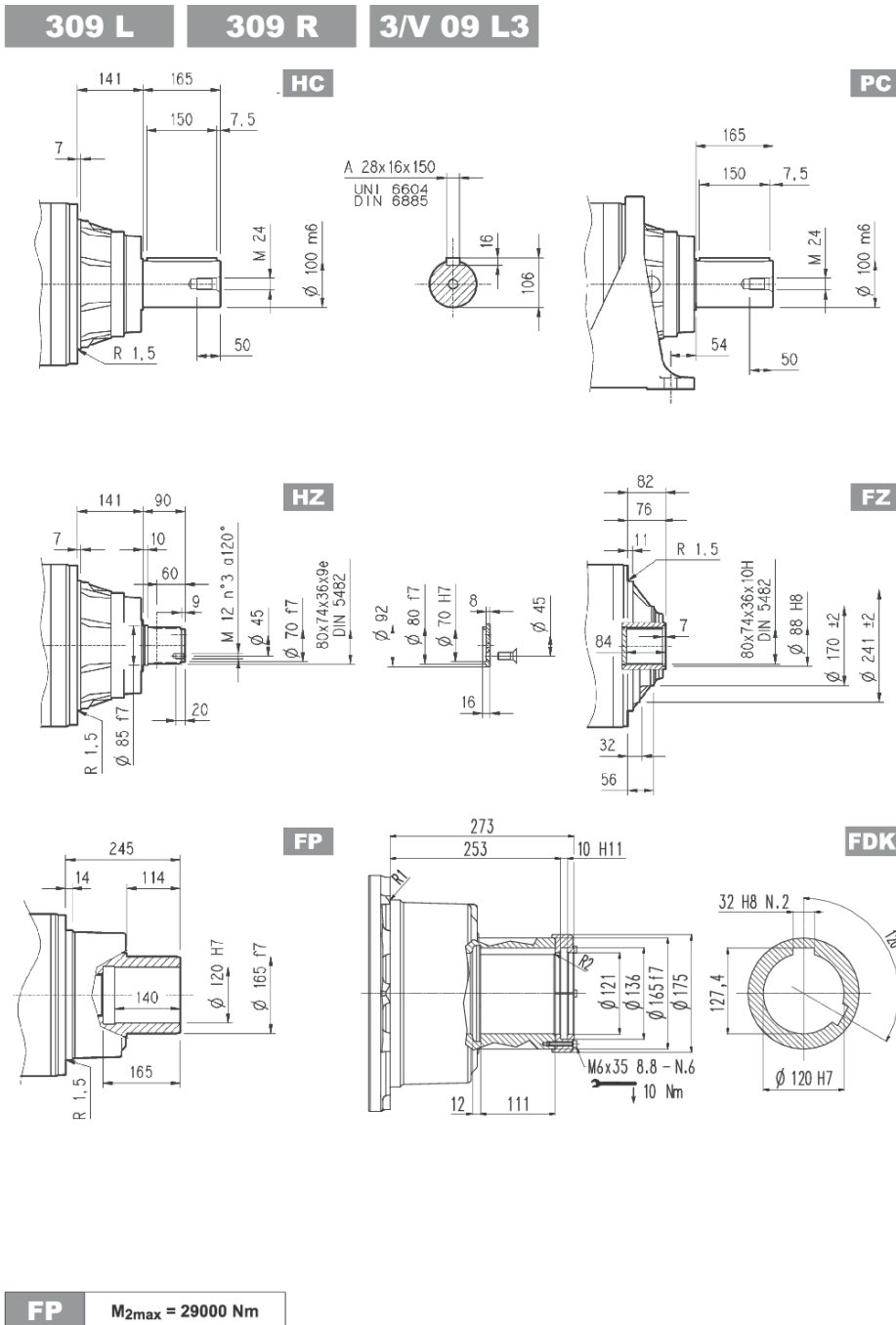


	PF 160		PF 180		PF 200		PF 225		PF 250	
	E1	P1	E1	P1	E1	P1	E1	P1	E1	P1
309 L1*	—	—	—	—	197	530	227	530	227	550
309 L2	165	400	165	400	195	400	195	450	—	—
309 L3	165	400	165	400	—	—	—	—	—	—
309 L4	165	400	165	400	—	—	—	—	—	—

FP $M_{2max} = 29000 \text{ Nm}$

(*) Para versiones PC-PZ contactar el Servicio Técnico Bonfiglioli
NOTA: Para la ejecución R contactar el Servicio Técnico Bonfiglioli





	P71		P80		P90		P100		P112		P132		P160		P180		P200		P225		P250	
	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P
309 L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	195	350	186	400	216	450	216	550
309 L2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	114	300	144	350	144	350	174	400	—	—	—	—	—
309 L3	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—	—	—	—	—
309 L4	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—	—	—	—	—





BX-MX

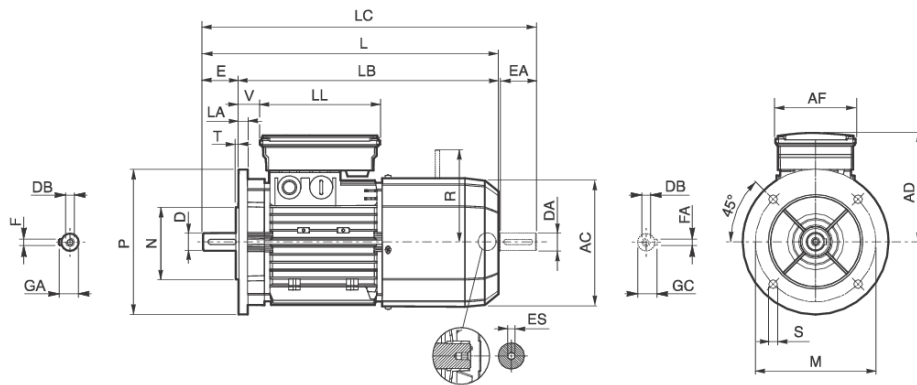
M14 DATOS TÉCNICOS DE LOS MOTORES BX-MX

4 P	1500 min ⁻¹ - S1																			
	freno c.a.																			
	freno c.c.							freno c.a.												
P _n kW		n min ⁻¹	M _n Nm	I _n 400V A	η%	cos φ	$\frac{I_s}{I_n}$	$\frac{M_s}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	M _n code	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 	Mod	M _b Nm	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 	Mod	M _b Nm	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM B5 
0.75	BX 80B 4	1425	5.0	1.61	82.5	0.81	6.5	2.0	1.8	J	35	16	FD 04	15	37	19.9	FA 04	15	37	19.8
1.1	BX 90S 4	1425	7.4	2.44	84.1	0.77	6.9	3.4	2.2	J	27	16	FD 14	15	29	20.2	FA 14	15	29	20.1
1.5	BX 90LA 4	1420	10.1	3.3	85.3	0.78	6.3	3.1	1.9	J	31	17	FD 05	26	35	23	FA 05	26	35	23.7
2.2	BX 100LA 4	1445	14.5	5.1	86.7	0.72	7.2	3.6	2.4	K	58	24	FD 15	40	62	31	FA 15	40	62	31
3	BX 100LB 4	1445	19.8	6.7	87.7	0.74	7.6	3.9	2.6	K	73	29	FD 15	40	77	36	FA 15	40	77	36
4	BX 112M 4	1445	26	8.1	88.6	0.8	8.1	3.8	2.5	J	130	38	FD 06S	60	139	48	FA 06S	60	139	50
5.5	BX 132SB 4	1460	36	10.6	89.6	0.83	8.2	3.6	2.3	J	310	57	FD 56	75	320	70	FA 06	75	320	71
7.5	BX 132MA 4	1460	49	15.0	90.4	0.80	8.4	3.8	2.5	K	360	67	FD 06	100	370	80	FA 07	100	370	85
9.2	BX 160MA 4	1465	60	17.8	91.0	0.82	7.9	3.6	2.1	J	650	95	FD 08	170	725	125	FA 08	170	725	124
11	BX 160MB 4	1465	72	20.5	91.4	0.84	7.8	3.4	1.9	J	780	110	FD 08	170	855	140	FA 08	170	855	139
15	BX 160L 4	1465	98	28.1	92.1	0.82	9.0	4.1	2.3	K	890	121	FD 08	200	965	151	FA 08	200	965	150
18.5	BX 180M 4	1480	119	32.9	92.6	0.85	11.3	2.6	2.3	M	1560	155	FD 09	300	1760	195				
22	BX 180L 4	1475	142	38.2	93.0	0.88	10.2	2.5	2.0	L	1660	163	FD 09	300	1860	203				



BX_FA/FD ; IM B5

BX-MX



	Eje					Brida					Motor											
	D DA	E EA	DB	GA GC	F FA	M	N	P	S	T	LA	AC	L	LB	LC	AD	AF	LL	V	R FD	FA ⁽²⁾	ES ⁽²⁾
BX 80 B	19 14 ⁽¹⁾	40 30 ⁽¹⁾	M6 M5 ⁽¹⁾	21.5 16 ⁽¹⁾	6 5 ⁽¹⁾							156	392	352	423	143	98	133	25			5
BX 90 S	24 19 ⁽¹⁾	50 40 ⁽¹⁾	M8 M6 ⁽¹⁾	27 21.5 ⁽¹⁾	8 6 ⁽¹⁾	165	130	200	11.5	3.5	11.5									129	134	
BX 90 LA												176	410	360	452	146			32			
BX 100 LA												14	195	502	442	554	155	110	165	160	160	
BX 100 LB	28 24 ⁽¹⁾	60 50 ⁽¹⁾	M10 M8 ⁽¹⁾	31 27 ⁽¹⁾	8 8 ⁽¹⁾	215	180	250											37			6
BX 112 M									14	4		15	219	527	467	579	170			39	199	198
BX 132 SB	38 28 ⁽¹⁾	80 60 ⁽¹⁾	M12 M10 ⁽¹⁾	41 31 ⁽¹⁾	10 8 ⁽¹⁾	265	230	300				16	258	603	523	667	210	140	188	46	200	
BX 132 MA														627	547	690				204	226	
BX 160 MA														736	626	820						
BX 160 MB	42 38 ⁽¹⁾	110 80 ⁽¹⁾	M16 M12 ⁽¹⁾	45 41 ⁽¹⁾	12 10 ⁽¹⁾							15	310				245			51	266	247
BX 160 L						300	250	350	18.5	5				780	670	864		187	187			
BX 180 M	48 42 ⁽¹⁾	110 110 ⁽¹⁾	M16 M16 ⁽¹⁾	51.5 45 ⁽¹⁾	14 12 ⁽¹⁾							18	348	866	756	981	261			52	305	—
BX 180 L																						

N.B.:

- 1) Estas dimensiones están referidas a la segunda extremidad del eje (PS).
- 2) El taladro hexagonal ES no está presente en la opción PS.

3.23. Catálogo Esco. Acoplamiento flexible

escogear
FLEXIBLE GEAR COUPLINGS

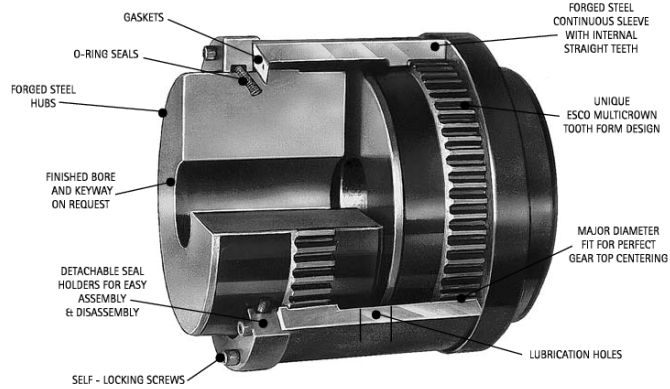


SERIES C and C... M

The most compact solution

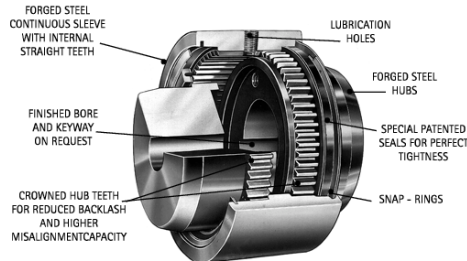
Maximum torque: up to 174 000 Nm
Bores: up to 290 mm

COMPACT
SIMPLE AND ROBUST
EASY TO ASSEMBLE



Maximum torque: up to 8 500 Nm
Bores: up to 110 mm

COMPACT
SIMPLE AND ROBUST
ONLY 7 PARTS:
*Two snap rings
Two hubs and one sleeve
Two seals*

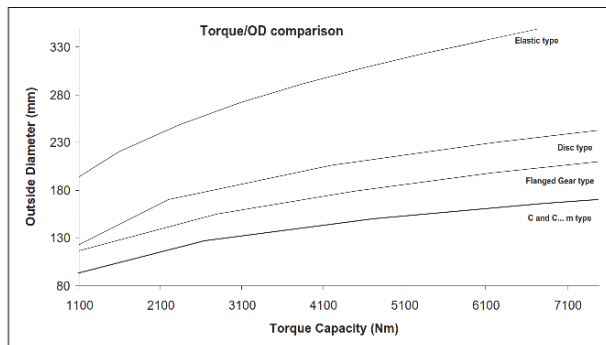


Most compact solution

Thanks to the high torque capacity and the continuous sleeve design, the escogear C and C... M couplings are the most compact answer to any transmission applications. In comparison to other types of couplings and for a given torque they have a substantially lower weight and reduced outside diameter:

- <-> Flanged Gear type : 17% smaller O.D.
- <-> Disc type : 30% smaller O.D.
- <-> Elastic type : 52% smaller O.D.

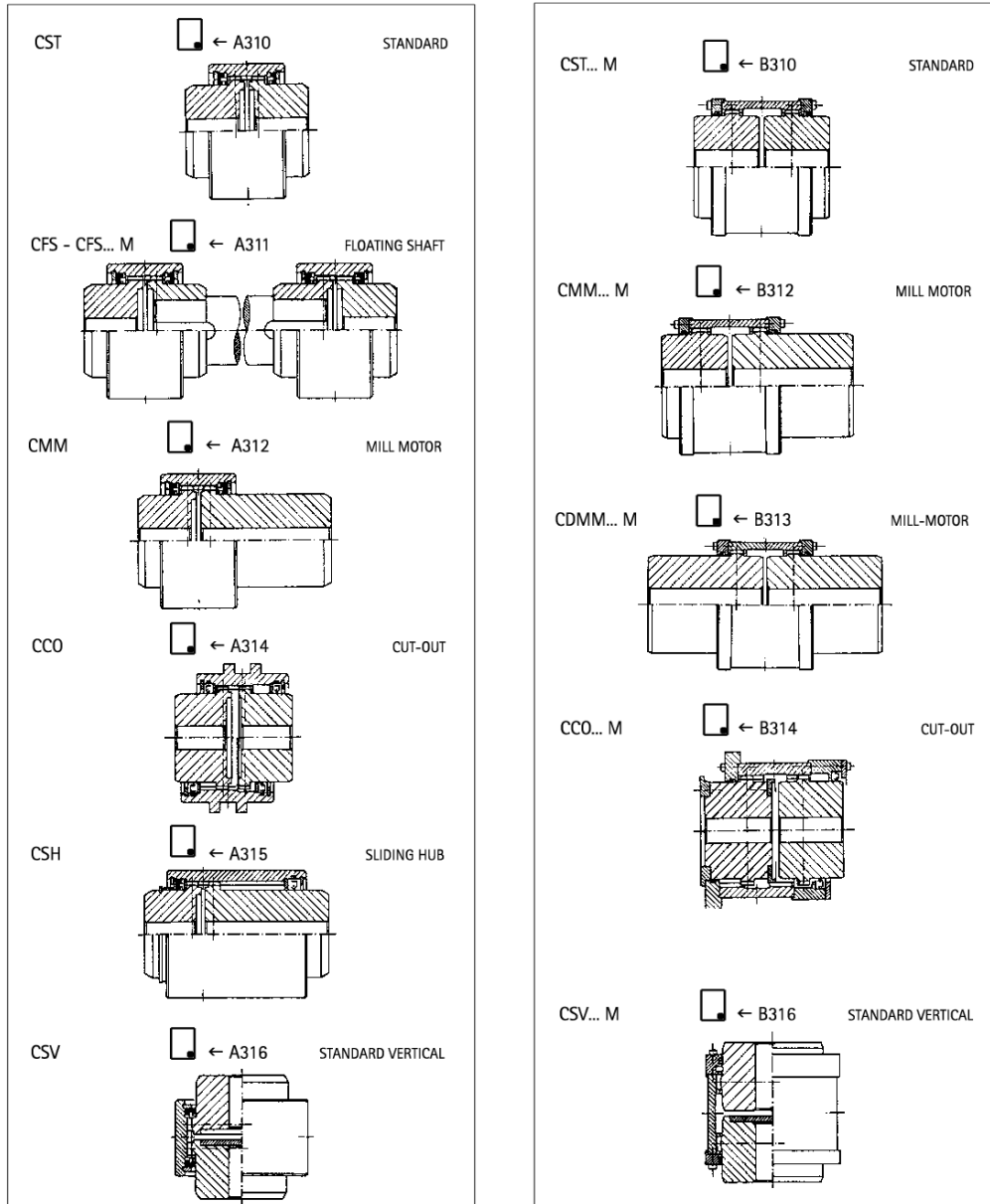
This compactness makes the escogear C series ideal for use in applications where space is limited and weight important



escogear
SERIES C



AVAILABILITIES



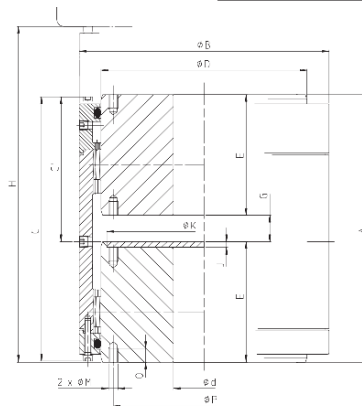
A301 E

4

Printed in Belgium 01/2001

escogear

CSV...M 110M ⇨ 275M



		Type CSV ... M								
		110	130	155	175	195	215	240	275	
	d Ø nominal max.	mm	110	130	155	175	195	215	240	275
	d Ø min.	mm	0	55	65	80	90	100	120	150
	* d Ø max.	mm	112	132	158	175	198	217	244	290
	Tn	Nm	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000
	Tp		32000	44000	64000	90000	124000	168000	230000	348000
	3.1	tr/min omw/min	3350	3100	2800	2700	2550	2450	2300	2150
	3.2	rpm min ⁻¹	4700	4350	4000	3800	3600	3450	3300	3050
		degré graad degree Grad	2 x 0,75	2 x 0,75	2 x 0,75	2 x 0,75	2 x 0,75	2 x 0,5	2 x 0,5	
		mm	0,7	0,9	1	1,1	1,2	0,9	1	1,1
	J (WIP ²)	kgm ²	0,159	0,340	0,735	1,25	2,19	3,49	5,33	10,90
		kg	35	51	81	111	153	207	262	398
		dm ³	0,45	0,67	1,01	1,32	1,95	2,53	3,06	4,37
mm ±	A	mm	199	233	264	299	332	389	426	483
	B	mm	186	216	254	282	317	346	376	436
	C	mm	196	228	249	276	298	341	368	408
	C'	mm	109	125	135,5	149	160	181,5	195	216,5
	D	mm	151	178	213	235	263	286	316	372
	E	mm	90	105	120	135	150	175	190	220
	G 9	mm	19	23	24	29	32	39	46	43
	H 10	mm	349	408	455	508	556	642	697	786
	J	mm	5	6	6	6	6	6	6	6
	K	mm	140	165	195	224	250	274	302	356
	M	mm				M12	M16	M16	M16	M20
	P	mm				205	226	250	276	330
Q	mm				18	24	24	24	30	

* Consult us

B316 E

18

Dimensions in mm without engagement – Printed in Belgium 01/2001

3.24. Catálogo SKF. Rodamiento



Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida útil

Tabla 9

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas

Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000



Tabla 10

Valores orientativos de vida útil especificada de los rodamientos y unidades de cajas de grasa para vehículos ferroviarios

Tipo de vehículo	Vida útil especificada Millones de kilómetros
Vagones de carga según la especificación UIC basada en una carga máxima constante sobre el eje	0,8
Vehículos de transporte público: ferrocarril suburbano, vagones de tren subterráneo, vehículos de ferrocarril ligero y tranvías	1,5
Vagones de pasajeros de línea principal	3
Unidades múltiples diésel y eléctricas para línea principal	3 ... 4
Locomotoras diésel y eléctricas para línea principal	3 ... 5

Selección del tamaño del rodamiento

Cargas dinámicas del rodamiento

Cálculo de cargas dinámicas del rodamiento

Las cargas que actúan sobre un rodamiento se pueden calcular de acuerdo con las leyes de la mecánica siempre que se conozcan o se puedan determinar las fuerzas externas, como las fuerzas producidas por la transmisión de potencia, las fuerzas de trabajo o las fuerzas de inercia. Cuando se calculan los componentes de carga para un rodamiento individual, el eje se considera como una viga que descansa sobre soportes rígidos y no sometidos a momentos, a efecto de simplificar los cálculos. Tampoco se tienen en cuenta las deformaciones elásticas en el rodamiento, el soporte o el bastidor de la máquina, ni los momentos producidos en el rodamiento como resultado de la flexión del eje.

Estas simplificaciones son necesarias cuando se realizan los cálculos de una disposición de rodamientos sin un programa informático. Los métodos estandarizados empleados para el cálculo de las capacidades de carga básica y las cargas equivalentes se basan en suposiciones similares.

Las cargas que actúan sobre un rodamiento se pueden calcular en base a la teoría de la elasticidad sin las suposiciones mencionadas anteriormente, pero esto requeriría el uso de complicados programas informáticos. En estos programas, los rodamientos, el eje y el soporte se consideran como componentes resilientes de un sistema.

Si las fuerzas y las cargas externas, como las fuerzas de inercia o las cargas debido al peso de un eje y sus componentes no se conocen, se pueden calcular. Sin embargo, cuando se determinan las fuerzas de trabajo y las cargas, p. ej., las fuerzas de laminación, los momentos o pares de fuerza, las cargas de desbalance y las cargas de choque, es posible que se deba confiar en las estimaciones basadas en la experiencia obtenida con máquinas o disposiciones de rodamientos similares.

Transmisiones por engranajes

En el caso de las transmisiones por engranajes, las fuerzas teóricas que actúan sobre los dientes se pueden calcular mediante la potencia transmitida y las características del diseño de los

dientes del engranaje. No obstante, existen fuerzas dinámicas adicionales producidas por el engranaje o el eje de entrada o salida. Las fuerzas dinámicas adicionales de los engranajes pueden ocurrir debido a errores de forma de los dientes y al desbalance de los elementos de rotación. Debido a las exigencias de un funcionamiento silencioso, los engranajes se fabrican según normas de precisión muy estrictas, por ello, estas fuerzas adicionales son, en general, muy pequeñas y no se consideran dentro de los cálculos correspondientes a los rodamientos.

Las fuerzas adicionales originadas por el tipo y modo de funcionamiento de las máquinas acopladas a la transmisión solo se pueden determinar cuando se conocen las condiciones de funcionamiento. Su influencia en la vida nominal de los rodamientos se considera utilizando un factor de "funcionamiento" que tiene en cuenta las cargas de choque y la eficacia de los engranajes. Normalmente, los valores de este factor para las diferentes condiciones de funcionamiento se pueden encontrar en la información publicada por el fabricante del engranaje.

Transmisiones por correa

Cuando se calculan las cargas del rodamiento para aplicaciones de transmisión por correa, se debe tener en cuenta la "tracción de la correa". La tracción de la correa, que es una carga circunferencial, depende de la cantidad de par que se está transmitiendo. La tracción de la correa se deberá multiplicar por un factor cuyo valor depende del tipo de correa, de su tensión y de las fuerzas dinámicas adicionales. Los valores de este factor normalmente son publicados por los fabricantes de correas. No obstante, si no hubiese información disponible, se pueden aplicar los siguientes valores para:

- correas dentadas = 1,1 a 1,3
- correas en V = 1,2 a 2,5
- correas planas = 1,5 a 4,5

Los valores más altos se aplican cuando la distancia entre los ejes es corta, para correas bajo cargas de choque o elevadas, o cuando la tensión de la correa es elevada.

Cargas dinámicas del rodamiento

Carga dinámica equivalente del rodamiento

La información anterior puede utilizarse para calcular la carga del rodamiento F . Cuando la carga del rodamiento cumple con los requisitos de capacidad de carga dinámica básica C , es decir, si la carga es constante en magnitud y sentido, y actúa radialmente sobre un rodamiento radial o axialmente y centrada sobre un rodamiento axial, entonces $P = F$ y la carga se puede incluir directamente en las ecuaciones de vida.

En todos los demás casos, primero es necesario calcular la carga dinámica equivalente del rodamiento. La carga dinámica equivalente del rodamiento se define como una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que actúa radialmente sobre los rodamientos radiales o axialmente y centrada sobre los rodamientos axiales que, al ser aplicada, tendría la misma influencia en la vida útil del rodamiento que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento (→ **fig. 2**).

Los rodamientos radiales con frecuencia están sometidos a cargas radiales y axiales simultáneamente. Si la carga resultante es constante en magnitud y dirección, la carga dinámica equivalente P del rodamiento se puede calcular con la siguiente ecuación general:

$$P = X F_r + Y F_a$$

donde

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]

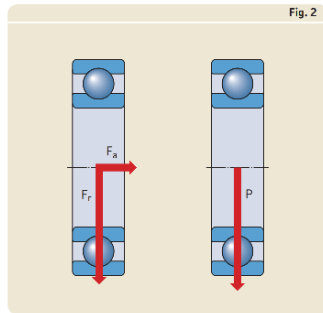


Fig. 2

SKF

F_r = carga radial real del rodamiento [kN]
 F_a = carga axial real del rodamiento [kN]
 X = factor de carga radial del rodamiento
 Y = factor de carga axial del rodamiento

En el caso de los rodamientos radiales de una hilera, una carga axial adicional solo afecta la carga dinámica equivalente P del rodamiento si la relación F_a/F_r excede un determinado factor límite e . Para los rodamientos de dos hileras, incluso las pequeñas cargas axiales influyen de un modo significativo.

Esta misma ecuación general también se puede aplicar a los rodamientos axiales de rodillos a rótula, capaces de soportar cargas tanto axiales como radiales. Otros rodamientos axiales, como los rodamientos axiales de bolas, los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y de agujas, pueden soportar cargas axiales puras únicamente. Para estos rodamientos, siempre que la carga esté centrada, la ecuación puede simplificarse de la siguiente manera:

$$P = F_a$$

La información y los datos requeridos para calcular la carga dinámica equivalente del rodamiento se ofrecen en el capítulo del producto correspondiente.

Carga fluctuante del rodamiento

En muchos casos, la magnitud de la carga fluctúa. La fórmula para calcular las cargas fluctuantes se puede obtener en *Cálculo de la vida útil con condiciones de funcionamiento variables* (→ **página 81**).

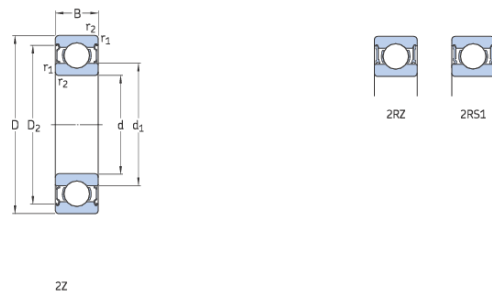
Carga media dentro de un intervalo de trabajo

Dentro de cada intervalo de carga, las condiciones de funcionamiento pueden variar ligeramente respecto del valor nominal. Si se asume que las condiciones de funcionamiento, como la velocidad y el sentido de la carga, son bastante constantes y que la magnitud de la carga varía constantemente entre un valor mínimo F_{\min} y un valor máximo F_{\max} (→ **diagrama 13, página 86**), se puede obtener la carga media a partir de lo siguiente:

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 F_{\max}}{3}$$

B

1.2 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados
d 95 – 110 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_0	Velocidades nominales		Masa	Designaciones		
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado	
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	-			
95	120	13	19,9	22,8	0,93	11 000	5 300	0,3	61819-2RZ	=	
	120	13	19,9	22,8	0,93	=	3 000	0,3	61819-2RS1	=	
	130	18	33,8	33,5	1,34	=	3 000	0,65	61919-2RS1	=	
	145	24	63,7	54	2,08	9 500	4 800	1,25	6019-2Z	* 6019-Z	
	145	24	63,7	54	2,08	=	2 800	1,25	6019-2RS1	* 6019-RS1	
	170	32	114	81,5	3	8 000	4 000	2,75	* 6219-2Z	* 6219-Z	
	170	32	114	81,5	3	=	2 400	2,75	* 6219-2RS1	* 6219-RS1	
	200	45	159	118	4,15	7 000	3 600	5,85	* 6319-2Z	* 6319-Z	
	200	45	159	118	4,15	=	2 200	5,85	* 6319-2RS1	* 6319-RS1	
	100	125	13	17,8	18,3	0,95	10 000	5 300	0,31	61820-2RZ	=
125		13	17,8	18,3	0,95	=	3 000	0,31	61820-2RS1	=	
150		24	63,7	54	2,04	9 500	4 500	1,35	* 6020-2Z	* 6020-Z	
150		24	63,7	54	2,04	=	2 600	1,3	* 6020-2RS1	* 6020-RS1	
180		34	127	93	3,35	7 500	3 800	3,3	* 6220-2Z	* 6220-Z	
180		34	127	93	3,35	=	2 400	3,3	* 6220-2RS1	* 6220-RS1	
215		47	174	140	4,75	6 700	3 400	7,3	6320-2Z	6320-Z	
215		47	174	140	4,75	=	2 000	7,1	6320-2RS1	6320-RS1	
105		130	13	20,8	19,6	1	10 000	5 000	0,32	61821-2RZ	=
		130	13	20,8	19,6	1	=	2 800	0,32	61821-2RS1	=
	160	26	76,1	65,5	2,4	8 500	4 300	1,65	* 6021-2Z	* 6021-Z	
	160	26	76,1	65,5	2,4	=	2 400	1,65	* 6021-2RS1	* 6021-RS1	
	190	36	140	104	3,65	7 000	3 600	3,9	* 6221-2Z	* 6221-Z	
	190	36	140	104	3,65	=	2 200	3,95	* 6221-2RS1	* 6221-RS1	
	225	49	182	153	5,1	6 300	3 200	8,25	6321-2Z	6321-Z	
	110	140	16	28,1	26	1,25	9 500	4 500	0,6	61822-2RZ	=
		140	16	28,1	26	1,25	=	2 600	0,6	61822-2RS1	=
		170	28	85,2	73,5	2,4	8 000	4 000	2,05	* 6022-2Z	* 6022-Z
170		28	85,2	73,5	2,4	=	2 400	2,05	* 6022-2RS1	* 6022-RS1	
200		38	151	118	4	6 700	3 400	4,5	* 6222-2Z	* 6222-Z	
200		38	151	118	4	=	2 000	4,5	* 6222-2RS1	* 6222-RS1	
240		50	203	180	5,7	6 000	3 000	9,7	6322-2Z	6322-Z	
240		50	203	180	5,7	=	1 800	9,7	6322-2RS1	6322-RS1	

¹⁾ Para rodamientos con una sola placa de protección o un sello no rozante (Z, RZ), corresponden las velocidades límite de los rodamientos abiertos.
* Rodamiento SKF Explorer



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

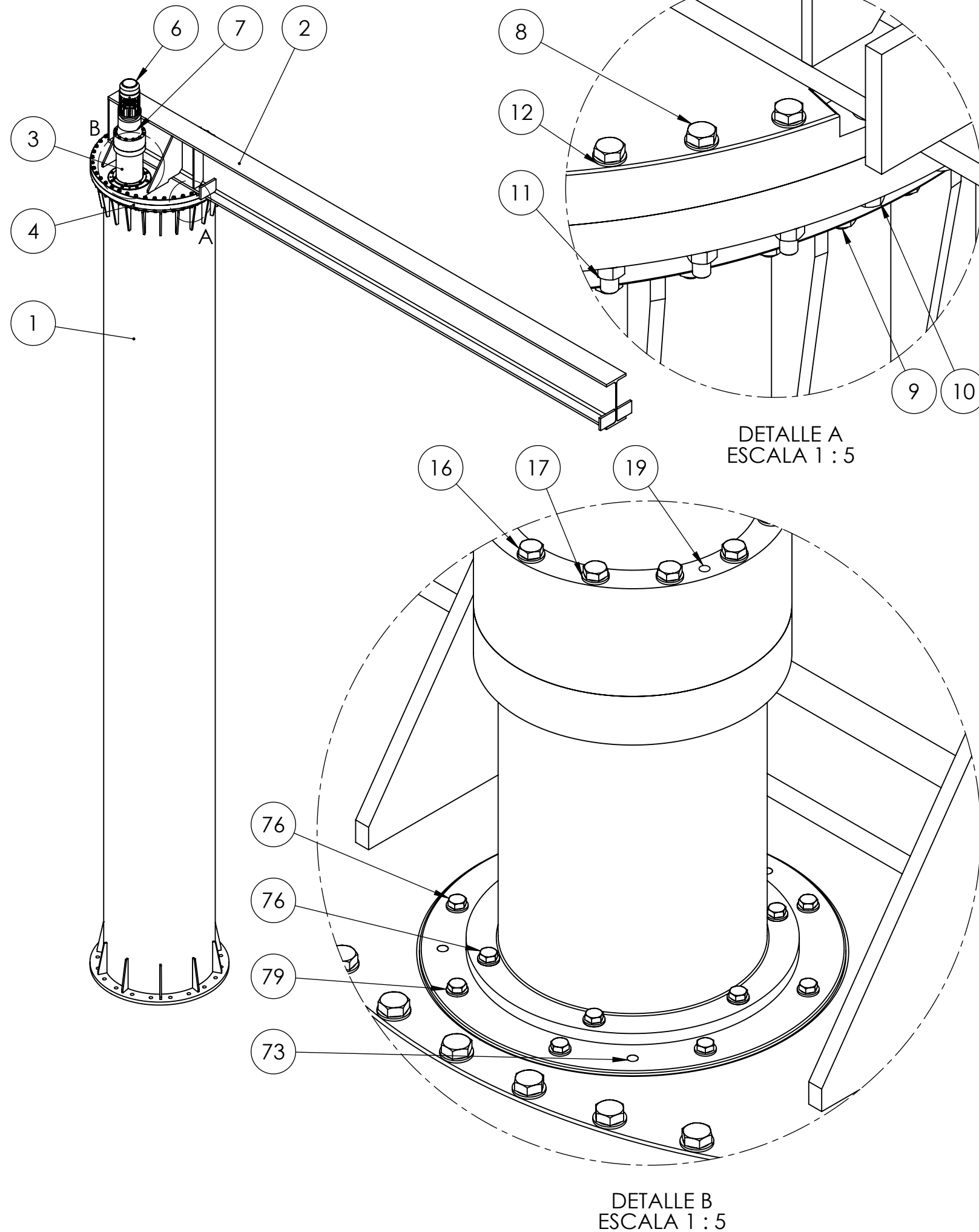
Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

PLANOS

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

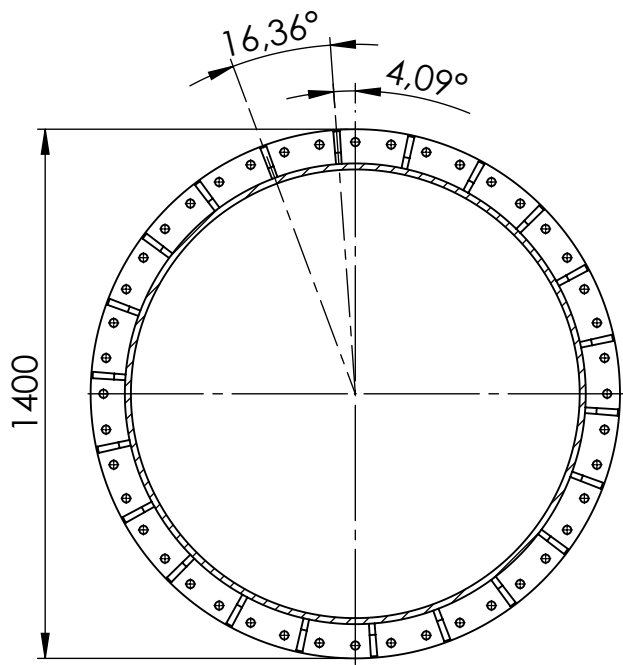
Junio 2020



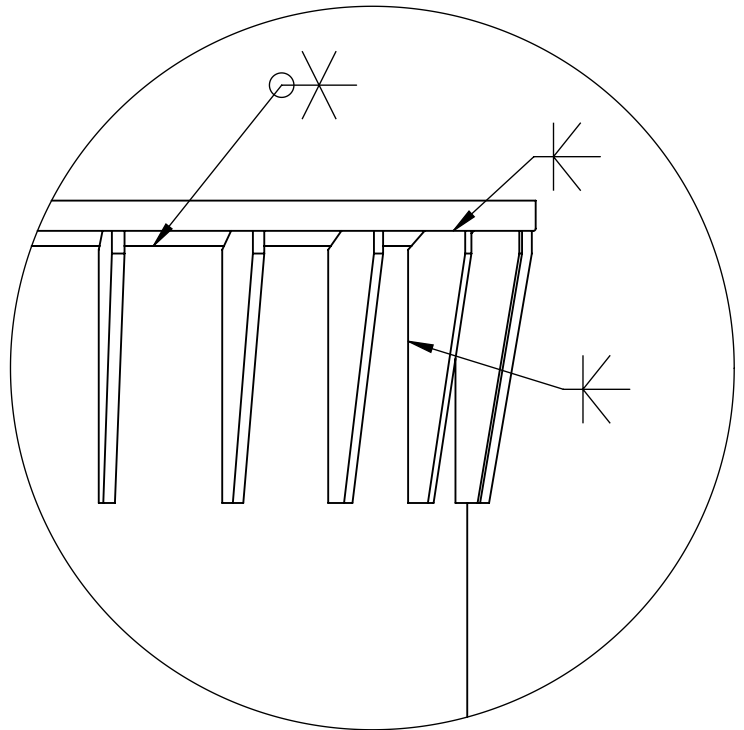
MARCA	DESIGNACION	DENOMINACION / NORMA	uds	MATERIAL
1	Subconjunto Columna			
2	Subconjunto Pluma			
3	Subconjunto sistema giro			
4	Rodamiento ROTHE ERDE KD600	062.30.1400.001.21.1504	1	
5	Carro-Polipasto DONATI	DRH 34LOW - DST/R DSB3E	1	
6	Motor de giro BONFIGLIOLI	BX 112 M4 230/400-50 IP55 CLF B5 W FA06S RC	1	
7	Reductor Bonfiglioli	309 L4 722 HC	1	
8	Perno hexagonal M20x180	ISO 4014	41	Acero 10.9
9	Perno hexagonal M20x150	ISO 4014	44	Acero 10.9
10	Perno hexagonal M20x130	ISO 4014	3	Acero 10.9
11	Tuerca hexagonal M20	ISO 4032	88	Acero calidad 8
12	Arandela plana 20-300HV	ISO 7089	176	Acero
13	Perno hexagonal M12x60	ISO 4014	8	Acero 8.8
14	Perno hexagonal M12x50	ISO 4014	6	Acero 8.8
15	Arandela plana 12-200HV	ISO 7089	8	Acero
16	Tornillo hexagonal M16x180	ISO 4014	12	Acero 8.8
17	Arandela plana 16-200HV	ISO 7089	12	Acero
18	Pasador cilíndrico M12x36	DIN 6325	3	Acero
19	Pasador elástico ranurado M12x24	DIN 1481	3	Acero

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

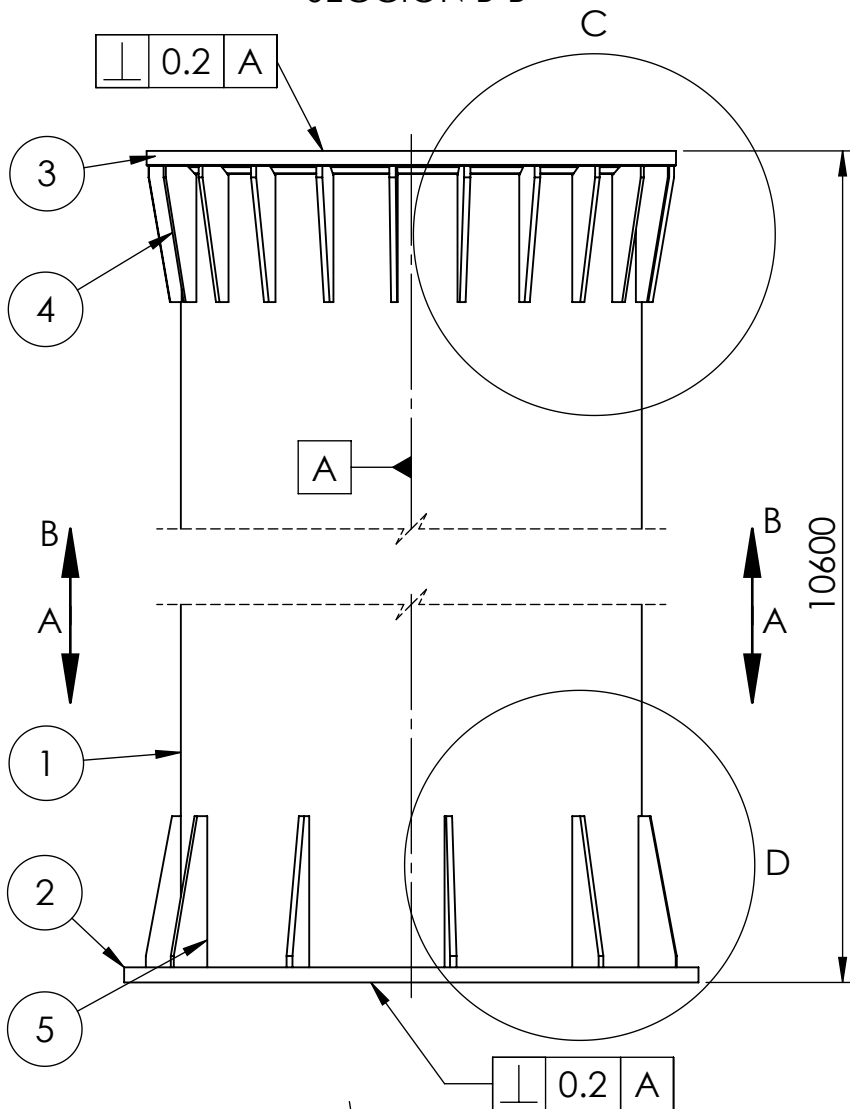
Nombre	DARIO	Fecha	JUN. 2020		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	MARTIN MORALES				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA	1:50	CONJUNTO GRUA		Nº P: 1	



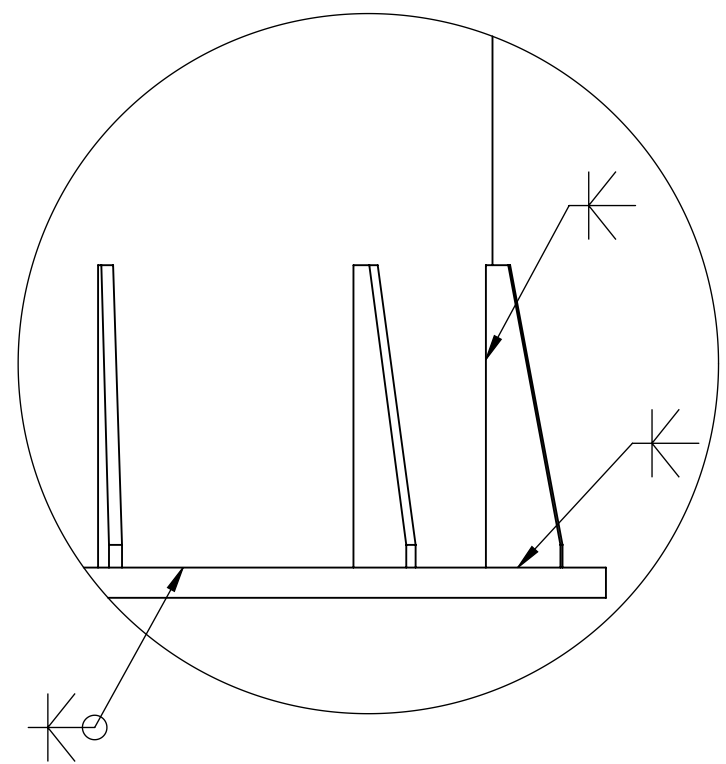
SECCIÓN B-B



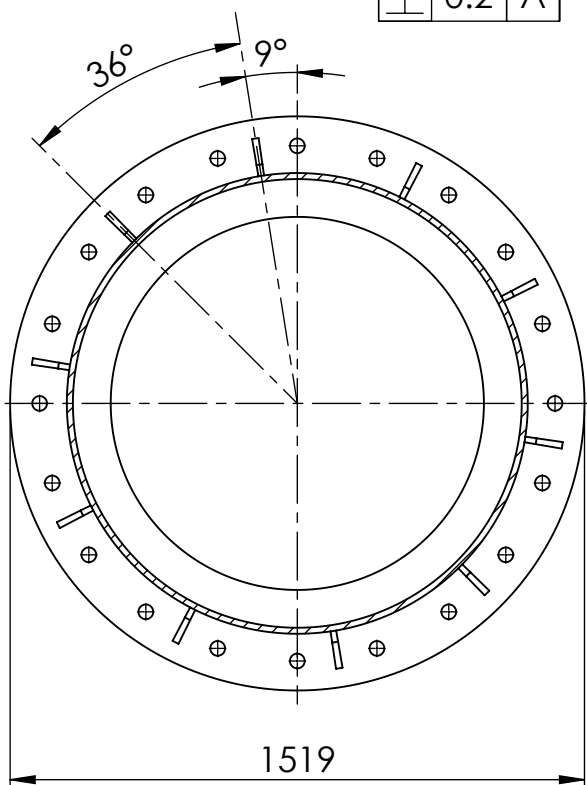
DETALLE C
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN A-A



DETALLE D
ESCALA 1 : 10

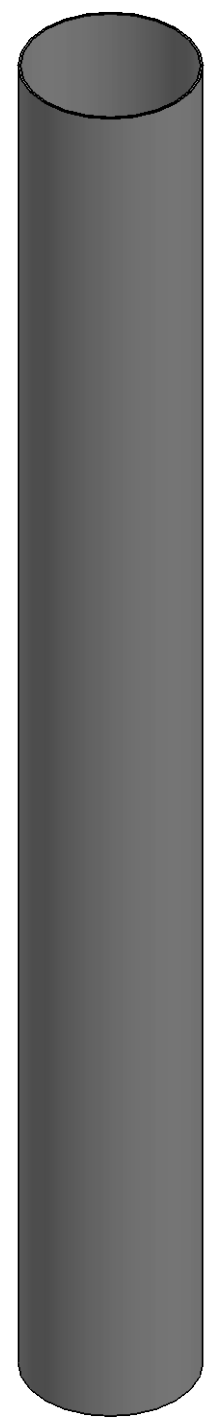
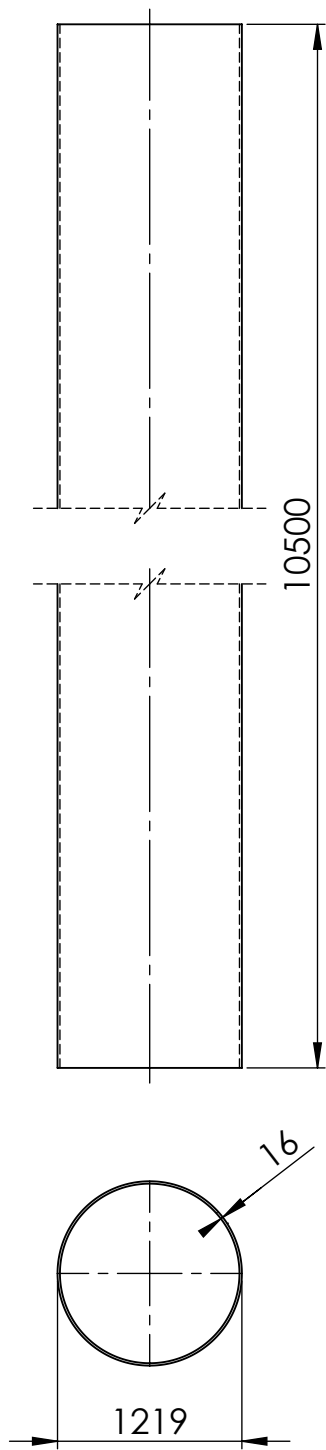


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	Nº PLANO	MATERIAL	UDS
1	COLUMNA	4	1.0044 (S275JR).	1
2	PLACA DE ANCLAJE	5	1.0044 (S275JR).	1
3	ANILLO APOYO RODAMIENTO	6	1.0044 (S275JR).	1
4	CARTELA SUPERIOR COLUMNA	7	1.0044 (S275JR).	22
5	CARTELA INFERIOR COLUMNA	8	1.0044 (S275JR).	10

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES	UNE-EN-DIN		
ESCALA	1:20	SUBCONJUNTO COLUMNA	Nº P: 2	

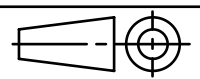


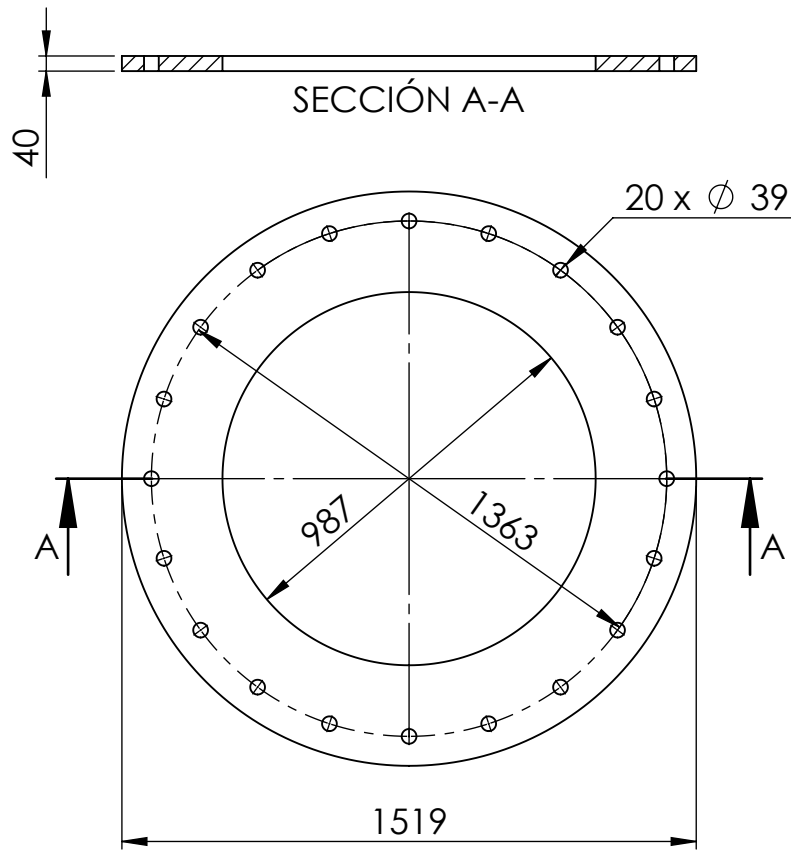
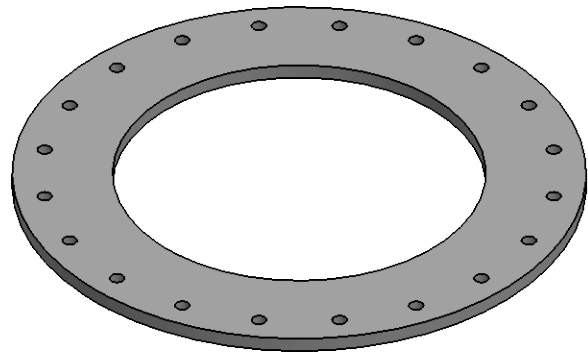
Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	CHS 1219/16	1.0044 (S275JR).	1	4984.19
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn				
Nombre		Autor	Fecha	
Apellidos		DARIO	JUN. 2020	
Id. s. normas		MARTIN MORALES	UNE-EN-DIN	
ESCALA 1:50		COLUMNA		Nº P: 3



ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado en Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna



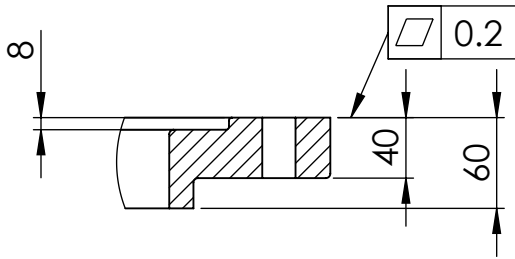


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

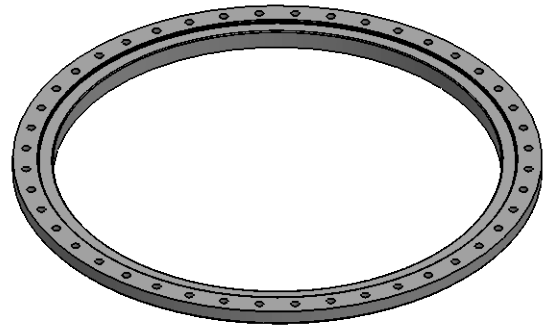
MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	PLACA ANCLAJE	1.0044 (S275JR).	1	321.28

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

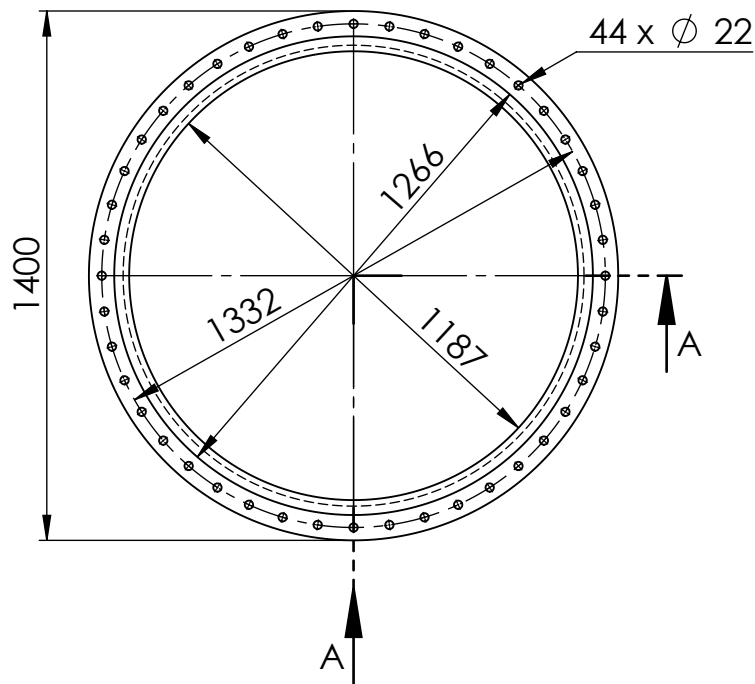
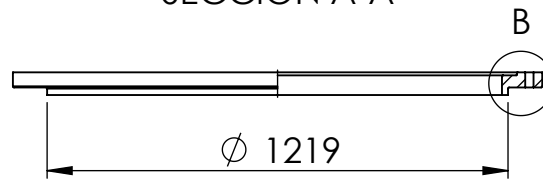
Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:20	PLACA DE ANCLAJE	Nº P: 4		



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN A-A

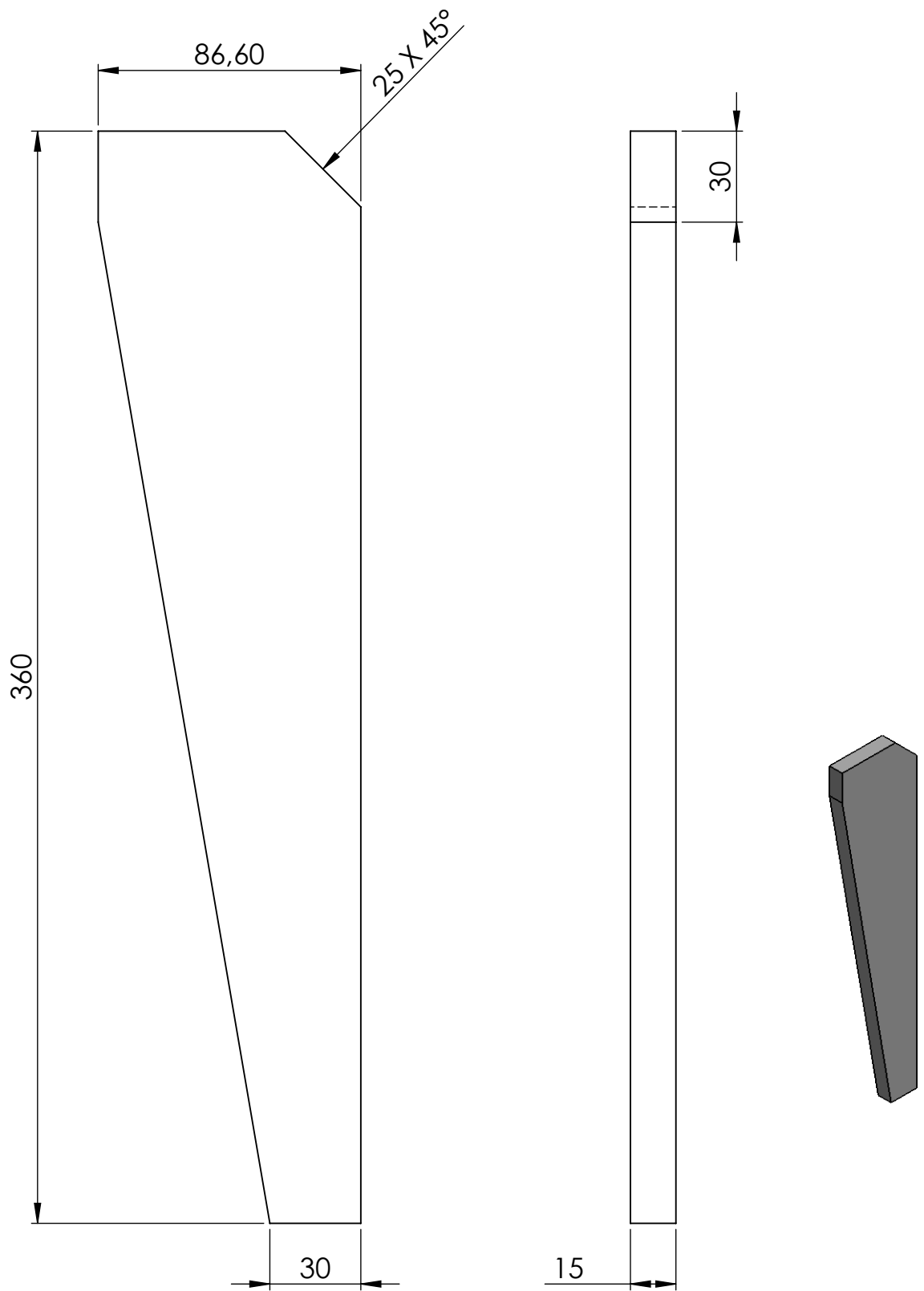


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	ANILLO APOYO RODAMIENTO	1.0044 (S275JR).	1	130.51

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:20	ANILLO APOYO RODAMIENTO		Nº P: 5	

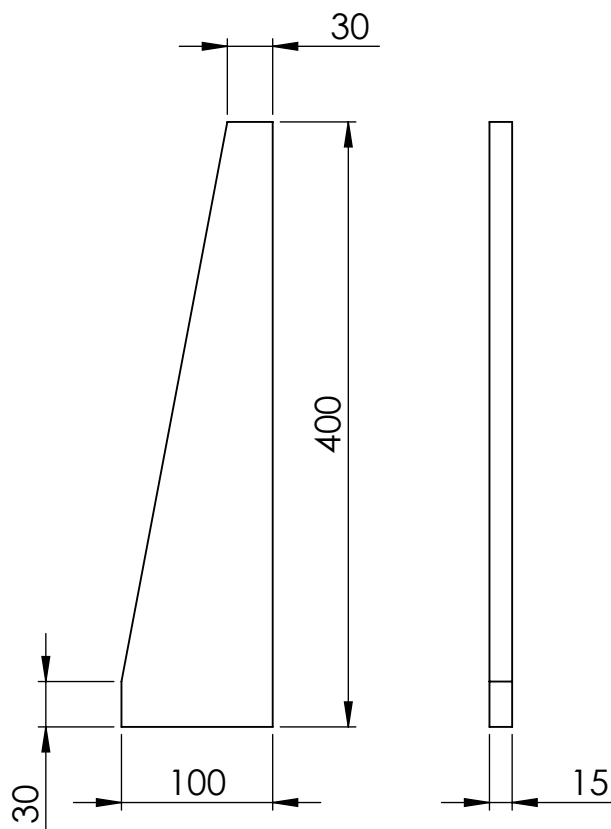
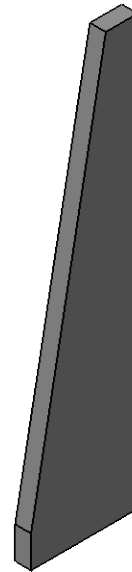


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	CARTELA SUPERIOR COLUMNA	1.0044 (S275JR).	22	2.53

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:2	CARTELA SUPERIOR COLUMNA	Nº P: 6		

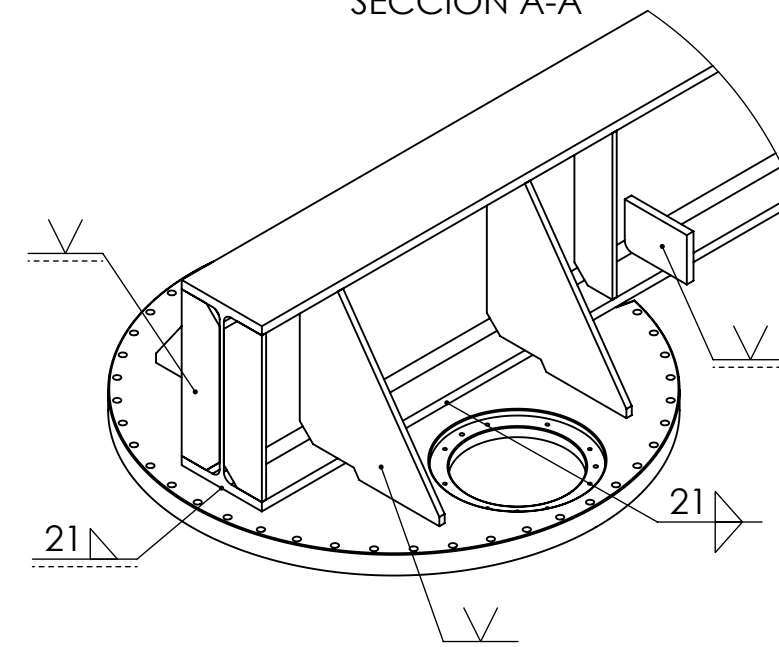
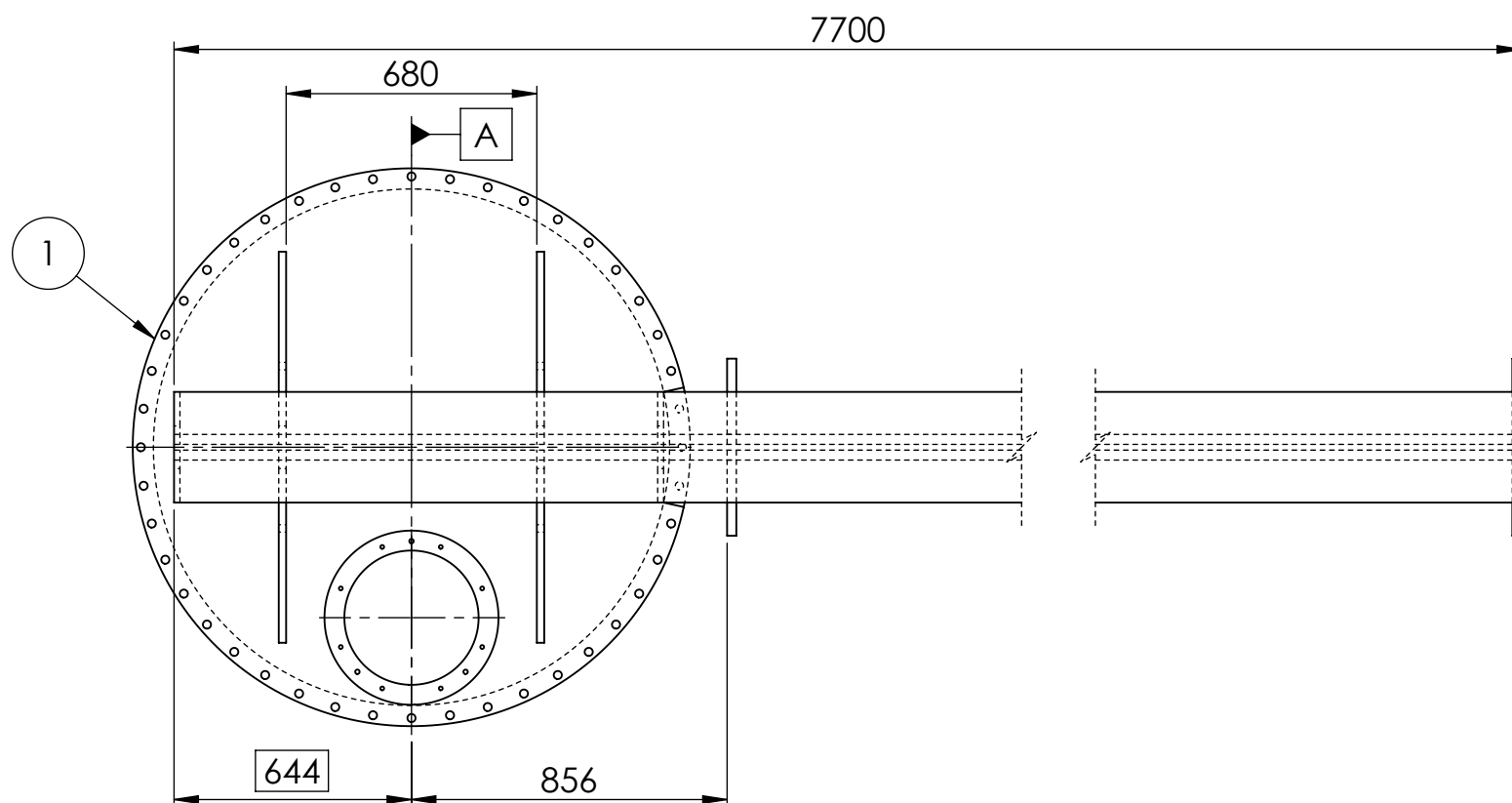
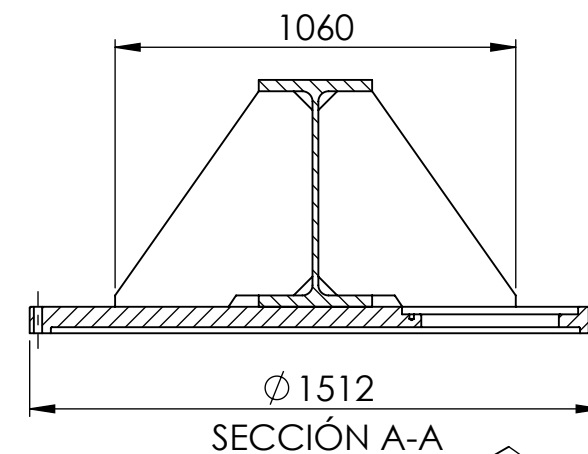
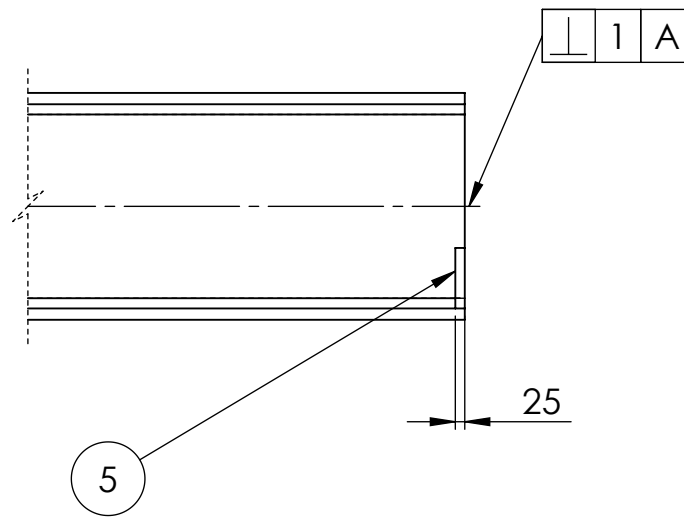
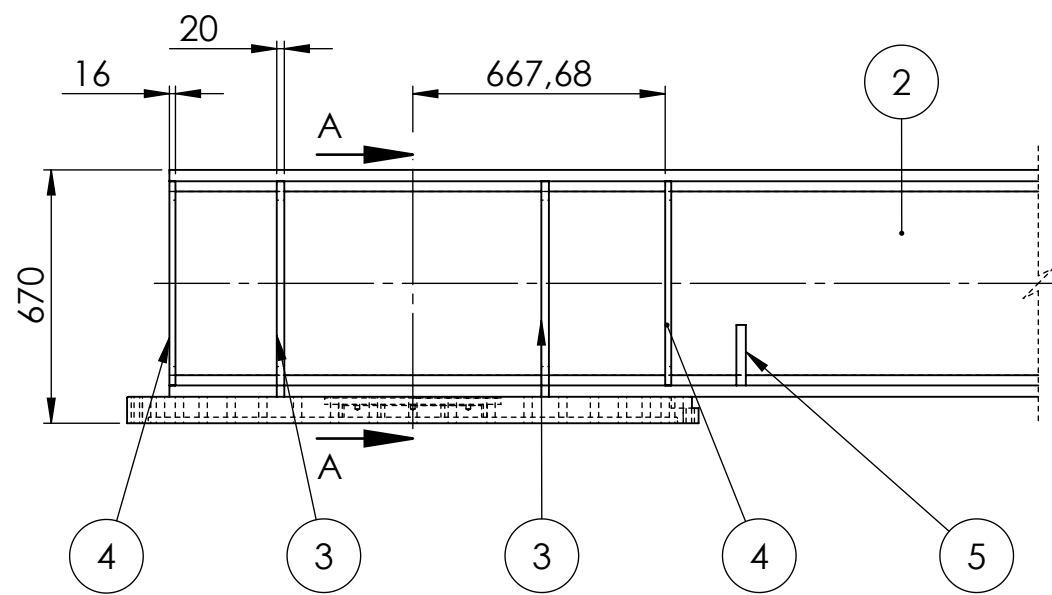


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	CARTELA BASE COLUMNA	1.0044 (S275JR).	10	3.19

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	DARIO	JUN. 2020		
Apellidos	MARTIN MORALES			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA	1:5	CARTELA BASE COLUMNA	Nº P: 7	



* Soldaduras iguales en todas las zonas de contacto cartela, rigidizador y tope fin de carrera

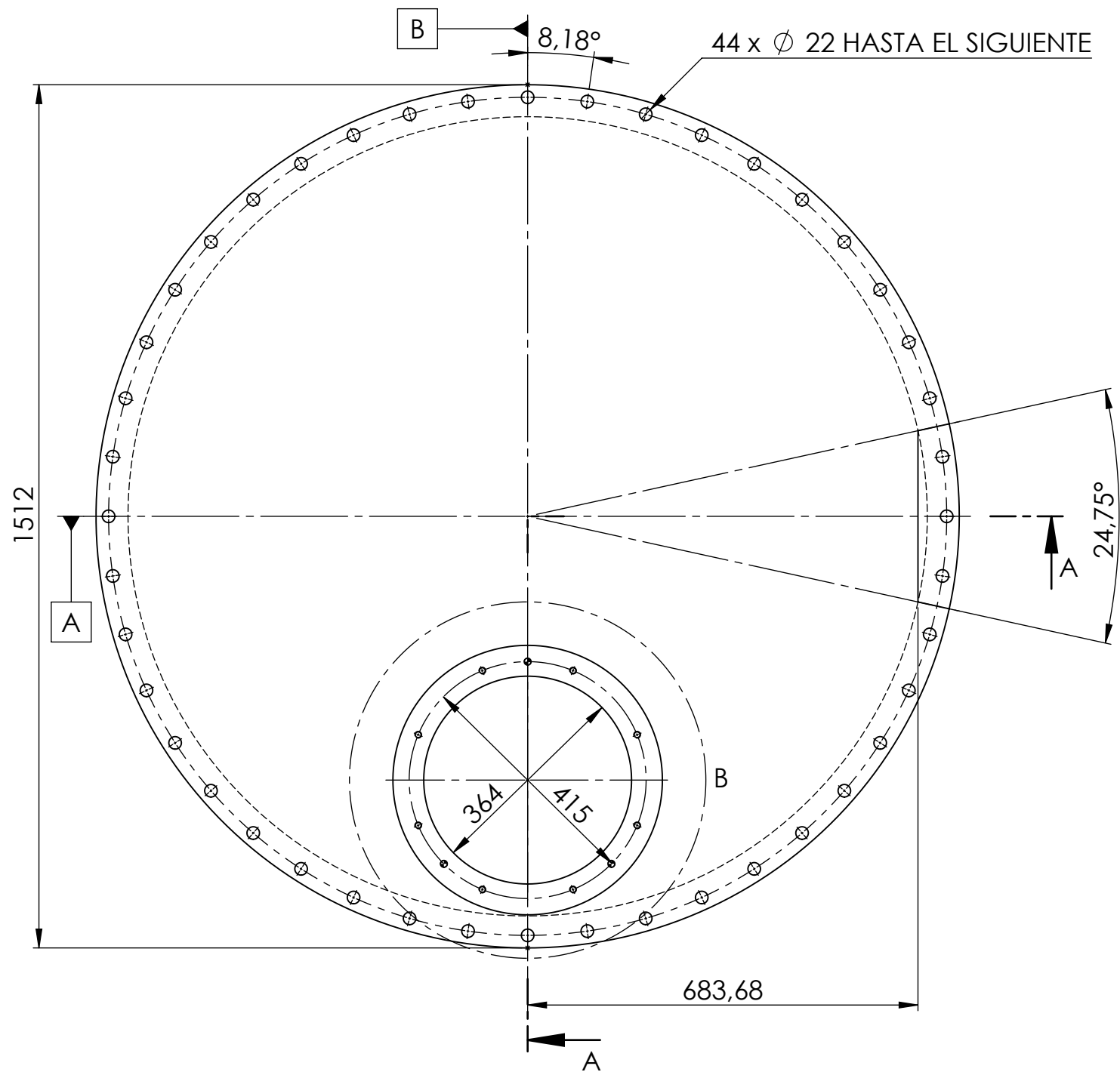
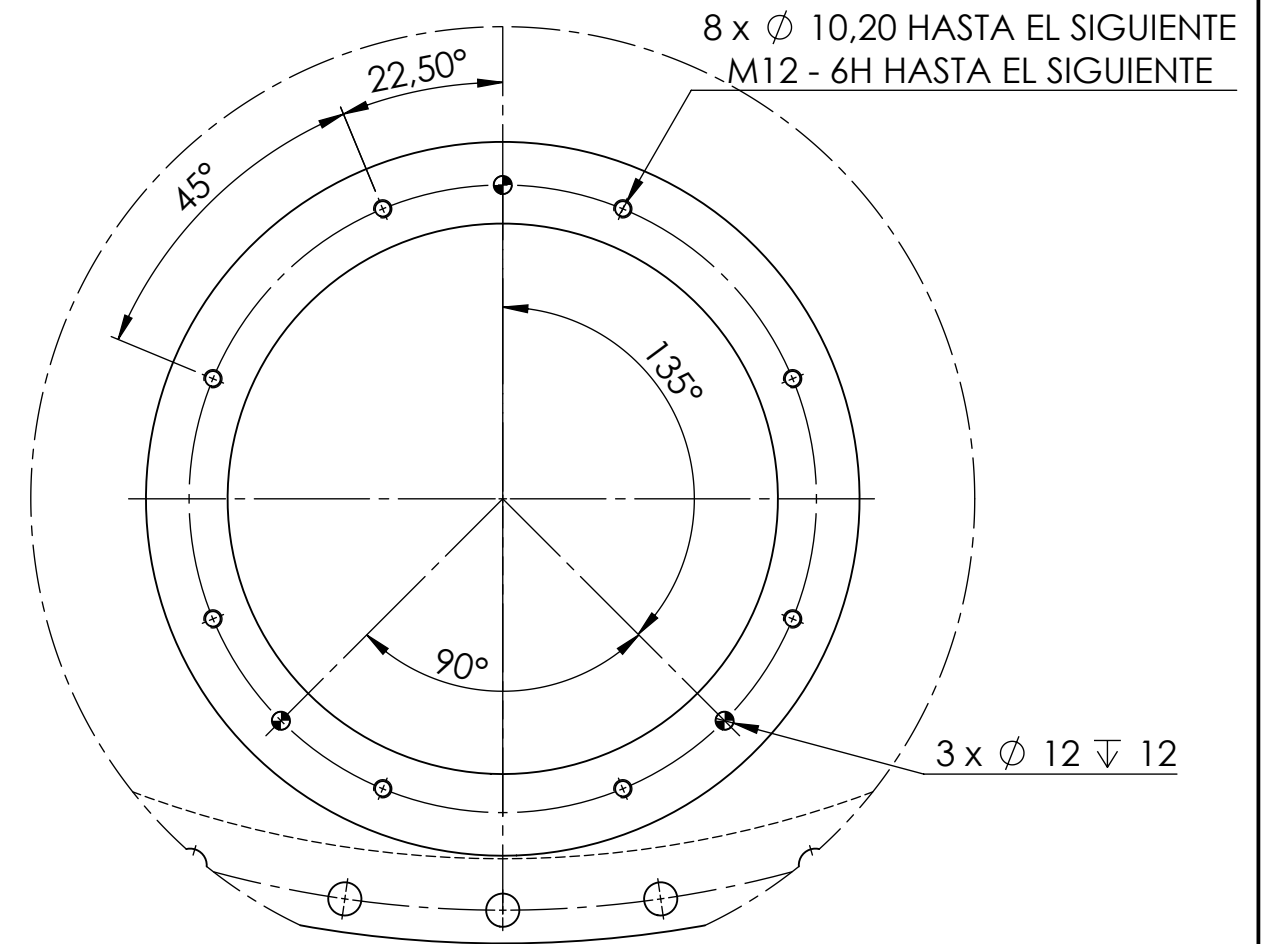
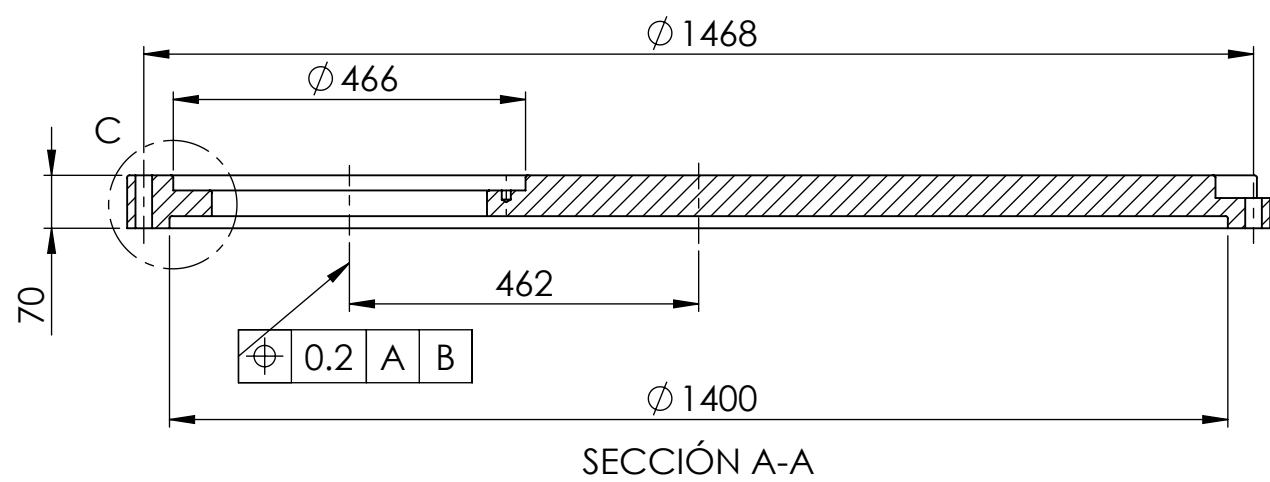
MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	PLACA DE APOYO	1.0044 (S275JR).	1	724.65
2	VIGA HEB600	1.0044 (S275JR).	1	1631.76
3	CARTELA PLUMA	1.0044 (S275JR).	4	29.24
4	RIGIDIZADOR	1.0044 (S275JR).	4	9.33
5	TOPE DE CARRERA	1.0044 (S275JR).	4	7.26

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

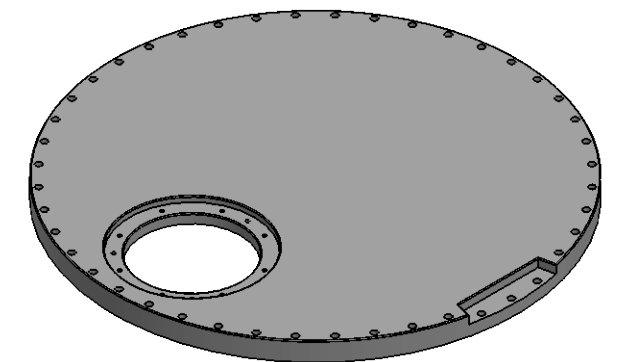
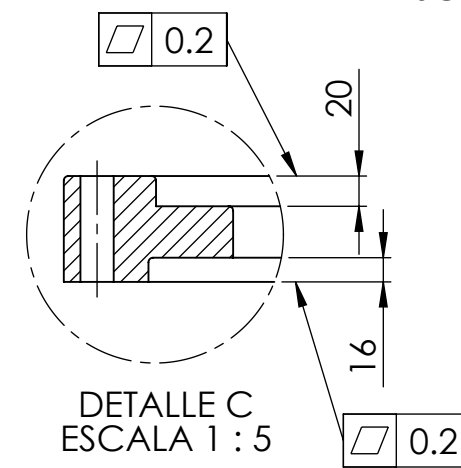
Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES	UNE-EN-DIN		
ESCALA	1:20	SUBCONJUNTO PLUMA		Nº P: 8

Tolerancias generales: ± 0,5 mm




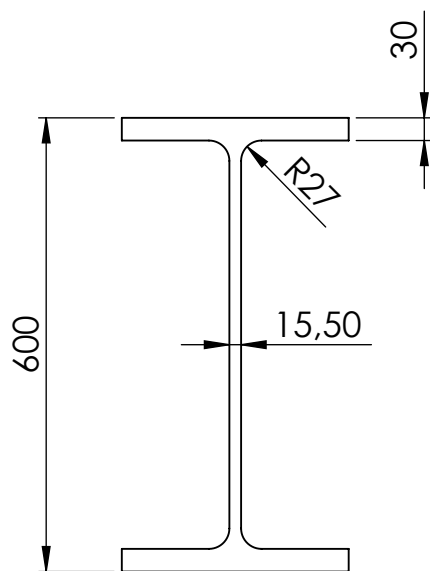
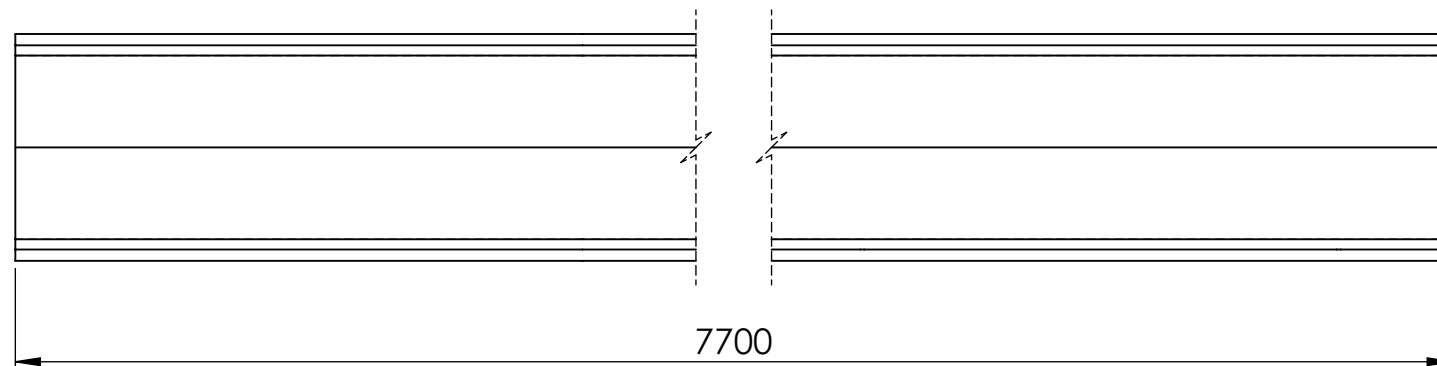
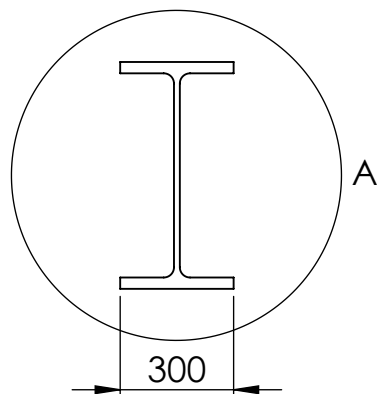


DETALLE B
ESCALA 1 : 5



Tolerancias generales: \pm 0,5 mm

MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	PLACA DE APOYO	1.0044 (S275JR).	1	724.65
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn				
Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
	DARIO	JUN. 2020		
	Apellidos	MARTIN MORALES		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA	1:10			
PLACA DE APOYO			Nº P: 9	



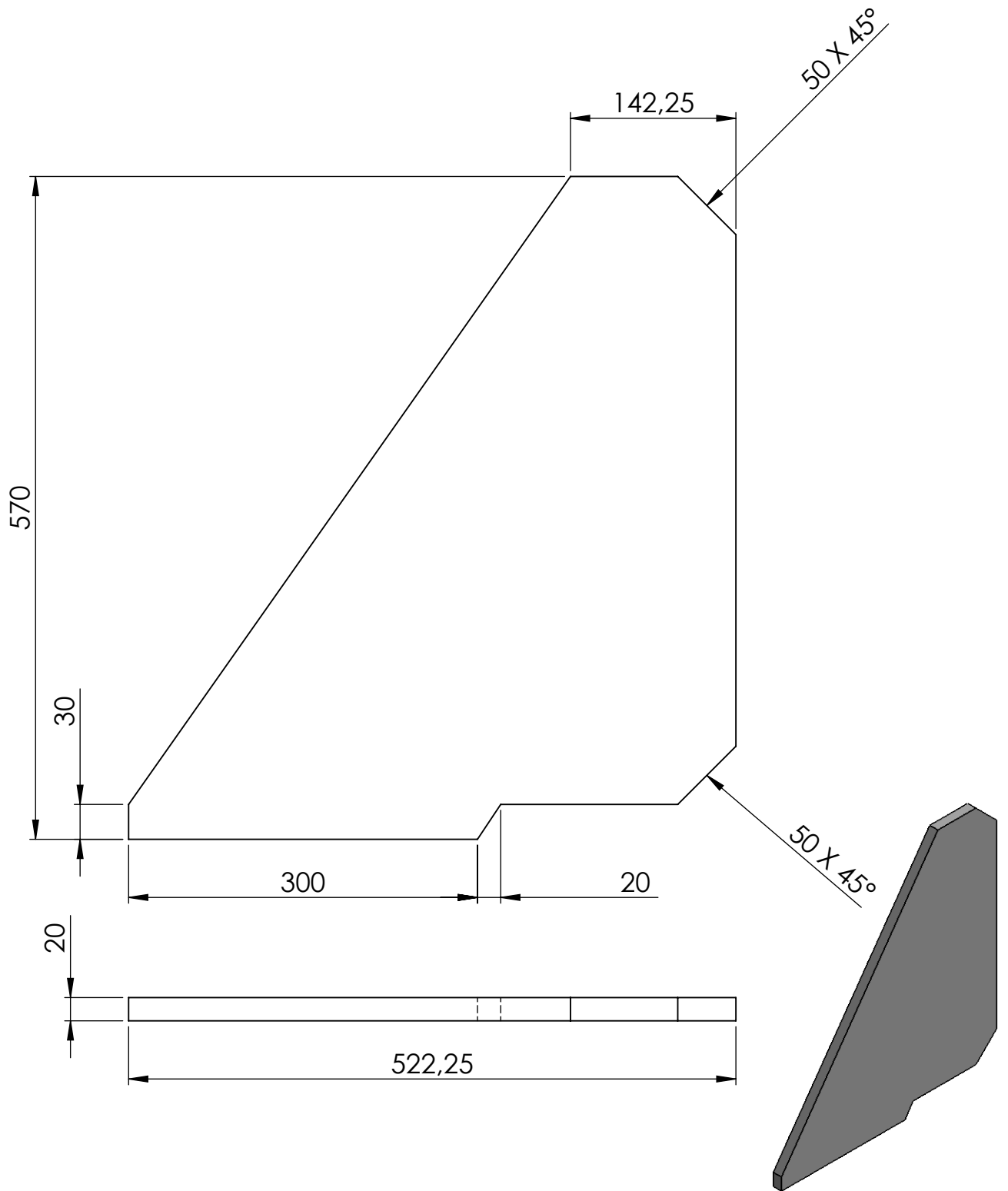
DETALLE A
ESCALA 1 : 10

Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MARATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	VIGA HEB600	1.0044 (S275JR).	1	1631.76

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

	Autor	Fecha	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	DARIO	JUN. 2020		
Apellidos	MARTIN MORALES			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA 1:20	PLUMA		Nº P: 10	

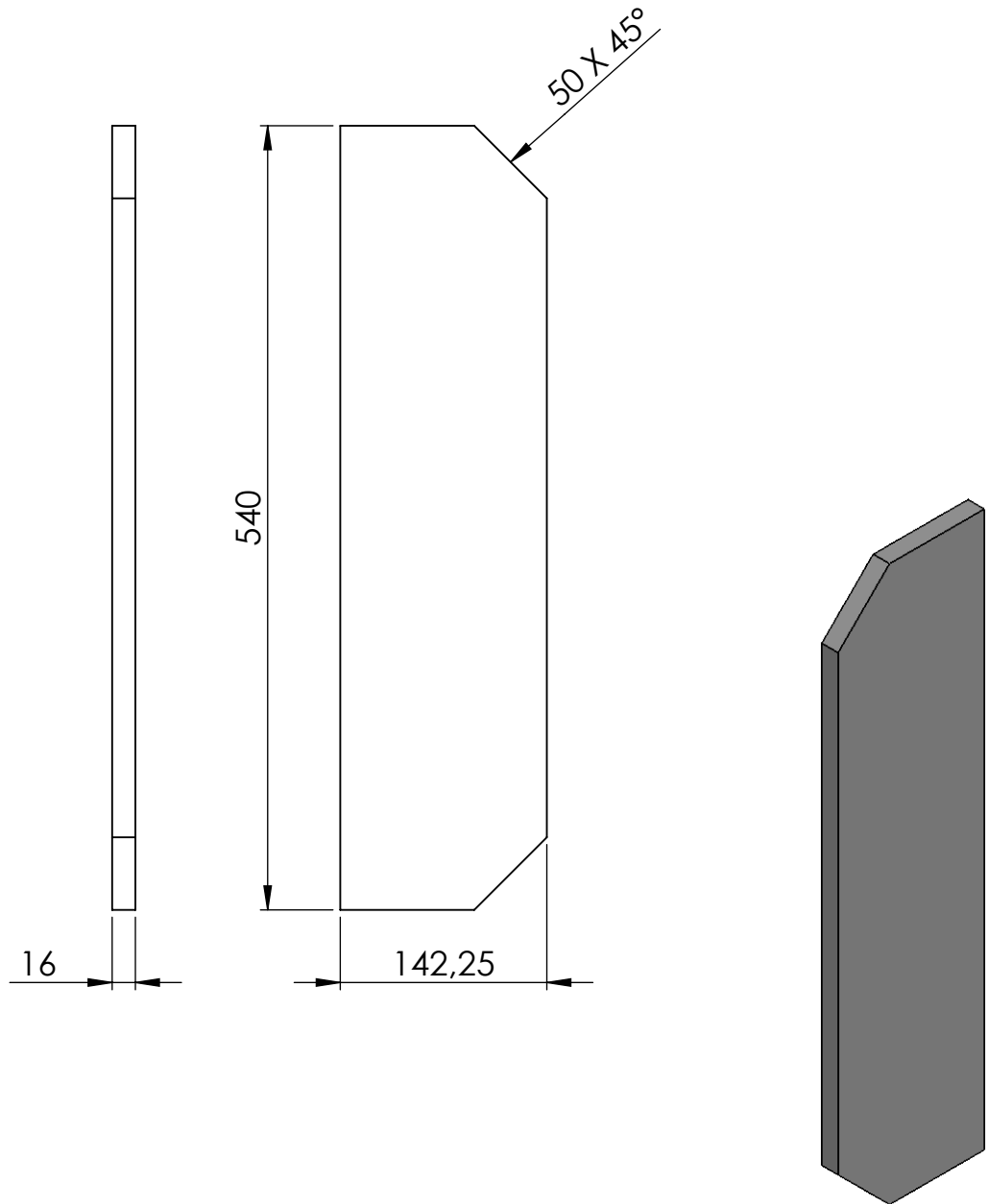


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	CARTELA PLUMA	1.0044 (S275JR).	4	29.24

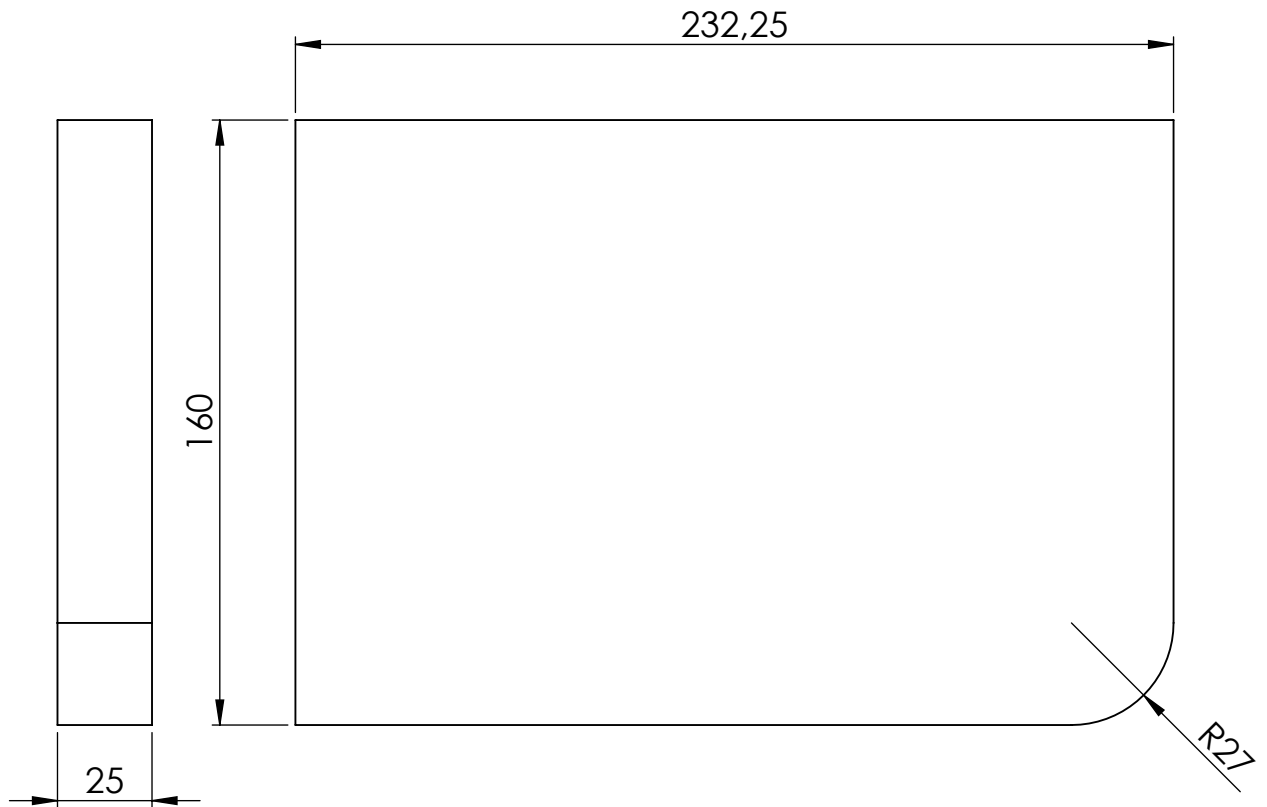
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:5	CARTELA PLUMA	Nº P: 11		



Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	RIGIDIZADOR	1.0044 (S275JR).	4	9.33
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn				
Nombre		Autor	Fecha	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		DARIO	JUN. 2020	
Id. s. normas		MARTIN MORALES		
ESCALA 1:5		UNE-EN-DIN		
RIGIDIZADOR			Nº P: 12	

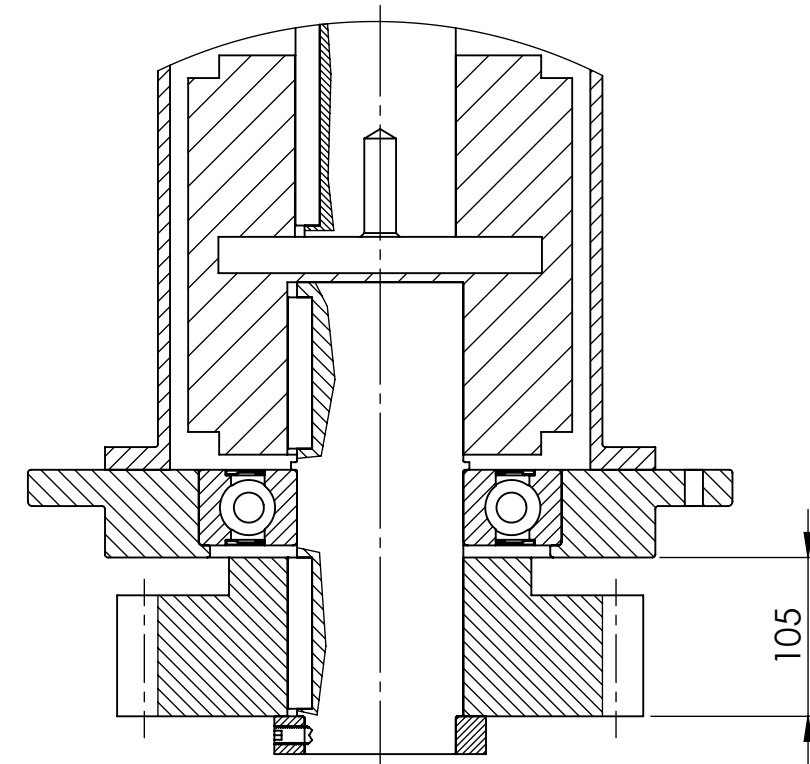
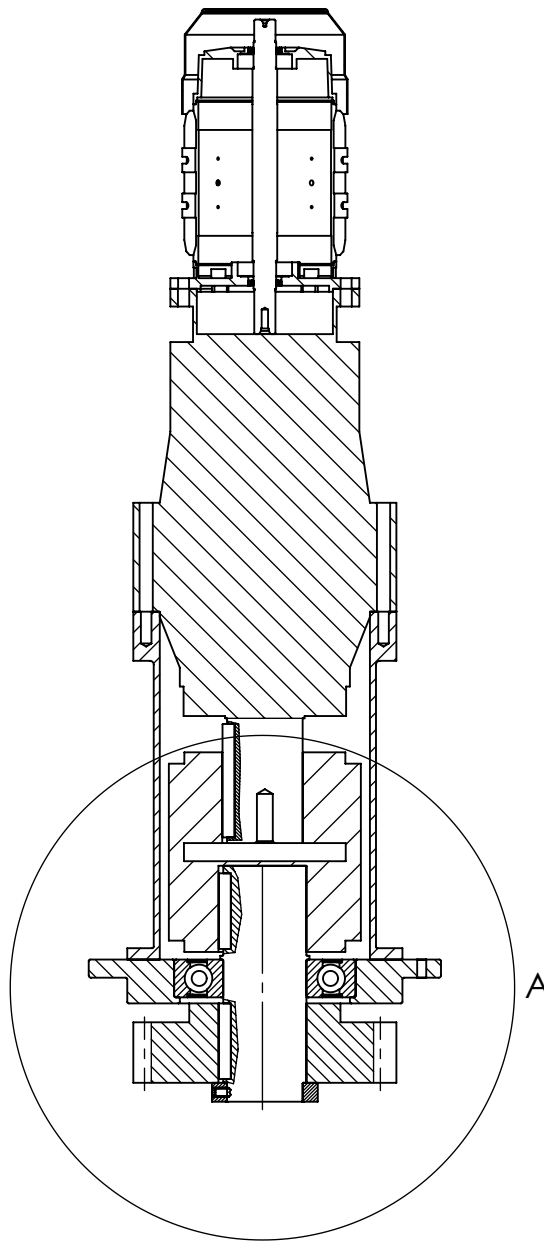
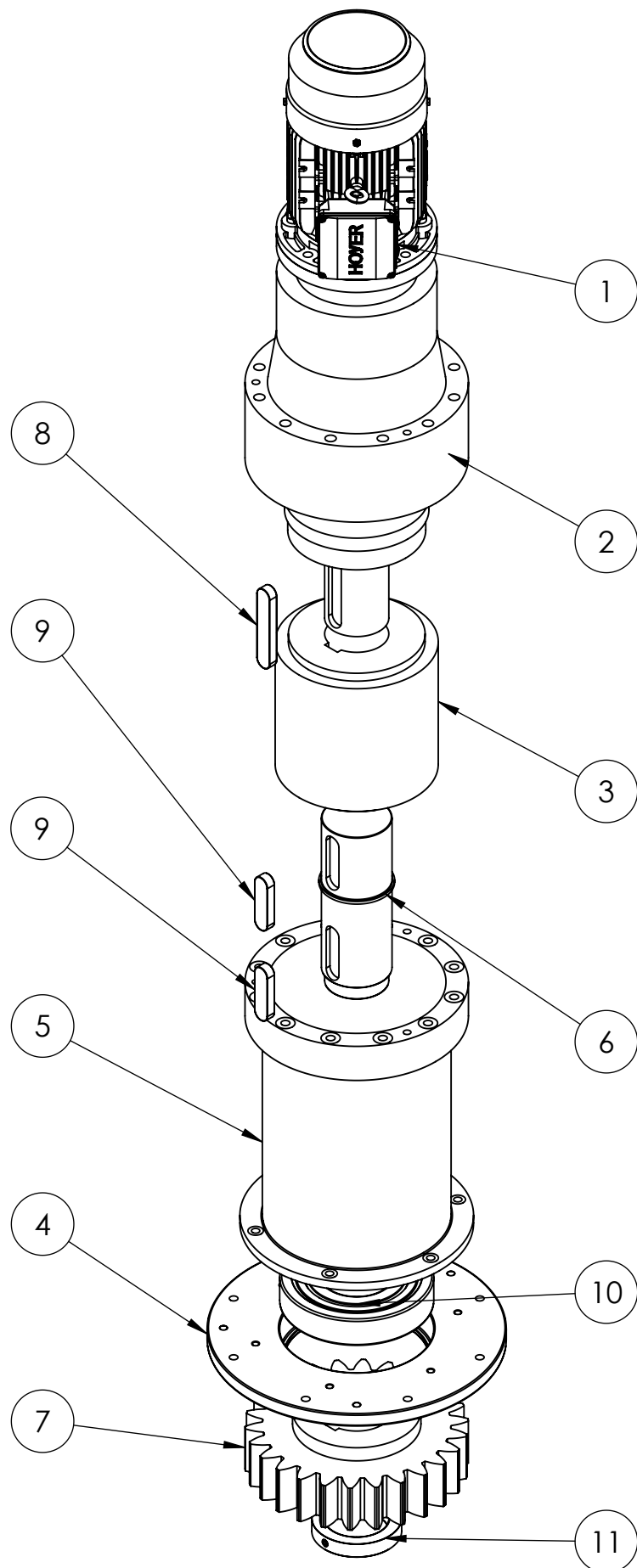


Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	TOPE DE CARRERA	1.0044 (S275JR).	4	7.26

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	DARIO	JUN. 2020			
Apellidos	MARTIN MORALES				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA	1:2		TOPE DE CARRERA	Nº P: 13	

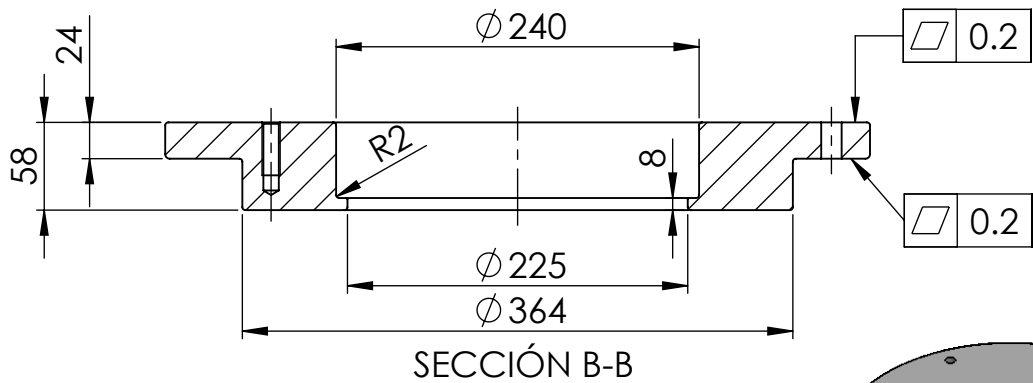


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

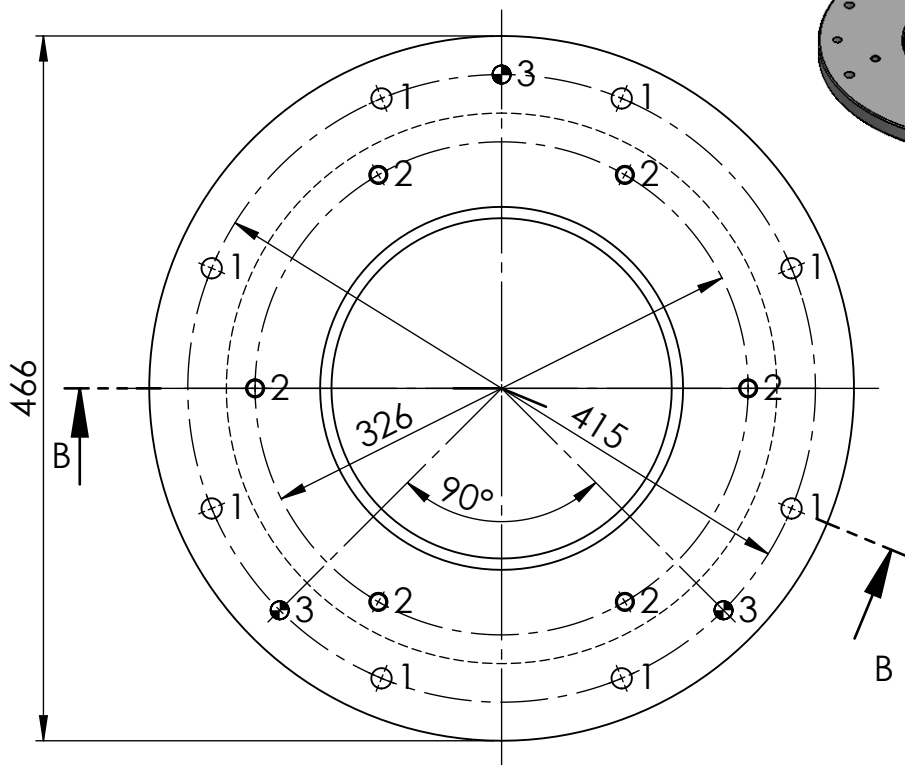
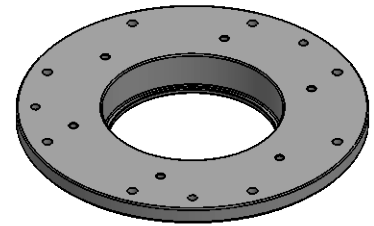
MARCA	DENOMINACION	Nº PLANO	MATERIAL	UDS
1	Motor de giro BONFIGLIOLI			1
2	Reductor Bonfiglioli			1
3	Acoplamiento flexible Esco			1
4	Base asiento sistema giro	16	1.0044 (S275JR).	1
5	Brida apoyo reductor	17	1.0044 (S275JR).	1
6	Eje	18	1.6582 (34CrNiMo6)	1
7	Piñón de giro	19	SCM415	1
8	Chaveta 28x16x150 DIN6885A		1.1191 (C45E)	1
9	Chaveta 28x16x100 DIN6885A		1.1191 (C45E)	2
10	Rodamiento SKF 6322-2z			1
11	Anillo Fijacion 100mm DIN705			1

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES	UNE-EN-DIN		
ESCALA	1:10	SUBCONJUNTO SISTEMA GIRO	Nº P: 14	



SECCIÓN B-B



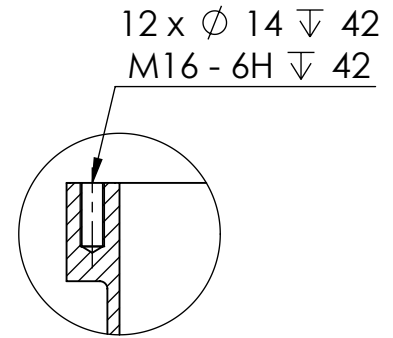
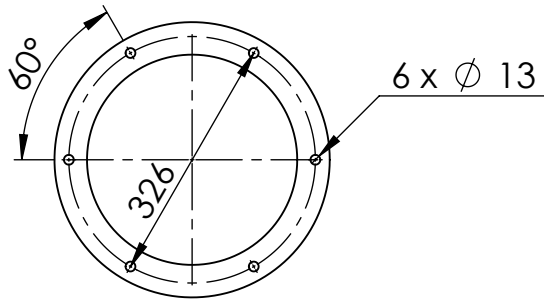
Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm

RÓTULO	Cantidad	Tamaño
1	8	ϕ 13,50 HASTA EL SIGUIENTE
2	6	ϕ 10,20 ∇ 45 M12 - 6H ∇ 35 \checkmark ϕ 12,05 X 90°, Lado cercano
3	3	ϕ 12 HASTA EL SIGUIENTE \checkmark ϕ 12,05 X 90°, Lado cercano \checkmark ϕ 12,05 X 90°, Lado lejano

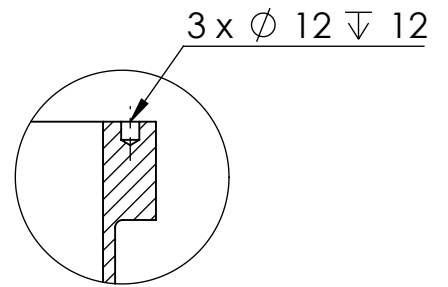
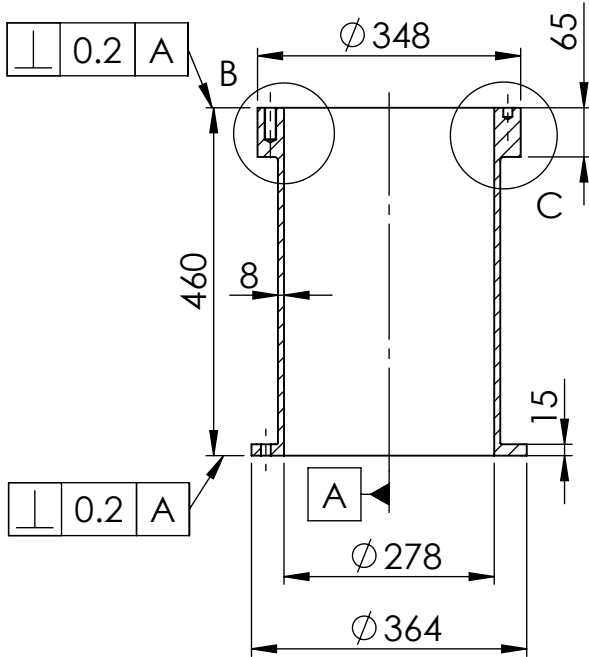
MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	BASE ASIENTO SISTEMA GIRO	1.0044 (S275JR) MOD	1	39.16

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:5	BASE ASIENTO SISTEMA DE GIRO	Nº P: 15		

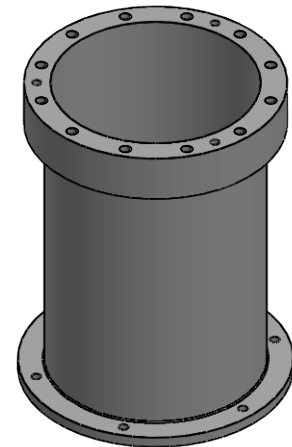
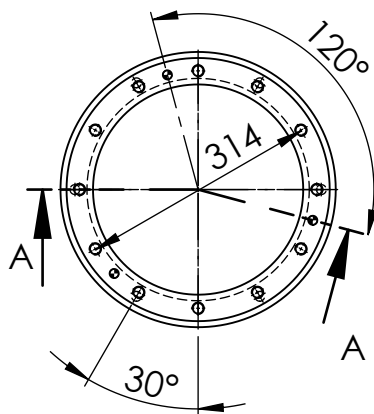


DETALLE B
ESCALA 1 : 5



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN A-A



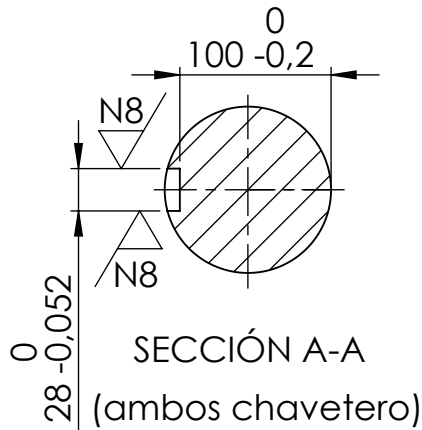
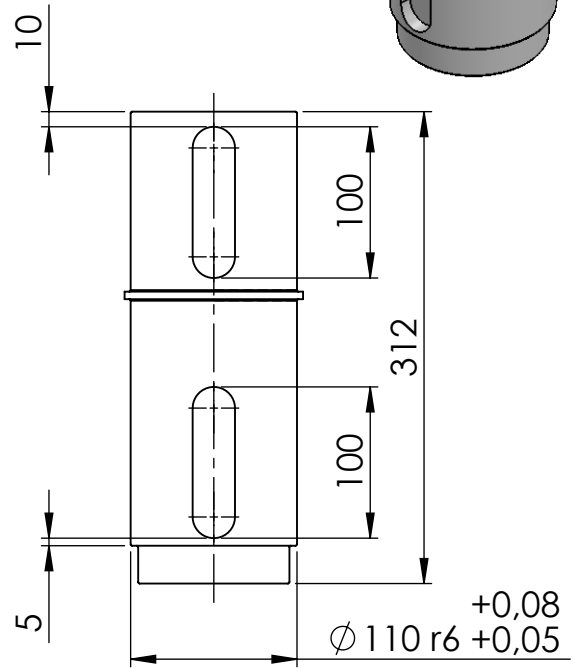
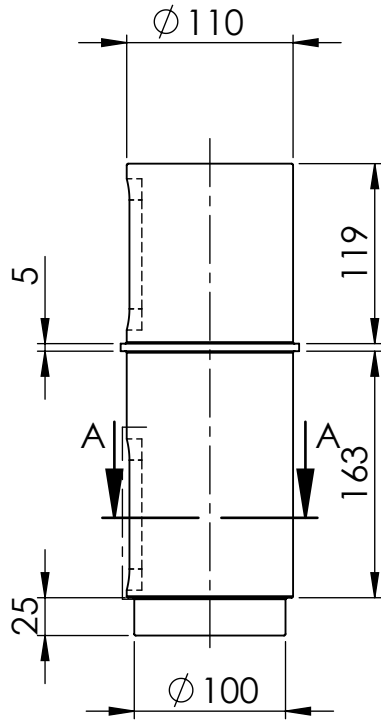
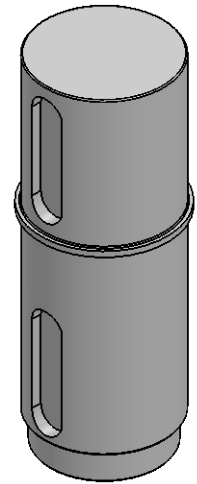
Tolerancias generales: $\pm 0,5$ mm


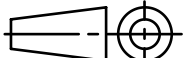
MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	BRIDA APOYO REDUCTOR	1.0044 (S275JR) MOD	1	43.40

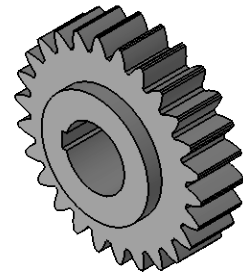
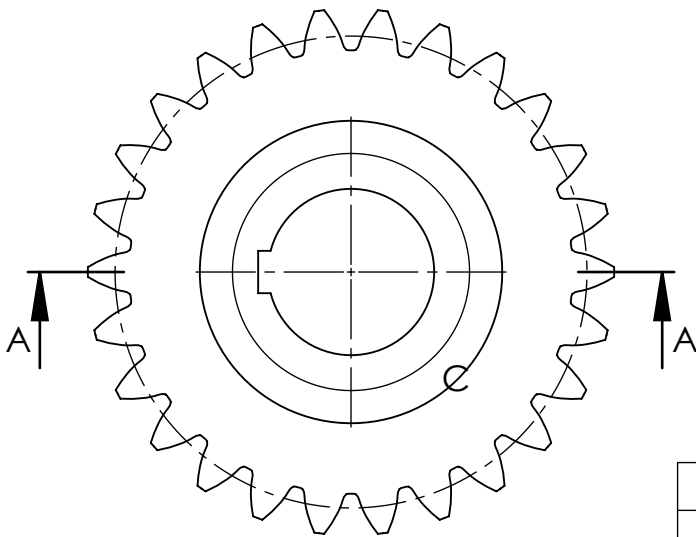
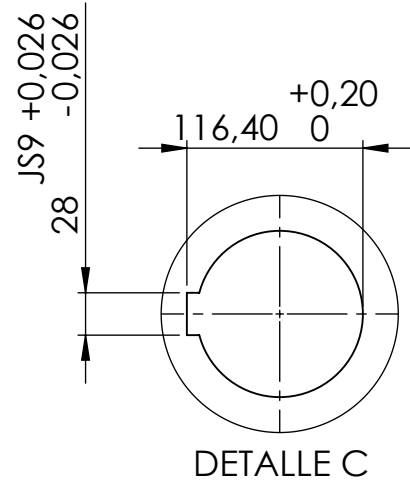
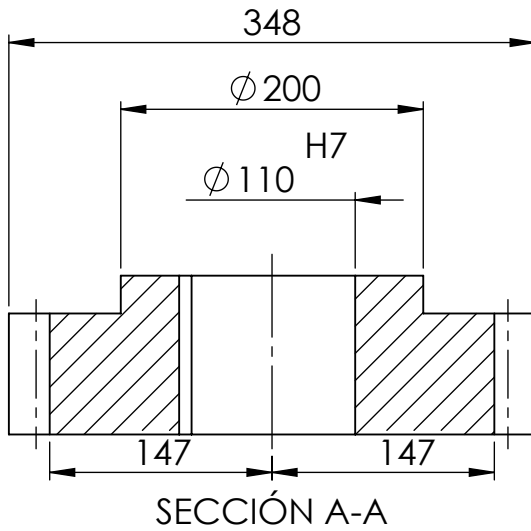
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN			
1:10	BRIDA APOYO REDUCTOR	Nº P: 16		

N9 / (N8)



MARCA	DENOMINACION	MATERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	EJE	1.6582 (34CrNiMo6)	1	22.47
GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn				
Nombre	Autor	Fecha	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA	1:5	EJE	Nº P: 17	



DATOS PIÑÓN	
MODULO (m)	12 mm
Nº DIENTES (Z)	26
ANGULO DE PRESION (α)	20°
DIAMETRO PRIMITIVO (Dp)	312 mm
DIAMETRO EXTERIOR (De)	348 mm
COEF. CORRECCION PERFIL (X)	+0.5

MARCA	DENOMINACION	MARTERIAL	UDS	PESO UD (KG)
1	PIÑÓN KHK	SCM415 (CARBURIZADO)	1	49.15

GRUA PLUMA PORTUARIA 8 Tn

Nombre	Autor	Fecha		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	DARIO	JUN. 2020		
Id. s. normas	MARTIN MORALES			
ESCALA	UNE-EN-DIN	PIÑÓN DE GIRO		Nº P: 18
1:5				



Escuela Superior de Ingeniería y
Tecnología

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: Darío Martín Morales
Tutor: Viana Lida Guadalupe Suárez

Junio 2020

5. PLIEGO DE CONDICIONES

Índice Pliego de Condiciones

5. PLIEGO DE CONDICIONES.....	2
5.1. Objeto del pliego	3
CONDICIONES GENERALES	3
5.2. Normativa aplicable.....	3
CONDICIONES PARTICULARES	3
5.3. Materiales.....	3
5.4. Uniones atornilladas.....	4
5.5. Soldadura	4
5.6. Superficies de contacto en uniones resistentes a deslizamiento	5
5.7. Pintura.....	5
5.8. Montaje	5
5.8.1. Requisitos previos.....	5
5.8.2. Columna	6
5.8.3. Rodamiento.....	6
5.8.4. Conjunto de la pluma	7
5.8.5. Sistema de giro.....	9
5.8.6. Sistema de elevación.....	10
5.9. Puesta en servicio	10

Índice de figuras

Figura 1. Vista explosionada del montaje del rodamiento.	6
Figura 2. Detalle de rodamiento montado.	7
Figura 3. Vista explosionada del montaje del conjunto de la pluma.....	8
Figura 4. Detalla del conjunto de la pluma montado.	8
Figura 5. Vista de explosión del conjunto del sistema de giro.	9

5.1. Objeto del pliego

En el Pliego de Condiciones que se desarrolla a continuación se indican diferentes requerimientos, normas, especificaciones y criterios que deben seguirse en la ejecución del diseño de grúa pluma portuaria propuesto. Queda fuera de la definición del proyecto la definición de los trabajos de obra civil, cimentación, instalación eléctrica y electrónica.

CONDICIONES GENERALES

5.2. Normativa aplicable

De manera general se emplea para el cálculo de las solicitaciones la norma *UNE 58132, Aparatos de elevación. Reglas de cálculo*.

En cuanto a la ejecución de las obras, fabricación, calidad de materiales y ensayos, deberá seguirse lo dispuesto en la *EHE* para la cimentación que se realice y la *EAE* para las estructuras de acero.

CONDICIONES PARTICULARES

5.3. Materiales

La elección de materiales para los componentes de la grúa se basa en materiales normalizados y comerciales. A continuación, se especifican los materiales para cada componente; no se indican los materiales de los componentes comerciales ya que vienen delimitados por la selección de los mismos por el fabricante.

- Acero estructural S275JR (acero 1.0044), laminado en caliente, para los componentes estructurales:
 - Viga pluma
 - Columna
 - Placa de anclaje
 - Anillo de apoyo del rodamiento
 - Placa de apoyo de la pluma
 - Brida de apoyo del reductor
 - Base de asiento del sistema de giro
 - Cartelas (de la pluma, inferior y superior de la columna)
 - Rigidizadores de la pluma
 - Topes de carrera
- Acero 1.6582 (34CrNiMo6), bonificado, para el eje de transmisión del piñón.
- Acero SCM415 (equivalente a 1.7262) con tratamiento de carburización superficial, para el piñón de giro.
- Acero C45E (1.1191) para las chavetas.
- Acero de calidad 8.8 para los elementos de unión:
 - Pernos M12, M16.
 - Tuercas M12, M16
- Acero de clase de dureza 200 HV compatible con las uniones calidad 8.8, para las arandelas M12, M16.

- Acero de calidad 10.9 para los elementos de unión:
 - o Pernos M20
 - o Tuercas M20
- Acero de clase de dureza 300 HV compatible con las uniones calidad 8.8, para las arandelas M20.

La calidad los materiales de suministro para los elementos estructurales, debe certificarse mediante certificación de ensayos según las condiciones de suministro establecidas en la norma *UNE-EN 10025*.

De igual modo los materiales de los elementos de unión, pernos, tuercas y arandelas, deben alcanzar las características establecidas para su clase, según la norma *UNE-EN ISO 898-1, 898-2 y 898-3*, respectivamente.

5.4. Uniones atornilladas

Los elementos de las uniones atornilladas en este proyecto siguen las designaciones y especificaciones siguientes:

- Pernos, *UNE-EN ISO 4014*
- Tuercas, *UNE-EN ISO 4032*
- Arandelas, *UNE-EN ISO 7089*

En todas las uniones debe sobresalir de la tuerca un hilo de rosca tras realizar el apriete. En las uniones sin pretensar debe quedar al menos un filete de rosca antes de la tuerca (o arandela) dentro del material de la unión. En las uniones pretensadas deben quedar al menos cuatro filetes de rosca.

Se emplearán arandelas en todas las uniones.

El apretado de tornillos no pretensados se hará hasta la condición de contacto ajustado, que se considerará al apriete correspondiente al proporcionado por un operario mediante el uso de una llave normal.

Se pretensarán las uniones correspondientes al rodamiento de gran tamaño de tornillos de tamaño M20. El método y valor del pretensado aplicado, se realizará atendiendo a las indicaciones del fabricante del rodamiento, *Rothe Erde*.

5.5. Soldadura

Deberán aplicarse los requisitos de calidad para el soldeo según la norma *UNE-EN ISO 3834:2006: Requisitos de calidad para el soldeo por fusión de materiales metálicos. Parte 2: Requisitos de calidad completos*.

Las uniones soldadas deberán ejecutarse según un procedimiento y personal cualificados atendiendo a la normativa

Las superficies a soldar deben estar secas y limpias. Deben prepararse según el procedimiento de soldeo empleado.

Las uniones a tope deben ser de penetración completa. Se prepararán los bordes a unir si para ello fuera necesario.

En las uniones mediante soldadura en ángulo, las piezas a unir deben estar en contacto lo más estrechamente posible. Se deben respetar los espesores mínimos especificados.

El material de aportación para la realización de las uniones soldadas debe ser adecuado al proceso de soldeo empleado. Se exige además que tenga características mecánicas iguales o superiores a la del metal base de los elementos a unir (límite elástico, resistencia a tracción, deformación bajo carga máxima, resiliencia).

5.6. Superficies de contacto en uniones resistentes a deslizamiento

Se encuentra en esta categoría las uniones del rodamiento de gran tamaño a la placa de apoyo de la pluma y al anillo de apoyo del rodamiento en la parte superior de la columna. La superficie de estas uniones debe tener un acabado superficial adecuado y con las desviaciones admitidas para el tamaño del rodamiento según indica el fabricante.

En el momento de unión debe hacerse hincapié en la correcta limpieza de las superficies, libres de grasa y partículas. Si las superficies no han sido imprimadas en taller y hay indicios de oxidación, deberá eliminarse mediante el uso de cepillo de púas de acero suave.

5.7. Pintura

Las superficies de los elementos estructurales de la grúa deberán ser protegidas frente a la oxidación mediante un tipo y sistema de pintura adecuado para la clase de exposición C5-M, con una durabilidad de clase media (M) superior a 10 años.

La definición final del sistema de pintura se acordará con el cliente, siguiendo las indicaciones de la norma *UNE-EN ISO 12944: Pinturas y barnices. Protección de estructuras de acero frente a la corrosión mediante sistemas de pintura protectores*.

5.8. Montaje

El procedimiento de montaje de la estructura constará de varias etapas. En todas ellas se debe especial cuidado en no dañar las superficies tratadas, elementos mecánicos, etc.

Se requerirá principalmente el apoyo de una grúa de capacidad suficiente para el izado y colocación de los componentes, y de una plataforma desde la que los operarios puedan realizar las operaciones de unión y montaje.

5.8.1. Requisitos previos

Previo a la instalación de la grúa deberá realizarse una cimentación suficiente y predispuesto las tomas eléctricas. Ambos elementos quedan fuera del alcance de este

proyecto. Sin embargo, se exige que se realicen de acuerdo a la normativa aplicable, en concreto siguiendo las indicaciones de:

- La Instrucción de Hormigón Estructural, EHE-08
- El Reglamento electrotécnico para baja tensión, aprobado por el RD 842/2002, y sus instrucciones complementarias.

La base de la cimentación donde apoyará la placa de anclaje de la columna deberá ser plana y estar nivelada. Estará predispuesta con los pernos de anclaje necesarios para fijar la estructura.

5.8.2. Columna

La columna se izará mediante el uso de una grúa y se colocará en posición vertical sobre la superficie de la cimentación haciendo coincidir los agujeros pasantes de la placa de anclaje con los pernos de cimentación previamente dispuestos. Una vez posada en tierra se asegurará la estructura mediante el apriete de las tuercas correspondientes.

5.8.3. Rodamiento

Deben limpiarse las superficies del rodamiento del recubrimiento protector de fábrica previa a la colocación del mismo

El rodamiento se elevará y se colocará sobre el anillo de apoyo sobre la columna, haciendo coincidir los agujeros pasantes de ambos. Una vez situados se colocarán los pernos pasantes con las correspondientes arandelas y tuercas, asegurando el apriete con el pretensado indicado por el fabricante.

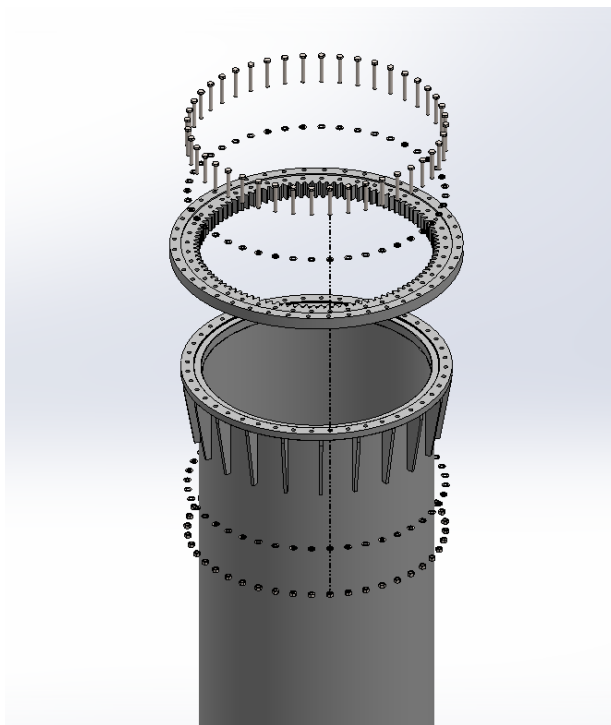


Figura 1. Vista explosionada del montaje del rodamiento.

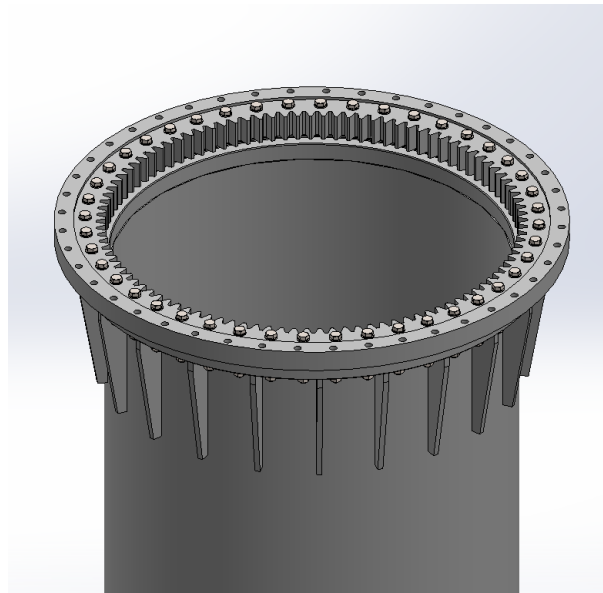


Figura 2. Detalle de rodamiento montado.

5.8.4. Conjunto de la pluma

El conjunto de la pluma, la propia pluma, la placa de apoyo, las cartelas, rigidizadores y topes de carrera, vendrán ya soldadas de taller con sus superficies preparadas listas para ser montadas. Debe asegurarse la limpieza de la superficie de contacto entre la placa y el rodamiento previo al montaje.

De manera similar al rodamiento se realiza la unión izando el conjunto mediante el apoyo de una grúa hasta la posición indicada, donde con la ayuda de los operarios se colocarán los tornillos pasantes entre la placa y el anillo superior del rodamiento. Una vez colocados se apretarán hasta la condición de pretensado indicada por el fabricante.

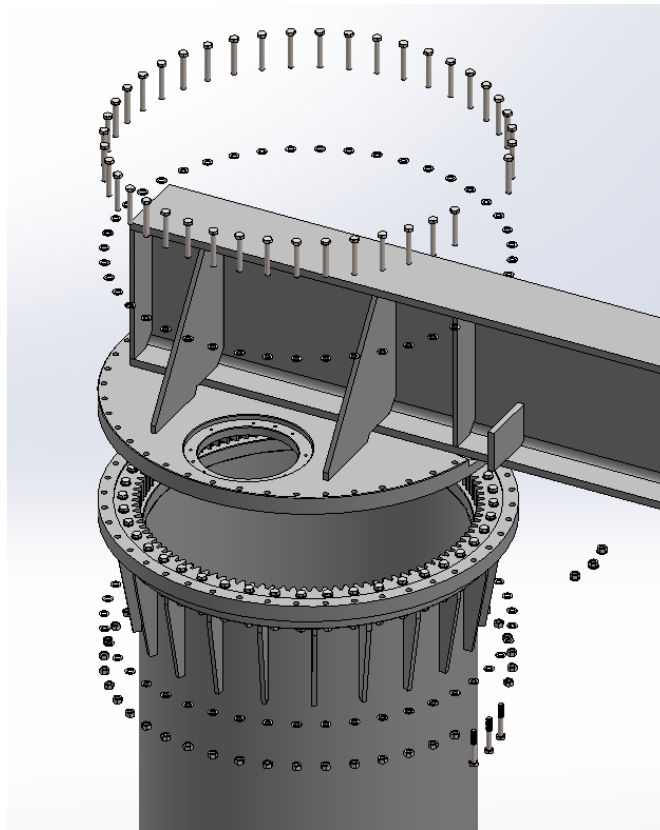


Figura 3. Vista explosionada del montaje del conjunto de la pluma.

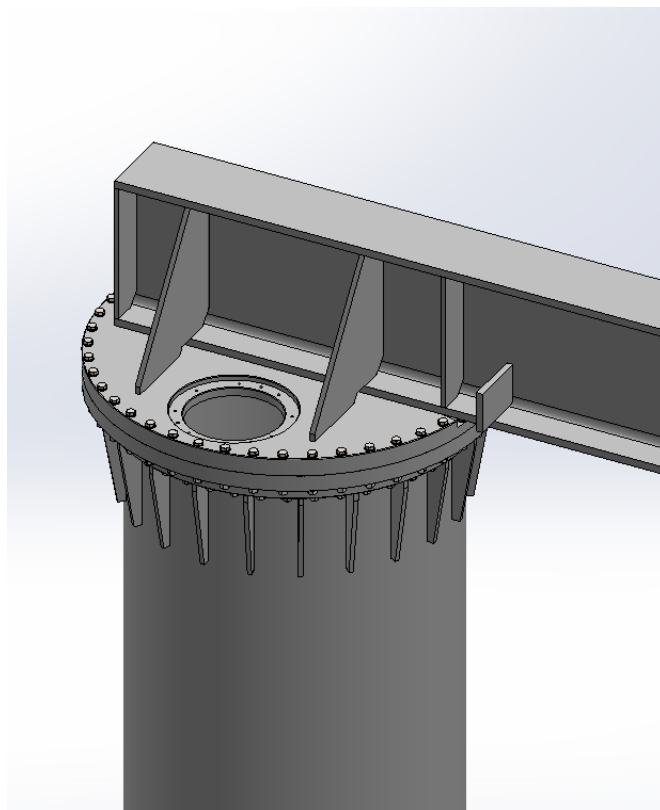


Figura 4. Detalle del conjunto de la pluma montado.

5.8.5. Sistema de giro

El sistema de giro se monta en su conjunto como un grupo independiente y se colocara en su posición final sobre la placa de apoyo de la pluma uniéndose mediante tornillos roscados a dicha placa. La posición del conjunto estará guiada por pasadores cilíndricos que asegurarán su posición en cuanto al centrado del mismo con respecto a las dimensiones de la placa de apoyo, con el fin de asegurar un correcto engrane entre el piñón y la corona dentada.

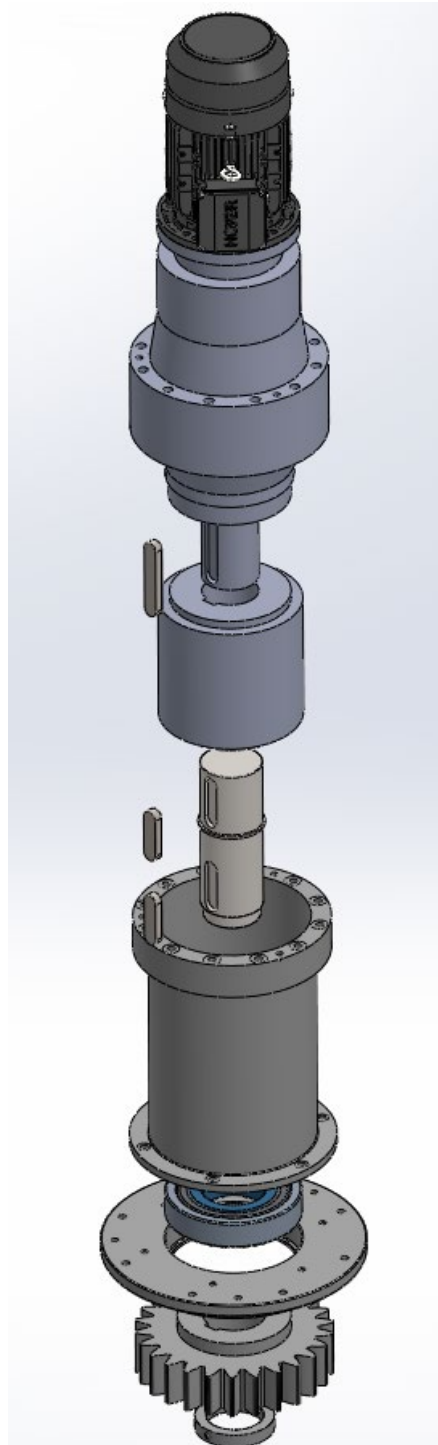


Figura 5. Vista de explosión del conjunto del sistema de giro.

El orden de montaje del sistema será:

1. Se acoplan el eje de salida del reductor y el eje del piñón mediante el acoplamiento flexible colocando las chavetas correspondientes y siguiendo las recomendaciones de montaje del fabricante del acoplamiento.
2. Se une el conjunto a la brida de apoyo del reductor, uniendo el reductor a la misma mediante tornillos roscados a la brida.
3. Se introduce el rodamiento de fijación en el eje hasta el resalte central del mismo.
4. Se coloca todo el sistema en posición sobre la base de asiento del sistema de giro y se atornilla la brida en los agujeros roscados ciegos de la base.
5. Se coloca la chaveta correspondiente en el eje y se ajusta el piñón a la altura correcta, a ras del extremo del eje de la zona de diámetro correspondiente.
6. Se asegura el piñón mediante la colocación del anillo de fijación designado por la norma DIN 705.

Previa a la colocación y acople del conjunto piñón-corona deberán engrasarse las superficies de diente con una grasa adecuada para el ambiente de exposición. Como, por ejemplo, del modelo *Daphne Eponex Grease SR no 2* de *IDEMITSU*, una de las cuales recomienda el fabricante del piñón.

5.8.6. Sistema de elevación

El sistema de elevación del polipasto con carro de traslación será montado siguiendo la guía del fabricante. Se podrá optar por el montaje en suelo en taller o en el emplazamiento previa la elevación de la pluma, o el montaje en altura. En caso elevar la pluma con el sistema ya montado, deberá asegurarse el bloqueo del mismo para que no se desplace en las operaciones de levantamiento y colocación del conjunto de la pluma.

5.9. Puesta en servicio

Previa a la puesta en servicio de la grúa se comprobarán todos los sistemas de la misma, dispositivos de seguridad, se probará cada mecanismo en toda la amplitud de movimientos y se realizarán las pruebas correspondientes de carga.

Se inspeccionará que tras las pruebas no aparezcan deformaciones, grietas, fallos de apriete y demás defectos que puedan poner en peligro la integridad de la estructura, a los usuarios o a las cargas.

En caso de aparecer cualquier defecto quedará en mano del jefe de obra la decisión de su corrección.