

Trabajo Fin de Grado

Diseño y cálculo de una grúa tipo pluma de 2.000
kg de capacidad

Design and calculation for jib type crane with 2.000
kg of capacity

Memoria

Autor

Isabel Ciria Aylagas

Director

Paula Canalís Martínez

Diseño y cálculo de una grúa tipo pluma de 2.000 kg de capacidad.

RESUMEN

El presente trabajo de fin de grado se realiza con el objetivo de calcular y diseñar una grúa tipo pluma, con el fin de colocarla en una nave industrial y destinarla a trabajos de fabricación y reparación de maquinaria agrícola, además de tareas de carga y descarga de mercancía.

El estudio consta de una memoria resumen, en la que se explica en detalle las características del estudio y de dos anexos complementarios donde se exponen cálculos necesarios para el desarrollo del proyecto.

El trabajo está estructurado en las siguientes partes:

- Introducción y exposición del objeto de estudio
- Características de los tipos de grúas tipo pluma que existen en el mercado y su clasificación en función del servicio y del elemento de apoyo.
- Breve resumen de las especificaciones que se establecen inicialmente y que deben cumplir los elementos del aparato a lo largo del cálculo.
- Diseño de los elementos estructurales de una grúa tipo pluma mural. El elemento principal de estas grúas es el pescante, y por ello, es lo primero que se calcula. A continuación, se estudian los esfuerzos ocasionados por el pescante sobre la nave, concretamente sobre los pilares.
- Cálculo del mecanismo de giro. Los elementos que forman el mecanismo de giro están normalizados, por lo que el cálculo se realiza, en la mayoría de los casos, en base al catálogo del fabricante.
- Selección del polipasto, que constituye el mecanismo de traslación de la carga.
- Modelado y simulación del pescante y de las consolas de fijación mediante SolidWorks.



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Isabel Ciria Aylagas,

con nº de DNI 72896818 C en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)
Diseño y cálculo de una grúa tipo pluma de 2.000 kg de capacidad.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 24 de noviembre de 2017

Fdo: Isabel Ciria Aylagas

ÍNDICE

1.	Introducción	2
1.1	Objetivo del proyecto.....	2
1.2	Motivación.....	2
1.3	Metodología	2
1.4	Conocimientos de aplicación	2
2.	Introducción a las grúa tipo pluma	4
2.1	Clasificación en función del elemento de apoyo	4
2.1.1	Grúa de columna	4
2.1.2	Grúa de pared o mural	4
2.2	Clasificación en función del servicio.....	5
2.2.1	Vida del mecanismo	5
2.2.2	Estado de la carga	5
2.2.3	Clasificación de aparatos.....	6
2.3	Clasificación de la grúa de estudio	6
2.3.1	Clasificación en función del apoyo	6
2.3.2	Clasificación en función del servicio.....	6
3.	Planteamiento del estudio	7
4.	Diseño y cálculo de los elementos de la grúa	8
4.1	Definición de las especificaciones de la grúa	8
4.2	Cálculo de la pluma	9
4.3	Comprobación de resistencia de la nave	14
4.4	Cálculo y selección de los mecanismos de giro	15
4.4.1	Selección de rodamientos	15
4.4.2	Selección del motor-reductor	20
4.4.3	Diseño de la etapa reductora	22
4.5	Selección del polipasto	26
5.	Simulación en Solidworks.....	29
6.	Conclusiones.....	30
7.	Anexo I. Cálculo de la nave.....	31
8.	Anexo II. Simulación en SolidWorks	31
9.	Bibliografía	32

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivo del proyecto

El objetivo del presente proyecto es el diseño y cálculo tanto de los elementos estructurales como de los accionamientos de una grúa tipo pluma que se colocará en el interior de una nave industrial. La grúa estará destinada a la ayuda en la fabricación y reparación de utensilios y maquinaria agrícola.

1.2 Motivación

La motivación para realizar este proyecto es la posibilidad de calcular y diseñar una máquina con los conceptos y metodologías propios de la ingeniería mecánica, como son los correspondientes a resistencia de materiales, estructuras, tecnología de fabricación, expresión gráfica y en especial los de criterios de diseño de máquinas y los de cálculo de elementos de máquinas.

Además, de suscitar un interés personal, derivado de la intención del titular de la nave de construir una grúa de 2.000 kg de capacidad destinada a trabajos de reparación y construcción de maquinaria agrícola.

1.3 Metodología

En primer lugar, se ha buscado y recopilado información sobre este tipo de grúa en catálogos de diferentes fabricantes, normativas y libros sobre aparatos de elevación y transporte.

Una vez estudiada la tipología de estas grúas, su utilización en el mercado y sus diferentes características, se ha seleccionado el modelo más adecuado y se ha procedido a la realización de los cálculos de los elementos estructurales y al dimensionamiento de la grúa de acuerdo a las condiciones establecidas previamente. Se han utilizado los programas MEFI y EES para la comprobación de estos cálculos y Excel para una visualización más clara de los resultados.

A continuación, se calculan y eligen los accionamientos de la grúa, que son el motor-reductor y rodamientos, que permiten el giro de la pluma, y el polipasto, que facilita la elevación de la carga y su traslación horizontal.

Por último, se realiza la simulación de grúa en SolidWorks, de acuerdo a lo anteriormente calculado, con el objetivo de realizar el estudio estático de la misma y comprobar los resultados de los cálculos.

1.4 Conocimientos de aplicación

En este estudio se aplican conocimientos adquiridos en algunas asignaturas superadas durante el Grado. A continuación, se exponen las que tienen mayor relevancia en la realización de este proyecto.



- Resistencia de materiales. Engloba los conocimientos necesarios para el análisis y cálculo de barras sometidas a tracción, flexión y compresión, además de las bases necesarias para la realización de diagramas de esfuerzos.
- Criterios de diseño de máquinas. Ofrece las bases sobre el cálculo de motores eléctricos, además de conocimientos sobre análisis de tensiones y diferentes teorías de fallo.
- Cálculo y selección de elementos de máquinas. Aporta conocimientos sobre el cálculo y selección de los diferentes tipos de engranajes y rodamientos en base a las características de cada uno.
- Estructuras. Proporciona las bases sobre diferentes métodos de resolución de estructuras formadas por barras y sobre el cálculo de cargas variables y permanentes sobre naves industriales.
- Expresión gráfica y dibujo industrial. Engloba conocimientos sobre el manejo del software de dibujo AutoCad para realizar dibujos en 2D.
- Mecánica. Aporta las bases necesarias para la realización de diagramas de sólido libre y su resolución mediante la aplicación de ecuaciones de equilibrio.

2. INTRODUCCIÓN A LAS GRÚA TIPO PLUMA

En primer lugar, se define grúa como un aparato de elevación de funcionamiento discontinuo destinado a elevar y distribuir, en el espacio, las cargas suspendidas de un gancho o de cualquier otro accesorio de aprehensión, según las normas UNE 58 110:1990 y UNE 58 104-1:1987.

La grúa de estudio corresponde a una grúa tipo pluma, que a su vez pertenece al grupo de grúa con pescante o grúa palomilla. La característica principal de este tipo de grúas es que el dispositivo de aprehensión está suspendido de una pluma o de un carro que se desplaza a lo largo de la misma. Éste tipo de grúas se subdivide en otros tres grupos, pero las que más se ajustan al caso de estudio son la grúa palomilla de columna y la de pared o mural, las cuales se describen brevemente a continuación.

2.1 Clasificación en función del elemento de apoyo

2.1.1 Grúa de columna

Esta grúa consta de un pescante que gira sobre una columna de acero que reposa sobre una placa base reforzada con nervaduras, sobre la cimentación. La columna puede ser fija, girando la pluma sobre ella, o giratoria, donde la columna y la pluma rotan solidariamente. Esto permite colocar la grúa tanto en interiores como exteriores, siendo totalmente independiente de un edificio. Permite una rotación de brazo de entre 270° a 360°.



Figura 1. Ejemplos de grúa tipo pluma de columna.

2.1.2 Grúa de pared o mural

Este tipo de grúa tiene como elemento principal una pluma, que para garantizar una rotación fácil se articula sobre dos rótulas prisioneras en dos consolas que forman una placa de anclaje, fijadas a un pilar o una pared. Son los pescantes más económicos cuando se dispone de una pared o de un puesto de resistencia a suficiente proximidad del puesto de trabajo que se quiere alimentar. La altura bajo el pescante sólo está limitada por la altura del edificio existente y, además, no requieren ninguna modificación del edificio durante su instalación. Permiten una rotación de brazo de 270° como máximo (dependiendo de lugar y el sistema de anclaje).

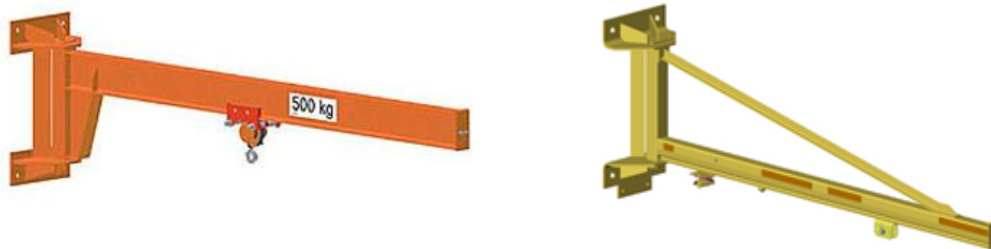


Figura 2. Ejemplos de grúas mural o de pared

2.2 Clasificación en función del servicio

Esta clasificación se realiza de acuerdo a la norma UNE 58-112-1:1991, que hace una clasificación de los aparatos de elevación sobre la base del número de ciclos efectuados durante la vida prevista del aparato y un coeficiente de frecuencia de carga. Esta clasificación no determina cómo debe ser el diseño de la grúa, pero proporciona una idea al diseñador y al comprador del grupo al que pertenece el aparato, y por ello alguna de las características que va a tener.

2.2.1 Vida del mecanismo

La vida del mecanismo representa las horas de funcionamiento que se estima va a tener el mecanismo a lo largo de su servicio. Dependiendo del número de horas, la grúa pertenecerá a un grupo, como se indica en la tabla 1.

Tabla 1. Definición de la vida del mecanismo.

Grupo	A	B	C	D	E	F	G
Vida en horas	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000

2.2.2 Estado de la carga

El estado de carga representa con qué frecuencia el aparato levanta la carga máxima. Se puede calcular a partir de la siguiente ecuación o realizar una estimación y obtener el estado de la carga según la tabla 2.

$$k = \frac{N^{\circ} \text{ de veces de elevación de la carga máxima}}{N^{\circ} \text{ de elevación de cargas pequeñas, medianas y máximas}}$$

Tabla 2. Coeficiente nominal del espectro de cargas para los aparatos, K_p .

Estado de la carga	Servicio	Factor k
1	Frecuencia muy reducida de la carga máxima	0,125
2	Frecuencia reducida de la carga máxima	0,25
3	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas	0,5
4	Frecuencia elevada de la carga máxima	1

2.2.3 Clasificación de aparatos

A partir de la vida del mecanismo y del estado de la carga, los aparatos se clasifican en seis grupos según la FEM siguiendo la tabla 3.

Tabla 3. Clasificación de aparatos

		Vida del mecanismo						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de la carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M7	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

Los diferentes grupos ISO se agrupan en tres grupos según clasificación del mecanismo de elevación, donde:

- Grupo M3: aparatos de mantenimiento y aparatos de taller en servicio ligero.
- Grupos M4, M5 y M6: aparatos de taller en servicio intermitente, aparatos de taller en servicio intenso y aparatos de almacén con sistema de aprensión en el gancho y servicio regular.
- Grupo M7 y M8: aparatos de acería y de parque de chatarra...

2.3 Clasificación de la grúa de estudio

2.3.1 Clasificación en función del apoyo

De los dos tipos de grúa según el elemento de apoyo, se realiza el estudio de la de pared, ya que la grúa se va a colocar dentro de una nave industrial, la cual no sólo está destinada a la elevación de maquinaria para su reparación. La grúa de pared tiene la ventaja de no dificultar el desarrollo de otras actividades dentro la nave como el almacenamiento de maquinaria o el de cereal, además de la facilidad de colocación, puesto que se dispone de una pared o pilar.

2.3.2 Clasificación en función del servicio

Como se ha comentado en el apartado anterior, para clasificar la grúa en función del servicio es necesario hallar la vida del mecanismo y el estado de la carga. Para obtener la vida del mecanismo, se realiza el cálculo en un periodo de 10 años y se estima una utilización media de 12 horas a la semana, por lo que el cálculo de la vida del mecanismo queda:

$$vida = 12 \frac{horas}{semana} \cdot 52 \frac{semanas}{año} \cdot 10 años = 6.240 horas$$

De acuerdo a este valor, el mecanismo pertenece al grupo D, según la tabla 1.

En cuanto al estado de la carga, se estima que es 2, con factor k igual 0,25 según la tabla 2, dado que la elevación de la carga no va a ser constante por no pertenecer a un puesto de trabajo diario.

Con estos datos y observando la tabla 3, se observa que el aparato pertenece al grupo M5.

3. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

En el presente proyecto se pretende calcular y diseñar una grúa tipo pluma para instalarla dentro de una nave industrial, que sirva como ayuda en trabajos de fabricación y reparación de útiles y maquinaria, además de posibles tareas como apilar o descargar mercancía.

Inicialmente, se establecen ciertos parámetros que se deberán cumplir a lo largo del cálculo de los elementos de la grúa. Estas condiciones son que el brazo de la pluma alcance 8 metros de longitud, que sea capaz de elevar 2.000 kg y que la altura bajo gancho sea de 4 metros como mínimo.

De los distintos tipos de grúas tipo pluma, se decide estudiar la de pescante mural porque resulta más fácil su instalación al no tener que colocar un pilar adicional en la nave para fijarla, además de la ventaja de no dificultar otras tareas realizadas dentro de la nave cuando no se esté utilizando. Si el pilar de la nave no pudiese hacer frente a los esfuerzos de la pluma sería necesario reforzarlo para que no falle a lo largo de la vida de la grúa.

En el mercado, existen distintos diseños de pescantes, los más habituales el de tipo ménsula y el triangulado. En este proyecto se estudiará el de tipo ménsula ya que permite una altura bajo gancho mayor que uno triangulado con las mismas características.

4. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

4.1 Definición de las especificaciones de la grúa

En primer lugar, se realizará el cálculo resistente de la pluma de acuerdo a las especificaciones planteadas. Puesto que en la nave se van a realizar diversas actividades además de la de reparar maquinaria, la pluma se fijará a uno de los pilares o la pared de la nave para que cuando no se utilice la grúa no dificulte el resto de tareas para las que está destinada la nave.

El brazo de la pluma tendrá una longitud máxima de 8 metros y tendrá una altura bajo gancho mínima de 4 metros.

En cuanto al tipo de perfil utilizado en la construcción de la pluma será un perfil con sección en forma de doble T, o también llamado perfil en I, ya que permite la sujeción del carro que porta el polipasto y su desplazamiento longitudinal. En el mercado existen varios tipos de perfiles con esta sección, son los perfiles IPN, IPE y HE. Se analizan las características de cada uno y se toman en cuenta en el cálculo o se descartan.

- EL perfil IPN se descarta por tener las caras interiores de las alas inclinadas respecto a las caras exteriores que son perpendiculares al alma, lo que dificultaría la traslación del carro, mientras que los perfiles IPE y HE se consideran una opción para la estructura de la pluma.
- Los perfiles HE comprenden tres series: serie normal (HEB), serie ligera (HEA) y serie pesada (HEM) de los cuales la serie pesada queda descartada porque si se construye una pluma demasiado pesada podría poner en peligro la estabilidad de la nave.
- La barra vertical puede ser un perfil en doble T o un perfil cuadrado o rectangular hueco reforzado con medio perfil en doble T.

En el mercado existen principalmente dos diseños de pescantes que se muestran a continuación:

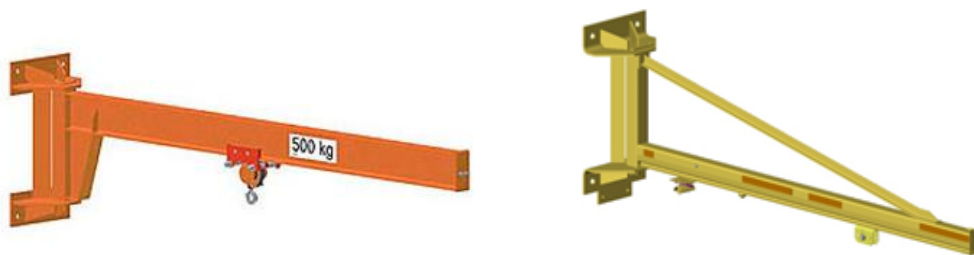


Figura 3. Tipos de pescante mural en el mercado, tipo ménsula (pescante izquierdo) y triangulado (pescante derecho).

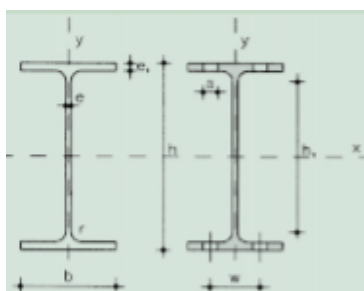
El diseño elegido será el de tipo ménsula ya que permite mayor altura bajo gancho que el de tipo triangulado con las mismas características.

4.2 Cálculo de la pluma

La estructura de la pluma está sometida a flexión compuesta producida por la carga de trabajo y por el propio peso de las vigas que la forman. Los esfuerzos producidos por el giro de la pluma lo absorben los rodamientos que se colocarán entre la consola de anclaje al pilar y la pluma y que permitirán el giro de la misma.

Para el cálculo inicial se toma un perfil IPE 500 tanto para la viga horizontal como para la viga vertical. Las características de este tipo de perfil son las indicadas en la tabla 4.

Tabla 4. Características IPE 500.



PERFIL IPE 500		
h	500	mm
b	200	mm
e	10,2	mm
e ₁	16	mm
A	11600	mm ²
I	482000000	mm ⁴
P	90,7	kg/m

Las dimensiones tomadas para el cálculo de las barras que formarán la pluma medirán 8 metros la horizontal y 2 la vertical. Las consolas de soporte se colocan en los extremos de la barra vertical. Inicialmente se plantea colocar dos apoyos articulados fijos, pero para evitar la retención en la dirección vertical y facilitar el cálculo, se coloca un apoyo articulado fijo y otro móvil, como se muestra en la figura 4.

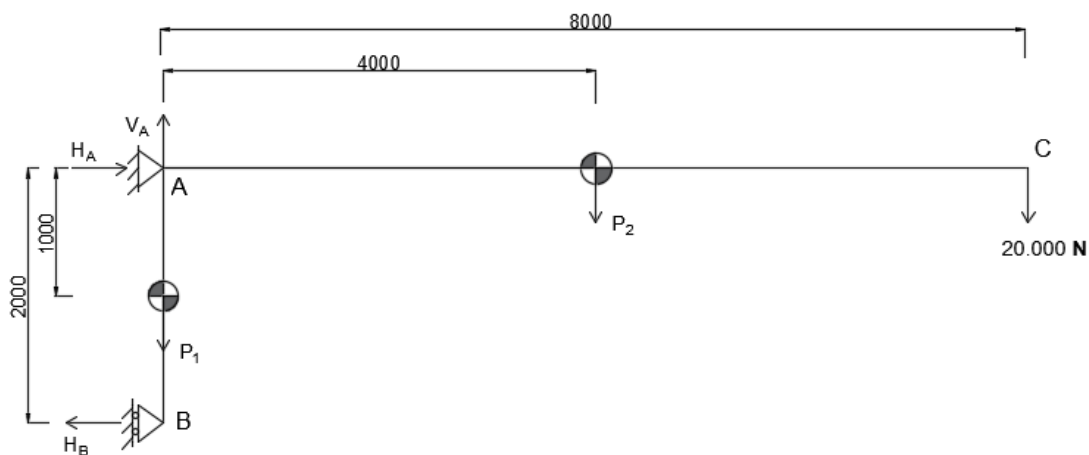


Figura 4. Dimensiones de la pluma con cargas y diagrama de sólido libre.

La fuerza M es la carga máxima que debe levantar la grúa y su valor es de 2.000 kg, que al pasarla a Newtons quedaría igual 19.620 N. Para el cálculo se toma el valor de 20.000 N ya que se multiplica por un factor de mayoración de 1,02 aproximadamente. Se coloca en el extremo opuesto a los anclajes dado que es la situación más desfavorable.

Los pesos de cada barra son:

$$P_1 = 1.779,534 \text{ N}$$

$$P_2 = 7.118,136 \text{ N}$$

Tomando $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ en todo el cálculo.

Con estos datos se puede realizar el equilibrio de la estructura para hallar el valor de las reacciones en los apoyos y así obtener el diagrama de esfuerzos. Para ello se deben aplicar las ecuaciones de equilibrio global de la estructura.

- Equilibrio global:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_A = H_B$$

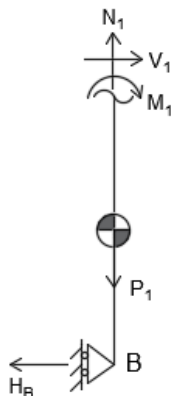
$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_A = M + P_1 + P_2 = 28.897,67 \text{ N}$$

$$\sum M_z^B = 0 \Rightarrow 2 \cdot H_A + 4 \cdot P_2 + 8 \cdot M = 0 \Rightarrow H_A = -94.236,272 \text{ Nm}$$

Una vez hallado el valor de las reacciones, se realiza el equilibrio interno de cada barra para obtener el valor de los esfuerzos que soporta cada una y, así, realizar los diagramas de esfuerzos.

- Equilibrio interno de cada barra:

Barra 1:



$$\sum F_x = 0 \Rightarrow H_B = V_1 = -94.236,272 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow N_1 = P_1 = 1.779,534 \text{ N}$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow \begin{cases} x = 0 & M_1 = 0 \\ x = 2 & M_1 = -x \cdot H_B = 188.472,544 \text{ Nm} \end{cases}$$

Figura 5. Equilibrio en barra 1.

Barra 2:

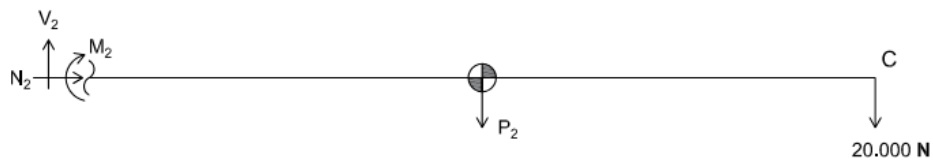


Figura 6. Equilibrio en barra 2.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow N_2 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_2 = M + P_2 = 27.118,136 \text{ N}$$

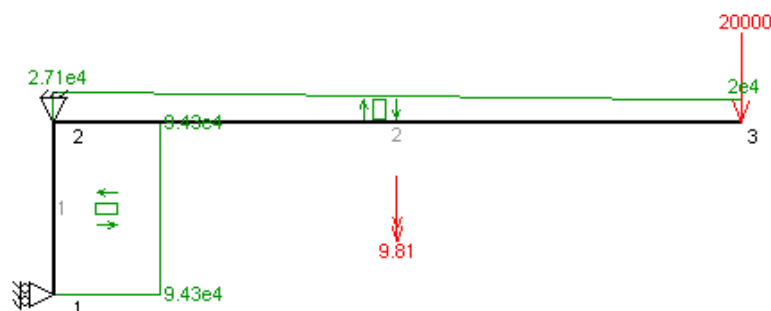
$$\sum M_z = 0 \Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow & M_2 = 0 \\ x = 4 \Rightarrow & M_2 = -M \cdot x = -80.000 \text{ Nm} \\ x = 8 \Rightarrow & M_2 = -M \cdot x - P_2 \cdot (x - 4) = -188.472,544 \text{ Nm} \end{cases}$$

A partir de estos resultados se dibujan los diagramas de esfuerzos de la pluma. A continuación, se observan los diagramas obtenidos en el programa MEFi y se comprueba que los resultados no son exactamente iguales a los obtenidos, debido a decimales y aproximaciones, pero son muy similares. Se pueden ver representados en la Figura 7.

Esfuerzos axiales



Esfuerzos cortantes



Momentos flectores

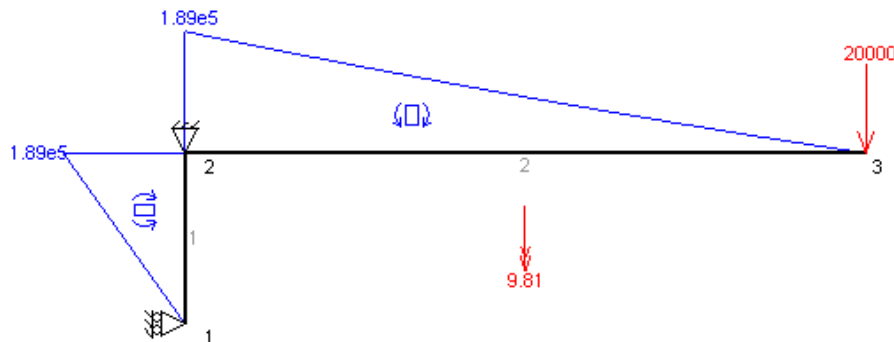
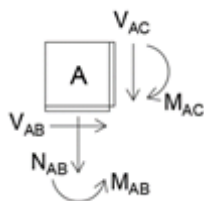


Figura 7. Diagramas de esfuerzos obtenidos en MEF1.

A partir de los esfuerzos anteriores, se comprueba que tanto las dos barras que forman la estructura consideradas aisladamente como el nudo A entre ellas se encuentran localmente en equilibrio.

De los diagramas, se puede observar que la sección más desfavorable es el nudo A de la barra 1, ya que soporta esfuerzos más grandes que el nudo A perteneciente a la barra 2. A continuación se calcularán las tensiones producidas en esta sección, las cuales pueden obtenerse directamente a partir de los esfuerzos ya calculados.



$$N_{AB} = 1.779,534 \text{ N}$$

$$V_{AB} = -94.236,272 \text{ N}$$

$$M_{AB} = -188.472,544 \text{ Nm}$$

Figura 8. Sección A esfuerzos que soporta. Valores de los esfuerzos correspondientes a la barra 1.

Las tensiones normales en la sección A vienen dadas por:

$$\sigma_{x,max}(y)^+ = -\frac{M_{AB}}{I_z} \cdot y_{max} + \frac{N}{A} = -\frac{-188.472.544 \text{ Nmm}}{48.200 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \frac{500 \text{ mm}}{2} + \frac{1.779,534 \text{ N}}{11600 \text{ mm}^2} = 97,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{x,max}(y)^- = -\frac{M_{AB}}{I_z} \cdot y_{max} + \frac{N}{A} = -\frac{-188.472.544 \text{ Nmm}}{48.200 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \frac{-500 \text{ mm}}{2} + \frac{1.779,534 \text{ N}}{11600 \text{ mm}^2} = -97,6 \text{ MPa}$$

Por otro lado, las tensiones tangenciales se calculan con la fórmula de Collignon. Se debe calcular la tensión tangencial producida en ala y en el alma por separado.

$$\text{Ala} \rightarrow \tau_{xy,max} = \frac{b \cdot h \cdot V_y}{4 \cdot I_z} = \frac{200 \text{ mm} \cdot 500 \text{ mm} \cdot (-94.236,272 \text{ N})}{4 \cdot 48.200 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = -4,89 \text{ MPa}$$

$$\text{Alma} \rightarrow \tau_{xy,max} = \frac{V_y}{e \cdot I_z} \cdot S_z^{A'}(y) = \frac{-94.236,272 \text{ N}}{8,6 \text{ mm} \cdot 23.130 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot 774.000 = -14,84 \text{ MPa}$$

$$S_z^{A'}(y) = \int_{A'} y \cdot dA = A_1 \cdot d_{cdg1} + A_2 \cdot d_{cdg2}$$

$$A_1 = b \cdot e_1$$

$$d_{cdg1} = \frac{h}{2} - \frac{e_1}{2}$$

$$A_2 = e \cdot (h - 2 \cdot e_1 - y) ; \quad y = 0 \Rightarrow A_2 = e \cdot (h - 2 \cdot e_1)$$

$$d_{cdg2} = \left(\frac{h}{2} - \left(\frac{h}{2} - y \right) \right) ; \quad y = 0 \Rightarrow d_{cdg2} = 0$$

$$\begin{aligned}
 S_z^{A'}(y) &= b \cdot e_1 \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{e_1}{2} \right) = 200 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm} \cdot \left(\frac{500 \text{ mm}}{2} - \frac{16 \text{ mm}}{2} \right) \\
 &= 774.000 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

La distribución de tensiones puede representarse a partir de estos valores. Se comprueban con los valores dados en MEF1 y se observa que son similares, como se observa en la Figura 9.

IPE 500 (estado 1)

Tensiones tangenciales, normales y equivalentes von Mises

Axil = 1786.6, cortante = -94293 y flector = -1.8859e5 (línea = 1, x = 2)

IPE500 h = 500 mm, b = 200 mm, e = 10.2 mm y e1 = 16 mm

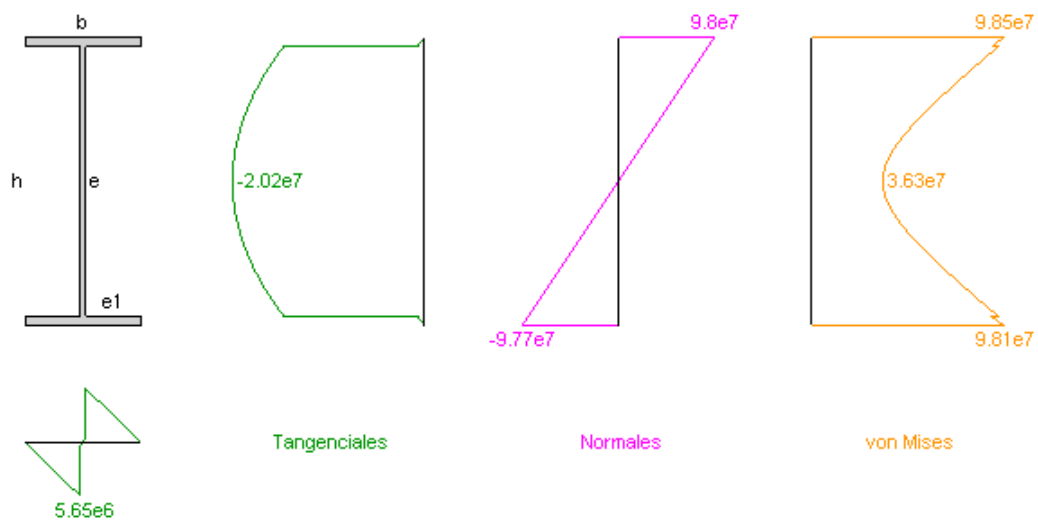


Figura 9. Distribución de tensiones en sección más solicitada (Imagen de MEF1).

Se ve que la parte más desfavorable son las alas, concretamente las caras exteriores de las mismas ya que es donde se encuentra la tensión normal máxima y se concentra en el punto medio, donde la tensión tangencial del alma es máxima.

Se calcula la tensión máxima, a partir de la fórmula de tensión tangencial máxima para combinación de esfuerzos, como se muestra a continuación.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{97,83}{2}\right)^2 + 4,89^2} = 49,16 \text{ MPa}$$

Se utilizará para la construcción de la estructura un acero al carbono de construcción S275, el cual acepta soldadura y tiene como límite elástico 275 MPa. Según la Teoría de Cortante Máximo, la tensión admisible para este acero tomando un coeficiente de seguridad de 2,5 será:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{275 \text{ MPa}}{2 \cdot 2,5} = 55 \text{ MPa}$$

Se comprueba que $\tau_{adm} > \tau_{max}$, por lo que se cumple la condición de Cortante Máximo y el perfil es apto para la construcción de la pluma.

4.3 Comprobación de resistencia de la nave

Una parte importante en el cálculo de una grúa mural es determinar si el pilar o pared al que se va a fijar la pluma es lo suficiente robusto para soportar los esfuerzos o si será necesario reforzarlo para que no falle.

En este estudio, se desea anclar el pescante en el interior de una nave de 18x36 metros de planta, 6 metros de alto de pilar (desde la solera) que tiene una cubierta con una pendiente del 30%. Los pórticos de la nave están dispuestos con una separación de 6 metros. Los pórticos que constituyen la fachada delantera y trasera están formados por perfiles HEB 180 en los pilares y perfiles IPE330 en las vigas, mientras que el resto de pórticos de la nave están formados por perfiles HEB 320 para los pilares y perfiles IPE 360 para las vigas.

Este tipo de grúas pueden anclarse tanto en el pilar de la nave como en la pared mediante distintos tipos de fijación. La pared de la nave está formada por muro de hormigón armado hasta una altura de 2,7 m y el resto de bloques de hormigón hueco. Por esta razón, es más conveniente fijar la pluma al pilar que a la pared.

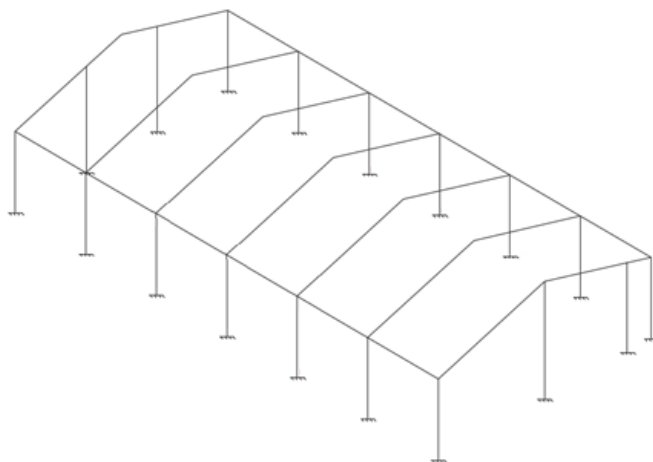


Figura 10. Estructura de la nave.

Se observa que el lugar idóneo para colocar la pluma es en uno de los pilares de los pórticos intermedios, en concreto de los tres centrales porque existe la suficiente distancia para que el pescante pueda girar 180º sin chocar con ninguna otra pared. Otra opción, es colocarla en el centro de una de las fachadas delantera o trasera, pero se descarta porque no se aprovecharía la utilidad de la grúa al cien por cien, en la en la fachada delantera por estar la puerta de entrada y en la trasera porque no habría espacio para utilizarla si hay maquinaria almacenada.

Se realiza el análisis de las acciones que afectan a la nave, los cálculos se pueden ver en el Anexo I, y se observa que cualquiera de los pórticos intermedios pueden soportar las cargas de la pluma sin que se produzca fallo, ya que en comparación con las cargas permanentes y variables que afectan a la estructura, las de la pluma son considerablemente menores. Por tanto, no será necesario reforzar el pilar.

4.4 Cálculo y selección de los mecanismos de giro

4.4.1 Selección de rodamientos

Los rodamientos son elementos de máquinas destinados a soportar las cargas originadas en los ejes debido a fuerzas que se generan en engranajes y otros componentes de máquinas, además de permitir el giro entre varios elementos. Trabajan a rodadura y constan esencialmente de un anillo o pista interior que se ajusta a un eje, de un anillo o pista exterior montado sobre un alojamiento o soporte, y de bolas, rodillos o agujas, que se montan interpuestos entre las pistas de rodadura de los anillos mencionados.

La mayoría de rodamientos pueden soportar cargas combinadas, es decir, cargas axiales y radiales actuando al mismo tiempo, como ocurre en la situación que se plantea.

Según el catálogo FAG, para seleccionar el rodamiento adecuado en cada caso es necesario calcular la carga dinámica equivalente y a partir de este valor y el de vida del rodamiento, se obtiene el valor de la capacidad de carga, valor necesario para entrar en tablas y escoger el rodamiento.

A continuación, se muestra el procedimiento a seguir además de las fórmulas que se van a utilizar en el cálculo.

El primer paso, es calcular la carga dinámica equivalente, cuya fórmula es diferente dependiendo del tipo de rodamiento que se esté calculando.

Después, se calcula la capacidad de carga a partir de la duración de la máquina y la velocidad a la que debe girar. El valor de la capacidad de carga es determinante para realizar una primera selección del rodamiento.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

Siendo L Duración en millones de vueltas

C Capacidad de carga

P Carga dinámica equivalente

$$a \begin{cases} a = 3 & \text{Para rodamientos radiales y axiales de bolas} \\ a = \frac{10}{3} & \text{Para rodamientos radiales y axiales de rodillos} \end{cases}$$

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

Siendo L_h Duración de horas de funcionamiento

n Velocidad angular de rodamiento en rpm

A partir de estas expresiones se calculan los rodamientos que se colocarán en las fijaciones. Se calculan por separado ya que las cargas que soportan son diferentes, y por este motivo, se cree conveniente colocar un rodamiento rígido de bolas en la fijación B, mientras que se coloca uno de rodillos cónicos en el A.

Los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados en el mercado por ser los más económicos y por ser capaces de soportar cargas radiales y axiales combinadas, mientras que los rodamientos de rodillos cónicos son especialmente adecuados para importantes cargas axiales y radiales combinadas, debido a la disposición oblicua de los caminos de rodadura de los rodillos.

Por resultar más sencillo, se calcula primero el rodamiento rígido de bolas.

- Rodamiento B

El rodamiento del punto A de la estructura tiene que ser capaz de soportar la fuerza radial cuyo valor, calculado anteriormente, es:

$$F_r = 94.236,272 \text{ N}$$

En este caso, la carga dinámica equivalente se calcula de la siguiente forma:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Siendo P Carga dinámica equivalente

F_r Carga radial

F_a Carga axial

X Factor radial

Y Factor axial

Para obtener los valores de los factores X e Y, es necesario calcular el cociente de ambas fuerzas.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{94.236,272 \text{ N}} = 0$$

Con este valor y teniendo en cuenta que el rodamiento tiene un juego normal, se obtienen los factores del rodamiento que aparecen en la tabla 5.

Tabla 5. Factores de los rodamientos rígidos de bolas.

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	e		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$
	X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y	
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Se observa que $\frac{F_a}{F_r} < e$, siendo e cualquier valor, por lo que los factores tomados para el cálculo son X = 1 e Y = 0. Teniendo todos los datos, se calcula la carga dinámica equivalente.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 94.236,272 + 0 \cdot 889,767 = 94.236,272 \text{ N}$$

Para seleccionar el rodamiento adecuado de las tablas es necesario conocer el valor de la capacidad de carga, C, que se calcula a partir de vida del mecanismo en horas y de la velocidad a la que gira.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{6.240 \text{ h} \cdot 0,5 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = 0,187 \text{ millones de vueltas}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \rightarrow C = P \cdot \sqrt[a]{L} = 94.236,272 \text{ N} \cdot \sqrt[3]{0,187} = 53.888,8 \text{ N} = 53,9 \text{ kN}$$

Con estos valores, se selecciona el rodamiento **6310** que tiene 62 kN de capacidad de carga dinámica, valor superior al calculado, y 38 kN de estática.

Tabla 6. Características de rodamientos para diámetro de eje 50 mm, catálogo FAG.

Eje	Dimensiones							Peso <i>mt</i> kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r _s min	H <i>mt</i>	H ₁ <i>mt</i>	J <i>mt</i>		dyn. C kN	stat. C ₀				D ₁ min mm	D ₃ max	r _g max
50	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,466	36,5	24	18000	9500	6210	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,469	36,5	24	18000	9500	S6210.W203B	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,478	36,5	24	7500	9500	6210.2ZR	57	83	1
	50	90	20	1,1	77,9	80	62	0,48	36,5	24	4800		6210.2RSR	57	83	1
	50	90	23	1,1	77,9	80	62	0,543	36,5	24	4800		62210.2RSR	57	83	1
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,1	62	38	14000	9500	6310	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,11	62	38	4000		6310.2RSR	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,12	62	38	4000		6310.2RSR	61	99	2
	50	110	27	2	91,6	95,1	68	1,11	62	38	4000		S6310.2RSR.W203B	61	99	2
	50	110	40	2	91,6	95,1	68	1,59	62	38	4000		62310.2RSR	61	99	2
	50	130	31	2,1	108,4	113,1	81,6	1,96	81,5	52	12000	9000	6410	64	116	2,1
	50	130	31	2,1	108,4	113,1	81,6	1,96	81,5	52	12000	9000	6410	64	116	2,1
	50	130	31	2,1	108,4	113,1	81,6	1,96	81,5	52	12000	9000	6410	64	116	2,1
	50	130	31	2,1	108,4	113,1	81,6	1,96	81,5	52	12000	9000	6410	64	116	2,1

Es necesario comprobar si cumple el criterio de carga estática con los datos que da la tabla. El rodamiento elegido será el adecuado si al volver a calcular la capacidad de carga, C, es menor que la capacidad del rodamiento.

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{38000 N} = 0$$

De nuevo, el cociente es menor que cualquier valor de e, por lo que X e Y son 1 y 0 respectivamente. Con los mismos factores, se obtiene la misma capacidad de carga, C = 53,9, que es menor que la capacidad de carga del rodamiento dada en la tabla 6. Por esta razón, el rodamiento elegido es adecuado el aparato.

- Rodamiento A

Los rodamientos de rodillos cónicos pueden colocarse en pareja o individualmente. Debido a que estos rodamientos sólo absorben cargas axiales en un sentido, generalmente se coloca un segundo rodamiento del mismo tipo montado simétricamente para el guiado en sentido contrario.

Las fuerzas que tiene que soportar este rodamiento son las siguientes:

$$F_r = 94.236,272 N$$

$$F_a = 28.897,67 N$$

Como en el caso anterior, primero se calcula el cociente entre la fuerza radial y axial que afectan al rodamiento.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{28.897,67 N}{94.236,272 N} = 0,307$$

Observando la tabla de catálogo, para muchos de los tipos el valor de e es mayor que este cociente. Se escoge el rodamiento en función del anterior, seleccionando uno con el mismo

diámetro de eje y diámetro exterior para facilitar el diseño, es decir, uno con diámetro de eje igual a 50 milímetros y exterior igual a 110.

Tabla 7. Características de rodamientos para diámetro de eje 50 mm. Catálogo FAG.

Eje	Dimensiones										Peso ml	Capacidad · Factor de carga					
	d	D	B	C	T	r _{1s} min	r _{2s} min	r _{3s} min	r _{4s} min	a ml	J ml		C din.	e	Y	estát. C ₀	Y ₀
	mm										kg		kN			kN	
50	50	80	20	15,5	20	1	1	1	18	67,5	0,386	64	0,42	1,42	95	0,78	
	50	80	24	19	24	1	1	1	17	65,8	0,47	75	0,32	1,9	114	1,04	
	50	85	26	20	26	1,5	1,5		20	69,1	0,604	86,5	0,41	1,46	122	0,8	
	50	90	20	17	21,75	1,5	1,5		20	68,8	0,543	80	0,42	1,43	96,5	0,79	
	50	90	23	19	24,75	1,5	1,5		21	70	0,602	88	0,42	1,43	110	0,79	
	50	90	32	24,5	32	1,5	1,5		23	71,8	0,971	114	0,41	1,45	163	0,8	
	50	105	29	22	32	3	3		36	81,3	1,21	108	0,87	0,69	137	0,38	
	50	110	27	20	29,25	2,5	2		35	81,4	1,9	112	0,83	0,73	127	0,4	
	50	110	40	33	42,25	2,5	2		33	82,6	1,9	166	0,55	1,1	224	0,6	
	50	110	40	33	42,25	2,5	2		33	82,6	1,9	166	0,55	1,1	224	0,6	
	50	110	40	33	42,25	2,5	2		33	82,6	1,9	166	0,55	1,1	224	0,6	
	50	110	40	33	42,25	2,5	2		33	82,6	1,9	166	0,55	1,1	224	0,6	

Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada		Medidas auxiliares									
		Roda- miento FAG	DIN ISO 355	D ₁ max	D ₂ min	D ₃ min	D ₃ max	D ₄ min	a ₁ min	a ₂ min	r _{g1} , r _{g2} max	r _{g3} , r _{g4} max	
min ⁻¹													
8000	4500	32010X	T3CC050	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	
8000	4300	33010	T2CE050	56	56	72	74	76	4	5	1	1	
7500	4300	33110	T3CE050	56	57	74	78	82	4	6	1,5	1,5	
7500	5000	30210A	T3DB050	58	57	79	83	85	3	4,5	1,5	1,5	
7500	4500	32210A	T3DC050	58	57	78	83	85	3	5,5	1,5	1,5	
7000	4500	33210	T3DE050	57	57	77	83	87	5	7,5	1,5	1,5	
6300	5300	T7FC050	T7FC050	59	65	78	91	100	5	10	3	3	
6300	5000	30310A	T2EB050	58	58	85	100	102	4	6	2,5	2	
6300	4800	31310A	T7FB050	62	60	87	100	104	4	10	2,5	2	
6300	4800	32310A	T2FD050	62	60	90	100	102	5	9	2,5	2	
6300	4800	32310B	T5FD050	60	60	83	100	103	5	9	2,5	2	

El rodamiento escogido es el 31310A del catálogo FAG y tiene las siguientes características necesarias para el cálculo de comprobación, como se puede ver en la tabla 7.

$$C = 112 \text{ kN}$$

$$e = 0,83$$

$$Y = 0,73$$

$$C_0 = 127 \text{ kN}$$

$$Y_0 = 0,4$$

La carga dinámica equivalente para una pareja de rodamientos cuando el cociente de la fuerza axial y radial es menor que e, es igual a:

$$P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_a = 94.236,272 + 1,12 \cdot 0,73 \cdot 28.897,67 = 117.863,01 \text{ N} \\ = 117,86 \text{ kN}$$

La duración del aparato en millones de vueltas es el mismo que en el caso anterior, 0,187 y la capacidad de carga se calcula con la misma fórmula, pero en este caso, a es igual a 10/3 por tratarse de un rodamiento de rodillos.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \rightarrow C = P \cdot \sqrt[a]{L} = 117,86 \text{ N} \cdot 0,187^{3/10} = 71,3 \text{ kN}$$

El rodamiento proporciona una capacidad de carga mayor que la necesaria, pero no se puede decir que es adecuado hasta no comprobarlo con la carga estática.

$$P_0 = F_r + 2 \cdot Y_0 \cdot F_a = 94.236,272 + 2 \cdot 0,4 \cdot 28.897,67 = 117.354,4 \text{ N} = 117,4 \text{ kN}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a \rightarrow C = P \cdot \sqrt[a]{L} = 117,4 \text{ N} \cdot 0,187^{3/10} = 71 \text{ kN}$$

Dado que el valor de la capacidad de carga es menor que el que proporciona el rodamiento según catálogo, la pareja de rodamientos con denominación **31310A** son adecuados para la grúa de estudio.

4.4.2 Selección del motor-reductor

Para realizar el cálculo, se establece que la velocidad de giro de la pluma debe ser 0,5 rpm, por lo que se busca un motor-reductor que proporcione dicha velocidad de salida o uno que ofrezca una velocidad algo mayor, diseñando además una etapa de reducción para alcanzar la velocidad deseada.

En la elección del motor que acciona el giro de la pluma, es importante determinar el tipo de motor que se desea colocar y, además, el par que tiene que superar para que la grúa gire. El motor es un motor-reductor trifásico, con o sin etapa de reducción dependiendo de la velocidad de salida, y el par que debe superar es el par de pérdidas de los rodamientos, ya que en condiciones nominales el momento de arranque y el de inercia son iguales a cero. Las pérdidas del rodamiento vienen originadas por el rozamiento, es decir, la resistencia del rodamiento al movimiento.

El par de rozamiento tiene dos componentes, uno de carga independiente M_0 y otro de carga dependiente M_1 y se calculan del siguiente modo:

$$M = M_0 + M_1$$

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-7} \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3$$

Siendo f_0 Factor para el tipo de rodamiento y lubricación

v Viscosidad de servicio del aceite o del aceite básico de la grasa

n Velocidad del rodamiento

d_m $(D+d)/2$ diámetro medio del rodamiento

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m$$

Siendo f_1 Factor teniendo en cuenta la magnitud de carga

P_1 Carga correspondiente a M_1

d_m $(D+d)/2$ diámetro medio del rodamiento

Dado que la viscosidad del lubricante varía dependiendo de otros factores, el par de rozamiento puede ser aproximado a la fórmula que aparece a continuación.

$$M = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2}$$

Siendo μ Coeficiente de rozamiento

F Carga resultante de rozamiento, $\sqrt{F_r^2 + F_a^2}$

d Diámetro del agujero del rodamiento

Por lo tanto, el par de rozamiento es la suma de los pares de cada rodamiento.

- Rodamiento A

$$F_A = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{94.236,272^2 + 28.897,67^2} = 98.567,5 \text{ N}$$

$$M_A = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} = 0,0015 \cdot 98.567,5 \text{ N} \cdot \frac{50 \text{ mm}}{2} = 3.696,28 \text{ Nmm}$$

- Rodamiento B

$$F_B = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} = 94.236,272 \text{ N}$$

$$M_B = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} = 0,0015 \cdot 94.236,272 \text{ N} \cdot \frac{50 \text{ mm}}{2} = 3.533,8 \text{ Nmm}$$

- Momento de pérdidas total

$$M_p = M_A + M_B = 3.696,28 \text{ Nmm} + 3.533,8 \text{ Nmm} = 7.230,08 \text{ Nmm} = 7,23 \text{ Nm}$$

Dado que se quiere conseguir un par bajo además de una velocidad angular de salida pequeña, se escoge el motor-reductor que menos velocidad de salida proporcione independientemente del par de salida, ya que todos son mayores que el de pérdidas, en concreto el motor-reductor sinfín corona MU 30 de la marca SITl. Es el motor más pequeño de esta serie, capaz de conseguir una relación de transmisión de hasta 100/1.

El modelo elegido es el **MU30 F-100-0.09-6-220/380-50 B3** y las características principales son las que se muestran en la tabla 7.

Tabla 8. Tipos de motor MU 30 y características.

MU 30		D = 14 mm					
i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	sf
5	900	180	6	0,12	0,16	0,88	3,39
7,5		120	6	0,09	0,12	0,82	3,12
10		90	8	0,09	0,12	0,80	2,7
15		60	11	0,09	0,12	0,75	1,91
20		45	13	0,09	0,12	0,71	1,54
25		36	18	0,09	0,12	0,74	1,31
30		30	18	0,09	0,12	0,64	1,39
40		22,5	25	0,09	0,12	0,66	0,92
50		18	29	0,09	0,12	0,62	0,76
60		15	28	0,09	0,12	0,48	0,71
80		11,3	41	0,09	0,12	0,54	0,34
100		9	44	0,09	0,12	0,46	0,18

$$i = 100$$

$$n_1 = 900 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 9 \text{ rpm}$$

$$M_2 = 44 \text{ Nm}$$

4.4.3 Diseño de la etapa reductora

Puesto que la velocidad de salida del reductor es mayor que la deseada, es necesario colocar una etapa reductora. Se escoge la de tipo corona tornillo sinfín ya que presentan altas reducciones de transmisión en un solo paso, aunque el rendimiento de la etapa disminuye al producirse gran fricción entre los dientes. Transite movimiento entre ejes perpendiculares, lo permite colocar el motor paralelo al brazo de la pluma para conseguir una estructura compacta.

La relación de transmisión que se debe conseguir en la etapa se calcula a partir de la velocidad de salida del motor y la que se desea conseguir.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{9 \text{ rpm}}{0,5 \text{ rpm}} = 18$$

La relación de transmisión es igual al cociente del número de dientes de la corona y el tornillo. Se decide colocar un tornillo de tres entradas para que, al colocar un engranaje de 180 mm de diámetro primitivo, conseguir un rendimiento adecuado y parámetros de diseño lógicos y posibles de fabricar.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow Z_2 = 18 \cdot 3 = 54 \text{ dientes}$$

En la tabla 8, se recogen los parámetros de partida para el diseño de la etapa. A partir de ellos se sacan el resto de parámetros geométricos, además del rendimiento que determinará si la etapa apta.

Tabla 9. Características corona tornillo sinfín.

	Corona	Tornillo Sinfín
Z	54	3
μ	10°	10°
D_p	180 mm	-

La condición para que la rueda helicoidal y el tornillo engranen es que debe cumplirse que el módulo circunferencial de la rueda sea igual al módulo axial del tornillo.

$$M_{c2} = M_{a1}$$

A partir de esta condición, se puede calcular el diámetro primitivo del tornillo y el paso circunferencial de la corona.

$$M_{c2} = \frac{D_{p2}}{Z_2} = \frac{180}{54} = 3,33$$

$$M_{a1} = 3,33 \rightarrow D_{p1} = \frac{M_{a1} \cdot Z_1}{\operatorname{tg} \mu} = \frac{3,33 \cdot 3}{\operatorname{tg} 10^\circ} = 56,7 \text{ mm}$$

$$P_{c2} = \pi \cdot M_{c2} = 10,5 \text{ mm}$$

A continuación, se calcula el rendimiento de la etapa para comprobar que el par es mayor al requerido por el rozamiento de los rodamientos.

$$v_d = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot D_{p1}}{60 \cdot \cos \mu} = \frac{9 \cdot \pi \cdot 56,7 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \cos 10^\circ} = 0,027 \text{ m/s}$$

$$f' = \frac{0,122}{v_d^{0,2}} = \frac{0,122}{0,027^{0,2}} = 0,25$$

$$\varphi' = \arctg 0,31 = 14,1^\circ$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\mu)}{\operatorname{tg}(\varphi' + \mu)} = \frac{\operatorname{tg}(10^\circ)}{\operatorname{tg}(14,1^\circ + 10^\circ)} = 0,395$$

Con este valor se comprueba que el par de salida de la etapa es mayor que el de rozamiento.

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta = 44 \cdot 18 \cdot 0,395 = 312,84 \text{ Nm}$$

El motor y etapa son adecuados, ya que proporcionan un par mucho mayor que el de rozamiento de los rodamientos.

Por último, se decide fabricar los elementos de la etapa reductora de bronce. Por ello, se comprueban a tracción y a flexión los dientes de la rueda para comprobar su resistencia.

- Cálculo a flexión

Se calcula la tensión admisible a partir de la siguiente expresión.

$$M_c = \frac{2 \cdot M_{sc}}{D_{p2} \cdot b \cdot \pi \cdot y \cdot \sigma_{adm}}$$

Donde M_c Módulo circunferencial de la rueda

M_{sc} Par de salida de la rueda corregido

b Anchura del dentado tomada en la base del diente

y Factor de forma o coeficiente de Lewis

Antes de sustituir valores en la fórmula, es necesario calcular algunos parámetros.

El par de salida de la rueda se corrige mediante el factor dinámico y el de servicio. Estos vienen dados por el tipo de montaje, teniendo en cuenta la calidad del engranaje, y el tipo de máquina, como se muestra en las tablas 10 y 11.

$$M_{sc} = M_s \cdot f_d \cdot f_s = 312,84 \text{ Nm} \cdot 1 \cdot 1,125 = 351,67 \text{ Nm}$$

$$f_d = 1 + \frac{V_r}{360} = 1 + \frac{0,283}{360} = 1$$

$$V_r = 0,5 \text{ rpm} \cdot 2\pi \cdot \frac{0,180 \text{ m}}{2} = 0,283 \text{ m/min}$$

Tabla 10. Factor de esfuerzos dinámicos, f_d .

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor f_d
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Tabla 11. Factor de servicio, f_s .

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrifugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

La anchura del dentado, se calcula a partir de la distancia entre centros de los engranajes.

$$b = \frac{d^{0,875}}{2,7} = \frac{118,35^{0,875}}{2,7} = 24,14 \text{ mm}$$

$$d = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{56,7 + 180}{2} = 118,35 \text{ mm}$$

A partir de estos resultados y teniendo en cuenta que y es igual al 0,1112 (factor de forma correspondiente a una altura normal de diente y 54 dientes) se puede obtener la tensión admisible.

$$\sigma_{adm} = \frac{2 \cdot M_{sc}}{D_{p2} \cdot b \cdot \pi \cdot y \cdot M_c} = 139,14 \text{ MPa}$$

El material es adecuado para la fabricación de la corona tornillo sinfín, por ejemplo el bronce al aluminio 11% tiene una resistencia a la tracción de $26,6 \text{ kp/mm}^2$, mientras que otros bronce al aluminio o al manganeso tienen una resistencia mayor.

- Cálculo a desgaste

Para el cálculo a desgaste es necesario calcular la constante C , que depende del material y de la velocidad de deslizamiento de los dientes. El bronce tiene una constante C hasta 10 daN/mm^2 .

$$M_c = 0,797 \sqrt{\frac{M_{sc}}{\delta \cdot C \cdot D_{p2}}}$$

Tomando δ igual a 15, hallamos C directamente de la expresión anterior.

$$C = 0,797^2 \frac{M_{sc}}{\delta \cdot D_{p2} \cdot M_c^2} = 0,797^2 \frac{351.670 \text{ Nmm}}{15 \cdot 180 \text{ mm} \cdot 3,33^2} = 7,46 \text{ MPa}$$

El material elegido es resistente también a desgaste, para el caso de estudio.

4.5 Selección del polipasto

Los polipastos existentes en el mercado se dividen en dos grupos, los polipastos de cable y los de cadena. Ambos son máquinas potentes y de fácil manejo y su principal diferencia reside en la técnica de izamiento. El polipasto de cadena levanta la carga tirando desde la misma cadena por medio de unos piñones que son almacenados en una bolsa, mientras que el de cable iza la carga enrollando el cable en un tambor acanalado. Además, los polipastos de cable suelen ser más fuertes que los de cadena, realizan el levantamiento de la carga más rápido y son aparatos más compactos.

Por estas características, se selecciona un polipasto de cable como mecanismo de elevación de la grúa de estudio.

El modelo adecuado de polipasto se determina según la norma FEM por el tipo de carga, tiempo de funcionamiento diario, capacidad de carga a elevar y disposición del cable.

El tipo de carga (estimado en este caso) se determina según el esquema de la Figura 11.

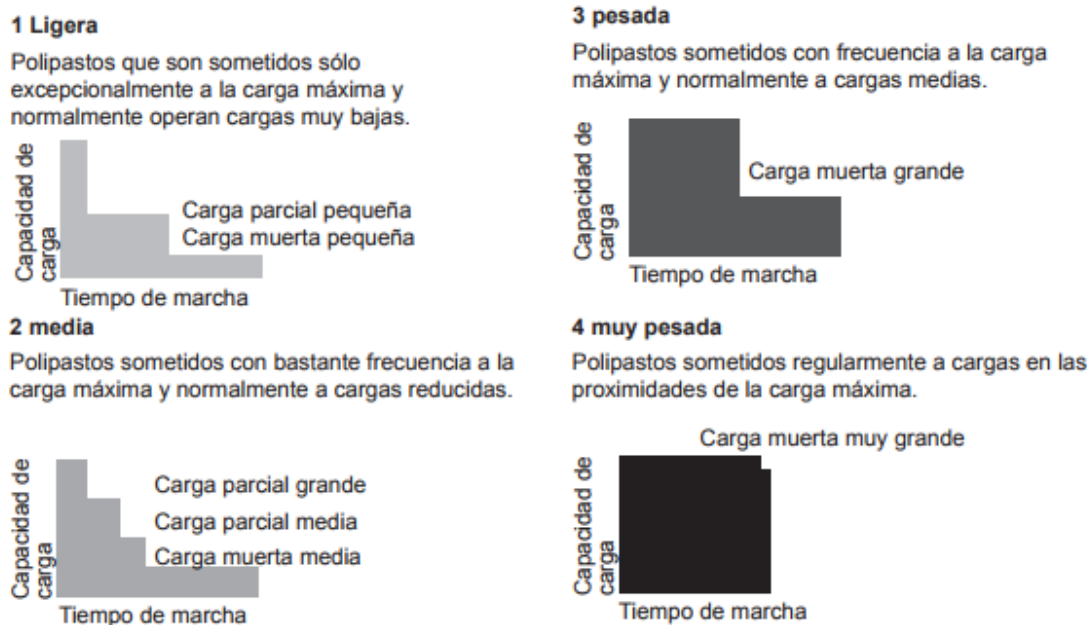


Figura 11. Tipo de carga según la frecuencia de carga máxima.

Para el caso planteado, se estima un tipo de carga media, siendo reducida la frecuencia de la carga máxima.

Para el promedio de funcionamiento diario se elige un valor aproximado o se puede calcular mediante la siguiente expresión eligiendo previamente parámetros de velocidades:

$$\text{Tiempo marcha/día} = \frac{2 \cdot \text{Recorrido medio gancho(m)} \cdot \text{ciclos/h} \cdot \text{tiempo servicio/día}}{60 \cdot \text{velocidad elevación (rpm)}}$$

Dado que no se dispone de tanta información, la otra opción es, teniendo en cuenta las horas de vida calculadas en el apartado 2.2.1, calcular de la siguiente forma el promedio de funcionamiento:

$$Tiempo\ marcha/día = \frac{6.240\ h/10\ años}{250\ días\ laborables/año} = 2,5\ horas/día$$

Según estos datos se determina el grupo al que pertenece el mecanismo y a partir de él, el valor de la carga máxima y el tipo de disposición de ramales se obtiene el tamaño del polipasto.

Tabla 12. Tabla selección de polipastos DEMAG.

Tipo de carga		Promedio de marcha diario en horas				
1	Ligera	1-2	2-4	4-8	8-16	más de 16
2	Media	0,5-1	1-2	2-4	4-8	8-16
3	Pesada	0,25-0,5	0,5-1	1-2	2-4	4-8
4	Muy pesada	0,125-0,25	0,25-0,5	0,5-1	1-2	2-4
Grupo de mecanismo según	FEM	1Bm	1Am	2m	3m	4m
	ISO	M3	M4	M5	M6	M7

Grupo de mecanismo según FEM/ISO	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7
Tipo de disposición de ramales	2/1, 4/2 1)				4/1				
Tamaño	Capacidad de carga en t								
DMR-3	2	1,6	1,25	1	-	4	3,2	2,5	2
DMR-5	3,2	2,5	2	1,6	-	6,3	5	4	3,2
DMR-10	6,3	5	4	3,2	-	12,5	10	8	6,3
DMR-16	-	-	-	-	16	-	-	-	-

Se observa en la tabla 9 que el mecanismo pertenece al grupo 2m/M5, según las normas FEM/ISO, y con disposición de ramales 4/1, el tamaño del polipasto adecuado para el caso planteado es DMR-3. La carga mínima que pueden soportar los aparatos de este grupo es de 3,2 toneladas, mientras que un polipasto del mismo tamaño y 2 toneladas de capacidad puede trabajar más de 16 horas al día.

Puesto que el tiempo de servicio al día es estimado, se elige un polipasto intermedio entre los dos citados, uno perteneciente al grupo 3m/M6, que tiene una capacidad de carga de 2,5 toneladas y un tiempo de servicio de entre 4 y 8 horas.

Tabla 13. Polipastos con capacidad de carga de 2,5 t, catálogo DEMAG.

Capa- cidad de carga	Altura de elevación H12, H20, H30	Velocidad de elevación (FH/HH)* (HH-ProHub)**		Grupo de mecanis- mo	Tamaño	Disposi- ción de ramales	Tipo de motor	Peso propio del carro con motón inferior [kg] Para altura de elevación H12; H20; H30	
		con 50 Hz [m/min]	con 60 Hz [m/min]					Balancines de presión	Contrapesos
2,5	6, 10, 15	0,7/4	0,8/4,8	3m / M6	3	4/1	ZBV 112 A12/2	278; 301; 330	274; 298; 326
	6, 10, 15	1/6	1,2/7,2	3m / M6	3	4/1	ZBV 112 B12/2	285; 308; 337	281; 305; 333
	6, 10, 15	1,3/8	1,6/9,6	3m / M6	3	4/1	ZBV 112 C12/2	293; 316; 345	289; 313; 341
	6, 10, 15	6,4-9,6	6,4-9,6	3m / M6	3	4/1	ZBV 112 A4	285; 308; 337	263; 287; 315
	6, 10, 15	12,5-19	12,5-19	3m / M6	3	4/1	ZBV 112 B4	301; 324; 353	279; 321; 349
	12, 20, 30	1,3/8	1,6/9,6	2m / M5	5	2/1	ZBV 112 B12/2	336; 366; 403	333; 372; 418
	12, 20, 30	2/12	2,4/14,4	2m / M5	5	2/1	ZBV 112 C12/2	344; 374; 411	350; 389; 426
	12, 20, 30	2,6/16	3,2/19,2	2m / M5	5	2/1	ZBV 132 A12/2	360; 390; 427	375; 405; 451
	12, 20, 30	6,4-9,6	6,4-9,6	2m / M5	5	2/1	ZBV 112 A4	354; 384; 421	333; 381; 418
	12, 20, 30	12,5-19	12,5-19	2m / M5	5	2/1	ZBV 112 B4	370; 400; 437	367; 397; 434
	12, 20, 30	25-38	25-38	2m / M5	5	2/1	ZBV 132 A4	390; 420; 457	387; 417; 454
	-, 9,9, 16,3	1,3/8	1,6/9,6	2m / M5	5	4/2	ZBV 112 B12/2	---; 354; 394	---; 361; 409
	-, 9,9, 16,3	2/12	2,4/14,4	2m / M5	5	4/2	ZBV 112 C12/2	---; 362; 402	---; 378; 417
	-, 9,9, 16,3	2,6/16	3,2/19,2	2m / M5	5	4/2	ZBV 132 A12/2	---; 378; 418	---; 394; 442
	-, 9,9, 16,3	6,4-9,6	6,4-9,6	2m / M5	5	4/2	ZBV 112 A4	---; 372; 412	---; 370; 409
	-, 9,9, 16,3	12,5-19	12,5-19	2m / M5	5	4/2	ZBV 112 B4	---; 388; 428	---; 386; 425
	-, 9,9, 16,3	25-38	25-38	2m / M5	5	4/2	ZBV 132 A4	---; 408; 448	---; 406; 445

Se selecciona el polipasto **EK-DMR-3-2 H12/6-4/1 Z-V1/6-400/50-SC-VS3-30-200**, que pertenece al grupo M6, tiene una capacidad de carga de 2,5 toneladas, a 50 Hz proporciona velocidades de elevación de 1/6 y los ramales están dispuestos 4/1.

5. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

Mediante el software de diseño SolidWorks, se realiza el modelado y simulación de los elementos de la grúa de estudio que no están normalizados, concretamente la pluma y las consolas de fijación.

En primer lugar, se dibuja el 3D de la pluma y se ejecuta la simulación estática, teniendo en cuenta las dimensiones establecidas durante el cálculo, la carga máxima en el punto más desfavorable, el tipo de perfil seleccionado para las barras y el tipo de acero.

A continuación, se diseña la consola superior de fijación, ya que debe soportar cargas más elevadas que la consola inferior. Se inicia el diseño teniendo en cuenta la dimensión de la pluma y la de los elementos que se encuentran entre el pescante y la consola, previamente seleccionados durante el cálculo. Las dos consolas de fijación se dimensionan con los mismos parámetros generales, a excepción del alojamiento del rodamiento, para facilitar el montaje de las mismas sobre el pilar.

Ejecutada la simulación, se obtienen los gráficos de tensión de Von Mises, desplazamientos unitarios y el de factor de seguridad, pudiendo comprobar que ambos elementos cumplen los requisitos de resistencia y estabilidad esperados. Además, en base a estos resultados se realizan mejoras de diseño para disminuir tensiones en zonas críticas y evitar así el posible fallo.

Tanto los resultados de la simulación, como el procedimiento seguido se encuentran detallados en el Anexo I.

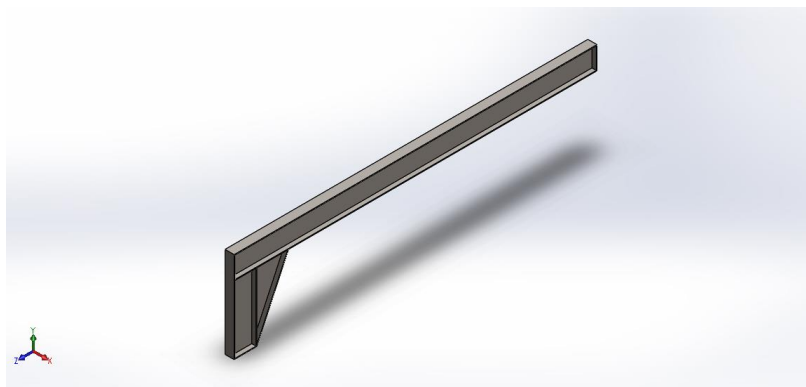


Figura 12. 3D de la pluma.

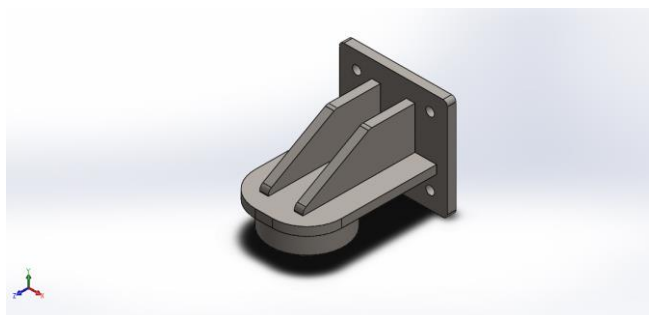


Figura 13. 3D de la consola superior.

6. CONCLUSIONES

La parte principal de la grúa de estudio es la pluma, que da nombre a este grupo de grúas. Por ello es el primer cálculo que se realiza, ya que, el resto de componentes del aparato de elevación se basan en él. Como resultado se obtiene un pescante de 8 metros de largo compuesto por perfiles IPE 500 de acero al carbono de construcción.

La pluma se fija a un pilar de la nave industrial mediante dos consolas de anclaje, con una separación de dos metros entre ellas. Las consolas están formadas por placas de 20 milímetros de espesor soldadas entre sí, formando una estructura resistente y capaz de sostener la pluma.

En cada consola se coloca un rodamiento que permita el giro. En la consola superior se escoge una pareja de rodamientos de rodillos cónicos para soportar las elevadas cargas axiales y radiales que produce el pescante, mientras que en la inferior se coloca un rodamiento rígido de bolas.

El accionamiento de giro de la grúa lo forman un motor-reductor de gran relación de transmisión unido a una etapa de reducción corona tornillo sinfín fabricada en bronce. Estos elementos son necesarios para conseguir la velocidad de giro establecida inicialmente.

El mecanismo de traslación es un polipasto monorraíl de cable de 2,5 toneladas de capacidad.

La grúa resultante de este estudio puede competir con las fabricadas por las principales empresas especializadas

7. ANEXO I. CÁLCULO DE LA NAVE

En documento independiente adjunto a la memoria.

8. ANEXO II. SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

En documento independiente adjunto a la memoria.

9. BIBLIOGRAFÍA

ABAD, J. CANALÍS, P. Y MALÓN, H. [2014]. *Apuntes de la asignatura "Criterios de diseño de máquinas"*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

ABUS. Grúas pluma. Sitio web:
http://www.abusgruas.es/download/f8bc0b9569b1183ffa857a9c95ba96b0/gruas_pluma_giratorias_abus.pdf

AUTINOHIERROS. Propiedades de bronce. Sitio web:
http://www.autinohierros.com.ar/T_PropiedadesBronces.aspx

CANALÍS, P. [2015]. *Apuntes de la asignatura "Cálculo y selección de elementos de máquinas"*. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

Código Técnico. *Documento Básico de la Seguridad Estructura, Acciones en la edificación*.

DEMAG. El polipasto monorraíl de cable modular Demag DMR – diseño C. Carro de altura reducida. EK-DMR-3, -5, -10, -16.

FEM. *Guía de verificaciones de grúas*. Sitio web: <http://www.fem-aem.org/wp-content/uploads/2016/09/Guia-Verificaciones-Gru%CC%81as.pdf>

GERE, J.M., TIMOSHENKO, S. Y BUGEDA, G. [2004]. *Timoshenko: Resistencia de materiales*. Madrid: S.A. Ediciones Paraninfo.

LARRODÉ, E. Y MIRAVETE, A. [1996]. *Grúas*. Zaragoza: Universidad de Zaragoza.

MOVITECNICA. *Polipastos*. Sitio Web: <http://www.movitecnica.com.pe/polipastos/cual-es-la-diferencia-entre-unos-polipastos-electricos-con-cadena-y-otro-con-cable/>

RODAMIENTOS FAG. *Rodamientos de bolas, rodamientos de rodillos, soportes, accesorios. Catálogo WL 41 520/3 SB*. Sitio web: <http://www.baleromex.com/catalogos/C-FAG.pdf>

SERRANO, A. [2005]. *Cálculo y construcción de máquinas*. Zaragoza: Universidad de Zaragoza.

SITI SPA. *Reductores y motorreductores simples. U-MU*. Sitio Web: http://www.grupogaes.com/media/plg_vmcustom_files/catalogo-tecnico-serie-u-mu_137_2.pdf

SOLIDWORKS EDUCATION. *Guía del estudiante para el aprendizaje del software SolidWorks*. Sitio web: http://www.solidworks.com/sw/docs/student_wb_2011_esp.pdf

UNE 58 104-1:1987. *Aparatos de elevación. Vocabulario. Parte 1: Tipos de aparatos de elevación*.

UNE 58 112-1:1991. *Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 1: general*.

VERLINDE. *Pescantes murales o en columna, con revolución parcial o total, manuales o motorizados.* Sitio web: <http://www.jpgpuentesgrua.com/CATALOGOS/EUROSTYLE%20SP.pdf>