



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

MEMORIA

Análisis, cálculo y optimización de una plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) de dos operarios y altura de trabajo de 23 m

Analysis, calculation and optimization of a telescopic boom lift of 2 operators and working height of 23 m

Autor

Amirul Akif Bin Ahmad Razid

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA)

2018/2019



Índice

1.	Introducción.....	3
1.1	Objetivo y alcance.....	3
1.2	Metodología.....	3
1.3	Fases del trabajo a realizar	5
2.	Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP).....	6
2.1	Definición de una PEMP	6
2.2	Clasificación.....	6
2.3	Componentes principales de una PEMP	8
2.4	PEMP Telescopica	9
3.	Criterios de diseño inicial.....	10
3.1	Selección del material.....	11
3.2	Geometría de la PEMP	11
3.2.1	Nomenclatura de las estructuras.....	11
3.2.2	Dimensión de plataforma de trabajo.....	12
3.2.3	Dimensión de la estructura extensible	13
4	Coeficiente de seguridad y teorías de fallos usadas	15
4.2	Asignación de coeficiente de seguridad	15
4.3	Teoría de la tensión cortante máxima	16
4.4	Teoría de la energía de distorsión o von Mises	16
5.	Cálculo de las reacciones. Diagrama de sólido libre (DSL) de las estructuras extensibles	17
5.1	Carga de trabajo.....	17
5.2	Reacciones en el brazo cuadrilátero	17
5.2.1	Reacciones en la plataforma de trabajo	18
5.2.2	Reacciones en la unión KMN.....	18
5.2.3	Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta < 0$	19
5.2.4	Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta = 0$	20
5.2.5	Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta > 0$	21
5.3	Reacciones en el brazo telescopico	22
5.3.1	Reacciones en el brazo telescopico en $\alpha < 0$	23
5.3.2	Reacciones en el brazo telescopico en $\alpha = 0$	24
5.3.3	Reacciones en el brazo telescopico $\alpha > 0$	25
5.4	Resultados de las reacciones	26
5.4.1	Resultados de las reacciones en el brazo cuadrilátero	26
5.4.2	Resultados de las reacciones en el brazo telescopico	28



6	Diagramas de esfuerzos. Máxima tensión	31
6.1	Brazo cuadrilátero.....	32
6.1.1	Barra JK.....	32
6.1.2	Barra LM.....	34
6.2	Brazo telescopico	36
7	Cálculo del perfil interior del brazo telescopico	38
7.1	Perfil BCD	38
7.2	Perfil ABC	40
8	Cálculo de sistema de accionamiento hidráulico.....	42
8.1	Cálculo del cilindro 1.....	42
8.2	Cálculo del cilindro 2.....	43
8.3	Cálculo del cilindro 3.....	45
8.4	Cálculo del cilindro 4.....	47
8.5	Cálculo del cilindro 5.....	47
9	Cálculo de los pasadores y elementos de soporte.....	48
9.1	Diámetro de los pasadores	48
9.2	Espesor de elementos de soporte	49
9.3	Longitud de orejetas	51
10	Soldaduras.....	52
10.1	Cálculo de uniones soldadas sometida a flexión	53
10.2	Cálculo de uniones soldadas sometida a torsión.....	55
10.2.1	Soldaduras de orejetas cilindro 1.....	58
10.2.2	Soldaduras de las chapas de unión E	58
11	Análisis y simulación con SolidWorks	60
11.1	Modelos 3D	60
11.1.1	Modelado del brazo cuadrilátero	60
11.1.2	Modelado de la pieza de unión EIJK	62
11.1.3	Modelado del brazo telescopico	63
11.2	Análisis estático y simulación.....	65
11.2.1	Brazo cuadrilátero.....	66
11.2.2	Pieza de unión EIJK.....	69
11.2.3	Brazo telescopico	70
12.	Conclusiones	73
13.	Bibliografía	74



1. Introducción

1.1 Objetivo y alcance

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio, análisis, cálculo y optimización de una plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) telescopica de dos operarios y una altura de trabajo de 23 m cumpliendo las normas existentes sobre el diseño y cálculo de la plataforma. Para el diseño de la PEMP, se toma como referencia el modelo HT23 RTJ O de la marca Haulotte Ibérica para dar su geometría inicial.

Se definen los criterios iniciales del diseño sobre los perfiles de la estructura, material empleado y coeficiente de seguridad para comprobar la validez del diseño. A continuación, se calculan las reacciones que actúan en cada estructura debida a las distintas posiciones de trabajo. Para obtener el punto más desfavorable donde produce la tensión máxima, se plantea el diagrama de esfuerzo y comprobar que el diseño es capaz de soportar la carga de trabajo. Así podemos identificar la posición del trabajo más crítico que afecta la estructura de PEMP.

A partir de las reacciones producidas, se analizan los elementos de uniones de la estructura para desarrollar el diámetro de los pasadores y el espesor de los perfiles o piezas que soportan. También se seleccionara el sistema de accionamiento hidráulico adecuado para el funcionamiento de la PEMP. Además, para la unión con soldadura, se puede verificar que la longitud de soldadura es capaz de soportar la carga.

Finalmente, se modela la estructura en 3D utilizando el programa SolidWorks 2018 y se hace el análisis estático y simulación mediante el método de elementos finitos (MEF) para comprobar los resultados de análisis analítico y optimizar el diseño.

1.2 Metodología

El proyecto se empieza con la búsqueda de información alrededor de la PEMP, sobre el diseño, los componentes que consta y el material de la estructura por internet. Se busca las normas aplicadas con respecto al diseño y cálculo de la PEMP. Después, con el programa de AutoCAD 2018 se realiza el dimensionado inicial de cada estructura en 2D.

Para empezar el análisis y cálculo, se determina la carga del trabajo que tiene que soportar en la cesta de trabajo. La carga del trabajo consiste del peso de la cesta y el peso de dos operarios de la máquina. Luego, se muestran las reacciones debidas a la carga de trabajo en cada estructura con el diagrama de sólido libre (DSL) de distintas posiciones de trabajo. Las reacciones se descomponen en dirección x e y se calculan las ecuaciones de equilibrio estático. Para resolver los sistemas de ecuaciones y los cálculos, vamos a usar el programa de cálculo *Engineering Equation Solver* (EES). Se manejan los resultados de los cálculos utilizando hoja de cálculo Excel.

A partir de las reacciones producidas, se realiza el diagrama de esfuerzo para identificar la zona más restrictiva en las estructuras donde se encuentra la tensión máxima. La tensión máxima generada es la combinación de la tensión debida al esfuerzo axil y la tensión debida al momento fletor. Después,



la comprobación de seguridad del diseño de las estructuras se hace mediante la teoría de la tensión cortante máxima, calculando el coeficiente de seguridad con la tensión de fluencia. Verificar que el coeficiente de seguridad calculado es mayor que el coeficiente de seguridad asignado anteriormente así puede asegurar la seguridad del diseño.

Se analiza también el perfil interior del brazo telescopico donde instalado las guías de teflón en la holgura entre las barras. Comprobar que el dimensionamiento del material como longitud y anchura es capaz de soportar la carga cuando el brazo telescopico extendido al máximo.

A continuación, se realiza el estudio sobre el sistema de accionamiento hidráulico usado en la máquina. Identificar la fuerza máxima que trabaja cada cilindro hidráulico y diseñar los diámetros de pistón y vástago a partir de ella. También tiene que comprobar que el vástago no produce fallo por pandeo que es el fallo más crítico en el cilindro hidráulico. Buscar el proveedor que cumple los requisitos de los cilindros hidráulicos.

Como se han calculado las reacciones en las estructuras, se puede analizar los elementos de uniones de la PEMP como pasadores y elementos que los soportan por ejemplos el perfil de estructura y las orejetas. Se diseña el diámetro de los pasadores con la tensión de cortadura en la cual suponemos que el fallo más crítico del pasador. Por otro lado, el espesor de elementos de soporte se calcula utilizando la tensión de aplastamiento. Calcular el espesor mínimo que puede soportar la carga máxima de trabajo y elegir el espesor adecuado para el diseño de los elementos de soporte. Se calcula la longitud de orejetas que trabaja a la flexión y se obtiene la longitud mínima de orejetas.

Al final del análisis analítico, se analiza la unión de soldadura que hay en las estructuras de la PEMP. Identificar si las piezas que unir están sometidas a flexión o sometidas a torsión. Dimensionar la longitud de los cordones de soldadura y calcular la tensión máxima de trabajo sobre los cordones de soldadura. Asegurar que la tensión máxima no supera la tensión máxima admisible del material de soldadura. Con la tensión máxima, determinar el punto más desfavorable en los cordones de soldadura.

Una vez obtenido los cálculos teóricos, se procede a la fase de modelado de las estructuras en 3D utilizando el programa SolidWorks 2018. El modelado se empieza con el croquis de los perfiles de las estructuras. A partir del croquis, se construyen los modelos de tipo "shell", generando superficie de las estructuras. De esta manera, se puede obtener resultados más fiable para las piezas de pared delgada.

Como las estructuras están construidas con los modelos de tipo "shell", se tienen que definir el espesor de cada elemento y se asigna su material. Se aplican las fuerza externas según los ejes en los puntos adecuados de las estructura. No van a fijar las sujeciones porque se supone que las estructuras están en equilibrio cuando están sometidas a las cargas externas.

Antes de ejecutar la simulación, se crea el mallado de las estructuras. Utilizar el tamaño de la malla por defecto. Luego, ejecutar el estudio y analizar los resultados. Identificar la tensión máxima, el punto más crítico y el coeficiente de seguridad de cada estructura. Comparar los resultados con los resultados de análisis analítico. Comprobar también que los resultados de la simulación cumplen los límites establecidos. Modificar y mejorar el diseño de la estructura en el caso de que no consigue los resultados deseados.



1.3 Fases del trabajo a realizar

- I. Búsqueda de información acerca a la PEMP sobre el diseño y material empleado incluyendo las normas aplicadas.
- II. Definición de la geometría de las estructuras en 2D con la ayuda de AutoCAD 2018.
- III. Dibujar el diagrama de sólido libre (DSL) para mostrar las reacciones que actúan en cada una de la estructura. Resolver el sistema de ecuaciones mediante EES para obtener las reacciones y manejar los resultados con Excel.
- IV. Realizar el diagrama de esfuerzos y calcular la tensión máxima para identificar el punto más crítico en la estructura según la posición del trabajo.
- V. Comprobación de la validez del diseño utilizando la teoría de cortante máximo con el coeficiente de seguridad determinado.
- VI. Análisis y cálculo de los elementos de uniones como pasadores, las orejetas y zonas de soldaduras.
- VII. Análisis y cálculo de los sistemas de accionamientos hidráulicos
- VIII. Modelado y simulación mediante el MEF con SolidWorks 2018 y comprobar la validez del análisis analítico.
- IX. Optimización del diseño de la PEMP.
- X. Redacción de memoria y anexos



2. Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP)

2.1 Definición de una PEMP

Según la norma EN 280:2014 [1], plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) es “una maquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, donde llevan a cabo una tarea desde la plataforma, con la intención de que las personas entren y salgan de la plataforma de trabajo solo desde las posiciones de acceso a nivel del suelo o sobre el chasis y que consiste como mínimo de una plataforma de trabajo con controles, una estructura extensible y un chasis”.

2.2 Clasificación

Las PEMP se clasifican en dos grupos principales:

- a) **Grupo A:** PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga está siempre en el interior de las líneas de vuelco, en todas las configuraciones de la plataforma y a la máxima inclinación del chasis especificada por el fabricante.
- b) **Grupo B:** Todo el resto de PEMP.

En función de sus posibilidades de traslación, las PEMP se dividen en 3 tipos:

- 1) **Tipo 1:** La traslación solo es posible si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- 2) **Tipo 2:** La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada solo se controla por un órgano situado sobre el chasis.
- 3) **Tipo 3:** Las traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo

Clasificación habitual según morfología de la plataforma:

- Plataforma de brazo telescópico
- Plataforma de brazo articulado
- Plataforma de tijera
- Plataforma de mástil vertical

Clasificación habitual según la forma de desplazamiento:

- Plataforma sobre neumáticos (autónoma)
- Plataforma sobre orugas
- Plataforma sobre remolque
- Plataforma sobre camión o furgón

Clasificación habitual según su alimentación:

- Plataforma eléctrica
- Plataforma diésel (motor de combustión diésel)

Clasificación según sus propiedades aislantes:

- Plataforma no aislante
- Plataforma aislante o de brazo aislante

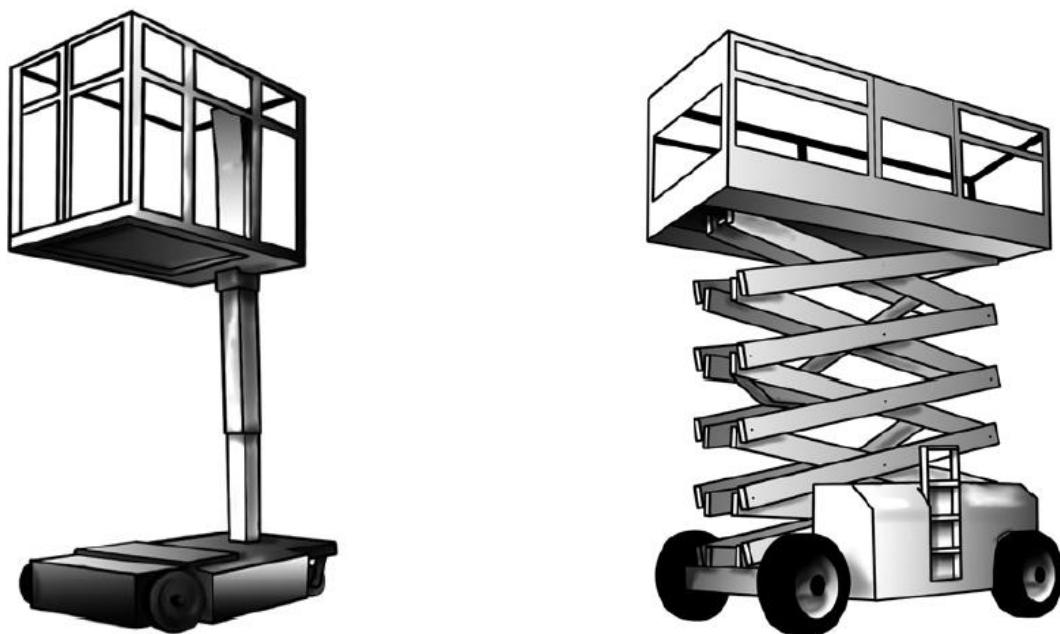


Figura 2.2 (1): Plataforma de mástil vertical o de grupo A (izquierda) y plataforma de tijera o de grupo A (derecha)



Figura 2.2 (2): Plataforma de brazo telescopico (izquierda) y plataforma de brazo articulado
(derecha) o de grupo B



2.3 Componentes principales de una PEMP

Según la normativa UNE EN 280:2014 [1], una PEMP consiste de los siguientes elementos:

1. Plataforma de trabajo

Plataforma rodeada por una barandilla o una cabina que puede desplazarse con su carga hasta una posición que permita efectuar trabajos de montaje, reparación, inspección u otros trabajos similares.

2. Estructura extensible

Estructura que está unida al chasis y soporta la plataforma de trabajo y permite el desplazamiento de la plataforma de trabajo hasta la posición requerida.

Puede constar, por ejemplo, de una pluma o de una escala, simple, telescópica o articulada, o de un mecanismo de tijera, o de cualquier combinación entre ellas, con o sin posibilidad de orientación en relación a la base.

3. Chasis

Base de la PEMP que puede ser remolcado, empujado, autopropulsado, etc.

4. Estabilizadores

Dispositivos o sistemas utilizados para asegurar la estabilidad de las PEMP, que soportan o nivelan el conjunto de la PEMP o la estructura extensible, por ejemplo: gatos, bloqueo de suspensión, ejes extensibles.

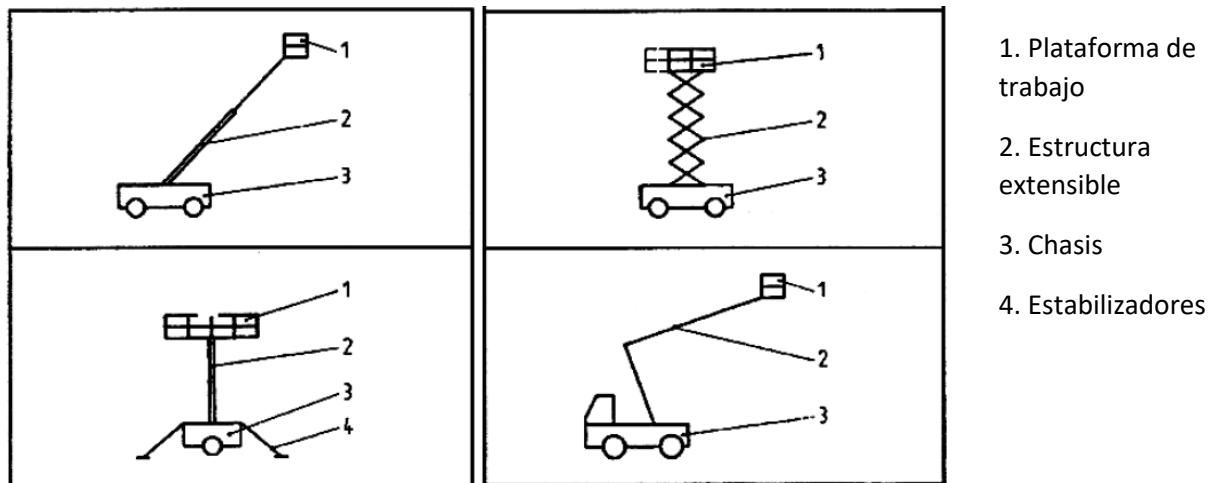


Figura 2.3 (1): Componentes de una PEMP



2.4 PEMP Telescopica

Plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) telescopica es una de las maquinas que se utiliza para realizar trabajos u obras en distintas posiciones. Tiene gran capacidad de alcance horizontalmente que puede ser útil en la zona de trabajo limitada, gracias a su brazo telescopico. Su combinación entre la altura y alcance es ideal para trabajar en una distancia donde el terreno u obstáculo previenen el acceso cercano. La máquina también puede girar 360° continuamente que permite alcanzar diferentes posiciones de trabajo.

La PEMP telescopica es auto-propulsado que es capaz de conducirse en un sitio aunque normalmente tiene que ser transportada a la zona de trabajo por las razones de seguridad y económica. En el mercado se puede encontrar esta máquina operada por el motor diésel y también eléctrico. Como hemos visto anteriormente que hay muchas clasificaciones de PEMP, este tipo de maquina generalmente conocida con el nombre PEMP telescopica.



Figura 2.4 (1): PEMP telescopica en una posición de trabajo

3. Criterios de diseño inicial

En el presente proyecto, las estructuras que vamos a diseñar y analizar son brazo telescopico y brazo cuadrilátero que forman estructura extensible. Como tenemos poco conocimiento sobre el diseño, se ha tomado una referencia de un modelo del fabricante que hay en el mercado. El modelo es HT23 RTJO [2] de la marca Haulotte Ibérica. Este modelo permite alcanzar a la altura de trabajo hasta 23m. Se puede ver el diseño en la figura 3 (1) y los datos técnicos y especificaciones en la figura 3 (2).

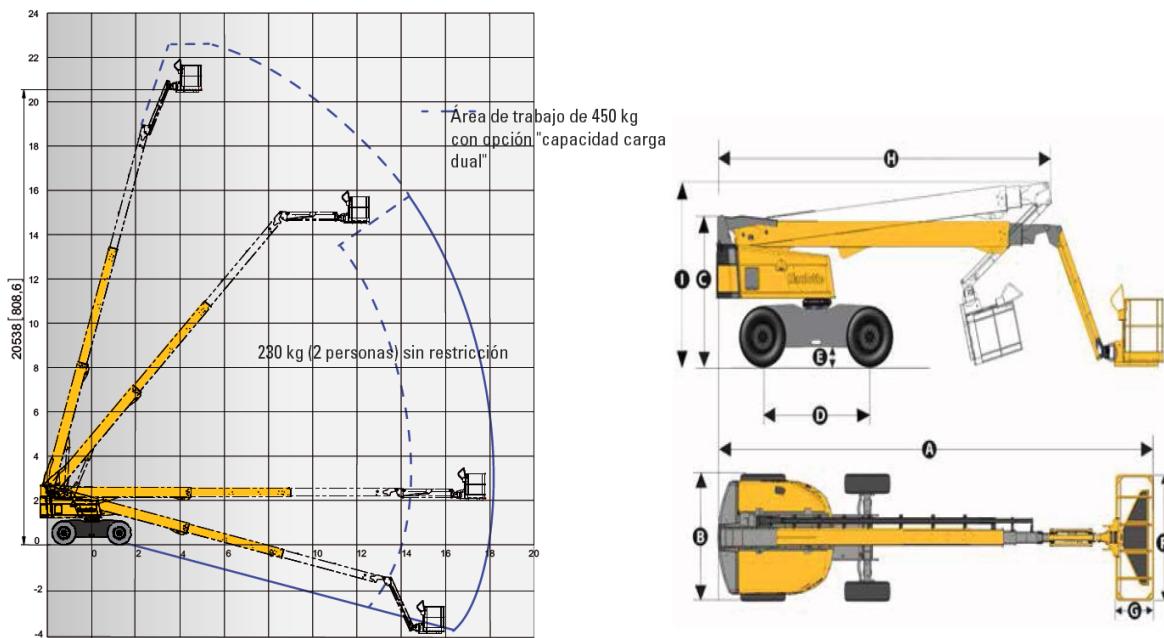


Figura 3 (1): Diseño del modelo HT23 RTJ O

DATOS TÉCNICOS	HT23 RTJ O 2WS	HT23 RTJ PRO 4WS
Altura de trabajo	22.5 m	
Altura de plataforma	20.5 m	
Alcance máximo	18.3 m	
Trabajo en negativo	4 m	
Capacidad máxima	230 kg (2 persons)	
F x G Dimensiones plataforma	2.44 x 0.91 m	
A Longitud	10.4 m	
H Longitud de transporte	7.8 m	
B Ancho	2.47 m	
C Altura	2.7 m	
I Altura de transporte	3.3 m	
Giro vertical del pendular	133° (+68/-65)	
Rotación de la plataforma	180° (+90/-90)	
Ángulo de rotación de la pluma	90° (+75/-15)	
Rotación de la torreta	360° continuous	
Voladizo trasero (en giro)	109 cm	
D Distancia entre ejes	2.5 m	
E Altura libre al suelo	34 cm	
Inclinación	5°	
Velocidad de traslación	0.5 - 6.5 km/h	
Pendiente máxima	40 %	
Radio de giro exterior (rueda)	6,3 m	3,4 m
Neumáticos macizos	385/65 - 22.5	
Motor diesel	TIER 4 interim / Stage 3A Kubota 36.5 kW - 48.9 hp	
Peso total	13 320 kg	13 400 kg

Figura 3 (2): Datos técnicos de la PEMP telescopica

3.1 Selección del material

Se selecciona un acero S355J0 para las estructuras de la PEMP. Es un acero estructural de alta resistencia y baja aleación frecuentemente usado en la construcción metálica (edificios industriales, puentes), la construcción mecánica (Maquina agrícola, plataformas elevadoras y grúas telescopicas) y también en la automoción (chasis de camiones, de trenes y metros).

Tiene características como alta resistencia, alta tenacidad y puede resistir energía de impacto de 27J a una temperatura de 0°. Otra característica del material es se puede soldar con facilidad. Es muy útil a la hora de realizar el proceso de soldadura para unir las piezas en la etapa posterior.

La composición química del material es

Material	C%	Si%	Mn%	P%	S%	N%	Cu%
S355J0	0,2	0,55	1,6	0,03	0,03	0,012	0,55

Tabla 3.1 (1): Composición química [3]

Propiedades mecánicas:

- La tensión de fluencia: $\sigma_f = 355 \text{ MPa}$
- La resistencia a la tracción: $R_m = 450 \text{ MPa}$

3.2 Geometría de la PEMP

3.2.1 Nomenclatura de las estructuras

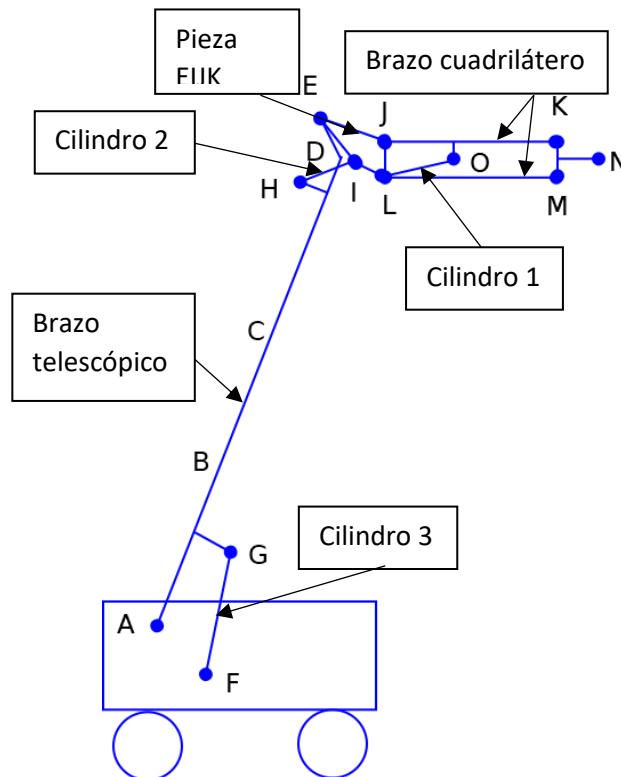


Figura 3.2.1 (1): Nomenclatura de las estructuras



- Cilindro 1 está instalado entre el punto L y el punto O. El punto O tiene orejetas soldadas a la barra JK.
- Cilindro 2 está instalado entre el punto H y el punto I. El pasador H va por dentro de la barra CD.
- Cilindro 3 está instalado entre el punto F y el punto G. El punto G tiene orejetas soldadas al perfil AB.
- El brazo cuadrilátero consiste de una barra JK (parte superior) y dos barras LM (parte inferior).
- El brazo telescopico consiste de las barras AB, BC y CD.
- El brazo cuadrilátero y el brazo telescopico se unen mediante la pieza de unión EIJK
- KMN forma una unión del brazo cuadrilátero con la plataforma de trabajo.

3.2.2 Dimensión de plataforma de trabajo

Una plataforma de trabajo está formada por los elementos como barandilla superior, barandilla intermedia, zócalo y elementos de soporte como en la figura 3.1.1.1.



Figura 3.2.2 (1): Elementos de la plataforma de trabajo

La cesta no es la meta en este trabajo, pero como es una estructura que lleva la carga de trabajo, se va a realizar el dimensionamiento de la plataforma de trabajo para poder estimar su peso aproximado. Así podemos determinar la carga de trabajo que tiene que soportar las estructuras de la PEMP. Para eso, hay que tener en cuenta las especificaciones de los elementos de la plataforma de trabajo según la Norma UNE EN-280 [4].

Especificaciones de plataforma de trabajo:

- La plataforma debe tener una baranda de altura de al menos 1,1 m
- Un zócalo de al menos 0,15 m de altura
- Una barandilla intermedia dispuesta a menos de 0,55 m de la baranda superior o del zócalo

Con las especificaciones de la norma, el dimensionamiento de la plataforma de trabajo será:

- Longitud: 2,44 m
- Altura: 1,1 m
- Ancho: 0,91 m
- Brazo de soporte: 0,805 m

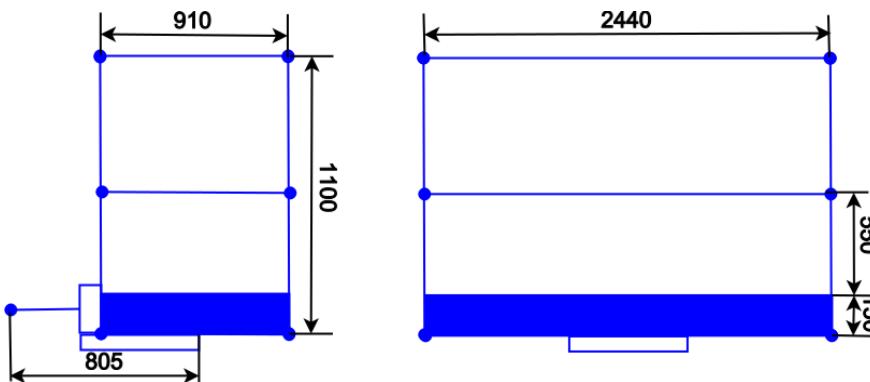


Figura 3.2.2 (2): Dimensionamiento de la plataforma de trabajo

3.2.3 Dimensión de la estructura extensible

La estructura extensible de la PEMP telescopica consiste de brazo cuadrilátero, brazo telescopico y una pieza de unión EIJK. La pieza de unión se une el brazo telescopico con el brazo cuadrilatero y permite el movimiento independiente entre los dos brazos. Se puede ver la dimensión de la pieza de unión en la figura 3.2.3 (2).

Dimensionamiento del brazo cuadrilátero

- Consiste de una barra JK de la parte superior y dos barras LM de la parte inferior de forma tubos rectangulares
- Barra JK
 - Longitud: 2300mm
 - Perfil de tubo rectangular: 120x100x10 mm
- Barra LM
 - Longitud: 2300 mm
 - Perfil de tubo rectangular: 80x60x6 mm
- Angulo de rotación del brazo cuadrilátero: 133°(entre 68° y -65°)

Dimensionamiento del brazo telescopico

- Longitud total del brazo telescopico: 15350 mm en la máxima extensión
- Consiste de 3 barras de forma tubos rectangulares que va por dentro de cada una
- Barra AB
 - Longitud: 6400mm
 - Perfil de tubo rectangular: 400x300x14,2 mm
- Barra BC
 - Longitud: 5200 mm
 - Para la extensión máxima, se deja una longitud de 700 mm dentro de la barra AB
 - Perfil de tubo rectangular: 350x250x14,2 mm



- Barra CD
 - Longitud: 5050 mm
 - Para la extensión máxima, se deja una longitud de 600 mm dentro de la barra BC
 - Perfil de tubo rectangular: 300x200x14,2 mm
- Ángulo de rotación del brazo telescopico: 90°(entre 75° y -15°)

Para los perfiles de las estructuras, se han cogido los datos del proveedor Grupo Condesa [5] que se encuentran en el Anexo I (2).

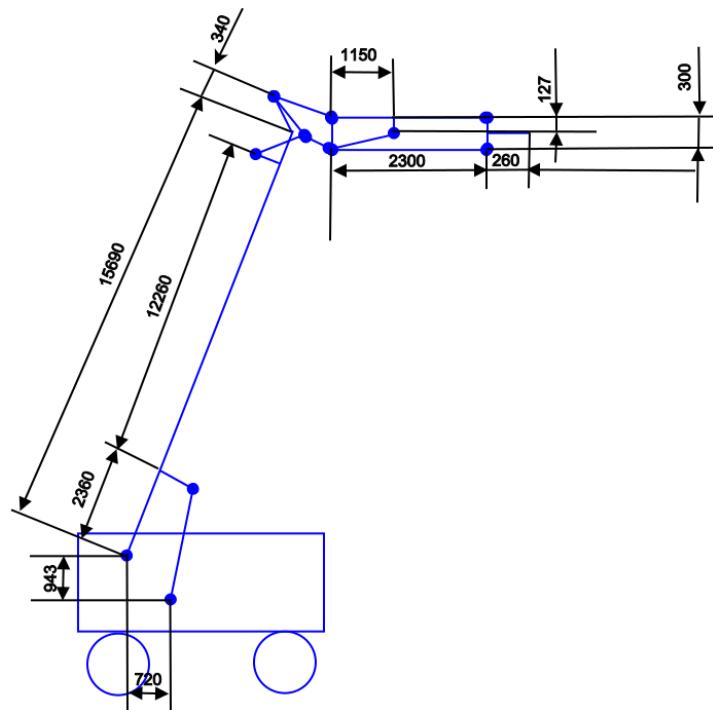


Figura 3.2.3 (1): Dimensión de la PEMP telescopica

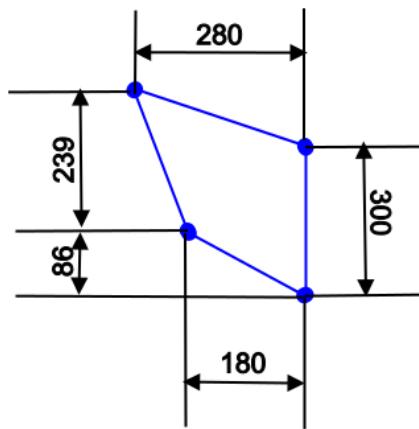


Figura 3.2.3 (2): Dimensión de la pieza de unión EJK



4 Coeficiente de seguridad y teorías de fallos usadas

4.2 Asignación de coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad “ C_s ” o también llamado el factor de seguridad es una medida de la seguridad de un componente que soportar la carga desde el punto de vista de su resistencia mecánica. Es una relación entre la capacidad máxima de un material y la carga admisible del trabajo. Para asegurar el diseño, la carga del trabajo real debe ser menor que la carga admisible del trabajo.

Este término permite realizar un sobredimensionamiento de un diseño porque a la hora de hacer el cálculo, habrá factores desconocidos que pueden afectar el cálculo real, como por ejemplo: incertidumbre en el valor y dirección de las cargas, desviaciones en las propiedades del material, influencia de los tratamientos térmicos, influencia de la temperatura de funcionamiento e incertidumbre del método de cálculo.

Hay dos formas de determinar el coeficiente de seguridad del diseño:

- a) **Criterio de rotura:** $C_s = \frac{\sigma_R}{\sigma_{admissible}}$
- b) **Criterio de fluencia:** $C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{admissible}}$

Donde

- σ_R es la tensión de rotura de un material
- σ_f es la tensión de fluencia de un material
- σ_{adm} es la tensión máxima admisible para el material

COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN CÁLCULOS ESTÁTICOS			
Tipo de carga	Acero		Fundición gris
	Materiales dúctiles	Materiales frágiles	Materiales frágiles
Carga permanente	de 3 a 4	de 1,5 a 2	de 5 a 6
Carga repetida, en una dirección, gradual	6	3	de 7 a 8
Carga repetida, invertida, gradual o con choque suave	8	4	de 10 a 12
Carga con choque más violento	de 10 a 15	de 5 a 7	de 15 a 20

Tabla 4.1 (1): Coeficiente de seguridad en cálculos estáticos

Según la tabla arriba, el coeficiente de seguridad que vamos a trabajar a lo largo del análisis del proyecto es de valor 3, en el cual el material empleado es acero y se le aplica la carga repetida, en una dirección gradual.



4.3 Teoría de la tensión cortante máxima

La teoría de la tensión cortante máxima indica que “*la falla de un material tiene lugar cuando la tensión cortante máxima del material es igual a la tensión cortante máxima en una pieza de ensayo a tracción*” [6].

Se determina la tensión cortante máxima a partir del círculo de Mohr:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Para el ensayo a tracción,

- $\sigma_2 = 0$
- $\sigma_3 = 0$

Por lo tanto, la relación de la tensión cortante máxima con la tensión de fluencia del material es:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

4.4 Teoría de la energía de distorsión o von Mises

La teoría de la energía de distorsión o de von Mises indica que “*la fluencia se producirá siempre que la energía de distorsión en una unidad de volumen sea igual a la energía de distorsión en el mismo volumen cuando se le someta a tensión uniaxial hasta el valor de la resistencia de fluencia*” [6].

La tensión de von Mises o tensión equivalente tiene una expresión:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Por lo tanto, la relación de la tensión de von Mises con la tensión de fluencia del material es:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$



5. Cálculo de las reacciones. Diagrama de sólido libre (DSL) de las estructuras extensibles

5.1 Carga de trabajo

La carga de trabajo es una combinación del peso de la plataforma de trabajo y la carga nominal respecto a los pesos de operarios y herramientas. La aproximación del peso de la plataforma se ha calculado a partir de su dimensionamiento en el Anexo I (1).

Según la norma UNE EN 280:2014 [1], la carga nominal "m" es

$$m = n * m_p + m_e$$

Donde:

$m_p = 80 \text{ kg}$ (Masa de una persona)

$m_e \geq 40 \text{ kg}$ (Valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales)

n Es el número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo

El número máximo de personas para la operación de esta PEMP es 2. Se hace el cálculo y se considera que la plataforma de trabajo lleva masa de las herramientas y materiales excesivas, la carga nominal de la operación es

$$m = 2 * 80 + 70 = 230 \text{ kg}$$

5.2 Reacciones en el brazo cuadrilátero

Las reacciones en el brazo cuadrilátero resultan de las reacciones en la plataforma de trabajo. Para poder obtener las reacciones en el brazo cuadrilátero, primero tiene que calcular las reacciones en la plataforma de trabajo. Según el catálogo de fabricante, el brazo cuadrilátero permite girar un ángulo de 133° , en el cual los valores máximo y mínimo son 68° y -65° respectivamente. Por lo tanto, se analizarán las reacciones en 7 posiciones de trabajo de la estructura así podemos observar como varían las reacciones del brazo cuadrilátero cuando está en marcha.

El ángulo que giro el brazo cuadrilátero llamamos ángulo β , es el ángulo formado el brazo cuadrilátero con el eje horizontal mientras que el ángulo γ es el ángulo formado el cilindro 1 con el eje horizontal. Los ángulos β y γ están relacionados entre sí cuando cambiar la posición de trabajo. Se puede ver las posiciones de trabajo del brazo cuadrilátero conforme a los ángulos β y γ en la Tabla 5.2 (1).

Se plantearán los DSL y ecuaciones de equilibrio estático de la estructura en 3 posiciones generales, $\beta < 0$, $\beta = 0$ y $\beta > 0$.

Posición	β	γ
1	-65°	-65°
2	-40°	$-33,5^\circ$
3	-20°	$-11,2^\circ$
4	0°	$8,6^\circ$
5	20°	$27,3^\circ$
6	40°	$44,5^\circ$
7	68°	$67,4^\circ$

Tabla 5.2 (1): Las posiciones de trabajo del brazo cuadrilátero

5.2.1 Reacciones en la plataforma de trabajo

Una vez se han determinado el peso de la cesta y la carga nominal debida a los pesos de operarios y herramientas, calcular las reacciones de la plataforma de trabajo sobre el brazo cuadrilátero. La plataforma de trabajo y el brazo cuadrilátero están unidos con la unión de KMN. Por eso, antes tiene que calcular las reacciones de la plataforma sobre la unión KMN.

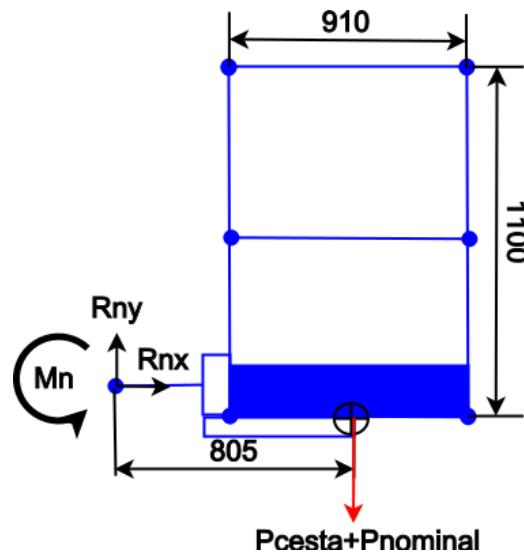


Figura 5.2 (1): DSL de la plataforma de trabajo.

Se realiza el cálculo de las reacciones con las ecuaciones de equilibrio sobre la plataforma de trabajo. El cálculo de las reacciones de la plataforma de trabajo se encuentra en el Anexo I (3.1).

Resultados:

$$R_{N,x} = 0$$

$$R_{N,y} = 4525 \text{ N}$$

$$M_N = 3642,625 \text{ Nm}$$

5.2.2 Reacciones en la unión KMN

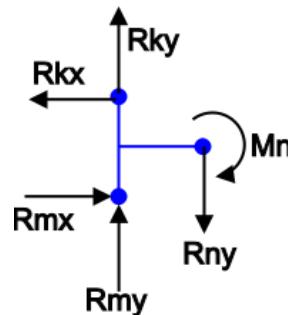


Figura 5.2.2 (1): DSL de la unión KMN

5.2.3 Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta < 0$

La descomposición de las reacciones se puede ver en la figura abajo. Cuando la posición es $\beta < 0$, el cilindro 1 forma un ángulo γ negativo respecto al eje horizontal. Planteamos la dirección del componente x de la fuerza del cilindro 1 hacia derecha y la dirección del componente y de la fuerza del cilindro 1 hacia abajo sobre la barra JK.

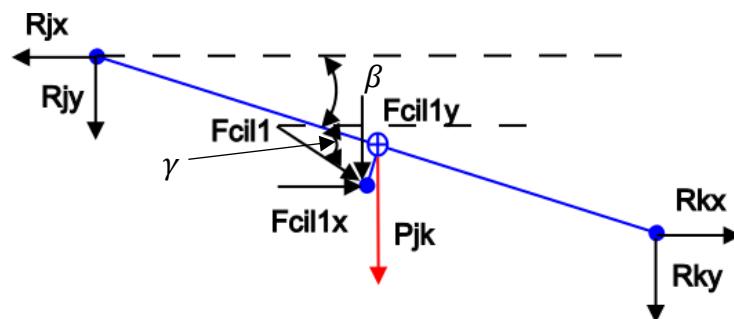


Figura 5.2.3 (1): DSL de la barra JK

Para la barra LM, las fuerzas del cilindro 1 en el eje x y el eje y tienen las direcciones contrarias que en la barra JK.

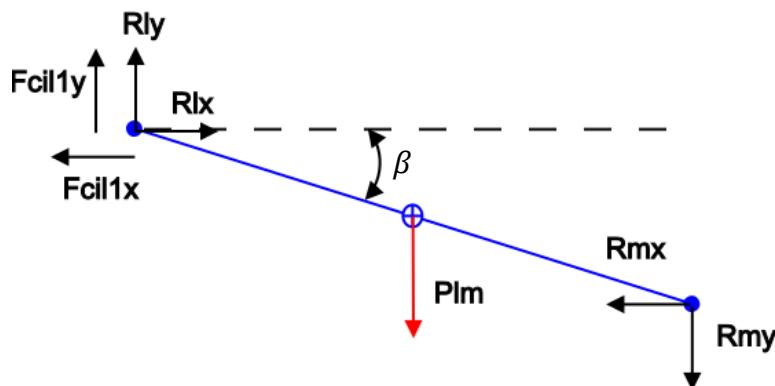


Figura 5.2.3 (2): DSL de la barra LM

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\beta < 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.3.1).

5.2.4 Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta = 0$

En el caso de $\beta = 0$ es decir el brazo cuadrilátero está en la posición horizontal, planteamos la dirección del componente x de la fuerza de cilindro 1 hacia derecha mientras que la dirección del componente y hacia arriba. Esto es debido al ángulo γ que tiene un valor de $8,6^\circ$.

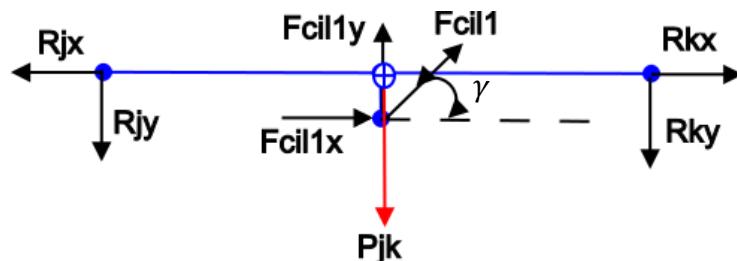


Figura 5.2.4 (1): DSL de la barra JK

Para la barra LM, las fuerzas del cilindro 1 en el eje x y el eje y tienen las direcciones contrarias que en la barra JK.

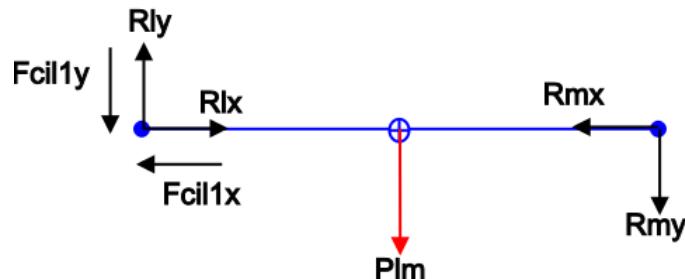


Figura 5.2.4 (2): DSL de la barra LM

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\beta = 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.3.2).

5.2.5 Reacciones en el brazo cuadrilátero en $\beta > 0$

En el caso de $\beta > 0$, planteamos la dirección del componente x de la fuerza de cilindro 1 hacia derecha mientras que la dirección del componente y hacia arriba. Esto es debido a los ángulos γ que tienen valores positivos.

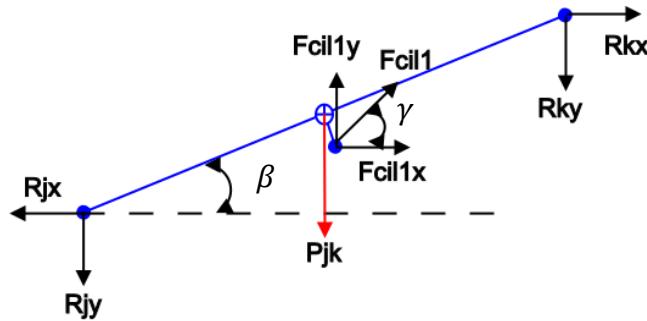


Figura 5.2.5 (1): DSL de la barra JK

Para la barra LM, las fuerzas del cilindro 1 en el eje x y el eje y tienen las direcciones contrarias que en la barra JK.

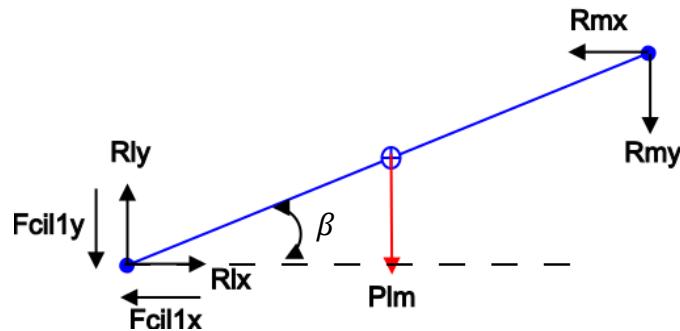


Figura 5.2.5 (2): DSL de la barra LM

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\beta > 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.3.3).



5.3 Reacciones en el brazo telescopico

El brazo telescopico se junta con el brazo cuadrilátero mediante una pieza de unión EIJK. Antes de calcular las reacciones del brazo telescopico, hay que calcular las reacciones en la pieza de unión EIJK.

Como mencionado en el dimensionamiento del brazo telescopico, el ángulo de giro es 90° donde los valores máximo y mínimo son 75° y -15° respectivamente. Tomamos 5 posiciones de trabajo respecto al ángulo de giro que llamamos ángulo α , es el ángulo formado el brazo telescopico con el eje horizontal. Además, cuando varía el ángulo α , también varía el ángulo θ que es un ángulo formado el cilindro 3 con el eje horizontal. El cilindro 3 es responsable para el movimiento del brazo telescopico.

El brazo telescopico y la pieza de unión EIJK están unidos en el punto E y el punto I. El punto I está instalado con el cilindro 2 que permite fijar la posición de la pieza de unión cuando se cambia la posición del brazo telescopico. El ángulo que llamamos ángulo φ , es el ángulo formado el cilindro 2 con el eje horizontal. Los ángulos α y φ están relacionados entre sí.

Se encuentra las posiciones de trabajo del brazo telescopico según los ángulos α , θ y φ en la tabla 5.3 (1).

Se plantearán los DSL y ecuaciones de equilibrio estático de la estructura en 3 posiciones generales, $\alpha < 0$, $\alpha = 0$ y $\alpha > 0$.

Posición	α	φ	θ
1	-15°	$-22,3^\circ$	$-1,7^\circ$
2	0°	$-9,8^\circ$	18°
3	25°	$12,7^\circ$	$44,6^\circ$
4	50°	38°	$66,2^\circ$
5	75°	$67,5^\circ$	$85,3^\circ$

Tabla 5.3 (1): Posiciones de trabajo del brazo telescopico

5.3.1 Reacciones en el brazo telescopico en $\alpha < 0$

Pieza de unión EIJK

En esta posición, el cilindro 2 forma un ángulo negativo respecto al eje horizontal. Por lo tanto, se plantean la dirección del componente x de la fuerza de cilindro 2 hacia derecha y la dirección del componente y hacia abajo.

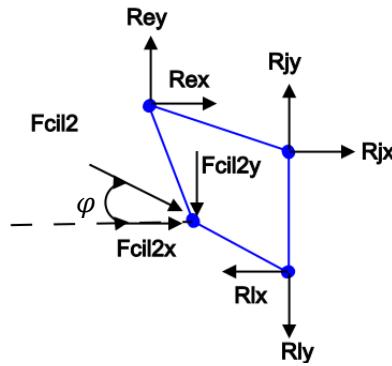


Figura 5.3.1 (1): DSL de EIJK

Brazo telescopico

En esta posición la fuerza de cilindro 2 tiene el sentido contrario que en la pieza de unión. El ángulo del cilindro 3 respecto al eje horizontal es negativo. Por es, se plantean la dirección del componente x de la fuerza de cilindro 3 hacia derecha y la dirección del componente y hacia abajo.

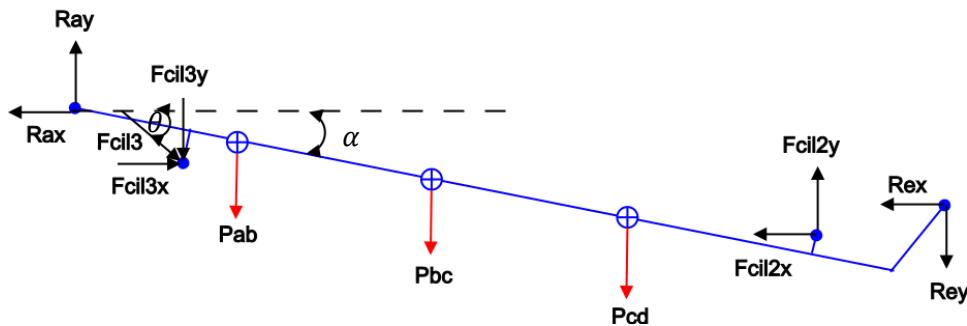


Figura 5.3.1 (2): DSL del brazo telescopico

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\alpha < 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.4.1).

5.3.2 Reacciones en el brazo telescopico en $\alpha = 0$

Pieza de unión EJK

En esta posición, el ángulo φ un valor positivo. Se plantea la la dirección del componente x de la fuerza de cilindro 2 hacia derecha y la dirección del componente y hacia abajo.

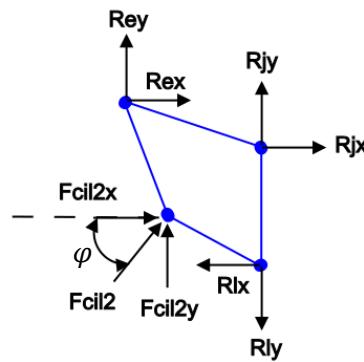


Figura 5.3.2 (1): DSL de EJK

Brazo telescopico

Cuando el brazo telescopico en la posición horizontal, el ángulo θ tiene un valor positivo. Por lo tanto, se plantea la dirección de la fuerza de cilindro 3 como en la Figura 5.3.2 (2).

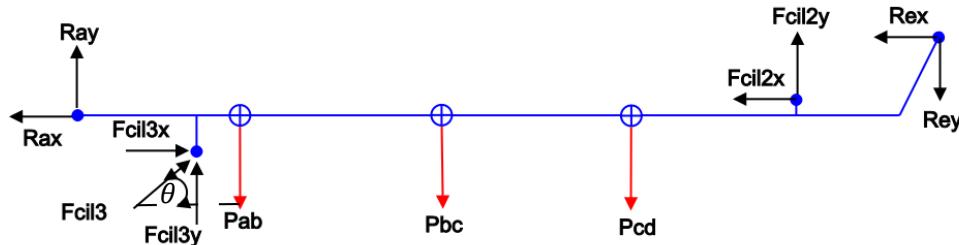


Figura 5.3.2 (2): DSL del brazo telescopico

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\alpha = 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.4.2).

5.3.3 Reacciones en el brazo telescopico $\alpha > 0$

Pieza de unión EJK

En esta posición, el ángulo φ un valor positivo. El planteamiento de la fuerza de cilindro 2 sigue siendo la misma como en la posición $\alpha = 0$.

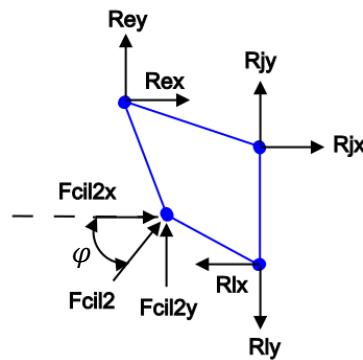


Figura 5.3.3 (1): DSL de la pieza de unión EJK

Brazo telescopico

Cuando el brazo telescopico en la posición horizontal, el ángulo θ tiene un valor positivo. Por lo tanto, se plantea la dirección de la fuerza de cilindro 3 como en el caso $\alpha = 0$.

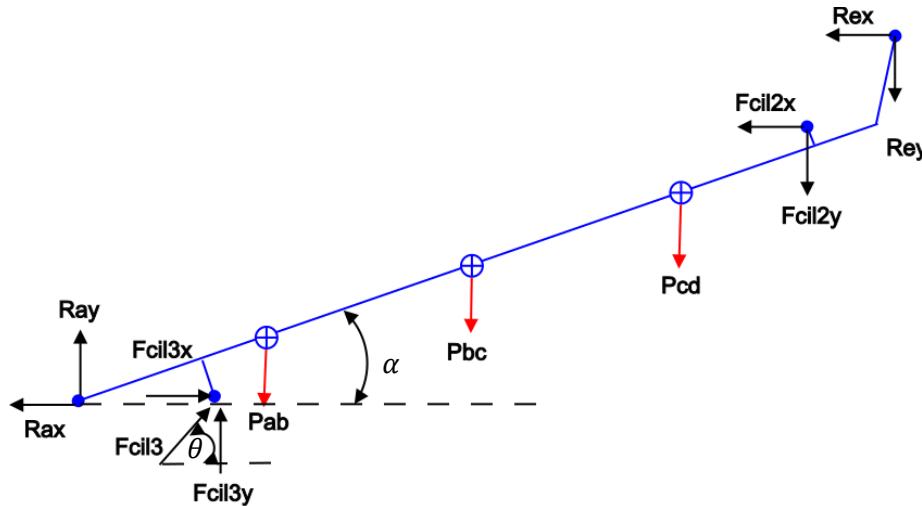


Figura 5.3.3 (2): DSL del brazo telescopico

Las ecuaciones de equilibrio estático para el caso $\alpha > 0$ se pueden encontrar en el Anexo I (3.4.3)

5.4 Resultados de las reacciones

Se resuelven las ecuaciones de equilibrio planteadas en el apartado anterior con la ayuda del programa de cálculo EES. De esta manera obtenemos las reacciones de cada estructura conforme sus posiciones de trabajo tanto en ejes globales como en ejes locales. Así va a ser muy útil a la hora de calcular los diagramas de esfuerzos del sistema. Se puede encontrar las reacciones de cada barra en el Anexo.

Luego, se presentan las reacciones resultantes de cada estructura en una serie de gráficas donde observamos como varían las reacciones de las estructuras según sus posiciones de trabajo. Aparte de eso, identificamos los valores máximos de las reacciones en cada punto. Con esta información podemos utilizar para llevar a cabo los cálculos posteriores.

5.4.1 Resultados de las reacciones en el brazo cuadrilátero

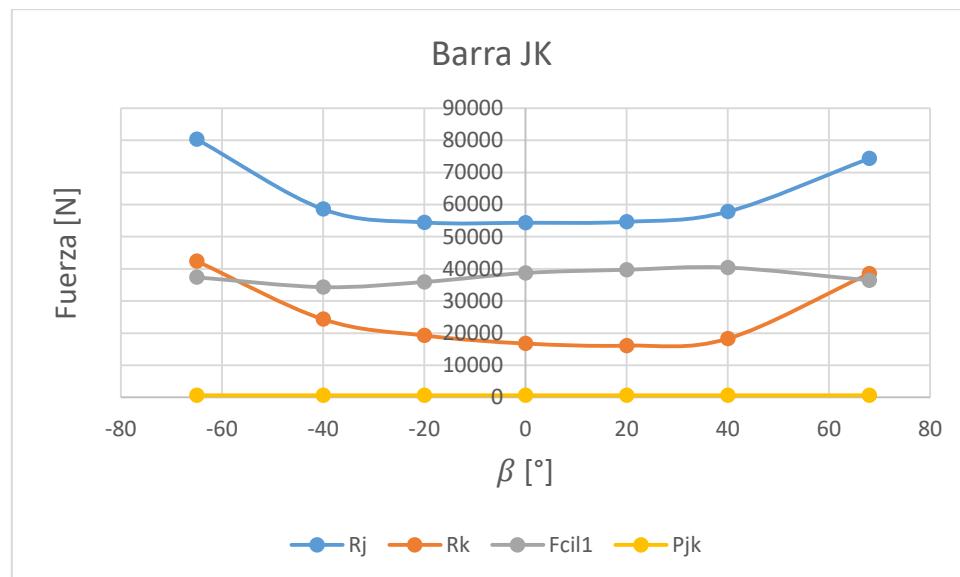


Gráfico 5.4.1 (1): Reacciones en la barra JK

Se observa en el grafico arriba, en una posición de trabajo con ángulo de -65° , se encuentra la reacción máxima para R_j y R_k . Para las fuerzas del cilindro 1, podemos encontrar el valor máximo en un ángulo de 40° .

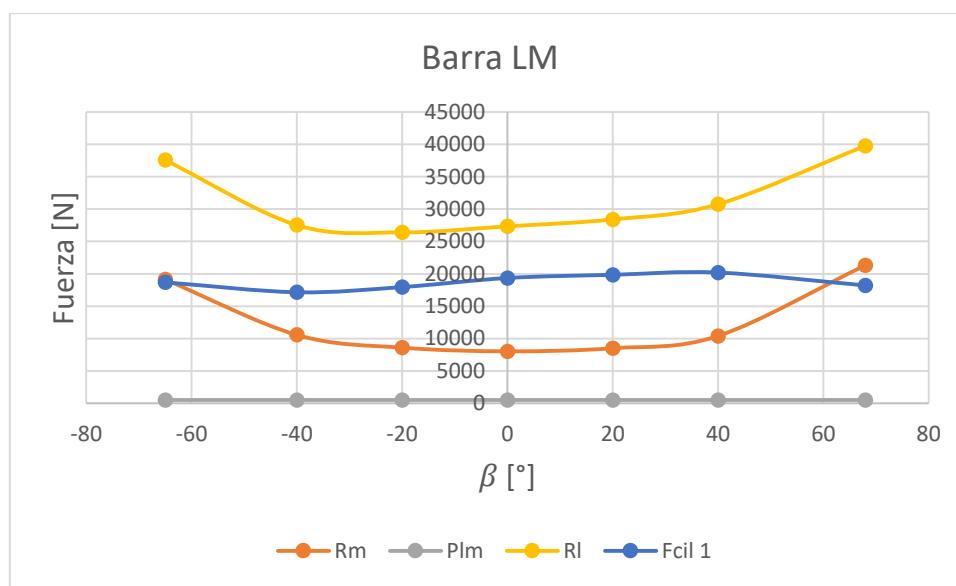


Gráfico 5.4.1 (2): Reacciones en la barra LM

Según el grafico 5.2.6 (2), R_L y R_M producen máximas reacciones cuando la posición de trabajo es 68° mientras que el cilindro 1 produce máxima fuerza en un ángulo de 40° , como se ha visto en el grafico 5.2.6 (1).

Con estas reacciones máximas, las vamos a usar para realizarlos cálculos pasadores y cilindros hidráulicos.

5.4.2 Resultados de las reacciones en el brazo telescopico

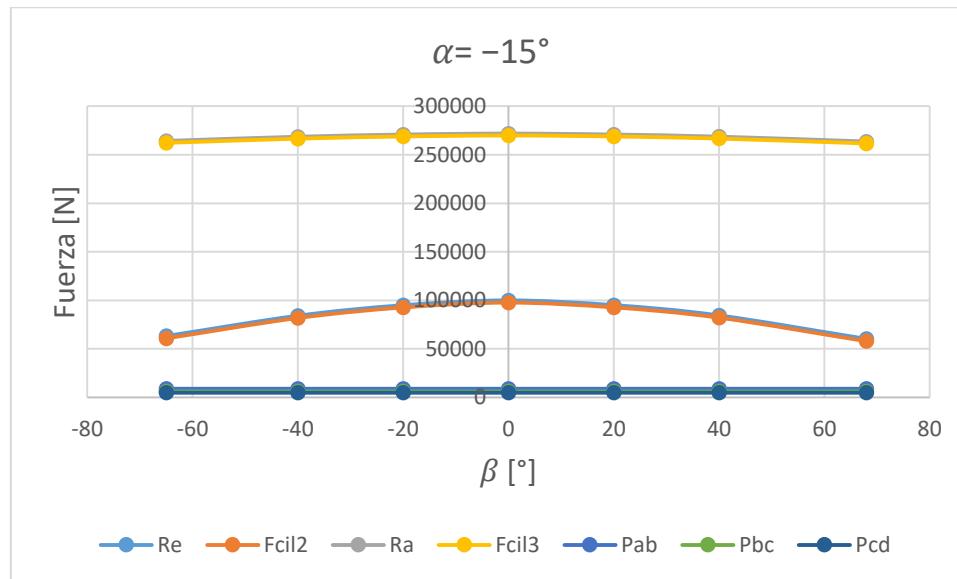


Gráfico 5.4.2 (1): Reacciones en el brazo telescopico

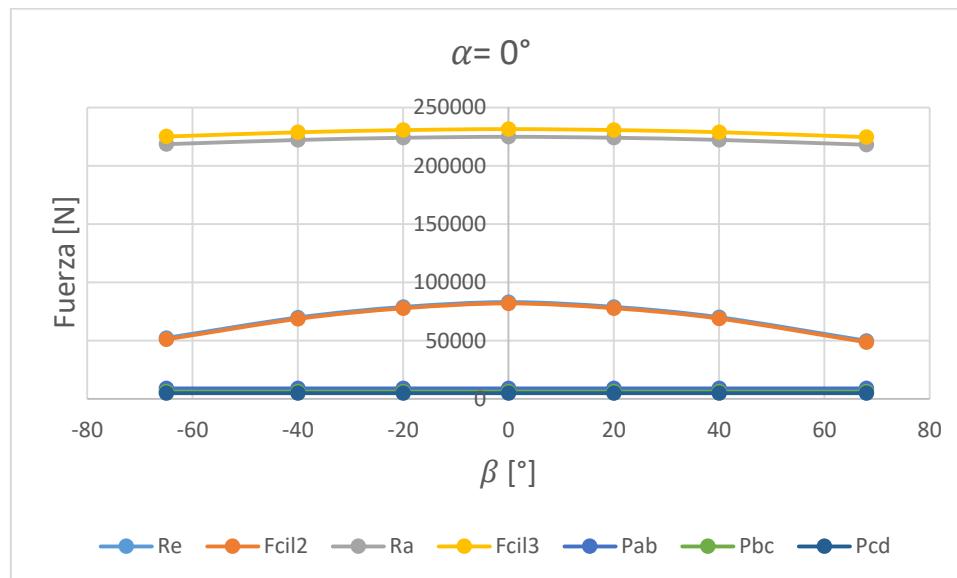


Gráfico 5.4.2 (2): Reacciones en el brazo telescopico

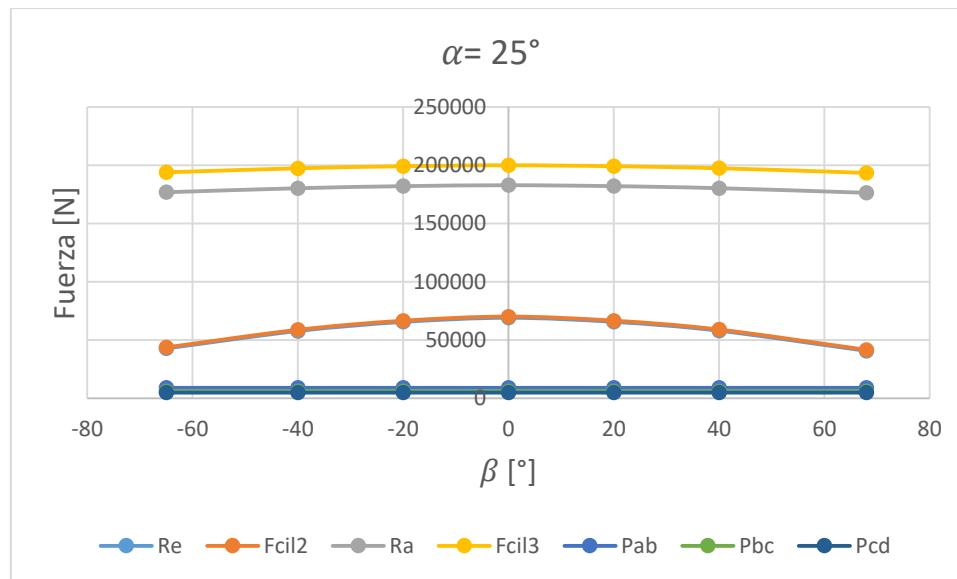


Gráfico 5.4.2 (3): Reacciones en el brazo telescopico

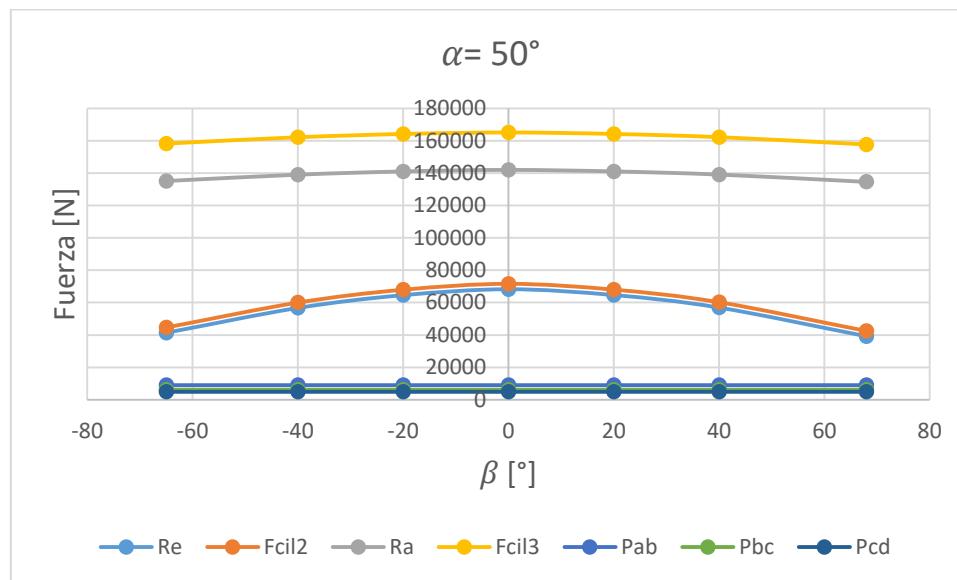


Gráfico 5.4.2 (4): Reacciones en el brazo telescopico

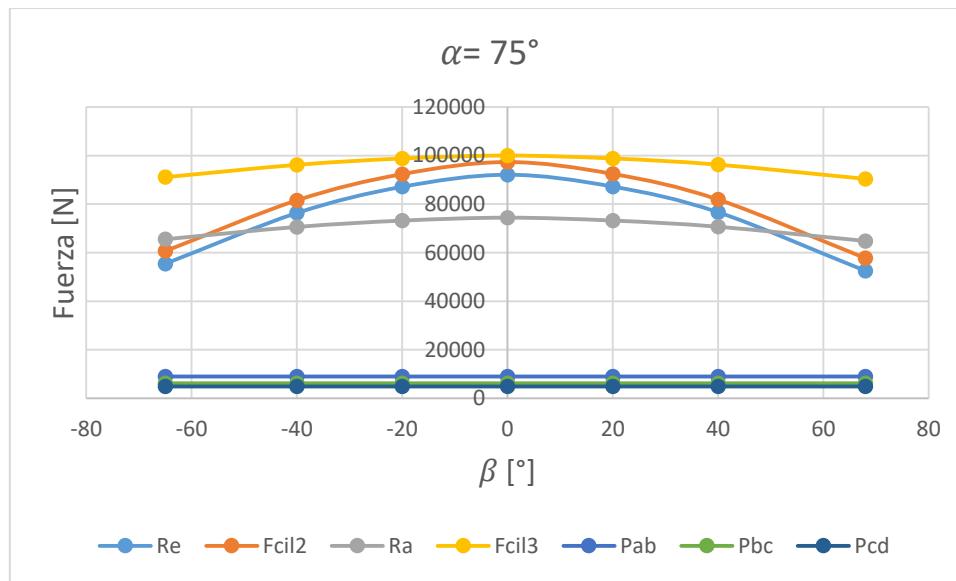


Gráfico 5.4.2 (5): Reacciones en el brazo telescopico

Según los gráficos de las reacciones en el brazo telescopico, observamos que en cada posición de trabajo del brazo telescopico, las reacciones máximas se encuentran en la posición de $\beta = 0^\circ$, es decir cuando el brazo cuadrilátero está en la posición horizontal. Estos valores máximos se pueden conseguir cuando la posición del brazo telescopico en un ángulo $\alpha = -15^\circ$.

Cuando aumenta el ángulo α , vemos que todas las reacciones se reducen excepto las reacciones R_E y $F_{cil,2}$ que disminuye hasta el ángulo $\alpha = 25^\circ$ y luego aumentan. Además, con el aumento del ángulo α , aumenta también la diferencia entre las reacciones R_A y $F_{cil,3}$.

Con las informaciones de las reacciones máximas de los puntos, las vamos a usar para hacer los cálculos posteriores.



6 Diagramas de esfuerzos. Máxima tensión

Una vez se han obtenidos las reacciones de las estructuras en cada posición de trabajo, podemos plantear los diagramas de esfuerzos de cada estructura. Los esfuerzos que existen son los esfuerzos axiles, los esfuerzos cortantes y los momentos flectores. Los diagramas de esfuerzos son importantes a la hora de diseñar las estructuras porque podemos saber cómo varían los esfuerzos a lo largo de las estructuras [7]. Así podemos conocer los valores máximo y mínimo de los esfuerzos e identificar los puntos más desfavorables en las estructuras.

A partir de los diagramas de esfuerzo, podemos usar las informaciones para calcular la tensión máxima de cada estructura. Hemos definido anteriormente que las estructuras de la PEMP tienen un perfil de tubo rectangular.

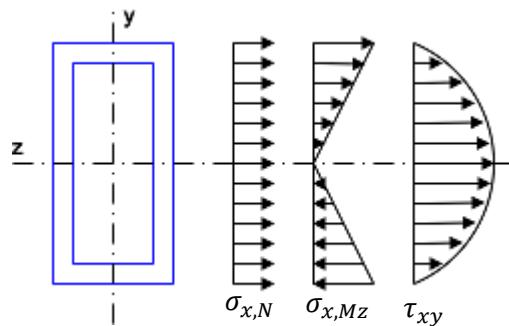


Figura 6 (1): Tensiones en el tubo rectangular

Se puede ver en la figura arriba, el esfuerzo axil y el momento flector generan tensión normal en la dirección del eje x, perpendicular a la sección del tubo rectangular. Además, el momento flector genera tensión cortante en el mismo eje.

Tensión normal debida al esfuerzo axil es constante en el perfil mientras que la tensión normal debida a flexión tiene valor máximo en los extremos de las fibras superior e inferior. Por otro lado, la tensión cortante debida a flexión tiene un valor cero en los extremos de las fibras superior e inferior, pero tiene un valor máximo en la línea neutra.

La máxima tensión de trabajo se encuentra en el extremo de la sección, que es la suma de la tensión normal debida al esfuerzo axil y la tensión normal debida a flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{w_z}$$

w_z es el modulo resistente que vamos a usar la información del fabricante del perfil y también tiene forma siguiente

$$w_z = \frac{I_z}{y}$$

Con la tensión máxima de cada estructura, podemos comprobar la validez de diseño utilizando la teoría de cortante máxima



$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

Donde

- C_s es igual a 3
- σ_f es la tensión fluencia del material, en este caso es 355MPa
- $\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$

Despejando σ , la tensión máxima admisible es

$$\sigma_{max,admissible} = \frac{\sigma_f}{C_s} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, para poder aceptar el diseño de cada estructura, la tensión máxima del trabajo tiene que ser menor que la tensión máxima admisible del material.

$$\sigma_{max,admissible} \geq \sigma_{max}$$

6.1 Brazo cuadrilátero

6.1.1 Barra JK

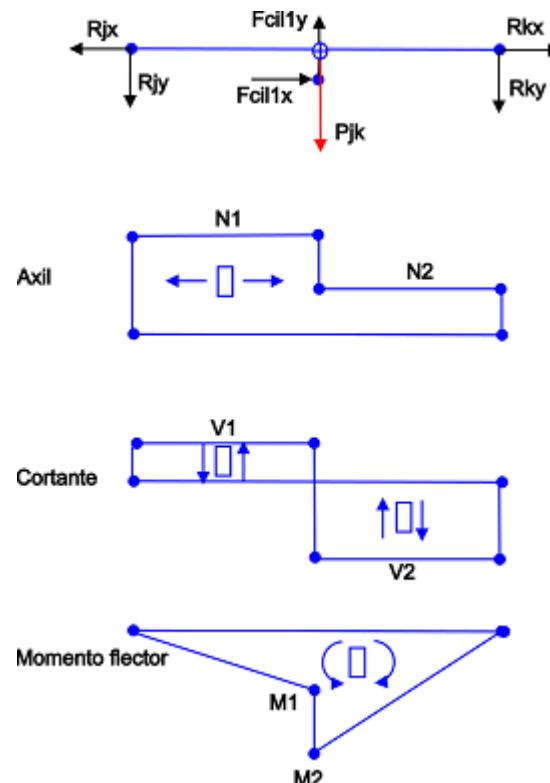


Figura 6.1.1 (1): Diagramas de esfuerzos de la barra JK

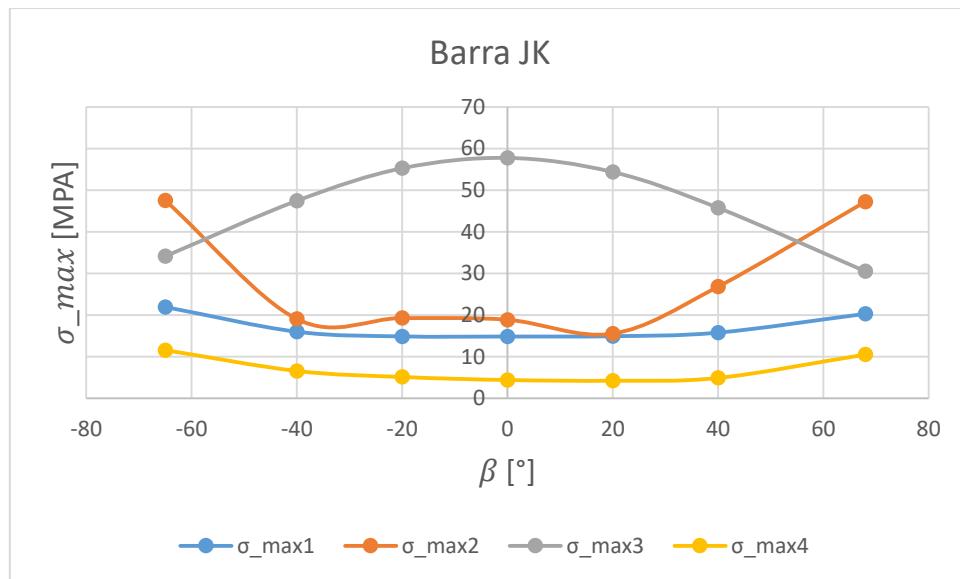


Grafico 6.1.1 (1): Tensiones máximas de la barra JK

Observamos en la figura 6.1.1 (1), el máximo momento flector es M2 que está situado en el punto medio de la barra JK que es el punto más desfavorable de la estructura. Lo podemos comprobar según el grafico 6.1.1 (1), en cual la máxima tensión en la posición $\beta = 0^\circ$ que es σ_{max3} . Esta tensión en la combinación de la tensión normal debida al esfuerzo axil N2 y la tensión normal debida al momento flector M2.

Barra	Perfil	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{max} (MPa)	C_s
JK	120x100x10	3660	98500	57,769	6,15

Tabla 6.1.1 (1): Tensión máxima de la barra JK

La tensión máxima de la barra JK es 57,769 MPa que se encuentra en el punto medio. El valor es menor que la tensión máxima admisible del material del perfil y tiene un coeficiente de seguridad de 6,15, mayor que el coeficiente de seguridad establecido anterior. Con estos datos, el dimensionamiento inicial de la barra JK es válido y cumple los requisitos tensionales.

6.1.2 Barra LM

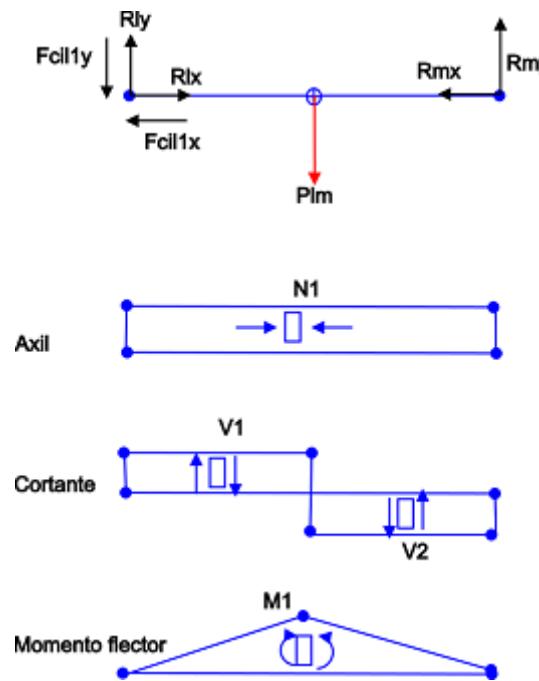


Figura 6.1.2 (1): Diagramas de esfuerzos de la barra LM

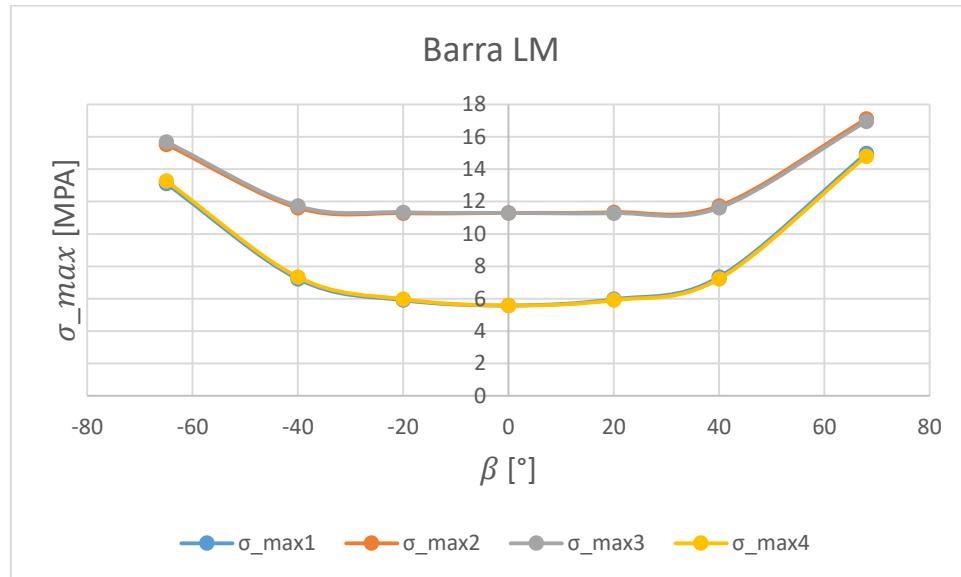


Grafico 6.1.2 (1): Tensiones máximas de la barra LM

Según la figura 6.1.2 (1), el momento flector máximo es M1 que está situado en el medio de la barra LM. Como en la barra JK, el punto medio es el punto más desfavorable de la estructura donde la tensión de trabajo es máxima. Conforme al grafico 6.1.2 (1), la tensión máxima es σ_{max2} cuando la



posición de trabajo es $\beta = 68^\circ$. Esta tensión máxima consiste de la tensión normal debida al esfuerzo axil N2 y la tensión normal debida al momento flector M1.

Barra	Perfil	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{max} (MPa)	C_s
LM	80X60X6	1440	24500	17,116	20,74

Tabla 6.1.2 (1): Tensión máxima de la barra LM

La tensión máxima de la barra LM es 17,116 MPa que es mucho menor que la tensión máxima admisible del material del perfil. Tiene razón porque el brazo cuadrilátero consiste de dos barras de LM y las tensiones del trabajo se distribuyen a las dos barras. Así, cada una de la barra va a soportar menos carga. Con lo cual el diseño de la barra LM es válido y tiene un coeficiente de seguridad de 20,74.

6.2 Brazo telescopico

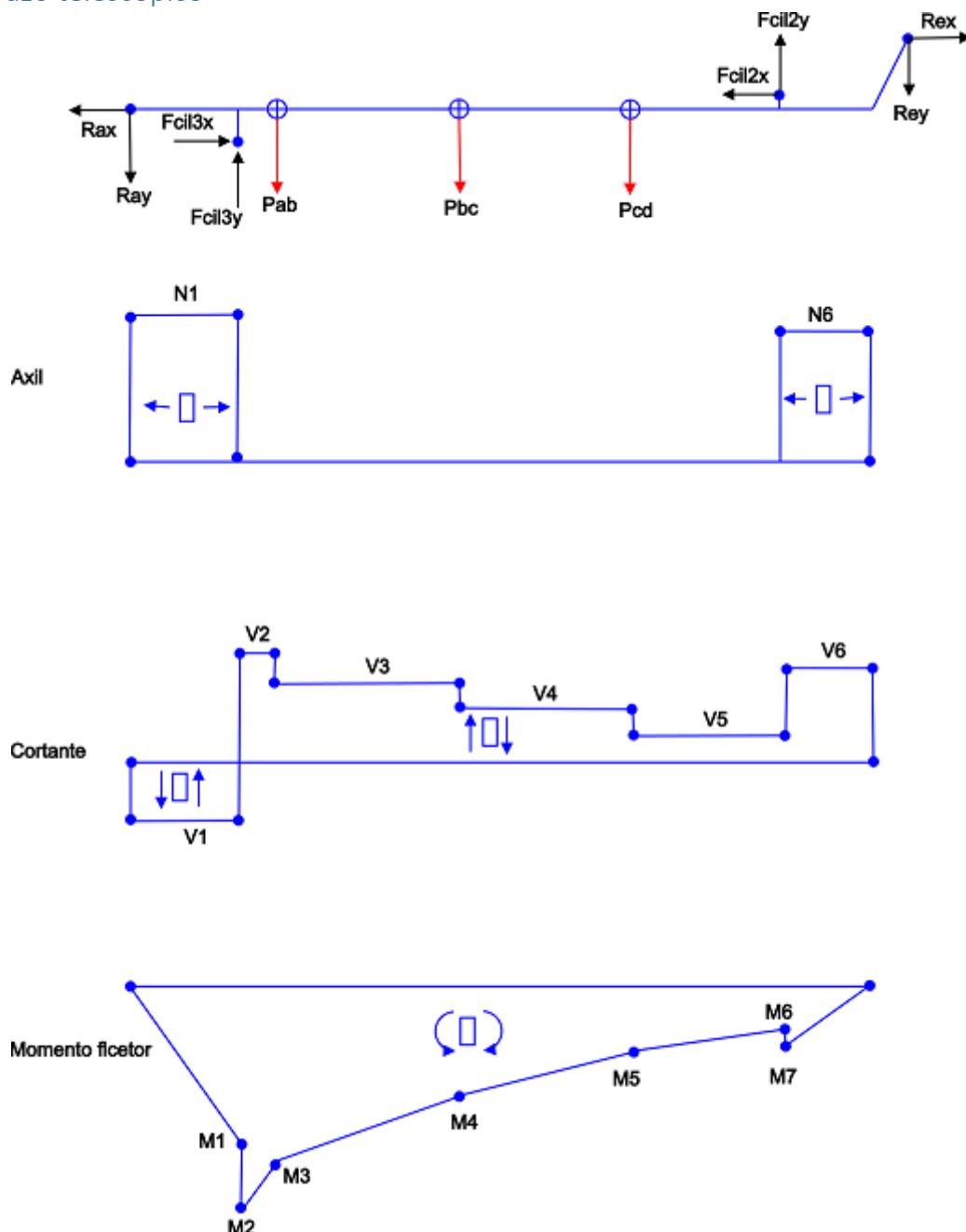


Figura 6.2 (1): Diagramas de esfuerzos del brazo telescopico en $\alpha = 0^\circ$

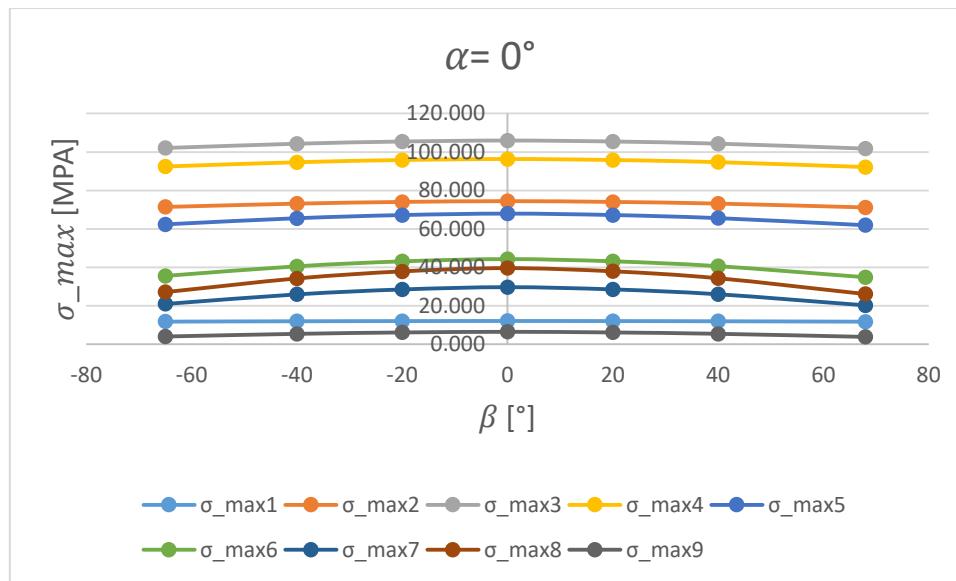


Grafico 6.2 (1): Tensiones máximas del brazo telescopico

Podemos observar en la figura 6.2 (1), los diagramas de esfuerzos del brazo telescopico para una posición de trabajo $\alpha = 0^\circ$. Se nota que M2 es el momento flector máximo de la estructura y esta generado de la fuerza de cilindro 3.

Este punto que produce el momento flector máximo es el punto más desfavorable de la estructura que produce la máxima tensión de trabajo. Lo podemos comprobar con el grafico 6.2 (1) donde la tensión máxima es σ_{max3} que consiste de la tensión normal debida al momento flector M2. La tensión normal debida al esfuerzo axil de la tensión máxima es nula.

Como ya hemos sabido, el brazo telescopico está formado por 3 perfiles, AB, BC y CD. La tensión máxima de trabajo del brazo telescopico se encuentra en el perfil AB.

Barra	Perfil	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{max} (MPa)	C_s
AB	400X300X14,2	18200	1736000	105,961	3,35

Tabla 6.2 (1): Tensión máxima del brazo telescopico

La tensión máxima es 105,961 MPa que es menor que la tensión máxima admisible del material del perfil, 118,33 MPa. El coeficiente de seguridad del perfil es 3,35 mayor que el valor establecido anterior. Por lo tanto, podemos asegurar que con el diseño, la estructura no va a producir fallo con la carga de trabajo.

7 Cálculo del perfil interior del brazo telescopico

Como se ha explicado anteriormente, el brazo telescopico consiste de 3 barras que deslizan por dentro de ellas. Las barras son barras CD, BC y AB donde barra CD desliza dentro de la barra BC y BC desliza dentro de la barra AB.

En la máxima extensión del brazo telescopico, se ha dejado una longitud de 700 mm de la barra BC dentro de la barra AB y una longitud de 600 mm de la barra CD dentro de la barra BC. Tienen una holgura de 10,8 mm. Para que pueda deslizar entre las barras, se utiliza guía de teflón o PTFE.

El material teflón tiene un coeficiente de fricción muy bajo entre 0,05-0,10 [8]. Es decir cuando un material se mueve sobre el teflón, va a producir muy poca fricción. Por lo tanto, como las barras del brazo telescopico va a deslizar entre una a otra, el material teflón es mejor para esta situación. Aparte de eso, el uso de la guía teflón no es solo para reducir la fricción, también asegurar que el material es capaz de soportar la distribución de tensiones de las barras que van por dentro entre sí que produce flexión sobre las estructuras.

Se define la longitud y la anchura de la guía de teflón. Para la longitud de la guía de teflón, se ha tomado una aproximación en la cual la longitud es dos veces de la altura de la barra interior.

7.1 Perfil BCD

Vemos en la figura abajo, la guía de teflón que está en amarilla tiene la geometría,

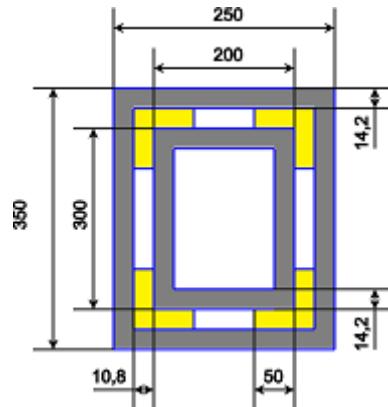


Figura 7.1 (1): Sección de perfil BCD

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$l = 600 \text{ mm}$$

Se utiliza el criterio de rotura con un coeficiente de seguridad 3 y la tensión de rotura de teflón de 48,3 MPa [9] se puede sacar la tensión máxima admisible del material.

$$C_s = \frac{\sigma_R}{\sigma_{admissible}} = 3 = \frac{48,3}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{max,admissible} = 16,1 \text{ MPa}$$

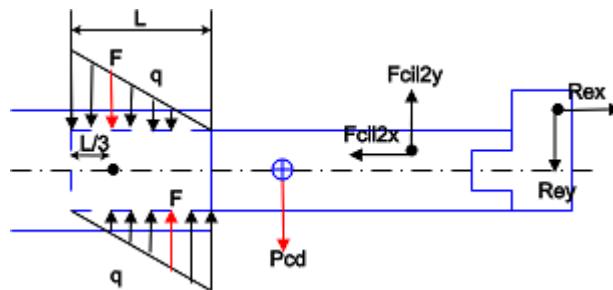


Figura 7.1 (2): DSL del perfil BCD

La barra interior produce una carga distribuida triangular, q sobre la guía de teflón. Con esta forma de carga distribuida, nos acordamos de que la fuerza resultante está en un tercio de la longitud de la guía que llamamos F .

$$q = F * \frac{L}{3}$$

A continuación, calcular la tensión máxima que ejerce sobre la guía de teflón en un punto más desfavorable, es este caso está en un tercio de la longitud de la guía desde la parte atrás y sobre la línea neutra de la barra interior.

Vemos que sobre la guía de teflón, hay dos tensiones normales que vienen del esfuerzo cortante (V) en la barra y de la fuerza resultante (F) que llamamos σ_1 y σ_2 respectivamente. El esfuerzo cortante se puede obtener a partir del diagrama de esfuerzo de la barra que se ha calculado anteriormente.

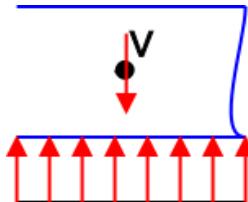


Figura 7.1 (3): Esfuerzo cortante

$$\sigma_1 = \frac{V}{2 * b * L}$$

Para calcular la tensión σ_2 , primero sacar el momento flector, M que genera en el punto mas desfavorable. Este momento flector es igual al momento que produce la fuerza resultante F sobre este punto.

$$M = \frac{F * L}{3} = \frac{\sigma_2 * A}{2} * \frac{L}{3} = \frac{\sigma_2 * 2 * b * L}{2} * \frac{L}{3}$$



Despejar σ_2 ,

$$\sigma_2 = \frac{3 * M}{b * L^2}$$

La tensión máxima es la suma de la tensión σ_1 y la tensión σ_2

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_2$$

Comparar la tensión máxima calculada con la tensión máxima admisible del material y comprobar que con la longitud de la guía de teflón es adecuada para resistir la carga de trabajo de las estructuras.

Los cálculos del perfil BCD se pueden encontrar en el Anexo I (5.1).

La máxima tensión de trabajo que actúa sobre el teflón es

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_2 = 0,176 + 10,232 = 10,408 \text{ MPa}$$

El valor es menor que el valor de la máxima tensión admisible del material. Por lo tanto, podemos deducir que la longitud y la anchura de la guía de teflón son aceptables.

7.2 Perfil ABC

Como en el apartado anterior, la guía de teflón que está en amarilla tiene la geometría

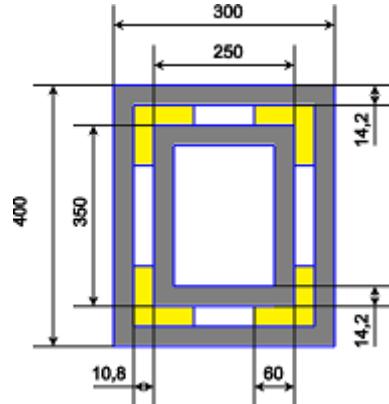


Figura 7.2 (1): Sección de perfil ABC

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$l = 700 \text{ mm}$$

Los pasos del cálculo para el perfil ABC son iguales que los del perfil BCD.

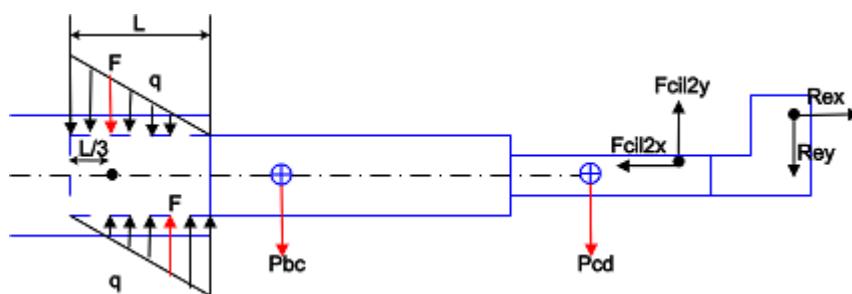


Figura 7.2 (2): DSL del perfil ABC

Los cálculos del perfil BCD se pueden encontrar en el Anexo I (5.2).

La máxima tensión de trabajo que actúa sobre el teflón es

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_2 = 0,176 + 10,232 = 12,6 \text{ MPa}$$

Este valor es menor que la tensión máxima admisible del teflón. Con lo cual, la geometría inicial del perfil ABC es válido.



8 Cálculo de sistema de accionamiento hidráulico

El movimiento de las estructuras de la PEMP esta accionado por el cilindro hidráulico que permite cambiar diferentes posiciones del trabajo. En este proyecto, se utiliza 5 cilindros hidráulicos para llevar a cabo el funcionamiento de la máquina.

En el cálculo de cilindro hidráulico, hay que dimensionar el diámetro de pistón y vástago. Se hace el dimensionamiento de pistón y vástago mediante el catálogo de algún proveedor en el mercado. Comprobar que con las dimensiones de pistón y vástago, serán capaz de soportar la carga de trabajo máxima de cada cilindro hidráulico. Para la comprobación del vástago, calcular la carrera de cilindro hidráulico y comprobar que el vástago no produce fallo por pandeo con la dimensión definida.

El proveedor para los cilindros hidráulicos 1, 2, 4 y 5 es CICROSA [10] mientras que el proveedor del cilindro hidráulico 3 es LIEBHERR [11].

8.1 Cálculo del cilindro 1

El cilindro 1 está instalado en el pasador L y en las orejetas que están soldadas en la barra JK. Es muy importante para el movimiento del brazo articulado que permite cambiar la posición del trabajo desde posición más baja (-65°) hasta una posición máxima (68°). En primer lugar tenemos que identificar la fuerza máxima que realiza el cilindro. De acuerdo con los cálculos de reacciones, las fuerzas absolutas del cilindro en cada posición del trabajo son:

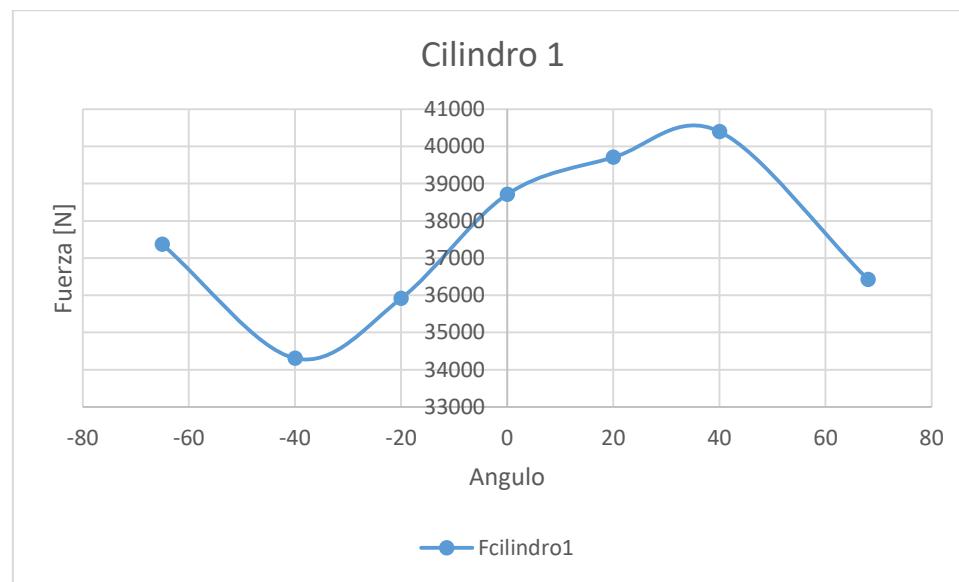


Figura 7.1 (1): Resultados de las fuerzas del cilindro 1

Según la figura 7.1 (1), observamos que la fuerza máxima del cilindro 1 se encuentra en la posición 40º que es

$$F_{max,cil1} = 40398,203 \text{ N}$$



La tabla 7.1 (1) se muestra las longitudes del cilindro 1 en cada posición de trabajo. Identificar la carrera del cilindro desde la mínima y máxima extensión del vástago.

β	Longitud cilindro (mm)
-65°	828
-40°	913
-20°	1010
0°	1163
20°	1213
40°	1297
68°	1378

Tabla 7.1 (1): Longitud de cilindro 1 según la posición del trabajo

Máxima extensión: 1378 mm

Mínima extensión: 828 mm

$$\text{Carrera} = 1378 - 828 = 550 \text{ mm} \approx 600 \text{ mm}$$

Fuerza máxima: 40398,203 N \rightarrow 4,122 Toneladas y se aproxima a 5 Toneladas.

Con los datos del cilindro calculados, buscar el diámetro mínimo de pistón y vástago para que no produzca fallo por pandeo en la figura, con la carrera del cilindro 600 mm. El cilindro trabaja a una presión 150 bar. El diámetro mínimo de vástago es 70 mm y el diámetro mínimo de pistón es 40 mm. Luego, con el valor de la fuerza máxima del cilindro de 5 Toneladas, meter en la figura de la fuerza de empuje del cilindro en el anexo para obtener el diámetro mínimo de pistón que puede soportar la carga de cilindro que es 70 mm.

Por lo tanto, las dimensiones del cilindro 1 que elegimos son:

$$\emptyset_{piston} = 70 \text{ mm}$$

$$\emptyset_{vastago} = 40 \text{ mm}$$

Modelo de cilindro 1: 704/6

8.2 Cálculo del cilindro 2

El cilindro hidráulico 2 está instalado dentro del brazo telescopico, en el perfil CD y en la pieza de unión EIJK. Este cilindro permite el movimiento independiente del brazo telescopico y el brazo articulado. El cilindro 2 se actúa cuando se mueve el brazo telescopico y queremos fijar la posición del brazo articulado. El ángulo de cilindro 2 (φ) es depende del ángulo del brazo telescopico (α) y varía desde -22,3° hasta 67,5°. Las fuerzas del cilindro 2 en cada posición son:

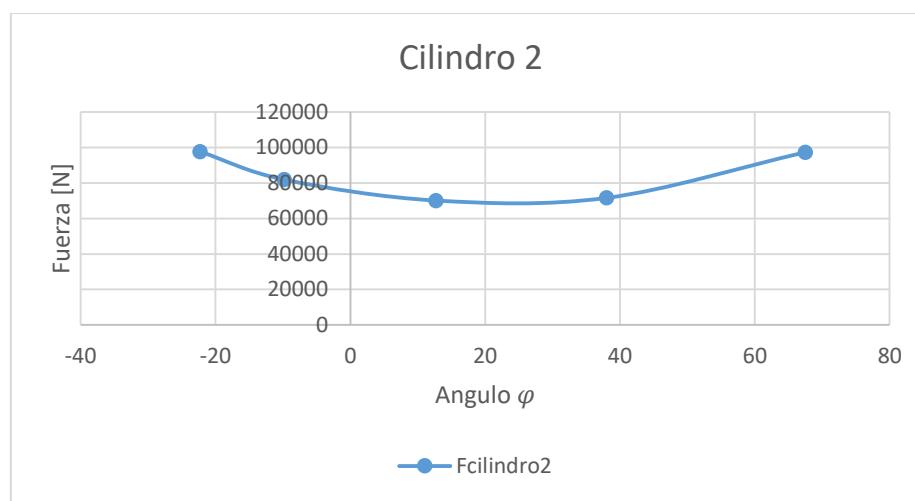


Figura 7.2 (1): Resultados de las fuerzas del cilindro 2

La máxima fuerza que realiza el cilindro 2 en la posición $\alpha = -15^\circ$ y $\varphi = -22,3^\circ$ es

$$F_{max,cil2} = 97678,058 \text{ N}$$

La tabla 7.2 (1) se muestra las longitudes del cilindro 1 en cada posición de trabajo. Identificar la carrera del cilindro desde la mínima y máxima extensión del vástago.

φ	Longitud cilindro (mm)
-22,3	1047
-9,8	993
12,7	888
38	775
67,5	679

Tabla 7.2 (1): Longitudes del cilindro 2 según la posición del trabajo

Máxima extensión: 1047 mm

Mínima extensión: 679 mm

$$Carrera = 1047 - 679 = 368 \text{ mm} \approx 400 \text{ mm}$$

Fuerza máxima: 97678,058 N \rightarrow 9,957 Toneladas y se aproxima a 10 Toneladas.

Con los datos del cilindro calculados, buscar el diámetro mínimo de pistón y vástago para que no produzca fallo por pandeo en la figura, con la carrera del cilindro 400 mm. El cilindro trabaja a una presión 150 bar. El diámetro mínimo de vástago es 25 mm y el diámetro mínimo de pistón es 40 mm. Luego, con el valor de la fuerza máxima del cilindro de 10 Toneladas, meter en la figura de fuerza de empuje del cilindro en el anexo para obtener el diámetro mínimo de pistón que puede soportar la carga de cilindro que es 100 mm.

Por lo tanto, las dimensiones del cilindro 2 que elegimos son:

$$\varnothing_{piston} = 100 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{vastago} = 50 \text{ mm}$$

Modelo de cilindro 2: 706/4

8.3 Cálculo del cilindro 3

El cilindro hidráulico 3 está instalado en el chasis y en el brazo telescopico, en las orejetas soldadas en el perfil AB. Su función es permite el movimiento del brazo telescopico desde la posición más baja (-15°) hasta la posición más alta (75°). El ángulo del cilindro 3, θ varía desde -1,7° hasta 85,3°. Las fuerzas de cilindro 3 en cada posición del trabajo son:

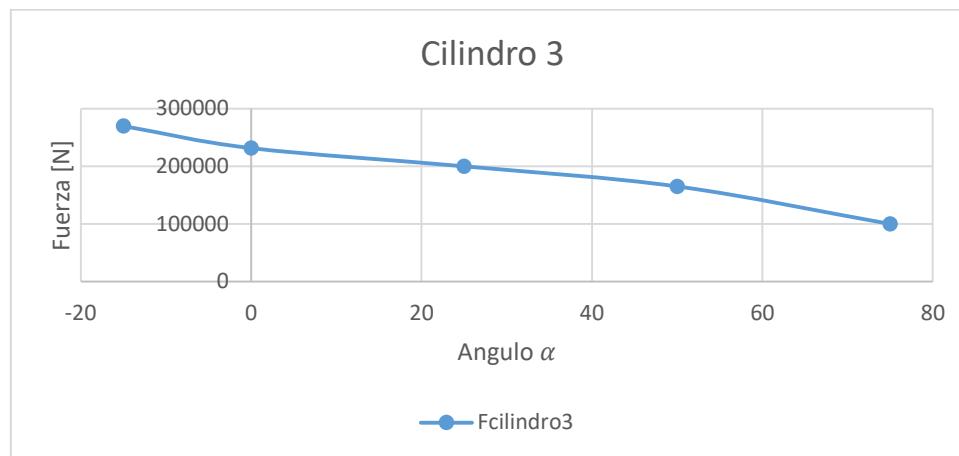


Figura 7.3 (1): Resultados de las fuerzas del cilindro 3

Según la figura 7.3 (1), la fuerza máxima que hace el cilindro 3 es cuando la posición del brazo telescopico en $\alpha = -1,5^\circ$ y $\theta = -1,7^\circ$ que es

$$F_{max,cil3} = 269824,764 \text{ N}$$

La tabla 7.1 (1) se muestra las longitudes del cilindro 1 en cada posición de trabajo. Identificar la carrera del cilindro desde la mínima y máxima extensión del vástago.

α	θ	Longitud cilindro (mm)
-15	-1,7	1653
0	18	1922
25	44,6	2436
50	66,2	2922
75	85,3	3328

Tabla 7.3 (1): Longitudes del cilindro según la posición del trabajo

Máxima extensión= 3328 mm

Mínima extensión = 1653 mm

$$Carrera = 3328 - 1653 = 1675 \text{ mm} \approx 1700 \text{ mm}$$

Con los datos que tenemos sobre el cilindro 3, se mete en el catálogo del fabricante en el Anexo I (6.3) y se busca las dimensiones del cilindro a partir de la fuerza máxima del cilindro.

Según el catalogo, para el diámetro de pistón 100 mm y el diámetro de vástago 70 mm, el cilindro es capaz de soportar la fuerza máxima de 298,45 kN. El valor es mayor que la fuerza máxima del cilindro calculado anterior que es 269,824 kN. El cilindro de fabricante es capaz de soportar la carga de trabajo máxima de la máquina. Aunque es capaz de soportar la carga máxima del trabajo, tiene que comprobar si el cilindro no produce fallo por pandeo.



Por lo tanto, se realiza el cálculo de fuerza de pandeo según Euler

$$F_k = \frac{\pi^2 E * I}{v * L^2 * 1000} [kN]$$

Donde

E = Modulo elástico [MPa] = 210000 MPa para el acero

$$I = \frac{d^4 * \pi}{64} [mm^4] \text{ (Momento de inercia de vástago)}$$

v = Factor de pandeo o β

L = Longitud de instalación [mm]

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rígidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

Figura 7.3 (2): Factor de pandeo según el tipo de fijación cilindro [6]

El tipo de fijación cilindro es unión con vástago articulada y guiado y el cilindro fijado mediante articulación en parte posterior, por lo tanto el factor de pandeo del cilindro es 2.

Desde el catálogo, el diámetro de vástago, d es 70 mm y la longitud de instalación mínima, L es 800 mm. La fuerza crítica de pandeo es:

$$F_k = \frac{\pi^2 * 210000 * \frac{\pi 70^4}{64}}{2 * 800^2 * 1000} = 1908,4 \text{ kN}$$

Vemos que la fuerza crítica de pandeo del cilindro es mayor que la fuerza máxima que trabaja el cilindro 3.

$$F_k = 1908,4 \text{ kN} > F_{max,cil3}$$



Por esta razón, el cilindro de fabricante no va a producir el fallo por pandeo. Las dimensiones del cilindro 3 son:

$$\varnothing_{piston} = 100 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{vastago} = 70 \text{ mm}$$

8.4 Cálculo del cilindro 4

El cilindro hidráulico 4 está instalado dentro del brazo telescopico, entre el perfil AB y BC. Su función es para extender el perfil BC. Tiene que soportar la carga a lo largo del perfil BC. Podemos identificar la carga máxima tiene que soportar el cilindro 4 desde el diagrama de esfuerzo axil del brazo telescopico. La fuerza máxima del cilindro se encuentra cuando el brazo telescopico está en la posición 75°.

$$F_{max,cil4} = 16154,881 \text{ N} = 1,645 \text{ Toneladas} \approx 2 \text{ Toneladas}$$

$$Carrera = 1200 \text{ mm}$$

El cilindro va a trabajar a una presión máxima de 50 bar. Según la gráfica de pandeo del catálogo, el diámetro mínimo de pistón y vástago es 70 mm y 40 mm. Con el valor de la máxima fuerza, meter en la figura de fuerza de empuje en el Anexo I (6.4), el diámetro mínimo de pistón que puede soportar la fuerza máxima es 70 mm.

Por lo tanto, las dimensiones del cilindro 4 que elegimos son:

$$\varnothing_{piston} = 70 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{vastago} = 40 \text{ mm}$$

Modelo de cilindro 4: 704/1500

8.5 Cálculo del cilindro 5

Como el cilindro hidráulico 4, el cilindro hidráulico 5 está instalado dentro del brazo telescopico, entre el perfil BC y CD. Su función es para extender el perfil CD, con lo cual tiene que soportar la carga a lo largo del perfil CD. Podemos identificar la carga máxima tiene que soportar el cilindro 5 desde el diagrama de esfuerzo axil del brazo telescopico. La fuerza máxima del cilindro se encuentra cuando el brazo telescopico está en la posición 75°.

$$F_{max,cil5} = 10192,751 \text{ N} = 1,04 \text{ Toneladas} \approx 1,5 \text{ Toneladas}$$

$$Carrera = 1200 \text{ mm}$$

El cilindro va a trabajar a una presión máxima de 50 bar. Según la gráfica de pandeo del catálogo, el diámetro mínimo de pistón y vástago es 70 mm y 40 mm. Con el valor de la máxima fuerza, meter en la figura de fuerza de empuje en el Anexo I (6.5), el diámetro mínimo de pistón que puede soportar la fuerza máxima es 60 mm.



Por lo tanto, las dimensiones del cilindro 4 que elegimos son:

$$\begin{aligned}\emptyset_{piston} &= 70 \text{ mm} \\ \emptyset_{vastago} &= 40 \text{ mm}\end{aligned}$$

Modelo de cilindro 5: 704/1500

9 Cálculo de los pasadores y elementos de soporte

Las articulaciones de las estructuras de PEMP se hacen mediante los pasadores que unen las piezas y permiten el movimiento relativo entre sí. Como es un elemento de unión, el material de los pasadores tiene que ser duro y resistente a la fuerza máxima que le ejerce. Por lo tanto, se utilizará el mismo material de las estructuras que es el acero estructural S355J0 y tiene una forma cilíndrica.

El dimensionamiento de los pasadores se realizará con el cálculo por el cortante directo, que suponemos que el fallo más crítico de los pasadores. Una vez se ha calculado el diámetro de los pasadores, se realizará el cálculo por aplastamiento, para saber el espesor mínimo de los elementos de soporte como orejetas y perfil de las estructuras. Si el espesor de un perfil de la estructura es menor que el valor del espesor mínimo calculado, tenemos que emplear una chapa de refuerzo para poder soportar las cargas del trabajo. Aparte de eso, tiene que dimensionar la longitud de las orejetas y asegurar que la tensión máxima en orejetas es menor que la tensión máxima admisible del material.

En este apartado, todos los cálculos se aplicarán un coeficiente de seguridad de 3 y el material S355J0. Comprobar la validez de diseño utilizando la teoría de la tensión cortante máxima.

9.1 Diámetro de los pasadores

En este proyecto, tenemos que dimensionar 11 pasadores que hay en la máquina. Como se ha dicho antes, se hace el cálculo de tensión cortante directo.

$$\tau = \frac{F}{n^o \text{ planos} * A}$$

Donde

- F es la fuerza resultante del pasador.
- El número de planos en todos los casos es 2, es decir que la fuerza se corta en dos caras.
- $A = \frac{\pi d^2}{4}$

Aplicar la teoría de cortante máxima:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$



Donde

- σ_f es la tensión de fluencia del material, en este caso es 355 MPa
- $C_s = 3$

La tensión máxima admisible es

$$\tau_{max,admissible} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} = \frac{355}{2 * 3} = 59,167 \text{ MPa}$$

Sustituir el valor de la tensión máxima admisible en la ecuación de tensión cortante directo, obtendremos el diámetro mínimo de los pasadores.

Los cálculos de los diámetros de los pasadores se encuentran en el Anexo I (7.1).

Los diámetros elegidos de los pasadores son:

Pasador	Diámetro diseño (mm)
A	60
E	40
G (Cilindro 3)	60
H y I (Cilindro 2)	40
J	30
K	30
L	30
M	30
O (Cilindro 1)	30

Tabla 8.1 (1): Resultados del diámetro de los pasadores

9.2 Espesor de elementos de soporte

Una vez calculado el diámetro del pasador por el cortante directo, se hace el cálculo de tensión por aplastamiento para obtener el espesor adecuado para las orejetas y chapas de refuerzo. La ecuación de la tensión por aplastamiento es

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{A}$$

Donde

- F es la fuerza resultante que actúa sobre el elemento
- $A = d * e$ (d es diámetro de pasador, e es el espesor del elemento de soporte)

Aplicar la teoría de la tensión cortante máxima:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$



Donde

- σ_f es la tensión de fluencia del material, en este caso es 355 MPa
- $C_s = 3$

La tensión máxima admisible es

$$\tau_{max,admissible} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} = \frac{355}{2 * 3} = 59,167 \text{ MPa}$$

La ecuación de la tensión cortante máxima es

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{aplastamiento}}{2}$$

Igualar la tensión máxima admisible y la tensión cortante máxima, con el valor de diámetro del pasador conocido, obtendremos el espesor mínimo de los elementos de soporte.

Los cálculos de los espesores de los elementos de soporte se encuentran en el Anexo I (7.2).

Pasador	Espesor mínimo (mm)	Espesor de perfil (mm)	Espesor diseño (mm)
A	19,14	14,2	10
E	10,56	-	15
G (Cilindro 3)	19,00	-	20
H (Cilindro 2)	10,32	14,2	-
I (Cilindro 2)	10,32	-	15
J	11,31	10	5
K	5,97	10	-
L	5,60	6	-
M	3,00	6	-
O (Cilindro 1)	5,69	-	10

Tabla 8.2 (1): Resultados del espesor de los elementos de soporte

Comentarios respecto a los resultados del espesor:

- El pasador A está en el perfil AB del brazo telescopico que tiene un espesor de 14,2 mm. El espesor mínimo calculado es 19,14 mm. Hay que añadir una chapa de refuerzo de 10 mm en cada lado del perfil.
- La chapa de unión E que está soldada a la barra CD tiene un espesor de 15 mm.
- Las orejetas del pasador G tiene un espesor de 20 mm.
- El pasador H está instalado en el perfil CD del brazo telescopico que tiene un espesor de 14,2 mm. No es necesario añadir una chapa de refuerzo.
- El pasador I está instalado en la pieza de unión EJK. El espesor de la pieza de unión EJK será 15 mm.
- Los pasadores J y K están instalados en la barra JK que tiene el espesor de 10 mm. Se añade una chapa de refuerzo de 5 mm en cada lado solo en J.
- Las orejetas del pasador O tiene un espesor 10 mm que están instaladas en cada lado de la barra JK.

9.3 Longitud de orejetas

Una vez se ha calculado el espesor de las orejetas, hay que calcular la longitud adecuada de las orejetas para poder soportar la carga máxima del trabajo. Las orejetas que vamos a analizar son las orejetas O, que tiene que soportar la fuerza del cilindro 1 y las orejetas G, que tiene que soportar la fuerza del cilindro 3.

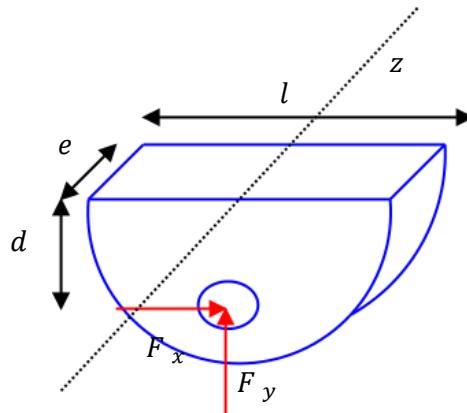


Figura 8.3 (1): Geometría de orejeta

Los esfuerzos que generan sobre las orejetas son axil, cortante y momento flector. Se realizara el cálculo mediante la teoría de cortante máxima con el coeficiente de seguridad 3.

$$Cs = \frac{\sigma_f}{2 * \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_{max} = 118,33 \text{ MPa}$$

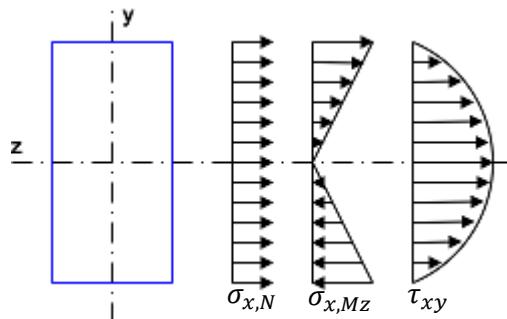


Figura 8.3 (2): Tensión máxima del perfil rectangular

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y$$

$$A = e * l$$

$$I_z = \frac{1}{12} e * l^3$$

$$y = \frac{l}{2}$$



Donde

- e es el espesor de la orejeta
- l es la longitud de orejetas
- d es la distancia entre la base de orejeta y la aplicación de carga

Con las fuerzas, e y d conocidas, sustituyendo estos valores en la ecuación y despejar l para sacar la longitud mínima de las orejetas.

Los cálculos de este apartado se encuentran en el Anexo I (7.3).

Las longitudes de orejetas del diseño son:

Orejetas	Longitud de orejetas (mm)
O	150
G	250

Tabla 8.3 (1): Resultados de longitud de orejetas

Se han elegido valor de longitud mayor que la longitud mínima por la razón de seguridad del diseño.

10 Soldaduras

En el cálculo de soldaduras, el objetivo es calcular la longitud de cordones de soldadura de los elementos que queremos unir y comprobar que esa longitud es adecuada para soportar las cargas de trabajo. Los elementos que vamos a analizar son orejetas de cilindro 1 que unen con la barra JK, orejetas de cilindro 3 que unen con brazo telescopico en el perfil AB y chapas de unión E que unen con el extremo del brazo telescopico.

Para las orejetas de cilindro 3, la unión soldada está sometida a flexión. Mientras que las orejetas de cilindro 1 y pletina E están sometidas a torsión. Para empezar, dar dimensionamiento inicial de los cordones de soldadura de cada elemento que consiste la longitud, la garganta y el área de la sección de la garganta de los cordones de soldadura. También identificar el centro de gravedad de cordones de la soldadura (c.d.g) en la geometría de la unión de soldadura.

Se utiliza la aproximación para la garganta de unión de soldadura:

$$\text{Garganta (a)} = 0,7 \times \text{espesor de perfil [mm]}$$

Donde la garganta es la altura del máximo triángulo isósceles inscrito en la sección transversal del cordón de soldadura

$$\text{Area de la sección de la garganta (A)} = a \times L \text{ [mm}^2\text{]}$$

Longitud eficaz (L) es la longitud total del cordón de soldadura

Área total de la sección de la garganta:

$$A_{total} = \sum_{i=1}^n a * L_i$$



La hipótesis para el cálculo de soldadura, se supone que el esfuerzo de cortadura genera una distribución uniforme de tensiones cortantes [6].

10.1 Cálculo de uniones soldadas sometida a flexión

Las orejetas de cilindro 3 están situadas por debajo del perfil AB. En cada orejeta, hay dos cordones de soldadura que se encuentran en los laterales de las orejetas. La geometría de los cordones de soldadura se puede ver en la Figura 9.1 (1).

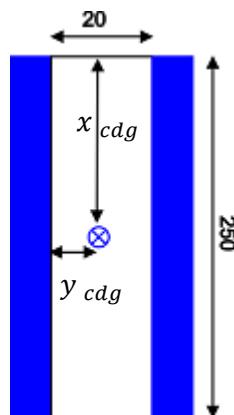


Figura 9.1 (1): Geometría de cordones de soldadura

La longitud de los cordones de soldadura es 250 mm que es la longitud de las orejetas del cilindro 1. Se ha calculado anteriormente que el espesor de la orejeta es 20 mm. Con la aproximación definida anterior, la garganta del cordón de soldadura es 14 mm. Como está sometido a flexión, primero calcular las reacciones sobre el c.d.g de la geometría de cordón de soldadura en sección abatida.

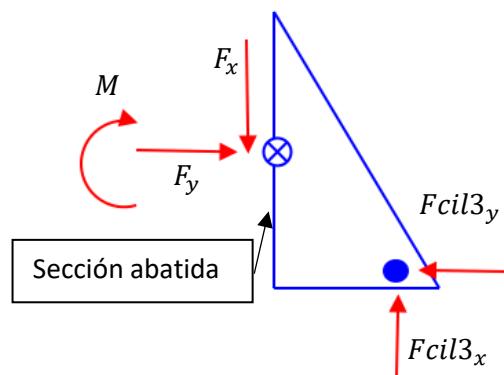


Figura 9.1 (2): DSL de cordón de soldadura

A continuación, calcular las tensiones en la sección abatida que consisten la tensión normal y la tensión de cortadura.

Tensiones en la sección abatida

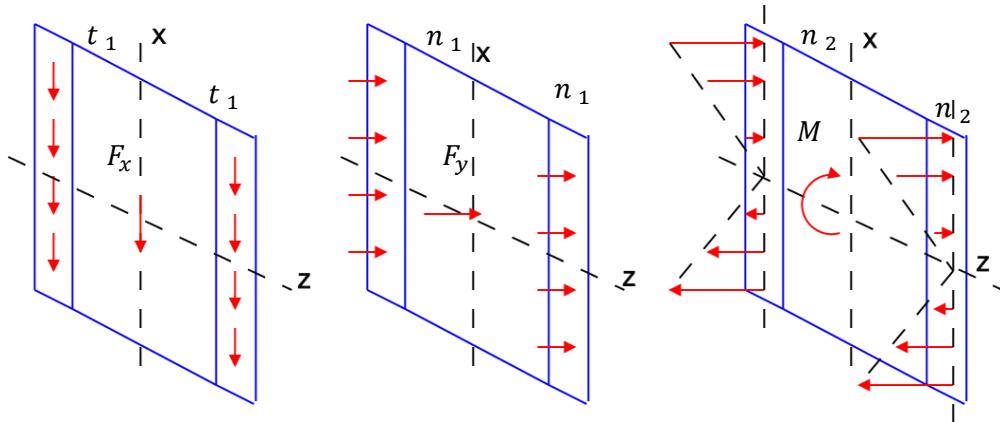


Figura 9.1 (3): Tensiones en sección abatida

$$t_1 = \frac{F_x}{A_{total}}$$

$$n = \frac{F_y}{A_{total}} + \frac{M_z}{I_z} y_{max}$$

Donde

- n : Tensión normal
- t_1 : Componente transversal de la tensión tangencial o tensión de cortadura
- t_2 : Componente longitudinal de la tensión tangencial (En este caso no existe)

Después, calcular las tensiones en la sección de la garganta y comprobar la validez del dimensionamiento inicial.

Tensiones en la sección de la garganta

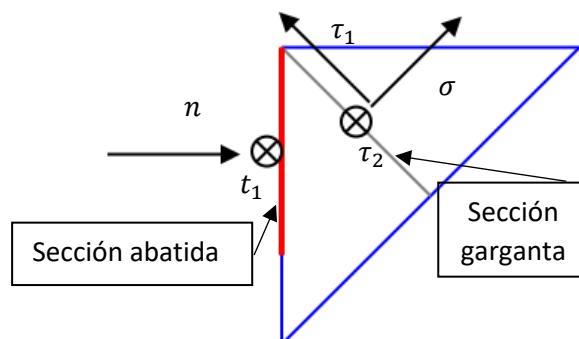


Figura 9.1 (4): Tensiones en sección garganta



$$\sigma = -\frac{n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_1 = \frac{n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_2 = -\tau_1$$

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{max,admissible} = 118,333 \text{ MPa}$$

Donde

- σ : Tensión normal
- τ_1 : Componente transversal de la tensión tangencial
- τ_2 : Componente longitudinal de la tensión tangencial

Los cálculos de unión soldada sometida a flexión se encuentran en el Anexo I (8.1).

Según los cálculos hechos en el anexo, el valor de la tensión equivalente es:

$$\sigma_{eqv} = 94,309 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente de la unión de soldadura sometida a flexión es menor que la tensión máxima admisible. Por lo tanto, la longitud del cordón de soldadura utilizada para las orejetas es capaz de soportar la carga de cilindro 3.

10.2 Cálculo de uniones soldadas sometida a torsión

Para este apartado, vamos a utilizar el método de momento polar. Primero, definir el dimensionamiento inicial de los cordones de soldadura y trasladar las cargas al c.d.g de los cordones de soldadura.

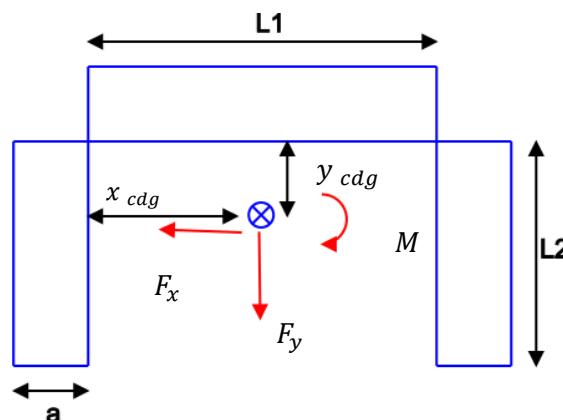


Figura 9.2 (1): Geometría de los cordones de soldadura

Calcular las tensiones cortantes respecto a las cargas en el c.d.g de los cordones de soldadura.

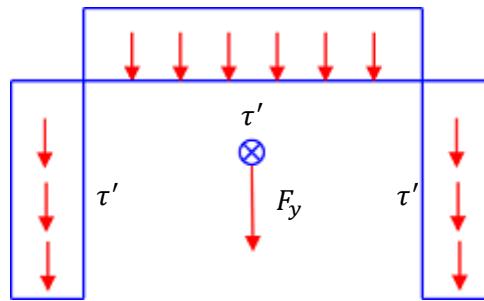


Figura 9.2 (2): Componente transversal de la tensión cortante

$$\tau' = \frac{F_x}{A_{total}}$$

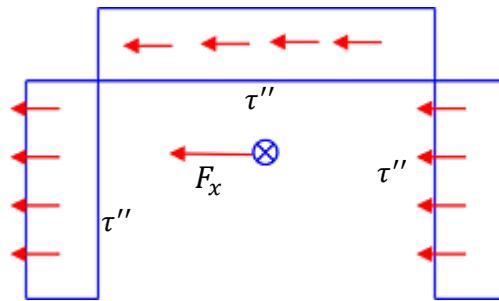


Figura 9.2 (3): Componente longitudinal de la tensión cortante

$$\tau'' = \frac{F_y}{A_{total}}$$

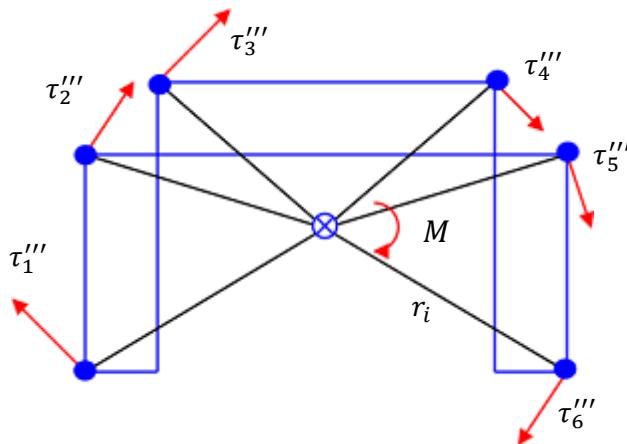


Figura 9.2 (4): La tensión cortante debida a torsión



$$\tau_i''' = \frac{M}{I_o} * r_i$$

Donde

r_i = Distancia desde el c.d.g de los cordones de soldadura al punto “i” en el cual se calcula la tensión cortante.

I_o = Momento de inercia polar total de la soldadura

$$I_o = I_x + I_y$$

$$I_x = \sum_{i=1}^n I_{xi}$$
$$I_y = \sum_{i=1}^n I_{yi}$$

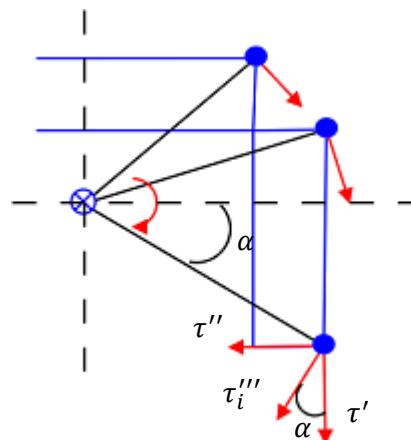


Figura 9.2 (5): Tensiones en la sección abatida

Tensiones en la sección abatida

$$n = 0$$
$$t_1 = \tau' + \tau_i''' \cos(\alpha)$$
$$t_2 = \tau'' + \tau_i''' \sin(\alpha)$$

Donde α = Angulo que forma entre el eje horizontal y el punto de la unión de soldadura que analizar

Tensiones en la sección de la garganta

$$\sigma = \frac{t_1}{\sqrt{2}}$$
$$\tau_1 = \frac{t_1}{\sqrt{2}}$$
$$\tau_2 = t_2$$



$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{max,admissible} = 118,333 \text{ MPa}$$

10.2.1 Soldaduras de orejetas cilindro 1

Las uniones soldadas de orejetas cilindro 1 están situadas en los dos laterales de la barra JK con el espesor de las orejetas de 10 mm. Según la aproximación de la garganta, su valor es 7 mm. Cada orejeta hay 3 cordones de soldadura, uno en la dirección longitudinal en la parte superior y otros dos en la dirección vertical en los laterales. La geometría de los cordones de soldadura se puede ver en la figura abajo.

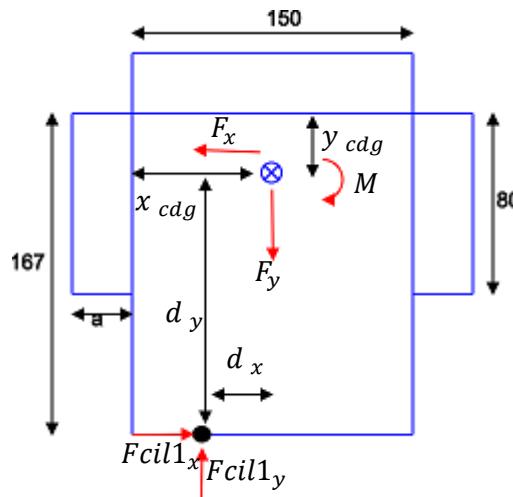


Figura 9.2.1 (1): Geometría de cordón de soldadura

Los cálculos de unión soldada sometida a torsión para las orejetas cilindro 1 se encuentran en el Anexo I (8.2).

A partir de los cálculos hechos, la tensión equivalente de cada punto en los cordones de soldadura es:

Punto	1	2	3	4	5	6
σ_{eqv} (MPa)	28,857	18,549	16,573	9,885	50,334	54,976

Observamos que la tensión equivalente es menor que la tensión máxima admisible,

$$\sigma_{eqv} \leq \sigma_{max,admissible} = 118,333 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el dimensionamiento inicial de los cordones de soldadura es capaz de soportar las cargas de trabajo máximas. Vemos también que el punto más crítico en la unión de soldadura es el punto 6 con la tensión equivalente 54,976 MPa.

10.2.2 Soldaduras de las chapas de unión E

Tiene que soldar dos chapas de unión E en los laterales de perfil CD con el espesor de 15 mm cada una. La garganta para las uniones de soldadura es 10,5 mm. Se realizan 3 cordones de soldadura en

cada chapa, dos cordones en la dirección longitudinal en las partes superior e inferior y otro cordón en la dirección vertical. Se puede ver la geometría de los cordones de soldadura en la figura abajo.

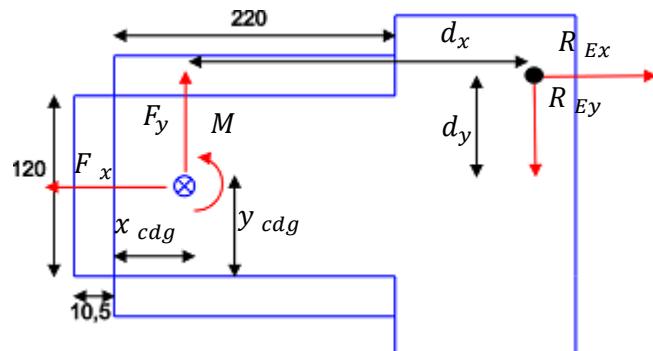


Figura 9.2.2 (1): Geometría de los cordones de soldadura

Los cálculos de soldadura de la chapa de unión E se encuentran en el Anexo I (8.3).

A partir de los cálculos hechos, la tensión equivalente de cada punto en los cordones de soldadura es:

Punto	1	2	3	4	5	6
$\sigma_{eqv} (MPa)$	54,329	43,451	40,653	29,659	22,927	39,868

Observamos que la tensión equivalente es menor que la tensión máxima admisible,

$$\sigma_{eqv} \leq \sigma_{max,admissible} = 118,333 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el dimensionamiento inicial de los cordones de soldadura es capaz de soportar las cargas de trabajo máximas. Vemos también que el punto más crítico en la unión de soldadura es el punto 1 con la tensión equivalente 54,329 MPa.



11 Análisis y simulación con SolidWorks

Mediante el programa SolidWorks, se realiza el modelado y simulación de los elementos de la estructura extensible de la PEMP específicamente el brazo cuadrilátero, la pieza de unión EIJK y el brazo telescopico.

El modelado de las estructuras del sistema se basa en el cálculo teórico que hemos hecho, teniendo en cuenta todos los parámetros y dimensiones de cada elemento.

A continuación, se procede con el análisis estático mediante el método de elementos finitos (MEF) de cada estructura para conocer su comportamiento conforme a la carga de trabajo. Se asignan los parámetros necesarios como el material, las conexiones, las cargas externas y las mallas de los componentes del sistema.

Se ejecuta la simulación y se obtienen los resultados de la tensión equivalente de von Mises, el coeficiente de seguridad y luego comprobar que los resultados cumplen los requisitos establecidos para el diseño de máquina. Si no cumple los requisitos, se optimiza el diseño de las piezas hasta que obtenga los resultados deseados.

11.1 Modelos 3D

Para el modelado de las estructuras en 3D, vamos a construir los modelos de tipo “shell” porque las geometrías con espesores mucho menores que el resto de sus dimensiones. Así, trabajamos con el modelo de pared delgada.

En primer lugar, se dibuja el croquis de perfil de tubo rectangular en 2D. Se crea el modelo 3D de tipo “shell” con superficie mediante la extrusión de croquis. Lo podemos encontrar en el menú **Insertar → Superficies → Extruir**. Se define la longitud de la pieza según su geometría.

Para añadir otro elemento sobre la pieza por ejemplo las orejetas, tiene que dibujar otro croquis y generar la superficie en **Insertar → Superficies → Plana**. Además, podemos borrar el elemento de la superficie con Recortar en el menú Superficies después de hacer el croquis del elemento.

Al final de este proceso modelado, vamos a conseguir un modelo 3D en superficie. Se definen los espesores de las estructuras en la parte de simulación.

11.1.1 Modelado del brazo cuadrilátero

11.1.1.1 Barra JK

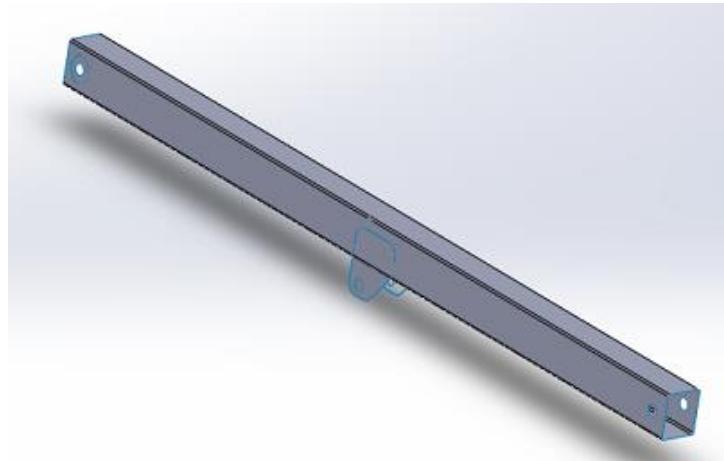


Figura 11.1.1.1 (1): Modelo 3D de la barra JK

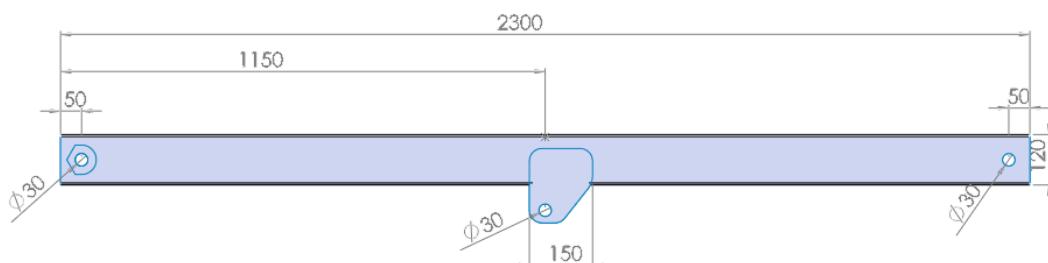


Figura 11.1.1.1 (2): Dimensiones de la barra JK

Observamos en la figura arriba, las dimensiones del perfil JK. La longitud de la barra es 2300 mm, y tiene una altura de 120 mm. Como hemos visto en el apartado 3.2.3, el espesor del perfil es 10 mm. Cada extremo dispone un agujero con un diámetro de 30 mm para la unión con el pasador. Los agujeros se dejan a una distancia de 50 mm desde los extremos de la barra.

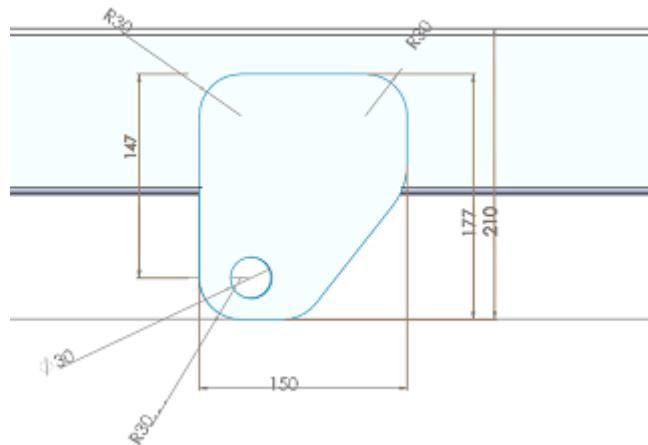


Figura 11.1.1.1 (3): Dimensiones de la barra JK

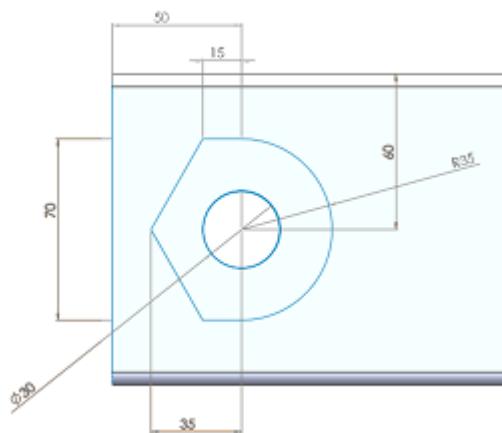


Figura 11.1.1.1 (4): Dimensiones de la barra JK



Estas orejetas están situadas en la parte central de la barra JK. El diámetro de los agujeros es 30 mm que permite la unión con el cilindro 1. Se redondean los vértices de las orejetas con un radio de 30 mm. La longitud de las orejetas es 150 mm, que hemos calculado en el apartado 9.3.

Según el cálculo teórico, en el extremo izquierdo, se necesita una chapa de refuerzo en cada lado de la barra que tiene un espesor de 5 mm. Esta chapa funciona para apoyar el perfil cuando se une con el pasador. Podemos ver la forma de las chapas reforzadas en la figura 11.1.1.1 (4).

11.1.1.2 Barra LM

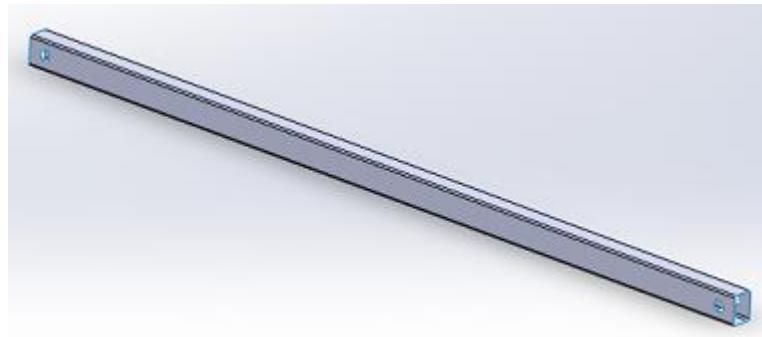


Figura 11.1.1.2 (1): Modelo 3D de la barra LM

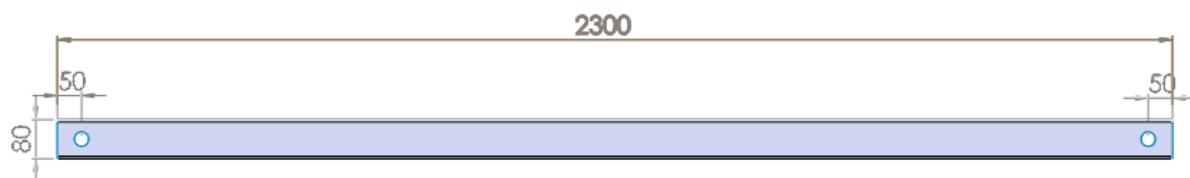


Figura 11.1.1.2 (2): Dimensiones de la barra LM

El brazo cuadrilátero consiste de dos barras LM. Tiene la misma longitud de la barra JK (2300 mm) y en cada tramo de la barra lleva dos agujeros para los pasadores se dejan a una distancia de 50 mm.

11.1.2 Modelado de la pieza de unión EIJK

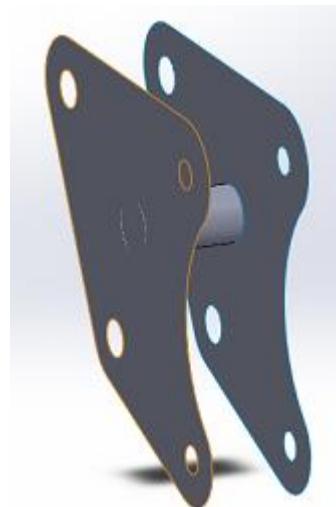


Figura 11.1.2 (1): Modelo 3D de la pieza de unión EIJK

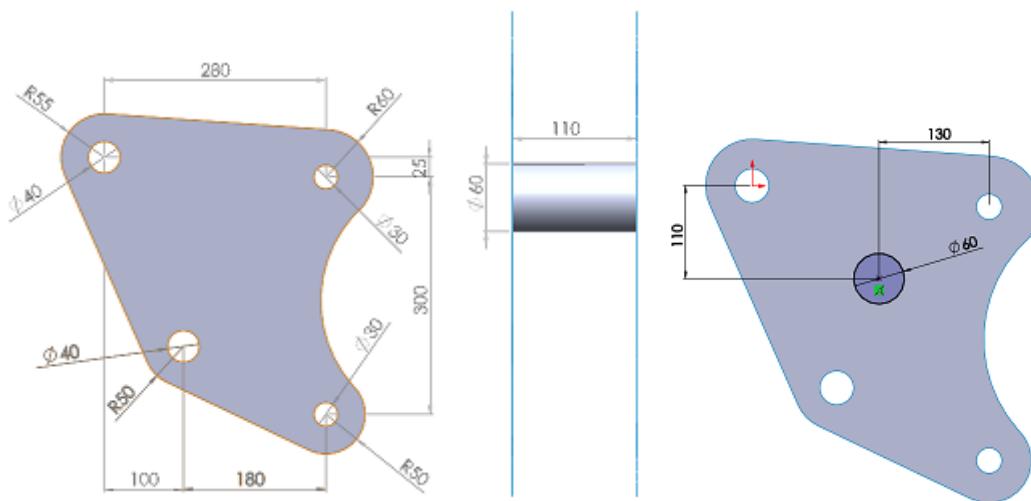


Figura 11.1.2 (2): Dimensiones de la pieza de unión EIJK

Se encuentran las dimensiones de la pieza de unión en la figura arriba. Tiene dos placas y las dos se unen mediante un cilindro macizo que tiene un diámetro de 60 mm y una longitud de 110 mm. El espesor de las placas es 15 mm. En cada placa, tienen 4 agujeros de los pasadores. Las dos placas están separadas a una distancia de 110 mm.

11.1.3 Modelado del brazo telescopico

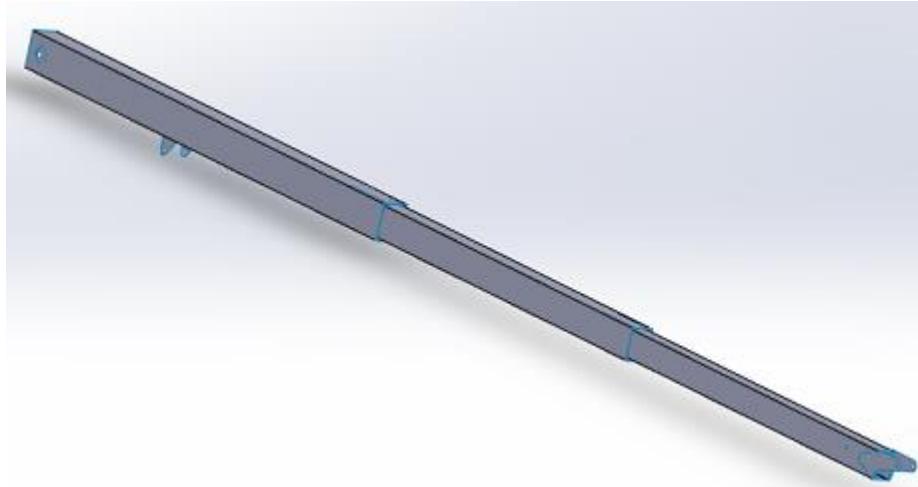


Figura 11.1.3 (1): Modelo 3D del brazo telescopico

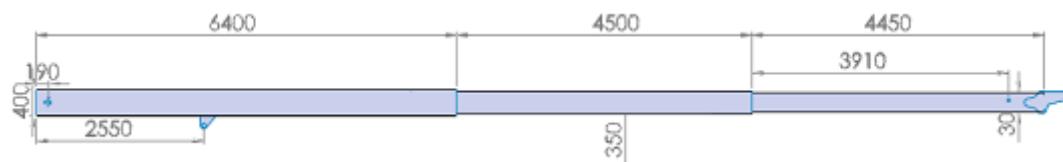


Figura 11.1.3 (2): Dimensiones del brazo telescopico

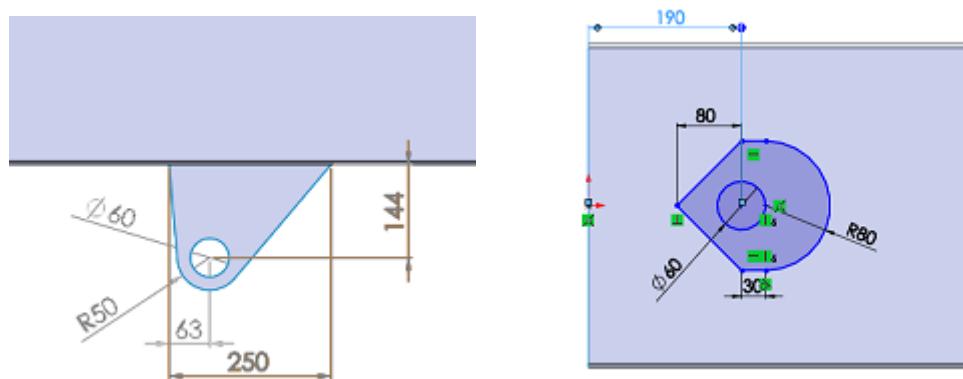


Figura 11.1.3 (2): Dimensiones del brazo telescopico

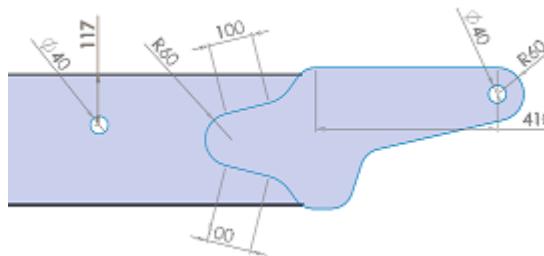


Figura 11.1.3 (3): Dimensiones del brazo telescopico

Se encuentran las dimensiones del brazo telescopico en las figuras arriba. Como ya sabemos la estructura consiste de 3 barras, AB, BC y CD. Barra AB tiene una longitud de 6400 mm. En esta barra tiene dos orejetas, cada una tiene agujero para la unión del pasador con el cilindro 1 y agujeros para la unión del pasador en el extremo.

La longitud de las orejetas es 250 mm y el diámetro del pasador es 60 mm, igual que el diámetro del pasador A en el extremo de la barra. El perfil de la barra se necesita chapa de refuerzo en cada lado en la unión del pasador. Tiene un espesor de 10 mm y la geometría de la chapa de refuerzo se puede ver en la figura 11.1.3 (2)

Para el perfil BC, tiene una longitud de 5200 mm y tiene guías de teflón de 700 mm que están introducidas dentro de la barra AB. La barra BC también se conecta con la barra CD mediante las guías de teflón con una longitud de 600 mm.

La longitud de la barra CD es 5050 mm y tiene agujeros del pasador para el cilindro 2. En el extremo de la barra CD, esta soldada con dos chapas de unión E que tiene la función para ensamblar el brazo telescopico con el brazo cuadrilátero mediante la pieza de unión EIJK.



11.2 Análisis estático y simulación

A partir de los modelos 3D dibujados, se realizaran análisis estáticos de las estructuras de la PEMP. En el análisis estático, se analizaran las tensiones equivalentes de von Mises a las que están sometidas a los elementos de la estructura y el coeficiente de seguridad del sistema.

Comprobamos que la tensión equivalente de von Mises y el coeficiente de seguridad de las estructuras se encuentran inferior a los valores límites. Recordamos que la tensión máxima de von Mises de los perfiles de la plataforma elevadora es 118,33 MPa con el coeficiente de seguridad de 3. Estos valores indican si el diseño de la estructura es aceptable o no. Si no, tendremos que rediseñar hasta que cumpla los requisitos.

Sin embargo, los desplazamientos y deformaciones de las estructuras no se tendrán en cuenta en el estudio porque consideramos las hipótesis de pequeños desplazamiento y pequeñas deformaciones.

Para empezar el análisis estático, crear un nuevo estudio en la pestaña **Simulation** y elegir el tipo **Estático**. En este estudio, la pieza se realiza en condiciones estáticas, es decir, las cargas se aplican lentamente hasta llegar al valor máximo establecido. Por otro lado, el estudio tiene un comportamiento lineal donde la tensión y la deformación que sufre el modelo es proporcional a la carga aplicada [12].

A continuación, definir el material de la pieza ensayada. En este proyecto se utilizan el acero S355J0 para los perfiles y el teflón (PTFE) para las guías en el brazo telescopico. Para las conexiones de los componentes, hemos seleccionado un contacto global, es decir, una unión rígida entre los elementos de la estructura. Sin embargo, el contacto entre los perfiles del brazo telescopico y las guías de teflón hemos asignado un contacto sin penetración. Es porque el límite elástico del teflón es mucho menor que el límite elástico del acero y con este contacto no permiten penetrar uno a otro. Mientras los modelos creados son de tipo “shell”, tenemos que definir los espesores de las estructuras.

Las sujetaciones de las estructuras no las vamos a fijar porque suponemos que las estructuras están en el equilibrio cuando están sometidas con las cargas externas. Luego, asignar las cargas externas de las estructuras. Se descomponen las fuerzas según sus ejes locales y se aplican sobre los puntos adecuados. Vamos a aplicar las fuerzas máximas sobre la pieza, así podemos analizar el caso más crítico en cada estructura.

Finalmente, se crea el mallado de las estructuras. A lo largo del proyecto, vamos a usar los parámetros de mallado por defecto. Antes de ejecutar la simulación, en **Propiedades**, seleccionar **“Use inertia relief”**. Esto permite alcanzar un estado equivalente de equilibrio estático. Si no, en caso de que fuerza externa desequilibrada puede causar el movimiento de cuerpo rígido.

En el análisis de resultados, se identifican la tensión máxima de von Mises, el punto más desfavorable y el coeficiente de seguridad de la pieza ensayada. Comprobar que los resultados cumplen los criterios del diseño. En el caso de que no cumplen, hay que optimizar el diseño hasta que alcanzar las condiciones deseadas.



11.2.1 Brazo cuadrilátero

11.2.1.1 Barra JK

En este apartado, se estudia el comportamiento de la barra JK en la posición de trabajo más desfavorable que es cuando $\beta = 0^\circ$.

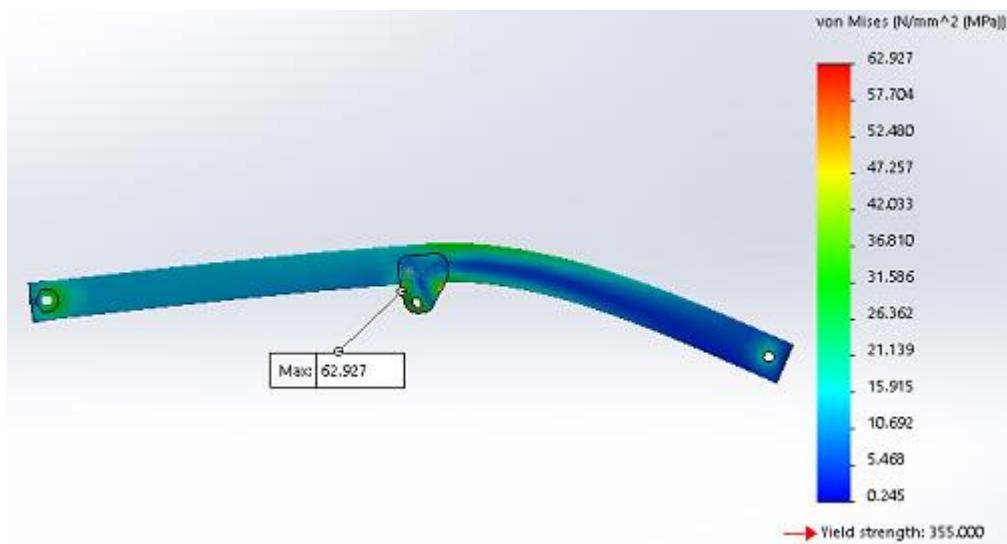


Figura 11.2.1.1 (1): Distribución de tensiones de von Mises

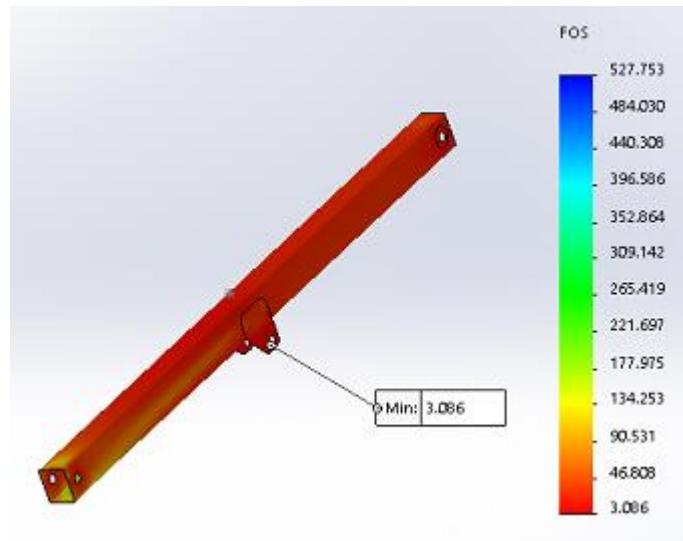


Figura 11.2.1.1 (2): Distribución de coeficiente de seguridad

La tensión máxima de von Mises de la barra JK que se ha calculado mediante SolidWork es 62,927 MPa y el coeficiente de seguridad mínimo es 3,086. Si comparamos con los valores admisibles, la estructura se cumple los requisitos.

El punto que produce la tensión máxima es debido a la concentración de las tensiones. La ubicación del punto no es lo mismo que hemos calculado teóricamente donde genera la tensión máxima debida a la flexión.



Con lo cual analizamos la tensión máxima en la cara superior de la barra JK.

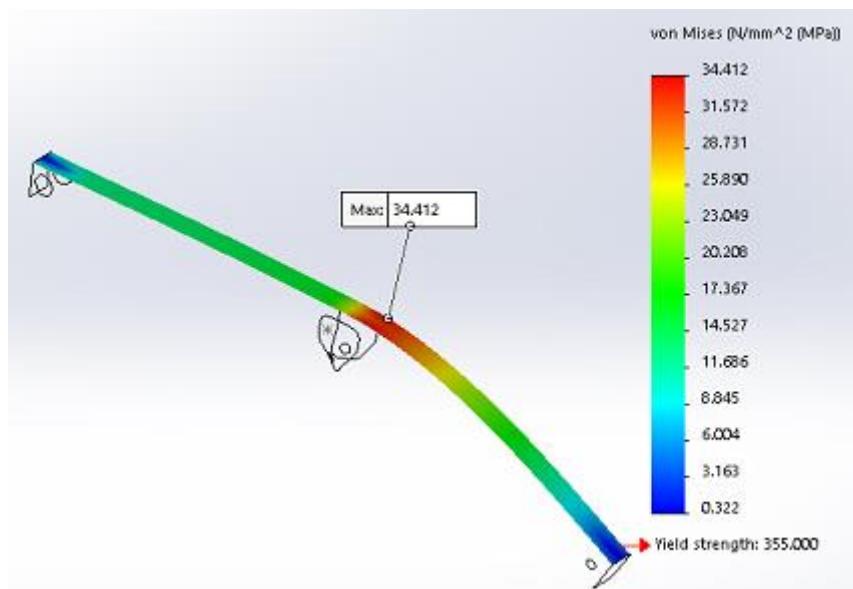


Figura 11.2.1.1 (3): Distribución de las tensiones de von Mises

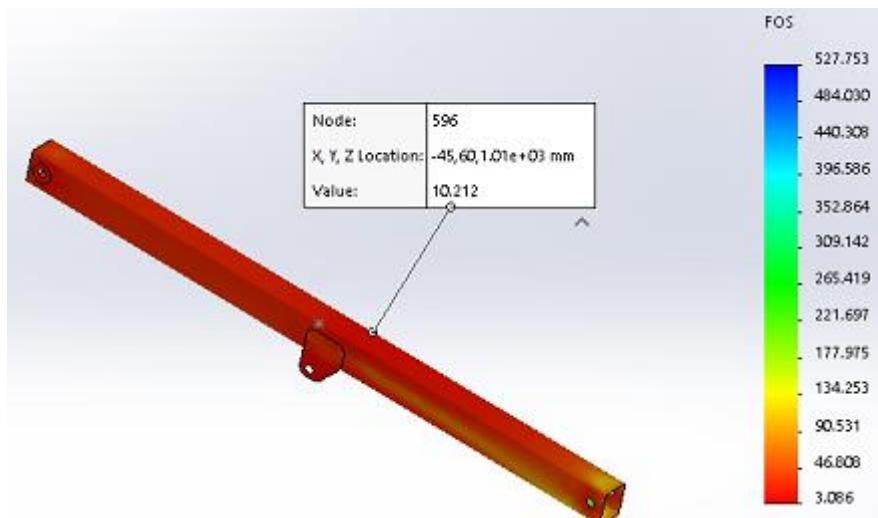


Figura 11.2.1.1 (4): Distribución de coeficiente de seguridad

Según las figuras arriba, vemos que la tensión máxima de von Mises en la superficie superior es 34,412 MPa y el coeficiente de seguridad en este punto es 10,21. Si comparamos con el cálculo teórico, hay un poco de diferencia entre los resultados analíticos y numéricos.

En el apartado 6.1.1, la tensión máxima esta generada en el punto medio de la barra mientras que en SolidWork se muestra que la tensión máxima está un poco hacia adelante del centro de la barra. Es debido a la distribución de las tensiones sobre la barra se desplaza las tensiones hacia adelante.

En el anexos, se pueden encontrar los resultados de otra posición de trabajo más crítico sobre el espesor de perfil que se une con el pasador y como generar la chapa de refuerzo para superarlo.



11.2.1.2 Barra LM

Como la barra JK, la barra LM también producirá la flexión. Por lo tanto vamos a analizar la tensión máxima de la barra en la superficie inferior y en la posición más crítico que es $\beta = 68^\circ$.

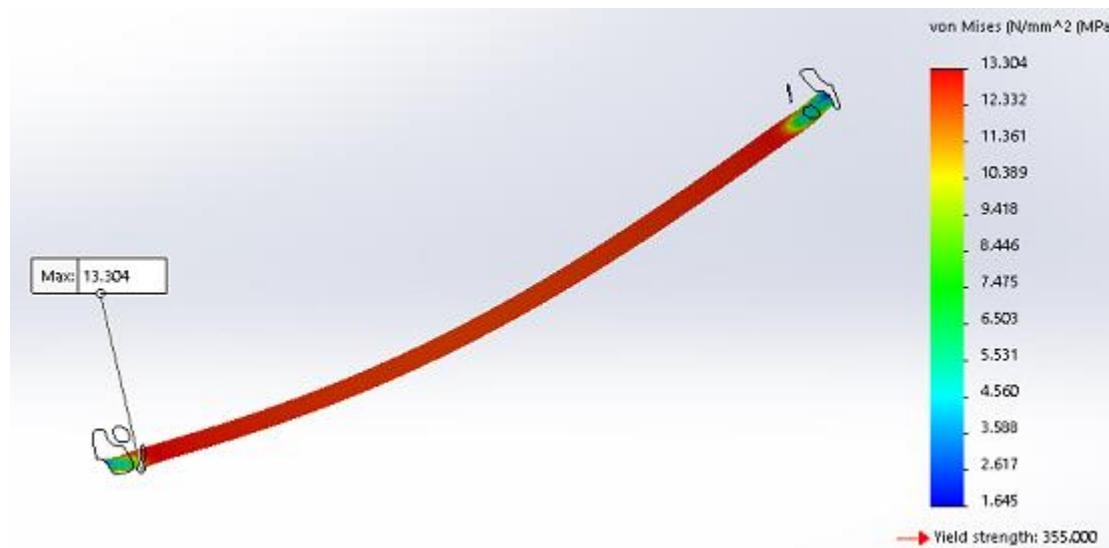


Figura 11.2.1.2 (1): Distribución de tensiones de von Mises

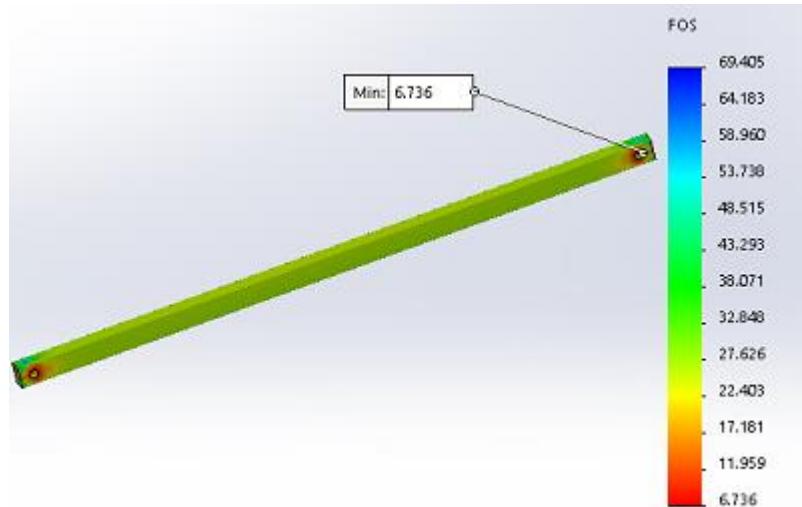


Figura 11.2.1.2 (2): Distribución de coeficiente de seguridad

Según los resultados numéricos, la tensión máxima debida a la flexión es 13,3 MPa. El valor es mucho más pequeño que la tensión máxima admisible. Identificamos también que el coeficiente de seguridad de la estructura es mayor que 3. Por lo tanto, el diseño de la barra LM no va a producir el fallo debido a la flexión.



11.2.2 Pieza de unión EIJK

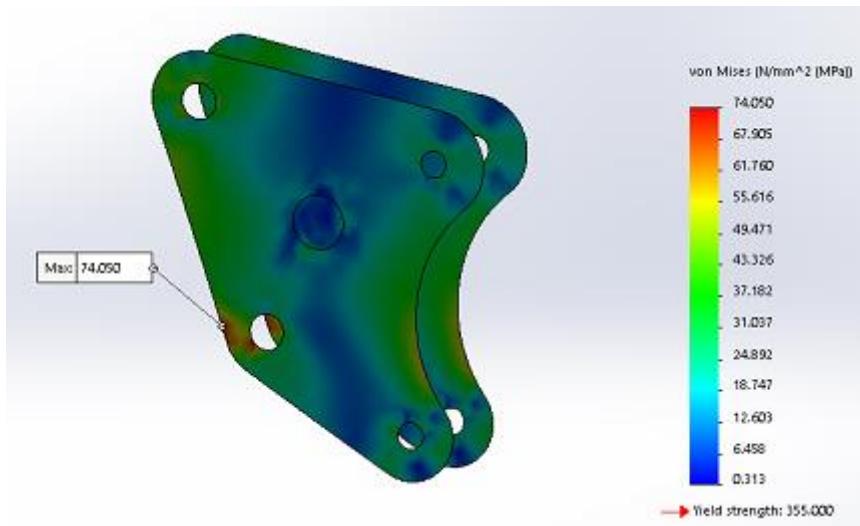


Figura 11.2.2 (1): Distribución de tensiones de von Mises

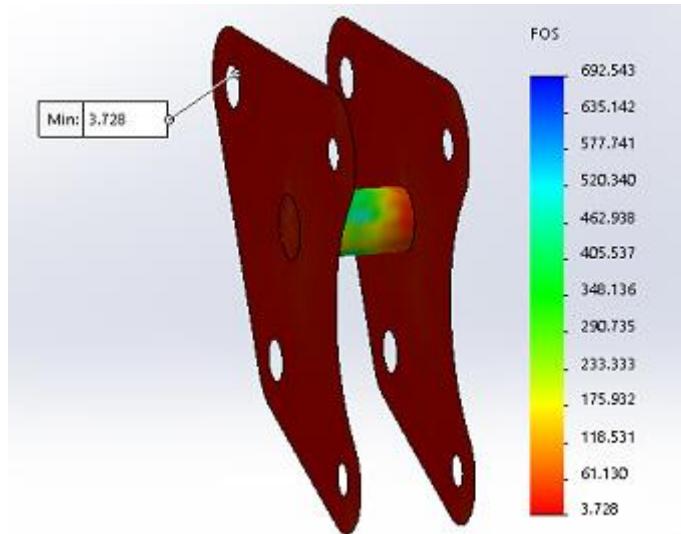


Figura 11.2.2 (2): Distribución de coeficiente de seguridad

Observamos en las figuras arriba, las distribuciones de tensiones de von Mises y coeficiente de seguridad de la pieza de unión EIJK en la condición de trabajo más crítica. La tensión máxima de von Mises de la estructura es 74,05 MPa y el coeficiente de seguridad es 3,73. Con estos valores, podemos deducir que el diseño de la pieza de unión es válido y puede resistir la carga máxima de trabajo.



11.2.3 Brazo telescopico

Se realiza el análisis del brazo telescopico en una posición de trabajo más crítica cuando $\alpha = 0^\circ$ y el ángulo del brazo cuadrilátero es $\beta = 0^\circ$.

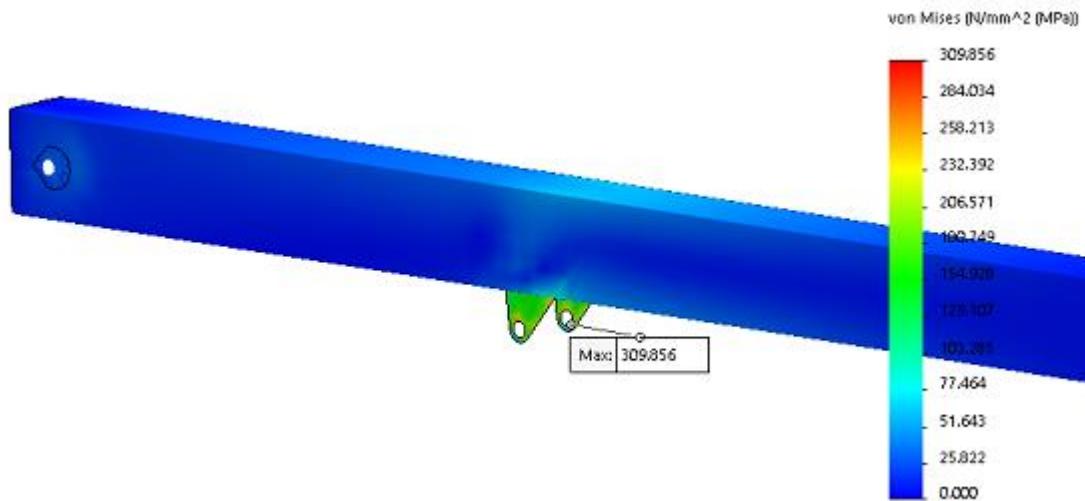


Figura 11.2.3 (1): Distribución de tensiones de von Mises

De acuerdo con la figura de distribución de tensiones de von Mises, la tensión máxima del brazo telescopico se encuentra en el agujero de las orejetas del cilindro 1 que es 309,86 MPa. Este valor es mucho mayor que el valor de la tensión máxima admisible. La estructura va a fallar y no es capaz de soportar la carga de trabajo.

Hemos visto el apartado 6.2, la máxima tensión de trabajo generada debida a la flexión en el punto paralelo al punto central del pasador de cilindro 1. Como se ha calculado teóricamente, la tensión máxima se ejerce sobre la superficie superior de la estructura, en el perfil AB.

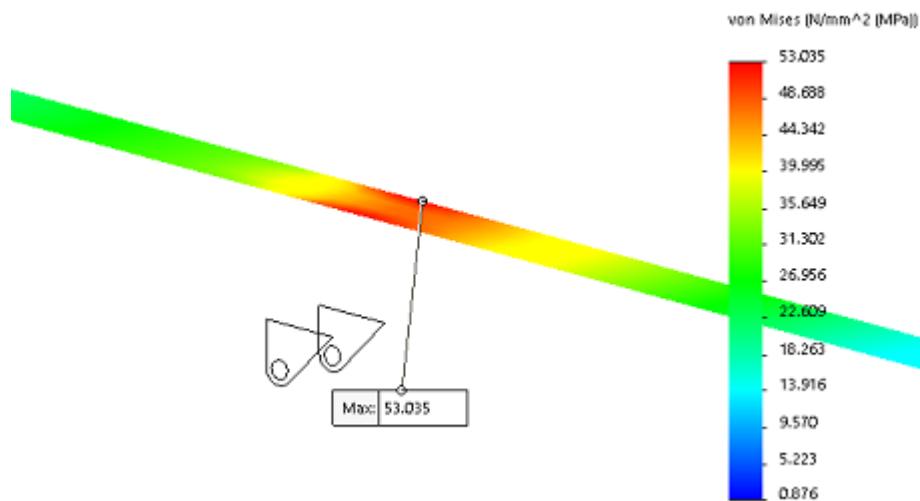


Figura 11.2.3 (2): Distribución de tensiones de von Mises.

Se nota que la tensión máxima debida a la flexión es 53,04 MPa. Esto significa que la estructura no va a producir el fallo por la flexión. Por lo tanto, para que no haya fallo de la estructura, hay que optimizar el diseño hasta que la tensión máxima de trabajo alcanza a un valor aceptable.



Hemos observado que la tensión máxima está situada en el agujero de las orejetas. Así que, la modificación que podemos hacer es cambiar la longitud y el espesor de las orejetas para que la tensión en esta área se distribuya a otro elemento.

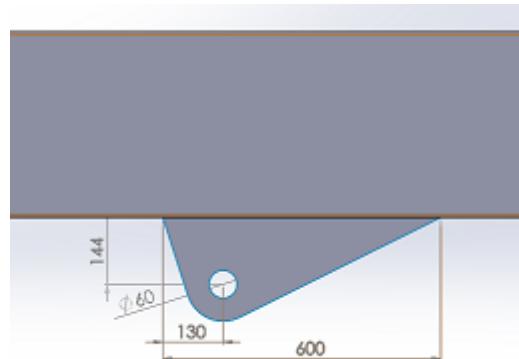


Figura 11.2.3 (3): Dimensiones de las orejetas

El nuevo diseño se encuentra en la figura 11.2.3 (3) donde la longitud de las orejetas es 600 mm mientras que el espesor se incrementa a 25 mm cada una.

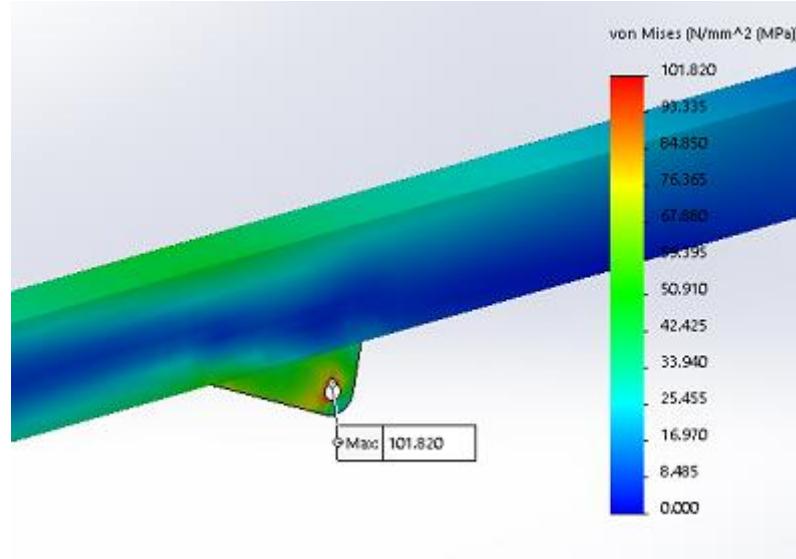


Figura 11.2.3 (4): Distribución de tensiones de von Mises

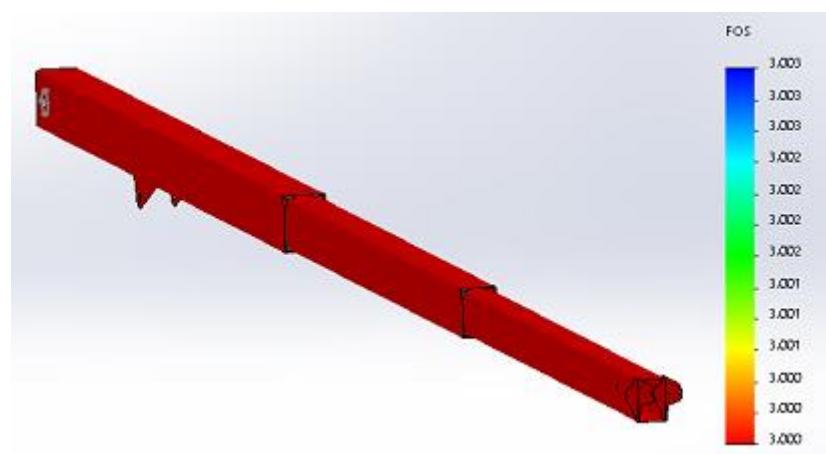


Figura 11.2.3 (5): Distribución de coeficiente de seguridad

Se observa que ahora la tensión máxima de von Mises se ha reducido a 101,82 MPa, mucho menor que la tensión máxima de von Mises en el diseño inicial. El valor también es menor que la tensión máxima admisible del estudio que es 118,33 MPa. Con lo cual el diseño nuevo de la estructura es válido y no producirá fallo con la carga máxima de trabajo.

Esta deducción se apoya con la figura 11.2.3 (5) donde el coeficiente de seguridad del brazo telescopico es 3, justo al valor límite establecido.

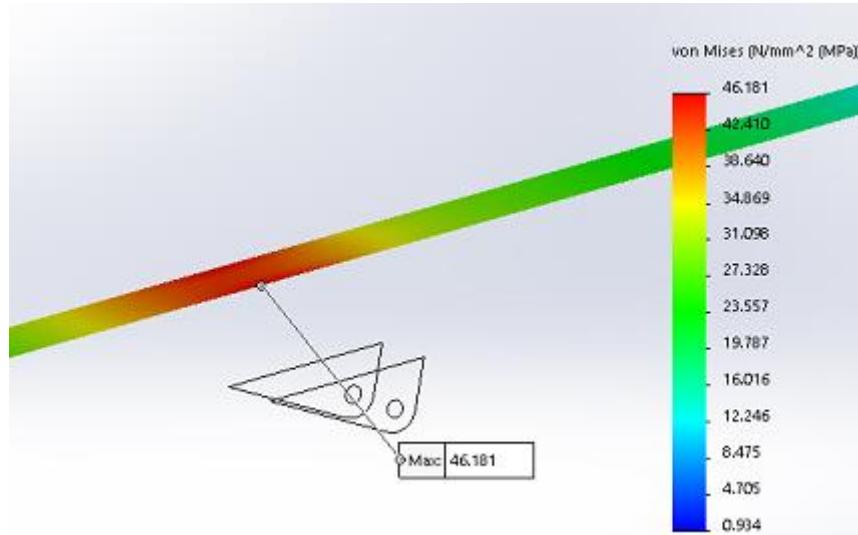


Figura 11.2.3 (6): Distribución de tensiones de von Mises

Se estudia también la tensión máxima debida a la flexión sobre el nuevo diseño de las orejetas. El valor de la tensión se ha reducido un poco a 46,18 MPa, que antes era 53,04 MPa. Según esta observación, el cambio del diseño no solo reducir la tensión máxima en las orejetas, también reducir la tensión máxima de la estructura.



12. Conclusiones

La finalidad de este proyecto ha sido un estudio de análisis, cálculo y optimización de una plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) de tipo telescópico mediante análisis analítico y análisis numérico con la ayuda del programa SolidWorks.

A lo largo del proyecto, se ha aplicado los conocimientos adquiridos en varias asignaturas en el Grado de Ingeniería Mecánica. Además, se han conocido las normas empleadas a la hora de diseñar la PEMP. Es importante para garantizar la seguridad de diseño y funcionamiento de la PEMP cuando poner en la marcha. A través de las normas, hemos podido saber la carga máxima de trabajo según número de operarios y herramientas.

Con la ayuda del programa de AutoCad, se han realizado el dimensionamiento inicial de las estructuras de la plataforma elevadora. Se han asignado el material de las estructuras y también se han definido los criterios de fallo para hacer los cálculos. Luego, se han calculado las reacciones de cada punto en la estructura en varias posiciones de trabajo. A partir de las reacciones, se han realizado los diagramas de esfuerzos y se han evaluado la tensión máxima, con lo cual hemos podido conocer el punto y la posición de trabajo más crítico de cada estructura. Con estos cálculos podemos verificar el dimensionamiento inicial de las estructuras.

En el análisis analítico, se ha diseñado los cilindros hidráulicos conforme a las cargas máximas que soportan. Hemos seleccionado los cilindros hidráulicos de algunos fabricantes y asegurar que no produzcan fallo por pandeo que es el fallo más crítico de los cilindros hidráulicos.

Además, se han diseñado los pasadores y elementos de soporte por ejemplo las orejetas. Para la unión de soldaduras, se ha identificado si la unión soldada está sometida a la flexión o a la torsión. Luego, se ha calculado la longitud propia de los cordones de soldadura.

Una vez terminada los cálculos teóricos, se han realizado el modelado de las estructuras en 3D. Hemos usado la construcción de los elementos de tipo "shell". De esta manera, se puede obtener resultados más fiables. Se han identificado las tensiones de von Mises y el coeficiente de la seguridad de cada estructura.

El uso del programa SolidWorks permite estudiar las piezas en detalle y verificar si los cálculos y resultados analíticos se han realizado correctamente. Hemos podido analizar el punto crítico de las estructuras en el cual no se puede obtener mediante el análisis teórico.

Desde mi punto de vista, el proyecto se ha alcanzado los objetivos establecidos sobre el cálculo y el diseño de la PEMP. Para los estudios posteriores de la optimización del diseño, se pueden realizar un estudio de estabilidad sobre el cálculo de momentos de vuelco. El estudio de fatiga de la PEMP va a ser el tema interesante para imitar la condición real.



13. Bibliografía

- [1] AENOR, "UNE-EN 280:2014+A1. Plataformas elevadoras móvil. Plataformas elevadoras móviles de personal. Cálculos de diseño. Criterios de estabilidad. Construcción. Seguridad. Exámenes y ensayos.," *Norma UNE*, 2016.
- [2] Haulotte Ibérica, "PLATAFORMA TELESCÓPICA TODO TERRENO HT23 RTJ O HT23 RTJ PRO." [Online]. Available: <https://www.haulotte.es/productos/ht23-rtj-o>.
- [3] "Material Properties of S355 Steel - An Overview." [Online]. Available: <https://www.meadinfo.org/2015/08/s355-steel-properties.html>. [Accessed: 22-Jun-2019].
- [4] Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT), "Plataformas elevadoras móviles de personal (II): gestión preventiva para su uso seguro," 2015.
- [5] CONDESA GRUPO, "Tubo Estructural." [Online]. Available: http://www.condesa.com/pdf/es/TUBO_ESTRUCTURAL_CASTV3.pdf. [Accessed: 22-Jun-2019].
- [6] J. A. Blasco and P. C. Martinez, *Criterios de Diseño de Maquinas*. 2017.
- [7] J. M. Gere, *Resistencia de Materiales*. 2009.
- [8] MatWeb, "Chemours Teflon® PTFE 7A Granular Molding Powder." [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=5c4883a40a5b4868bc7e736d00d97422&ckck=1>. [Accessed: 09-Jun-2019].
- [9] Chemours, "Teflon™ PTFE 7A X Granular Fluoroplastic Resin," 2015.
- [10] CICROSA, "CILINDROS HIDRÁULICOS ESTÁNDAR DE DOBLE EFECTO [SERIE 700]." [Online]. Available: <https://www.cicrosa.com/index.php/productos/cilindros-hidraulicos/cilindros-hidraulicos-estandar/cilindros-hidraulicos-estandar-doble-efecto-700/>. [Accessed: 22-Jun-2019].
- [11] Liebherr, "Hydraulic Cylinders. 380 bar Series-Production Range." [Online]. Available: <https://www.liebherr.com/shared/media/components/documents/hydraulics/hydraulic-cylinders/liebherr-hydraulic-cylinders-380-bar-series-production-range-product-brochure-es-web.pdf>. [Accessed: 22-Jun-2019].
- [12] J. A. Blasco, *Diseño de Componentes Sometidos a Requerimientos Vibratorios*. Curso 2018/2019 .