



Universidad
Zaragoza

Memoria

Diseño y análisis de una plataforma elevadora de personal (PEMP) de accionamiento hidráulico

Autor

Jorge Yagüe Pérez

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura 2017



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

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

D./D^a. Jorge Yagüe Pérez

con nº de DNI 17769136A en aplicación de lo dispuesto en el art.

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

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)

Diseño y análisis de una plataforma elevadora de personal (PEMP) de
accionamiento hidráulico

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

Zaragoza, 16 de Septiembre de 2017



Fdo: _____

Índice

1- Alcance y objetivos	5
2- Introducción	6
3- Criterios iniciales de diseño	8
3.1- Medidas. Primer dimensionamiento del diseño	9
3.2- Cálculo peso de la plataforma	13
3.2.1- Resultados calculo peso de la plataforma	14
3.3- Peso en la cesta y reacciones en el brazo telescópico	14
3.3.1- Resultados reacciones en el brazo telescópico	15
3.4- Prediseño de los perfiles de la pluma	15
3.4.1- Resultados del diseño de los perfiles	16
4- Calculo de las reacciones en las barras, análisis estático y diagramas de solido libre	16
4.1- Cuadrilátero recogido con brazo telescópico extendido en posición baja	17
4.2- Cuadrilátero en movimiento con brazo telescópico extendido en posición horizontal	22
4.3- Cuadrilátero abierto con brazo telescópico extendido en posición alta	28
4.4- Resultado diagramas sólido libre	31
5- Máximas tensiones en perfiles, diagramas de esfuerzos	37
5.1- Diagramas de esfuerzo	38
5.2- Tensiones máximas	38
6- Cálculo interior de la barra HJI	43
7- Selección del material y el coeficiente de seguridad	45
7.1- Selección del material	45
7.2- Elección del coeficiente de seguridad	46
7.2.1- Método <i>Pugsley</i>	46
7.2.2- Coeficiente de seguridad según tabla en cálculos estáticos	47
8- Cálculo de los cilindros hidráulicos	48
9- Cálculo de los pasadores, espesores de perfiles, pletinas y anchuras	54
9.1- Material de los pasadores y anillo elástico	54
9.2- Cálculos realizados	55
9.2.1- Cortante directo	55
9.2.2- Cálculo espesor perfil por aplastamiento	55
9.2.3- Cálculo altura/anchura de pletinas y orejetas por tracción	56
9.2.4- Cálculo a flexión compuesta	57
9.3 Elección casquillo	58
9.4- Resultados	60
9.4.1- Resultado dimensión de los pasadores	60

MEMORIA

9.4.2- Resultados de espesores	62
9.4.3- Resultado de anchuras/alturas.....	63
10- Cálculo a flexión de los perfiles	64
10.1- Resultados del cálculo a flexión.....	65
11- Soldaduras.....	66
11.1- Resultados soldaduras.....	68
12- Estudio SolidWorks	69
12.1- Modelos 3D	70
12.1.1- Modelos de perfiles.....	70
12.1.2- Modelos de pletinas o cajas de articulación.....	76
12.2- Análisis estático de los modelos 3D.....	78
12.2.1- Resultados del análisis estático	83
12.3- Estudio a fatiga.....	96
12.3.1- Resultados del estudio a fatiga.....	98
13- Conclusión.....	100

1-Alcance y objetivos

Desde hace años ha existido la necesidad de poder elevar cargas y personal a alturas considerables para poder solventar infinidad de problemas. Con el avance tecnológico e industrial se desarrollaron mecanismos para lograr dichos objetivos de forma más cómoda y segura.

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio detallado de la fase de diseño de una plataforma elevadora, en concreto un ascensor de pluma, mediante la selección de los componentes que forman la máquina y el cálculo de los mismos, para su posterior simulación en el programa SolidWorks y comprobación de la validez del diseño. El estudio se centra en el brazo articulado de la plataforma, quedando exentos la plataforma superior y el chasis-base inferior. El estudio que se realizará en este proyecto comprende tanto el dimensionamiento de los distintos elementos como la selección de sus materiales, empleando métodos de cálculo estáticos convencionales procedentes del área de Ingeniería Mecánica. Se aplicarán teorías de cortante máximo y de Von Mises. Se cuenta con el apoyo de programas de cálculo como EES y Excel para la realización de las labores.

El trabajo comienza con la búsqueda de información acerca de las plataformas elevadoras de personal para la recogida de ideas tanto de diseño, componentes y material. La búsqueda también se centrará en la recogida de las normas existentes para el diseño de la plataforma.

Una vez finalizada esta búsqueda se establecerán unos criterios iniciales de diseño y a partir de ahí se dimensionarán elementos, se seleccionarán materiales y se asignará un coeficiente de seguridad para empezar el proceso iterativo de diseño y cálculo considerando las condiciones más desfavorables.

Se definirán las cargas que actúan sobre la máquina como los puntos de apoyo y se definirá un predimensionado de los componentes. Se realizarán diagramas de sólido libre para sacar las fuerzas en los puntos de apoyo y articulación en los componentes de la estructura. Se analizarán distintas posiciones de la estructura y todo ello se calculará con el programa EES.

Posteriormente se estudiarán los diagramas de esfuerzos de los distintos componentes para localizar las zonas de máxima tensión y así proceder al dimensionamiento real según sus valores.

Una vez obtenidas tensiones se aplicaran los siguientes cálculos para dimensionar las barras que componen la estructura:

- Cálculo por cortante directo
- Cálculo por aplastamiento
- Cálculo a flexión según Von Mises

Una vez halladas las dimensiones se comprobará si el predimensionado es válido o tenemos que realizar cambios para que la estructura cumpla sus propósitos.

Habrà un apartado de estudio del cilindro hidráulico donde se dimensionará y definirá las características del mismo.

Por último se realizará un estudio estático por elementos finitos con el programa SolidWorks a todas las barras que componen la estructura y un estudio a fatiga de aquellas piezas encargadas de la articulación de las mismas. Este estudio tiene la finalidad de comparar las diferencias y similitudes con los cálculos analíticos. Para ello, se tendrán en cuenta unos criterios a la hora de comparar estudios ya que hay

factores que no se tienen en cuenta en los cálculos analíticos. Además de esta comparación, se asegurará que la estructura cumple con los valores de coeficiente de seguridad impuesto y se valorará la posibilidad de cambios dimensionales en función de los resultados obtenidos en la simulación.

2- Introducción

Dentro del mundo de las plataformas móviles de personal (PEMP) existen muchos tipos distintos en función de la capacidad o del trabajo para las cuales han sido diseñadas. Este trabajo se centra en el diseño de un ascensor de pluma.

Definición de un ascensor de pluma

El ascensor de pluma pertenece al grupo de maquinaria PEMP (Plataforma elevadora de personal).

La plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) es una máquina móvil destinada a desplazar personas hasta una posición de trabajo, con una única y definida posición de entrada y salida de la plataforma; está constituida como mínimo por una plataforma de trabajo con órganos de servicio, una estructura extensible y un chasis.

Partes que componen un ascensor de pluma

- Plataforma de trabajo: está formada por una bandeja rodeada por una barandilla, o por una cesta.
- Estructura extensible: estructura unida al chasis sobre la que está instalada la plataforma de trabajo, permitiendo moverla hasta la situación deseada. Se trata del brazo articulado, también llamado pluma.
- Chasis: es la base de la PEMP. El chasis permite el movimiento de traslación de la máquina. En él se encuentran la placa-base que evita el vuelco, el motor eléctrico o de combustión de la PEMP, la bomba hidráulica y distintos componentes eléctricos.

Esquema de un ascensor de pluma: *Figura 1.1*

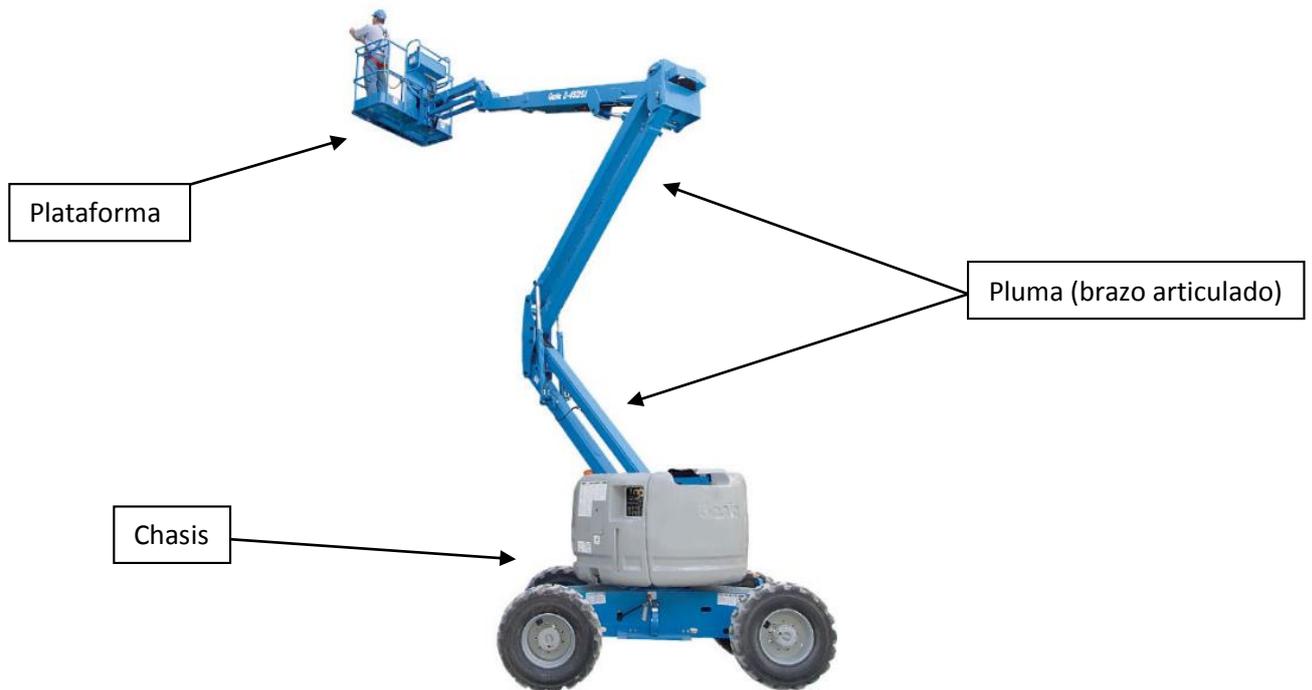


Figura (2.1). Introducción

La parte de la maquina estudiada en el proyecto es la estructura extensible, la pluma, la cual se compone de los distintos componentes:

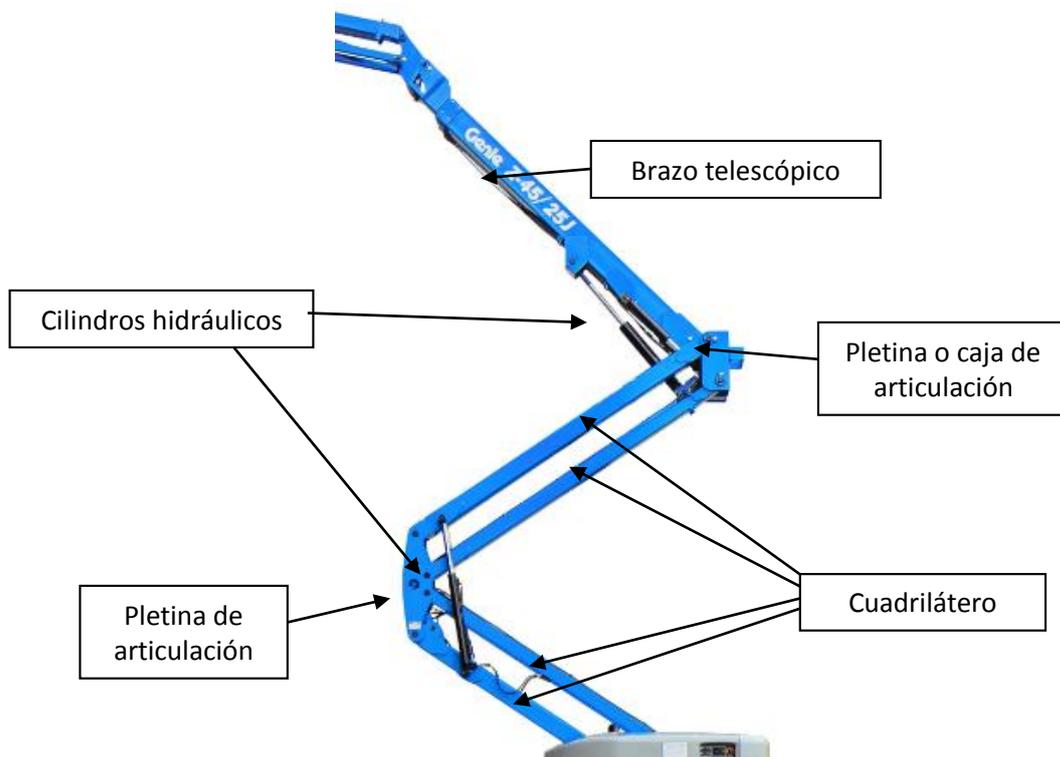


Figura (2.1). Introducción

3-Criterios iniciales de diseño

El ascensor de pluma se va a diseñar pensando en que su uso estará destinado a la elevación de dos operarios más algo de herramienta. Su zona de trabajo son los exteriores o interiores amplios.

Para hacer un primer diseño aproximado se consideran las indicaciones de la norma UNE- EN 280 y además, las medidas procedentes del catálogo del fabricante de plataformas GENIE. El modelo de la máquina es el Genie Z45/25 DC & Bi (figura 2.1).

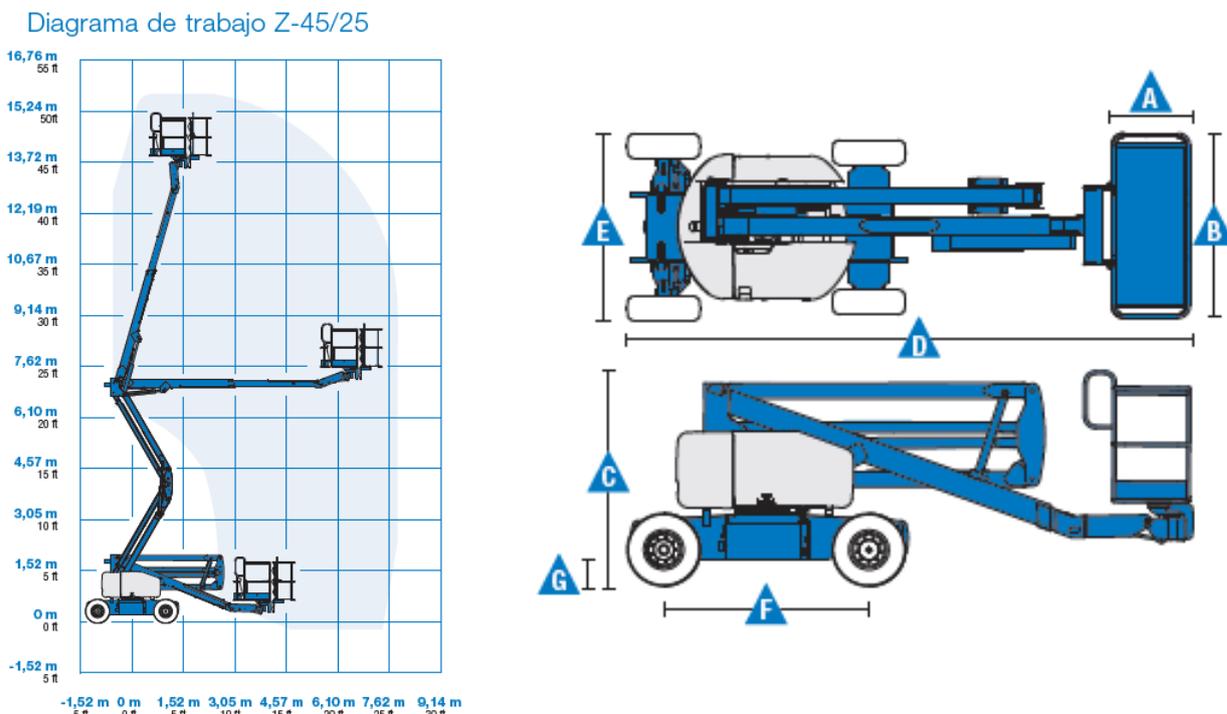


Figura (3.1). Criterios iniciales

Modelos **Z-45/25 DC & Bi**

Dimensiones

Altura máxima de trabajo*	15,87 m
Altura máxima de la plataforma	13,87 m
Alcance horizontal máx.	7,62 m
Altura de la articulación del brazo (máx.)	7,04 m
A Longitud de plataforma	0,76 m
B Ancho de plataforma	1,83 m
C Altura - replegada	2,00 m
D Longitud - replegada	5,56 m
E Ancho	1,79 m
F Distancia entre ejes	2,03 m
G Altura libre sobre el suelo – centro	0,24 m

Productividad

Capacidad de elevación	227 kg
------------------------	--------

Figura (3.2). Criterios iniciales

3.1- Medidas. Primer dimensionamiento del diseño

El chasis y la plataforma no son objeto de este proyecto, pero se ha realizado un dimensionamiento de la plataforma para así poder determinar un peso aproximado de este elemento.

Dimensionado plataforma:

- Altura de la plataforma: 1100 mm (La Norma UNE-EN 280 especifica que "la plataforma debe tener un pretil superior a 1,10 m")
- Dimensiones plataforma: 760x1830 mm
- Longitud brazo articulado: 1000 mm

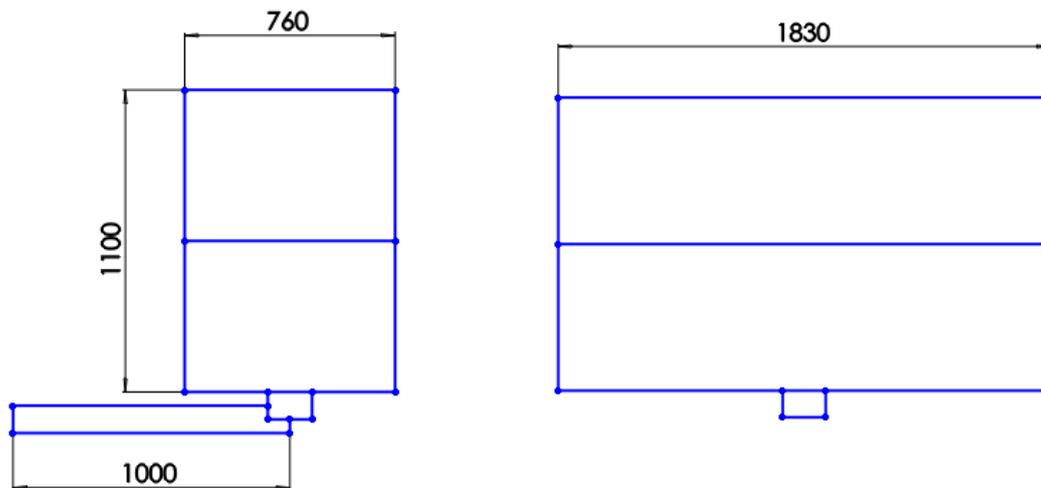


Figura (3.1.1). Dimensionado plataforma

Dimensionado pluma:

- Longitud barras pluma: 3040 mm
- Longitud brazo telescópico: 6080 mm en su máxima extensión
 - Descomposición brazo telescópico: dos barras de 3550 y 3330 mm respectivamente
- Perfiles huecos de las barras que componen la pluma: 180x140x10 mm y 140x140x10 mm
- Perfiles huecos de las barras que componen el brazo telescópico: 250x200x15 mm y 190x140x15 mm
- Movimiento angulas de la tijera: 0 a 60°
- Angulo máximo del brazo telescópico: -22 a 72°

Dimensiones en Figura 3.1.2

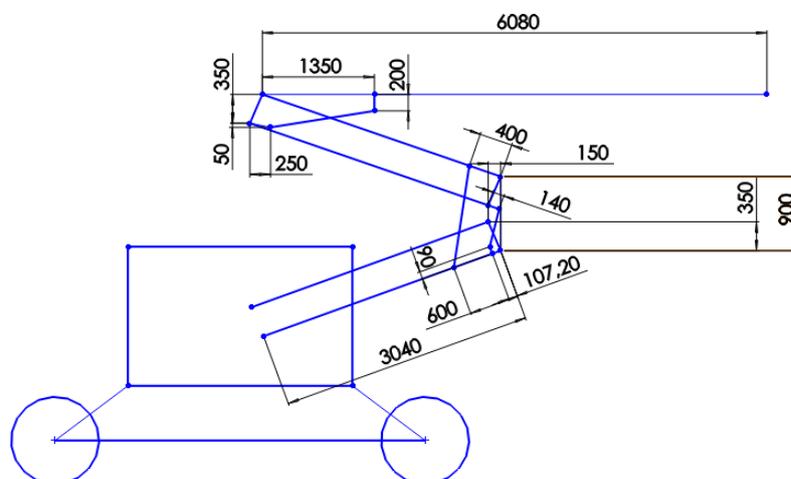


Figura (3.1.2). Dimensionado pluma

En la siguiente figura se muestra como se han nombrado los distintos componentes estudiados en el proyecto para facilitar su seguimiento y comprensión:

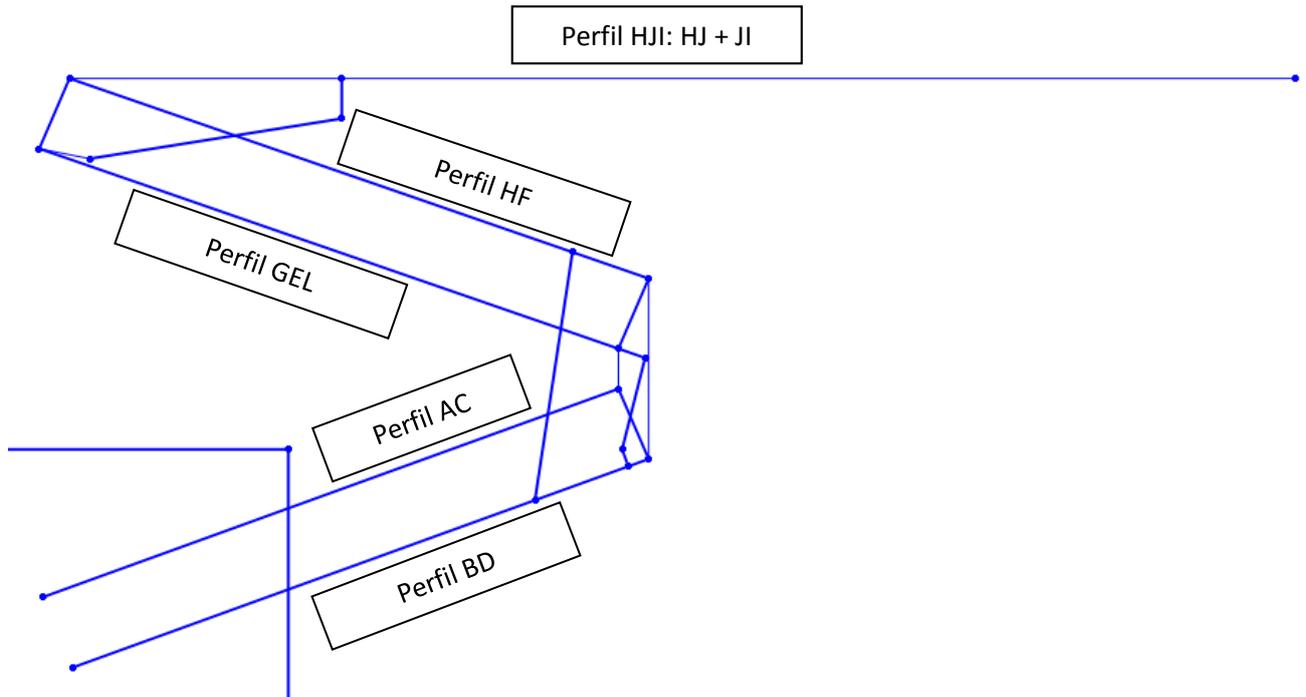


Figura (3.1.3). Dimensionado pluma

Los puntos H, G y K forman la caja o pletina HGK. El perfil HJI tiene movimiento angular debido al Pistón 2:

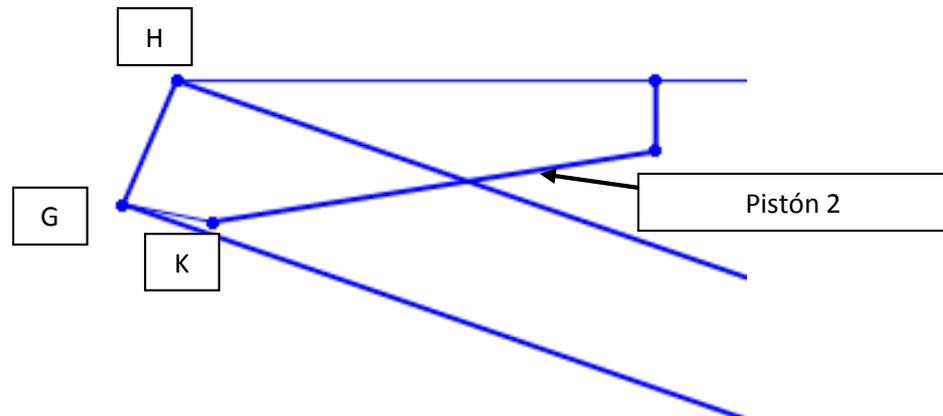


Figura (3.1.4). Dimensionado pluma

Los puntos E, F, C y D forman la pletina EFCD. El cuadrilátero articulado dispone de movimiento gracias a los Pistones 1 y la Barra LM:

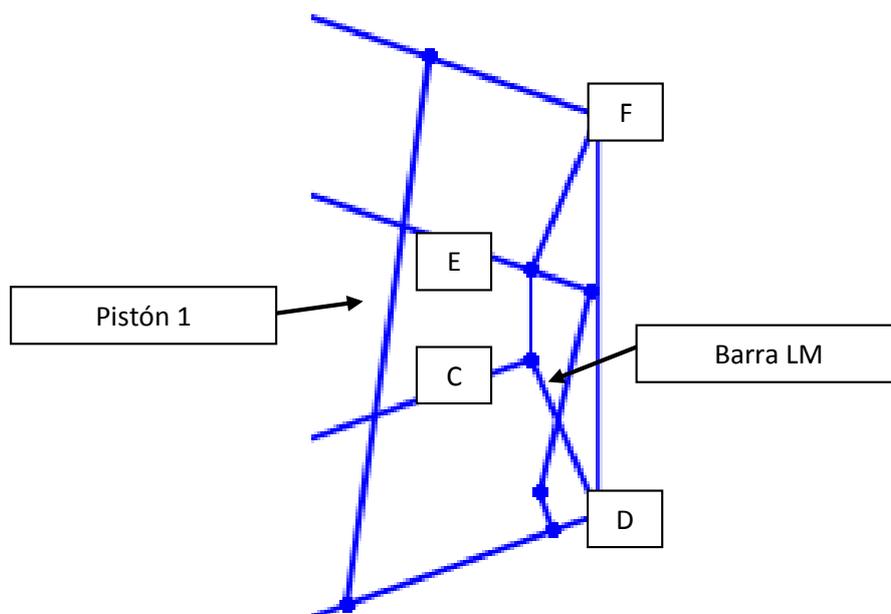


Figura (3.1.5). Dimensionado pluma

La tijera, cuadrilátero articulado, tiene un movimiento angular de 0 a 60° de apertura. Este movimiento se consigue solo con la acción de la pareja de pistones denominada Pistón 1, y los puntos A y B articulados al chasis. ¿Cómo se consigue dicho movimiento?

La respuesta es la Barra LM. Esta barra comunica los perfiles BD y GEL de forma articulada. La articulación de una barra rígida entre ambas parejas del cuadrilátero, sean AC y BD con GEL y HF, hace que el movimiento angular de una se transfiera de igual forma a la otra, es decir, si AC y BD giran 20°, GEL y HF también lo harán.

Este efecto se consigue, como podemos ver en la *Figura 3.1.6*, articulando el perfil inferior del cuadrilátero inferior (Perfil BD) con el perfil inferior del cuadrilátero superior (Perfil GEL). Para que giren lo mismo o prácticamente lo mismo, debemos articular la barra LM al Perfil BD a la misma distancia que la Barra LM con el Perfil GEL:

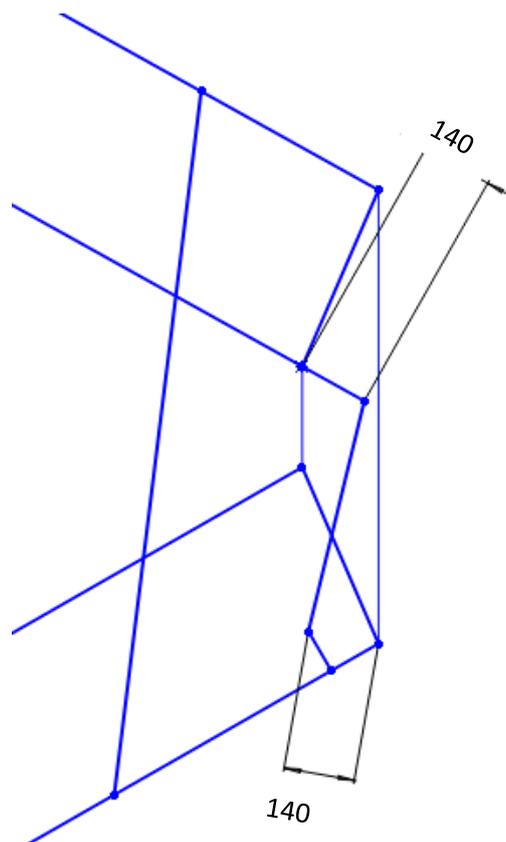


Figura (3.1.6). Dimensionado pluma

De esta forma, al alargarse el Pistón 1 y desplace al Perfil HF y por consiguiente al Perfil GEL, ambos paralelos, se producirán tensiones en la Barra LM que serán transmitidas al Perfil BD y hará que gire todo el cuadrilátero de forma unísona.

En nuestro caso no se consiguen los mismos grados de movimiento, si bien es verdad que difieren muy poco.

3.2- Cálculo peso de la plataforma

La cesta se compone principalmente de dos partes: una plancha de acero estriada para la planta y una barandilla formada por tubos perimetrales en tres alturas y tubos verticales para formar la cesta.

También dispone de un brazo articulado de acero de 1 metro, y el conjunto de piezas de unión y articulación para permitir el movimiento de la plataforma.

El cálculo del peso de los componentes de la plataforma se encuentran en el *Anexo 1.1: Cálculo peso de la plataforma*.

3.2.1- Resultados calculo peso de la plataforma

- Plancha acero estriada: 42.784 Kg
- Barandilla: 30.05 Kg
- Brazo: 98.91 Kg
- Articulación y piezas de unión: 60 Kg

Total: 237 Kg

3.3- Peso en la cesta y reacciones en el brazo telescópico

Para el cálculo del peso que debe soportar la cesta nos basamos en la norma UNE-EN-280. Esta norma dice que la carga máxima de utilización “m” se calcula según la siguiente expresión:

$$m = n \times m_p + m_e$$

Donde:

$m_p = 80$ kg (masa de una persona)

$m_e \geq 40$ kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales)

$n = n^{\circ}$ autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo

La máquina va ser diseñada para el uso de 2 personas como máximo, de forma que haciendo un cálculo aproximado, la masa total mínima sería de:

$$m = 2 \times 80 + 40 = 200 \text{ kg}$$

Se considerara una masa total de **230 kg** para dar mayor margen a posibles excesos en el peso de los operarios, o al incremento del número o peso de herramienta.

Cálculo de reacciones producidas por la plataforma en el brazo telescópico

Las reacciones serán calculadas en la peor situación. La peor situación se da cuando la plataforma este en paralelo con la dirección longitudinal del brazo telescópico, debido a que se produce un mayor momento.

También se contempla la peor situación de la carga dentro de la cesta o plataforma, la cual se encontraría en la posición más alejada respecto al centro de gravedad de la plataforma.

El sistema de fuerzas realizado para la obtención de las reacciones se encuentra en el *Anexo 1.2: Cálculo de las reacciones en el brazo telescópico*.

3.3.1- Resultados reacciones en el brazo telescópico

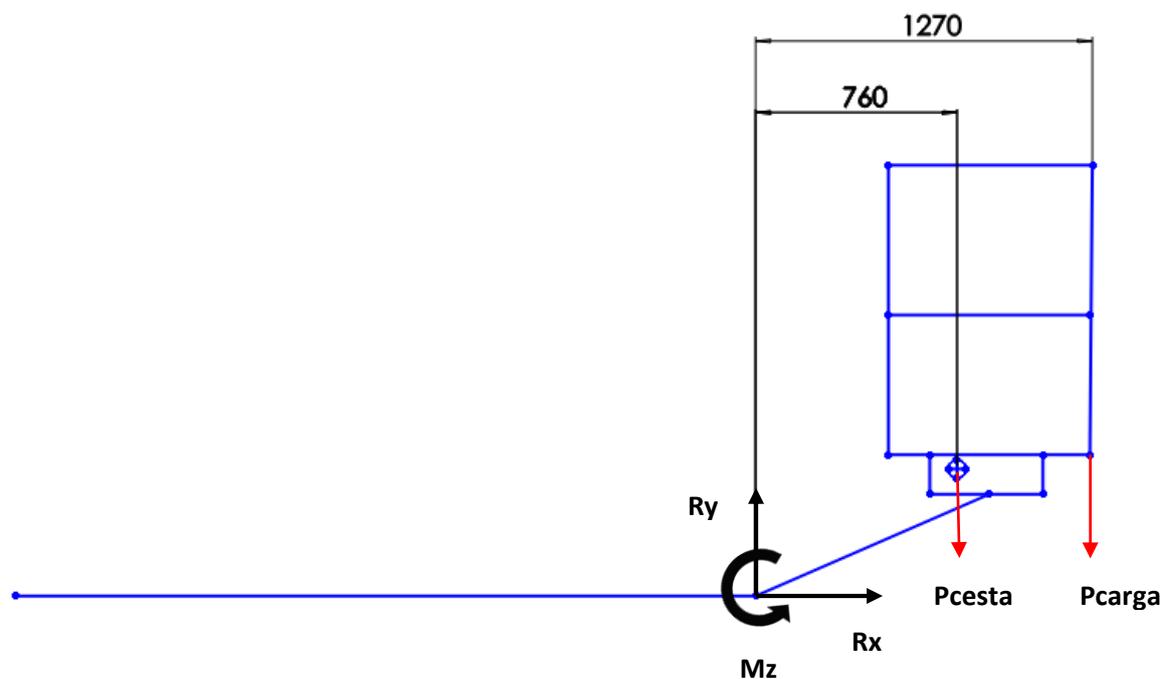


Figura (3.3.1). Reacciones brazo telescópico

$$R_x = 0 \text{ N}$$

$$R_y = 4576.6 \text{ N}$$

$$M_z = 4627.756 \text{ Nm}$$

3.4- Prediseño de los perfiles de la pluma

Para realizar el análisis estático de la estructura con mayor precisión, vamos a definir unos perfiles. Sabemos la longitud debido al prediseño de la estructura, y buscando en catálogos encontramos unos perfiles de tubo cuadrado que se ajustan a las medidas de la máquina de referencia GENIE Z-45/25.

Con la geometría definida y usando un Acero S355JR podemos hallar el peso de las barras para su posterior uso en el análisis estático (*Anexo 1.3: Prediseño perfiles pluma*).

3.4.1- Resultados del diseño de los perfiles

- **Barra HJI:** formada por las barras HJ y JI. Es un brazo telescópico, por tanto la barra JI va por dentro de la barra HJ. Sus medidas son:
 - Barra HJ:
250mm de altura x 200mm de anchura con un espesor de 15mm
Peso: 351.1305 Kg (3441.0489 N)
 - Barra JI:
190mm de altura x 140mm de anchura con un espesor de 15mm
Peso: 235.2645 Kg (2305.5921 N)

- **Barras GEL y AC:**
140mm de altura x 140mm de anchura con un espesor de 10mm
Peso GEL: 126.3414 Kg (1238.14572 N)
Peso AC: 120.7792 Kg (1183.6363 N)

- **Barras HF y BD:**
180mm de altura x 140mm de anchura con un espesor de 10mm
Peso HF: 131.2064 Kg (1285.8227 N)
Peso AC: 131.3064 Kg (1285.8227 N)

4- Calculo de las reacciones en las barras, análisis estático y diagramas de solido libre

Una vez obtenidas las reacciones producidas por la plataforma en su posición más desfavorable, se calculan las reacciones en las barras que forman la pluma. Se plantearan ecuaciones de equilibrio de la estructura en tres estados: cuadrilátero recogido con brazo telescópico extendido en posición baja, cuadrilátero en movimiento con brazo telescópico extendido en posición horizontal, y cuadrilátero abierto con brazo telescópico extendido en posición alta. Con esto se pretende hallar las reacciones de las barras en todos sus puntos tanto en ejes globales como locales de cada barra.

Las ecuaciones de equilibrio estático se resolverán mediante el programa de cálculo EES.

4.1- Cuadrilátero recogido con brazo telescópico extendido en posición baja

A continuación se muestra el dibujo de la estructura en los ejes x e y con la denominación de cada uno de los puntos en los cuales se produce alguna unión o articulación.

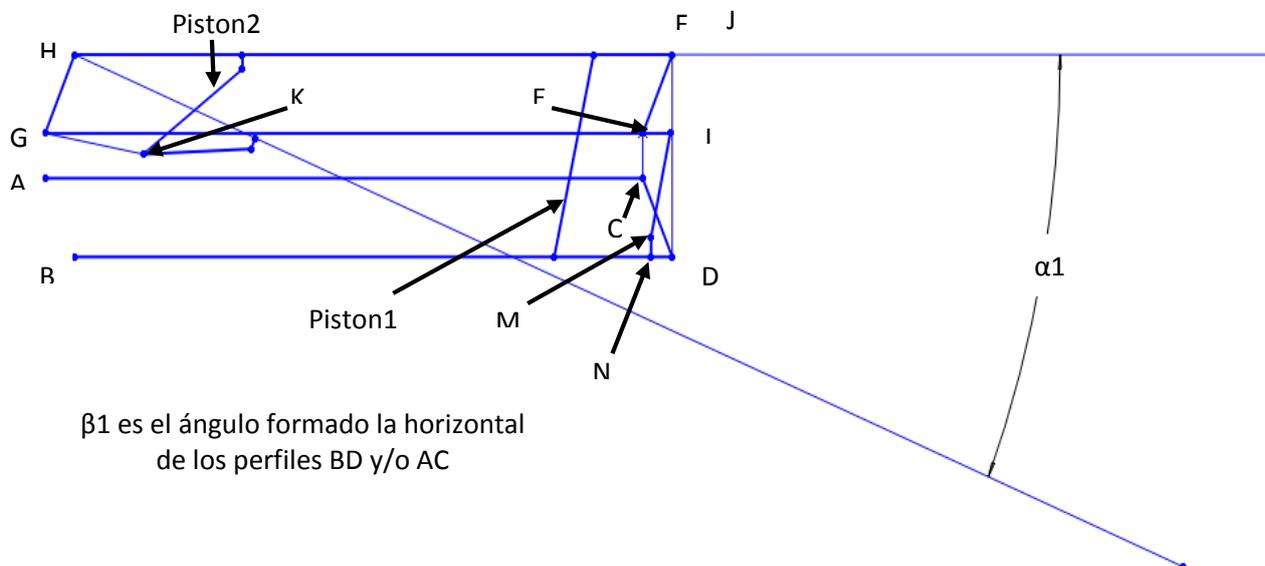


Figura (4.1.1). Cálculo de las reacciones

El brazo telescópico HJI varía su posición respecto a la horizontal. Varía desde la posición horizontal (0°) y la mínima que es de -22° respecto a la horizontal. Se han estudiado posiciones intermedias. El resto de la estructura permanece en la misma posición a excepción del cilindro hidráulico 1, cuyo ángulo de tracción cambia conforme varía la posición del brazo telescópico (ángulo $\beta 1$).

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio de las barras y se resuelve el sistema de ecuaciones. Para esta labor se utiliza el programa EES. (Anexo 1.4.1 y Anexo 1.4.1.1)

El resultado de las reacciones en esta situación se mostrará en el punto 4.4.

Tabla de ángulos:

Ángulos ($^\circ$)	
$\alpha 1$	$\beta 1$
-22	-15.83
-14	-6.2
-7	-1.82
0	9.09

Tablas (4.1.1). Cálculo de las reacciones

Diagramas de sólido libre:

Barra HJI:

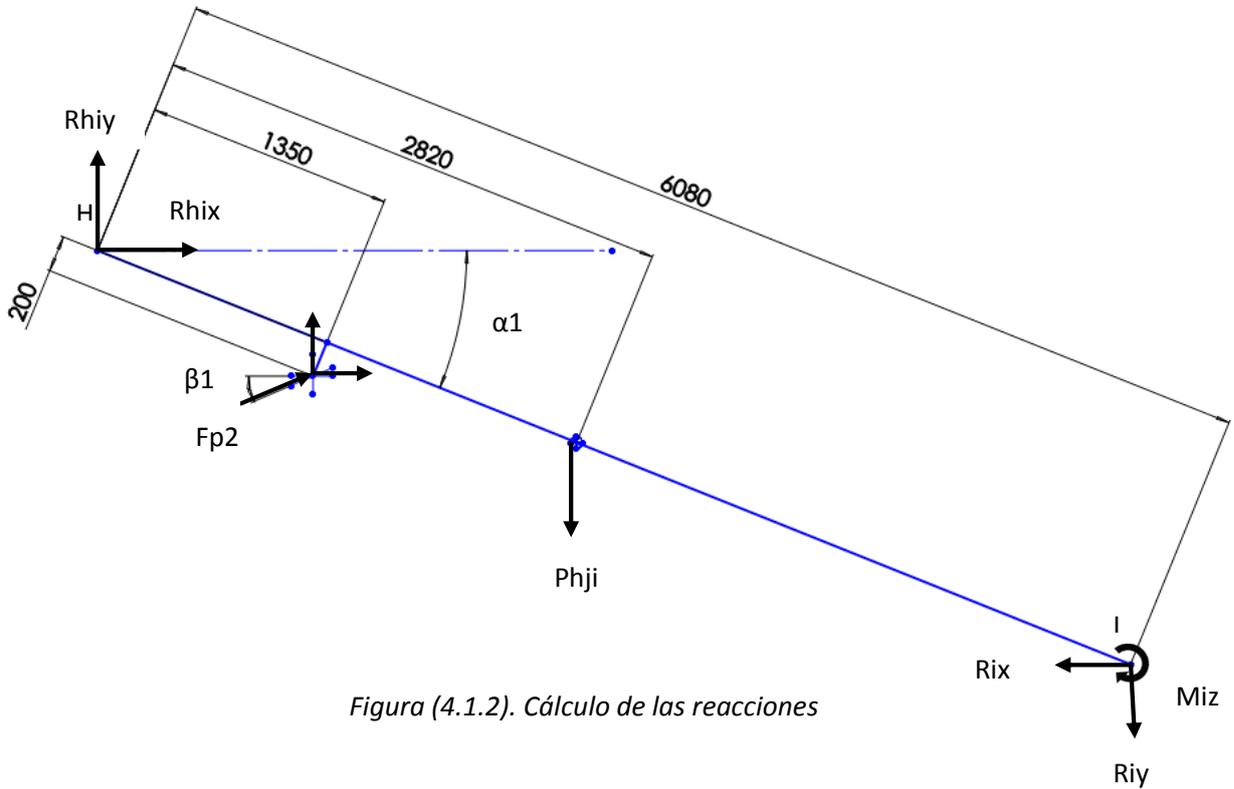


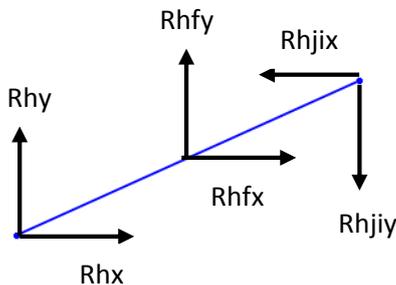
Figura (4.1.2). Cálculo de las reacciones

La posición del centro de gravedad de la barra HJI no coincide con el centro geométrica de la misma como si pasa con el resto de barras. Debido a la composición de HJI por las barras HJ y JI, una dentro de la otra, el centro está desplazado de su centro geométrico. El cálculo de su posición está en el *Anexo 1.5: Cálculo del centro de gravedad del brazo telescópico HJI*.

Esta posición es la misma para la barra HJI en cualquiera de las situaciones estudiadas.

Pasador H:

Articulación donde se unen la caja HGK con las barras HJI y HF. Se representaran las reacciones de cada uno de los componentes que se unen para calcular el equilibrio.



Las reacciones Rhx y Rhy provienen de la caja HGK, mientras que las demás vienen de las barras HF y HJI

Figura (4.1.3). Cálculo de las reacciones

Caja unión HGK:

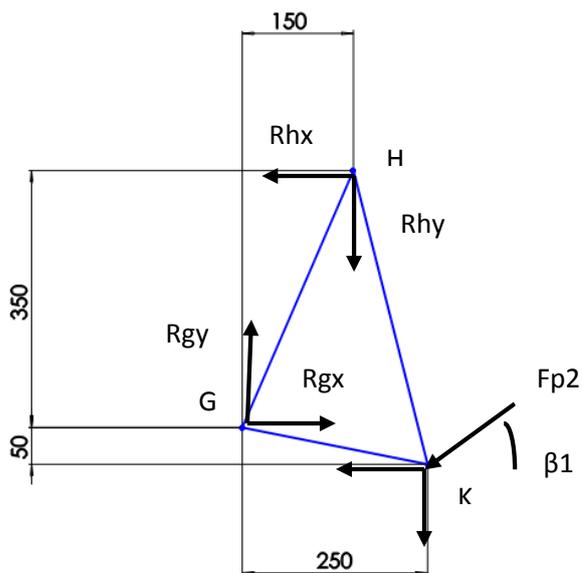


Figura (4.1.4). Cálculo de las reacciones

Barra GEL:

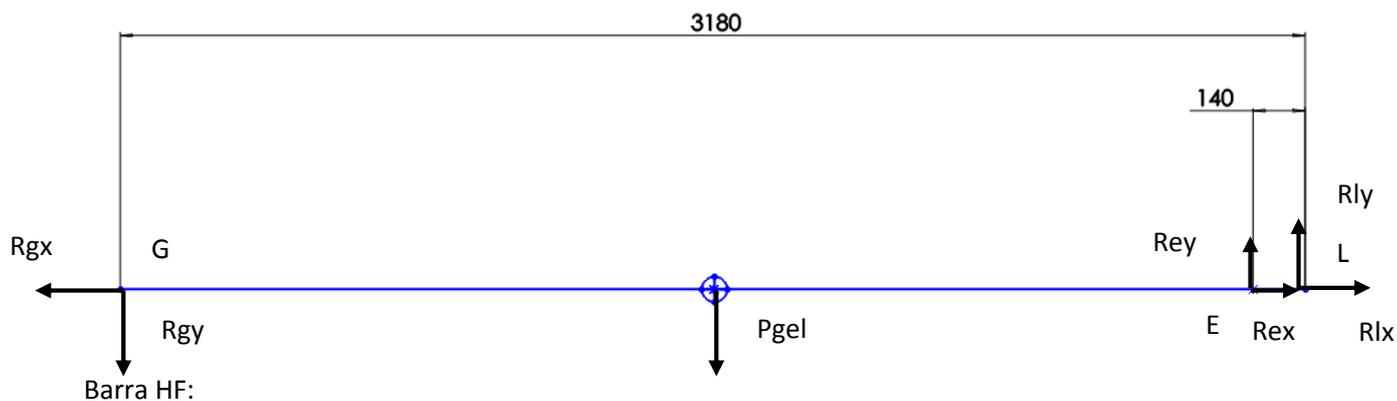


Figura (4.1.5). Cálculo de las reacciones

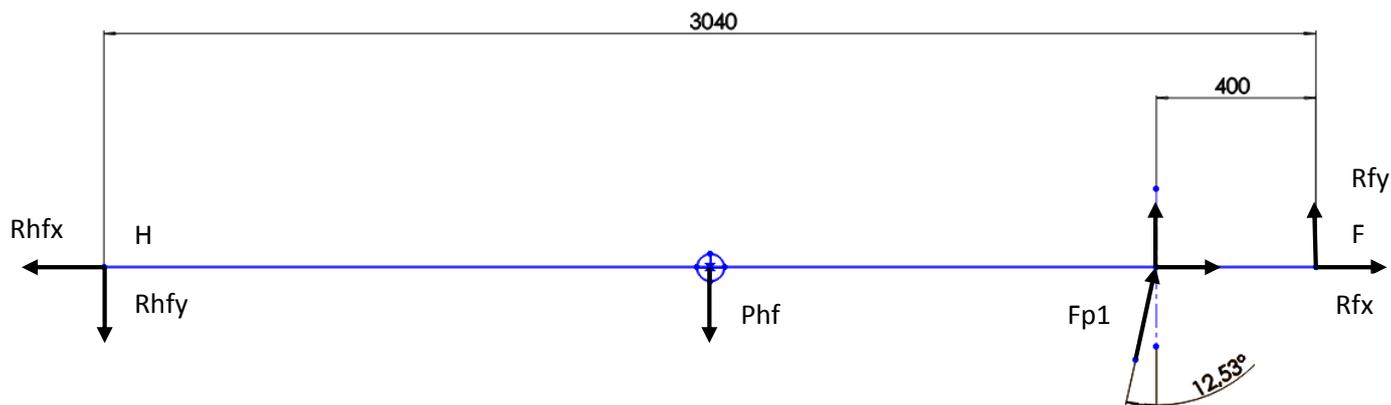


Figura (4.1.6). Cálculo de las reacciones

Chapa unión EFCD:

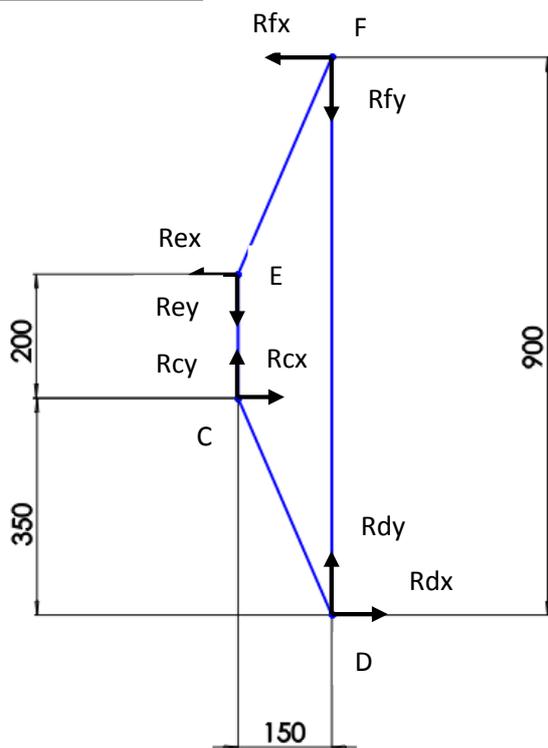
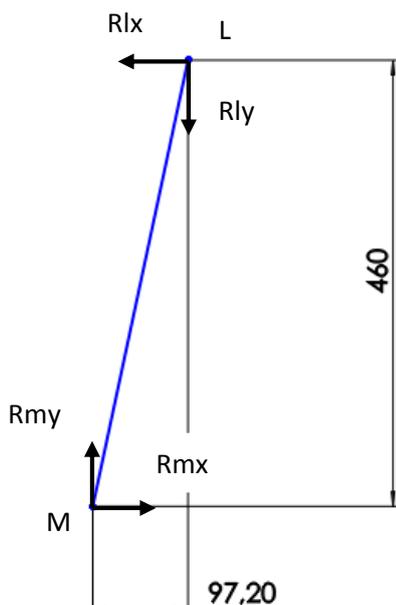


Figura (4.1.7). Cálculo de las reacciones

Barra LM:



No se contempla el peso propio en la barra LM debido a su pequeña geometría.

La longitud de la barra LM es de 470.16 mm

Figura (4.1.8). Cálculo de las reacciones

Barra AC:

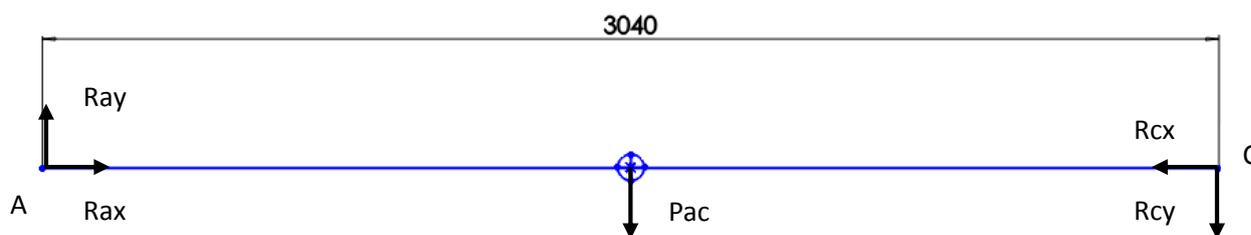


Figura (4.1.9). Cálculo de las reacciones

Barra BD:

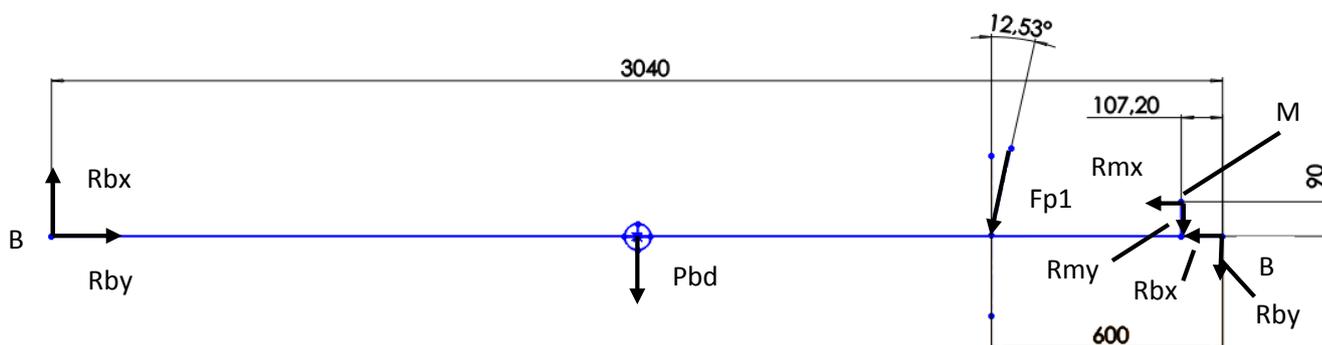


Figura (4.1.10). Cálculo de las reacciones

4.2- Cuadrilátero en movimiento con brazo telescópico extendido en posición horizontal

A continuación se muestra el dibujo de la estructura en los ejes x e y con la denominación de cada uno de los puntos en los cuales se produce alguna unión o articulación.

Dibujo:

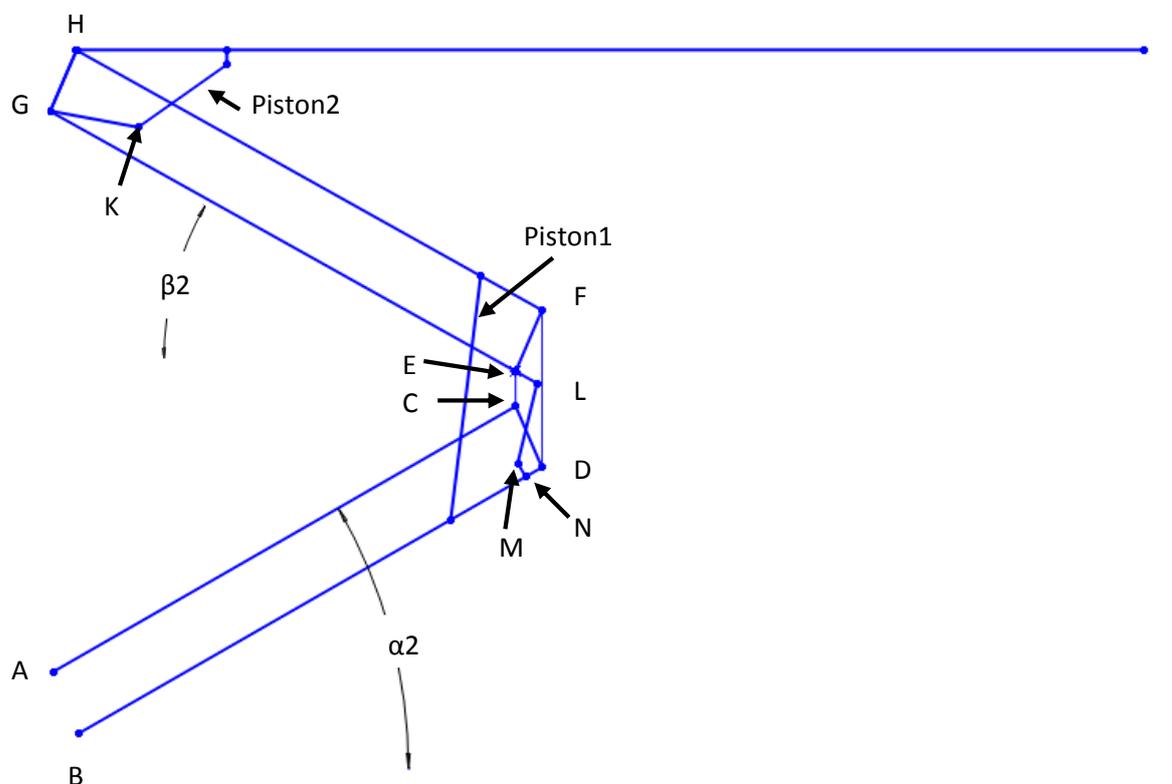


Figura (4.2.1). Cálculo de las reacciones

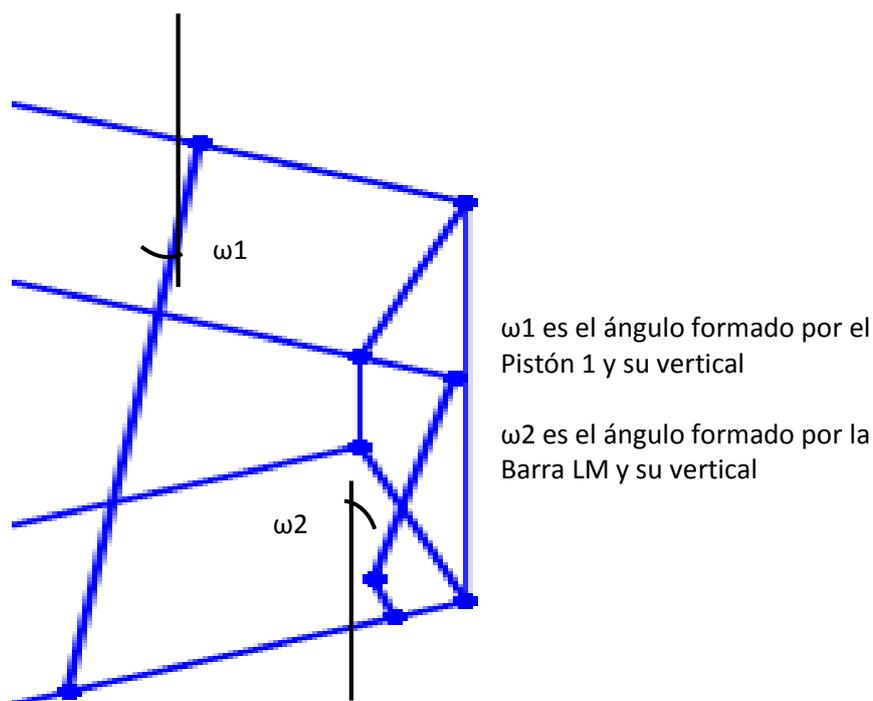


Figura (4.2.2). Cálculo de las reacciones

El brazo telescópico HJI permanece en horizontal, mientras que varía la posición del cuadrilátero desde la posición horizontal (0°) y la máxima (60°) respecto a la horizontal. Los 60° de apertura máxima se miden desde las barras AC y BD. Se han estudiado posiciones intermedias.

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio de las barras y se resuelve el sistema de ecuaciones. Para esta labor se utiliza el programa EES. (Anexo 1.4.2 y Anexo 1.4.2.1).

El resultado de las reacciones en esta situación se mostrará en el punto 4.4.

Tabla de ángulos:

Ángulos ($^\circ$)			
α_2	β_2	ω_1	ω_2
0	0	12.53	11.94
20	19.15	8.55	14.01
40	40	5.67	11.94
60	67.21	4.64	4.37

Tabla (4.2.1). Cálculo de las reacciones

En ella se recogen las distintas posiciones estudiadas para esta situación. También se encuentran los ángulos del piston1 respecto a la vertical (ω_1) y de la barra LM respecto a la vertical también (ω_2).

Diagramas de sólido libre:

Barra HJI:

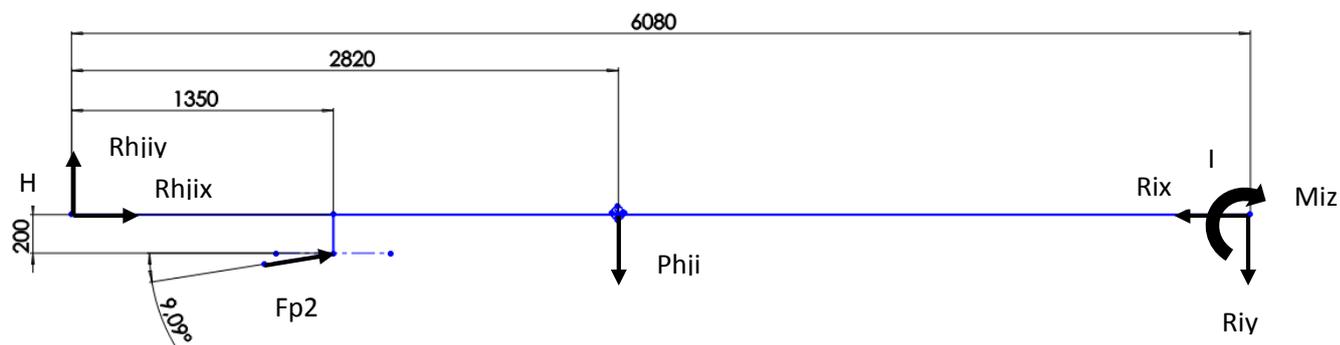


Figura (4.2.3). Cálculo de las reacciones

Pasador H:

Como en la situación anterior

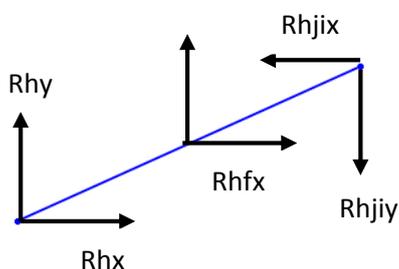
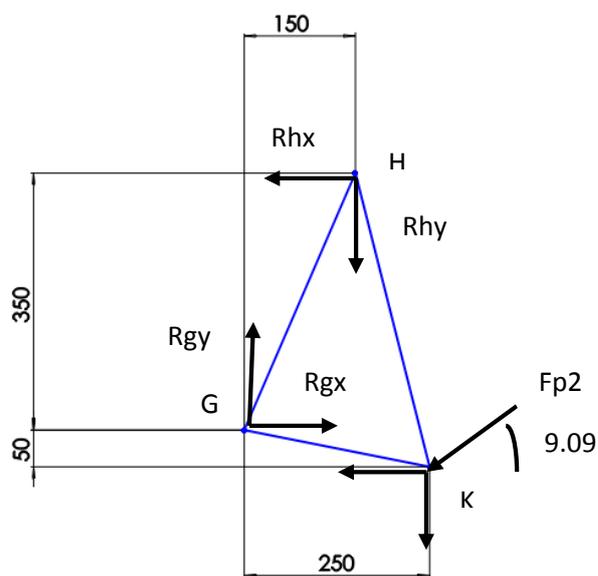


Figura (4.2.4). Cálculo de las reacciones

Caja unión HGK:



Debido a que el brazo HJI permanece en posición horizontal, el ángulo de incidencia del pistón 2 es constante, con un valor de 9.09°

Figura (4.2.5). Cálculo de las reacciones

Barra GEL:

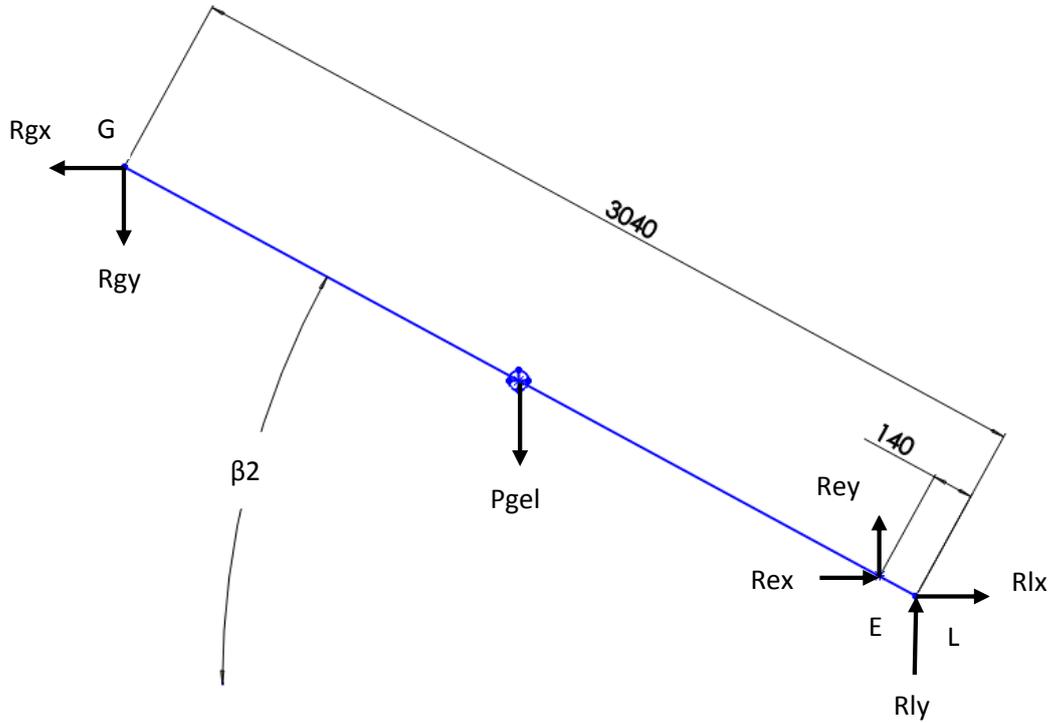


Figura (4.2.6). Cálculo de las reacciones

Barra HF:

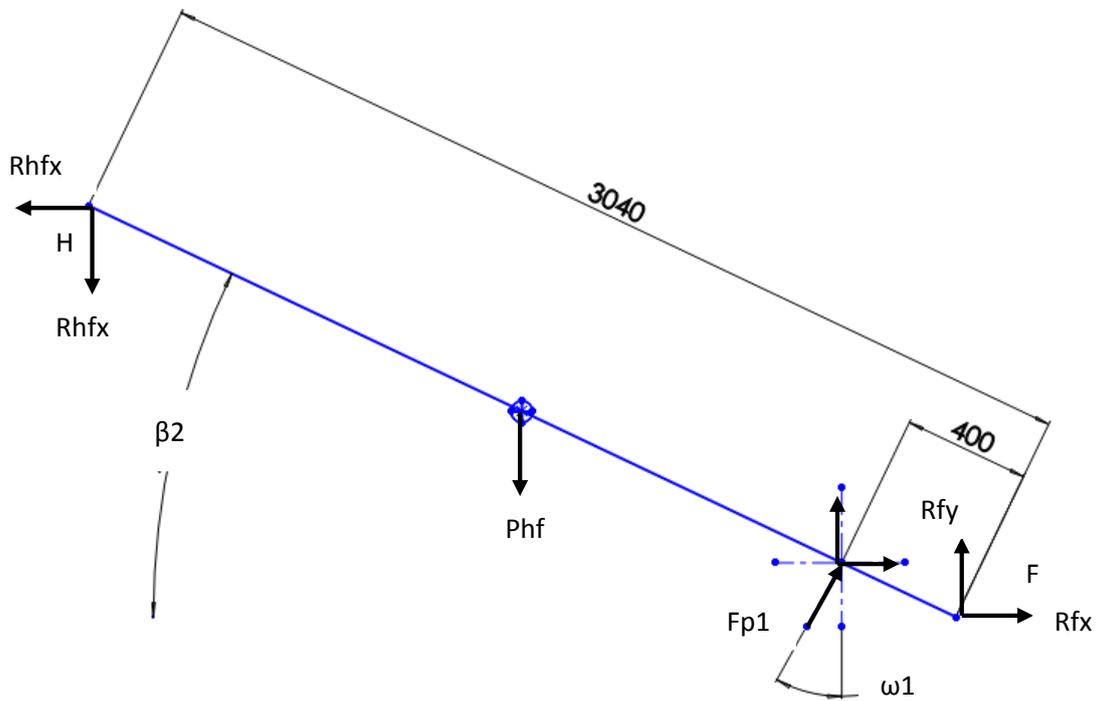


Figura (4.2.7). Cálculo de las reacciones

Chapa unión EFCD:

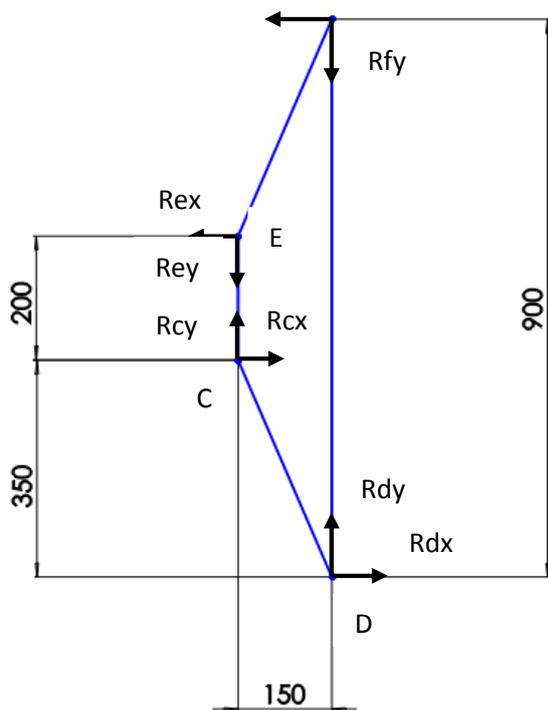


Figura (4.2.8). Cálculo de las reacciones

Barra LM:

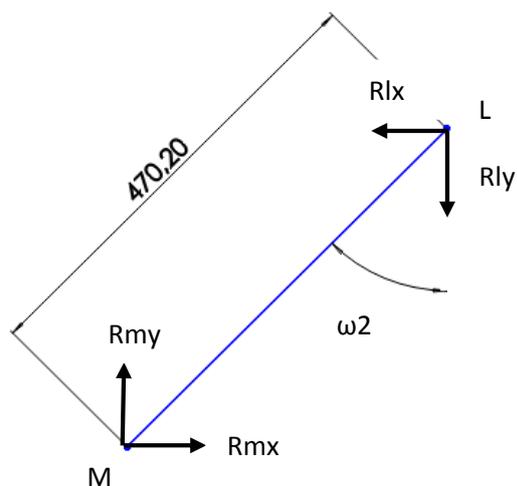


Figura (4.2.9). Cálculo de las reacciones

MEMORIA

Barra AC:

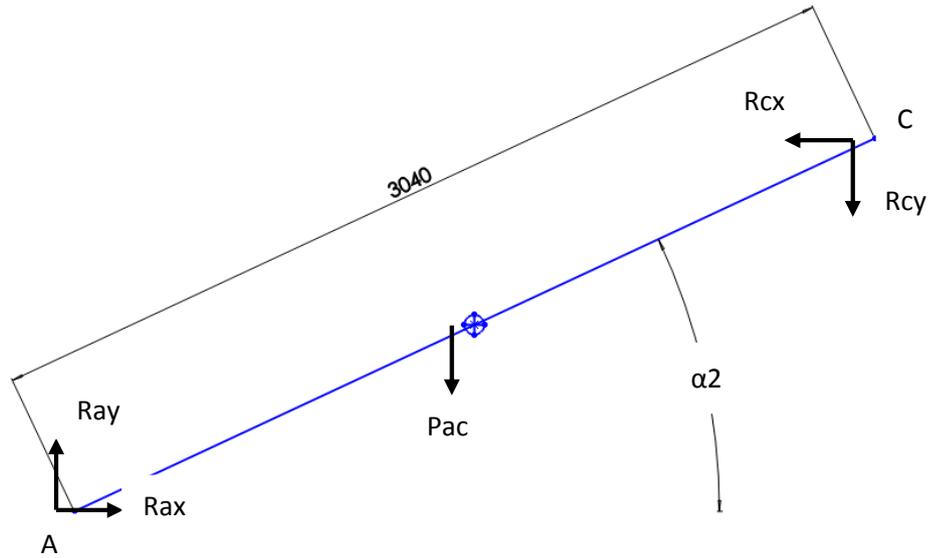


Figura (4.2.10). Cálculo de las reacciones

Barra BD:

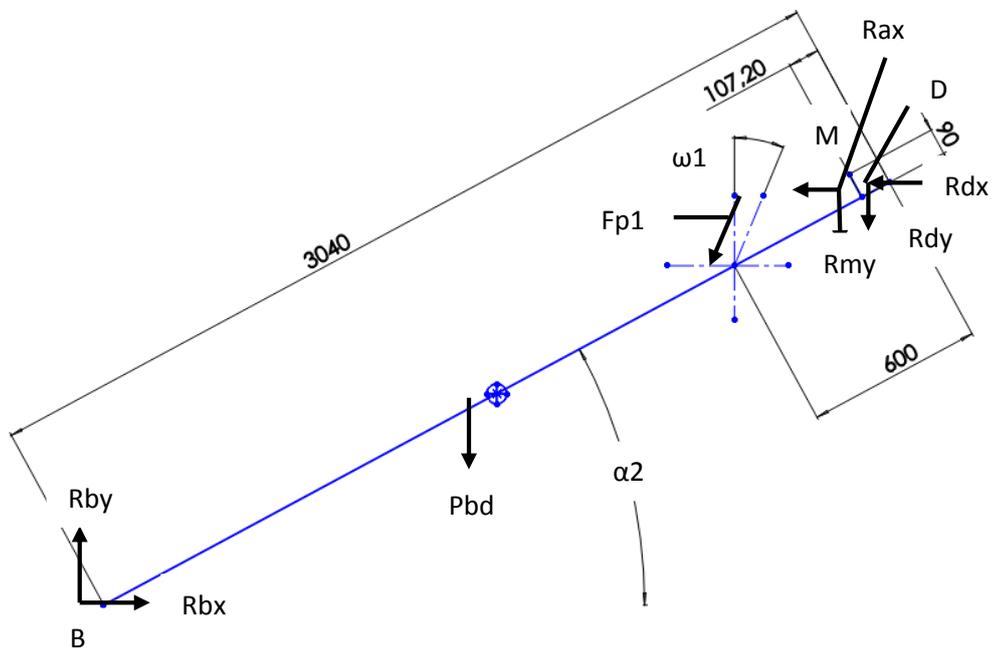


Figura (4.2.11). Cálculo de las reacciones

4.3- Cuadrilátero abierto con brazo telescópico extendido en posición alta

A continuación se muestra el dibujo de la estructura en los ejes x e y con la denominación de cada uno de los puntos en los cuales se produce alguna unión o articulación.

Dibujo:

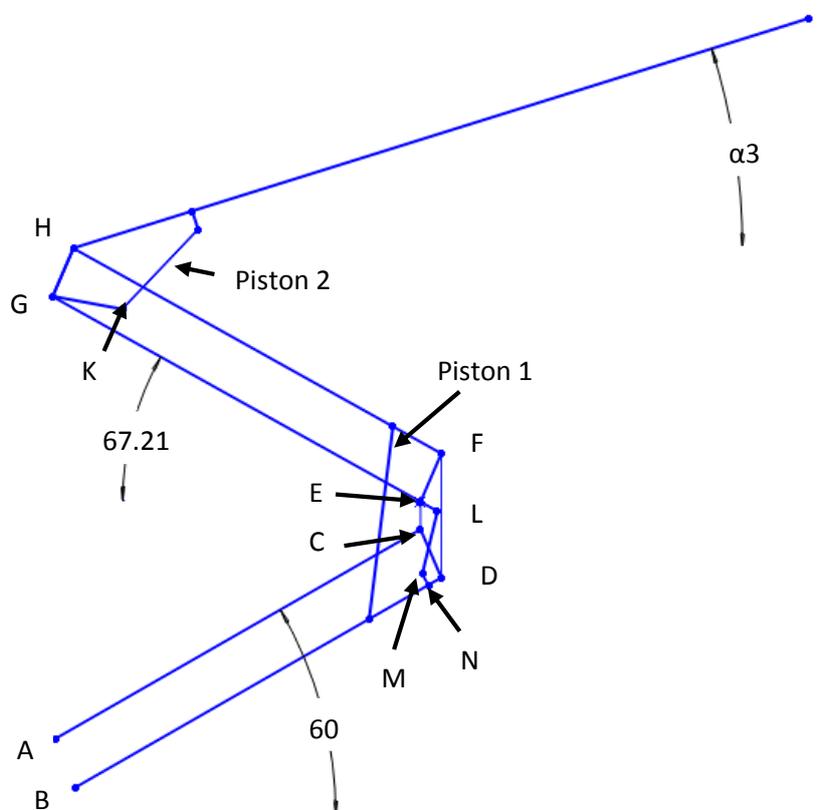


Figura (4.3.1). Cálculo de las reacciones

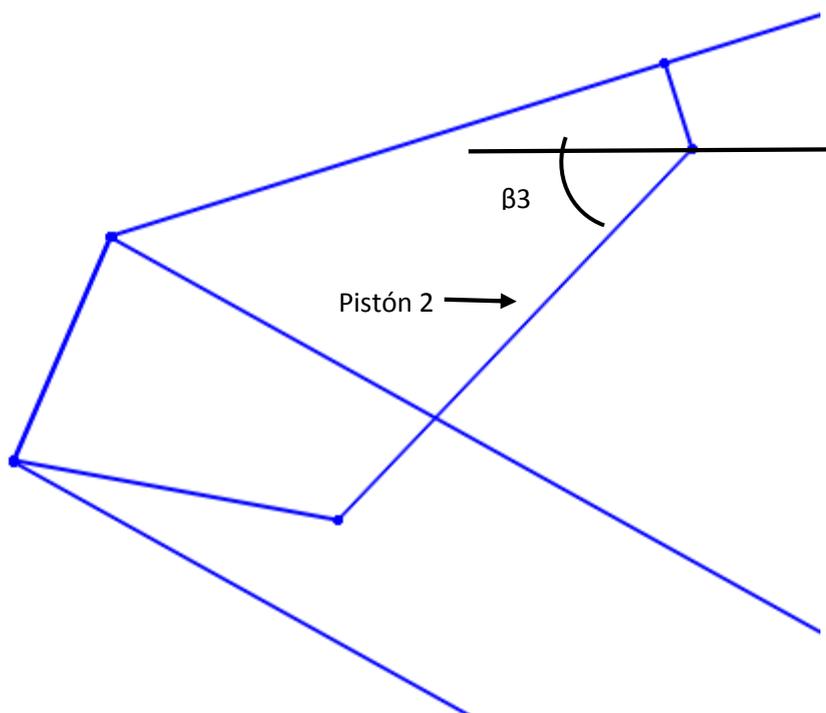


Figura (4.3.2). Cálculo de las reacciones

La posición del cuadrilátero permanece en su máxima extensión y es el brazo telescópico quien realiza un movimiento angular desde la posición horizontal (0°) hasta la amplitud de 72° .

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio de las barras y se resuelve el sistema de ecuaciones. Para esta labor se utiliza el programa EES. (Anexo 1.4.3 y Anexo 1.4.3.1).

El resultado de las reacciones en esta situación se mostrará en el punto 4.4.

Tabla de ángulos:

Ángulos ($^\circ$)	
α_3	β_3
0	9.09
15	23.89
30	37.64
45	50.61
60	63.01
72	72.63

Tabla (4.3.1). Cálculo de las reacciones

En ella se recogen las distintas posiciones del brazo telescópico estudiadas para esta situación. También se encuentra el ángulo de incisión del pistón 2 a la caja de unión HGK (β_3).

Diagramas de sólido libre:

En esta situación solo cambian los diagramas de la barra HJI y de la caja de unión HGK. El resto de barras y componentes permanecen iguales a la situación anterior, permaneciendo en su máxima posición.

Barra HJI:

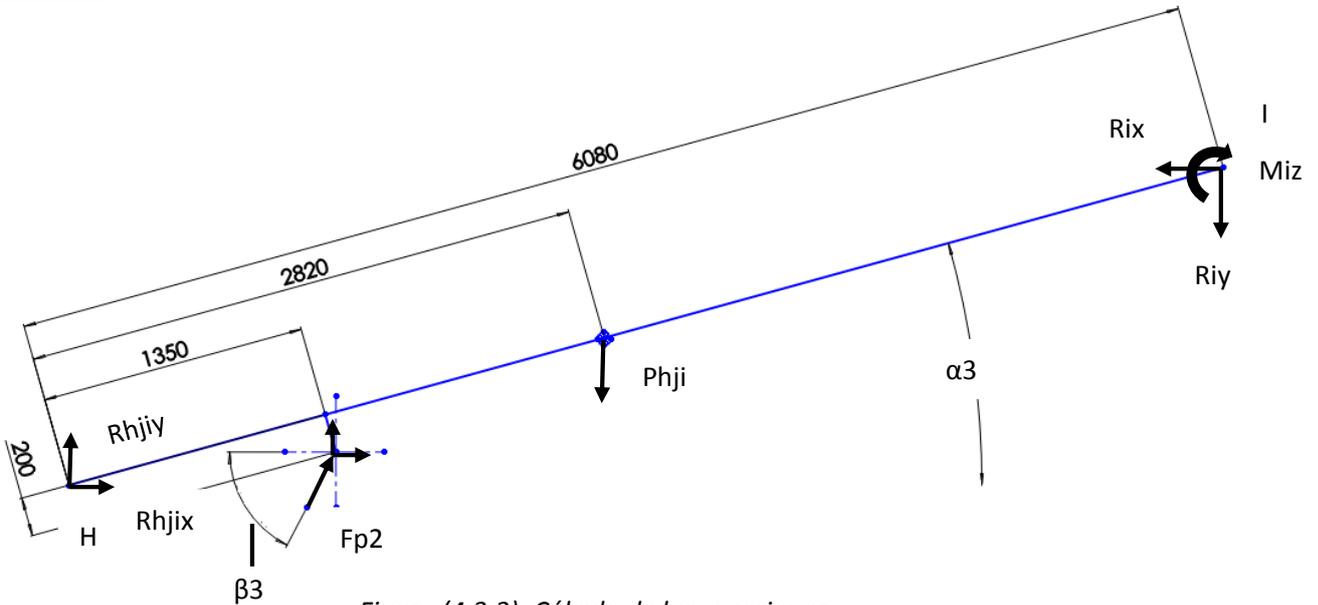


Figura (4.3.3). Cálculo de las reacciones

Caja unión HGK:

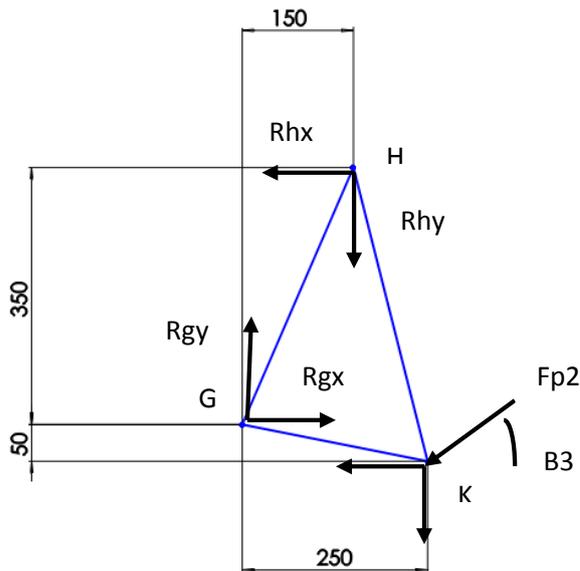


Figura (4.3.4). Cálculo de las reacciones

4.4- Resultado diagramas sólido libre

Una vez calculadas las ecuaciones de cada barra en sus distintas situaciones, calculas el valor de cada una de las reacciones en todos los puntos del sistema con el programa EES. El cálculo se realiza tanto en ejes globales como en ejes locales.

A continuación se muestran una serie de gráficas donde se recogen todos los resultados del sistema de cada uno de los componentes. Los resultados mostrados son en ejes locales, debido a que son los datos usados posteriormente para los diagramas de esfuerzo de los perfiles.

Los resultados son en Newton y en cada situación se especifica el ángulo en el cual se ha realizado el cálculo.

En los *Anexo 1.4.4* tenemos los resultados en tablas, en este apartado las graficamos para ver como varían las fuerzas en cada punto y posición.

Recordemos que tenemos 12 puntos de estudio en todos los perfiles salvo para el perfil HJI que solo son 9:

Perfil HJI	Posiciones de estudio
Pos 1 (22°)	Pos 1 (-22°)
Pos 2 (-14°)	Pos 2 (-14°)
Pos 3 (-7°)	Pos 3 (-7°)
Pos 4 (0°)	Pos 4 (0°)
Pos 5 (15°)	Pos 5 (20°)
Pos 6 (30°)	Pos 6 (40°)
Pos 7 (45°)	Pos 7 (60°)
Pos 8 (60°)	Pos 8 (15°)
Pos 9 (72°)	Pos 9 (30°)
	Pos 10 (45°)
	Pos 11 (60°)
	Pos 12 (72°)

Tablas (4.4.1). Resultados diagramas sólido libre

Resultados:

Barra HJI:

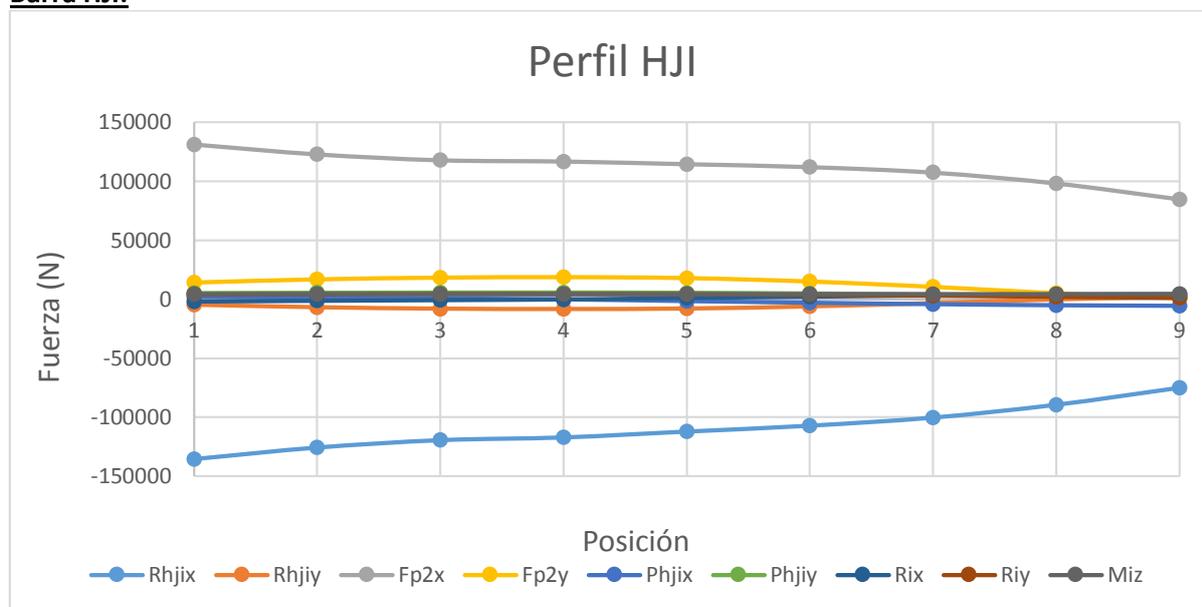


Gráfico (4.4.1). Resultados diagramas sólido libre

Las mayores reacciones y más variables son Rhjix y Fp2x de forma considerable. El resto de reacciones se mantienen muy constantes y de menor magnitud.

Caja unión HGK:

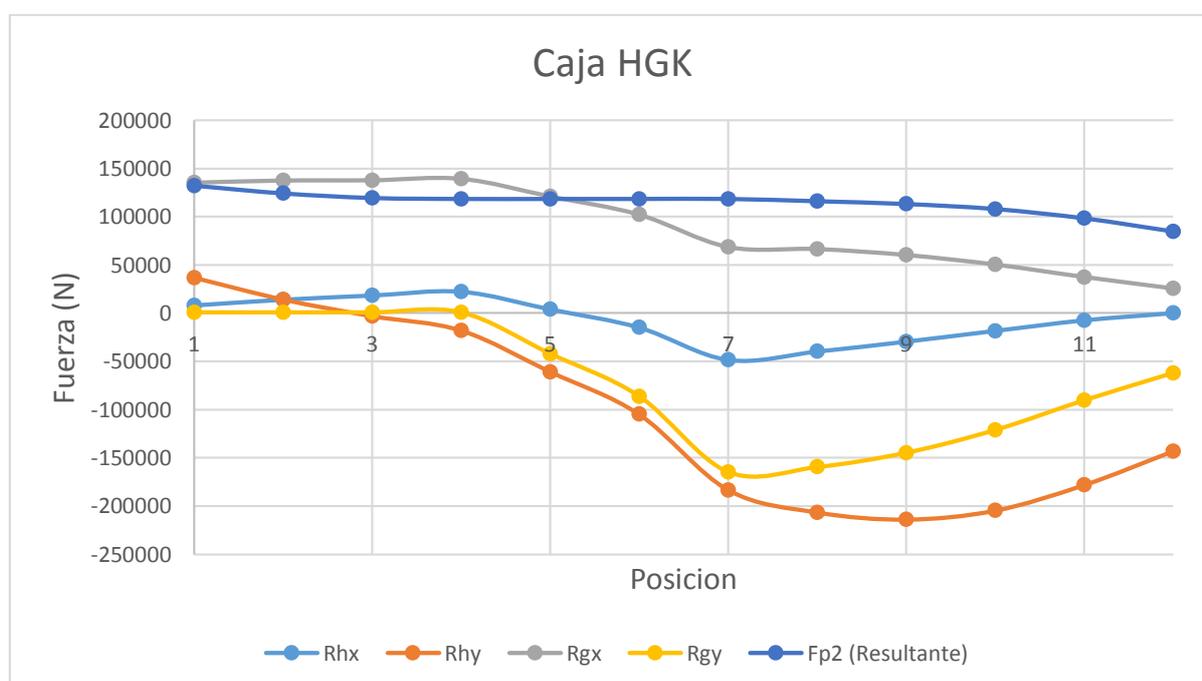


Gráfico (4.4.2). Resultados diagramas sólido libre

La reacción R_{hy} varía a lo largo de las posiciones y alcanza los valores máximos del componente. La resultante F_{p2} se mantiene con el mismo constante prácticamente a lo largo de las posiciones.

Barra GEL:

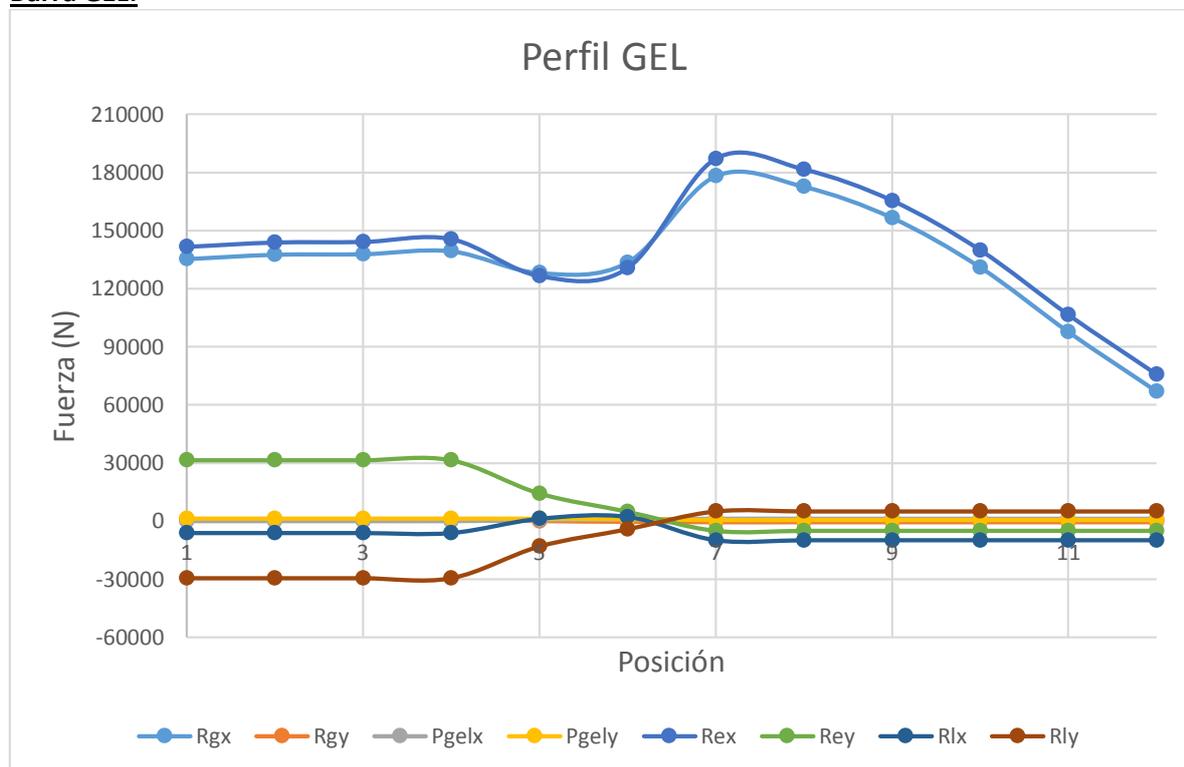


Gráfico (4.4.3). Resultados diagramas sólido libre

Las reacciones R_{gx} y R_{ex} son las de mayor magnitud y variación. El resto de reacciones se mantienen constantes a lo largo de las posiciones excepto cuando el cuadrilátero de abre (posiciones 4, 5, 6 y 7).

Barra HF:

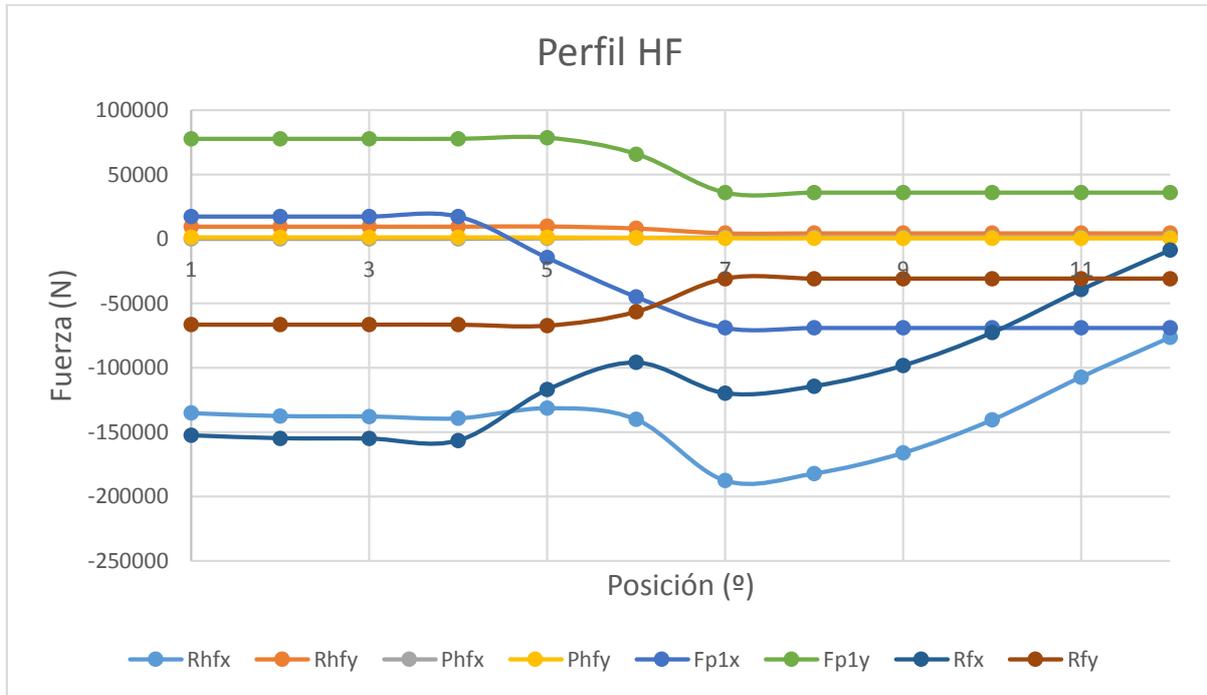


Gráfico (4.4.1). Resultados diagramas sólido libre

Las reacciones del perfil HF se mantienen constantes en las distintas posiciones, presentando cambios cuando el cuadrilátero se abre (posiciones 4, 5, 6 y 7). La reacción de mayor valor es Rhfx.

Chapa unión EFCD:

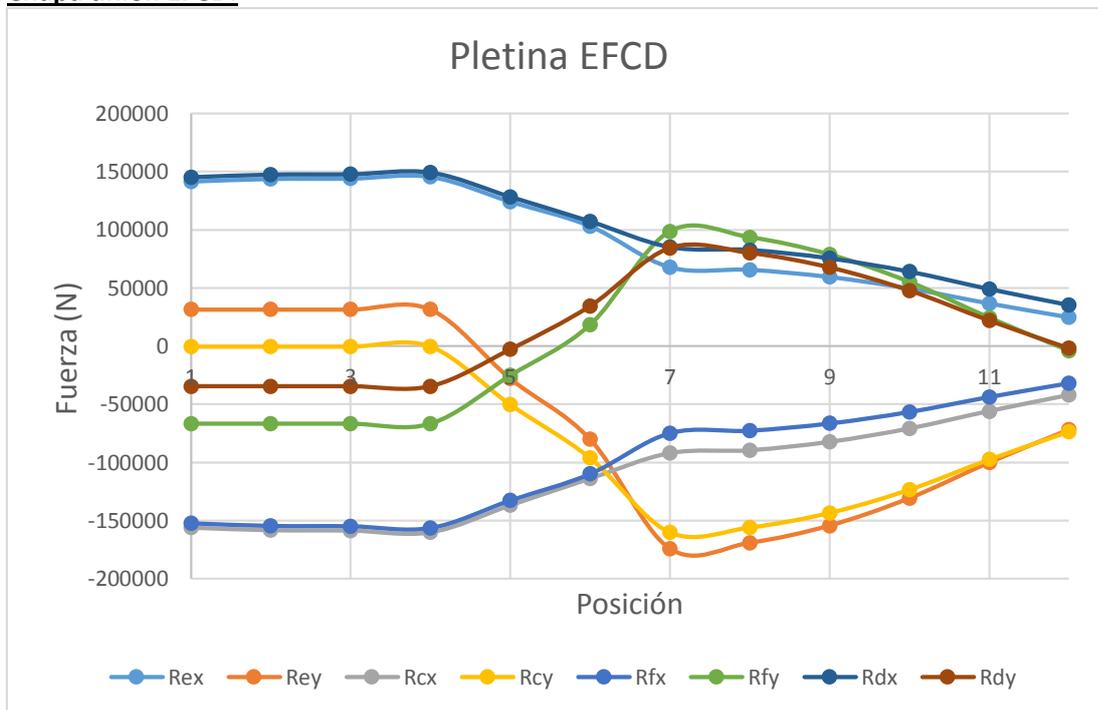


Gráfico (4.4.5). Resultados diagramas sólido libre

MEMORIA

Las reacciones tienen comportamientos similares, magnitudes constantes mientras sube el brazo telescópico a la posición horizontal, después invierten sus valores alcanzando todos sus valores más altos cuando el cuadrilátero está abierto y van disminuyendo cuando el brazo HJI gira angularmente para alcanzar su mayor apertura y altitud.

Barra LM:

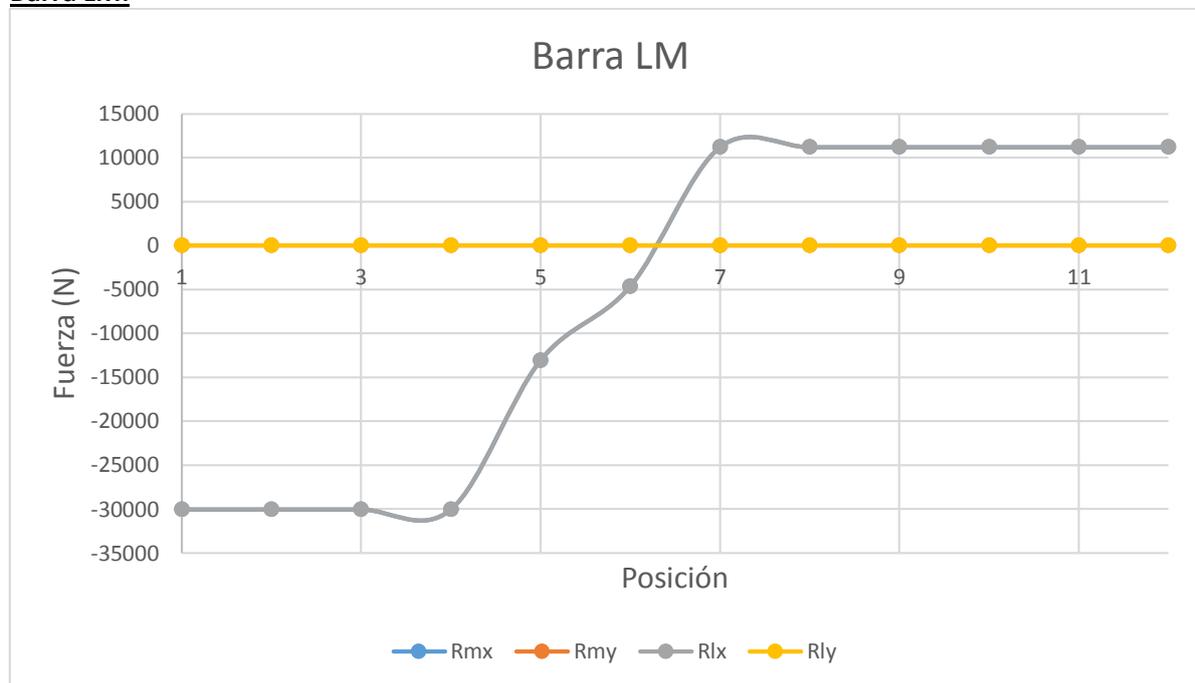


Gráfico (4.4.6). Resultados diagramas sólido libre

La Barra LM solo tiene reacciones en su eje X, valores de tracción y compresión. Su valor más alto es la compresión dada en las primeras posiciones del estudio, creándose un cambio de sentido de la fuerza mientras se abre el cuadrilátero.

Barra AC:

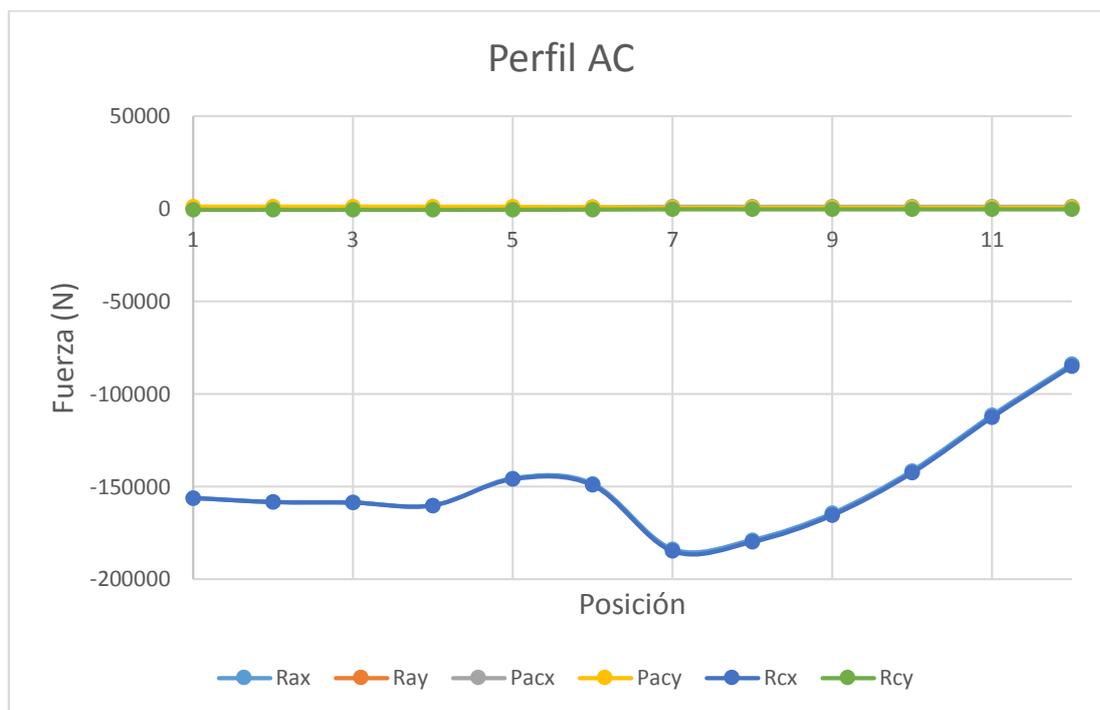


Gráfico (4.4.7). Resultados diagramas sólido libre

Podemos ver como las reacciones Rax y Rcx tienen valores muy iguales a lo largo de todo el estudio. Ambas sufren las mismas alteraciones y poseen los valores más altos. El resto de reacciones son de valor muy bajo e igualado.

Barra BD:

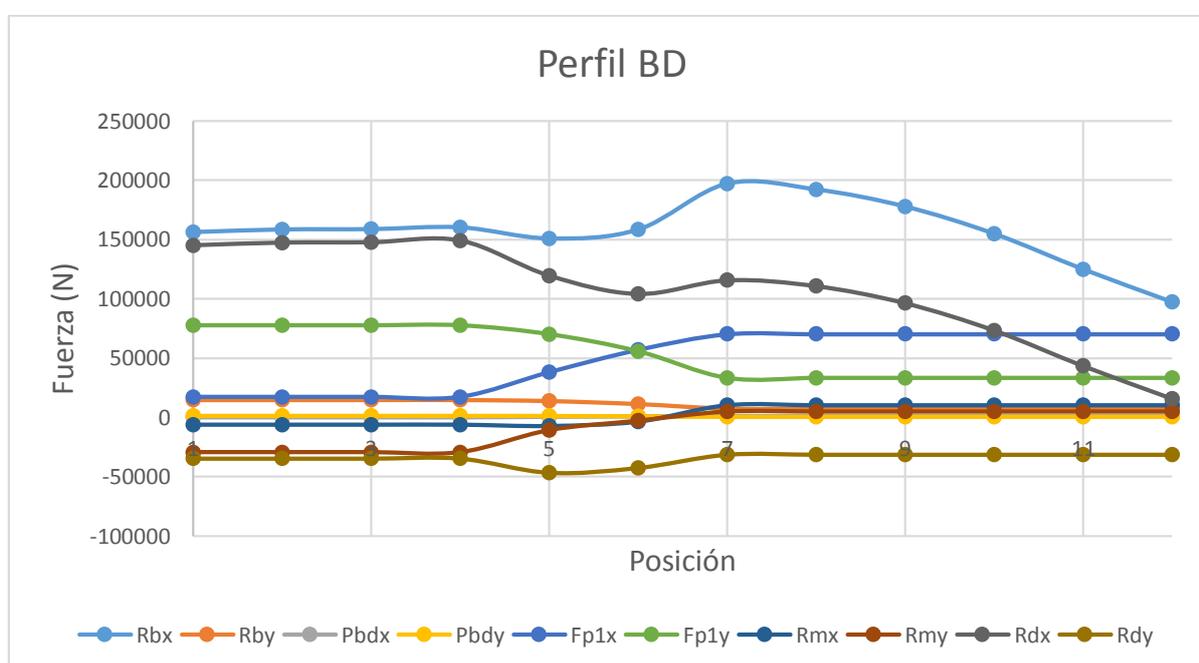


Gráfico (4.4.8). Resultados diagramas sólido libre

Las reacciones del Perfil BD siguen patrones muy parecidos al de otros perfiles estudiados. Todas las reacciones mantienen valores constantes mientras sube el brazo telescópico a la posición horizontal, después se producen importantes cambios de valor incluso de sentido de las fuerzas para posteriormente mantener de nuevo valores constantes. La reacción de mayor valor y cambio es R_{bx} .

5- Máximas tensiones en perfiles, diagramas de esfuerzos

En este apartado se estudiarán los diagramas de esfuerzos de las barras, producto de las reacciones. Los diagramas de esfuerzo nos ayudaran a encontrar el punto más desfavorable de cada perfil. En punto más desfavorable dentro de la sección del perfil será el punto "p", como se indica en la *Figura 4.1*

Como resultado de las fuerzas de enlace, se generan normalmente en la sección de las barras 3 esfuerzos:

- Axil
- Cortante
- Momento flector

De los cuales, las más importantes a la hora de dimensionar la sección, son las debidas al componente normal del momento flector y al axil, ya que generan la tensión de trabajo máximo. La suma de estos esfuerzos resulta de una sola tensión en el eje X.

Los esfuerzos cortantes debidos al momento flector y las fuerzas cortantes, son nulos en los extremos de la sección, por lo tanto se desprecian en el cálculo.

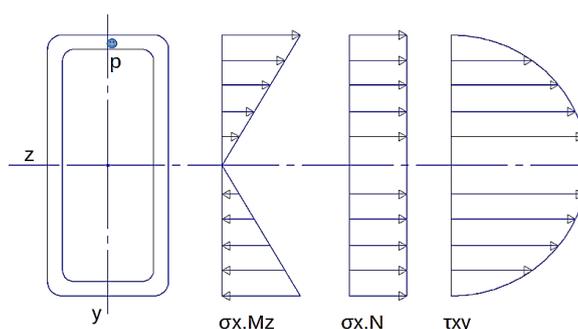


Figura (5.1). Máximas tensiones

5.1- Diagramas de esfuerzo

A continuación se analizan los diagramas de esfuerzo de todas las barras o perfiles que componen la estructura.

El estudio se realiza para todas las situaciones y para todos los ángulos estudiados anteriormente:

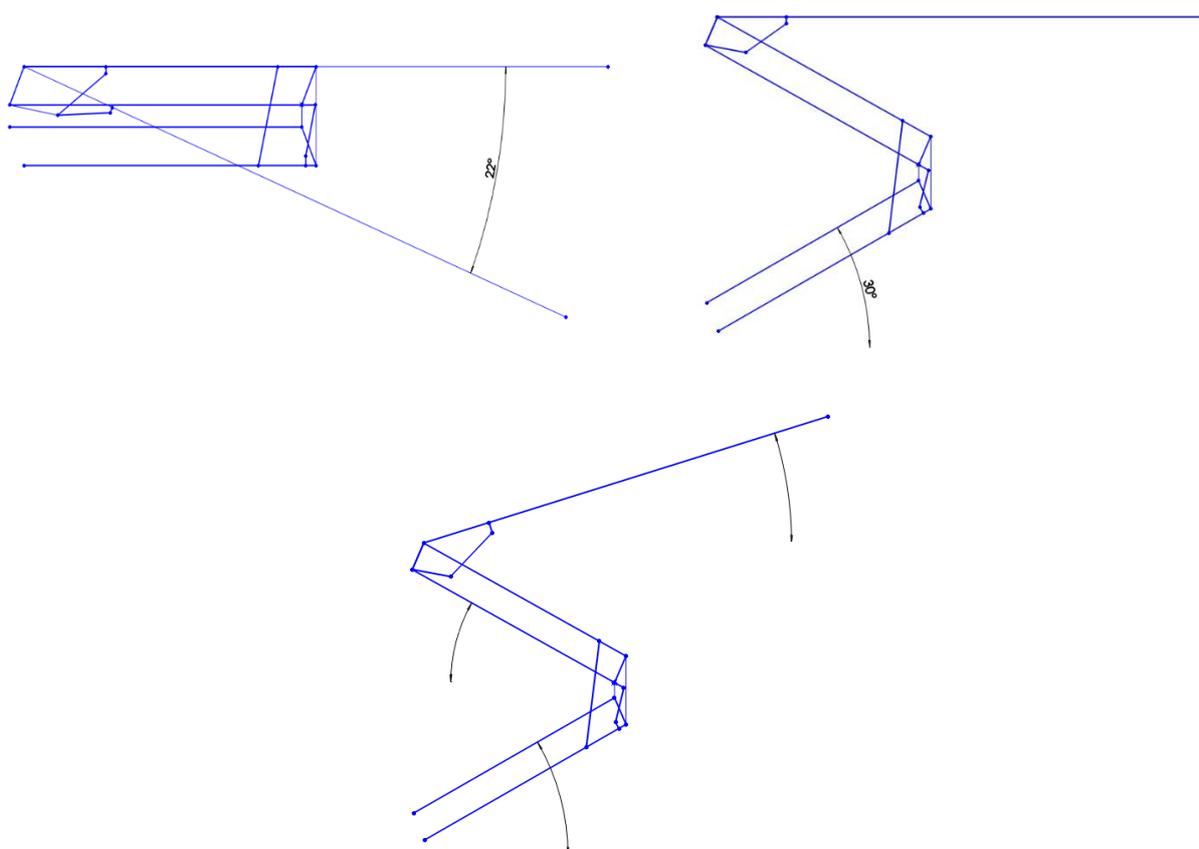


Figura (5.1.1). Diagramas de esfuerzo

Las ecuaciones para la resolución de los diagramas, los dibujos y sus resultados para cada una de las barras se encuentran en el *Anexo 1.6: Diagramas de esfuerzo*.

5.2- Tensiones máximas

Más adelante se realizara un cálculo a flexión de los perfiles para procedes a su diseño. Para poder llevar a cabo el cálculo a flexión debemos saber que tensiones máximas se dan en cada perfil, por ello el primer paso es el cálculo de los diagramas de esfuerzo.

Una vez hallados los diagramas de esfuerzo, cuyos resultados podemos ver en el *Anexo 1.6*, vamos a obtener las tensiones máximas de cada perfil.

Como sabemos, se prediseñaron unos perfiles para la obtención de un peso para el cálculo de reacciones (*Anexo 1.3*). Dichos perfiles no tienen por qué ser los definitivos, aunque si es verdad, sus medidas no se

alejaron mucho del diseño final.

Para la obtención de dichas tensiones máximas seguiremos basándonos en estos perfiles previamente definidos antes de su diseño final. Recordamos que tenemos dos perfiles comerciales para las barras que forman la pluma, y otros dos no comerciales para el brazo telescópico.

La tensión en el punto “p” de la *Figura 4.1*, explicada anteriormente es:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} + \frac{N_x}{A}$$

El módulo resistente se calcula de la forma siguiente:

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

$$I_z = \frac{b \times h^3}{12} - \frac{(b - 2e) \times (h - 2e)^3}{12}$$

$$y = h/2$$

A continuación mostramos los resultados de las tensiones máximas de cada perfil:

- **Perfil 140x140x10:**

Por razones de diseño para permitir la articulación de la barra LM con BD, se ha tomado la siguiente decisión de diseño de la barra AC

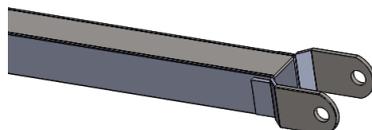


Figura (5.2.1). Tensiones máximas

No es más que dos perfiles laterales con refuerzo que permiten la articulación de la barra por fuera de la pletina EFCD, en vez de por dentro. Para los cálculos se toma todo el perfil con la misma sección rectangular.

Diagramas de esfuerzo perfiles GEL y AC:

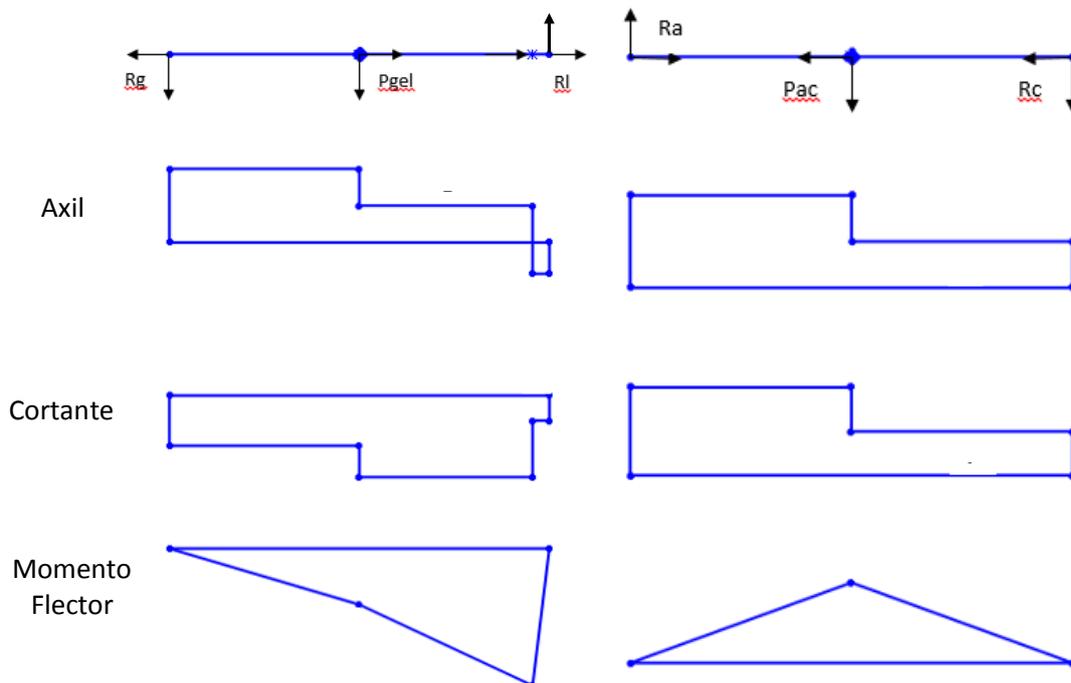


Figura (5.2.2). Tensiones máximas

Barra	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{max} (MPa)	Situación y ángulo	Punto
GEL	5200	210476.1905	46.363	Pluma recogida con brazo telescópico a 0º	E
AC			37.674	Pluma extendida (60º) y brazo telescópico horizontal	Pac, su centro de gravedad

Tabla (5.2.1). Tensiones máximas

- **Perfil 180x140x10:**

La barra BD, por razones de diseño de la estructura se compone del perfil de tubo rectangular 180x140x10 más un perfil en U para poder permitir la articulación de la barra LM. Este perfil en U engloba los puntos M y D y va por afuera del perfil rectangular. El perfil tiene las mismas características geométricas que el perfil rectangular pero sin la parte superior y con un redondeo para el alojamiento de la articulación M.

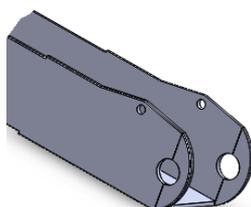


Figura (5.2.3). Tensiones máximas

MEMORIA

Para el cálculo del área y el módulo resistente se toma como un perfil en U de dimensiones 180x160x10.

Diagramas de esfuerzo de los perfiles HF y BD:

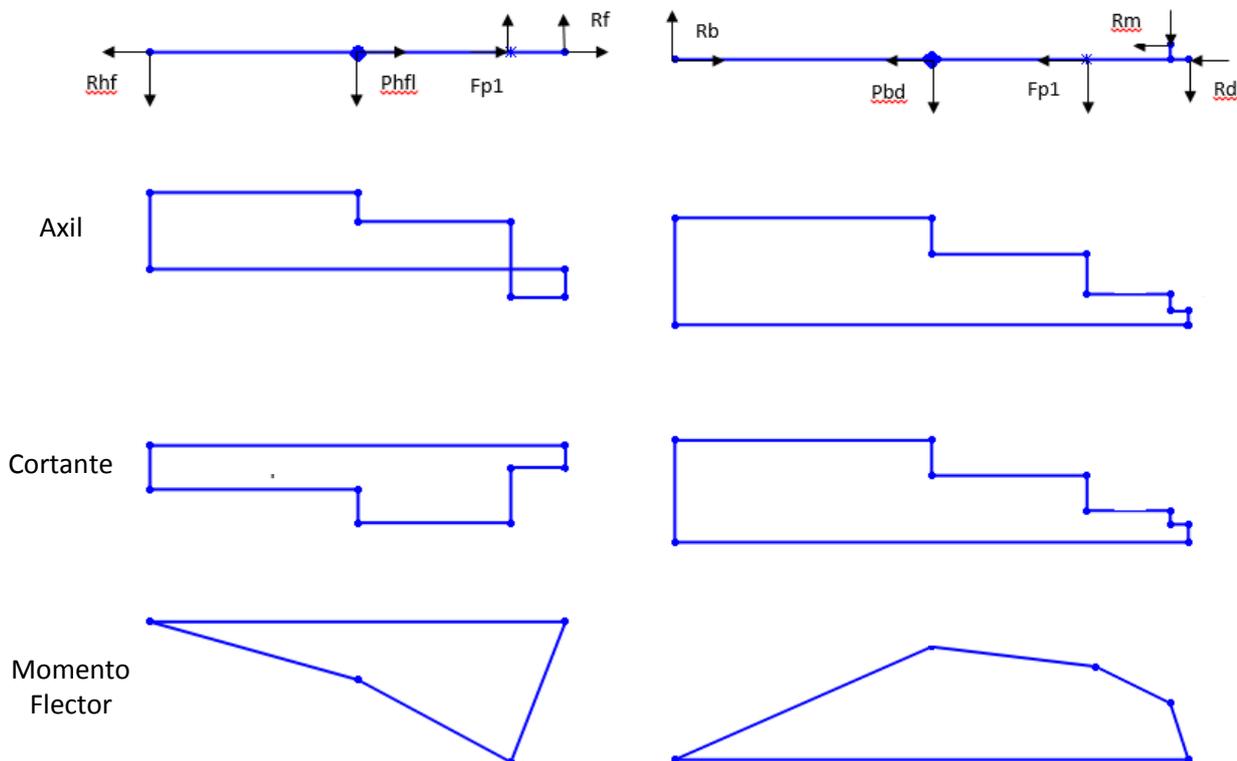


Figura (5.2.4). Tensiones máximas

Barra	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{\max} (MPa)	Situación y ángulo	Punto
HF	6000	300888.889	114.757	Pluma recogida con brazo telescópico a 0°	Fp1
BD	6000	300888.889	142.173	Pluma recogida con brazo telescópico a 0°	Fp1
	5000	189049.63	46.864	Pluma extendida 20° y brazo horizontal	M

Tabla (5.2.2). Tensiones máximas

- **Perfil 250x200x15:**

De la misma forma que en la barra BD, la barra HJ tiene una forma especial. Así como la barra BD se componía de dos partes, perfil cuadrado más perfil en U, la barra tiene un diseño en el cual se compone tanto de perfil cuadrado como de perfil en U:

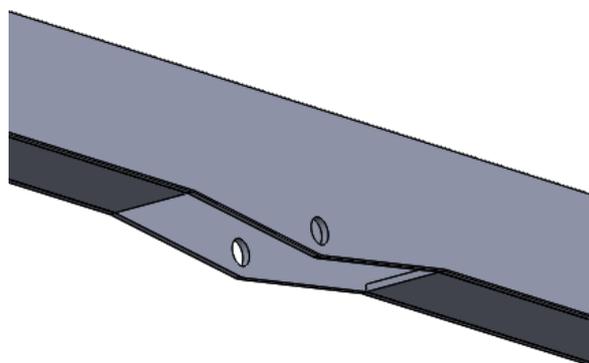


Figura (5.2.5). Tensiones máximas

Sus dimensiones geométricas se simplifican de igual forma que en la barra BD como un perfil en U: 250x200x15

Diagramas de esfuerzo del perfil completo HJ1:

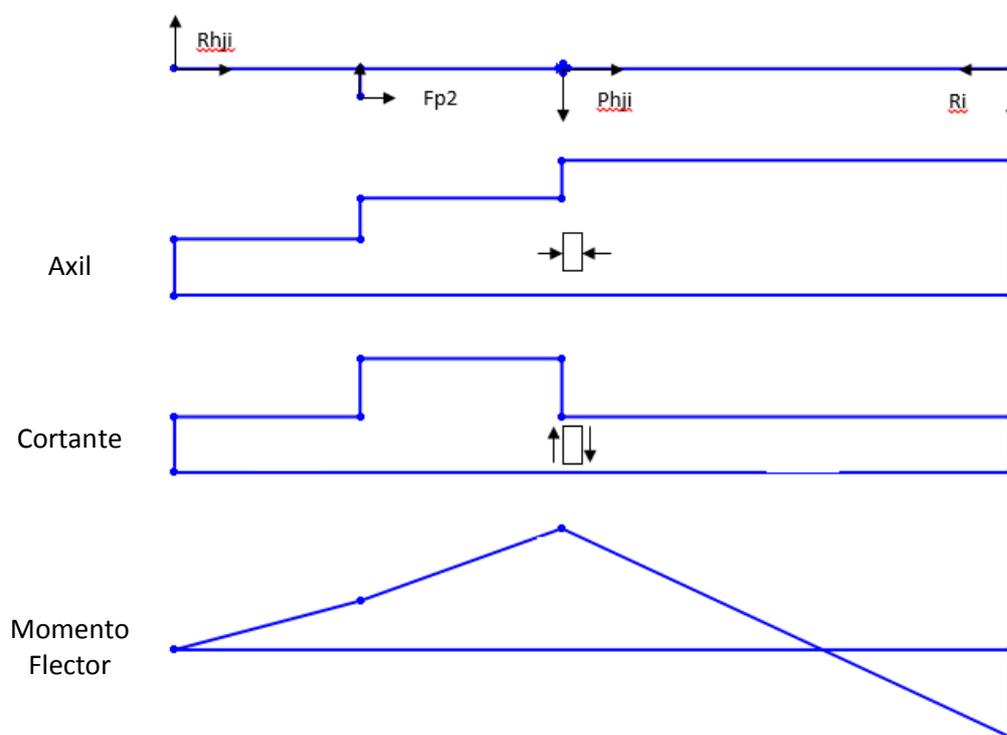


Figura (5.2.6). Tensiones máximas

Barra	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{\max} (MPa)	Situación y ángulo	Punto
HJ	12600	1095700	17.84	Pluma recogida con brazo telescópico a 0º	Phji, su centro de gravedad
	10050	523290.858	33.287	Pluma recogida con brazo telescópico a 0º	Fp2

Tabla (5.2.3). Tensiones máximas

- **Perfil 190x140x15:**

Barra	Área (mm ²)	W (mm ³)	σ_{\max} (MPa)	Situación y ángulo	Punto
Jl	9000	447105.263	12.048	Pluma extendida (60º) y brazo telescópico a 72º	I

Tabla (5.2.4). Tensiones máximas

6- Cálculo interior de la barra HJl

Como ya se explicó anteriormente, el brazo telescópico HJl se compone de dos barras que desliza una dentro de la otra. Las barras son los perfiles HJ y Jl, siendo esta última quien desliza por el interior de HJ.

En el prediseño de los perfiles ya se habló de dejar una longitud de 80 cm de la barra Jl en el interior de HJ en su peor situación, es decir, en su máxima extensión.

Los perfiles tienen una holgura de 15 mm como ya sabemos. Esta holgura será completada utilizando guías de teflón (PTFE). El teflón es un material con muy buenas características ante la fricción y por tanto es el mejor candidato ante esta situación. El uso de guías no solo sirve para permitir el deslizamiento, si no para evitar la plastificación o rotura del perfil de acero ante la flexión, ya que al tener una barra dentro de otra se forman mayores tensiones puntuales que pueden dañar la estructura.

En este apartado vamos a estudiar si la longitud de 80 cm de inclusión de la barra Jl en HJ es suficiente para evitar la plastificación o rotura de las guías de teflón.

La situación es la siguiente:

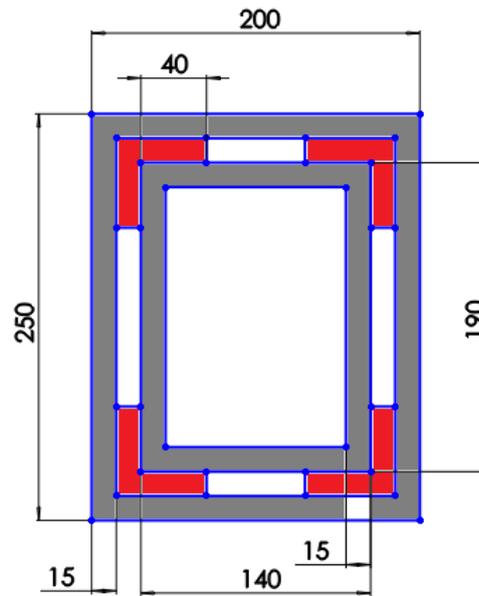


Figura (6.1). Cálculo interior HJI

Podemos ver las medidas de los perfiles y las medidas adoptadas para las guías de teflón, mostradas en rojo.

Las tensiones producidas en el interior se deben a las reacciones transmitidas por la plataforma. A continuación se muestra un esquema mostrando las tensiones producidas:

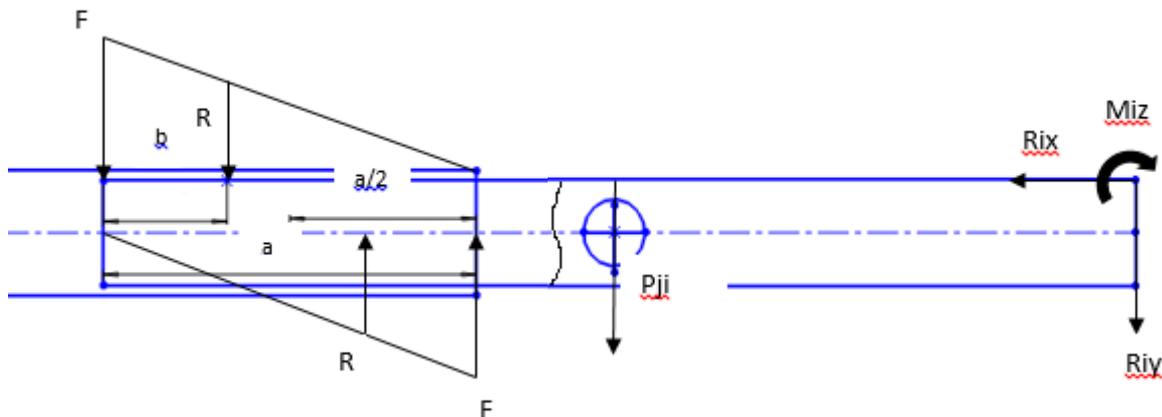


Figura (6.2). Cálculo interior HJI

Conocidas son las reacciones producidas por la plataforma, el peso del perfil JI y su longitud:

$$\begin{aligned}
 R_{ix} &= 0 \text{ N} \\
 R_{iy} &= 4576.6 \text{ N} \\
 M_{iz} &= 4627.759 \text{ Nm} \\
 P_{ji} &= 2305.5921 \text{ N} \\
 \text{Long JI} &= 3.33 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Vemos como se forma una carga distribuida “F” triangular. Podemos enfrentarnos a esta carga distribuida con la resultante de la misma “R”, cuya distancia es un tercio de la longitud total.

$$R = \frac{F \times a}{2}$$

$$b = \frac{a}{3}$$

Conociendo la anchura de la guía, $e = 40 \text{ mm}$, la tensión admisible del teflón, $\sigma_{\text{fluencia}} = 7.58 \text{ MPa}$, y aplicando un coeficiente de seguridad igual a 3, podemos obtener la fuerza máxima:

$$\sigma_{\text{adm}} = \sigma_{\text{fluencia}}/3 = 2.5267 \text{ MPa}$$

$$F = \sigma_{\text{adm}} \times 2e = 202.136 \text{ N}$$

Ahora aplicamos momentos respecto al punto medio de la longitud introducida dentro de la barra HJ:

$$\sum M_o = 0 \rightarrow R \times (a/2 - b) - P \times (3.33/2 - a/2) - R_{iy} \times (3.33 - a/2) + R \times (a/2 - b) - M_{iz} = 0$$

Entonces “a” es igual a **0.7893 m** (789.3 mm) < **0.8 m** impuestos en el diseño.

La longitud escogida es correcta y consiguiendo un coeficiente de seguridad mayor a 3

7- Selección del material y el coeficiente de seguridad

7.1- Selección del material

Se selecciona un acero S355JR N. Se trata de un acero aleado, normalizado, de grano fino para construcción soldada.

Se caracteriza por una elevada tenacidad a bajas temperaturas y buena soldabilidad debida a su reducido nivel de carbono equivalente. Esta última característica es buena puesto que nuestra estructura necesitara soldaduras para unir algunos perfiles, pletinas de articulación y para la unión de pletinas de espesor.

La *Tabla 7.1.1* muestra sus características mecánicas.

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 275 N/NL	275	370 < f_u < 510	255	370 < f_u < 510
S 355 N/NL	355	470 < f_u < 630	335	470 < f_u < 630
S 420 N/NL	420	520 < f_u < 680	390	520 < f_u < 680
S 460 N/NL	460	540 < f_u < 720	430	540 < f_u < 720

Tabla (7.1.1). Selección material

Su tensión de fluencia es:

$$\sigma_{\max} = 355 \text{ Mpa}$$

Su resistencia a tracción es:

$$R_m = 470 \text{ Mpa}$$

7.2- Elección del coeficiente de seguridad

Ya que en los cálculos estáticos no se abarcan todos los factores influyentes a la hora de caracterizar la resistencia real de un material, se asigna un coeficiente de seguridad para sobredimensionar y así asegurar la pieza.

La elección del coeficiente de seguridad para el diseño y dimensionamiento de los diferentes componentes de la estructura se elegirá en función de los criterios siguientes.

7.2.1- Método Pugsley

El factor de seguridad "Cs" se obtiene en función de la puntuación que se le asigna a cada característica, reflejado en la *Tabla 6.2.1.1* . Con estas puntuaciones se obtienen n_{xx} y n_{yy} . y su producto nos da el factor buscado.

$$n_s = n_{xx} \cdot n_{yy}$$

Donde:

n_{xx} : Factor de seguridad que involucran características A, B y C

n_{yy} : Factor de seguridad que involucran características D y E

A: Calidad de los materiales.

B: Control sobre la carga aplicada.

C: Exactitud del análisis del esfuerzo.

D: Peligro para el personal.

E: Impacto económico.

Característica		B				
		mb	b	r	p	
A=mb	C=	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=	mb	1.7	2.05	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

Característica		D		
		ns	s	ms
E=	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

ms= muy serio	s= serio	ns= no serio
---------------	----------	--------------

mb= muy bien	b= bien
r= regular	p= pobre

Tabla (7.2.1.1). Método Pugsley

Puntuación de las características:

A: Calidad de los materiales: b

B: Control sobre la carga aplicada: b → $n_{xx} = 1.95$; $n_{yy} = 1.5$

C: Exactitud del análisis del esfuerzo: r

D: Peligro para el personal: ms

E: Impacto económico: s

Por tanto el coeficiente de seguridad según Pugsley es:

$$C_s = 1.95 \times 1.5 = 2.95 \rightarrow 3$$

7.2.2- Coeficiente de seguridad según tabla en cálculos estáticos

El segundo criterio usado es la *Tabla 7.2.2.1*. donde se asigna un coeficiente de seguridad en función del material, nuestro caso acero, y en función de la carga.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD EN CÁLCULOS ESTÁTICOS			
Tipo de carga	Acero Materiales dúctiles		Fundición gris Materiales frágiles
	Criterio de rotura	Criterio de fluencia	Criterio de rotura
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 (7.2.2.1). Coeficiente seguridad según cálculos estáticos

Las cargas estudiadas en la estructura se aplican a materiales dúctiles y entran dentro de la sección de "cargas repetidas en una dirección y graduales", sin choques. Se estudiarán las cargas con criterio de fluencia, por lo que el factor elegido sería de 3.

Comparando los 3 criterios propuestos, se selecciona finalmente un factor de seguridad de 3 para el dimensionamiento de la máquina.

8- Cálculo de los cilindros hidráulicos

En este apartado se calcularán los tres cilindros hidráulicos que mueven la máquina. Se calculan carreras y mayores fuerzas de trabajo. Una vez determinadas se buscará algún proveedor que nos pueda aportar los cilindros requeridos especificando carreras y diámetros de cilindro y camisa, además de la aptitud del cilindro ante el pandeo.

La máquina se mueve gracias a la acción de 4 cilindros. La unión de las barras HF y BD se realiza mediante el cilindro especificado Pistón 1. Dicho pistón se compone realmente de dos cilindros hidráulicos de doble efecto que van a cada lado de los perfiles y son quienes desplazan verticalmente la pluma.

El tercer cilindro, llamado Pistón 2, une la caja HGK con el brazo telescópico HJI y lo desplaza angularmente. Se trata de un solo cilindro de doble efecto.

El proveedor de los cilindros hidráulicos o pistones es **CICROSA**. El proveedor da datos de sus productos tales como fuerzas de trabajo y estudios de pandeo para la elección de su producto.

Y por último el cuarto cilindro, cuya denominación sería Pistón 3, se encuentra en el interior del brazo HJI. Es quien desplaza la barra JI respecto de la barra HJ y permite la elongación del brazo. Se trata de una

elongación demasiado larga, por tanto se ha optado por cambiar este sistema hidráulico por un sistema mecánico de piñón-cremallera.

1- Pistón 1

En primer lugar recogemos los datos de fuerzas tractivas que realiza el cilindro y sus longitudes para posición.

Las posiciones estudiadas para este par de cilindros son el movimiento de la pluma desde su estado replegada (0º) hasta su máxima extensión (60º).

La fuerza del cilindro es la resultante de las componentes X e Y representadas en los resultados del análisis estático.

Posición (Angulo º)	Fuerza (N)	Longitud Cilindro (mm)
0	79428.506	922.0
20	79777.925	1250.3
40	79735.269	1550.4
60	77736.703	1794.3

Tabla (8.1). Cálculo cilindros hidráulicos

Máxima extensión: **1794.3 mm** (60º)

Mínima extensión: **922.0 mm** (0º)

Carrera = 1794.3 – 922.0 = **872.3 mm** → 1000 mm para redondear

Fuerza máxima: **79777.925 N** → 7977.7925 Kg → **8 Tn** aproximadamente

Puesto que disponemos de dos cilindros cada uno de ellos serán de **4 Toneladas**.

2- Pistón 2

En primer lugar, de igual forma, recogemos los datos de fuerzas tractivas que realiza el cilindro y sus longitudes para posición.

Las posiciones estudiadas para este par de cilindros son el movimiento del brazo telescópico desde la mínima posición de 22º hasta su máxima posición angular de 72º.

La fuerza del cilindro es la resultante de las componentes X e Y representadas en los resultados del análisis estático.

Posición (Ángulo º)	Fuerza (N)	Longitud Cilindro (mm)
-22	132154.403	1115.45
-14	124162.162	1167.76
-7	119444.204	1216.13
0	118458.535	1265.90
15	116090.654	1373.44
30	113210.120	1476.52
45	108039.752	1569.66
60	98455.852	1648.69
72	84876.638	1699.62

Tabla (8.2). Cálculo cilindros hidráulicos

Máxima extensión: **1699.62 mm** (72º)

Mínima extensión: **1115.45 mm** (-22º)

Carrera = 1699.62 – 1115.45 = **584.17 mm** → 600 mm para redondear

Fuerza máxima: **132154.403 N** → 13215.4403 Kg → **13.3 Tn** aproximadamente

A continuación miramos al proveedor, después de tener los datos de los cilindros requeridos: Se muestra una figura del dibujo del cilindro de doble efecto y la denominación de sus medidas.

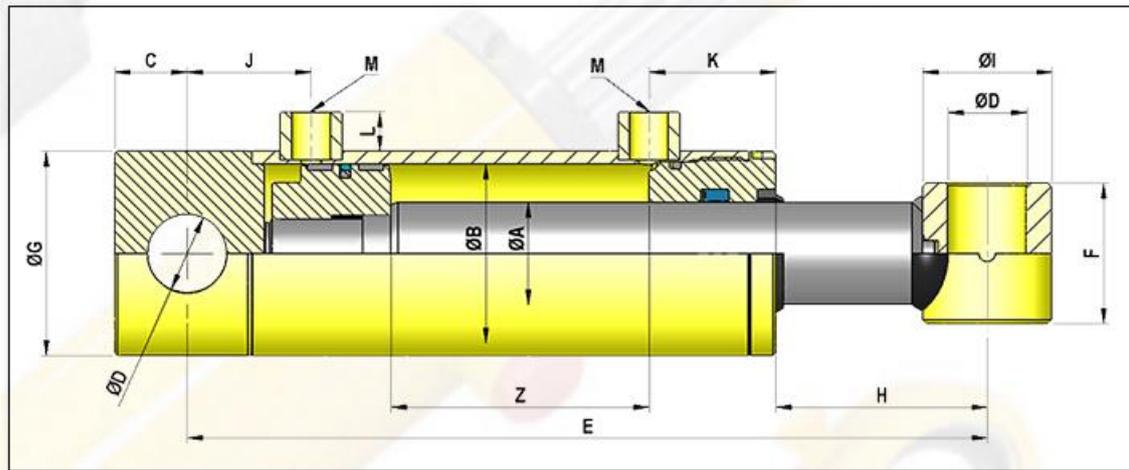


Figura (8.1). Cálculo cilindros hidráulicos

Ahora vemos las tablas donde podemos ver las distintas posibilidades en función de la carrera y del tonelaje de fuerza.

En la primera tabla veremos que diámetros de vástago disponemos para superar esas **4 Tn** exigidas por el primer cilindro y las **13.3 Tn** del segundo:

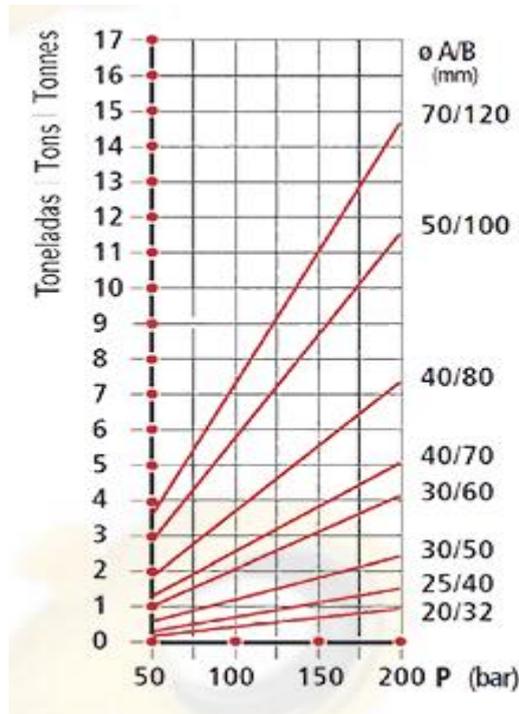


Figura (8.2). Cálculo cilindros hidráulicos

Vemos como para superar las **4 Tn** del primer cilindro (pareja de cilindros) valen aquellos cilindros superiores a **30/60 mm** (diámetro vástago y camisa respectivamente). Para superar las **13.3 Tn** del segundo cilindro es apto el cilindro de **70/120 mm**.

MEMORIA

Ahora analizaremos si con la carrera de 1000 mm y 600 mm, y los diámetros válidos, no rompe por pandeo, según fabricante:

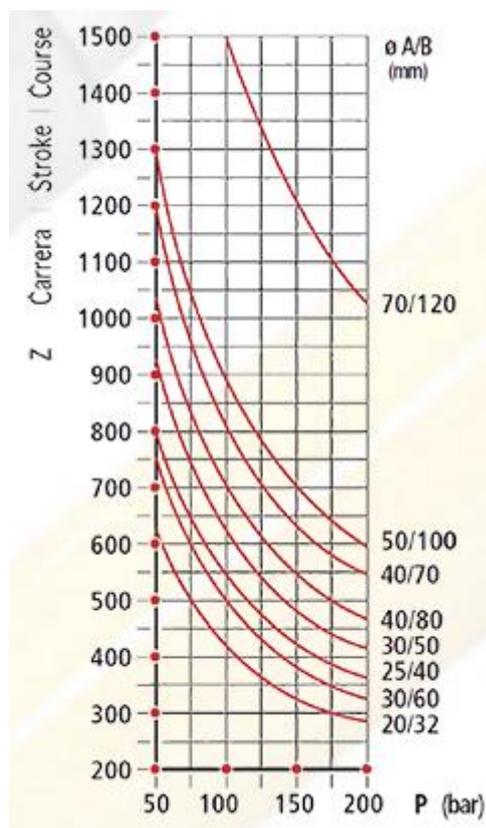


Figura (8.3). Cálculo cilindros hidráulicos

Observamos como para la carrera de 1000 mm y 600 mm cumplen a pandeo, a cualquier presión, el cilindro de 70/120 mm

Por descarte, la mejor y única opción para cada tipo de cilindros, **Pistón 1 y 2, es el cilindro de 70/120 mm.**

Otra razón por la que se ha escogido el cilindro de 70 mm es por el tamaño del diámetro "D" donde se alojan los pasadores. Nosotros necesitamos un diámetro mayor o igual a 30 mm para el primer caso y 38 mm para el segundo. Fabricante nos ofrece la opción de 40.5 mm de diámetro, medida que es apta para ambos casos.

REF	ØA	ØB	Z-Carrera	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol(L)	Junfas	Peso(kg)
706/100	50	100	100	325	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	0.79	J76N	18.4
706/200	50	100	200	425	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	1.57	J76N	21.8
706/3	50	100	300	525	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	2.36	J76N	25.6
706/4	50	100	400	625	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	3.14	J76N	28.5
706/5	50	100	500	725	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	3.93	J76N	31.4
706/600	50	100	600	825	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	4.71	J76N	35.9
706/7	50	100	700	925	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	5.50	J76N	37.2
706/800	50	100	800	1025	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	6.28	J76N	42.9
706/9	50	100	900	1125	28	30.5	70	115	75	60	48	60	17	1/2	7.07	J76N	43.0
707/400	70	120	400	670	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	4.52	J77	54.6
707/5	70	120	500	770	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	5.65	J77	60.0
707/600	70	120	600	870	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	6.78	J77	67.0
707/700	70	120	700	970	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	7.91	J77	73.2
707/800	70	120	800	1070	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	9.05	J77	80.0
707/10	70	120	1000	1270	40	40.5	80	140	75	80	65	82	17	1/2	11.31	J77	90.0

Figura (8.4). Cálculo cilindros hidráulicos

3- Piñón-cremallera

Para el accionamiento del brazo telescópico HJI se usara un mecanismo de piñón cremallera por el interior del mismo.

Partiendo de unas condiciones mecánicas previas como son la masa a desplazar, velocidad, aceleración de la misma y coeficiente de seguridad tenemos que deducir las fuerzas corregidas que nos permitan entrar en las tablas **RECTO-HELICOIDAL** que nos informaran del módulo más adecuado y con él el número de dientes del piñón.

Para el cálculo de la cremallera tenemos dos fuerzas: Fuerza tangencial horizontal y vertical.

Fuerza tangencial real		F_{vt} = Fuerza tangencial vertical teórica. [N]
Vertical	$F_{vt} = P \cdot (9,81 + a)$	F_{ht} = Fuerza tangencial horizontal teórica. [N]
Horizontal	$F_{ht} = P \cdot (9,81 \mu + a)$	P = Masa a elevar o trasladar. [kg]
		a = Aceleración lineal. [m/s ²]
		μ = Coeficiente rozamiento

Figura (8.5). Cálculo cilindros hidráulicos

El peso a levantar es la reacción vertical del punto final I:

P = 467 Kg

La velocidad de la traslación es de 0.13 m/s, con una aceleración:

A = 0.5 m/s²

El coeficiente de rozamiento será de:

μ = 99%

Por tanto las fuerzas son:

$$F_{VT} = 4814.77 \text{ N}$$

$$F_{HT} = 4768.9573 \text{ N}$$

Buscamos un engranaje con un diámetro primitivo de 100 mm por razones de diseño:

ENGRANAJES CILINDRICOS CYLINDRICAL GEARS											
MODULO 1 ANGULO DE PRESION 20°		A			B			Material acero C45			
Z	de	dp	dm	D1	Kg.	Z	de	dp	dm	D1	Kg.
12	14	12	9	-	0,01	55	57	55	40	12	0,36
13	15	13	10	-	0,02	56	58	56	40	12	0,37
14	16	14	11	-	0,02	57	59	57	40	12	0,38
15	17	15	12	-	0,02	58	60	58	40	12	0,39
16	18	16	13	-	0,03	59	61	59	40	12	0,40
17	19	17	14	-	0,03	60	62	60	40	12	0,41
18	20	18	15	8	0,03	61	63	61	50	12	0,47
19	21	19	15	8	0,04	62	64	62	50	12	0,49
20	22	20	16	8	0,04	63	65	63	50	12	0,50
21	23	21	16	8	0,05	64	66	64	50	12	0,51
22	24	22	16	8	0,05	65	67	65	50	12	0,52
23	25	23	18	8	0,06	66	68	66	50	12	0,53
24	26	24	20	10	0,06	67	69	67	50	12	0,55
25	27	25	20	10	0,07	68	70	68	50	12	0,56
26	28	26	20	10	0,07	69	71	69	50	12	0,57
27	29	27	20	10	0,08	70	72	70	50	12	0,58
28	30	28	20	10	0,08	72	74	72		12	0,46
29	31	29	20	10	0,09	75	77	75		12	0,51
30	32	30	20	10	0,09	76	78	76		12	0,52
31	33	31	25	10	0,11	80	82	80		12	0,58
32	34	32	25	10	0,12	85	87	85		12	0,65
33	35	33	25	10	0,12	90	92	90		12	0,73
34	36	34	25	10	0,13	95	97	95		12	0,82
35	37	35	25	10	0,14	100	102	100		12	0,91
36	38	36	25	10	0,14	110	112	110		12	1,10
37	39	37	25	10	0,15	114	116	114		12	1,19
38	40	38	25	10	0,16	120	122	120		12	1,32
39	41	39	25	10	0,16	127	129	127		12	1,47
40	42	40	25	10	0,17						
41	43	41	30	10	0,19						
42	44	42	30	10	0,20						
43	45	43	30	10	0,21						
44	46	44	30	10	0,22						
45	47	45	30	10	0,23						
46	48	46	30	10	0,23						
47	49	47	30	10	0,24						
48	50	48	30	10	0,25						
49	51	49	30	10	0,26						
50	52	50	30	12	0,26						
51	53	51	40	12	0,32						
52	54	52	40	12	0,33						
53	55	53	40	12	0,33						
54	56	54	40	12	0,34						

Figura (8.6). Cálculo cilindros hidráulicos

Nuestro engranaje tendrá **100 dientes (Z)** y su módulo es **M = 1**.

Las revoluciones son: **n = 24.83 rpm (vel = 0.13 m/s)**

Y por tanto el par de giro: (rendimiento del 90%)

$$M = (Dp \times F_{VT}) / (2000 \times \eta) = 267.487 \text{ Nm}$$

La cremallera tendrá una longitud de **2530 mm**.

9- Cálculo de los pasadores, espesores de perfiles, pletinas y anchuras

Los métodos empleados para esta parte del estudio son los siguientes:

- Cálculo a cortante directo.
- Cálculo por aplastamiento según el criterio de tensión normal máxima.
- Cálculo a flexión según el criterio de Von Mises

Metodología:

El criterio para la hallar el diámetro de los pasadores será al cálculo a cortante directo. Cada punto de la barra está sometido a unas tensiones, por tanto los diámetros pueden ser distintos en función de las barras y sus tensiones. Se intentara simplificar el número de pasadores distintos siempre que sea posible.

Una vez obtenido al diámetro del pasador pasamos al cálculo del espesor del perfil con un cálculo por aplastamiento según el criterio de tensión normal máxima. De la misma forma obtendremos el espesor de las pletinas donde articulen las barras, ya sean unidas a la bancada (chasis) o componentes de unión como lo son la pletina EFCD y la caja HGK.

Por ultimo calcularemos la anchura necesaria en el perfil y/o pletina alrededor del centro del pasador para que no se produzca la rotura por aplastamiento.

El cálculo a flexión será empleado para el pasador H. este pasador une dos barras con la caja HGK, cada barra con tensiones distintas, por tanto el cálculo a cortante directo no es válido y se realiza un cálculo a flexión.

En todos los cálculos se aplicara el coeficiente de seguridad igual a 3 ya calculador previamente. Será condición para el diseño de pasadores, espesores y pletinas, y en ningún caso el coeficiente debe ser menos a 3, ni ninguna tensión debe superar la tensión máxima de trabajo.

Todos los cálculos de pasadores, espesores de perfiles y pletinas y las anchuras se encuentran en el *Anexo 1.8*.

9.1- Material de los pasadores y anillo elástico

Se ha escogido un acero S355JR, de igual manera que los perfiles de las barras y pletinas. Por tanto las características mecánicas son las mismas que la de los perfiles y su tensión de fluencia es:

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 355 \text{ Mpa}$$

Los extremos de los pasadores irán mecanizados (ranurado) de tal manera que se pueda insertar un anillo elástico de seguridad. Junto al anillo irá una arandela para mantener la posición tanto del pasador como los cojinetes deslizantes, que irán alojados dentro de las barras. El material tanto del anillo elástico de seguridad como el de la arandela será un acero inoxidable DIN 14028 ya que son elementos importantes para la seguridad de la estructura.

NUMERO MATERIAL	DESIGNACION EN 10088	ASTM	C	COMPOSICION QUÍMICA (VALORES ORIENTATIVOS EN %)								DUREZA LELASTICO R.TRACCION A					
				Si máx	Mn máx	P máx	S	Cr	Ni	Mo	Otros	Estado de suministro	HB máx	Rp0.2 % N/mm ²	Rm N/mm ²	% min	
1.4028	X30Cr13	420	0,26-0,35	1,00	1,50	0,04	0,030	12,00-14,00					A	245	-	máx 800	-
													QT 850	-	650	850-1000	10

Figura (9.1.1). Materiales pasadores y anillo elástico

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 650 \text{ Mpa}$$

9.2- Cálculos realizados

9.2.1- Cortante directo

Aplicamos la fórmula de cortante directo usando el coeficiente de seguridad impuesto.

Tensión de cortante directo:

$$\tau = F / (n^{\circ} \text{ planos} \times A) \rightarrow \text{el } n^{\circ} \text{ de planos son } 2 \text{ en todos los casos}$$

Y aplicamos el coeficiente de seguridad:

$$C_{SF} = \tau_{\text{pasador}} / \tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}} / 2}{\tau_{\text{max}}} = 3$$

Conocida la tensión de fluencia del pasador, 355 MPa, obtenemos la tensión máxima de trabajo. A continuación hallamos el área del pasador y de él sacamos los diámetros que nos define el pasador requerido en un catálogo de perfiles.

Los cálculos y resultados de este estudio se encuentran en el *Anexo 1.8.1*.

9.2.2- Cálculo espesor perfil por aplastamiento

Se calcula con el material con menor límite elástico ya que es el material que limita los cálculos. Puede ser el del pasador o el del cojinete de deslizamiento. El perfil y el pasador son del mismo acero.

Como no se saben las características del material del cojinete aún, se coge el límite elástico del material del tubo soldado (acero S335JR) cuya tensión de fluencia ($\sigma_{\text{fluencia}} = 355 \text{ Mpa}$).

Con este cálculo por aplastamiento sabremos el espesor necesario en el perfil donde va alojado el pasador. No solo son calculados los espesores de los perfiles de las barras, sino también los espesores de las pletinas de articulación y orejetas. Conocido el diámetro requerido en el cálculo anterior y sumado el espesor del casquillo o cojinete (5 mm de espesor para todos), obtenemos el espesor del perfil.

Recordemos que los espesores de los perfiles no son aun definitivos, y el cálculo de pasadores influye en el resultado.

El resultado del espesor del perfil puede ser mayor o menos al propuesto a lo largo del proyecto. Cuando analicemos los distintos pasadores y espesores de todos los perfiles podremos dictaminar si el posible una reducción del espesor de todo el perfil, o debemos unir elementos de apoyo o refuerzo como pletinas de espesor para que cumplan las condiciones.

La tensión de aplastamiento se define como:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = F / (d \cdot e)$$

d → diámetro del casquillo (para el espesor de los perfiles)

d = d_pasador + 2 x 5 (el espesor del casquillo es de 5 mm)

d_pasador → diámetro del pasador (para el espesor de pletinas y orejetas, las cuales no tienen casquillo en su interior)

e → es la longitud de la superficie de contacto con el pasador, el espesor del perfil/pletina/orejeta

e = espesor x 2 (se multiplica por 2 debido a que el pasador cruza el perfil de lado a lado)

Aplicamos el coeficiente de seguridad

$$\tau_{\text{max}} = \sigma_{\text{aplastamiento}} / 2$$

$$\tau_{\text{max}} = \tau_{\text{fluencia}} / C_{SF}$$

Siendo:

$$\tau_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{fluencia}} / 2$$

Los cálculos y resultados de este estudio se encuentran en el *Anexo 1.8.2*.

9.2.3- Cálculo altura/anchura de pletinas y orejetas por tracción

Se calcula de nuevo con el material con menor límite elástico (355 Mpa).

Con este cálculo se pretende hallar la dimensión de anchura/altura que deben tener las pletinas de unión y articulación (EFCD y HGK), y orejetas de articulación.

Sabemos que las zonas donde se hace un agujero para el pasador, la sección disminuye, por tanto son zonas críticas de rotura por tracción. Por tanto se pretende calcular dichas dimensiones para dimensionar las piezas que componen la estructura cumpliendo que no fallen.

También se podrán dimensionar las orejetas de las articulaciones A y B que van a la bancada.

La tensión de aplastamiento se define como:

Son las mismas fórmulas que en caso anterior

$\sigma_{\text{traccion}} = F / (A \times 2)$ → el área es por 2 debido a que hay dos pletinas/orejetas, una por cada lado del perfil)

$$A_{\text{anchura}} = (b - d_{\text{pasador}}) \times e$$

b → es la dimensión de la altura/anchura alrededor del centro del agujero para que no falle.

e → es el espesor del perfil obtenido en el cálculo anterior.

$$\tau_{\max} = \sigma_{\text{traccion}} / 2$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{fluencia}} / C_{\text{SF}}$$

Siendo:

$$\tau_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{fluencia}} / 2$$

Los perfiles no son sometidos en este estudio puesto que su sección se compone de 4 paredes, no de una como en el caso de pletinas y orejetas. Por tanto calculando solamente la distancia alrededor de cada agujero que debe tener cada pletina podemos dimensionar la misma magnitud en los perfiles sin error debido a que su sección es mucho mayor.

Los cálculos y resultados de este estudio se encuentran en el *Anexo 1.8.3*.

9.2.4- Cálculo a flexión compuesta

Este cálculo sirve para determinar si los pasadores resisten a los esfuerzos de flexión compuesta. Para ello se hallan los diagramas de esfuerzos del pasador y se localizan los valores máximos de éstos.

Las tensiones de trabajo más desfavorables son los puntos “P” y “Q” de la sección del pasador. Dichos puntos corresponden al momento flector y al cortante respectivamente. Ambos valores serán analizados y veremos cuál es más restrictivo a la hora de dimensionar.

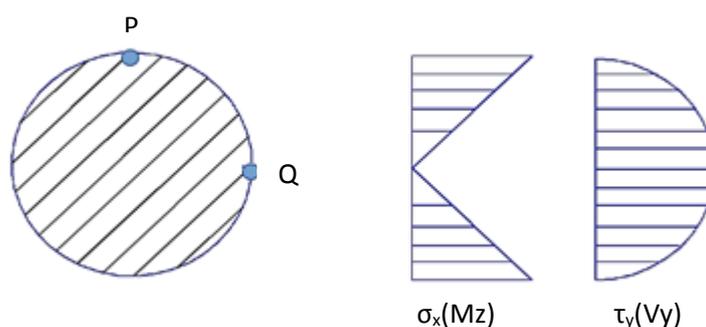


Figura (9.2.4.1). Cálculo a flexión según Von Mises

Aplicaremos el factor de seguridad para su dimensionado.

Este cálculo se realiza para el pasador H. Este pasador se aloja en la caja de unión HGK y articula las barras HF y HJI. Es el único pasador que articula dos barras y además cada barra tiene reacciones en distintas direcciones y por tanto no podemos aplicarle el cálculo por cortante directo.

Su estudio se encuentra en el *Anexo 1.8.4*.

9.3 Elección casquillo

Este elemento trabaja con tensiones de aplastamiento, puesto que se ha calculado el espesor de los perfiles contando con el espesor del casquillo, no habrá problemas de fallo (carga máxima del casquillo 250 MPa)

El proveedor de casquillo es **OKO Bearings, GRUPO GAES**. De este proveedor obtenemos los catálogos de casquillos y sus propiedades.

Se usaran casquillos de acero con una capa de bronce porosa, cuyos poros están rellenos de teflón (PTFE) mezclado con aditivos para reducir el rozamiento:

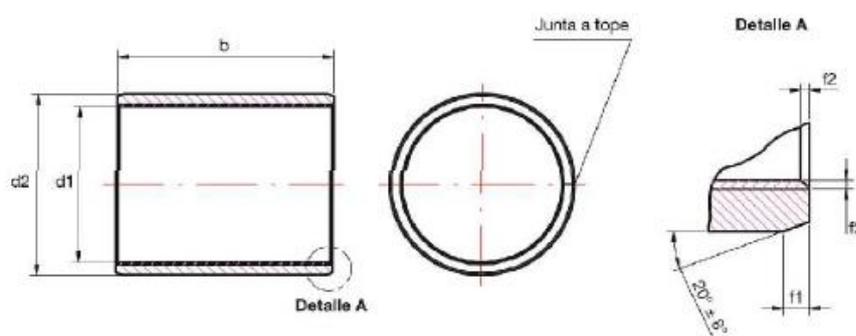


Figura (9.3.1). Elección casquillo

MEMORIA

TABLA DE MEDIDAS Medidas en mm							
Ø del eje	Referencia	Peso g	Medidas				
			d1	d2	b ±0,25	f1	f2
16	PAP 1610 P10	4	16	18	10	0,5	0,4
	PAP 1612 P10	4,8	16	18	12	0,5	0,4
	PAP 1615 P10	6,1	16	18	15	0,5	0,4
	PAP 1620 P10	8,1	16	18	20	0,5	0,4
	PAP 1625 P10	1,1	16	18	25	0,5	0,4
18	PAP 1815 P10	6,7	18	20	15	0,5	0,4
	PAP 1820 P10	8,9	18	20	20	0,5	0,4
	PAP 1825 P10	11,1	18	20	25	0,5	0,4
20	PAP 2015 P10	11,6	20	23	15	0,5	0,4
	PAP 2020 P10	15,1	20	23	20	0,5	0,4
	PAP 2025 P10	19,1	20	23	25	0,5	0,4
	PAP 2030 P10	23	20	23	30	0,5	0,4
22	PAP 2215 P10	12,7	22	25	15	0,5	0,4
	PAP 2220 P10	16,6	22	25	20	0,5	0,4
	PAP 2225 P10	21,1	22	25	25	0,5	0,4
	PAP 2230 P10	25,2	22	25	30	0,5	0,4
24	PAP 2415 P10	13,5	24	27	15	0,5	0,4
	PAP 2420 P10	17,9	24	27	20	0,5	0,4
	PAP 2425 P10	22,8	24	27	25	0,5	0,4
	PAP 2430 P10	27,1	24	27	30	0,5	0,4
25	PAP 2515 P10	14,2	25	28	15	0,5	0,4
	PAP 2520 P10	19	25	28	20	0,5	0,4
	PAP 2525 P10	23,9	25	28	25	0,5	0,4
	PAP 2530 P10	28,4	25	28	30	0,5	0,4
	PAP 2550 P10	47,7	25	28	50	0,5	0,4
28	PAP 2820 P10	28,8	28	32	20	0,5	0,4
	PAP 2830 P10	44	28	32	30	0,5	0,4
30	PAP 3015 P10	22,9	30	34	15	0,5	0,4
	PAP 3020 P10	30,9	30	34	20	0,5	0,4
	PAP 3025 P10	38,5	30	34	25	0,5	0,4
	PAP 3030 P10	46,1	30	34	30	0,5	0,4
	PAP 3040 P10	63	30	34	40	0,5	0,4
32	PAP 3230 P10	48,9	32	36	30	0,5	0,4
	PAP 3240 P10	65,3	32	36	40	0,5	0,4

TABLA DE MEDIDAS Medidas en mm								TABLA DE MEDIDAS Medidas en mm							
Ø del eje	Referencia	Peso g	Medidas					Ø del eje	Referencia	Peso g	Medidas				
			d1	d2	b ±0,25	f1	f2				d1	d2	b ±0,25	f1	f2
35	PAP 3520 P10	35,4	35	39	20	0,5	0,4	90	PAP 9050 P10	277,5	90	95	50	0,8	0,4
	PAP 3530 P10	52,7	35	39	30	0,5	0,4		PAP 9060 P10	333	90	95	60	0,8	0,4
	PAP 3540 P10	70,8	35	39	40	0,5	0,4		PAP 90100 P10	551	90	95	100	0,8	0,4
	PAP 3550 P10	88,8	35	39	50	0,5	0,4	95	PAP 9560 P10	351	95	100	60	0,8	0,4
40	PAP 4020 P10	40	40	44	20	0,5	0,4		PAP 95100 P10	583	95	100	100	0,8	0,4
	PAP 4030 P10	60,2	40	44	30	0,5	0,4	100	PAP 10060 P10	388	100	105	60	0,8	0,4
	PAP 4040 P10	81	40	44	40	0,5	0,4		PAP 100115 P10	742	100	105	115	0,8	0,4
	PAP 4050 P10	101	40	44	50	0,5	0,4	105	PAP 10560 P10	370	105	110	60	0,8	0,4
45	PAP 4530 P10	86,2	45	50	30	0,8	0,4		PAP 105115 P10	712	105	110	115	0,8	0,4
	PAP 4540 P10	113	45	50	40	0,8	0,4	110	PAP 11060 P10	410	110	115	60	0,8	0,4
	PAP 4550 P10	143,5	45	50	50	0,8	0,4		PAP 110115 P10	775	110	115	115	0,8	0,4
50	PAP 5020 P10	71	50	55	20	0,8	0,4	115	PAP 11550 P10	350	110	115	50	0,8	0,4
	PAP 5030 P10	95	50	55	30	0,8	0,4		PAP 11560 P10	400	115	120	60	0,8	0,4
	PAP 5040 P10	126,5	50	55	40	0,8	0,4		PAP 11570 P10	450	115	120	70	0,8	0,4
	PAP 5060 P10	188	50	55	60	0,8	0,4	120	PAP 12060 P10	435	120	125	60	0,8	0,4
55	PAP 5540 P10	137,7	55	60	40	0,8	0,4		PAP 120100 P10	730	125	130	100	0,8	0,4
	PAP 5560 P10	207	55	60	60	0,8	0,4	125	PAP 125100 P10	760	125	130	100	0,8	0,4
	60	PAP 6030 P10	113	60	65	30	0,8		0,4	130	PAP 13060 P10	470	130	135	60
PAP 6040 P10		149,7	60	65	40	0,8	0,4	PAP 130100 P10	795		130	135	100	0,8	0,4
PAP 6060 P10		225,6	60	65	60	0,8	0,4	135	PAP 13560 P10	490	135	140	60	0,8	0,4
PAP 6070 P10		284,5	60	65	70	0,8	0,4		PAP 13580 P10	652	135	140	80	0,8	0,4
65	PAP 6550 P10	204,3	65	70	50	0,8	0,4	140	PAP 14060 P10	515	140	145	60	0,8	0,4
	PAP 6570 P10	284	65	70	70	0,8	0,4		PAP 140100 P10	855	140	145	100	0,8	0,4
70	PAP 7040 P10	174	70	75	40	0,8	0,4	150	PAP 15060 P10	550	150	155	60	0,8	0,4
	PAP 7050 P10	217,5	70	75	50	0,8	0,4		PAP 15080 P10	730	150	155	80	0,8	0,4
	PAP 7070 P10	305	70	75	70	0,8	0,4		PAP 150100 P10	915	150	155	100	0,8	0,4
75	PAP 7550 P10	173,9	75	80	50	0,8	0,4	160	PAP 16080 P10	776	160	165	80	0,8	0,4
	PAP 7560 P10	208,7	75	80	60	0,8	0,4		PAP 160100 P10	970	160	165	100	0,8	0,4
	PAP 7580 P10	374,1	75	80	80	0,8	0,4	180	PAP 180100 P10	1100	180	185	100	0,8	0,4
80	PAP 8060 P10	296,7	80	85	60	0,8	0,4		200	PAP 200100 P10	1220	200	205	100	0,8
	PAP 80100 P10	492,5	80	85	100	0,8	0,4	220	PAP 220100 P10	1320	220	225	100	0,8	0,4
85	PAP 8560 P10	313,3	85	90	60	0,8	0,4	250	PAP 250100 P10	1495	250	255	100	0,8	0,4
	PAP 85100 P10	525	85	90	100	0,8	0,4	300	PAP 300100 P10	1760	300	305	100	0,8	0,4

Tablas (9.3.1). Elección casquillo

Todos los casquillos necesarios están en catalogo y tienen unos espesores de 2 y 2.5 mm. Los cálculos se realizaron con 2.5 mm para todos los pasadores por redondear, sin problemas para los cálculos.

Se requerirán tantos casquillos necesarios para cumplir con las medidas de longitud entre ambos

MEMORIA

extremos del perfil para impedir su movimiento y mantener siempre el contacto. Se especificara en el resultado de los pasadores, espesores y anchura del próximo punto.

Las características de los casquillos se muestran en la siguiente figura:

Propiedades físicas:

- Capacidad de carga 250 N/mm²
- Temperatura -195° C / +280° C
- Expansión lineal 3.0 x 10⁻⁵ / C°
- Coeficiente de fricción 0.03 – 0.20
- Velocidad de deslizamiento 2 mm/s

Figura (9.3.2). Elección casquillo

9.4- Resultados

9.4.1- Resultado dimensión de los pasadores

Aplicados los cálculos de cortante máximo y flexión, obtenemos los resultados de los pasadores de los distintos puntos que articulan la estructura. Recordemos que sus cálculos se encuentran en los *Anexos 1.8, 1.8.1, 1.8.2, 1.8.3 y 1.8.4*.

El proveedor elegido para la elección de pasadores es **METALCO PROLIANS**.

Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

PASADOR	DIAMETRO PASADOR ESCOGIDO (mm)
A	45
C	45
B	48
PASADOR FP1 BARRA BD Y HF	30
M	20
D	48
G	45
E	45
L	20
H	90
F	45
PASADOR FP2 BARRA HJI Y CAJA HGK (PUNTO K)	45

Tabla (9.4.1.1). Resultados pasadores

MEMORIA

En la tabla están todos los diámetros de los pasadores. Muchas medidas se han estandarizado para usar solo 5 tipos de medidas distintas, además de para usar pasadores iguales en la misma barra. Se ha asegurado que los pasadores necesarios para los cilindros hidráulicos son buenas para el agujero pasante que proveedor nos ofrece.

Las longitudes de los pasadores dependerán de los perfiles donde se alojen, y pletinas de refuerzo y articulación. Se tiene en cuenta no solo la dimensión del perfil, sino también las pletinas y la longitud suficiente para la colocación del anillo de seguridad y la arandela:

PASADOR	LONGITUD PASADOR (mm)
A	180
C	282
B	220
PASADOR FP1 BARRA BD Y HF	260
M	170
D	250
G	230
E	250
L	160
H	510
F	250
PASADOR FP2 BARRA HJI Y CAJA HGK (PUNTO K)	273 (Punto K)/360 (FP2)

Tabla (9.4.1.2). Resultados pasadores

Abordamos la longitud de los casquillos. Según catálogo no podremos poner un solo casquillo, por tanto se pondrán tantos como sea necesario para cumplir las dimensiones del perfil. Los casquillos solo van por el interior de los perfiles y pletinas de refuerzo, en ningún caso van por las pletinas de articulación, orejetas ni por el agujero pasante de los cilindros hidráulicos.

Para poder hallar de su longitud nos hemos valido no solo de las dimensiones del perfil, sino también de los cálculos de los espesores de los perfiles donde vemos si es necesario o no de refuerzo con pletinas a solape en zonas puntuales donde se alojan los pasadores.

9.4.2- Resultados de espesores

Los cálculos por aplastamiento de los pasadores con o sin casquillos nos dan los espesores de los distintos perfiles, pletinas y orejetas:

PUNTO	PIEZA	ESPESOR APROXIMADO (mm)
A	PERFIL	16
	OREJETA	18
C	PERFIL	16
	PLETINA EFCD	18
B	PERFIL	16
	OREJETA	18
PASADOR FP1 BARRA BD Y HF	PERFIL	10
M	PERFIL BARRA LM	6
	PERFIL ESPECIAL BARRA BD	7
D	PERFIL	12
	PLETINA EFCD	14
G	PERFIL	16
	PLETINA HGK	17
E	PERFIL	16
	PLETINA EFCD	18
L	PERFIL BARRA LM	6
	PLETINA UNION LM-GEL	7
H BARRA HF	PERFIL	9
	PLETINA HGK	7
F	PERFIL	15
	PLETINA EFCD	16
H BARRA HJI	PERFIL	7
	PLETINA HGK	7
PASADOR FP2 BARRA HJI	PERFIL HJI	12
	PLETINA HGK	13

Tabla (9.4.2.1). Resultados espesores

MEMORIA

Con los resultados obtenidos podemos tomar decisiones de diseño:

- El perfil AC tendrá el espesor de partida de 10 mm con pletinas de espesor 6 mm en A.
- El punto C articula con ECFD con un perfil especial cuyo espesor de 16 mm.
- El perfil BD tendrá el espesor de partida de 10 mm con pletinas de espesor 6 mm en B.
- El perfil especial de la barra BD, tendrá un espesor de 12 mm.
- El perfil GEL tendrá el espesor de partida de 10 mm con pletinas de espesor 6 en los puntos G y E.
- El perfil HF tendrá el espesor de partida de 10 mm con pletinas de espesor 6 F (solo son necesarios 5 mm, pero así estandarizamos medidas)
- La barra LM tendrá un espesor de 6 mm.
- La pletina de unión LM-GEL tendrá un espesor de 7 mm.
- Los perfiles HJ y Ji tendrán sus espesores de partida, 15 mm. Incluido el perfil especial de HJ.
- La pletina de unión ECFD tendrá un espesor de 18 mm.
- La pletina o caja de unión HGK tendrá un espesor de 13 mm.
- Las orejetas A y B tendrán unos espesores de 18 mm ambas.

9.4.3- Resultado de anchuras/alturas

Los resultados de las distintas anchuras/alturas de los diferentes componentes se recogen en la *Tabla 9.4.3.1*.

PUNTO	PIEZA	ANCHURA APROXIMADA (mm)
A	OREJETA	90
C	PLETINA ECFD	90
B	OREJETA	92
M	PLETINA PERFIL ESPECIAL	40
D	PLETINA ECFD	90
G	CAJA HGK	90
E	PLETINA ECFD	90
L	PLETINA UNION LM-GEL	40
H	CAJA HGK	140
F	PLETINA ECFD	85
K	CAJA HGK	80
FP2 BARRA HJI	PLETINA PERFIL ESPECIAL	80

Tabla (9.4.3.1). Resultados anchuras/alturas

Estos resultados son muy importantes a la hora de diseñar los componentes para evitar su fallo y se tendrán en cuenta. Puede que por facilitar y evitar medidas muy distintas entre barras, se diseñe con otras medidas que éstas, o por temas de alojamiento. Pero siempre respetando estos mínimos que hacen que la pieza no falle.

10- Cálculo a flexión de los perfiles

El cálculo a flexión de los perfiles consiste en el cálculo del mínimo espesor para que no falle a flexión el perfil, es decir manteniendo la geometría definida previamente, saber si es correcta. En caso de no serlo será cambiado el espesor. Dicho cambio puede ser en todo el perfil o adoptando otros métodos como pletinas de refuerzo en zonas donde nos falla el perfil.

Para realizar el cálculo a flexión debemos conocer cuál es la tensión máxima del perfil. Dichas tensiones fueron calculadas anteriormente en el punto 5.2 Tensiones máximas.

Sabiendo la tensión máxima y el punto donde se encuentra, obtenemos el axil y momento máximos que generan dicha tensión. Estos datos los podemos encontrar en el *Anexo 1.6*, que ya sirvió también para el punto 5.2 de esta memoria.

Los esfuerzos generados por las reacciones son los siguientes:

- Axil
- Cortante
- Momento flector

De los cuales, las más importantes a la hora de dimensionar la sección, son las debidas al componente normal del momento flector y al axil, ya que generan la tensión de trabajo máximo, como ya se comentó anteriormente. La suma de estos esfuerzos resulta de una sola tensión en el eje X.

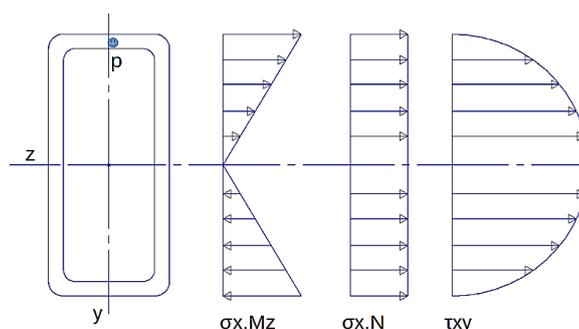


Figura (10.1). Cálculo a flexión perfiles

La tensión en el punto "p" de la *Figura 10.1*:

$$\sigma = \frac{Mz}{Wz} + \frac{Nx}{A}$$

El módulo resistente se calcula de la forma siguiente:

$$Wz = \frac{Iz}{y}$$

$$Iz = \frac{b x h^3}{12} - \frac{(b - 2e) x (h - 2e)^3}{12}$$

$$y = h/2$$

Sabemos los perfiles y sus dimensiones de cada uno de ellos (*punto 4.2*).

Lo que añadimos ahora es el coeficiente de seguridad ($C_{SF} = 3$) para calcular el espesor de los perfiles. El resto de dimensiones las fijamos como medidas finales (**h y b**).

$$\tau_{\max} = \sigma/2$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{fluencia}}/C_{SF}$$

Siendo:

$$\tau_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{fluencia}}/2$$

Serán calculados todos los perfiles con el mismo cálculo a flexión. Las únicas excepciones son los perfiles BD y HJI, que debido a sus modificaciones se calcularán por zonas, ya que el perfil no es uniforme a lo largo del mismo.

Una vez calculados los espesores mínimos que deben cumplir los perfiles decidiremos si son válidos los perfiles diseñados o tenemos que reformar zonas aumentando su espesor.

Todos los cálculos se encuentran en los *Anexos 1.9, 1.9.1, 1.9.2 y 1.9.3*.

10.1- Resultados del cálculo a flexión

Del cálculo a flexión de los perfiles estudiados obtenemos los espesores necesarios para evitar el fallo con un coeficiente de seguridad.

A continuación se muestra una tabla con los resultados obtenidos:

PERFIL	ESPESOR (mm)	ESPESOR DE DISEÑO (mm)
AC	3.005	10
GEL	3.597	10
LM	6 (calculado por aplastamiento)	-
HF	9.645	10
BD (ZONA1)	12.51	10
BD (ZONA2)	3.902	10
HJI (ZONA1)	2.405	15
HJI (ZONA2)	4.418	15
HJI (ZONA3)	1.231	15

Tabla (10.1.1). Resultados cálculo a flexión

Observando los resultados vemos como los espesores obtenidos están por debajo de los espesores del diseño inicial.

Podríamos reducir espesores de los perfiles y así reducir el peso. Esta idea se rechaza por dos razones, una por el hecho de que necesitamos grandes espesores en zonas puntuales de pasadores, calculadas anteriormente, y la segunda es que así conseguimos un coeficiente de seguridad por encima del estipulado.

La única excepción es la barra BD, la cual necesita un aumento de espesor en una determinada zona. En el *Anexo 1.9.3* se ha calculado que zona necesita un aumento de espesor con una pletina a solape por cada lado del perfil:

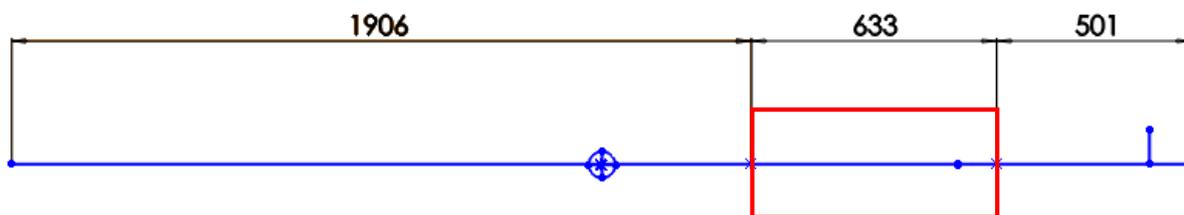


Figura (10.1.1). Resultados cálculo a flexión

La pletina está entre el centro de gravedad del perfil y la articulación M. En el dibujo se especifica la longitud de la misma y las medidas de su inicio y fin como mínimo.

Además de la necesidad de la pletina para el aumento de espesor, el perfil especial en U del perfil BD se reducirá su espesor de **10 mm** del primer diseño a un espesor de **7 mm**. La flexión nos permite su reducción y mirando los resultados de aplastamiento en la articulación M, el espesor mínimo es de **7 mm**.

11- Soldaduras

En este apartado vamos a calcular la longitud de los cordones de soldadura de ciertos perfiles que requieren su uso. Como ya hemos visto en apartados anteriores, muchas articulaciones necesitan uniones especiales para permitir la articulación.

Son tres perfiles quienes tendrán soldada pletinas o perfiles especiales: perfil GEL para la articulación con la barra LM, perfil BD para su articulación con LM mediante el perfil especial en u, y el perfil AC para su articulación con la pletina EFDC.

Para hallar la longitud de los cordones o cordones se siguen los siguientes pasos:

En primer lugar debemos saber la tensión máxima con la que va a trabajar la soldadura, para ello nos fijaremos en el diagrama de sólido libre y calcularemos en base a la máxima tensión de trabajo.

La garganta del cordón de soldadura se calcula con la siguiente aproximación:

$$\text{Garganta} = 0.7 \times \text{espesor (pletina o perfil)}$$

Calculo del centro de gravedad de la soldadura (CdG) Xg e Yg.

Una vez tengamos el centro de gravedad de la soldadura, calcularemos el área de soldadura y su momento de inercia polar:

$$A_{total} = \sum_{i=0}^n \text{longitud cordon} \times \text{garganta}$$

$$I_o = I_{xg} + I_{yg}$$

$$I_{x, yg} = \sum_{i=0}^n I_{x: yg}$$

Después trasladaremos las fuerzas del punto de la articulación al centro de gravedad

Calculamos las tensiones de cada cordón producidas por el cortante, axil y momento torsor:

$$\tau' = \frac{Vy}{Atotal}$$

$$\tau'' = \frac{Vx}{Atotal}$$

$$\tau''' = \frac{Mx}{Io} \times R$$

Calculamos las tensiones de las secciones abatidas:

t1 → tensión transversal
t2 → tensión longitudinal

Tensiones de las secciones de la garganta:

$$\sigma = \frac{t1}{\sqrt{2}}$$

$$\tau1 = \frac{t1}{\sqrt{2}}$$

$$\tau2 = t2$$

Y aplicamos Von Mises y el coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times (\tau1^2 + \tau2^2)}$$

$$C_{SF} = 3$$

$$Csf = \frac{355}{\sigma_{eq}}$$

Todos los cálculos se encuentran en el *Anexo 1.10*.

11.1- Resultados soldaduras

- **Perfil GEL:**

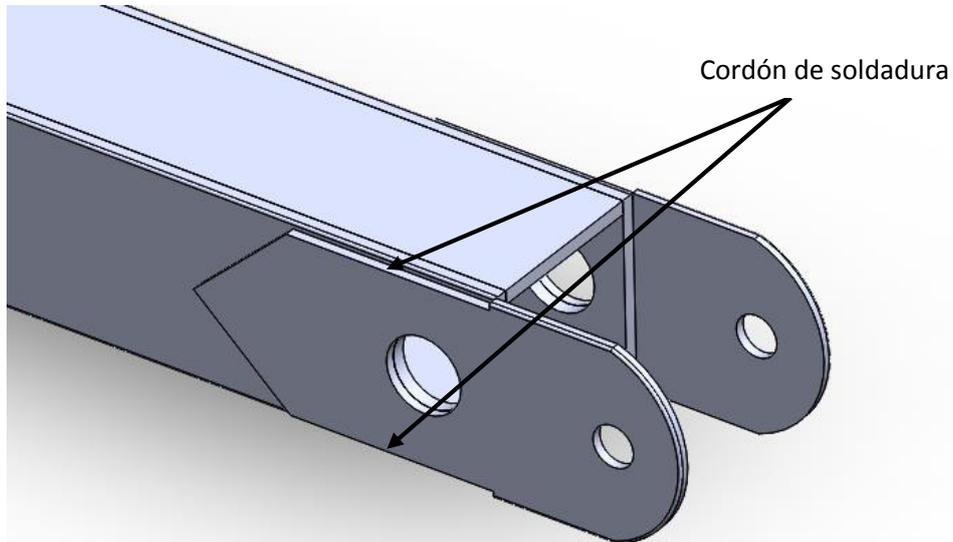


Figura (11.1.1). Resultados soldaduras

Para la unión de las pletinas al perfil GEL usaremos dos cordones horizontales con una longitud mínima de **50 mm** con una garganta de **5 mm**.

Incluiremos en la forma de la pletina un acabado en punta como se puede ver en la imagen para disminuir las tensiones progresivamente.

- **Perfil BD:**

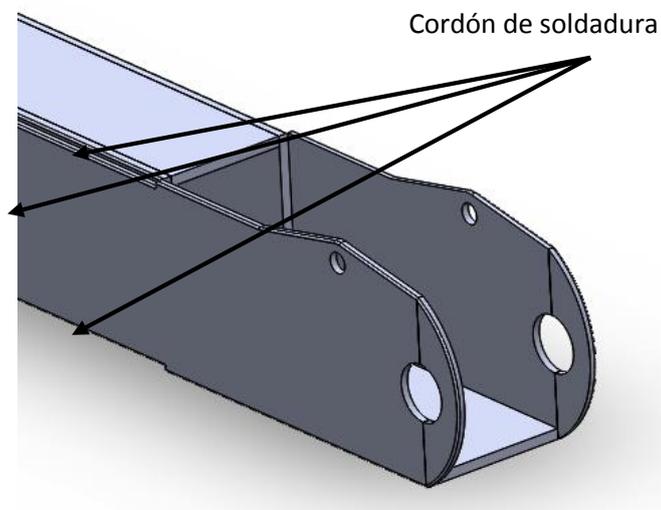


Figura (11.1.2). Resultados soldaduras

La unión del perfil especial en U con el rectangular del perfil BD tendrá tres cordones de soldadura: dos horizontales de **45 mm** como mínimo; y uno vertical de **170 mm**. Sus gargantas serán de **5 mm**. Esta unión del perfil en U se unirá a la necesidad de colocar una pletina de refuerzo en el perfil BD. Por lo tanto se colocará un perfil con una gran cola de unión, sirviéndonos de unión del perfil como de refuerzo de espesor a lo largo del perfil.

- **Perfil AC:**

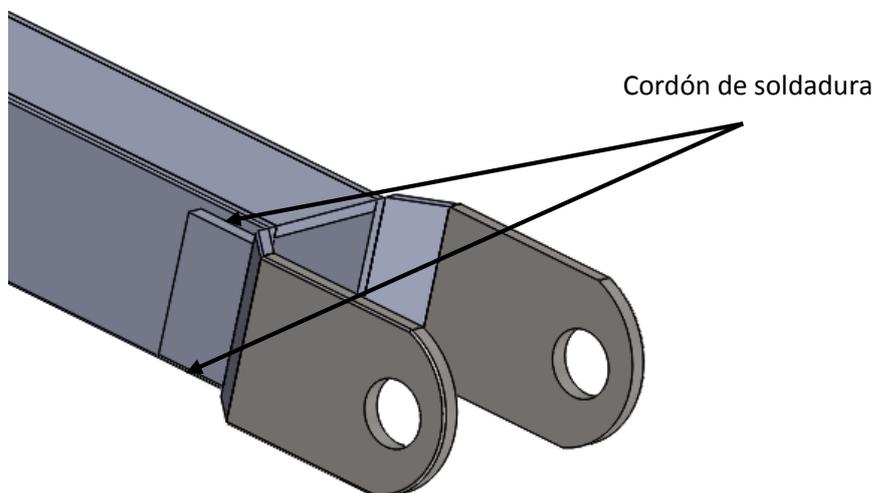


Figura (11.1.3). Resultados soldaduras

Se usaran dos cordones horizontales en la unión del perfil AC con una longitud mínima de cordón de **62 mm**, teniendo el cordón una garganta de **11 mm**.

12- Estudio SolidWorks

El estudio que se realiza en SolidWorks tiene la finalidad de comprobar la aptitud del diseño procurando que los coeficientes de seguridad de los distintos elementos sean mayores a 3. Se comprobará si los valores analíticos tienen validez en el modelo 3D, o en caso contrario, rediseñar el modelo.

Los valores de comprobación considerados en este estudio comprenden valores de tensión máxima, coeficientes de seguridad y máximos desplazamientos.

Por último, en el análisis de los desplazamientos se impondrá un límite, considerándose importante el desplazamiento del elemento si supera el valor de la longitud del elemento dividido entre 250.

$$\text{Maximo desplazamiento} \leq \frac{L_{\text{elemento}}}{250}$$

Lo que se hará en este apartado de la memoria es comparar los resultados del estudio 3D con los cálculos analíticos.

Los resultados de este estudio se encuentran en el *Anexo 2*.

12.1- Modelos 3D

12.1.1- Modelos de perfiles

Los diseños se han realizado teniendo como ejemplo la maquina GENIE Z45/25, tanto en forma como en dimensiones. Gracias a este ejemplo real pudimos crear un modelo 2D para dimensionar la maquina:

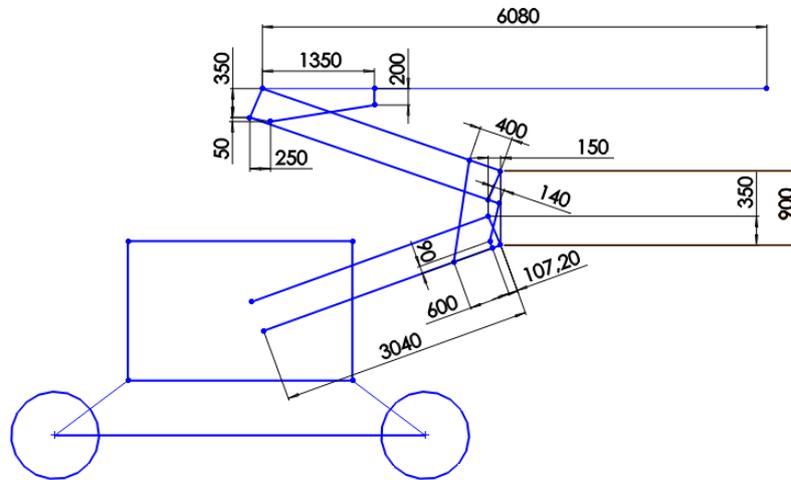


Figura (12.1.1.1). Tensiones máximas

Todos los componentes se han basado en las dimensiones de figura superior, pero por razones de diseño, muchas piezas han tenido que ser modificadas con diseños distintos para poder ejecutar las mismas acciones sin comprometer al funcionamiento de la máquina. A veces dichos diseños se han basado en la incapacidad de poder articular piezas debido a interferencias entre componentes. Como ya se vio en el apartado 4.2, hubo que cambiar diseños como en las piezas GEL, BD y AC.

A continuación mostramos los distintos modelos 3D con sus cotas de diseño:

HJI:

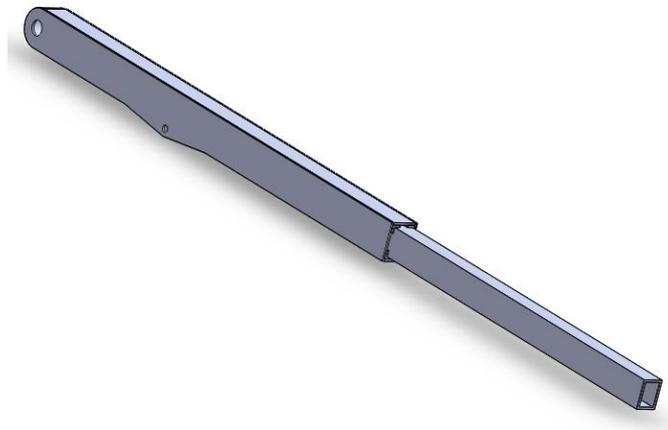


Figura (12.1.1.2). Modelos perfiles

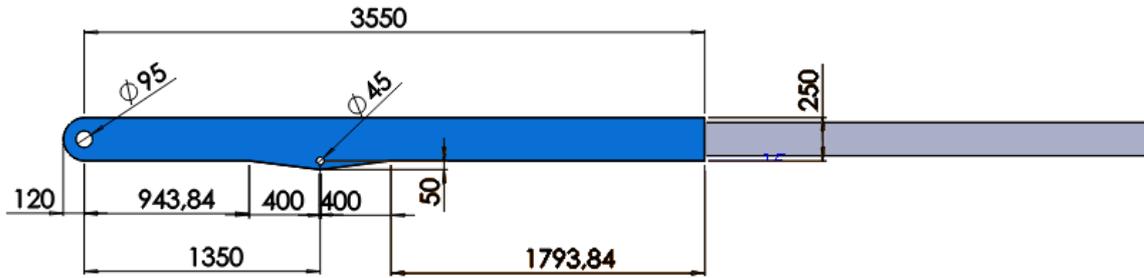


Figura (12.1.1.3). Modelos perfiles

Podemos ver en las cotas las dimensiones de los perfiles. El extremo izquierdo se ha redondeado con un diámetro de **120 mm**, respetando los mínimos de anchura para evitar el fallo. Del mismo modo en la articulación FP2 con una distancia del centro del pasador al extremo de la pletina de **50 mm**.

La barra JI tiene una dimensión de **3330 mm** de longitud, con **800 mm** del perfil en el interior de HJ cuando está en su máxima elongación.

HF:

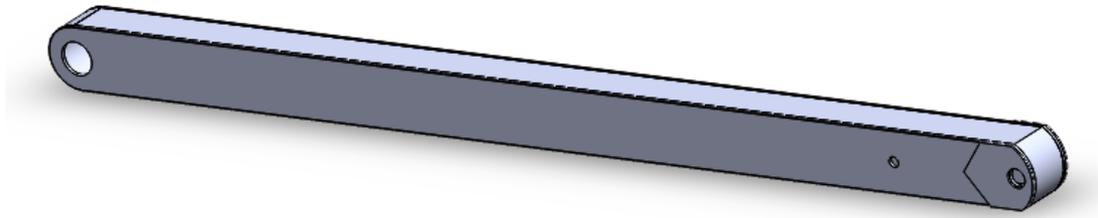


Figura (12.1.1.4). Modelos perfiles

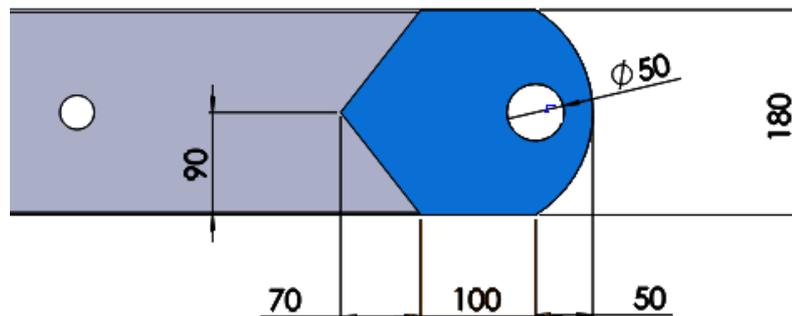
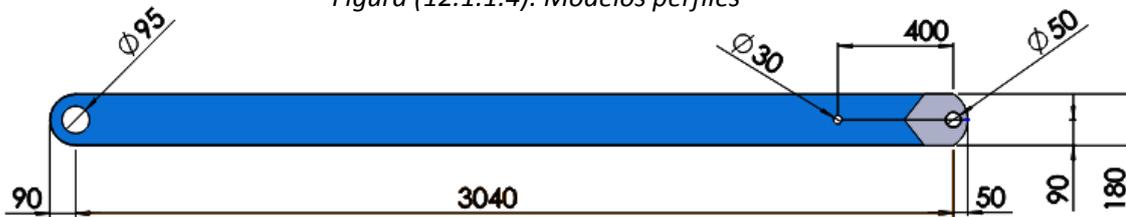


Figura (12.1.1.5). Modelos perfiles

Redondeos en los extremos con **90** y **50 mm** respectivamente como podemos ver, siempre respetando el mínimo de anchuras calculado.

La pletina de refuerzo tiene un espesor de **5 mm** y se ha diseñado con las dimensiones mostradas para su soldado a solape.

Gel:

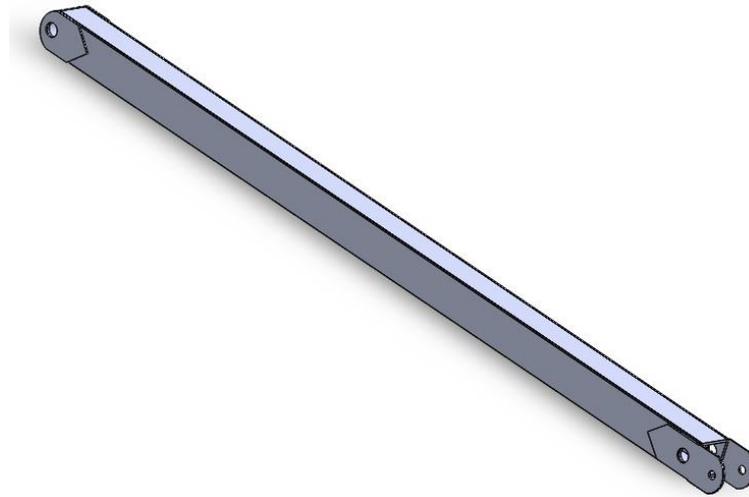


Figura (12.1.1.6). Modelos perfiles

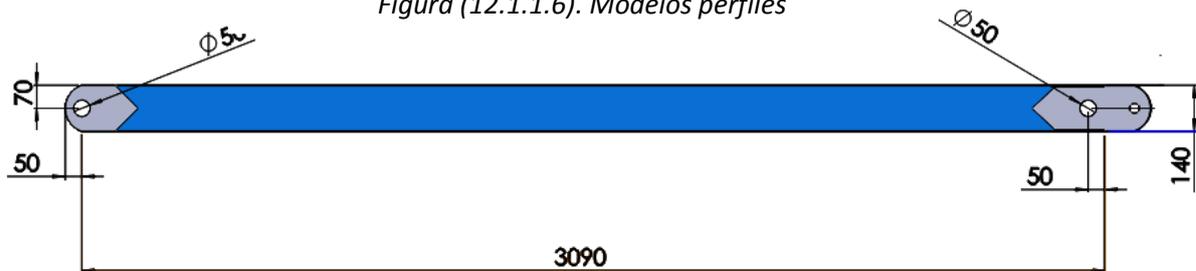


Figura (12.1.1.7). Modelos perfiles

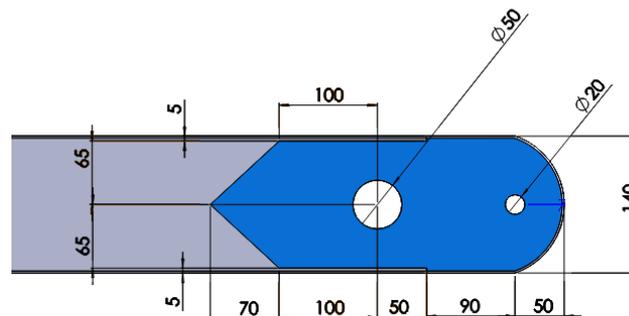


Figura (12.1.1.8). Modelos perfiles

Como se aprecia en las dimensiones se han redondeado los extremos con diámetros de **50 mm**.

Se ha colocado una pletina de refuerzo en la parte izquierda de espesor **6**, cuyas dimensiones son iguales a la del perfil HF.

La pletina derecha de articulación de la barra GEL con LM tiene un espesor de **7 mm**. En esa zona del perfil GEL se necesitaba una pletina de refuerzo de **6 mm** que abarcaba la articulación. Se ha optado por usar una única pletina para la articulación GEL-LM como para el refuerzo de **7 mm** aumentando sus dimensiones como se puede ver la figura. Así pues el cordón de soldadura pasa a ser de **150 mm**.

LM:

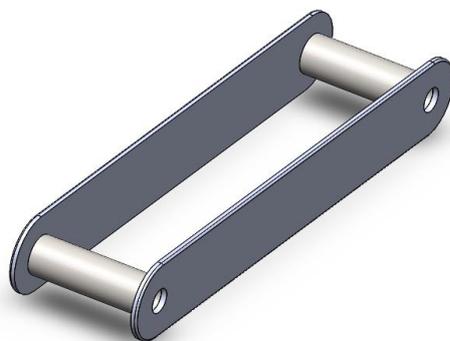
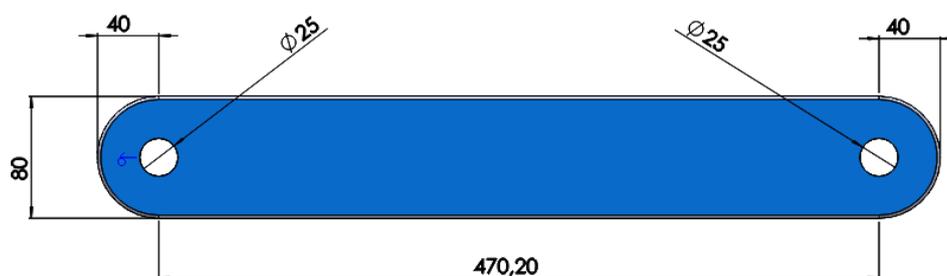


Figura (12.1.1.9). Modelos perfiles



Figuras (12.1.1.10). Modelos perfiles

Diseño de la barra conforme a los cálculos, con un espesor de pared de **6 mm** y redondeos de **40 mm**. Su anchura total entra en la articulación L de la barra GEL (140 mm).

AC:

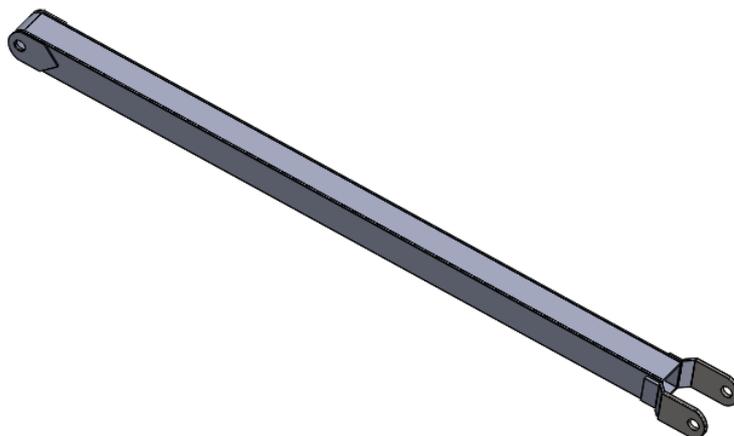
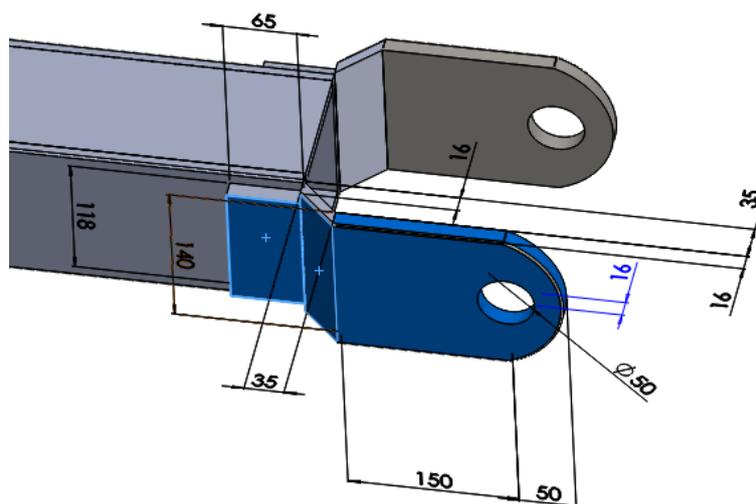
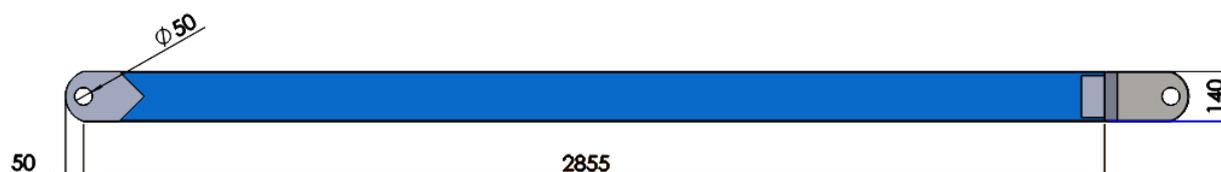


Figura (12.1.1.11). Modelos perfiles



Figuras (12.1.1.12). Modelos perfiles

Redondeos de **50 mm** cada extremo. Uso de pletina de refuerzo en la articulación A (derecha de la imagen) con un espesor de **6 mm** y dimensiones iguales a las anteriores explicadas.

Diseño de la articulación C con unas pletinas que van por el exterior de la pletina ECFD. Dichas pletinas van soldadas al perfil con dos cordones de soldadura de **65 mm** horizontales. Las dimensiones del diseño se aprecian notablemente en la figura.

12.1.1.2- Modelos de pletinas o cajas de articulación

EFCD:

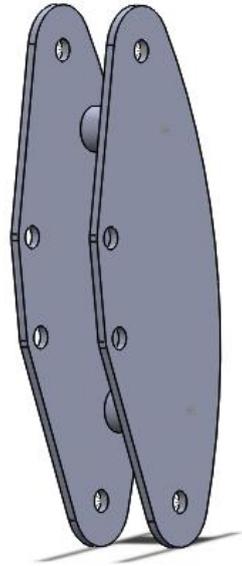


Figura (12.1.2.1). Modelos perfiles

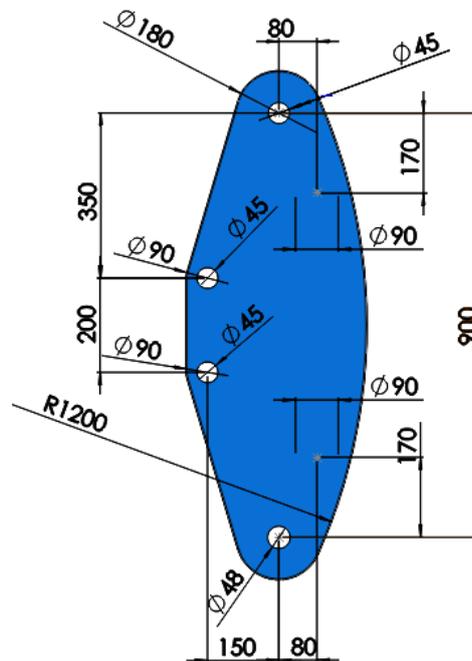
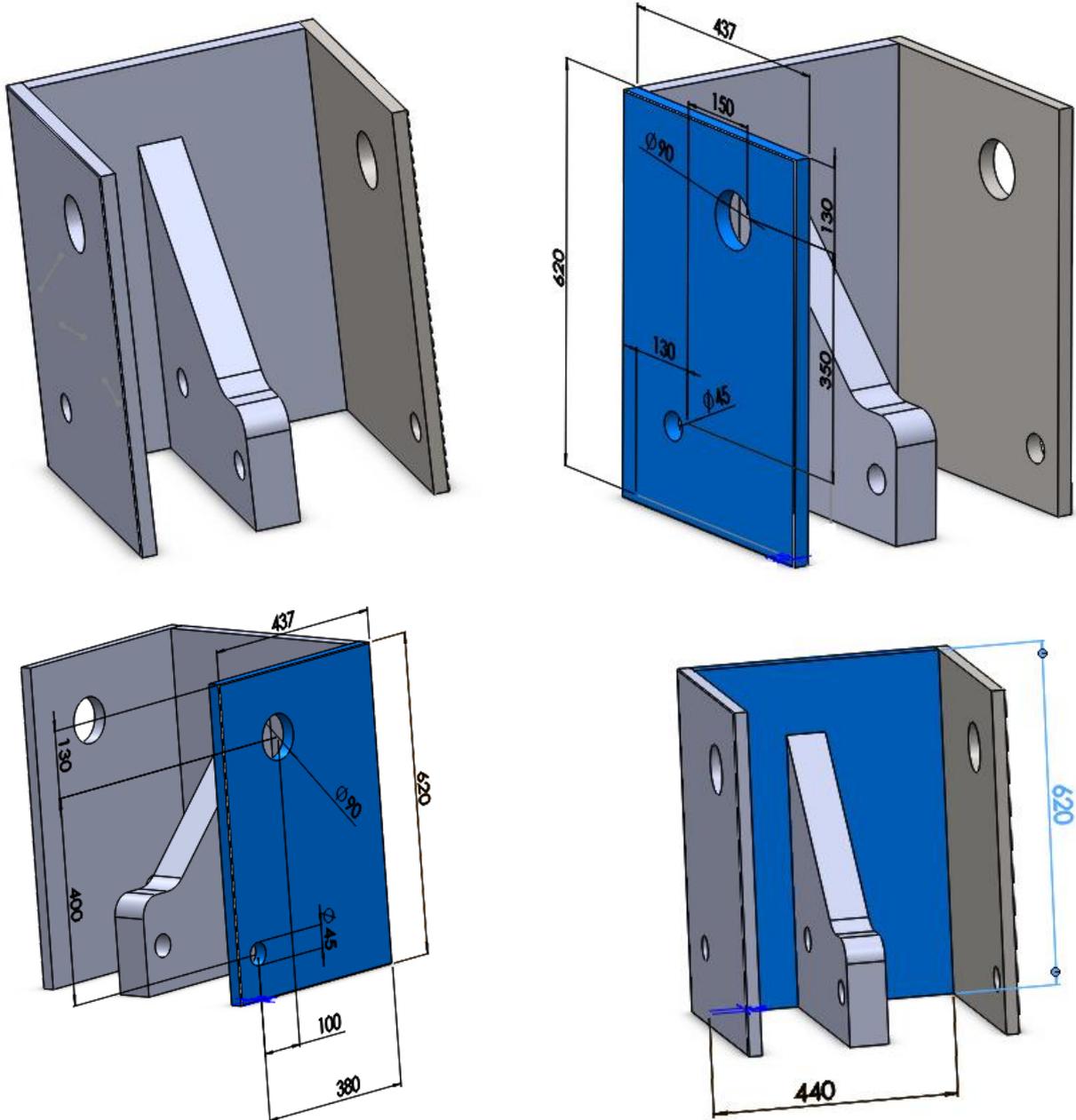


Figura (12.1.2.2). Modelos perfiles

El diseño respeta todas las dimensiones para permitir las articulaciones, tanto de distancia entre pasadores como anchura interior para el alojamiento de los perfiles, de hecho permite la colocación de arandelas de separación, de **5 mm** de anchura, para los perfiles que van por el interior para evitar el rozamiento.

El espesor de las paredes es de **18 mm**. El diámetro de los tubos que sustentan dicha estructura es de **90 mm**.

HGK:



Figuras (12.1.2.3). Modelos perfiles

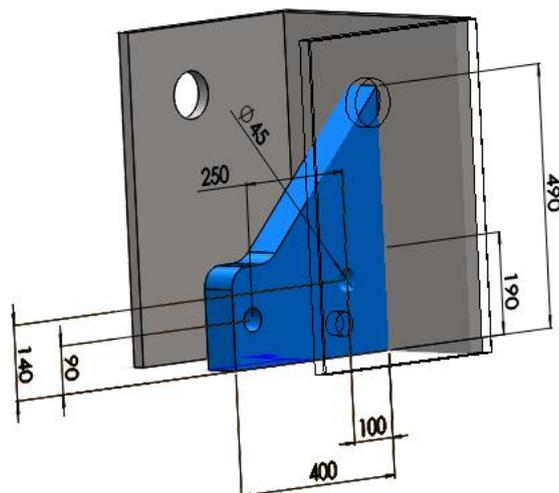


Figura (12.1.2.4). Modelos perfiles

El diseño de la caja HGK cumple con todos los requisitos dimensiones como de fallo. Las medidas se pueden ver en la figura.

El espesor de las paredes es de **13 mm**, mientras que el espesor de la pletina interior que permite dos articulaciones es de **70 mm** y la pared trasera es de **30 mm**.

La distancia entre la pared izquierda con la pletina es de **160 mm**, mientras que el segundo hueco entre la pared derecha y la pletina es de **210 mm**, permitiendo así el alojamiento de los perfiles.

12.2- Análisis estático de los modelos 3D

A partir de los modelos creados en SolidWorks realizaremos los análisis estáticos de los perfiles para su comprobación en 3D.

En el análisis estático se estudiarán las tensiones de Von Mises, el coeficiente de seguridad y los desplazamientos máximos.

Recordemos que la tensión máxima de Von Mises para los perfiles es de **355 MPa**. Para que cumpla el coeficiente de seguridad impuesto de valor **3**, dicho valor máximo será de **118.33 MPa**. Éste valor es que determinará si la barra está orden o debemos rediseñar su estructura.

Como se explicó anteriormente, el máximo desplazamiento se dará por válido si cumple la siguiente condición:

$$\text{Maximo desplazamiento} \leq \frac{L_{\text{elemento}}}{250}$$

Los distintos estudios se encuentran en el *Anexo 2.1*.

MEMORIA

Explicamos paso a paso como se ha realizado el análisis estático a cada pieza tomando la pieza Perfil HJI como ejemplo.

Una vez creado el modelo en SolidWorks, tal y como hemos visto en el apartado anterior, creamos un nuevo estudio en el programa llamado “Análisis estático”.

Lo primero que debemos hacer es seleccionar un material a cada pieza que compone el modelo:

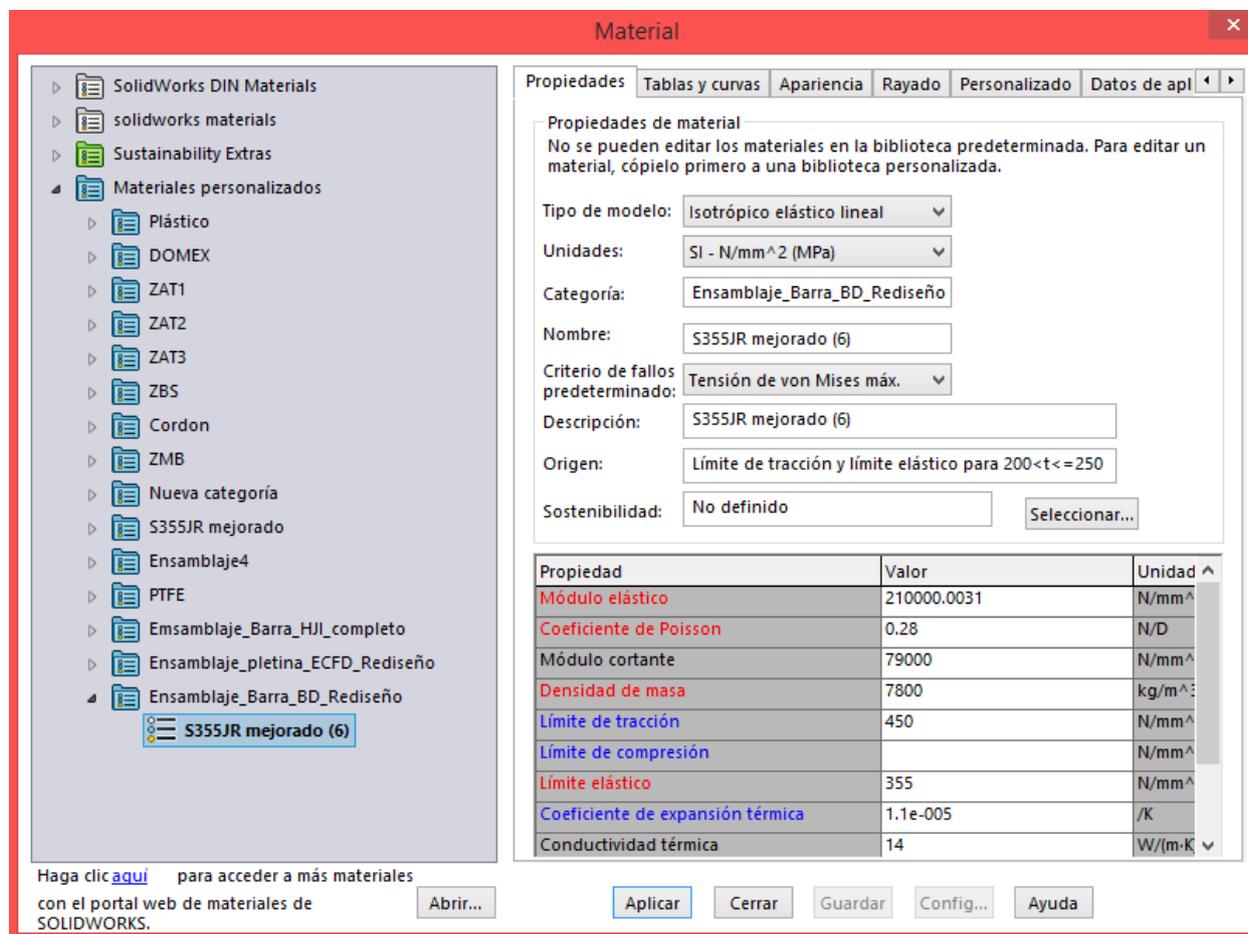


Figura (12.2.1). Análisis estático Modelos 3D

En este caso se ha seleccionado al perfil el material S355JR y a las guías teflón (PTFE):

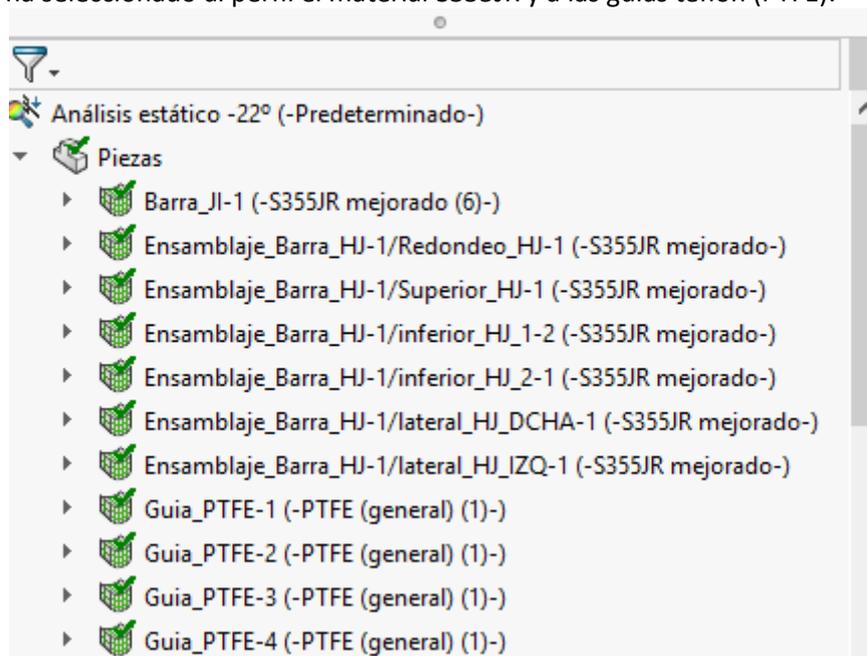


Figura (12.2.2). Análisis estático Modelos 3D

El siguiente paso es hacer que todos los componentes tengan un contacto global, haciendo del perfil una pieza rígida:



Figura (12.2.3). Análisis estático Modelos 3D

A continuación incluimos las cargas externas, es decir, las reacciones de los diagramas de sólido libre calculados analíticamente. En este caso meteremos las reacciones que mayor tensión crearon, es decir, las reacciones de la posición con el brazo horizontal a -22º de amplitud.

Para saber que fuerzas son más restrictivas, se han mirado las tensiones producidas en distintas posiciones de los diferentes puntos estudiados en los diagramas de esfuerzo. Debido a que puede haber varias tensiones máximas en distintos puntos debido a la posición del perfil, se estudiarán todos aquellos casos en los que haya una tensión máxima.

Una vez que sepamos qué posición es y que fuerzas son las que actúan, se colocarán en los sólidos, siempre en coordenadas locales y se pondrá la fuerza de la gravedad acorde a ángulo (posición) del perfil:

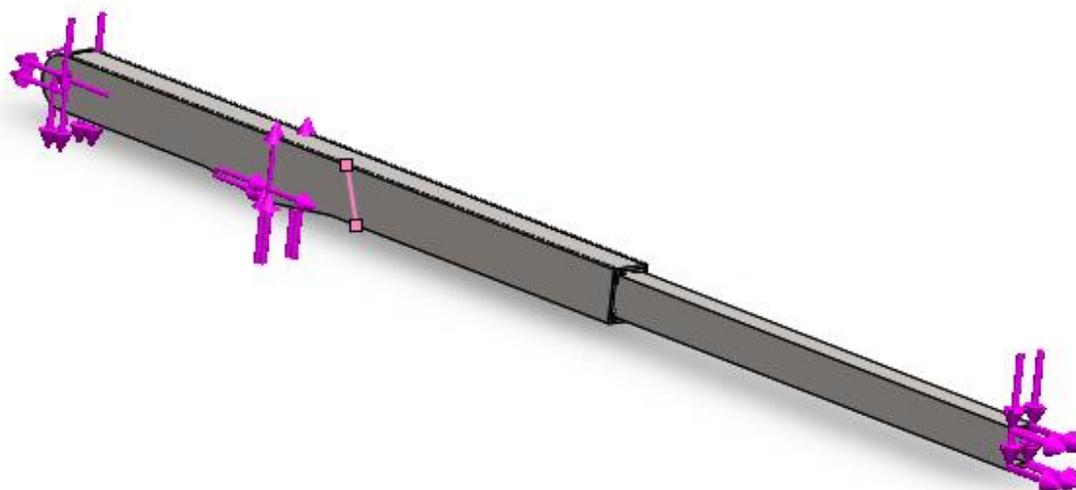


Figura (12.2.4). Análisis estático Modelos 3D



Figura (12.2.5). Análisis estático Modelos 3D

Una vez aplicadas las cargas externas, crearemos una malla de sólido para que el programa pueda ejecutar un estudio por elementos finitos. Salvo caso especial las mallas usadas serán con los parámetros por defecto:

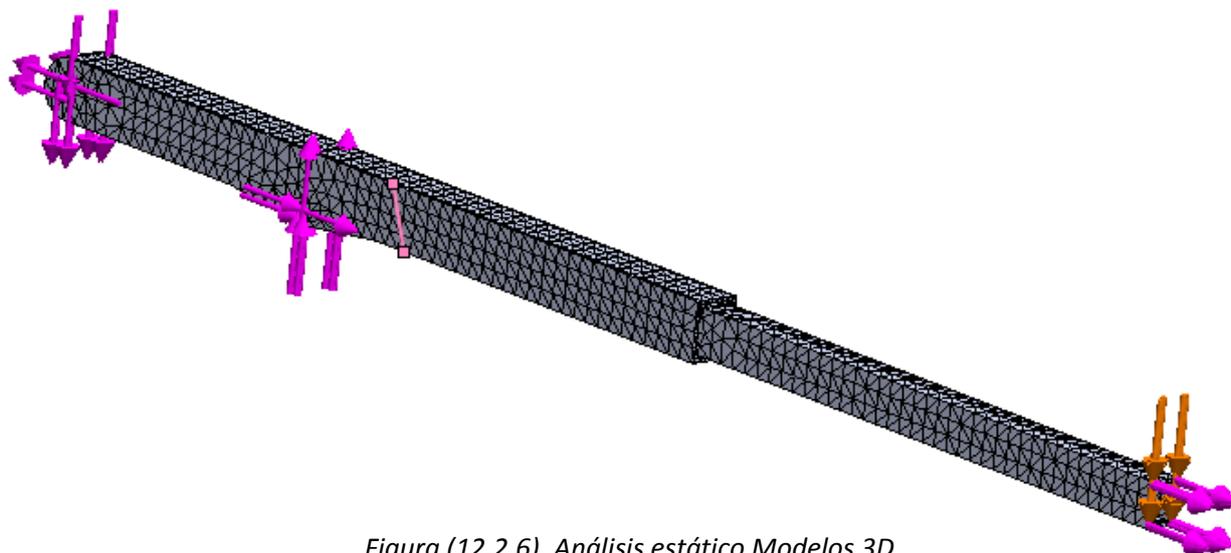


Figura (12.2.6). Análisis estático Modelos 3D

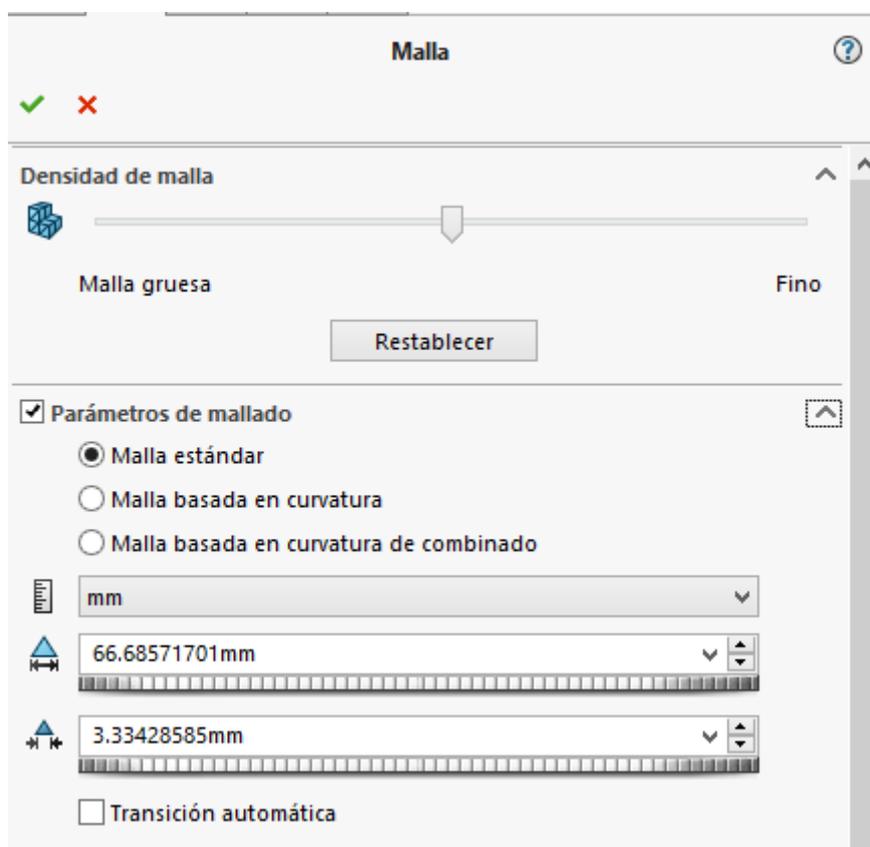


Figura (12.2.7). Análisis estático Modelos 3D

12.2.1- Resultados del análisis estático

Se recogen todos los datos del análisis estático realizado en el *Anexo 2.1*. Los datos se expondrán en tablas donde podemos ver su validez de los mismos, o en caso contrario, de tomar una decisión si la pieza muestra ciertas anomalías de diseño.

Los datos se expondrán pieza por pieza, con los resultados de todas las posiciones estudiadas en el anexo.

Perfil HJI:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero recogido con brazo telescópico a -22º	76.58	Se cumple el Csf de 3 en toda la pieza	3.552

Tabla (12.2.1.1). Resultados análisis estáticos

El perfil solo tiene una posición de estudio debido a que todas sus fuerzas resultantes se dan en esa situación. Los datos muestran que el perfil cumple con las expectativas y no requiere ningún rediseño.

Debido a la longitud de todo el brazo, 6080 mm, el desplazamiento máximo sería de **24.32 mm**. El resultado obtenido del desplazamiento es correcto.

En el estudio también se ve cómo se comporta el teflón de la guía, el cual muestra una buena respuesta.

Perfil HF:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º con el brazo telescópico en posición horizontal	110.7	Se cumple el Csf de 3 en toda la pieza	1.202
Cuadrilátero cerrado (0º) y brazo telescópico en posición horizontal	120.2	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	2.561

Tabla (12.2.1.2). Resultados análisis estáticos

El perfil consta con dos posiciones de estudio. En la primera posición no muestra ninguna anomalía, mientras que en la segunda vemos como la tensión máxima de Von Mises y por tanto el coeficiente de seguridad supera mínimamente el máximo de 118.3 MPa.

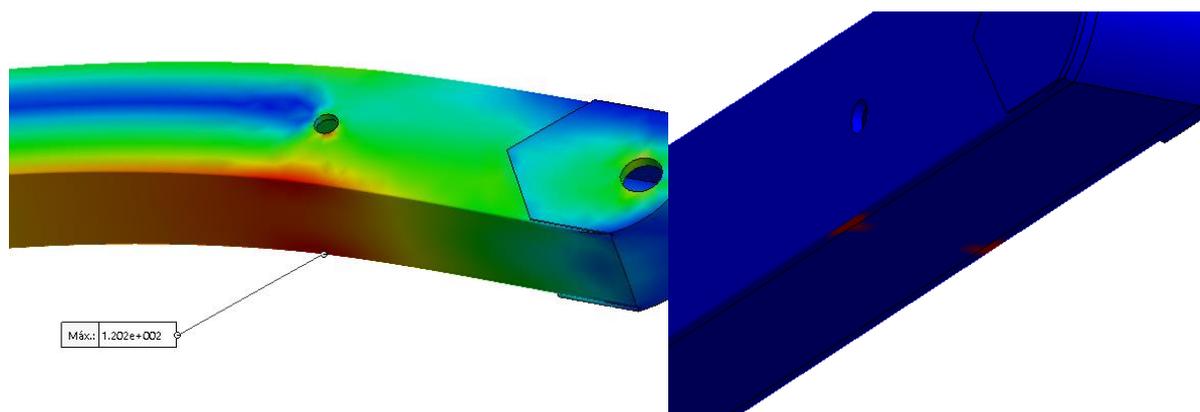


Figura (12.2.1.1). Resultados análisis estáticos

Se trata de una zona muy puntual que no afecta al diseño. La pieza se define como válida.

Debido a la longitud de todo el brazo, **3040 mm**, el desplazamiento máximo sería de **12.16 mm**. El resultado obtenido del desplazamiento es correcto.

Perfil GEL:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60° con el brazo telescópico en posición horizontal	87.55	Se cumple el Csf de 3 en toda la pieza	0.3027
Cuadrilátero cerrado (0°) y brazo telescópico en posición horizontal	120.6	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	0.748

Tabla (12.2.1.3). Resultados análisis estáticos

De nuevo el perfil consta con dos posiciones de estudio. En la primera posición no muestra ninguna anomalía, mientras que en la segunda vemos como la tensión máxima de Von Mises, y por tanto el coeficiente de seguridad, supera mínimamente el máximo de 118.3 MPa.

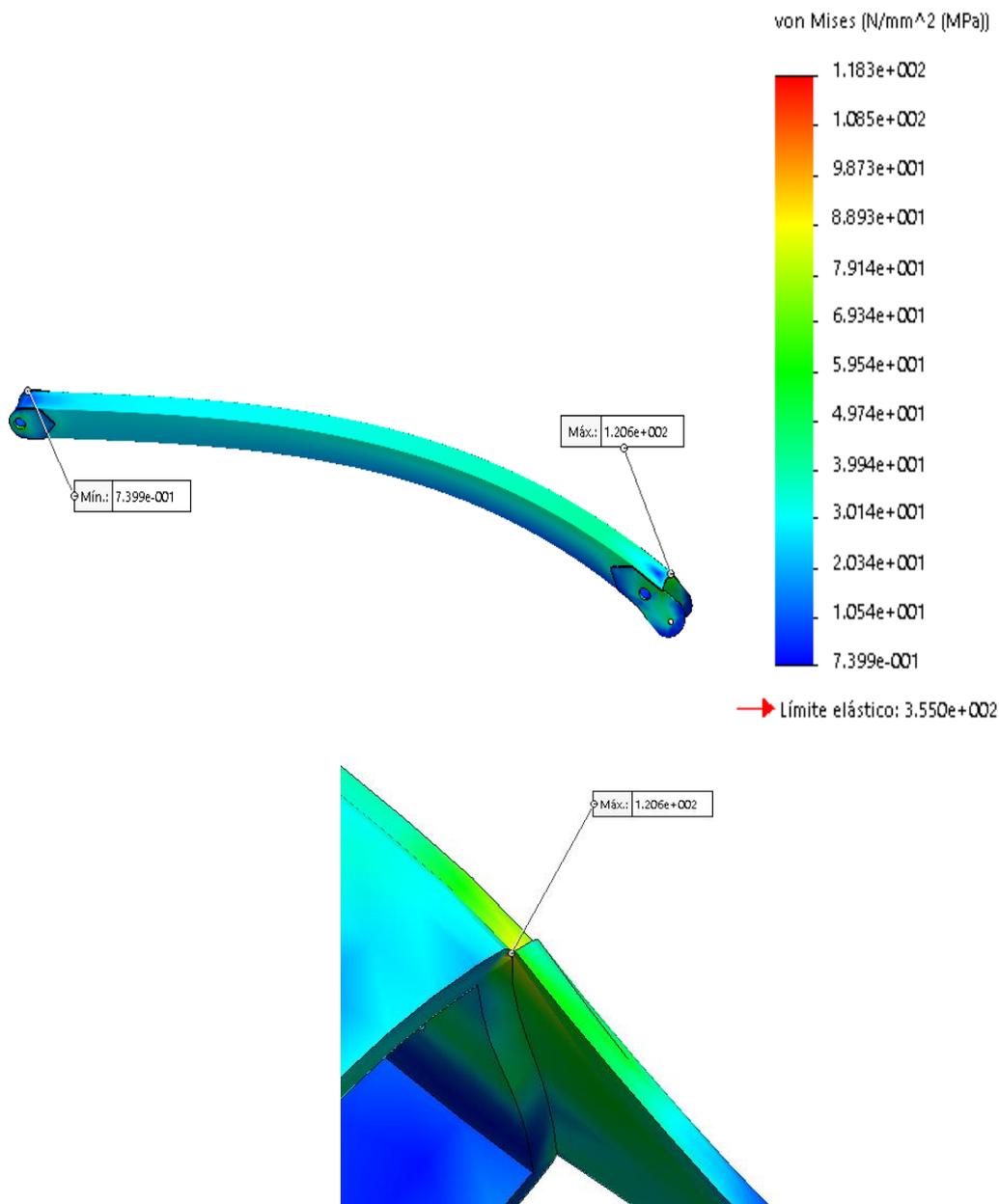


Figura (12.2.1.2). Resultados análisis estáticos

Se trata de una punto de intersección entre el contorno del perfil rectangular con la pletina soldada para permitir la articulación L. dicha zona tiene concentradores de tensión que provocan ese máximo. La pieza no ha sido rediseñada por dos motivos, uno debido a que el máximo no es escandaloso y la pieza puede dar servicio sin problemas y la segunda es que el diseño tiene en cuenta el hueco para la gargata de soldadura, el cual se rellenara de la propia soldadura en su unión, disminuyendo ese concentrador de tensiones.

El desplazamiento máximo de la pieza, cuya longitud es de **3180 mm**, es de **12.72**. La pieza es correcta.

Barra LM

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Posición de máxima tracción (30063.407 N)	90.6	Se cumple el Csf de 3 en toda la pieza	0.1549

Tabla (12.2.1.4). Resultados análisis estáticos

La barra LM se encuentra dentro de los valores requeridos. La barra LM permitiría un desplazamiento máximo de **1.88 mm** con una longitud de **470.20 mm**.

Perfil AC

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º y brazo telescópico en posición horizontal	743.7	No cumple el coeficiente de seguridad	-

Tabla (12.2.1.5). Resultados análisis estáticos

El perfil solo tiene una posición de estudio debido a que todas sus fuerzas resultantes se dan en esa situación.

El diseño de la pieza no cumple las expectativas. Tenemos una tensión 7 veces superior al límite y por tanto se rediseña la pieza.

La zona de daño es la pletina soldada para la articulación C:

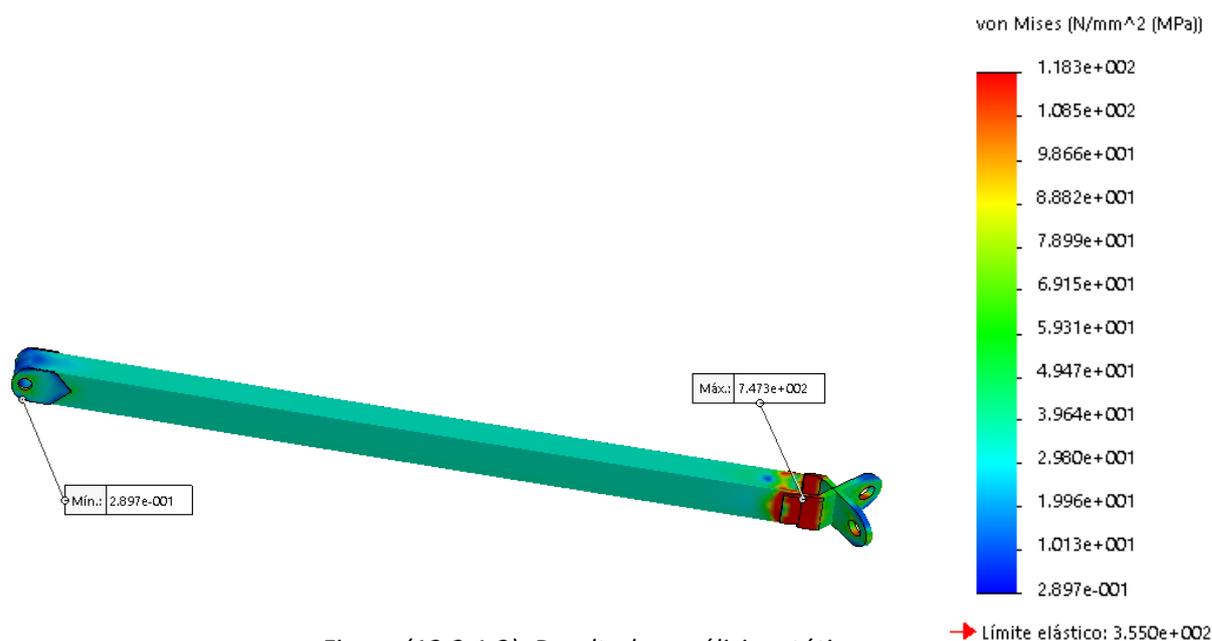


Figura (12.2.1.3). Resultados análisis estáticos

Su rediseño consta en reforzar esa zona para que no fleje la pletina:

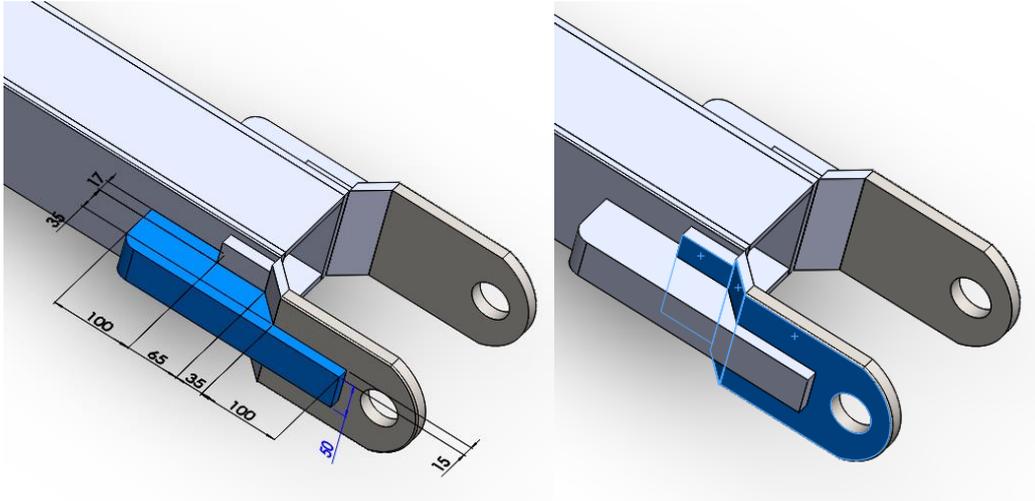


Figura (12.2.1.4). Resultados análisis estáticos

Se ha incluido un refuerzo y se han aumentado los espesores hasta los **17 mm**.

Una vez modificada la pieza se vuelve a realizar el estudio y los resultados son los siguientes:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º y brazo telescópico en posición horizontal	178.7	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	0.3811

Tabla (12.2.1.6). Resultados análisis estáticos

La tensión se sigue disparando pero ya no es como en el diseño anterior que abarcaba una gran zona. Ahora se encuentra en zonas muy puntuales donde se producen concentradores de tensiones:

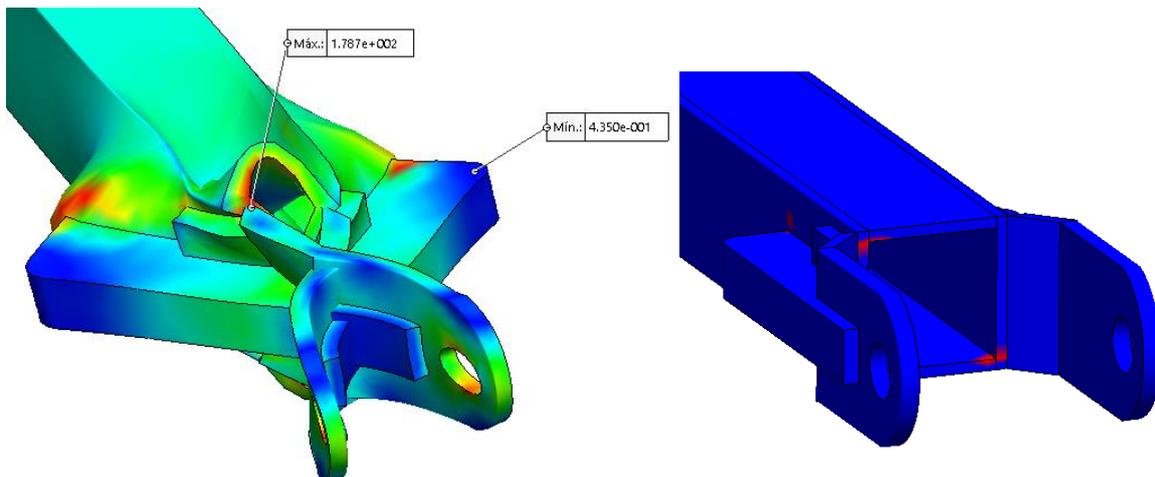


Figura (11.2.1.5). Resultados análisis estáticos

MEMORIA

Las tensiones máximas y la minoración del coeficiente de seguridad se producen en esquinas e intersecciones de planos del diseño del perfil. Dichos picos de tensiones no se tienen en cuenta y la pieza está en servicio de cumplir con su función y por tanto es válida.

La longitud de la pieza es de **3040 mm**, cuyo desplazamiento máximo podría ser de **12.16 mm**. La pieza cumple con los desplazamientos máximos permitidos.

Perfil BD

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60° con brazo telescópico en posición horizontal	244.1	-	-
Cuadrilátero abierto 20° con brazo telescópico en posición horizontal	203.3	-	-
Cuadrilátero cerrado (0°) con brazo telescópico en posición horizontal	244.9	-	-

Tabla (12.2.1.7). Resultados análisis estáticos

Como se puede ver en la tabla y en las imágenes del estudio en el *Anexo 2.1*, el diseño del perfil muestra picos de tensiones demasiados altos que no cumplen con el coeficiente de seguridad. Se estudiaron los tres casos debido a la posibilidad que fuese solo un caso aislado de forma puntual, pero los resultados mostraron que se daba en las tres posiciones.

Si incluyo una modificación al perfil:

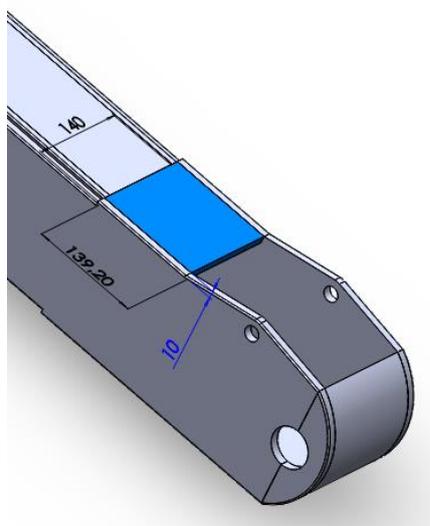


Figura (12.2.1.6). Resultados análisis estáticos

Nos hemos limitado a poner un pequeño refuerzo, tapando parte del perfil en U para reducir las tensiones.

MEMORIA

Se realiza el estudio de nuevo con el nuevo diseño y los resultados son los siguientes:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60° con brazo telescópico en posición horizontal	119.2	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	1.51
Cuadrilátero abierto 20° con brazo telescópico en posición horizontal	129.7	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	2.61
Cuadrilátero cerrado (0°) con brazo telescópico en posición horizontal	141	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	2.91

Tabla (12.2.1.8). Resultados análisis estáticos

De nuevo las tensiones superan los 118.33 MPa impuestos para tener un coeficiente de 3. La diferencia es que se han reducido considerablemente y se han localizado en zonas muy puntuales debidos a concentradores de esfuerzo:

Primera posición:

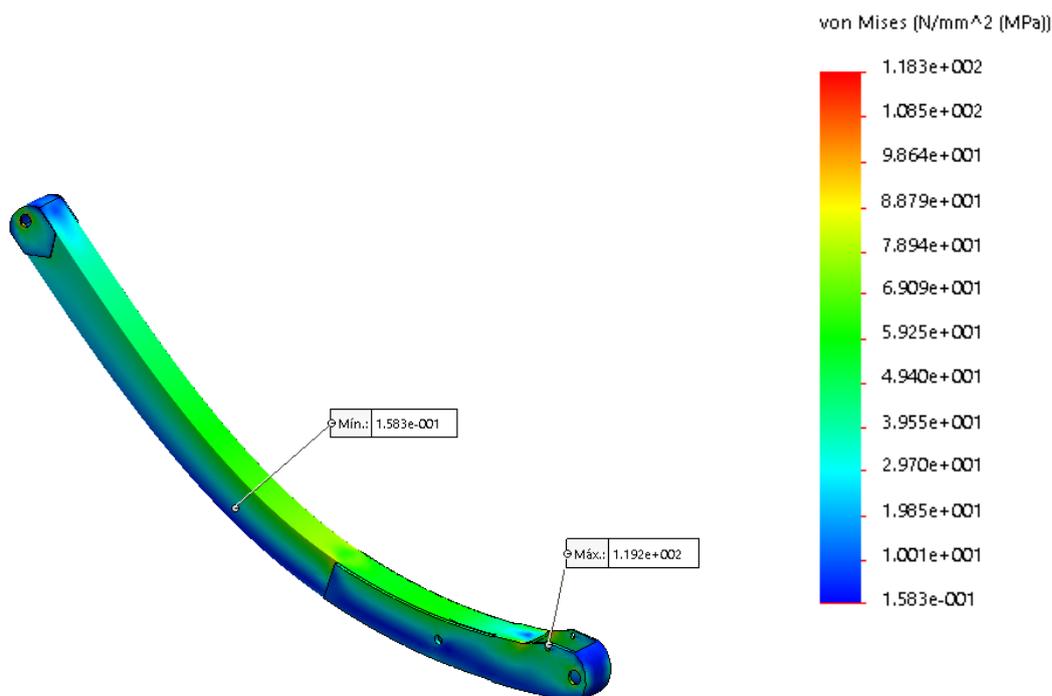


Figura (12.2.1.7). Resultados análisis estáticos

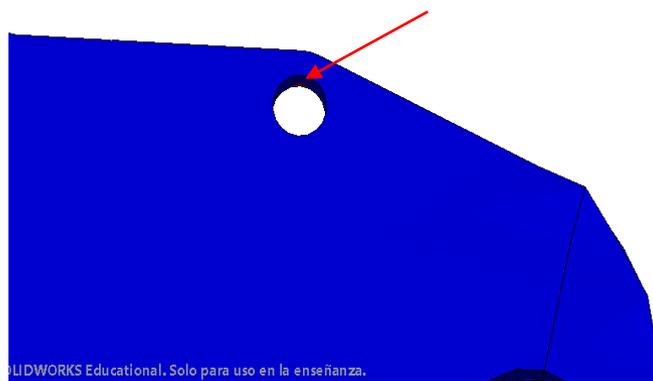


Figura (12.2.1.8). Resultados análisis estáticos

Segunda posición:

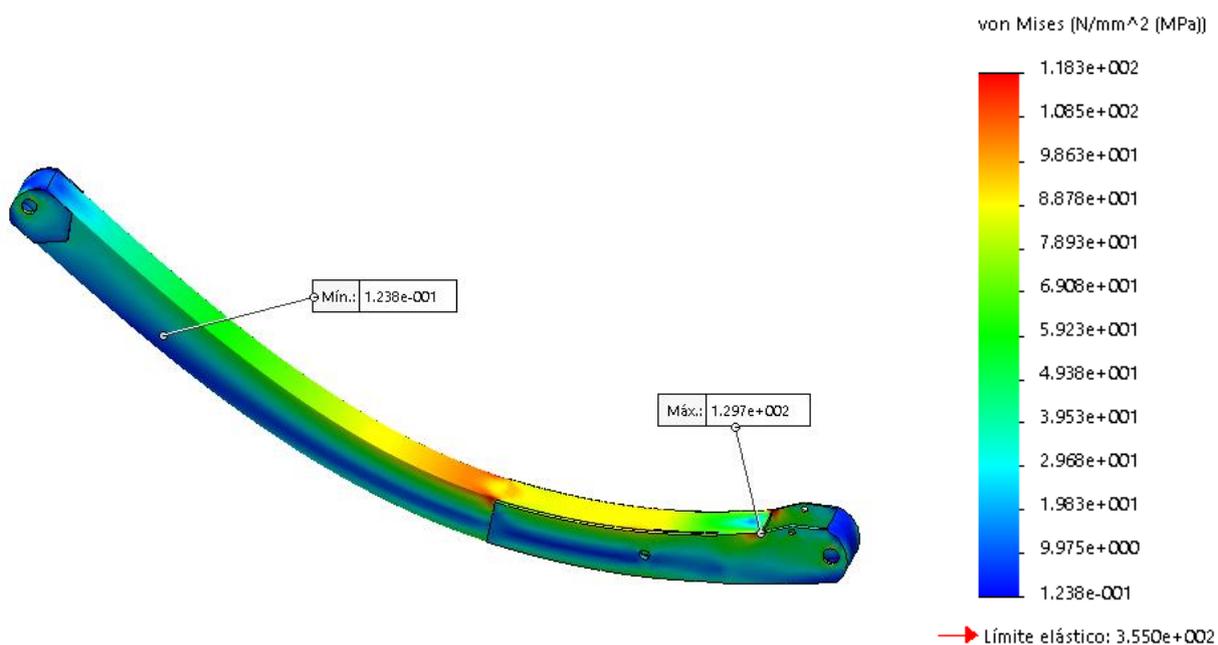


Figura (12.2.1.9). Resultados análisis estáticos

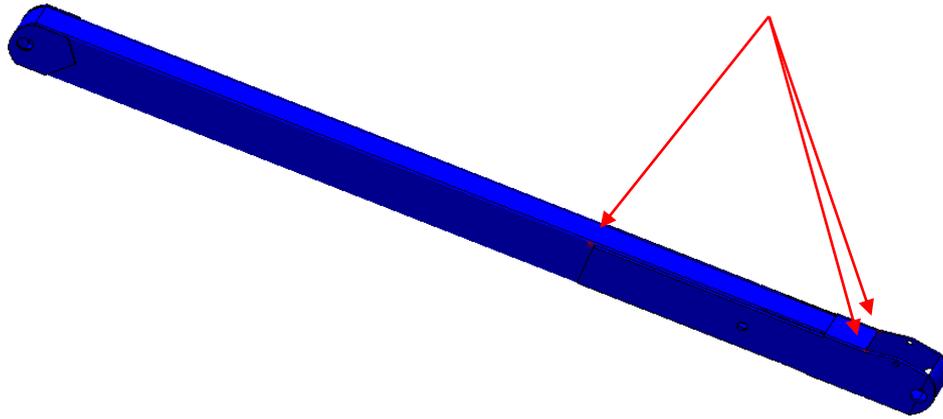


Figura (12.2.1.10). Resultados análisis estáticos

Tercera posición:

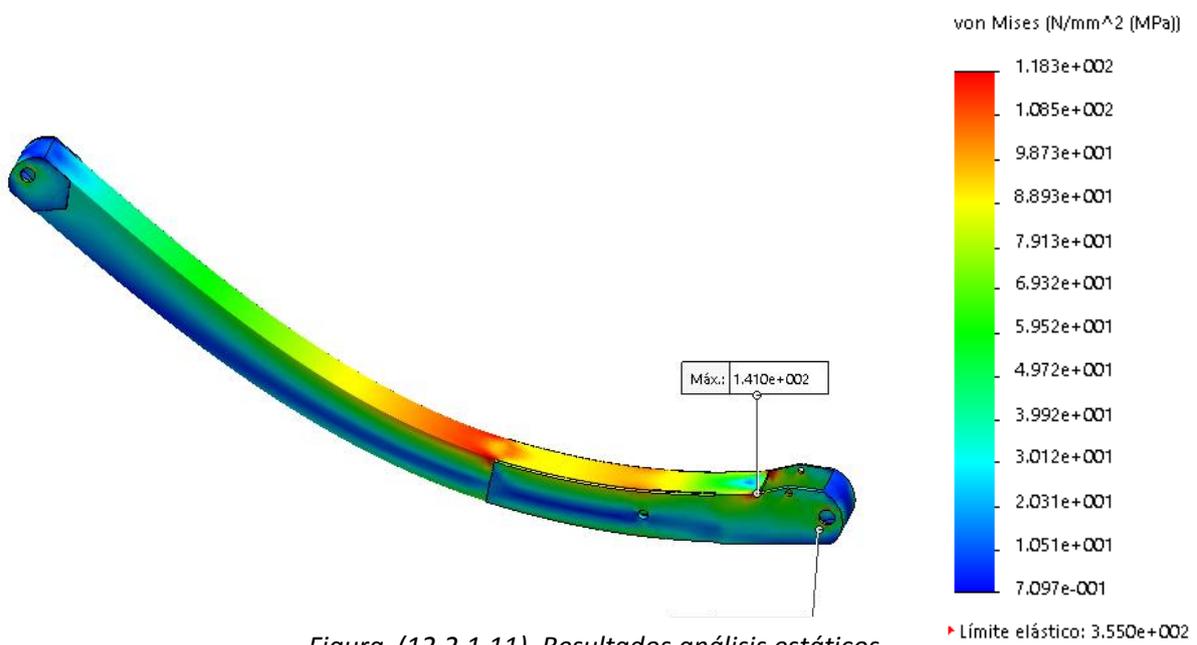


Figura (12.2.1.11). Resultados análisis estáticos

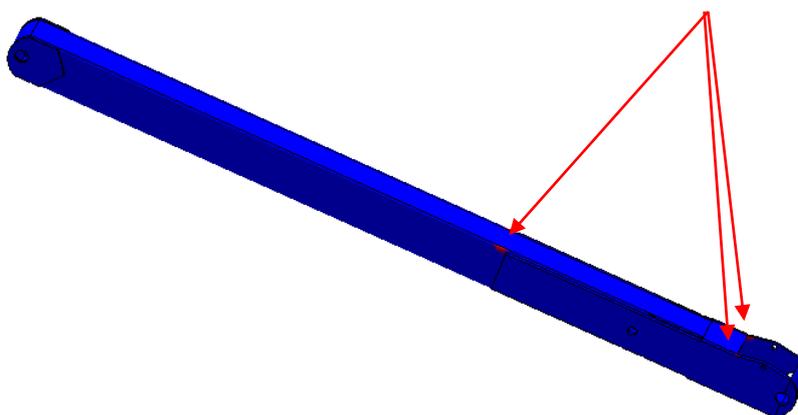


Figura (12.2.1.12). Resultados análisis estáticos

Viendo los resultados y las imágenes donde podemos ver que zonas son las afectadas, podemos decir que se trata de pequeños puntos de concentración de tensiones, como el agujero pasante de un pasador, cambios de plano o intersecciones y esquinas. Estos puntos de concentración de tensiones siempre va a estar y no por ello la pieza no puede realizar su servicio. Las tensiones no son alarmantes y este nuevo diseño se da por válido.

El desplazamiento máximo de permitido a la pieza es de **12.16** debido a su longitud de **3040 mm**. Se cumple con los desplazamientos máximos.

Pletina EFDC

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º con brazo telescópico en posición horizontal	165.7	-	-
Cuadrilátero abierto 20º con brazo telescópico en posición horizontal	-	-	-

Tabla (12.2.1.9). Resultados análisis estáticos

La pletina EFDC tiene dos posiciones de estudio, tal y como podemos ver en la tabla. En el primer análisis estático, SolidWorks nos muestra tensiones altas en la pieza. Este hecho hace que reconsideremos el diseño de la pieza y no se estudian más posiciones.

El diseño será aumentar el espesor de las paredes. Para ello reducimos la longitud de los cilindros que rigidizan y unan ambas paredes, permitiendo siempre la entrada de los demás perfiles para permitir su articulación.

Hemos reducido la longitud de los tubos interiores de **174 a 170 mm**, aumentando el espesor de las pletinas de **18 a 20 mm**, obteniendo así la misma anchura exterior:

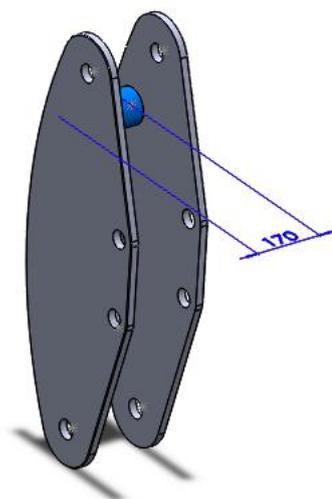


Figura (12.2.1.13). Resultados análisis estáticos

Rediseñada la pieza repetimos el estudio:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60° con brazo telescópico en posición horizontal	148.1	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	0.1074
Cuadrilátero abierto 20° con brazo telescópico en posición horizontal	175	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	0.1635

Tabla (12.2.1.10). Resultados análisis estáticos

Los datos no muestran mucha mejoría. En ambas posiciones las máximas tensiones aparecen en los agujeros pasantes, zonas puntuales, concentradoras de tensiones y de máxima sollicitud. Veamos las áreas de coeficiente de seguridad:

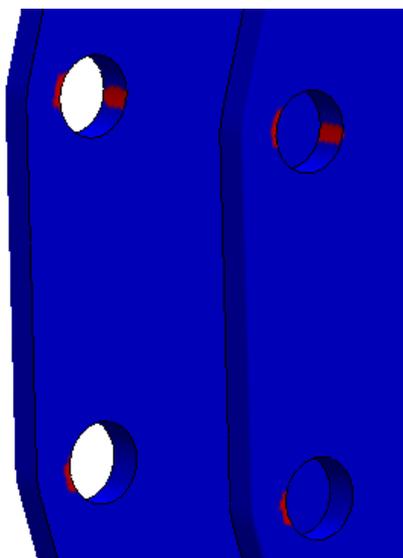


Figura (12.2.1.14). Resultados análisis estáticos

En principio la pieza no la damos por válida y será sometida a otro estudio, un estudio de fatiga. El estudio a fatiga puede darnos datos más fiables en cuanto a comportamiento en servicio durante su vida de trabajo, por tanto es el método elegido.

Los desplazamientos de la pieza son totalmente válidos.

Pletina o caja HGK

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º con brazo telescópico en posición horizontal	197.9	No cumple el Csf	-
Cuadrilátero abierto 20º con brazo telescópico en posición horizontal	-	-	-
Cuadrilátero cerrado (0º) con el brazo telescópico en su posición más baja (-22º)	-	-	-

Tabla (12.2.1.11). Resultados análisis estáticos

Esta nueva pieza tiene tres posiciones de estudio. De igual forma que la pieza anterior, en el primer estudio se encuentran picos de tensiones altos que hacen rechazar el diseño de la pieza. De hecho podemos ver las áreas de coeficiente de seguridad:

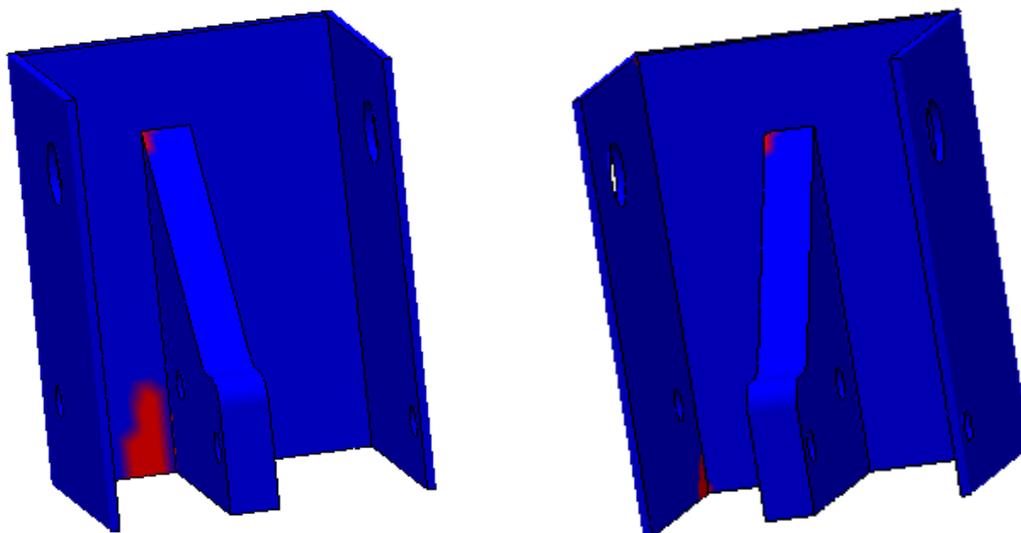


Figura (12.2.1.15). Resultados análisis estáticos

Las áreas son muy extensas, no son zonas puntuales. La pieza así no es válida.

Rediseño de HGK:

Las altas tensiones puede que se deban a una alta flexión de las paredes laterales. La solución a este problema es aumentar dicho espesor. Las paredes laterales pasan a tener **25 mm** de espesor en vez de **13 mm**.

Resultados del nuevo análisis:

Posición	Máxima tensión de Von Mises (MPa)	Coefficiente de seguridad	Desplazamiento máximo (mm)
Cuadrilátero abierto 60º con brazo telescópico en posición horizontal	158.1	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	1.439
Cuadrilátero abierto 20º con brazo telescópico en posición horizontal	131.8	Se cumple el Csf de 3 en casi toda la pieza	1.057
Cuadrilátero cerrado (0º) con el brazo telescópico en su posición más baja (-22º)	69.86	Se cumple el Csf de 3 en toda la pieza	0.982

Tabla (12.2.1.12). Resultados análisis estáticos

Se reducen las tensiones máximas, pero en las dos primeras posiciones seguimos sin cumplir tener tensiones por debajo de 118.33 MPa.

Estas son las áreas donde no se cumple el coeficiente de seguridad de las dos primeras posiciones respetivamente:

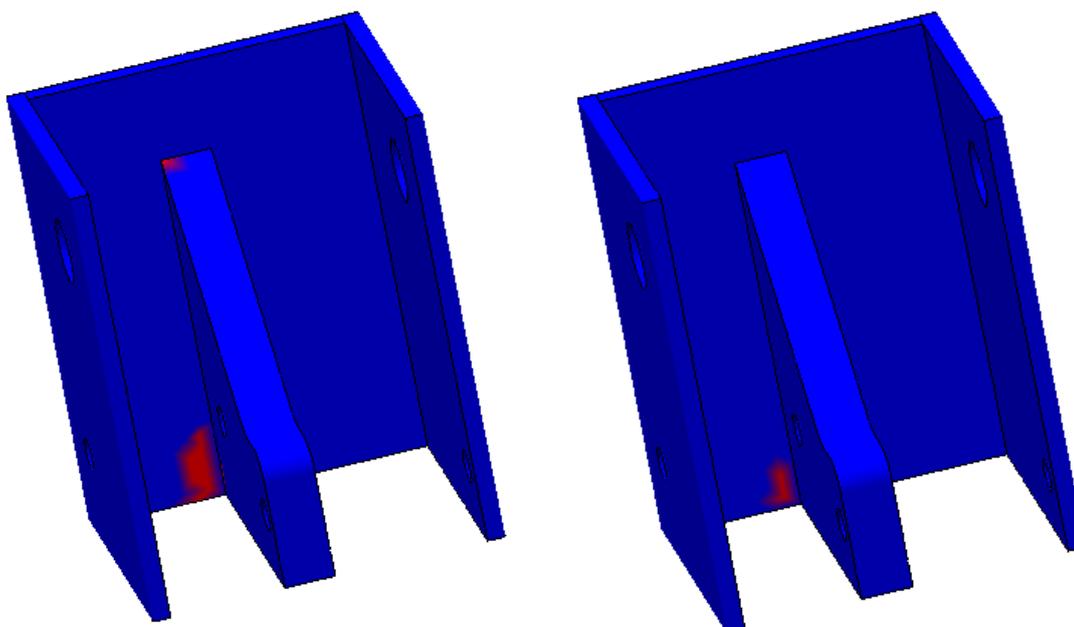


Figura (12.2.1.16). Resultados análisis estáticos

El área es más reducido que en el primer estudio y se localiza mucho más. Como en la pieza EFDC, no debería darse por válida HGK, por tanto se someterá también a un estudio de fatiga y así veremos cómo se comporta en servicio.

Los desplazamientos máximos permitidos de HGK son de **2.48 mm**. En este sentido la pieza cumple el requisito en las tres posiciones de estudio.

12.3- Estudio a fatiga

Como sabemos vamos a estudiar a fatiga las piezas EFDC y HGK para tener otros resultados del comportamiento en servicio y decidir si los diseños son correctos a no.

Los diseños estudiados serán los rediseños de los análisis estáticos.

Para realizar un estudio a fatiga, lo primero que debemos hacer es hallar la Curva S-N de cada pieza. Usaremos el modelo de fallo "Vida total", un modelo del límite a fatiga de alto ciclo.

Las curvas S-N de ambas piezas son:

EFDC		HGK	
2N(ciclos)	Tensión (MPa)	2N(ciclos)	Tensión (Mpa)
5000	208.033798	5000	193.720543
7500	198.115982	7500	184.191208
10000	191.367272	10000	177.715697
15000	182.244017	15000	168.973658
20000	176.035976	20000	163.033142
25000	171.366652	25000	158.569526
50000	157.637697	50000	145.468794
100000	145.008629	100000	133.450421
200000	133.391334	200000	122.424985
300000	127.032027	300000	116.40276
400000	122.704752	400000	112.31045
500000	119.45003	500000	109.235549
600000	116.854918	600000	106.785771
700000	114.704818	700000	104.757425
800000	112.874321	800000	103.031561
900000	111.28397	900000	101.532857
1000000	109.880349	1000000	100.210703

Tablas (12.3.1). Estudio a fatiga

El cálculo de las curvas se encuentra en el Anexo 2.2.1.

Ahora debemos aproximar los ciclos que va a trabajar la maquina durante su vida de trabajo. De este modo podremos comparar si las piezas pueden aguantar dichos ciclos o por el contrario duraran menos. La aproximación es la siguiente:

Un año laboral tiene alrededor de 265 días laborables, en los cuales la maquina hará 10 ciclos completos al día (10 recorridos completos), y se aproxima una duración de la máquina de 10 años.

Por tanto los ciclos son:

$$\text{Ciclos} = 10 \times 265 \times 10 = 26500 \text{ ciclos} \rightarrow 27000 \text{ ciclos}$$

Ahora nuestro límite de estudio serán los **27000** ciclos de vida de la máquina, ciclos que se transportan a las piezas que vamos a estudiar.

Halladas las curvas y la vida mínima que deben tener las piezas, debemos crear tantos estudios en SolidWorks como análisis estáticos tengamos de cada pieza. La pieza EFDC tiene dos estudios (2 posiciones) y HGK tres estudios (3 posiciones).

Los estudios serán esfuerzos intermitentes con base en O (LR=0).

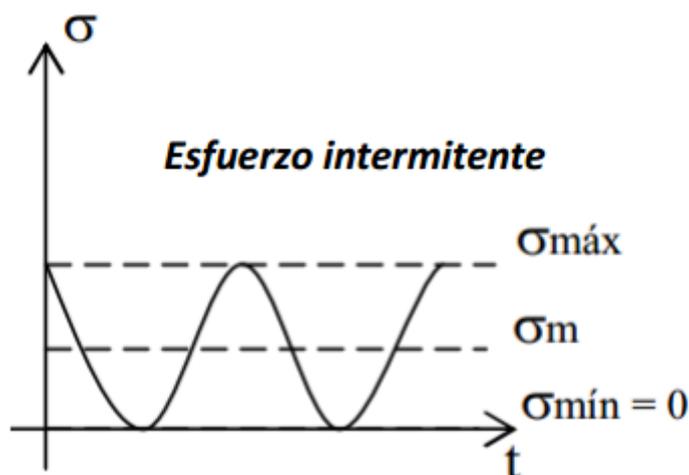


Figura (12.3.1). Estudio a fatiga

La razón de usar este tipo de esfuerzo se debe a que la pieza se somete a tensiones siempre en el mismo sentido, no se contraponen pasando por una tensión de valor cero que sea punto de inflexión.

El estudio se realizará en el Anexo 2.2.

12.3.1- Resultados del estudio a fatiga

Los resultados mostrados por SolidWorks son los siguientes:

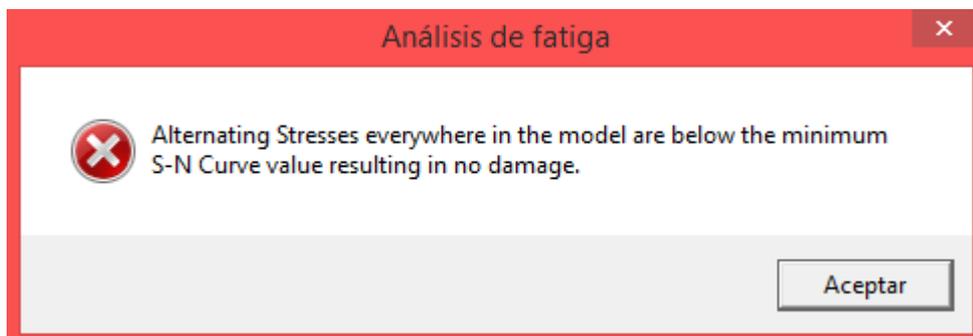


Figura (12.3.1.1). Resultados estudio a fatiga

Este es el mensaje que se repite en cada uno de los sucesos de cada pieza estudiados. Como se puede ver en el Anexo 2.2.1, todos los estudios quedan interrumpidos debido a que el programa considera insuficientemente estresada la pieza como para mostrar daños por fatiga, ya que las piezas se encuentran sometidas a tensiones por debajo del límite de fatiga de sus curvas S-N.

Si representamos las curvas S-N de cada pieza podemos ver cuál es la tensión media límite:

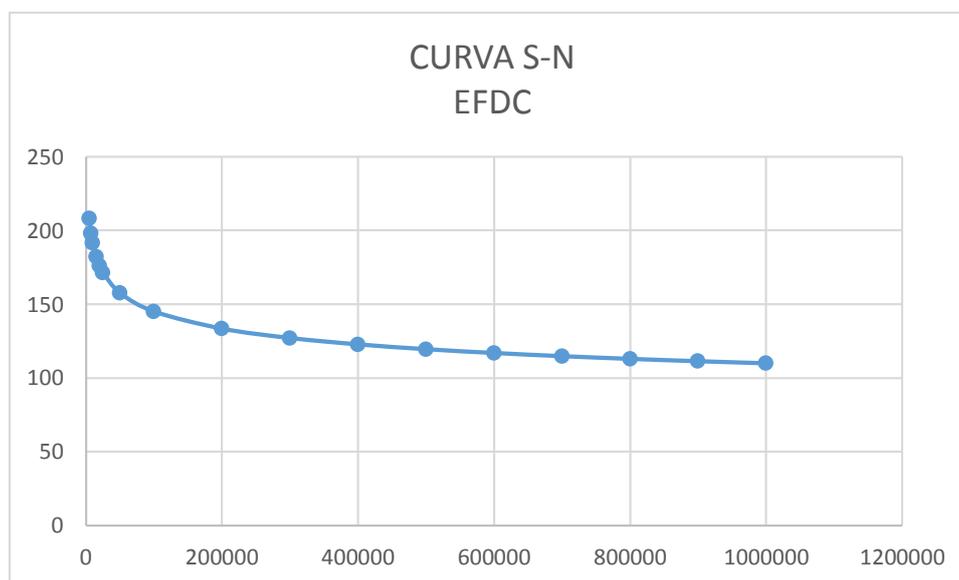


Gráfico (12.3.1.2). Resultados estudio a fatiga

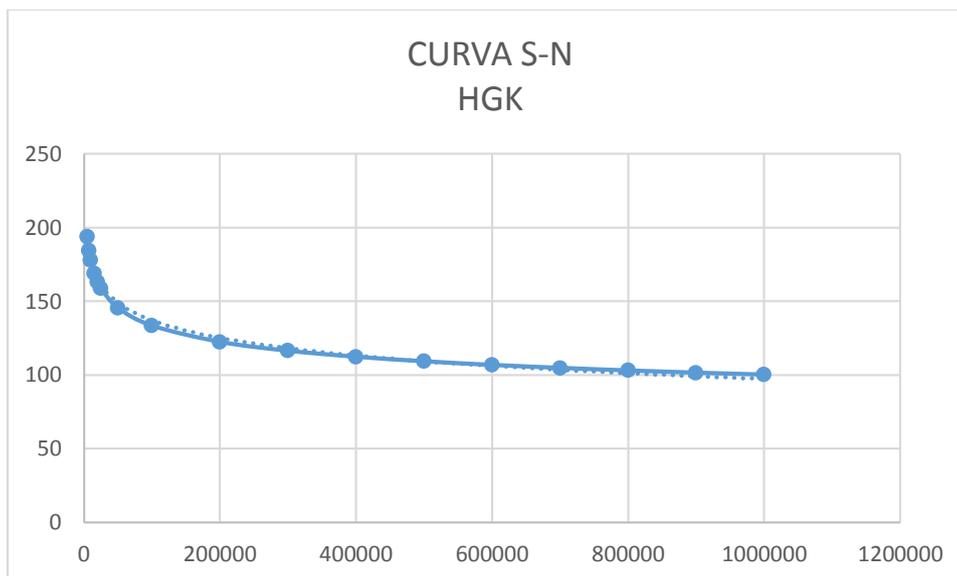


Gráfico (12.3.1.3). Resultados estudio a fatiga

La tensión media de cada pieza debe trabajar por debajo del límite a fatiga, lo que muestra un resultado de vida infinita a las sollicitaciones que trabajan las piezas.

Para hacernos una idea vamos a escoger la pieza EFDC y vamos a doblar el valor de las fuerzas aplicadas a su estructura en la segunda posición. Esto se consigue escalando al valor **2** el análisis que se agrega al estudio a fatiga. Se escoge la segunda posición debido a que da tensiones mayores que en la primera y por tanto es más restrictiva.

El estudio muestra el siguiente resultado:

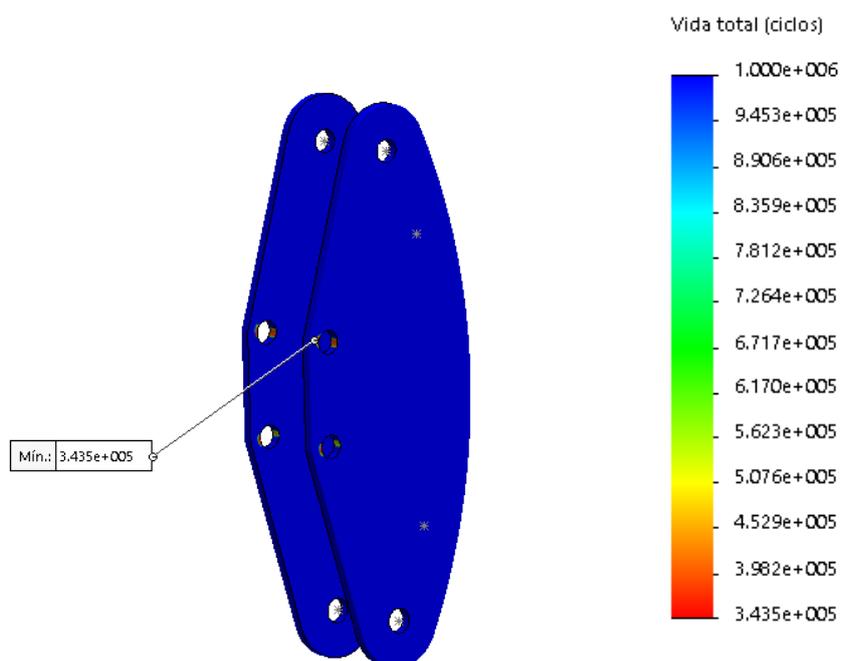


Figura (12.3.1.4). Resultados estudio a fatiga

Obtenemos un valor mínimo **343500 ciclos**. Nuestro mínimo era de **27000 ciclos**. Esto quiere decir aun solicitando la pieza con fuerzas el doble de grandes la pieza consigue un mínimo de ciclos mayor que el necesitado para dar por valido el diseño de la pieza.

Como conclusión de todo, podemos decir que ambos diseños de las piezas EFDC y HGK son válidos.

13- Conclusión

El trabajo realizado en este proyecto ha sido establecer el diseño de una elevadora hidráulica de personal mediante cálculos estáticos y su comprobación posterior en SolidWorks.

Las aportaciones de este TFG han sido poner en práctica la capacidad analítica, la estructuración del trabajo, el trabajo autónomo, puesta en partica de los programas de ordenador, usar el criterio personal con los conocimientos aprendidos y ser consciente de la metodología de diseño y factores a considerar para un diseño realista.

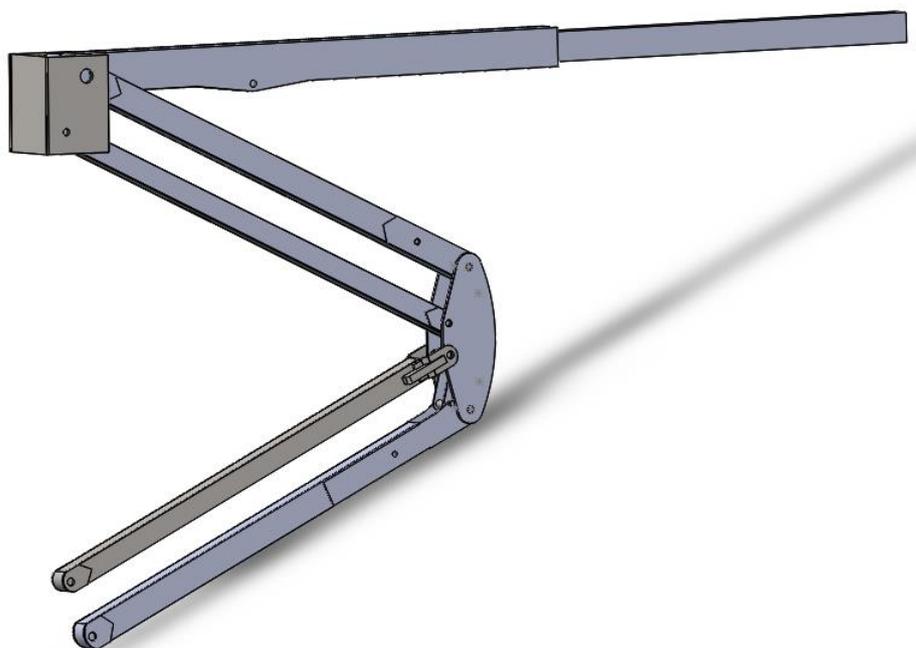
Puntos clave de la metodología:

- Importancia de establecer factores iniciales de diseño y localizar la situación más desfavorable para realizar un diseño correcto.
- Búsqueda de información.
- Iteración de diseño, cálculo y rediseño.
- Apoyo en programas por ordenador.
- Importancia de un correcto criterio.

Después de los estudios realizados en SolidWorks, se concluye que el diseño de la estructura se encuentra consolidada en esta fase de diseño. Las diferencias entre los modelos teóricos y los 3D hacen pensar en los distintos factores que hay que tener en cuenta a la hora del diseño. Dichos factores pueden ser concentradores de tensiones, aplicación de fuerzas o iteraciones de los diferentes componentes o fuerzas. Todo ello hace variar el resultado alejándolo de los modelos teóricos.

Desde mi punto de vista, el proyecto ha cubierto los objetivos planteados, creando una base de diseño para estudios posteriores.

Una vez realizado este estudio, se pueden plantear diversas optimizaciones, tales como empleo de aceros de mayor resistencia con el objetivo de reducir espesores y peso, lo que conlleva a la posibilidad de ahorro en material. Otros puntos interesantes de estudio podrían ser un cálculo de vuelco de la máquina, el diseño específico de la cesta y el chasis de la máquina, así como el sistema hidráulico y eléctrico que pueda llevar la máquina para poder ofrecer el servicio para la cual se diseña.



Bibliografía

1. NTP 634: Plataformas elevadoras móviles de personal
2. UNE 58923
3. UNE –EN 280
4. Genie Z45/25 DC & Bi (<http://www.genielift.com/en/products/boom-lifts/articulating-booms-electric/z4525/index.htm>) [Consulta: 25 Junio 2017]
5. MatWeb
(<http://www.matweb.com/search/quicktext.aspx?SearchText=3A+Composites+Core+Materials>)
[Consulta: 10 Agosto 2017]
6. Mecánica de materiales. Ferdinand P.Beer / E.Russel Johnston, Jr / John T.DeWolf / David F.Mazurek. Quita Edicion. Editorial Mc Graw Hill
7. Mecánica de materiales 6ª Edición-James M. Gere. Editorial Thomson
8. Timoshenko Resistencia de Materiales. 5ª Edición. James M.Gere. Editorial PARANINFO.
9. Teoría de estructuras y construcciones industriales. Dpto Ingeniería Mecánica
10. Máquinas Prontuario Técnicas, Maquinas, Herramientas. Nicolás Larburu Arrizabalaga. Editorial PARANINFO. 31 Diciembre 1989.
11. Perfiles metálicos (<http://www.metalco.es/>)[Consulta: 11 Agosto 2017]
12. Propiedades PTFE (<http://www.elaplas.es/>) [Consulta: 20 Agosto 2017]
13. Criterios de diseño de máquinas. Dpto. Ingeniería Mecánica.
14. Cálculo y selección de elementos de máquinas. Dpto. Ingeniería Mecánica
15. Método Pungsley (<https://es.scribd.com/doc/105524711/2-DISENO-FACTOR-DE-SEGURIDAD>)
[Consulta: 2 Septiembre 2017]
16. Cilindros hidráulicos (<http://www.cicrosa.com/>) [Consulta: 15 Septiembre 2017]
17. Piñón-cremallera (<http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>) [Consulta 4 Septiembre 2017]
18. Engranajes (<http://www.sanders.biz/gears/en/cylindrical-gears.html>) [Consulta 4 Septiembre 2017]
19. Casquillos fricción (<http://www.grupogaes.com/productos/varios/fabricante/oko-bearings/casquillos>) [Consulta: 20 Agosto 2017]