



Trabajo Fin de Grado

Diseño, cálculo y modelado de grúa para descarga lateral de contenedor de 37 toneladas

Design, calculation and modeling of a crane for lateral unloading of 37-ton container

Autor/es

Javier Ramón Cerdán

Director/es

D. Javier Abad Blasco

Escuela de ingeniería y arquitectura
2023

Índice

Índice de ilustraciones.....	4
Índice de tablas	6
Índice de anexos.....	7
1. Alcance y objetivos.....	9
2. Introducción	10
2.1. Definición	10
2.2. Importancia	10
2.3. Partes que componen la grúa	10
3. Criterios/consideraciones iniciales de diseño	12
3.1. Consideraciones/Limitaciones	12
3.1.1 Posicionamiento.....	13
3.1.2 Levantamiento	14
3.1.3 Transferencia.....	15
3.1.4 Límites de operación	15
4.Diseño básico de la grúa.....	16
4.1 Chasis.....	16
4.2 Brazos grúa.....	16
4.3 Patas estabilizadoras.....	17
5.Cálculos	18
5.0: Selección del material	18
5.1: Dimensionamiento del brazo superior.....	19
5.1.1.-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos	19
Comprobación analítica:	21
5.1.2.-Dimensionamiento del perfil	24
5.1.3.-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores	26
5.2: Dimensionamiento del brazo inferior:	28
5.2.1.-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos	28
Comprobación analítica:	30
5.2.2.-Dimensionamiento del perfil	33
5.2.3.-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores	35
5.3: Dimensionamiento de los cilindros hidráulicos:	37
5.8: Dimensionamiento de la pata estabilizadora:	39
6. Análisis estáticos	40
6.1 Primera Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis.....	40
6.2 Segunda Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis.....	41

6.3 Tercera Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis.....	41
6.3.1 Brazos superiores	47
6.3.2 Brazos inferiores.....	48
6.3.3 Pata equilibradora	49
6.3.4 Dimensionamiento del cilindro de la pata estabilizadora:.....	51
7. Fuerzas pasadores y cilindros MEFI Y SOLID comparación	53
8. Modelo 3D completo	54
9. Resumen final y líneas futuras	56
10. Bibliografía	57

Índice de ilustraciones

Imagen 1.- Partes generales de la grúa y el chasis (11)	10
Imagen 2.- Componentes de los brazos de la grúa (11).....	11
Imagen 3.- Distancia camión-contenedor (11).....	13
Imagen 4.- Inclinación longitudinal del chasis (11)	13
Imagen 5.- Inclinación longitudinal del terreno (11).....	13
Imagen 6.- Inclinación transversal (11)	13
Imagen 7.- Gráfica de carga steelbro SB363 (14).....	14
Imagen 8.- Gráfica de carga Hammar 195 (11)	14
Imagen 9.- Gráfica de carga según posición brazos (15).....	14
Imagen 10.- Límites de operación del brazo superior (11)	15
Imagen 11.- Dimensiones generales chasis (11)	16
Imagen 12.- Dimensiones brazos grúa (1).....	16
Imagen 13.- Dibujo partes pata estabilizadora (11).....	17
Imagen 14.- Indicación brazo superior.....	19
Imagen 15.- Ángulos brazos	19
Imagen 16.- Posición más desfavorable brazo superior	20
Imagen 17.- D.S.L brazo superior	21
Imagen 18.- Diagrama esfuerzos brazo superior (analítico)	22
Imagen 19.- Croquis perfil.....	24
Imagen 20.- Detalle pasador 2	27
Imagen 21.- Detalle pasadores brazo superior	27
Imagen 22.- Detalle pasador 1	27
Imagen 23.- Detalle pasador 3	27
Imagen 24.- Indicación brazo inferior	28
Imagen 25.- Ángulos brazos	28
Imagen 26.- D.S.L. Brazo inferior.....	30
Imagen 27.- Axil brazo inferior (analítico).....	31
Imagen 28.- Cortante brazo inferior (analítico)	31
Imagen 29.- Momento brazo inferior (analítico)	32
Imagen 30.- Croquis perfil.....	33
Imagen 31.- Pasadores brazo inferior SolidWorks	36
Imagen 32.- Detalles pasadores 4 y 6 brazo inferior.....	36
Imagen 33.- Detalle pasador 5 brazo inferior	36
Imagen 34.- Detalle cilindros SolidWorks	38
Imagen 35.- Sujeciones primera aproximación.....	40
Imagen 36.- Suspensión delantera.....	41
Imagen 37.- Resultante apoyos caso 6.....	42
Imagen 38.- Malla SolidWorks	43
Imagen 39.- Detalle malla SolidWorks	44
Imagen 40.- Tensiones 3ª aproximación.....	44
Imagen 41.- Desplazamientos 3ª aproximación.....	45
Imagen 42.- Tensiones excesivas brazo superior	45
Imagen 43.- Tensiones excesivas brazo inferior	46
Imagen 44.- Tensiones pata estabilizadora.....	46
Imagen 45.- Modificación brazo superior	47
Imagen 46.- Modificación brazo inferior.....	48

Imagen 47.- Modificación pata equilibradora.....	49
Imagen 48.- Tensiones SolidWorks caso 6	50
Imagen 49.- Desplazamientos SolidWorks caso 6.....	50
Imagen 50.- Detalle cilindro pata estabilizadora SolidWorks	52
Imagen 51.- Modelo 3D completo_1	54
Imagen 52.- Modelo 3D completo_1	54
Imagen 53.- Modelo 3D completo_2	54
Imagen 54.- Modelo 3D completo_3	55
Imagen 55.- Modelo 3D completo_4	55

Índice de tablas

Tabla 1.- Especificaciones técnicas grúa	12
Tabla 2.- Posición más desfavorable brazo superior.....	20
Tabla 3.- Fuerzas nodos posición más desfavorable brazo superior.....	20
Tabla 4.- Comparación MEFI-Analítico.....	23
Tabla 5.- Solicitaciones brazo superior centro	24
Tabla 6.- Datos perfil brazo superior centro	24
Tabla 7.- Solicitaciones brazo superior extremos	25
Tabla 8.- Datos perfil brazo superior extremos.....	25
Tabla 9.- Resumen uniones con pasadores brazo superior	26
Tabla 10.- Posición más desfavorable brazo inferior	29
Tabla 11.- Posición más desfavorable brazo inferior	29
Tabla 12.- Esfuerzos posición más desfavorable brazo inferior.....	29
Tabla 13.- Fuerzas nodos posición más desfavorable brazo inferior	29
Tabla 14.- Comparación MEFI-Analítico.....	32
Tabla 15.- Solicitaciones brazo inferior centro.....	33
Tabla 16.- Datos perfil brazo inferior centro.....	33
Tabla 17.- Solicitaciones brazo inferior extremos.....	34
Tabla 18.- Datos perfil brazo inferior extremos	34
Tabla 19.- Resumen uniones con pasadores brazo superior	35
Tabla 20.- Factores dimensionamiento cilindros	37
Tabla 21.- Longitud pandeo cilindros.....	37
Tabla 22.- Dimensiones vástagos cilindros	37
Tabla 23.- Dimensionamiento pistones cilindros.....	38
Tabla 24.- Comparación aproximaciones.....	42
Tabla 25.- Propiedades material	43
Tabla 26.- Propiedades de malla.....	43
Tabla 27.- Dimensionamiento final brazo superior.....	47
Tabla 28.- Dimensionamiento final brazo inferior	48
Tabla 29.- Dimensionamiento final pata estabilizadora	49
Tabla 30.- Factores dimensionamiento cilindros	51
Tabla 31.- Longitud pandeo cilindros.....	51
Tabla 32.- Dimensiones vástagos cilindros	51
Tabla 33.- Dimensionamiento pistones cilindros.....	51
Tabla 34.- Comparación resultados pasadores caso 6.....	53
Tabla 35.- Comparación resultados cilindros caso 6.....	53

Índice de anexos

A. Dimensionamiento brazo superior:	8
A.1-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos	11
A.2-Dimensionamiento del perfil	24
A.3-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores:	27
A.3.1-Dimensionamiento del diámetro de los pasadores	27
A.3.2-Dimensionamiento del espesor	29
B. Dimensionamiento brazo inferior:	31
B.1-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos	32
B.2-Dimensionamiento del perfil	47
B.3 RESUMEN MEFI: FUERZAS EN CILINDROS Y PASADORES:	50
B.4-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores:	53
B.4.1-Dimensionamiento del diámetro de los pasadores	53
B.4.2-Dimensionamiento del espesor	55
C. Dimensionamiento del cilindro hidráulico superior e inferior:	57
D.MODELADOS	64
D.1-Chasis	64
D.2 - Unión chasis-brazos	65
D.2.1 - Base	65
D.2.2 - Pletinas	67
D.3 - Brazos	68
D.4 - Pata estabilizadora:	69
D.5 Ensamblajes	70
D.5.1 - Ensamblaje mecanismo inferior (brazo y cilindro inferiores)	70
D.5.2 - Ensamblaje mecanismo superior (brazo y cilindro superiores)	71
D.5.3 - Ensamblaje apoyo pata estabilizadora (pata con apoyo)	72
D.5.4 - Ensamblaje final pata estabilizadora	72
D.5.5 - Ensamblaje final:	73
E. Análisis estáticos	75
E.1 Primera Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis	76
E.2 Segunda Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis	78
E.3 Tercera aproximación a las condiciones de apoyo del chasis	82
E.3.1 - Brazos superiores	85
E.3.2 - Brazos inferiores	91
E.3.3 - Patas equilibradoras	98

E.4 Resumen SolidWorks: fuerzas en cilindros y pasadores:	105
E.5 Resumen SolidWorks: tensiones, desplazamientos y fuerza resultante en apoyos:.....	114
E.6 Dimensionamiento cilindro hidráulico pata estabilizadora:.....	123
F. Comparación resultados MEF-SOLIDWORKS.....	127
G. Documentación gráfica:.....	132
G.1 Chasis:	132
G.2 Brazo superior:.....	133
G.3 Brazo inferior:	133
G.4 Pata estabilizadora:.....	134
G.5 Base:	135
G.6 Pletinas:	136

1. Alcance y objetivos

El objetivo de este proyecto es llevar a cabo un estudio detallado sobre el análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos que conforman una grúa de descarga lateral, técnicamente llamada “sidelifter”, debiendo para ello analizar sus diversas posiciones con el fin de obtener la más desfavorable para el dimensionamiento o selección de los diversos elementos de la misma.

Se centra en aplicar los conocimientos adquiridos en las asignaturas de Grado en Ingeniería Mecánica, tales como diseño de máquinas, resistencia de materiales y mecánica de sólidos deformables, para desarrollar criterios de diseño eficaces.

Para llevar a cabo este proceso, se empleará el programa SolidWorks para modelar y analizar estáticamente la estructura, con el objetivo de realizar un análisis más detallado al considerar un modelo 3D y poder analizar posibles efectos locales que en un modelo simplificado no se pueden considerar. Se utilizarán métodos de cálculo estáticos convencionales de la Ingeniería Mecánica para el dimensionamiento de los elementos y la selección de materiales. Además, se utilizarán programas de cálculo como EES y Excel para apoyar las labores de diseño y análisis.

El trabajo comienza con la búsqueda de información acerca de las grúas “sidelifter” para recopilar ideas en cuanto a diseño, componentes y materiales.

Una vez que se complete esta fase de búsqueda, se establecerán criterios iniciales de diseño. A partir de estos criterios, se seleccionarán los materiales y se asignará un coeficiente de seguridad para comenzar el proceso iterativo de diseño y cálculo, considerando las condiciones más desfavorables.

Para obtener estas condiciones más desfavorables, se llevará a cabo un análisis del mecanismo en el programa de cálculo MEFI, obteniendo para distintas posiciones los esfuerzos en los brazos de este, determinando así la posición más desfavorable.

Para ratificar los resultados obtenidos con MEFI, se realizará un estudio analítico de esta posición más desfavorable, para después comparar los esfuerzos obtenidos entre MEFI y este estudio. (En el estudio se llevarán a cabo diagramas de sólido libre para determinar las fuerzas en los puntos de apoyo y articulación en los componentes de la estructura y después se examinarán los diagramas de esfuerzos de los diferentes componentes)

Una vez validados estos esfuerzos, se realizará un predimensionado de los componentes, tanto los perfiles de los brazos, como sus pasadores.

También se realizará un estudio de los dos cilindros hidráulicos para dimensionarlos y definir sus características.

Por último, se llevará a cabo un análisis estático por elementos finitos utilizando el programa SolidWorks en todas las barras que conforman la estructura. Este estudio tiene la finalidad de comparar las diferencias y similitudes con los cálculos numéricos (con elementos tipo barra en el caso de MEFI, y con elementos 3D en el caso de SolidWorks).

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

2.1. Definición

Una grúa “sidelifter” es un tipo de grúa diseñada para cargar y descargar contenedores de manera lateral en vez de vertical como lo hacen las grúas convencionales.

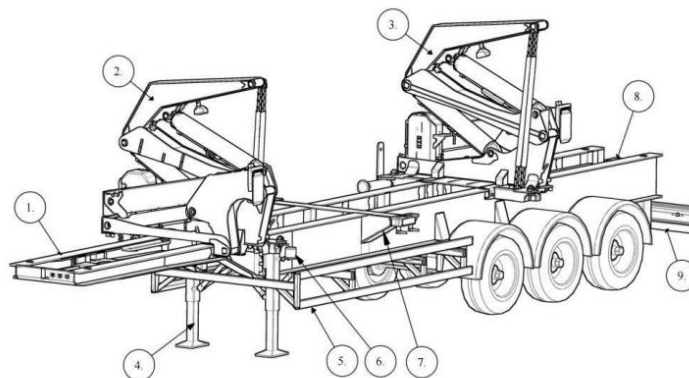
Está equipado con un brazo hidráulico y dos patas que pueden desplegarse y engancharse al contenedor. Una vez que el brazo ha asegurado el contenedor, puede transportarlo lateralmente y colocarlo en una posición deseada, sin necesidad de una plataforma adicional. Esta característica hace que las grúas “sidelifter” sean especialmente útiles en áreas con espacio limitado o con acceso difícil.

2.2. Importancia

Las grúas “side-lifter” son una herramienta esencial en la industria del transporte de carga y logística. Estas grúas están diseñadas para cargar, transportar y descargar contenedores de manera eficiente y segura, lo que las hace ideales para el manejo de contenedores en puertos, terminales de carga y lugares de construcción. La capacidad de estas grúas para cargar y descargar contenedores de forma autónoma, sin la necesidad de grúas adicionales o equipos especializados, las hace una solución rentable para el transporte y manejo de contenedores. Además, las grúas “side-lifter” permiten una mayor flexibilidad en la gestión de la carga y pueden mejorar significativamente los tiempos de entrega, lo que las convierte en una herramienta valiosa para cualquier empresa que necesite transportar y manipular contenedores de manera eficiente.

2.3. Partes que componen la grúa

1.1 SIDELOADER



- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1. Chassis | 6. Flashing beacon |
| 2. Front crane | 7. 2x20' Beam |
| 3. Rear crane | 8. Central box |
| 4. Parking leg | 9. Underrun bar |
| 5. Side protection | |

Imagen 1.- Partes generales de la grúa y el chasis (11)

Chasis: es la estructura base que sostiene toda la grúa y se monta en el camión o remolque.

- **Patas de apoyo:** son los soportes que se despliegan desde el chasis para estabilizar la grúa mientras está cargando o descargando.

El conjunto de patas estabilizadoras (Figura 6) proporciona la estabilidad necesaria para que los brazos de la grúa levanten una carga. Una vez desplegadas, las patas estabilizadoras sostienen la carga durante la operación de elevación y evitan que el chasis del remolque se incline o gire. Las patas estabilizadoras se pueden desplegar a diferentes distancias del chasis, dependiendo del espacio operativo disponible y de la superficie. Cuanto más lejos del chasis se desplieguen las patas, mayor será la masa que se puede levantar.

- **Grúa:** es la estructura que se extiende desde el chasis y que está diseñada para levantar y mover los contenedores y la carga. The crane arm assembly (Figure 7) is used to lift and handle a load after the stabiliser legs have been correctly deployed. The crane arm assemblies can be operated individually or in unison as each arm is controlled by a separate joystick on the controller.

1.2 CRANE

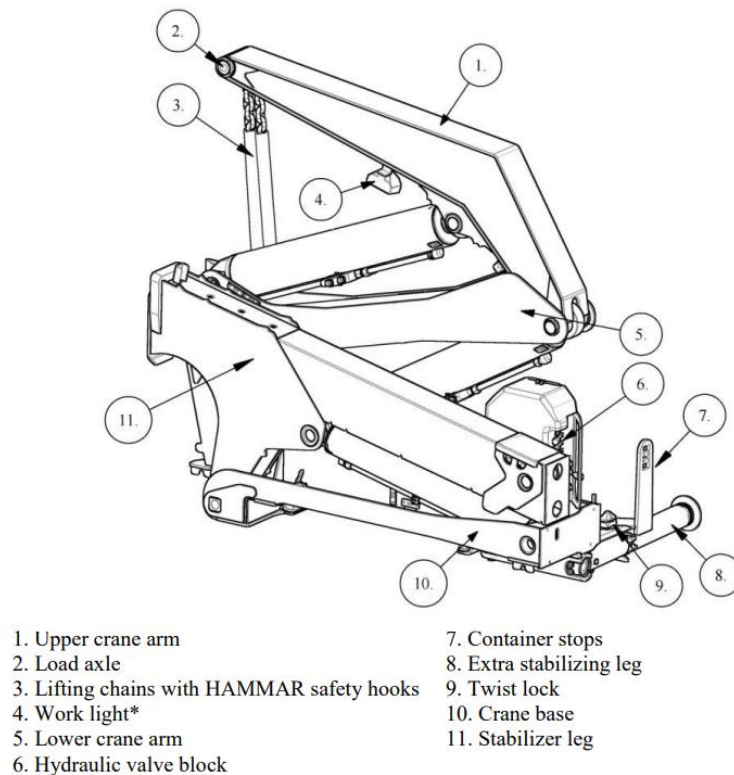


Imagen 2.- Componentes de los brazos de la grúa (11)

- **Sistemas hidráulicos:** la grúa utiliza un sistema hidráulico para levantar y bajar la carga, extender los brazos y girar.

- **Dispositivos de seguridad:** se utilizan varios dispositivos de seguridad, como sensores de inclinación y límites de elevación, para garantizar que la carga se mueva de manera segura.

- **Controles:** se utilizan controles manuales o remotos para operar la grúa y levantar y mover la carga.

3. Criterios/consideraciones iniciales de diseño

La grúa se va a diseñar pensando en que debe poder soportar la elevación de un contenedor de 37 toneladas y 40 pies.

Tendrá las siguientes especificaciones técnicas

		Parámetro	Unidad
Elevación	Máximo peso elevable	37000	Kg
Peso	Máxima carga	37000	Kg
	Peso del sidelifter	7250	Kg
Dimensión Contenedor	Largo	Mm	12192 mm (40')
	Alto	Mm	2385 mm (7'-9 7/8")
	Ancho	Mm	2348 mm (7'-8½")

Tabla 1.- Especificaciones técnicas grúa

3.1. Consideraciones/Limitaciones

El alcance de la grúa sidelifter depende de varios factores, como la capacidad de carga, el tamaño del contenedor y las condiciones del terreno.

En general, el alcance máximo de una grúa sidelifter suele estar limitado a unos pocos metros alrededor de la posición de la grúa, ya que su capacidad para levantar y transportar cargas se reduce significativamente a medida que se aleja de su posición original.

Por lo general, una grúa sidelifter tiene un alcance máximo de operación efectivo de alrededor de 5 a 10 metros alrededor de su posición original. Sin embargo, es importante tener en cuenta que el alcance puede variar dependiendo del tamaño y la capacidad de carga de la grúa.

En cuanto a la capacidad de carga, una grúa sidelifter típica puede levantar y transportar contenedores con un peso máximo de alrededor de 30-40 toneladas, aunque esto también puede variar según el modelo y el fabricante de la grúa. Es importante tener en cuenta que la capacidad de carga de la grúa puede disminuir a medida que el alcance se extiende más allá de su posición original

3.1.1 Posicionamiento

Al levantar, se recomienda una distancia de 0,4 m entre el camión y el contenedor, esto permitirá aprovechar toda la capacidad de elevación.

Es necesario que el camión se encuentre sobre un terreno firme y nivelado. En caso de que el terreno no sea lo suficientemente estable, se deben utilizar almohadillas de apoyo con el tamaño y resistencia adecuados debajo de las patas estabilizadoras.

La recomendación para la inclinación máxima la siguiente:

-Inclinación longitudinal del chasis, $\pm 1\text{cm/m}$.

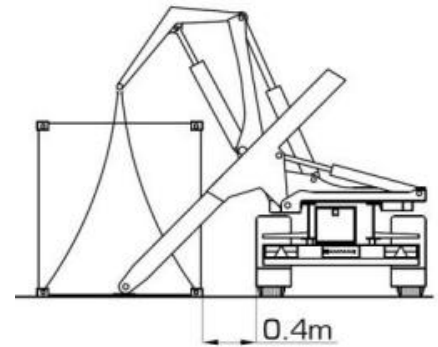


Imagen 3.- Distancia camión-contenedor (11)

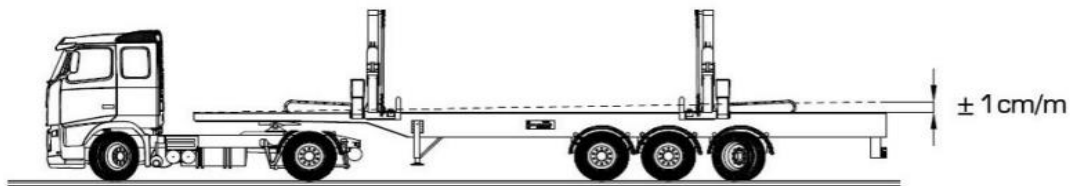


Imagen 4.- Inclinación longitudinal del chasis (11)

- Inclinación longitudinal del terreno subyacente, $\pm 2\text{cm/m}$

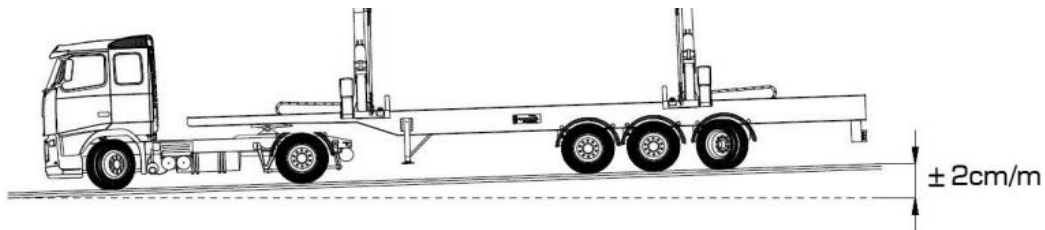


Imagen 5.- Inclinación longitudinal del terreno (11)

-Inclinación transversal, $\pm 5\text{cm}$ sobre el ancho del remolque.

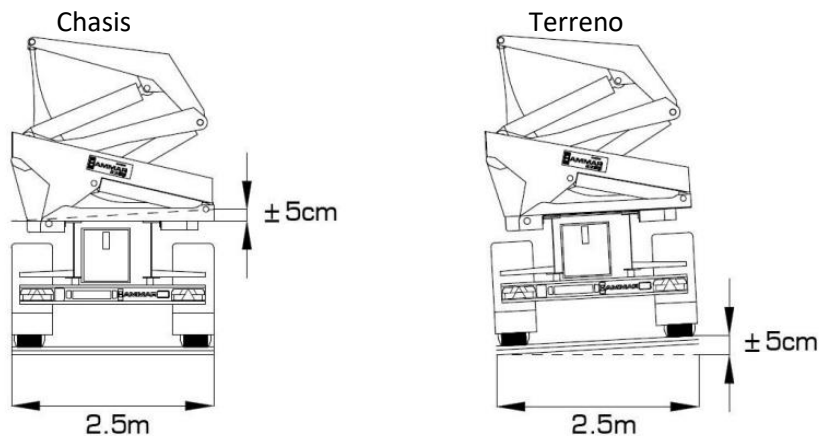


Imagen 6.- Inclinación transversal (11)

3.1.2 Levantamiento

Colocación de las patas estabilizadoras

Para el manejo seguro de cargas, es importante que las patas estabilizadoras estén colocadas correctamente.

Hay una gráfica de carga que muestra la posición correcta de las patas estabilizadoras en relación con la carga máxima.

Esta gráfica dependerá del modelo de grúa utilizado

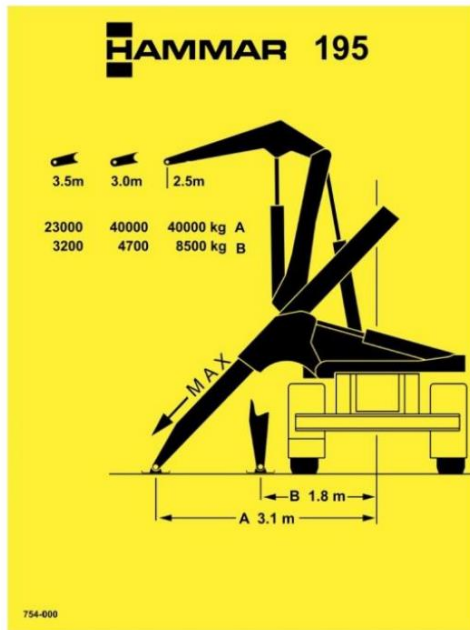


Imagen 8.- Gráfica de carga Hammar 195 (11)



Imagen 7.- Gráfica de carga steelbro SB363 (14)

Cómo podemos observar, a medida que el brazo de la grúa se aleja del camión, soporta unas cargas menores, al contrario que con la pata estabilizadora, que cuanto más alejada esté proporcionará una mejor capacidad de carga.

En la siguiente imagen observamos otro tipo de gráfica que relaciona los parámetros x (distancia del brazo de la grúa en mm) e y (distancia de las patas estabilizadoras en mm) con la máxima carga que se puede cargar de manera segura. (es un gráfico realizado en un modelo de grúa particular, no es universal)

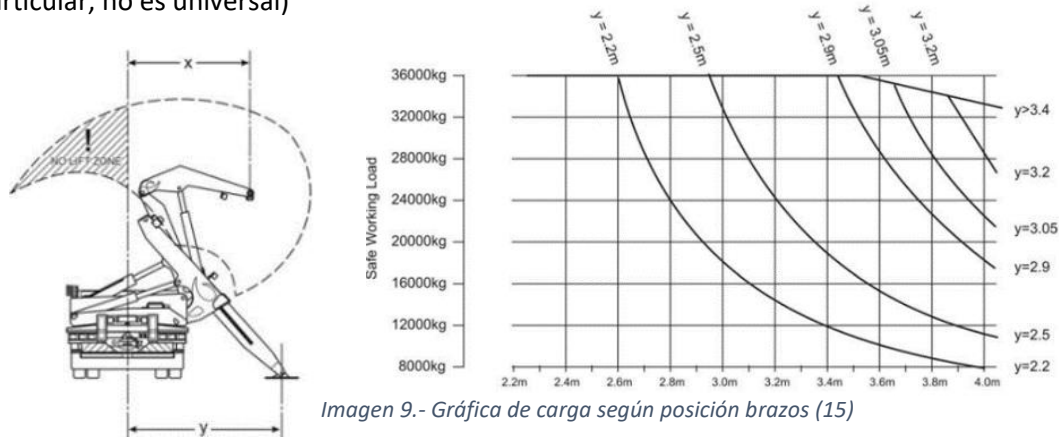


Imagen 9.- Gráfica de carga según posición brazos (15)

Colocación en el suelo

Las patas estabilizadoras deben extenderse tanto como sea posible hasta que descansen firmemente sobre el suelo nivelado.

3.1.3 Transferencia

Al realizar la transferencia, el remolque desde/hacia el cual se realizará el levantamiento debe estar acoplado a un camión. Las patas estabilizadoras deben descansar firmemente sobre el remolque/vagón ferroviario sin posibilidad de deslizamiento o de moverse de su posición.

Es de gran importancia que la estructura del remolque/vagón sea lo suficientemente resistente para soportar la carga adicional de las patas estabilizadoras.

3.1.4 Límites de operación

En cuanto a los límites dónde los brazos de la grúa deberían operar observamos que el extremo del brazo superior, donde el contenedor es sostenido por las cadenas, no debe traspasar bajo ningún concepto a la mitad contraria del chasis/camión, ya que podría resultar en el vuelco de este, teniendo en cuenta que no posee de patas estabilizadoras en ese lado para contrarrestar esto, pudiendo provocar daños graves en la estructura.

Tomando como referencia la imagen inferior y a partir de nuestro modelo de SolidWorks (posteriormente explicado), tenemos la pata estabilizadora fijada a unos 3 metros (posición A) y el brazo superior a una distancia de unos 3 metros máximo, por lo que soportaría hasta unas 40 toneladas, cantidad más que suficiente en nuestro caso.

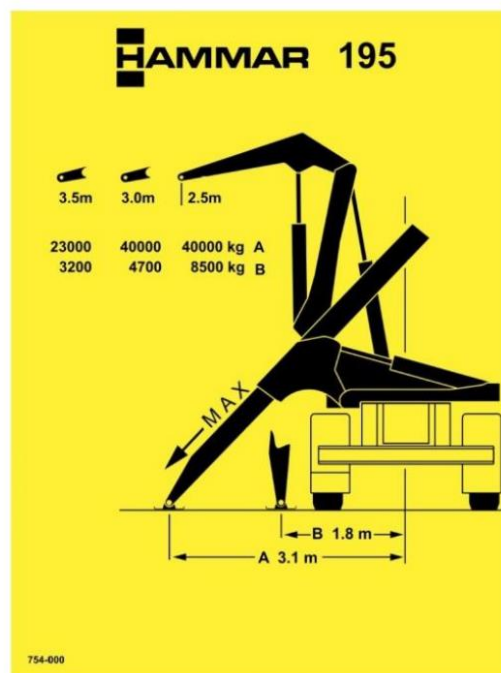


Imagen 10.- Límites de operación del brazo superior (11)

4.Diseño básico de la grúa

4.1 Chasis

- Chasis de celosía: este es el diseño original y muy único en su naturaleza. Es el tipo de diseño estándar más preferido. Tiene un peso muerto muy bajo y al mismo tiempo ofrece una gran resistencia.
- Chasis de viga en I: se introdujo para proporcionar a los clientes otro punto de referencia de chasis opcional.

En este caso he elegido diseñar un chasis en I con las siguientes dimensiones:

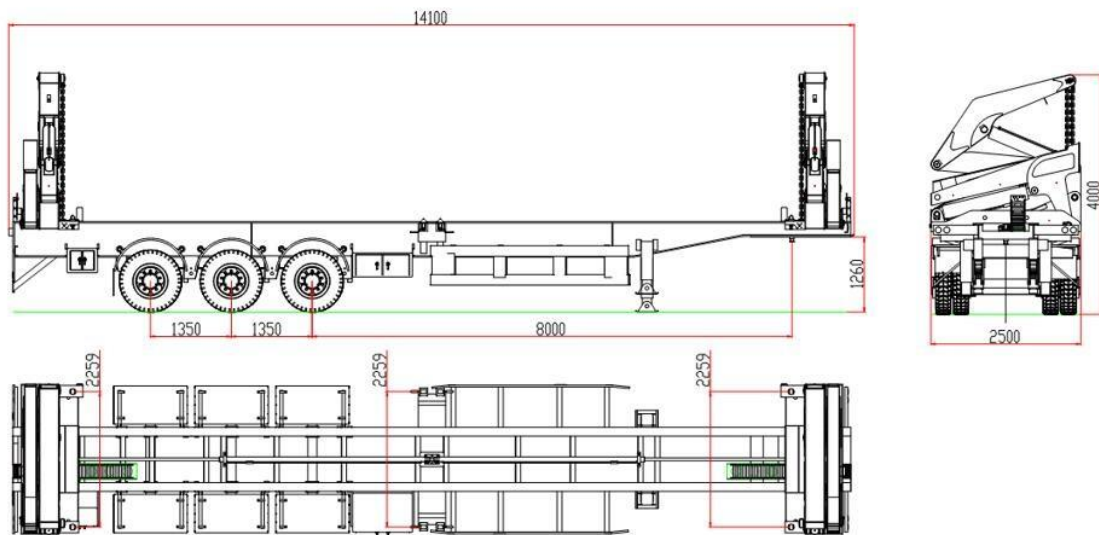


Imagen 11.- Dimensiones generales chasis (11)

Dimensiones generales del chasis (Lado x Ancho) mm 14100 × 2500

4.2 Brazos grúa

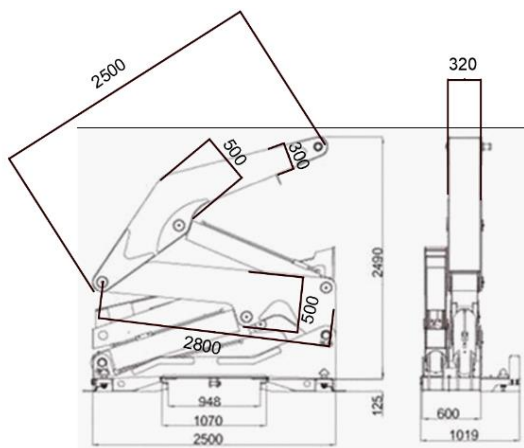


Imagen 12.- Dimensiones brazos grúa (1)

Tomando como referencia esta foto a escala, obtenemos unas medidas aproximadas de:

- Brazo superior:

Largo: 2500 mm

Ancho: 320 mm

Alto: 300 en los extremos y 500 en el centro

- Brazo inferior:

Largo: 2800 mm

Ancho: 300 mm

Alto: 280 en los extremos y 500 en el centro

4.3 Patas estabilizadoras

Largo (totalmente extendidas): 3800 mm

Alto: 500mm

Ancho: 300 mm

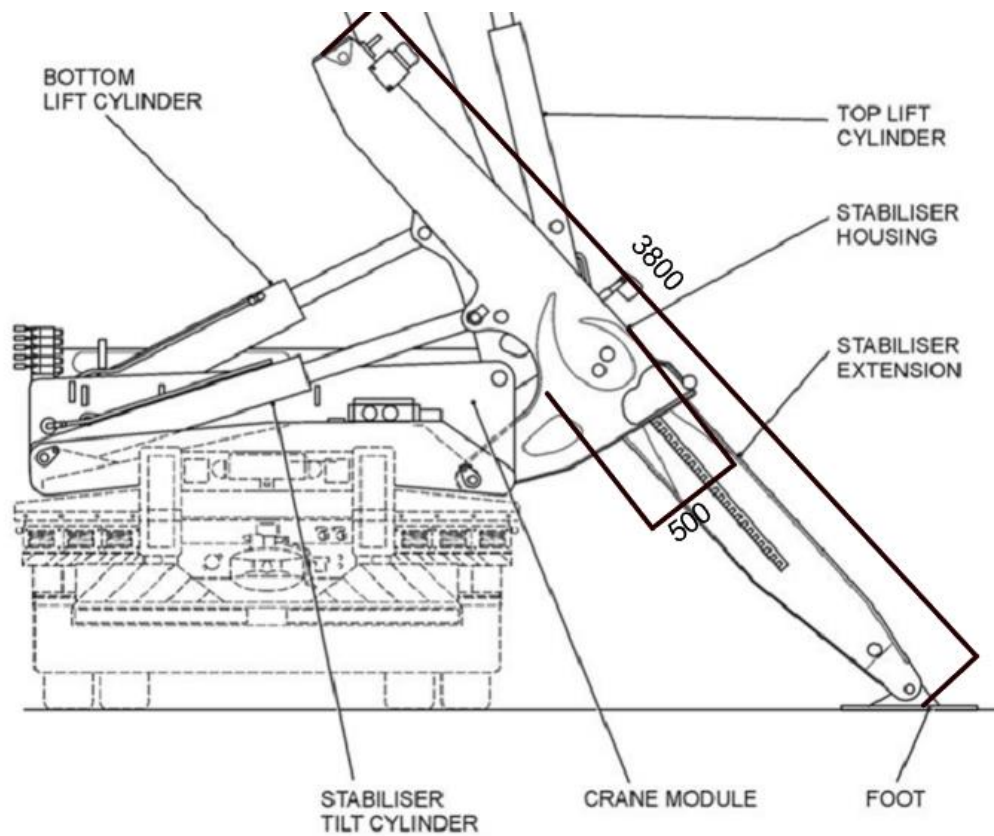


Imagen 13.- Dibujo partes pata estabilizadora (11)

5.Cálculos

Se seleccionará el material y se asignará un coeficiente de seguridad para comenzar el proceso iterativo de diseño y cálculo, considerando las condiciones más desfavorables.

Para obtener estas condiciones más desfavorables, se llevará a cabo un análisis del mecanismo en el programa de cálculo MEFI, obteniendo para distintas posiciones los esfuerzos en los brazos de este, determinando así la posición más desfavorable.

Para ratificar los resultados obtenidos con MEFI, se realizará un estudio analítico de esta posición más desfavorable, para después comparar los esfuerzos obtenidos entre MEFI y este estudio. (En el estudio se llevarán a cabo diagramas de sólido libre para determinar las fuerzas en los puntos de apoyo y articulación en los componentes de la estructura y después se examinarán los diagramas de esfuerzos de los diferentes componentes)

Una vez validados estos esfuerzos, se realizará un predimensionado de los componentes, tanto los perfiles de los brazos, como sus pasadores.

5.0: Selección del material

Se ha decidido trabajar con un **acero Strenx 700 MC**, es un acero laminado en caliente y de baja aleación producido por la empresa sueca SSAB. Es un tipo de acero estructural de alta resistencia y bajo peso que se utiliza en aplicaciones exigentes, como la fabricación de componentes para la construcción de maquinaria, estructuras de edificios, vehículos y equipo de transporte.

A continuación, se detallan algunas de sus principales características:

1. Alta resistencia: ofrece una resistencia a la tracción de al menos 700 MPa.

2. Bajo peso: debido a su alta resistencia, permite la fabricación de piezas más livianas sin comprometer su resistencia.

3. Buena soldabilidad: fácil de soldar con métodos convencionales, lo que lo hace ideal para la fabricación de componentes complejos.

4. Buena tenacidad a baja temperatura: mantiene su tenacidad incluso a temperaturas extremadamente bajas, lo que lo hace adecuado para aplicaciones en climas fríos.

5. Alta resistencia a la fatiga: es altamente resistente a la fatiga, lo que significa que puede soportar cargas repetidas sin fallar.

6. Buena conformabilidad: el acero Strenx 700 MC es fácil de conformar y doblar, lo que lo hace adecuado para la fabricación de componentes complejos y de formas irregulares.

En resumen, el acero Strenx 700 MC es un material de alta calidad que combina una resistencia y una durabilidad excepcionales con un bajo peso y una buena soldabilidad.

5.1: Dimensionamiento del brazo superior

El dimensionamiento de este brazo se realiza con mayor detenimiento en el **anexo A** del proyecto.

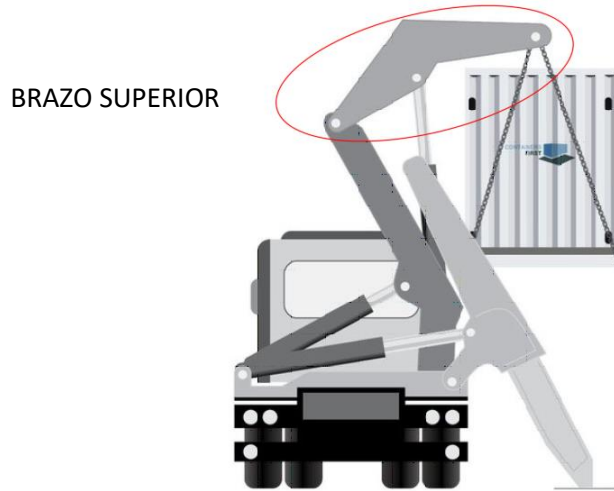


Imagen 14.- Indicación brazo superior

5.1.1.-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos

Partiendo del modelo de los brazos de la grúa realizados en solidworks y ensamblados al chasis, podemos, conociendo las coordenadas de los nodos de la estructura y a partir del programa de cálculo MEFI, obtener de forma más sencilla los diagramas de esfuerzos para diferentes posiciones de estos brazos, así pues, para el brazo superior recogeremos las coordenadas de estos nodos en 3 valores diferentes de " θ " y en cada valor de estos 3 valores diferentes de " φ ", para poder determinar la posición más desfavorable.

A continuación, se presentan una imagen que ilustra la numeración de los nodos y los ángulos definidos:

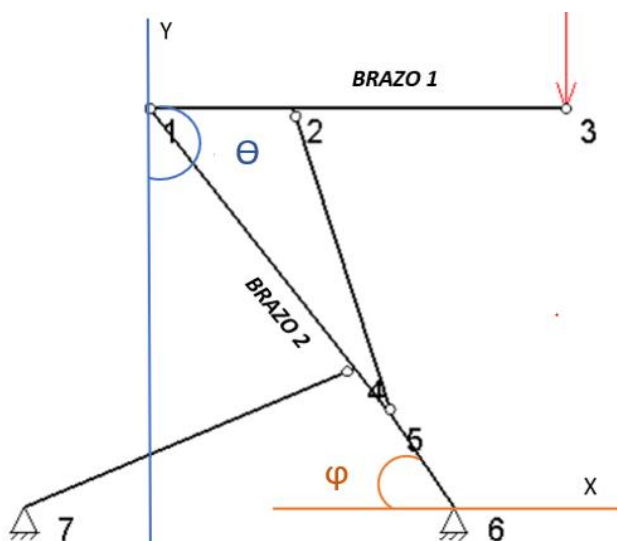


Imagen 15.- Ángulos brazos

Una vez estudiadas todas estas posiciones, llegamos a la conclusión de que la más desfavorable se da para $\Theta = 90^\circ$; $\varphi = 90^\circ$ en el nodo 2 de este.

Posición	Momento (N*mm)	Axil (N)	Cortante (N)	Nodo
$\Theta = 90^\circ$; $\varphi = 90^\circ$	$257 \cdot 10^6$	$1.97 \cdot 10^5$	$3.53 \cdot 10^5$	2

Tabla 2.- Posición más desfavorable brazo superior

A continuación, se muestra la representación de esta posición:

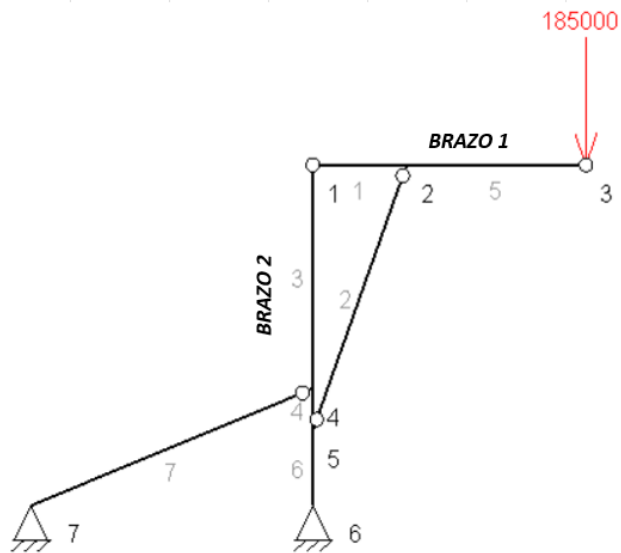


Imagen 16.- Posición más desfavorable brazo superior

A partir del diagrama de esfuerzos, también podemos deducir las fuerzas en cada nodo para esta posición:

Nodo	Fx (N)	Fy (N)
1	(-) 197000	(-) 353000
2	197000	538000
3	0	185000

Tabla 3.- Fuerzas nodos posición más desfavorable brazo superior

Una vez que tenemos esta información, podemos proceder a dimensionar el perfil del brazo superior. Sin embargo, antes de avanzar, es necesario realizar una comprobación de los resultados obtenidos en el análisis mediante el programa de cálculo (MEFI) y compararlos con los resultados obtenidos de manera analítica, en esta posición más desfavorable.

Comprobación analítica:

Esta comprobación se lleva a cabo de manera más extendida en el **apartado e) del anexo A.1).**

Para llevar a cabo esta comprobación, comenzamos por dibujar el D.S.L (diagrama de sólido libre) de este brazo:

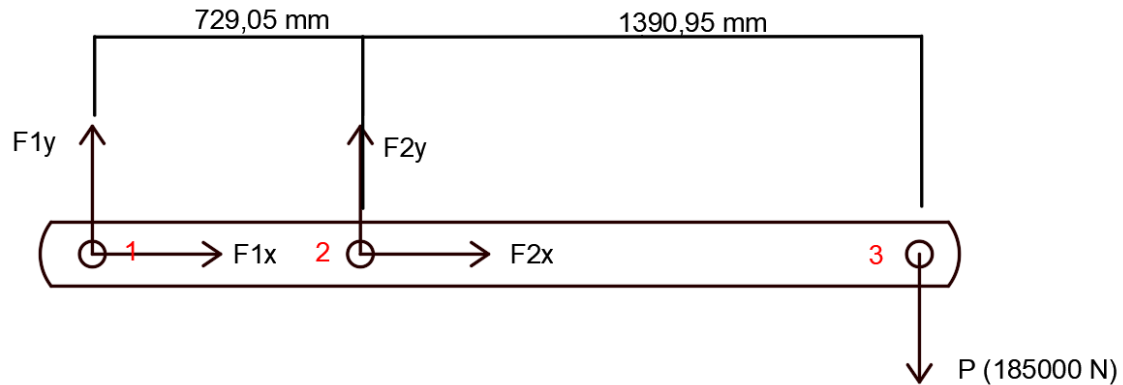


Imagen 17.- D.S.L brazo superior

Después, planteamos y resolvemos el sistemas de ecuaciones:

Sistema de ecuaciones: (en ejes globales)

a) $\sum F_x = 0 \rightarrow F1y + F2y = P;$

b) $\sum F_y = 0 \rightarrow F1x + F2x = 0;$

c) $\sum M_1 = 0 \rightarrow -P * \overline{13} + F2y * \overline{12} = 0;$

3 ecuaciones y 4 incógnitas

Una vez resuelto, podemos pasar a dibujar los diagramas de esfuerzos y compararlos con los obtenidos con MEFi para esta posición:

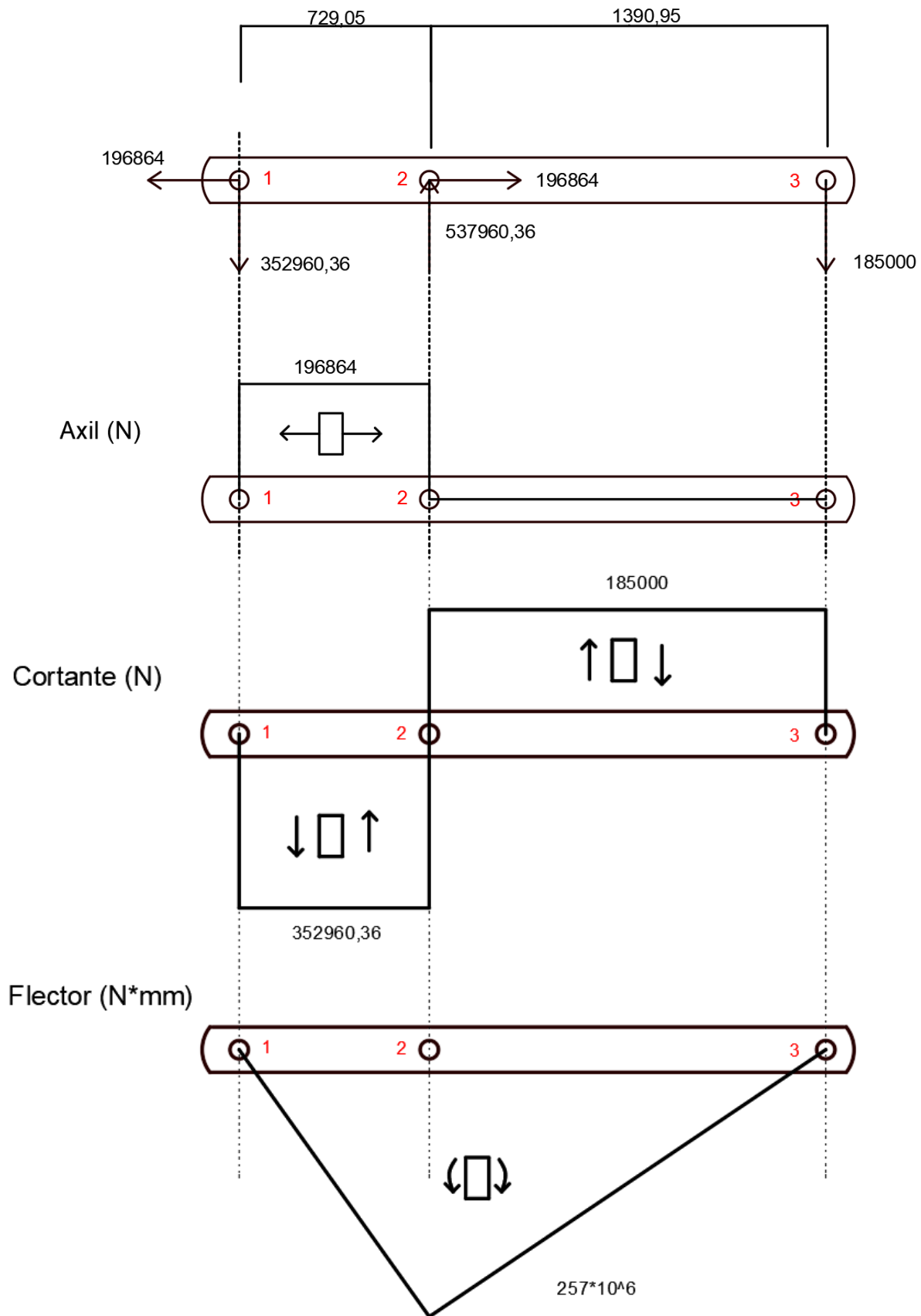


Imagen 18.- Diagrama esfuerzos brazo superior (analítico)

COMPARACION RESULTADOS:

	MEFI	Analítico
Momento máx (N*mm)	$257 \cdot 10^6$	$257 \cdot 10^6$
Axil máx (N)	$1.97 \cdot 10^5$ N	196864
Cortante máx. (N)	$3.53 \cdot 10^5$ N	352960,36

Tabla 4.- Comparación MEFI-Analítico

Los resultados obtenidos son prácticamente idénticos, por lo que damos por válidos los resultados obtenidos en el brazo superior a través del programa MEFI.

Por tanto, se puede pasar a dimensionar el perfil de este.

5.1.2.-Dimensionamiento del perfil

Para el dimensionamiento de este brazo seguimos la teoría del cortante máximo con un coeficiente de seguridad **CS=2**. Sabiendo que el material es Acero Strenx 700 Mc.

· Dimensionamiento barra: (centro)

Solicitaciones:

Momento (N*mm)	Axil (N)
$257 \cdot 10^6$	$1.97 \cdot 10^5$

Tabla 5.- Solicitaciones brazo superior centro

$$Cs = \frac{\sigma}{2 * \tau_{adm}}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma}{2 * Cs} = \frac{700}{2 * 2} = 175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \tau_{adm} * 2 = 350 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{Wz} + \frac{N}{A} = 350 \text{ MPa};$$

Sección rectangular:

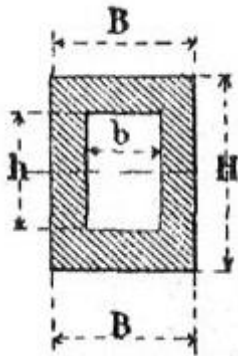


Imagen 19.- Croquis perfil

$$Wz = \frac{B * H^3 - b * h^3}{6 * H}$$

$$A = B * H - b * h$$

$$b = B - 2 * e$$

$$h = H - 2 * e$$

DATOS

$$B = 320 \text{ mm}$$

$$H = 500 \text{ mm}$$

Tabla 6.- Datos perfil brazo superior centro

· Probamos con un espesor de $e = 5 \text{ mm}$

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{Wz} + \frac{N}{A} = 242,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = 242,8 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 350 \text{ MPa}$$

$e = 5 \text{ mm}$ cumple

Perfil de la barra \overline{BD} : rectangular (320*500) mm y 5 mm de espesor en el centro

Dimensionamiento barra: (extremos) (M=0)

Solicitaciones:

Momento (N*mm)	Axil (N)
0	$1.97 \cdot 10^5$

Tabla 7.- Solicitaciones brazo superior extremos

DATOS
e = 5 mm
B = 320 mm
H = 280 mm

Tabla 8.- Datos perfil brazo superior extremos

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{W_z} + \frac{N}{A} = 0 + 33,38 = 33,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = 33,38 < \sigma_{adm} = 350 \text{ MPa}$$

Perfil de la barra \overline{BD} : rectangular (320*280) mm y 5 mm de espesor en los extremos

5.1.3.-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores

El criterio para la hallar el diámetro de los pasadores será del cálculo por fallo a cortante directo.

$$\tau_{max,admisible} = \frac{\sigma_F}{2 * CS_F}$$
$$\tau_{nodo} = \frac{F_{nodo}}{n^{\circ}planos * A_{pasador}}$$

Una vez obtenido al diámetro del pasador pasaremos al cálculo del espesor de las orejetas con un cálculo por aplastamiento.

$$\sigma_{max,admisible} = \frac{\sigma_F}{CS_F}$$
$$\sigma_{max} = \frac{F_{orejeta}}{Area} = \frac{F}{d * e}$$

En todos los cálculos se aplicará el coeficiente de seguridad igual a 2 ya establecido previamente.

En el nodo 1 y 3 tendremos orejetas compuestas de acero soldable S355 J0.

En el caso del pasador 3, es necesario añadir un sobreespesor para cumplir con las condiciones.

Los pasadores son de acero al carbono F114.

Todos los cálculos pertinentes para resultar con los datos que vamos a exponer han sido expuestos en el **Anexo A (apartado A.3)**.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

	Diámetro Pasador (mm)	Espesor (mm)	Sobreespesor (mm)
Nodo 1	40	30	0
Nodo 2	70	25	0
Nodo 3	55	20	15

Tabla 9.- Resumen uniones con pasadores brazo superior

A continuación, se muestra el diseño de estos pasadores y orejetas en SolidWorks:

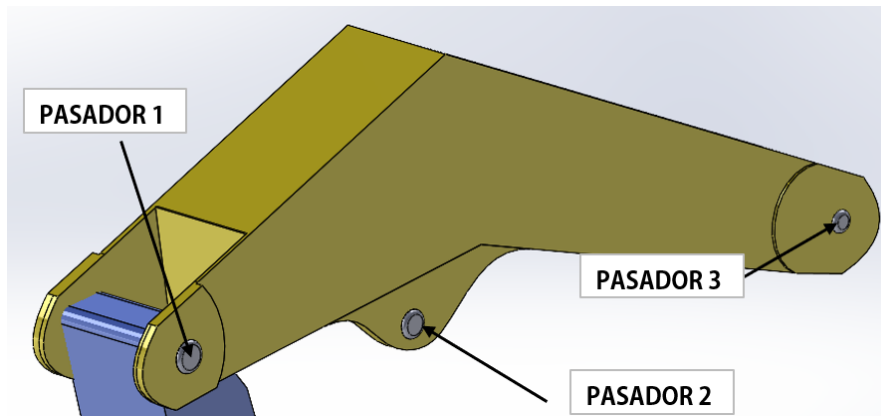


Imagen 21.- Detalle pasadores brazo superior

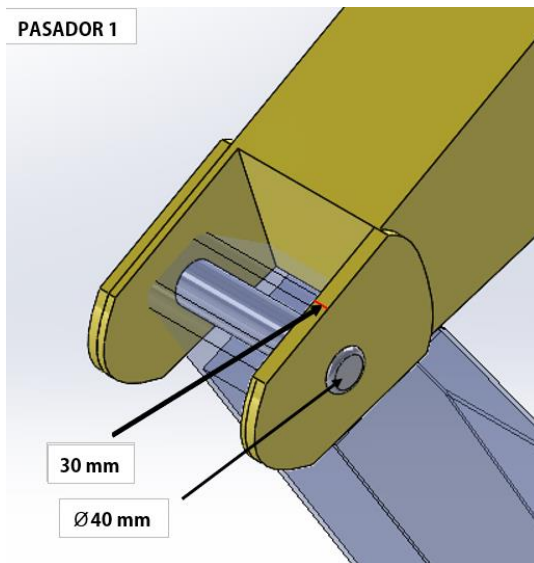


Imagen 22.- Detalle pasador 1

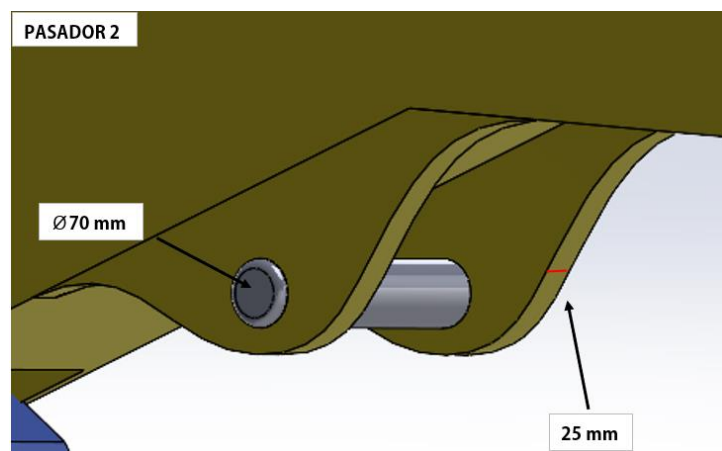


Imagen 20.- Detalle pasador 2

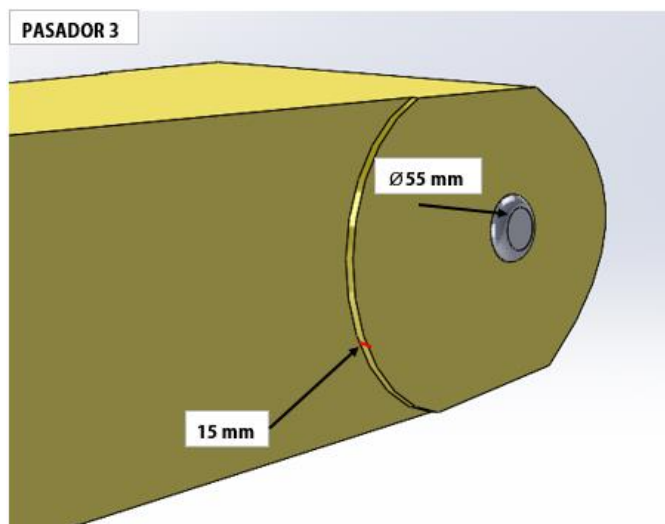


Imagen 23.- Detalle pasador 3

5.2: Dimensionamiento del brazo inferior:

El dimensionamiento de este brazo se realiza con mayor detenimiento en el **anexo B** del proyecto:

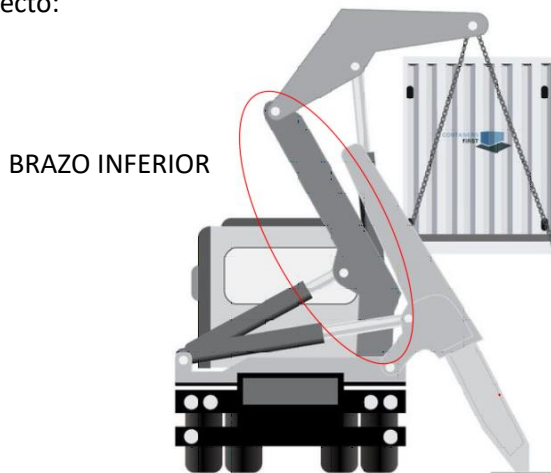


Imagen 24.- Indicación brazo inferior

5.2.1.-Análisis de posiciones: determinación de esfuerzos

En este apartado, se realizará un análisis más detallado del dimensionamiento del brazo inferior de la grúa, al igual que se hizo para el brazo superior. Partiendo del modelo de los brazos de la grúa creado en SolidWorks y ensamblado al chasis, utilizaremos el programa de cálculo MEFI para obtener de manera más sencilla los diagramas de esfuerzos correspondientes a diferentes posiciones del brazo inferior.

Para el brazo inferior, parece lógico pensar que la posición más desfavorable del brazo superior es cuando este está horizontal ya que la carga está más alejada. ($\Theta = 90^\circ$)

No obstante, cómo tenemos los diagramas de esfuerzos de los 9 casos estudiados, vamos a comprobar la posición más solicitada del brazo inferior en estos casos anteriores.

De igual manera que para el brazo superior, definimos los siguientes nodos y ángulos:

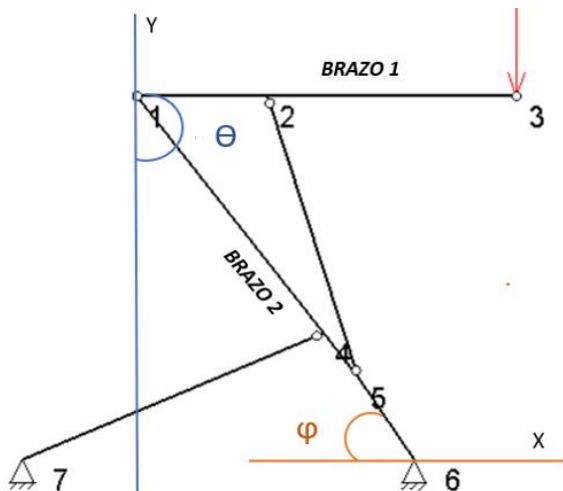


Imagen 25.- Ángulos brazos

Una vez estudiadas todas estas posiciones, llegamos a la conclusión de que, al igual que para el brazo superior, la más desfavorable se da para $\Theta = 90^\circ$; $\varphi = 90^\circ$ en el nodo 4 de este.

Posición	Momento (N*mm)	Axil (N)	Cortante (N)	Nodo
$\Theta = 90^\circ$; $\varphi = 90^\circ$	$331 \cdot 10^6$	$3.53 \cdot 10^4$	$1.97 \cdot 10^5$	4

Tabla 10.- Posición más desfavorable brazo inferior

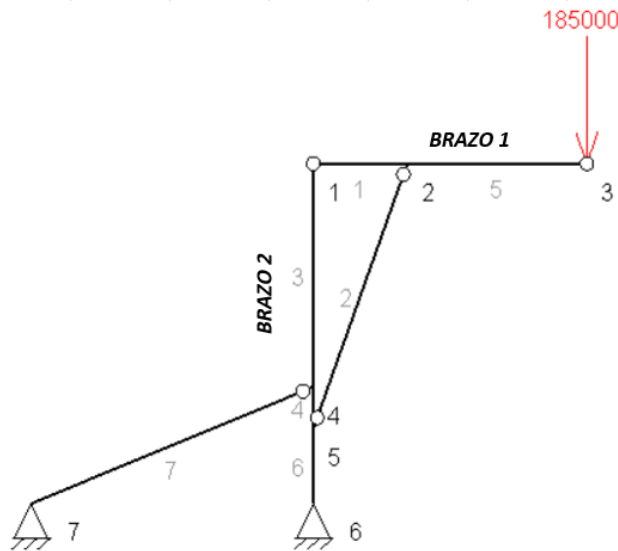


Tabla 11.- Posición más desfavorable brazo inferior

Con unos esfuerzos de:

Momento (N*mm)	Axil (N)	Cortante (N)
$331 \cdot 10^6$	$3.53 \cdot 10^5$	$1.97 \cdot 10^5$

Tabla 12.- Esfuerzos posición más desfavorable brazo inferior

A partir del diagrama de esfuerzos, también podemos deducir las fuerzas en cada nodo para esta posición:

Nodo	Fx (N)	Fy (N)
1	(-) 197000	353000
4	(-) 192000	447000
5	(-) 537000	196000
6	36400	(-) 446000

Tabla 13.- Fuerzas nodos posición más desfavorable brazo inferior

Ahora que disponemos de esta información, podemos proceder a dimensionar el perfil del brazo inferior. Sin embargo, antes de avanzar, es fundamental realizar una verificación de los resultados obtenidos mediante el análisis a través del programa de cálculo (MEFI) y compararlos con los resultados obtenidos de forma analítica, en esta posición más desfavorable.

Comprobación analítica:

Esta comprobación se lleva a cabo de manera más extendida en el **apartado e) del anexo B.1).**

De igual manera que para el brazo superior, comenzamos por dibujar el diagrama de sólido libre, manteniendo el sistema de coordenadas globales x e y:

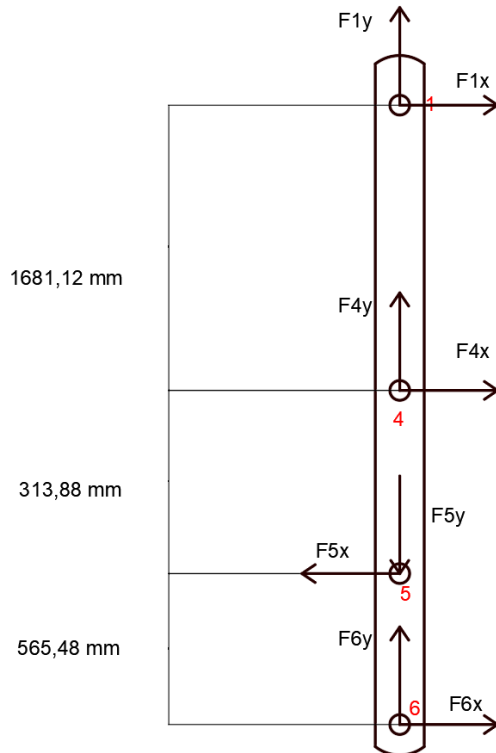


Imagen 26.- D.S.L. Brazo inferior

Después, planteamos y resolvemos los sistemas de ecuaciones:

Sistema de ecuaciones: (en ejes globales)

a) $\sum F_x = 0 \rightarrow F1x + F4x - F5x + F6x = P;$

b) $\sum F_y = 0 \rightarrow F1y + F4y - F5y + F6y = 0;$

3 ecuaciones y 5 incógnitas

c) $\sum M_6 = 0 \rightarrow -F1x * \overline{16} - F4x * \overline{46} + F5x * \overline{56} = 0;$

Después de resolverlos, pasamos a dibujar los diagramas de esfuerzos y compararlos con los obtenidos con MEF para esta posición:

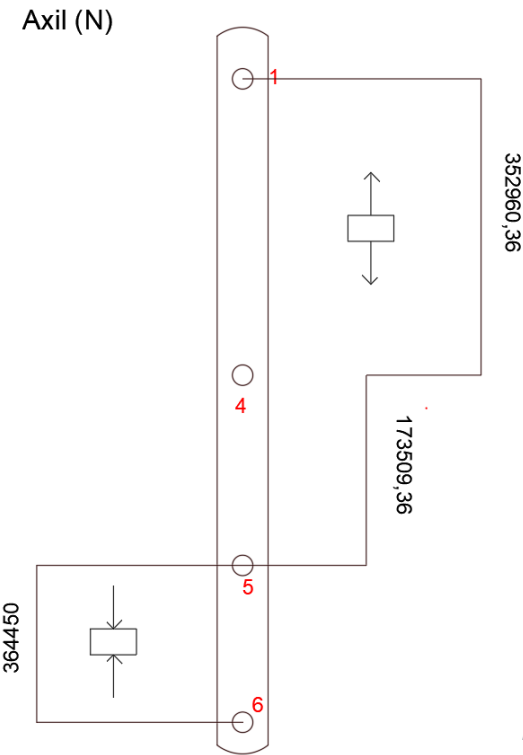


Imagen 27.- Axil brazo inferior (analítico)

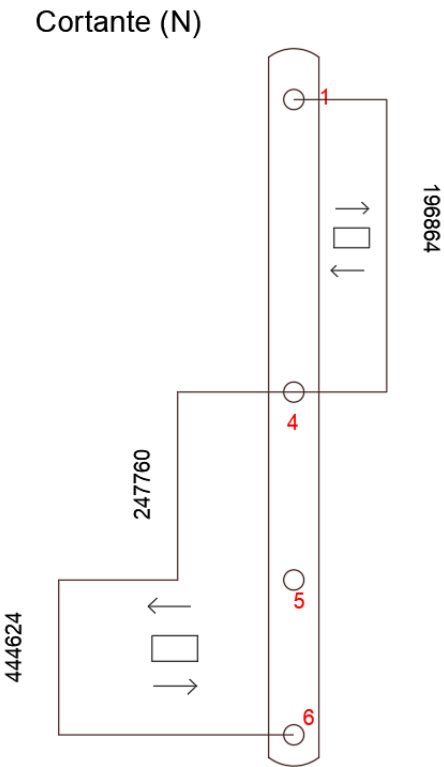


Imagen 28.- Cortante brazo inferior (analítico)

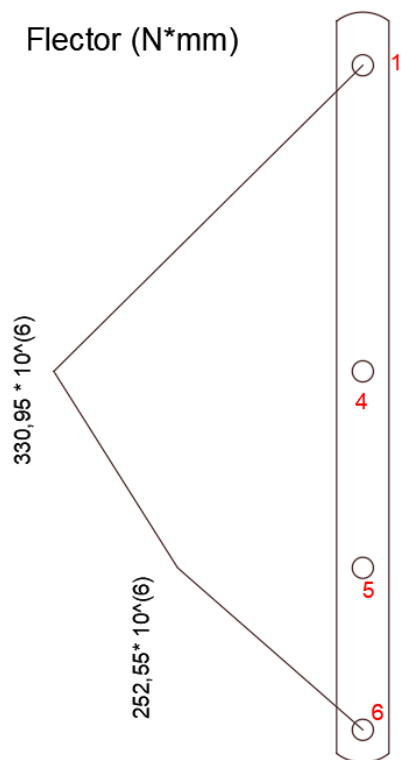


Imagen 29.- Momento brazo inferior (analítico)

COMPARACION RESULTADOS:

	MEFI	Analítico
Momento máx (N*mm)	$331 \cdot 10^6$	$330,95 \cdot 10^6$
Axil máx (N)	$3.64 \cdot 10^5$	352960,36
Cortante máx. (N)	$4.46 \cdot 10^5$	444624

Tabla 14.- Comparación MEFI-Analítico

Se ha verificado que los resultados obtenidos en ambos modelos son prácticamente idénticos, lo que nos brinda una alta confianza en la validez del análisis realizado para el brazo inferior mediante el programa de cálculo MEFI. Con esta confirmación, podemos proceder con seguridad al siguiente paso del proceso, el dimensionamiento del perfil de este brazo.

5.2.2.-Dimensionamiento del perfil

· Dimensionamiento barra: (centro)

Solicitaciones:

Momento (N*mm)	Axil (N)
$331 \cdot 10^6$	$3.53 \cdot 10^5$

Tabla 15.- Solicitaciones brazo inferior centro

$$Cs = \frac{\sigma}{2 * \tau_{adm}}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma}{2 * Cs} = \frac{700}{2 * 2} = 175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \tau_{adm} * 2 = 350 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{Wz} + \frac{N}{A} = 350 \text{ MPa};$$

Sección rectangular:

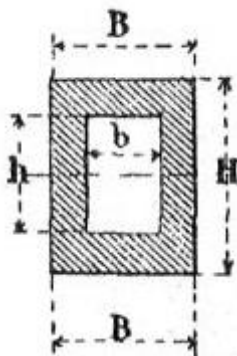


Imagen 30.- Croquis perfil

$$Wz = \frac{B * H^3 - b * h^3}{6 * H}$$

$$A = B * H - b * h$$

$$b = B - 2 * e$$

$$h = H - 2 * e$$

DATOS

B = 300 mm

H = 500 mm

Tabla 16.- Datos perfil brazo inferior centro

· Probamos con un espesor de $e = 5 \text{ mm}$

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{Wz} + \frac{N}{A} = 344,06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = 344,06 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 350 \text{ MPa}$$

$e = 5 \text{ mm}$ cumple

Perfil de la barra \overline{BF} : rectangular (300*500) mm y 5 mm de espesor en el centro

· Dimensionamiento barra: (extremos) (M=0)

Solicitaciones:	Momento (N*mm)	Axil (N)
	0	$3.53 \cdot 10^5$

Tabla 17.- Solicitaciones brazo inferior extremos

DATOS
e = 5 mm
B = 300 mm
H = 280 mm

Tabla 18.- Datos perfil brazo inferior extremos

Espesor y anchura ya determinados: e = 6 mm

$$\sigma_{resultante} = \frac{Mf}{W_z} + \frac{N}{A} = 0 + 61,93 = 61,93 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{resultante} = 61,93 < \sigma_{adm} = 350 \text{ MPa}$$

Perfil de la barra \overline{BF} : rectangular (300*280) mm y 5 mm de espesor en los extremos

5.2.3.-Uniones con pasadores: diámetros y sobreespesores

El criterio para la hallar el diámetro de los pasadores será del cálculo por fallo a cortante directo.

$$\tau_{max,admisible} = \frac{\sigma_F}{2 * CS_F}$$
$$\tau_{nodo} = \frac{F_{nodo}}{n^{\circ}planos * A_{pasador}}$$

Una vez obtenido al diámetro del pasador pasaremos al cálculo del espesor de las orejetas con un cálculo por aplastamiento.

$$\sigma_{max,admisible} = \frac{\sigma_F}{CS_F}$$
$$\sigma_{max} = \frac{F_{orejeta}}{Area} = \frac{F}{d * e}$$

En todos los cálculos se aplicará el coeficiente de seguridad igual a 2 ya definido previamente.

En este caso todos en todos los nodos (4, 5, 6) tendremos orejetas compuestas de acero soldable S355 J0.

Los pasadores son de acero al carbono F114.

Todos los cálculos pertinentes para resultar con los datos que vamos a exponer han sido expuestos en el **Anexo B (apartado B.3)**.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

	Diámetro Pasador (mm)	Espesor (mm)
Nodo 4	65	25
Nodo 5	70	25
Nodo 6	70	25

Tabla 19.- Resumen uniones con pasadores brazo superior

A continuación, se muestra el diseño de estos pasadores y orejetas en SolidWorks:

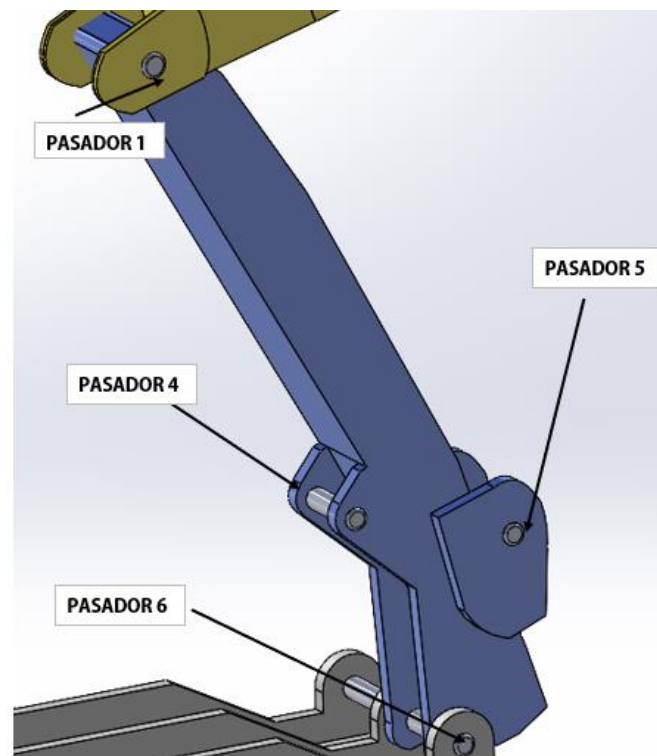


Imagen 31.- Pasadores brazo inferior SolidWorks

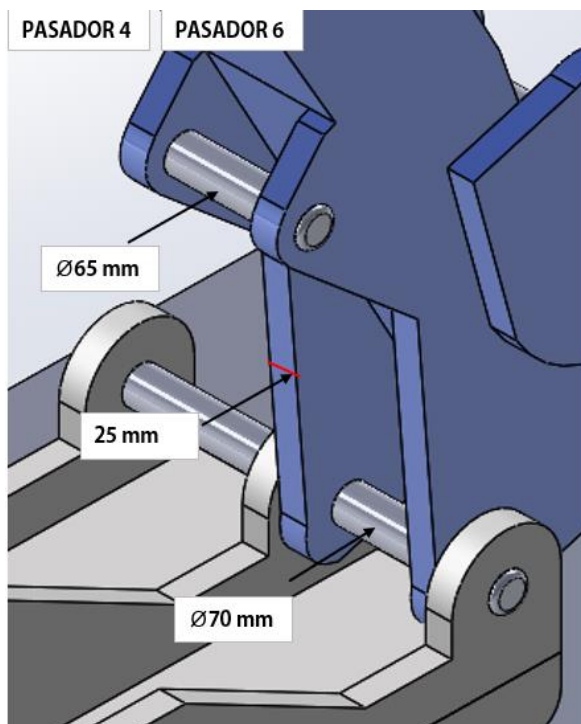


Imagen 32.- Detalles pasadores 4 y 6 brazo inferior

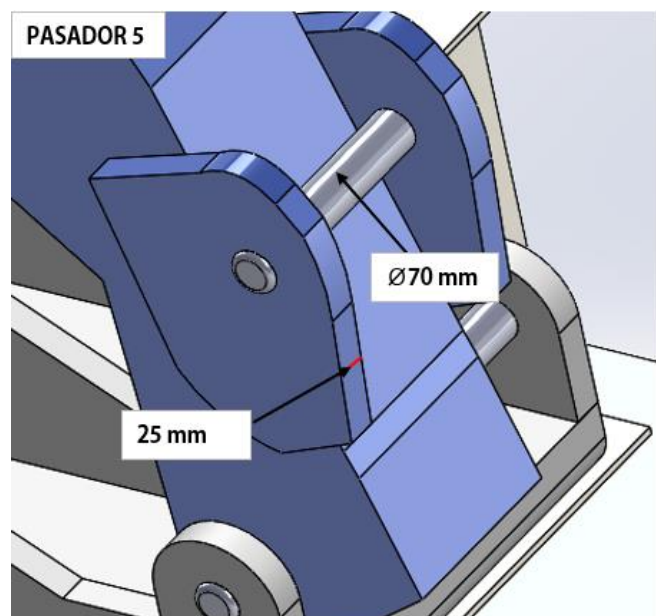


Imagen 33.- Detalle pasador 5 brazo inferior

5.3: Dimensionamiento de los cilindros hidráulicos:

*Se dimensionarán los cilindros, de los cuales el superior trabaja a compresión, mientras que el inferior trabaja tanto a compresión como a tracción, por un posible fallo de pandeo. (Detallado en el **anexo C** del proyecto)*

Para dimensionar un cilindro hidráulico necesitamos tener en cuenta varios factores como la fuerza requerida para la aplicación, la presión de trabajo del sistema hidráulico y la carrera del cilindro.

En este caso observamos los siguientes valores para esos factores:

Cilindro	Fuerza requerida (kN)	Presión de trabajo (bar)	Carrera (mm)
Superior	573	250	1147
Inferior tracción	482	250	732
Inferior compresión	171	250	732

Tabla 20.- Factores dimensionamiento cilindros

Además, cómo se van a dimensionar por un posible fallo a pandeo necesitaremos también la longitud de pandeo, calculada a través de un factor de pandeo, en este caso de valor 2, multiplicado por la carrera del cilindro.

Cilindro	Longitud de pandeo (mm)
Superior	2294
Inferior	1464

Tabla 21.- Longitud pandeo cilindros

Finalmente, a partir de todos estos datos podemos pasar a dimensionar el vástago y el pistón de los cilindros.

Para el vástago haremos uso de la gráfica que relaciona la longitud de pandeo, la fuerza y el diámetro del vástago para obtener este último dato, además, una vez tengamos el diámetro, obtendremos el área de este a través de una tabla de dimensiones estándar. (en el caso del cilindro inferior, se toma el mayor valor obtenido de los dos casos (tracción)).

Cilindro	Diámetro vástago (mm)	Área vástago (mm ²)
Superior	140	15394
Inferior	110	9503

Tabla 22.- Dimensiones vástagos cilindros

En el caso del pistón lo hacemos al contrario, primero calculamos el área de este a través de la fuerza y la presión necesarias y después obtenemos su diámetro a través de la tabla de dimensiones estándar. Además, se debe calcular la nueva presión de trabajo que tendremos al haber modificado el área requerida.

Cilindro	Diámetro pistón (mm)	Área pistón (mm ²)	Presión de trabajo (bar)
Superior	200	31416	182,2
Inferior	200	31416	219,9

Tabla 23.- Dimensionamiento pistones cilindros

A continuación, se exponen los cilindros modelados en el ensamblaje de la grúa en solidworks:

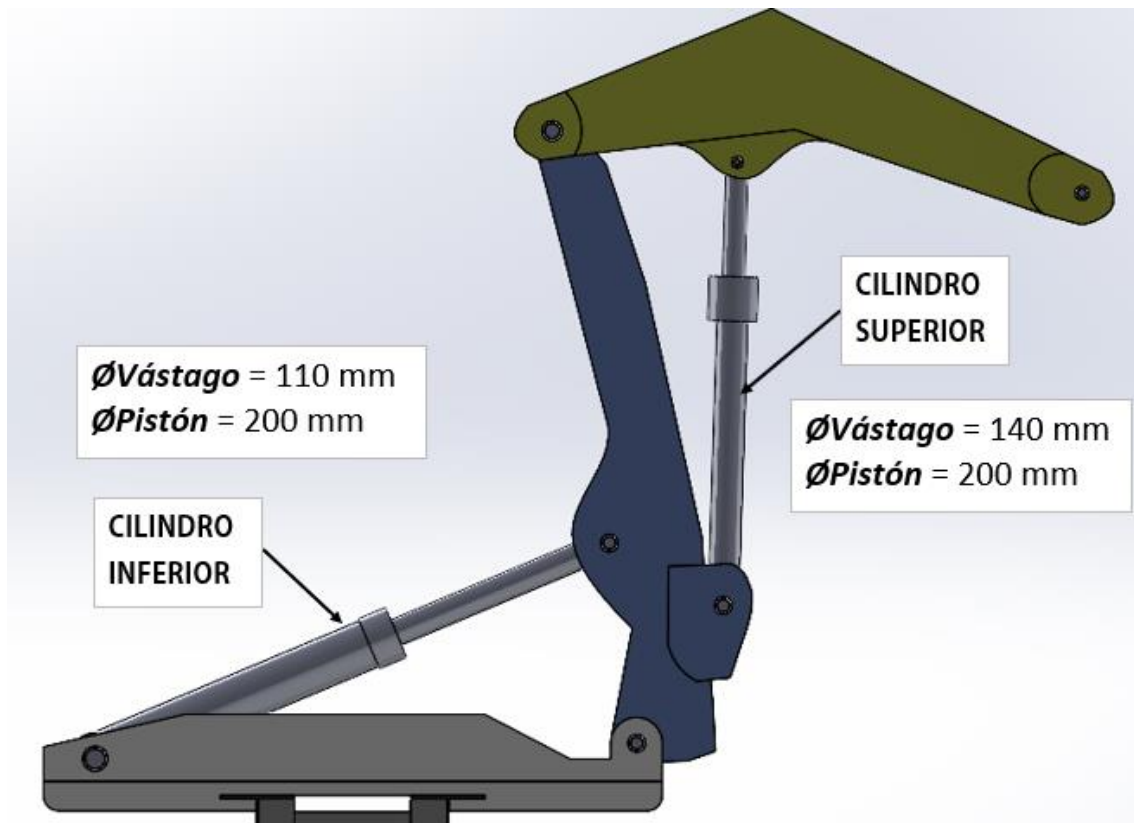


Imagen 34.- Detalle cilindros SolidWorks

5.8: Dimensionamiento de la pata estabilizadora:

Debido a la complejidad que supone analizar analíticamente como van a afectar las fuerzas en estas patas, que dependen en gran manera del comportamiento estructural del chasis y las suspensiones, se va a realizar el diseño de estas mediante SolidWorks.

Cómo punto de partida, se van a tomar las dimensiones comentadas al principio del proyecto:

- Largo (totalmente extendidas): 3800 mm
- Alto: 500mm
- Ancho: 300 mm

Además, se va a tomar un espesor de 10 mm cómo primera suposición.

6. Análisis estáticos

Procederemos a realizar el análisis de las tensiones y desplazamientos experimentados por los distintos componentes que hemos diseñado para nuestra grúa. Utilizaremos el software "SolidWorks" junto con su herramienta de simulación para llevar a cabo este análisis. Este proceso se ha realizado de manera más extensa en el anexo E del proyecto.

6.1 Primera Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis

Cómo primera aproximación para las condiciones de apoyo del chasis, vamos a tomar cómo fijo la parte de este donde se situarían los ejes traseros de los neumáticos (*de manera aproximada*), y la posición del kingpin:

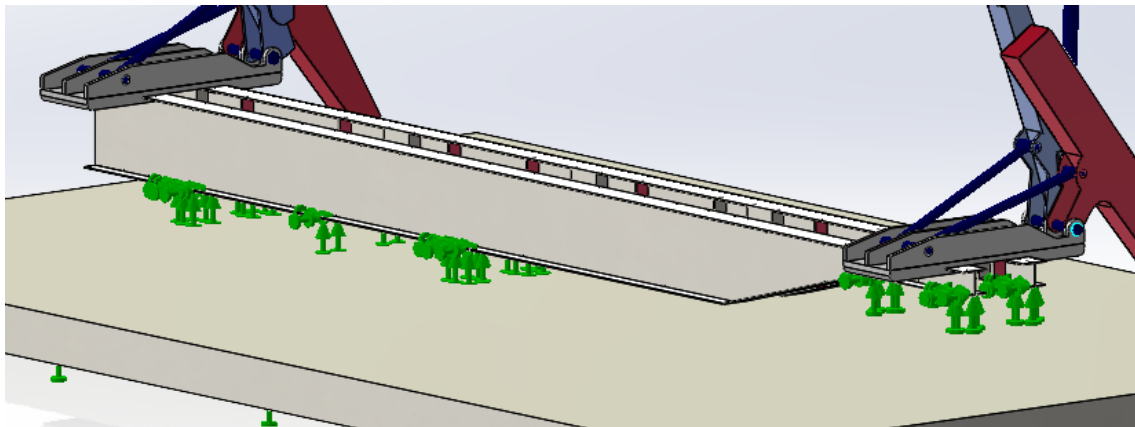


Imagen 35.- Sujeciones primera aproximación

Resultado:

Las cargas transmitidas a las patas estabilizadoras son de magnitud muy reducida. El problema radica en no considerar la rigidez de las suspensiones, lo que resulta en que todo el esfuerzo recae sobre el chasis del vehículo y las estabilizadoras solo trabajan de manera limitada. Obtenemos unos valores de reacción de contacto de los estabilizadores con el suelo de 0 N en ambos estabilizadores.

Como resultado, esta aproximación inicial no es satisfactoria para dimensionar adecuadamente las patas estabilizadoras, ya que no simulamos de forma realista su funcionamiento. Por tanto, pasaremos a realizar una 2ª aproximación, simulando la suspensión trasera, dejando rígido el apoyo en la parte delantera del kingpin.

Además, se diseñará el King pin de manera aproximada.

6.2 Segunda Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis

Definiremos las suspensiones de la siguiente manera:

- Suspensiones: Definidas mediante conexión tipo muelle, trabajando solo a compresión y con una constante de rigidez normal de 180000 N/m por rueda.

Además, considerando un peso total del remolque de 4 toneladas, dividiéndose 3 toneladas en el eje trasero y 1 tonelada en el kingpin, añadimos una precompresión de $3000 \cdot 10/6 = 5000$ N en los muelles de la suspensión trasera.

(Datos de rigidez elástica y precarga facilitados por el laboratorio de automóviles del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Zaragoza, (LAIMUZ)).

Observando los resultados (*anexo E*), los brazos de la grúa ubicados sobre el eje trasero presentan desplazamientos y tensiones considerablemente mayores en comparación con los que están sobre el kingpin en la parte delantera. Obtenemos unos valores de reacción de contacto de los estabilizadores con el suelo de 33000 N en la parte delantera, frente a 272000 N en la parte trasera.

Esto se debe a que al fijar la cara plana del kingpin, la rigidez del chasis en esa área frontal se vuelve excesiva, lo que resulta en disparidades significativas en las magnitudes de tensión y desplazamiento entre ambos conjuntos de brazos.

Por lo tanto, consideramos que esta aproximación no es válida y propondremos una tercera aproximación en la cual supondremos una "suspensión delantera" en lugar del kingpin, para simular las ruedas de la cabina tractora del camión.

6.3 Tercera Aproximación a las condiciones de apoyo del chasis

Diseñamos dos conectores tipo muelle en la zona delantera de igual manera que en la trasera:

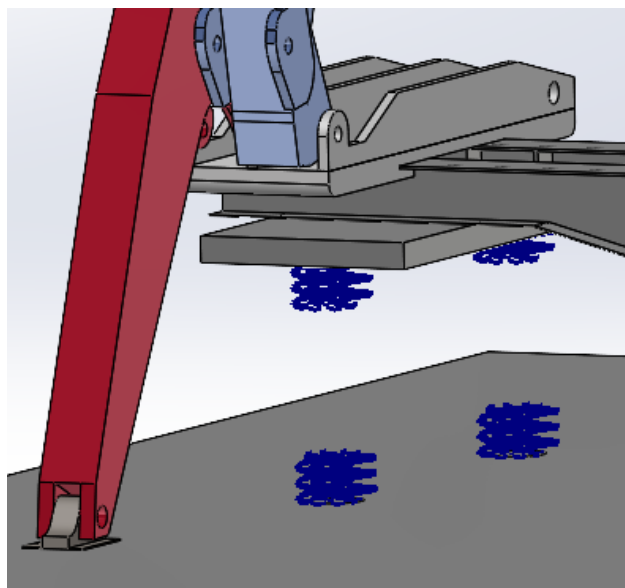


Imagen 36.- Suspensión delantera

Al igual que en la segunda aproximación, se suponen 180000 N/mm² de rigidez normal total y una precompresión de 5000 N en la suspensión trasera, además de otra precompresión de 5000 N correspondiente a los 1000 kg que se soportaban en la parte delantera divididos en los dos muelles.

Adicionalmente, para que el modelo esté lo suficientemente restringido, definimos un coeficiente de fricción en los apoyos con el suelo de 0.2:

En este caso, obtenemos unos valores de reacción de contacto de los estabilizadores con el suelo de 220000 N en la parte delantera, frente a 205000 N en la parte trasera:

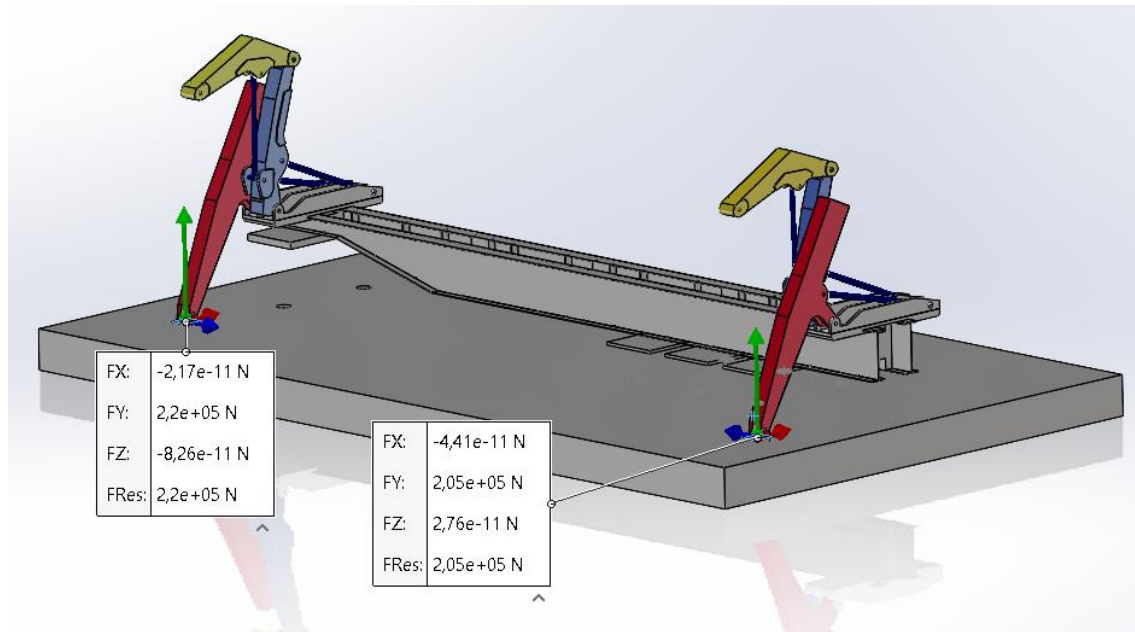


Imagen 37.- Resultante apoyos caso 6

Comparando las tres aproximaciones obtenemos:

	Reacción estabilizador delantero (N)	Reacción estabilizador trasero (N)
Aproximación 1	0	0
Aproximación 2	33000	272000
Aproximación 3	220000	205000

Tabla 24.- Comparación aproximaciones

Cómo podemos observar, obtenemos los resultados más parejos en la 3ª aproximación, lo que justifica que es la más aproximada a la realidad.

Pasando al modelo de elementos finitos, se definen las propiedades del material STRENX 700MC y se realiza una malla con elementos de segundo orden:

Propiedades del material	
Descripción	Acero Strenx 700MC
Límite elástico	700 N/mm ²
Límite de tracción	800 N/mm ²
Módulo elástico	210000 N/mm ²
Coef. De Poisson	0,29
Densidad	7870 kg/m ³

Tabla 25.- Propiedades material

Propiedades de malla	
Tipo de malla	Sólida
Mallador	Basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos	16
Tamaño máx. de elemento	471,548 mm
Tamaño mín. de elemento	23,5834 mm
Calidad	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 26.- Propiedades de malla

Malla:

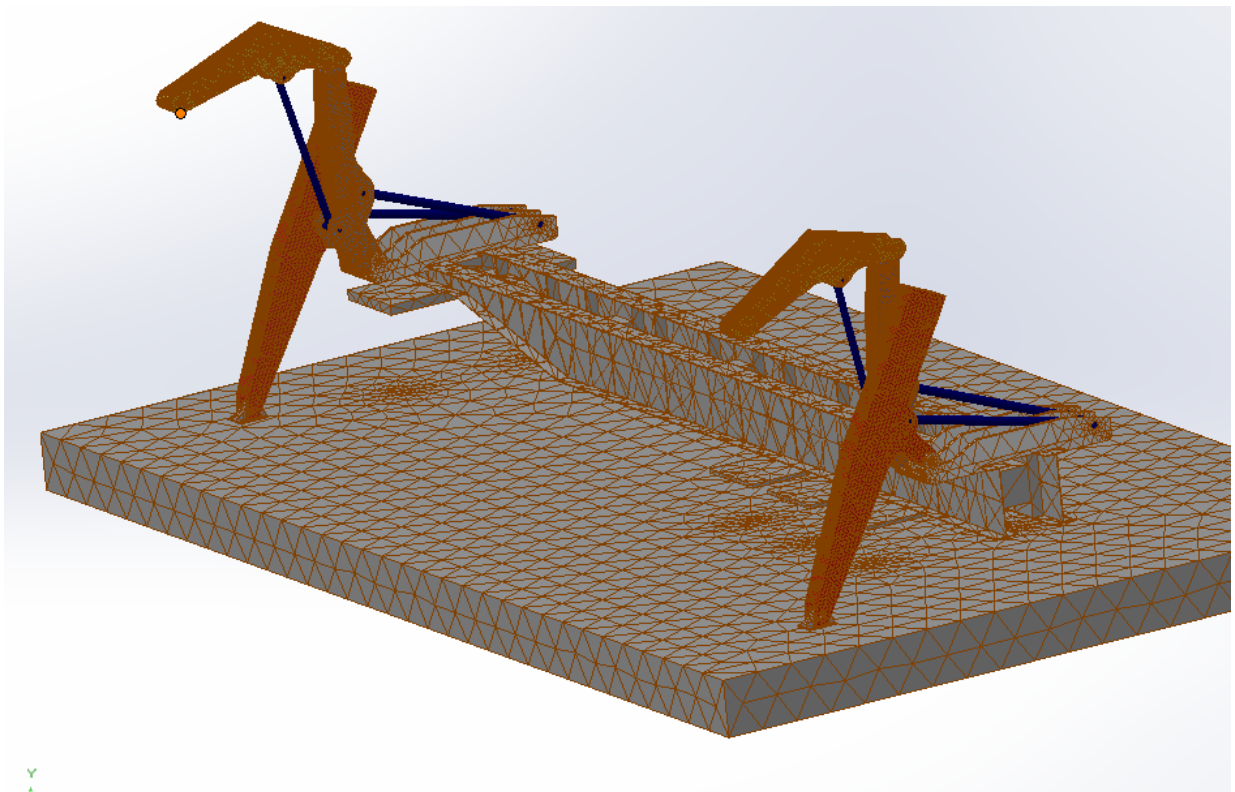


Imagen 38.- Malla SolidWorks

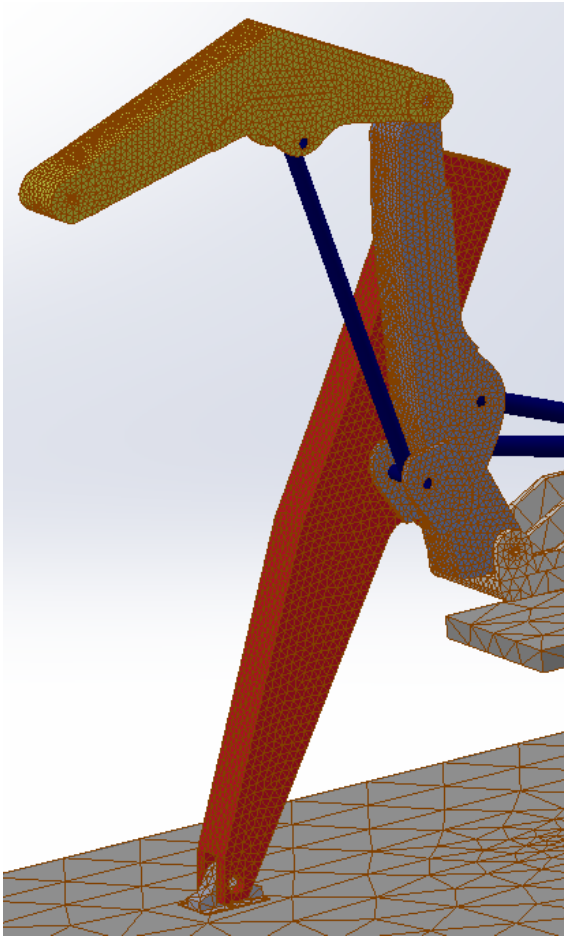


Imagen 39.- Detalle malla SolidWorks

Resultados del conjunto:

a) Tensiones:

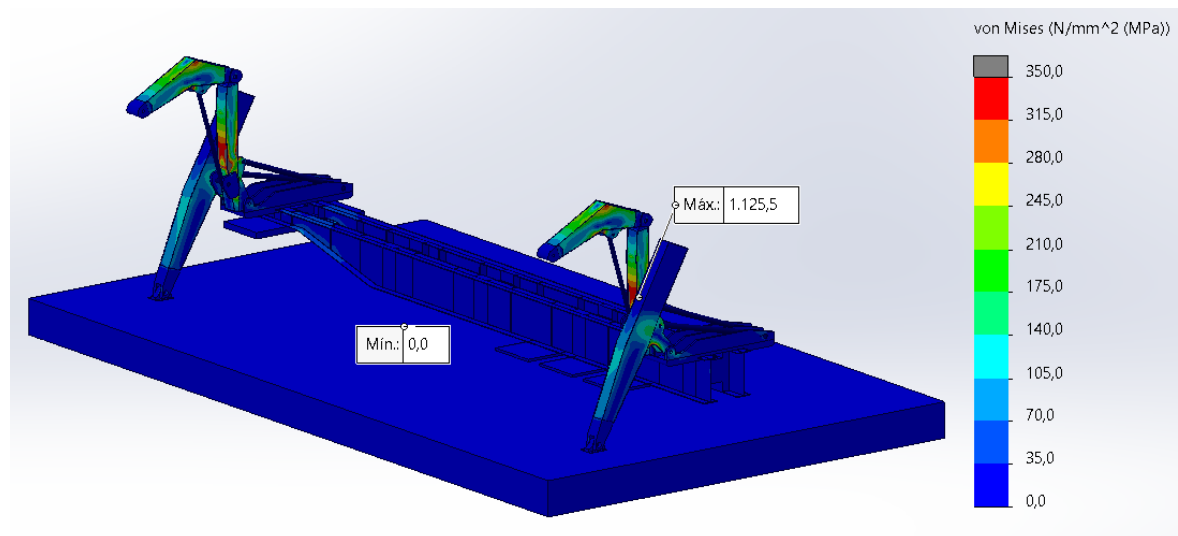


Imagen 40.- Tensiones 3ª aproximación

b) desplazamientos:

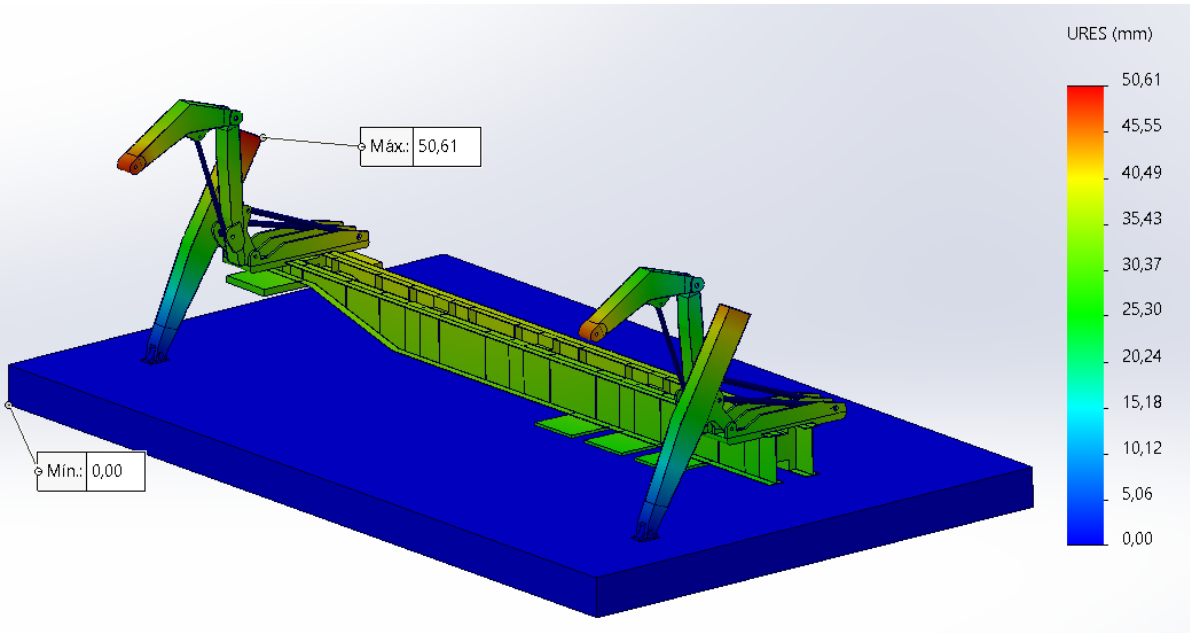
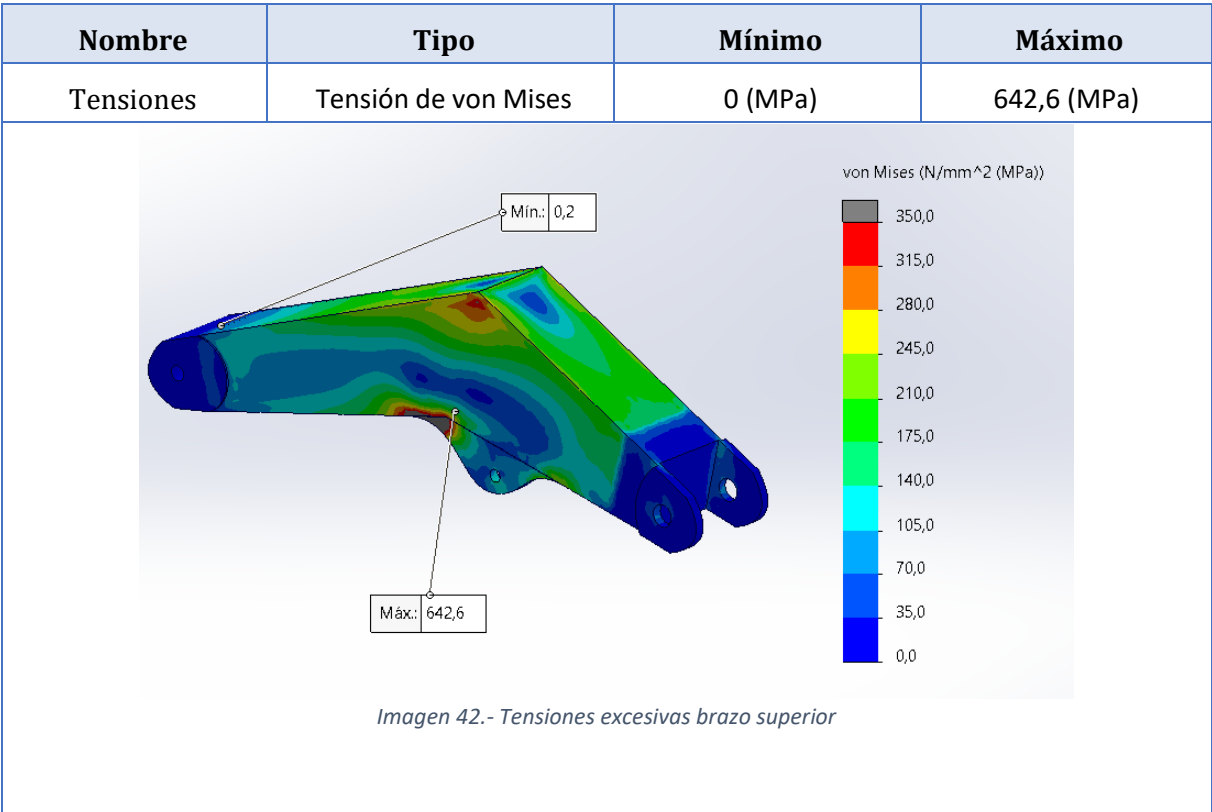
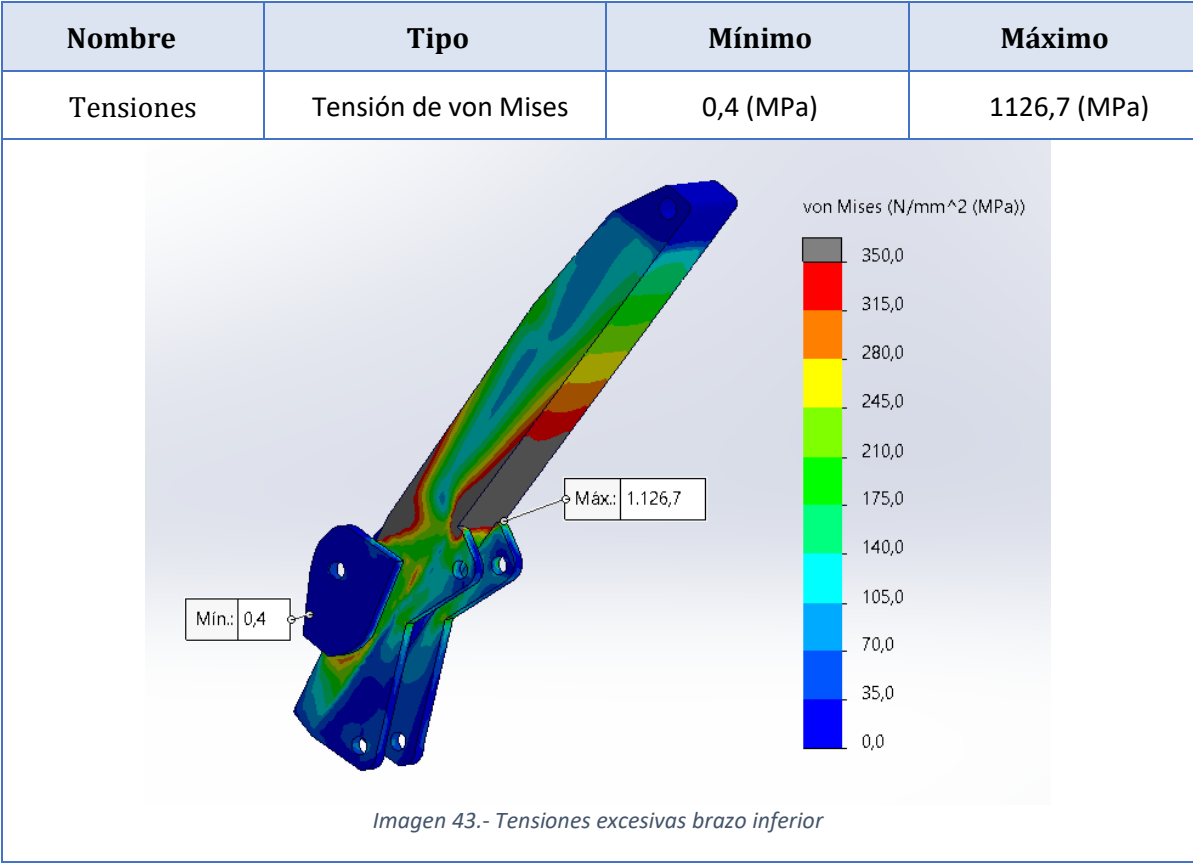
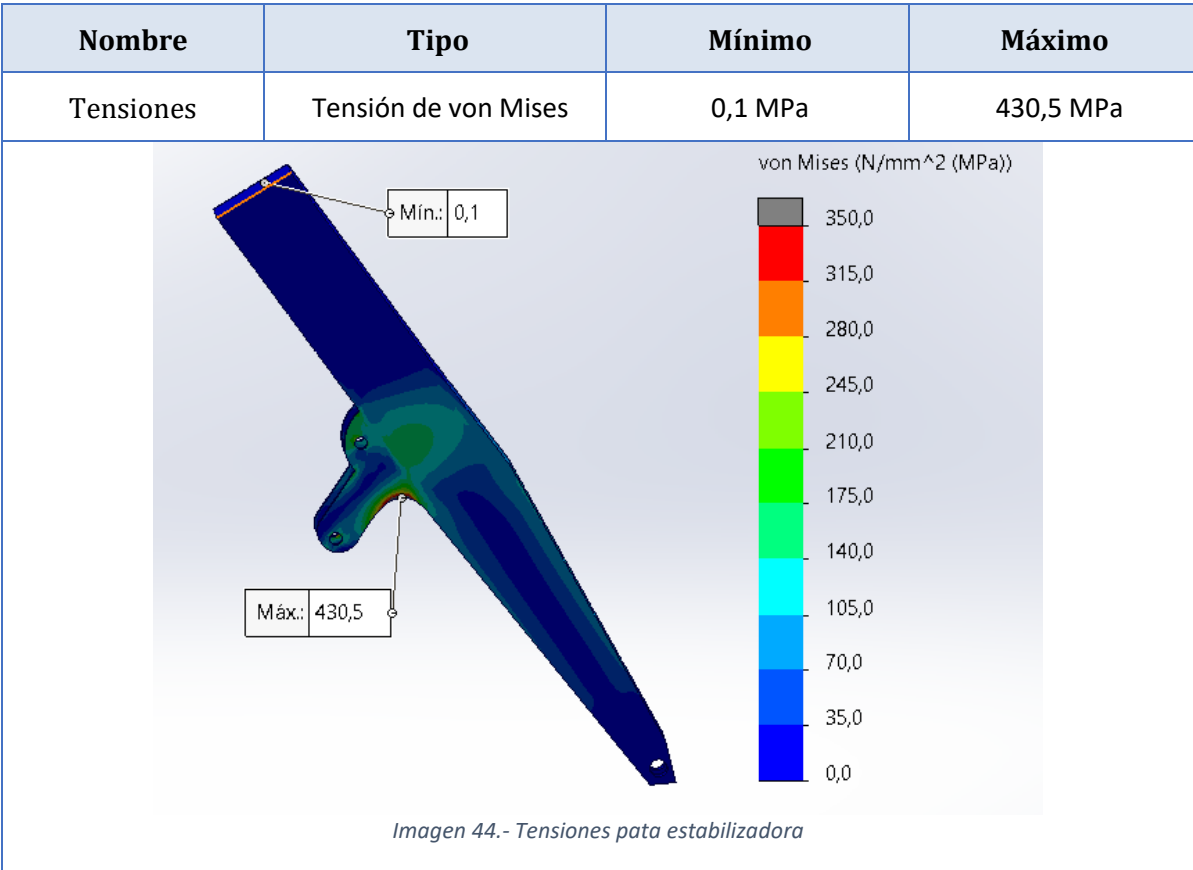


Imagen 41.- Desplazamientos 3ª aproximación

En contraste con la segunda aproximación, en esta tercera aproximación obtenemos tensiones similares en ambas partes del chasis. Sin embargo, se observa una tensión máxima excesiva, lo que nos lleva a analizar los componentes de la grúa y determinar si requieren una modificación en su diseño. Este análisis se realizará para $\Theta = 90^\circ$ y $\varphi = 90^\circ$, que previamente se definió como la posición más desfavorable tanto para el brazo superior como para el inferior.

Tensiones obtenidas en los brazos:





Así pues, tras obtener tensiones excesivas en los tres brazos, estos se han modificado y han quedado finalmente dimensionados de la siguiente manera:

6.3.1 Brazos superiores

Modificación:

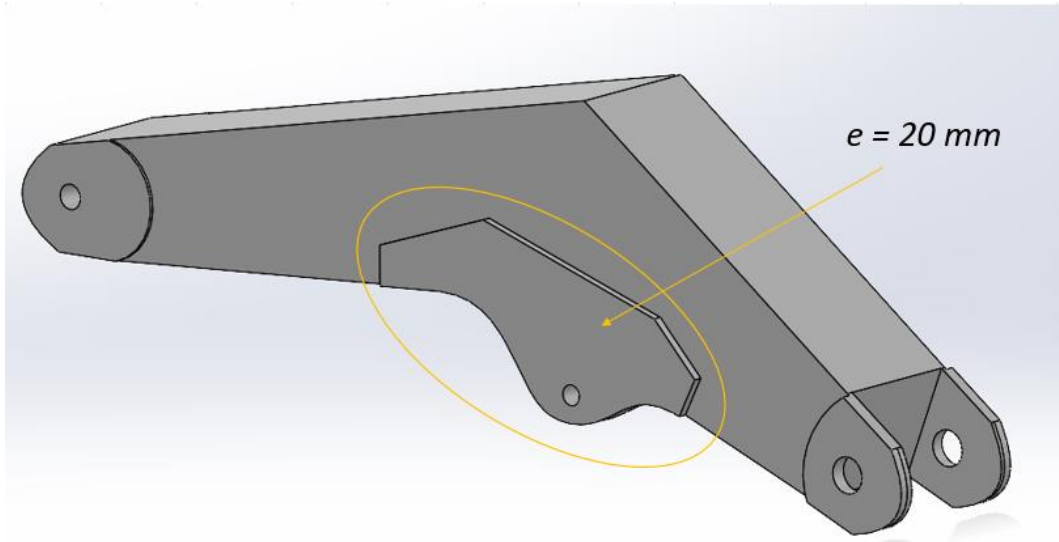


Imagen 45.- Modificación brazo superior

Dimensionamiento final:

Brazo superior	
Longitud	2500 mm
Perfil (rectangular)	Centro: (320*500) mm y 5 mm espesor Extremos:(320*280) mm y 5 mm espesor
Material	Acero Strenx 700MC
FDS mínimo	2,371

Tabla 27.- Dimensionamiento final brazo superior

6.3.2 Brazos inferiores

Modificación:

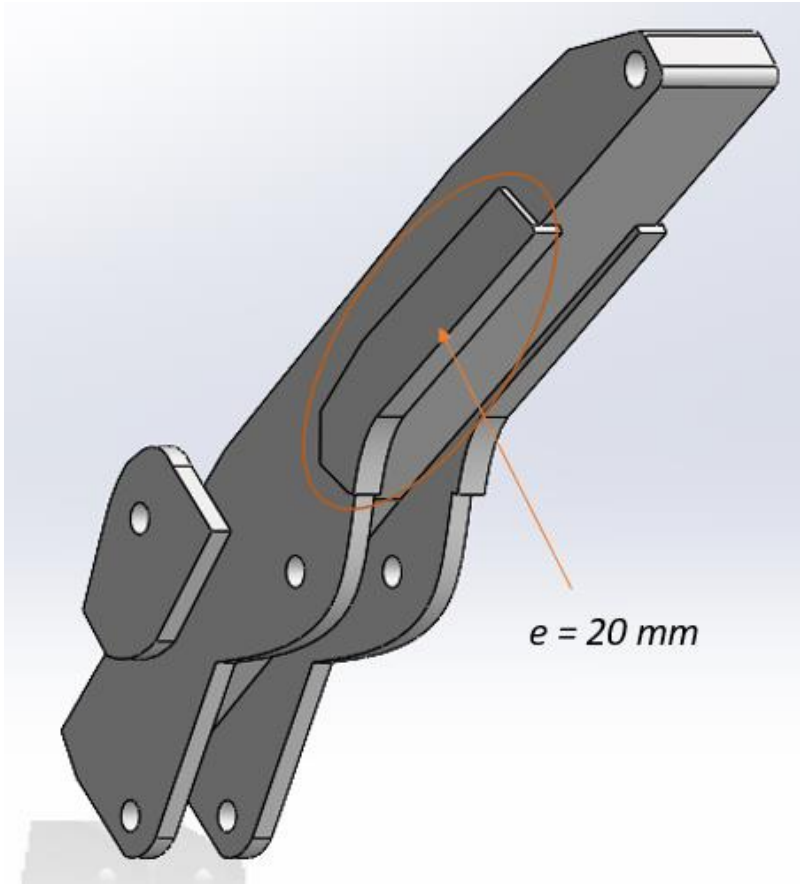


Imagen 46.- Modificación brazo inferior

Dimensionamiento final:

Brazo inferior	
Longitud	2800 mm
Perfil rectangular	Centro: (300*500) mm y 5 mm espesor Extremos:(300*280) mm y 5 mm espesor
Material	Acero Strenx 700MC
FDS mínimo	2,099

Tabla 28.- Dimensionamiento final brazo inferior

6.3.3 Pata equilibradora

Modificación:

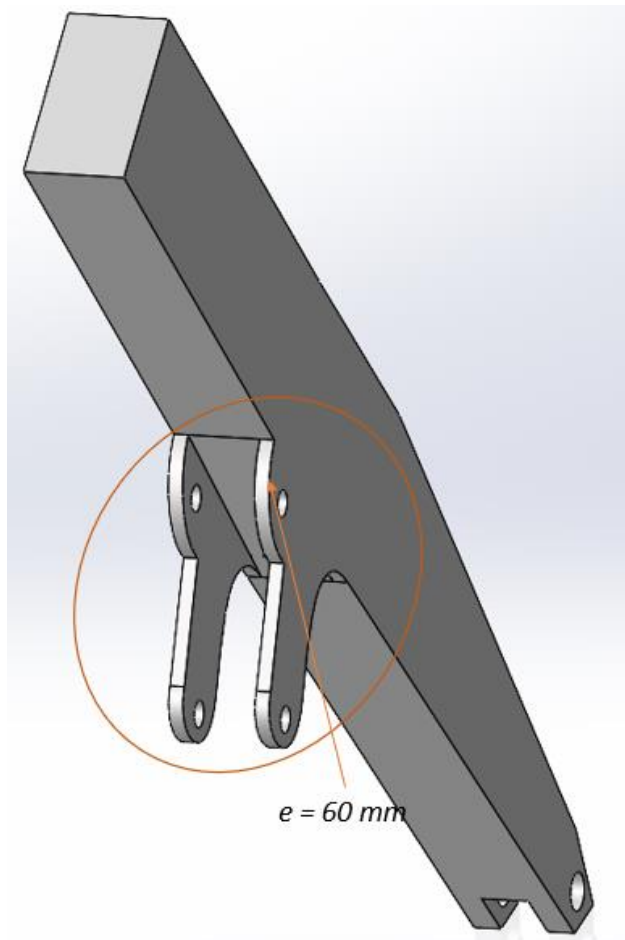


Imagen 47.- Modificación pata equilibradora

Dimensionamiento final:

Pata estabilizadora	
Longitud	3800 mm
Perfil	(280*480) mm y 10 mm espesor
Material	Acero Strenx 700MC
FDS mínimo	2,083

Tabla 29.- Dimensionamiento final pata estabilizadora

Después de validar el diseño de los 3 brazos, se pasa a obtener los resultados de fuerzas en pasadores y cilindros, además de tensiones y desplazamientos para cada una de las 6 posiciones determinadas anteriormente. (anexo E.5)

Lógicamente, se obtienen las mayores tensiones en el caso 6 ($\Theta = 90^\circ$ y $\varphi = 90^\circ$):

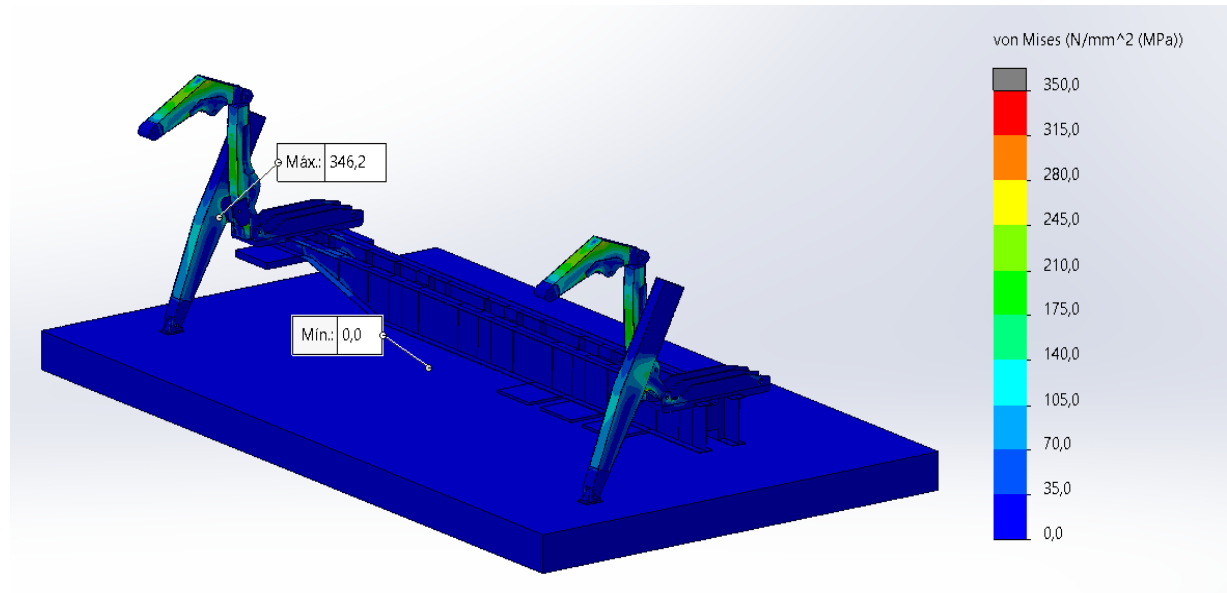


Imagen 48.- Tensiones SolidWorks caso 6

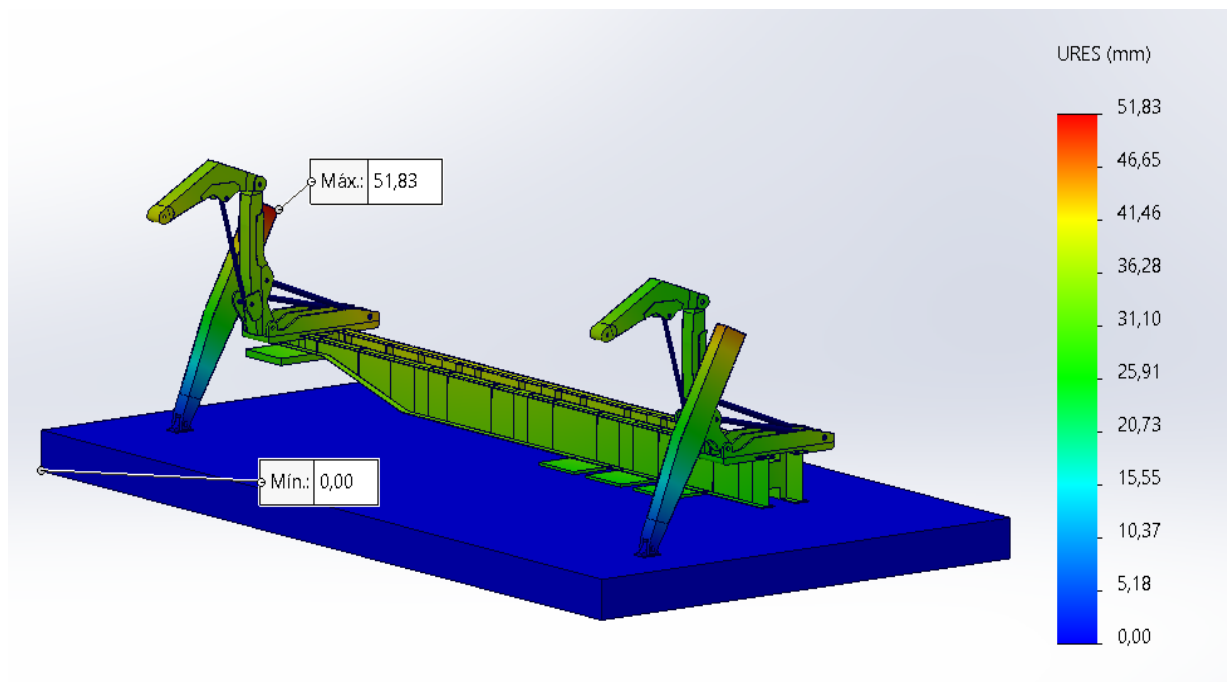


Imagen 49.- Desplazamientos SolidWorks caso 6

6.3.4 Dimensionamiento del cilindro de la pata estabilizadora:

Mediante las fuerzas obtenidas gracias a Solidworks, podemos pasar a dimensionar el cilindro hidráulico de la pata estabilizadora, cosa que antes nos era imposible.

*Se dimensionará el cilindro, que trabaja a compresión, por un posible fallo de pandeo. (Detallado en el **anexo E.6** del proyecto)*

Para dimensionar un cilindro hidráulico necesitamos tener en cuenta varios factores como la fuerza requerida para la aplicación, la presión de trabajo del sistema hidráulico y la carrera del cilindro.

En este caso observamos los siguientes valores para esos factores:

Cilindro	Fuerza requerida (kN)	Presión de trabajo (bar)	Carrera (mm)
Pata estabilizadora	734	250	664

Tabla 30.- Factores dimensionamiento cilindros

Además, cómo se van a dimensionar por un posible fallo a pandeo necesitaremos también la longitud de pandeo, calculada a través de un factor de pandeo, en este caso de valor 2, multiplicado por la carrera del cilindro.

Cilindro	Longitud de pandeo (mm)
Pata estabilizadora	1328

Tabla 31.- Longitud pandeo cilindros

Finalmente, a partir de todos estos datos podemos pasar a dimensionar el vástago y el pistón de los cilindros.

Para el vástago haremos uso de la gráfica que relaciona la longitud de pandeo, la fuerza y el diámetro del vástago para obtener este último dato, además, una vez tengamos el diámetro, obtendremos el área de este a través de una tabla de dimensiones estándar.

Cilindro	Diámetro vástago (mm)	Área vástago (mm ²)
Pata estabilizadora	110	9503

Tabla 32.- Dimensiones vástagos cilindros

En el caso del pistón lo hacemos al contrario, primero calculamos el área de este a través de la fuerza y la presión necesarias y después obtenemos su diámetro a través de la tabla de dimensiones estándar. Además, se debe calcular la nueva presión de trabajo que tendremos al haber modificado el área requerida.

Cilindro	Diámetro pistón (mm)	Área pistón (mm ²)	Presión de trabajo (bar)
Pata estabilizadora	200	31416	233,6

Tabla 33.- Dimensionamiento pistones cilindros

A continuación, se expone el cilindro modelado en el ensamblaje de la grúa en solidworks:

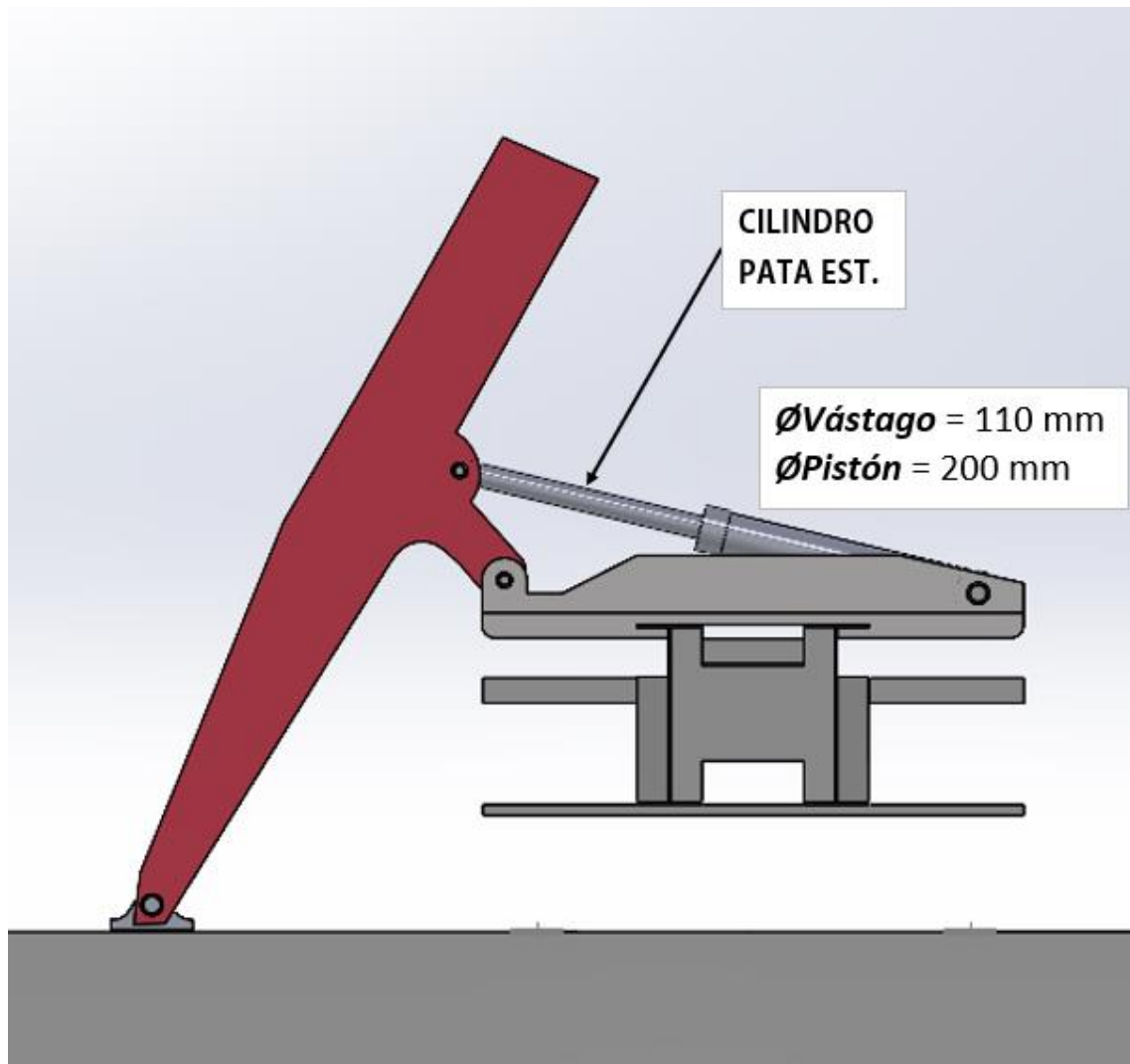


Imagen 50.- Detalle cilindro pata estabilizadora SolidWorks

7. Fuerzas pasadores y cilindros MEFI Y SOLID comparación

En este apartado se comparan los resultados obtenidos de fuerza en pasadores y cilindros en los programas MEFI y SOLIDWORKS, los datos de comparación caso por caso se puede encontrar en el anexo F del proyecto. (resumen fuerzas MEFI en el anexo B.3 y resumen fuerzas SolidWorks en el anexo E.4)

Verificando nuestras hipótesis anteriores, tanto en MEFI cómo en SolidWorks obtenemos los mayores esfuerzos para el caso 6.

Tomaremos cómo válidos resultados con una variación del 20% (por arriba o por abajo).

Por ejemplo, para este caso 6 (posición más desfavorable), obtenemos los siguientes resultados:

Caso 6: ($\Theta = 90^\circ$; $\varphi = 90^\circ$)

pasadores:

	F_MEFI (N)	F_SW (N)	RATIO
Pasador 1	404250	353510	1,14
Pasador 2	572934	540600	1,06
Pasador 3	185000	185000	1,00
Pasador 4	481881	534920	0,90
Pasador 5	571651	540600	1,06
Pasador 6_brazo	575684	620570	0,93

Tabla 34.- Comparación resultados pasadores caso 6

cilindros:

	F_MEFI (N)	F_SW (N)	RATIO
Cilindro sup.	572934	540600	1,06
Cilindro inf (tracción)	481881	534920	0,90

Tabla 35.- Comparación resultados cilindros caso 6

Al considerar variaciones aceptables de hasta un 20% (tanto por encima como por debajo) entre los dos modelos, observamos que en líneas generales los valores son muy similares, con las diferencias atribuibles a la diferencia de los modelos empleados, en MEFI un modelo 2D con elementos tipo barra, y en SolidWorks un modelo 3D en el que se tienen en cuenta las verdaderas dimensiones de las barras, donde los puntos de “conexión” no coinciden con los del modelo de barras, un ejemplo claro es dónde se encuentra posicionado el nodo 2 en MEFI y dónde en SOLID, de ahí las diferencias. (Fuerzas del pasador 6 pertenecientes a la pata estabilizadora no se han añadido debido a que no teníamos ese dato en MEFI para comparar.

También hay que tener en cuenta que en SolidWorks se ha incluido el peso propio de las barras, mientras que en MEFI no se tuvo en cuenta este factor.

En resumen, los valores de fuerzas en los pasadores y cilindros son lo suficientemente similares entre ambos modelos como para considerar válidos los modelos empleados.

8. Modelo 3D completo

Una vez finalizados los componentes de la estructura, se procede a llevar a cabo el ensamblaje completo de la grúa, integrando las demás piezas, como los cilindros y los pasadores.

A continuación, se presentan varias imágenes del proceso de ensamblaje de la grúa desde diferentes ángulos.

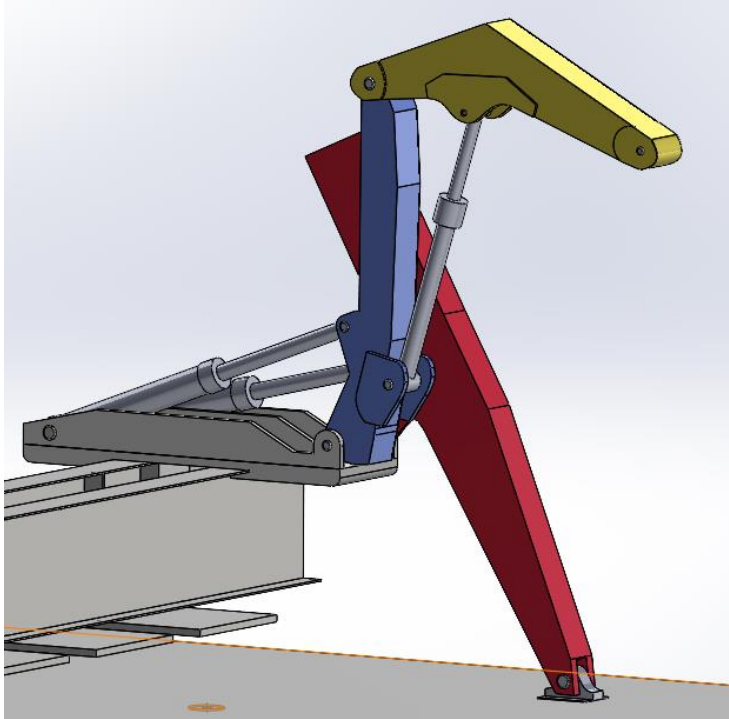


Imagen 52.- Modelo 3D completo_1

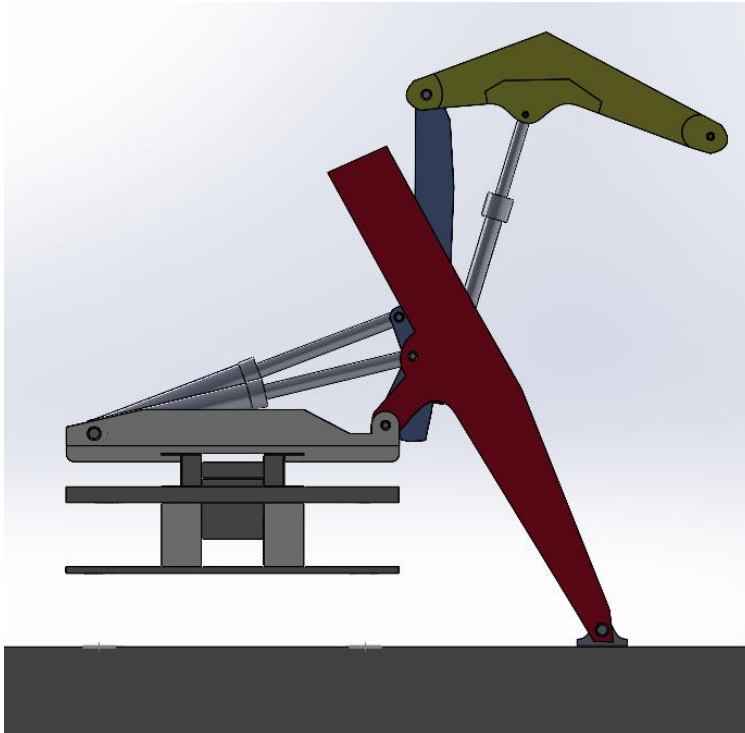


Imagen 53.- Modelo 3D completo_2

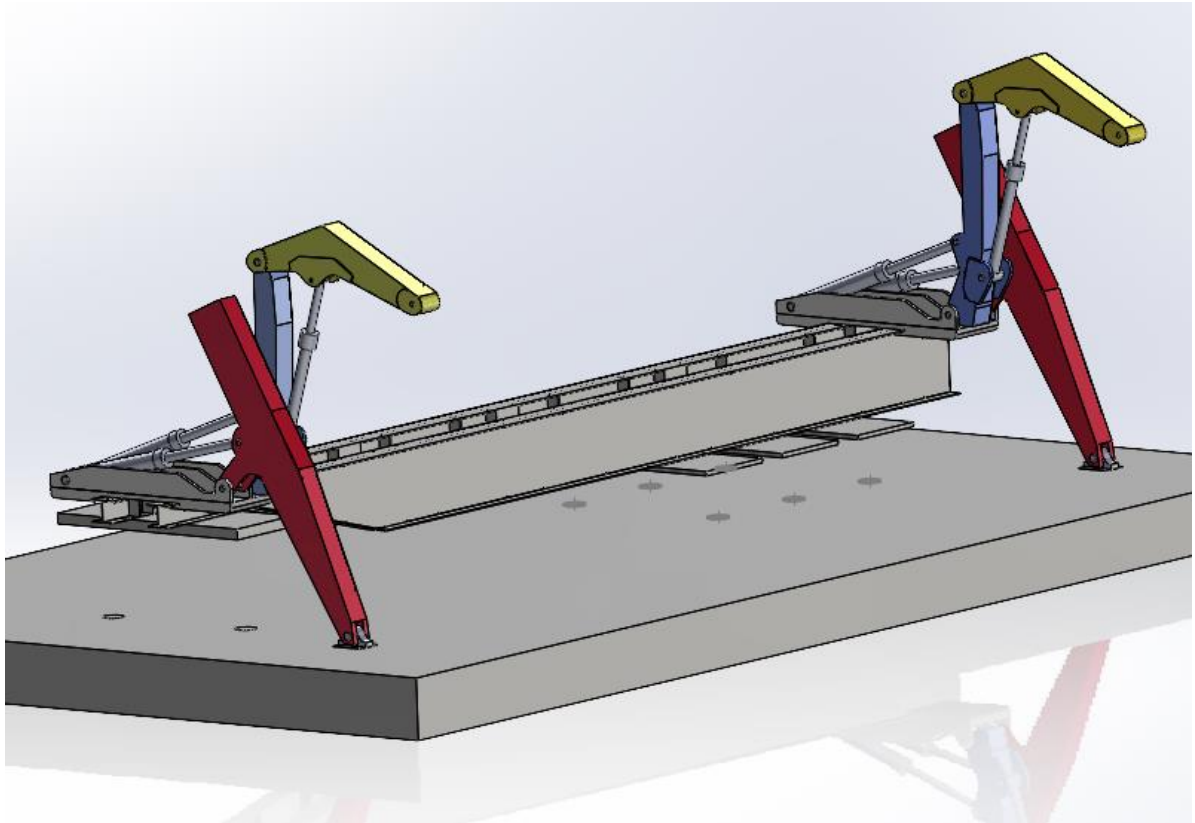


Imagen 54.- Modelo 3D completo_3



Imagen 55.- Modelo 3D completo_4

9. Resumen final y líneas futuras

El trabajo comenzó con la búsqueda de información acerca de las grúas “sidelifter” para recopilar ideas en cuanto a diseño, componentes y materiales.

Una vez que se completó esta fase de búsqueda, se establecieron criterios iniciales de diseño. A partir de estos criterios, se definieron las dimensiones de los elementos mediante imágenes a escala y se seleccionaron los materiales que los componían para comenzar el proceso iterativo de diseño y cálculo, considerando las condiciones más desfavorables.

Para identificar estas condiciones desfavorables, se llevó a cabo un análisis del mecanismo utilizando el programa de cálculo MEFI, que permitió calcular los esfuerzos en los brazos de la grúa para diferentes posiciones y determinar la posición más crítica o desfavorable.

Para validar los resultados obtenidos con MEFI, se llevó a cabo un estudio analítico de la posición más desfavorable, utilizando diagramas de sólido libre para determinar las fuerzas en los puntos de apoyo y articulación en los componentes de la estructura. Se compararon los diagramas de esfuerzos de los diferentes componentes para así terminar de validar estos resultados.

Una vez validados los esfuerzos, se procedió al “predimensionado” de los componentes, incluyendo los perfiles de los brazos y los pasadores. También se realizó un estudio de los dos cilindros hidráulicos para dimensionarlos y definir sus características.

Finalmente, se llevó a cabo un análisis estático mediante el método de elementos finitos utilizando el programa SolidWorks para los diferentes componentes que conforman la estructura. Esto permitió determinar si la estructura cumplía con los valores de coeficiente de seguridad requeridos o se evaluó la necesidad de realizar cambios dimensionales según los resultados obtenidos en la simulación.

Después de completar las modificaciones necesarias, se realizó una comparación entre los valores de fuerza obtenidos en los pasadores y en los cilindros en los dos programas nombrados anteriormente (MEFI y SolidWorks), para así validar los resultados obtenidos.

Finalmente, se mostró el ensamblaje final de la grúa que cumplió con los requisitos de tensión y desplazamiento esperados.

En conclusión, este Trabajo de Fin de Grado (TFG) se ha centrado en la aplicación de habilidades analíticas, la utilización de programas informáticos y el ejercicio de un criterio personal basado en los conocimientos adquiridos, así como la comprensión de la metodología de diseño y los factores a tener en cuenta para lograr un diseño válido y preciso.

A partir de este proyecto, se podrían realizar diversas mejoras para obtener unos resultados más acordes con la realidad, sobre todo en la zona de las suspensiones del camión, dónde se podría intentar modelar con mayor precisión los ejes de las ruedas, con los neumáticos y sus suspensiones, y observar que variaciones en los resultados obtenemos.

10. Bibliografía

Páginas Web:

- (1) <https://www.csc-trucks.com/truck-mounted-crane/container-side-lifter-crane/truck-mounted-side-lifter-crane.html>
- (2) <https://hammarlift.com/products/hammar-195/>
- (3) <https://sidelifters.com/article/How-does-a-side-lifter-work.html>
- (4) <https://www.gurlesenyil.com.tr/EN/products/sidelifter-side-loader.html>
- (5) <https://quanyutruckpart.en.made-in-china.com/product/VvrnAYllnNYw/China-Sidelifter-Hydraulic-Lift-a-Load-40FT-Container-Crane-Trailer-Truck.html>
- (6) <https://www.motovated.co.nz/steelbro-sidelifter-case-study/>
- (7) <https://es.scribd.com/document/503190036/255250537-Side-Lifter-Shop-Manual-Steelbro>
- (8) <https://www.steelbro.com/es/repuestos-elevadores-laterales-cargadores/>
- (9) https://es.made-in-china.com/co_tictrucks/product_Side-Lift-Container-Trailer-40feet-20FT-Mounted-with-2-Crane-for-Self-Loading-Container_eeryhysny.html
- (10) <https://xcmgpng.machmall.com/goodsDetails/XCMG-Official-Pickup-Crane-MQH37A-Container-Side-Lifter-37-Ton-Pickup-With-Crane-For-Sale-5955>
- (11) <https://hammarlift.com/media/pocjpyvn/um-v09-2017gb1.pdf>
- (12) <https://www.sidelifters.com/article/How-to-operate-and-use-side-lifter-Knowledge-of-container-side-loader.html>
- (13) <https://thaireefer.co.th/sidelifter-5/steelbro-sb450-model/>
- (14) <https://steelbro.com/es/rated-capacity-chart-sb363/>
- (15) <https://afmsafety.com.au/wp-content/uploads/2015/01/H522-Sideloader-Steel-Bro-Technical-Description.pdf>
- (16) <https://www.sidelifters.com/article/Why-choose-container-side-loader-when-moving-containers.html>