



CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

MEMORIA

Autor: Auria Aznar, Javier

Director/a: Canalís Martínez, Paula María

Especialidad: Mecánica

Convocatoria: Febrero 2012

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

Aprovecho esta página para agradecer la colaboración que ha prestado para el desarrollo de este proyecto la empresa norteamericana E-Z Pack especialmente a Norma Engle, gerente de ingeniería. También doy gracias a mi tutora Paula María Canalís Martínez que me ha ayudado a desarrollar este proyecto y mi novia Beatriz Latorre por su paciencia y apoyo.

Muchas Gracias,

Javier Auria Aznar

ÍNDICE GENERAL

1. ENUNCIADO DEL PROYECTO	7
1.1. TEMA OBJETO DEL PROYECTO	7
1.2. PETICIONARIO	7
1.3. DESTINATARIO.....	7
1.4. FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO	8
2. TIPOLOGÍA DE MECANISMOS DE RECOLECCION DE BASURA EN LA ACTUALIDAD.....	9
2.1. SISTEMA RECOLECTOR TRASERO	9
2.2. SISTEMA RECOLECTOR LATERAL BRAZO DOBLE	10
2.3. SISTEMA RECOLECTOR FRONTAL	11
2.4. SISTEMA RECOLECTOR BILATERAL PARA CONTENEDORES SONTERRADOS	12
2.5. SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONO BRAZO.....	13
3. DEFINICIÓN DEL SISTEMA RECOLECTOR.....	15
3.1. CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES	15
3.2. COMPONENTES PRINCIPALES DE LA GRÚA	17
3.2.1. PIEZAS PRINCIPALES	17
3.2.1.1. “Porta-Pinzas”	17
3.2.1.2. “L Mástil”	18
3.2.1.3. “Mástil”	19
3.2.1.4. “Corredera”.....	20
3.2.2. CILINDROS HIDRÁULICOS	21
3.2.2.1. Cilindro de amarre, elevación y vuelco	21
3.2.2.2. Cilindro de extracción y recogida grúa.....	22

3.2.3. BOMBA HIDRÁULICA.....	23
3.2.4. VÁLVULA DE CONTROL.....	23
3.3. CROQUIS DEL MOVIMIENTO DE DESCARGA	24
4. HIPÓTESIS DE TRABAJO Y CÁLCULOS ANALÍTICOS.....	29
4.1. HIPÓTESIS GENERALES DE TRABAJO	29
4.1.1. CARGA MÁXIMA DE TRABAJO.....	29
4.1.2. PUNTO DE APLICACIÓN DE LA CARGA	30
4.1.3. CONDICIONES DE CONTORNO DE LA ESTRUCTURA.....	30
4.1.4. CÁLCULO DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE	30
4.1.5. FUERZAS EJERCIDAS POR LOS CILINDROS HIDRÁULICOS	30
4.1.6. ALTURA DE INSTALACIÓN DE LA GRÚA.....	31
4.1.7. POSICIÓN DE PARTIDA DEL CILINDRO PRINCIPAL.....	31
4.1.8. PIEZA CRÍTICA DEL MECÁNISMO.....	31
4.1.9. MATERIAL EMPLEADO Y CARACTERISTICAS	31
4.1.10. TEORÍA EMPLEADA EN LOS CÁLCULOS DE RESISTENCIA.....	31
4.1.11. DIMENSIONES DE PARTIDA DE LAS PIEZAS	31
4.2. CÁLCULOS ANALÍTICOS	32
4.2.1. CÁLCULO DE LA ALTURA MÁXIMA DE DESCARGA	32
4.2.2. REACCIONES Y FUERZAS SOBRE LAS PIEZAS PRINCIPALES .	33
4.2.2.1. Caso 1. “MÁSTIL” 0°	33
4.2.2.1.1. “Mástil”	34
4.2.2.1.2. “Porta-Pinzas”	53
4.2.2.1.3. L Mástil”	58
4.2.2.1.4. “Corredera”	62
4.2.2.2. Caso 2. “MÁSTIL” a 45°.....	63
5. MODELADO 3D	72
5.1. MÁSTIL	72
5.2. CORREDERA.....	73

5.3. L-MÁSTIL	73
5.4. PORTA-PINZAS.....	74
5.5. ENSAMBLAJE	75
6. SIMULACIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	76
6.1. PROCESO DE ANÁLISIS	78
6.1.1. MATERIAL	78
6.1.2. SUJECCIONES/CONDICIONES DE CONTORNO	78
6.1.3. CARGAS EXTERNAS	79
6.1.4. MALLADO	80
6.1.5. RESULTADOS	80
6.2. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS COMPONENTES	81
6.2.1. SIMULACIÓN 1.”MÁSTIL” 0°	82
6.2.1.1. Datos de entrada	82
6.2.1.2. Análisis de los resultados del análisis estático	84
6.2.1.3. Resultados obtenidos en los componentes del ensamblaje.....	88
6.2.1.3.1. “Porta-Pinzas”.....	88
6.2.1.3.2. “L-Mástil”	91
6.2.1.3.3. “Mástil”	93
6.2.1.3.4. “Corredera”	95
6.2.2. OPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS ESTÁTICO	97
6.2.2.1. Análisis de los resultados tras las modificaciones.....	98
6.2.2.2. “Porta-pinzas” modificado.	102
6.2.3. SIMULACIÓN 2.”MÁSTIL” 22.5 °	103
6.2.3.1. Análisis de los resultados del análisis estático	103
6.2.4. SIMULACIÓN 3.”MÁSTIL” 45 °	106
6.2.4.1. Análisis de los resultados del análisis estático	107
6.2.5. FUERZAS RESULTANTES EN LOS CILINDROS	110
7. CONCLUSIONES.....	111

8. BIBLIOGRAFÍA 113

1. ENUNCIADO DEL PROYECTO

1.1.TEMA OBJETO DEL PROYECTO

En este proyecto se va a realizar el diseño y el análisis de la estructura de una grúa, cuyo uso fundamental es la recolección lateral automatizada de los residuos sólidos urbanos de un barrio, residencia o comunidad.

Ésta irá instalada en el lateral derecho, anclada sobre el bastidor de un camión de recolección de residuos urbanos. Para ello se realizará un estudio de diseño, calculando así las dimensiones y espesores mínimos que deben tener cada una de las partes que componen la grúa para que soporte las cargas y esfuerzos a los que se encuentra sometida durante su funcionamiento.

Para certificar la calidad del diseño se realizará la modelización de las partes fundamentales que componen la grúa mediante el programa SolidWorks, comprobando así el análisis de rigidez y resistencia de los elementos relevantes del mecanismo. De este modo será posible observar las posibles carencias del diseño permitiéndonos realizar una optimización del modelo.

1.2.PETICIONARIO

El presente proyecto ha sido realizado a petición de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza como trabajo fin de carrera, correspondiente al título de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.

1.3.DESTINATARIO

Los destinatarios de estas máquinas son principalmente empresas encargadas de realizar los servicios de recolección de residuos urbanos de barrios, residencias o comunidades, quienes hacen de su uso para el vaciado de los contenedores de basura. El empleo de estas máquinas supone un trabajo más ergonómico para el operario debido a la automatización del proceso además de un gran ahorro en el tiempo de recolección.

1.4.FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO

Firmado por el proyectista:

JAVIER AURIA AZNAR

2. TIPOLOGÍA DE MECANISMOS DE RECOLECCIÓN DE BASURA EN LA ACTUALIDAD

2.1. SISTEMA RECOLECTOR TRASERO



Figura 1: Sistema recolector trasero

El camión de recogida de basura dispone de un mecanismo en su parte trasera el cual le permite realizar el proceso de descarga de los contenedores de almacenaje.

El sistema está compuesto por dos brazos hidráulicos accionados por una bomba de aceite. Una vez que los operarios han colocado el contenedor en la posición correcta, es decir, el contenedor se encuentra anclado en sus laterales por el par de brazos hidráulicos, el sistema mecánico es el encargado de realizar el movimiento de elevación y vuelco del contenedor. Sistema compuesto por dos cilindros de elevación para la subida y descenso de los contenedores y por un por un tercer cilindro que provoca el volteo de los contenedores y el consiguiente vaciado. Una vez vaciado el contenedor se realiza el movimiento inverso para volver a depositarlo manualmente ya vacío en su lugar correspondiente.

Junto a este mecanismo mencionado anteriormente trabaja un sistema de compactación, permitiendo recolectar más basura optimizando así el proceso de recogida. El equipo puede efectuar la recogida de contenedores desde 240 hasta 1.000 litros.

Para trabajar con este tipo de mecanismos es necesario en la mayoría de los casos tres empleados, de los cuales al menos dos se encargan de la colocación en la posición correcta del contenedor y accionamiento del sistema de vaciado mientras que el tercero realiza la conducción del vehículo.

2.2. SISTEMA RECOLECTOR LATERAL BRAZO DOBLE



Figura 2: Sistema recolector lateral brazo doble

Dispositivo de elevación lateral para elevar y vaciar los contenedores mediante un sistema hidráulico compuesto por dos brazos principales. El dispositivo se encuentra instalado sobre el lateral del camión compactador. Está compuesto por dos cilindros de elevación para la subida y descenso de los contenedores. El giro viene efectuado por un tercer cilindro que provoca el volteo de los contenedores y el consiguiente vaciado.

El elevador lateral trabaja de forma semiautomática mediante operaciones hidráulicas proporcionales, de hecho la aproximación del contenedor se realiza manualmente, el vaciado, sin embargo, de forma automática. En la fase de descenso el operario, por motivos de seguridad, debe mantener el mando hasta la reposición del contenedor en el suelo. Gracias a la utilización del elevador el equipo puede efectuar también la recogida de contenedores desde 240 hasta 1.000 l, con aprehensión mediante peine o DIN. De

esta forma se pueden utilizar los contenedores tradicionales, integrando la recogida de los residuos y aprovechando al máximo la potencialidad del montaje.

El sistema de recogida lateral es seguro y ampliamente probado por lo que las posibilidades de que los residuos se derramen por las aceras y calzadas durante las operaciones de carga son mínimas. Estos equipos están formados por vehículos compactadores de 25m³ o 17m³, siendo el equipo humano de ellos un solo conductor.

2.3.SISTEMA RECOLECTOR FRONTAL



Figura 3: Sistema recolector frontal

Este tipo de sistemas de recogida son caracterizados por hacer uso de un potente sistema hidráulico lo que les permite elevar contenedores de masas elevadas.

Estos vehículos son generalmente de 15 a 30 m³ de capacidad de caja, con mecanismo de vaciado para diferentes pesos. Levanta contenedores de hasta 3000 litros, siendo el límite máximo de elevación del sistema 3600 kg aproximadamente. No puede recolectar los contenedores de formato inferior a 1000 litros debido a la configuración de los mismos, pero su eficiencia de recolección es muy alta cuando se usa adecuadamente. Su

principal uso es para recolectar en centros de gran generación de basuras como mercados, hospitales, multifamiliares de gran altura, fábricas, supermercados, etc.

2.4.SISTEMA RECOLECTOR BILATERAL PARA CONTENEDORES SONTERRADOS



Figura 4: Sistema recolector bilateral

Camión recolector de residuos en el que sólo es necesario un operador en cabina, que además no tiene que abandonar la misma en ningún momento, ya que el sistema está totalmente automatizado.

El operador coloca el camión en paralelo a los contenedores (no tiene que ser una posición exacta) y pulsa un botón que inicia el proceso: se despliega el brazo, localiza mediante sensores el enganche del contenedor, lo eleva, descarga y vuelve a colocarlo en su sitio. Todo esto en menos de 60 segundos, por lo que se trata de un sistema muy eficaz en lo que al tiempo de recogida se refiere.

Este equipo es el único sistema completamente automatizado para la recogida de los contenedores enterrados de diverso volumen (3000, 4000 y 5000 litros) provisto del dispositivo de enganche a Seta.

El Equipo está provisto de un brazo articulado que le permite aproximarse mayormente al plano vial, para poder enganchar el contenedor, y alcanzar un punto de vaciado más alto para poderlo vaciar.

El dispositivo vuelca contenedores, según las condiciones prescritas por la normativa CE, es de forma sencilla, de hecho a través de dos brazos mecánicos, es capaz de elevar y vaciar de modo completamente automático cualquier tipo de contenedor de superficie con un único punto de enganche. El operador, manteniendo presionado el control de hombre presente, sigue todo el ciclo desde los monitores situados en la cabina. El equipo, través de su instalación oleodinámica proporcional, controlada electrónicamente desde un PLC, recoge los datos enviados por los distintos elementos de medición (codificador, sónar, elementos de proximidad, etc.) y completa el ciclo en sólo 45 segundos.

Seguramente el punto fuerte del equipo es su versatilidad porque puede recoger desde un volumen reducido como el de los contenedores de campana hasta un volumen mucho más elevado de los contenedores soterrados.

2.5.SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONO BRAZO



Figura 5: Sistema recolector lateral mono brazo

Eficiente sistema hidráulico operado por un solo operario. Mediante lateral automatizada permite al conductor recoger los contenedores de hasta una longitud

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

2,4 metros del cuerpo del camión, vaciar el contenedor en la tolva y colocar el recipiente de nuevo en su posición sin salir de la cabina. Así pues al tratarse de un sistema automatizado permite realizar la recolección disminuyendo los tiempos.

El sistema está formado por muy pocas piezas móviles lo que contribuye a grandes ciclos de vida del mecanismo. El mecanismo es fundamentalmente para contenedores de poca capacidad, normalmente no superior a los 400 litros.

3. DEFINICIÓN DEL SISTEMA RECOLECTOR

3.1. CARACTERÍSTICAS Y PARTICULARIDADES

El mecanismo diseñado, se trata de una grúa recolectora de basura de tipo lateral. Dicha grúa-basura se encuentra amarrada al camión mediante una pieza corredera, la cual desliza mediante pequeñas ruedas a través de una viga metálica que actúa como carril. El mencionado carril se encuentra anclado mediante pernos al bastidor principal del camión. Por tanto no existe unión directa entre el mecanismo y el camión, siendo la viga carril el medio de separación entre ambos.

Este mecanismo funciona de manera completamente automatizada, lo que implica que el operario no tendrá que bajar del camión para realizar la recolección y vaciado de los contenedores de basura. Además en la mayoría de los casos para la realización de este tipo de trabajos, es necesario de dos operarios, uno encargado de la conducción del camión y otro encargado del control del mecanismo de recolección de basura. Por tanto la instalación de este sistema implicará la reducción en el número de operarios para realizar la misma tarea, así como la reducción del tiempo de recolección, siendo estos factores importantes desde el punto de vista económico. El ciclo completo desde que se amarra el contenedor hasta que se deposita completamente, puede realizarse en tan solo 20 segundos de tiempo, lo que le caracteriza frente a otros sistemas de recolección por ser realmente rápido. El camión dispone en el interior de la cabina una serie de botones para realizar cada uno de los movimientos necesarios para completar el ciclo.



Figura 6: Botones accionamiento grúa-basura

Además lleva incorporada una pequeña pantalla a través de la cual es posible observar la posición de las pinzas de amarre respecto del contenedor. Así mediante esta cámara situada cerca de la grúa, el operario detiene el camión en la posición exacta para comenzar con el ciclo de descarga.



Figura 7: Sistema visión posición grúa-basura

El sistema de amarre del contenedor de esta grúa se realiza mediante pinzas, las cuales sujetan el contenedor con firmeza. Por tanto el tipo de contenedores con los que puede trabajar tienen que tener unas dimensiones y configuración específica, de lo contrario, podría no amarrar bien el contenedor y se produciría la caída del mismo. La grúa trabaja con normalmente usados en casas particulares o urbanizaciones en las que cada vivienda posee su propio contenedor.



Figura 8: Contenedores de distintas capacidades

Estos contenedores existen de diferentes capacidades, que van desde los 60 hasta los 240 litros. De este modo, la grúa esta diseñada para trabajar con diferentes modelos de contenedores (60, 80, 120,240 litros) situándose el límite máximo de trabajo en 240 litros, lo que lleva a la grúa a tener una capacidad máxima de carga de 400 kg de carga, suficiente si se tiene en cuenta que un contenedor lleno de residuos urbanos de 240 litros tiene un peso medio de alrededor de 80 kg.

Para que el comienzo del proceso se lleve a cabo de manera satisfactoria, el contenedor debe encontrarse a una distancia de la grúa no superior a los 2.75 metros de distancia, ya que esta distancia es la máxima alcanzable por la grúa. Esta distancia es suficiente si se encuentra el contenedor en la zona correcta, es decir cerca del bordillo de la calzada.

Una característica importante es que la altura de descarga se produce sobre a 1.90 metros de altura, por lo que la apertura de la caja o cabina de descarga debe tener mínimo esta distancia para que el vaciado se realice con éxito.

Finalmente detallar que puesto que se trata de un mecanismo sencillo y compuesto por escasas piezas, ofrece una elevada fiabilidad y poco mantenimiento durante su ciclo de vida útil.

3.2. COMPONENTES PRINCIPALES DE LA GRÚA

El mecanismo que conforma esta grúa se trata de un mecanismo sólido y sencillo, compuesto únicamente por cuatro piezas principales. En este punto se describen las características básicas y funcionalidad de cada una de ellas.

3.2.1. PIEZAS PRINCIPALES

3.2.1.1. “Porta-Pinzas”

Pieza encargada de portar tanto las pinzas de amarre así como el mecanismo necesario para el accionamiento de estas. Dicho mecanismo esta compuesto por dos piezas engranadas entre sí y mediante la aplicación de una fuerza exterior proporcionada por un cilindro hidráulico se realiza el movimiento de apertura y cierre de las pinzas. En la figura 9 pueden apreciarse las principales características.



Figura 9: Imagen de la pinza y porta-pinzas

El mecanismo está compuesto por un cilindro hidráulico que mediante que hace mover un engranaje encargado de realizar el movimiento apertura-cierre de las pinzas. Las uniones del cilindro y la pieza se realizan mediante pasadores y orejetas. Esta pieza se encuentra unida perpendicularmente a la pieza “L Mástil”, mediante un pasador y dos abrazaderas de cubo partido amarradas con pernos. Gracias a esta unión con pasador, le permite al mecanismo producir el movimiento de vuelco que hace que el contenedor se descargue completamente. Dicho movimiento se produce gracias a la fuerza generada por un segundo cilindro hidráulico unido por un extremo a esta pieza y por el otro a la pieza “L Mástil”.

3.2.1.2. “L Mástil”



Figura 10: Imagen de la “Pinza”, “Porta-pinzas” y “L-Mástil”

Se trata de la pieza más simple del mecanismo y tiene por objeto portar el cilindro que permite al mecanismo realizar el movimiento de vuelco del contenedor. Su denominación es debida debido a la forma de “L” invertida que presenta. Esta pieza se encuentra unida perpendicularmente al mástil principal mediante soldadura.

3.2.1.3. **“Mástil”**

Es la pieza más importante del mecanismo, ya que es la encarga de elevar el contenedor a la altura necesaria para poder proceder al vaciado del mismo. Está compuesta por dos perfiles unidos entre sí, uno de larga longitud y otro más corto encargado de soportar las fuerzas del cilindro. Se encuentra unida a la pieza “Corredera” por dos uniones.

Se encuentra unida por un lado, mediante un pasador y dos abrazaderas de cubo partido amarradas con pernos. Esta unión es la que permite actuar como punto de apoyo y eje de giro para realizar el movimiento de elevación del “Mástil”, permitiendo a éste moverse en un rango desde 0° hasta los 45° respecto de la horizontal.



Figura 11: Imagen del “Mástil”

Por otro lado está unida mediante un cilindro hidráulico, en el que un extremo está unido al “Mástil” y otro a la “Corredera”. Este cilindro es el más importante del mecanismo y el cual tiene que desarrollar las mayores fuerzas, siendo capaz de levantar la carga de la grúa y la del contenedor. Tanto la unión del cilindro al “Mástil”, como a la “Corredera”, se realiza mediante orejetas y pasadores.

3.2.1.4. **“Corredera”**

Pieza que dispone de unas pequeñas ruedas en su parte inferior que le permiten moverse a través de una viga carril unido al bastidor.



Figura 12: Imagen de la pieza “Corredera”

Este movimiento se produce mediante un cilindro hidráulico de gran longitud que permite extraer la grúa perpendicularmente al camión. Cilindro que se encuentra unido a tres puntos, dos de ellos correspondientes a la pieza corredera, y un tercer punto fijo que forma parte del bastidor del camión. Las uniones del cilindro a la “Corredera” se realizan mediante uniones a presión de cubo partido con pernos .La unión al bastidor se realiza con soldadura y pernos. Así pues esta pieza tiene como objeto permitir acercar o alejar la grúa del contenedor, así como establecer un punto de unión entre la grúa y el camión.

3.2.2. CILINDROS HIDRÁULICOS

3.2.2.1. Cilindro de amarre, elevación y vuelco

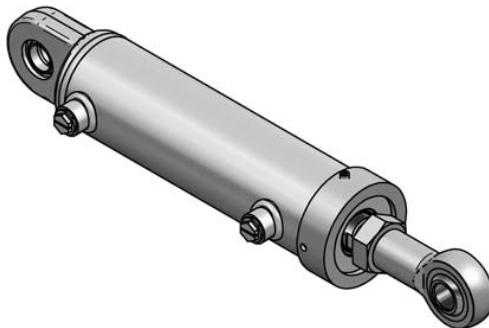


Figura 13: cilindro de amarre, elevación y vuelco

Para realizar los movimientos de amarre, elevación y vuelco del contenedor, se hace uso de un mismo modelo de cilindro hidráulico en el que cambian las dimensiones y condiciones de trabajo dependiendo del movimiento que vaya a realizar.

El cilindro que realiza la apertura y cierre de pinzas, permitiendo amarrar el contenedor con fuerza tiene las siguientes características:

Carrera: [mm]	100
Presión de servicio [bar]	100

Así pues el cilindro encargado de llevar a cabo el movimiento de elevación de la grúa tiene las siguientes características:

Carrera: [mm]	500
Presión de servicio [bar]	210

Por último el cilindro usado para producir el vuelco el cual tiene las siguientes características:

Carrera: [mm]	150
Presión de servicio [bar]	100

3.2.2.2. Cilindro de extracción y recogida grúa

Cilindro hidráulico encargado de llevar acabo el movimiento de extracción y recogida de la grúa así como acercar o alejar la grúa del contenedor.

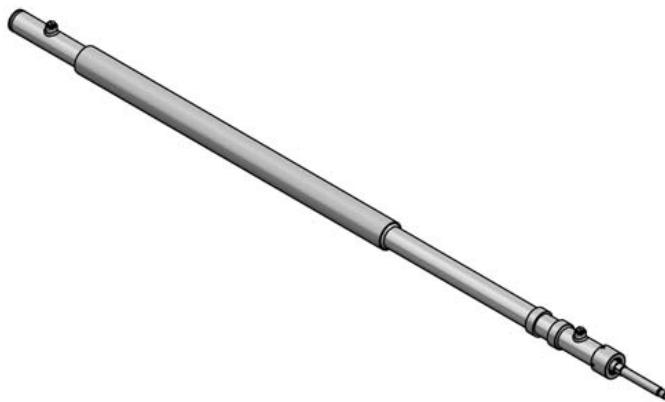


Figura 14: cilindro de extracción y recogida

Dicho cilindro dispone de una gran carrera, para poder conseguir una mayor distancia de desplazamiento de la grúa. Sus características principales son:

Carrera: [mm]	1000
Presión de servicio [bar]	100

3.2.3. BOMBA HIDRÁULICA

El mecanismo capaz de hacer llegar presión a todos los puntos del circuito lo realiza la bomba hidráulica.



Figura 15: Bomba hidráulica

Trabaja con un rango de presiones entre los 30 y los 300 bares. Se trata de una bomba hidráulica de paletas. Este tipo de modelos son muy eficientes ya trabajan con rendimientos de hasta el 95 %.

3.2.4. VÁLVULA DE CONTROL

Encargada de realizar el reparto de presiones así como ser la encargada de abrir y cerrar los circuitos para permitir o no permitir el paso de fluido. Capaz de distribuir presión a la grúa, a el compactador de basura y a el sistema de apertura de la compuerta trasera.



Figura 16: Válvula de control del sistema hidráulico

3.3.CROQUIS DEL MOVIMIENTO DE DESCARGA

En primer lugar, la grúa se encuentra recogida con las pinzas completamente abiertas/extendidas y la pieza corredera (encargada de realizar el movimiento de acercar o alejar la grúa al contenedor) sin extender.



Figura 17: situación antes de amarrar del contenedor

El primer movimiento se lleva a cabo, consiste en ubicar el camión con las pinzas de la grúa completamente abiertas justo enfrente del contenedor. Seguidamente la pieza corredera desliza para colocar las pinzas en las proximidades del contenedor. Para realizar dicho movimiento el cilindro transversal al camión se extiende dependiendo de la lejanía o cercanía a la cual se encuentre el contenedor, cilindro anclado por ambos extremos, uno a un punto fijo (bastidor del camión) y el otro a la pieza corredera.



Figura 18: situación justo antes del amarrar del contenedor

Una vez desplazada la pieza corredera lo suficiente para que las pinzas permitan el amarre del contenedor, se pone en funcionamiento el cilindro situado en la pieza la cual soporta las pinzas. Mediante la extensión o recogida de dicho cilindro conseguimos el movimiento encargado de apertura y cierre de pinzas, lo que nos permitirá amarrar el contenedor con una fuerza determinada para proceder a su elevación.



Figura 19: situación con el contenedor amarrado

A continuación es recogido el cilindro transversal, pero no en su totalidad, acercando así ligeramente el contenedor al camión, concretamente a la caja de recolección. Una vez que el contenedor se encuentra en las proximidades del camión y bien amarrado por las pinzas, se procede a la elevación del mismo.



Figura 20: situación con el contenedor elevado, antes del vaciado

Para ello se pone en funcionamiento el cilindro más importante del sistema, el cuál se encuentra amarrado por uno de sus extremos al mástil y por el otro extremo a la pieza corredera .Cuando la grúa se encuentra recogida este cilindro principal forma 45° con la horizontal, mientras que el mástil se encuentra completamente horizontal(a 0°).Mientras el cilindro se expande, su ángulo decrece, inversamente proporcional al del mástil que aumenta hasta alcanzar la posición de máxima altura a 45°. Así pues mediante la expansión de este cilindro el mástil es inclinado de manera ascendente de modo que el contenedor se encuentra elevado y en las proximidades de la boca de la caja de recolección de basura. En este punto, el contenedor se encuentra ligeramente inclinado, preparado para su vuelco y vaciado.

Conseguida esta posición, se procede al vuelco del contenedor. Para ello es necesario producir un giro en la pieza “porta-pinzas”, de manera que lograremos dar una mayor inclinación al contenedor, pudiendo así abrir la tapa del contenedor y caer la basura por gravedad.



Figura 21: movimiento de vaciado

Este movimiento se realiza mediante otro cilindro hidráulico, el cual se encuentra anclado por uno de sus extremos a la pieza” porta-pinzas” y por otro a la parte con forma de "L" del que se compone el mástil.

El siguiente paso consiste en la recogida del cilindro encargado del vuelco del contendor, de manera que conseguimos situar el contenedor al punto anterior, es decir, ligeramente inclinado pero en este caso con el contenedor ya vacío.



Figura 22: retorno del movimiento de vaciado

Para aproximar el contenedor a la superficie o acera de la calzada, se procede a la recogida del cilindro de elevación mencionado anteriormente, de manera que conseguimos que el mástil pase de 45° a 0° . Así el mástil se encuentra completamente horizontal al suelo y el contenedor completamente vertical, a escasos centímetros de la superficie.



Figura 23: movimiento de retorno del contenedor al suelo

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

A continuación se expande el cilindro transversal, lo que nos permite acercar el contenedor a la posición deseada, ya bien sea una acera u otra superficie con cierta distancia respecto al camión. Finalmente mediante la recogida del cilindro encargado del movimiento de las pinzas, se realiza el movimiento de apertura de las mismas para así soltar el contenedor.



Figura 24: apertura de pinzas para depositar el contenedor

Por último paso, se encuentra el camión con las pinzas completamente abiertas, con lo que únicamente queda colocar la grúa en posición para que el camión pueda circular y así pueda ir a realizar la descarga del siguiente contenedor. Se recoge el cilindro transversal, quedando la grúa y la pinza queda recogida detrás de la cabina del camión.



Figura 25: recogida de la grúa

4. HIPÓTESIS DE TRABAJO Y CÁLCULOS ANALÍTICOS

4.1. HIPÓTESIS GENERALES DE TRABAJO

Todas las hipótesis de trabajo que se mencionan a continuación, serán aplicadas para realizar los cálculos analíticos de la grúa.

4.1.1. CARGA MÁXIMA DE TRABAJO

La carga máxima de trabajo se establece según la capacidad del contenedor más grande que puede elevar la grúa y la densidad media de los residuos urbanos. La capacidad de dicho contenedor es de 240 litros y su TARA es de 15 Kg. Respecto a la densidad de los residuos, existen tres grupos diferenciados:

- Basura suelta : de 200 a 300 Kg/m³
- Basura compactada : de 400 a 500 Kg/m³
- Basura estabilizada : de 500 a 600 Kg/m³

Para realizar los cálculos tomaremos como densidad 300 Kg/m³ puesto que se trata de residuos urbanos sin compactación. Además puesto que la densidad de la basura depende fundamentalmente del grado de compactación, mayoramos con un coeficiente de seguridad de 5. Para obtener el peso total del contenedor lleno, operamos del modo siguiente:

$$Peso_{basura} = 240[l] \cdot 0,3 \left[\frac{Kg}{l} \right] \cdot 5 = 360 [Kg]$$

$$Peso_{total\ contenedor} = Peso_{basura} + TARA = 360 [Kg] + 15 [Kg] = 375 [Kg] \cong 400 [Kg] = 3920 [N]$$

Para comprobar que se trata de una carga máxima más que suficiente para las cargas de trabajo a las que va a estar sometida la grúa, suponemos que el contenedor de 240 l se llena con arena cuya densidad es de 1600 Kg/m³, con lo que obtendríamos que la masa total del contenedor sería de:

$$Peso_{total\ contenedor} = Peso_{arena} + TARA = 240[l] \cdot 1,6 \left[\frac{Kg}{l} \right] + 15 [Kg] = 399 [Kg] < 400 [Kg]$$

4.1.2. PUNTO DE APLICACIÓN DE LA CARGA

El punto de aplicación de la carga es el centro del gravedad del contenedor el cual se encuentra a 0.36 m del “Porta-Pinzas”. Esta distancia es la mitad de la anchura del contenedor de máxima capacidad (240 l), que es de 720 mm.

4.1.3. CONDICIONES DE CONTORNO DE LA ESTRUCTURA

La estructura se encuentra amarrada al camión mediante la pieza corredera. Así pues el “Mástil” se encuentra apoyado por un lado en el pasador que hace de eje de giro y que le une a la pieza corredera y por otro lado, es el cilindro principal de elevación el que hace de tope y permite que el mástil pueda encontrarse a 0 ° con la horizontal en situación de reposo. Así pues, cuando analicemos el “Mástil” las condiciones de contorno o apoyos, serán por un lado dicho pasador que le permite el giro, y por otro el apoyo que tiene sobre el cilindro principal. Destacar que en las figuras ó representaciones del “Mástil” no aparecerá ningún apoyo como tal en la parte del “Mástil” que le une al cilindro principal, ya que las reacciones sobre dicho apoyo coincidirán con la fuerza del cilindro.

4.1.4. CÁLCULO DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE

Para conocer cual es el punto o puntos en los cuales la grúa se ve sometida a mayores esfuerzos, se realizarán los cálculos en dos posiciones diferentes. En primer lugar, cuando el mástil se encuentra completamente horizontal a 0°, justo antes de comenzar el movimiento de elevación. Una segunda posición cuando el mástil alcanza su posición más elevada a 45 °, justo antes del movimiento de descarga.

Para ello consideraremos la mayor fuerza ejercida para el funcionamiento del sistema, es decir por el cilindro principal, encargado de realizar el movimiento de elevación. En caso de que dicha fuerza sufriese poca o muy poca variación, en las dos situaciones estudiadas (0 ° y 45°), optaremos por considerar aquella que sea menos compleja a la hora de realizar los cálculos.

4.1.5. FUERZAS EJERCIDAS POR LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

Para el funcionamiento del mecanismo de la grúa son necesarios cuatro cilindros hidráulicos. Puesto que tres de ellos, excepto el cilindro principal encargado de elevar el

mástil, trabajan con fuerzas realmente pequeñas, las acciones que dichos cilindros puedan ejercer sobre las piezas que actúan, no se tendrán en cuenta para realizar los cálculos.

4.1.6. ALTURA DE INSTALACIÓN DE LA GRÚA

La altura a la que se encuentra la pieza “Corredera” una vez instalada la grúa es de 1,30 m de altura.

4.1.7. POSICIÓN DE PARTIDAD DEL CILINDRO PRINCIPAL

El cilindro principal se encuentra a 45° antes de comenzar el movimiento de elevación. Dicho cilindro hace de tope para que el “Mástil” se mantenga en reposo en la horizontal.

4.1.8. PIEZA CRÍTICA DEL MECÁNISMO

La pieza que realiza la función más importante del mecanismo es el “Mástil”, por lo que se comenzará previamente por su diseño.

Las medidas y dimensiones que deba tener el “Mástil” para cumplir los requisitos necesarios, condicionarán las dimensiones y características de las demás piezas del mecanismo.

4.1.9. MATERIAL EMPLEADO Y CARACTERISTICAS

En todo momento el material con el que se trabaja se trata de un acero de construcción cuya designación es S350 y el cual tiene un límite elástico $\sigma_e = 350 \text{ MPa}$.

4.1.10. TEORÍA EMPLEADA EN LOS CÁLCULOS DE RESISTENCIA

Para todos los cálculos de resistencia realizados en la grúa se hará uso de la Teoría de cortante máximo como criterio de resistencia. Además en casos particulares se utilizará el Principio de Superposición.

4.1.11. DIMENSIONES DE PARTIDA DE LAS PIEZAS

Las dimensiones tomadas como datos de partida para realizar posteriores cálculos han sido tomadas como referencia a modelos similares a este tipo de mecanismo. Con dichos datos, se calcularán los perfiles y espesores necesarios de cada uno de los componentes de las piezas.

4.2. CÁLCULOS ANALÍTICOS

4.2.1. CÁLCULO DE LA ALTURA MÁXIMA DE DESCARGA

La altura máxima de descarga se produce cuando el “Mástil” forma 45° con la horizontal y el cilindro hidráulico principal se encuentra extendido en su totalidad. Obteniendo así la siguiente configuración:

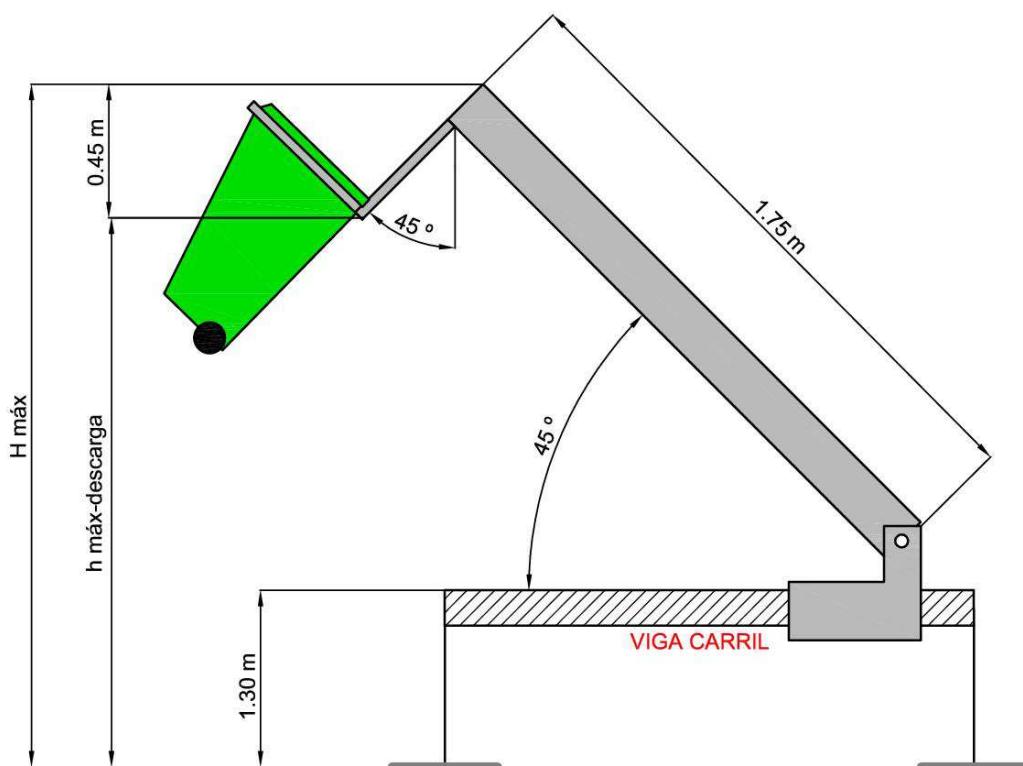


Figura 26: esquema de la altura máxima de descarga

La altura máxima ($H_{máx}$) es la máxima altura que alcanza el extremo del mástil.

$$H_{máx} = 1,30 \text{ m} + \frac{1,75 \text{ [m]}}{\sqrt{2}} = 2,54 \text{ m}$$

La proyección de la altura máxima de la pieza “L Mástil” será:

$$0,70 \cdot \cos 45^{\circ} = \frac{0,70}{\sqrt{2}} = 0,45 \text{ m}$$

La altura máxima de descarga será ($h_{máx-descarga}$):

$$h_{máx-descarga} = H_{máx} - 0,45 \text{ m} = 2,54 \text{ m} - 0,45 \text{ m} = 2,09 \text{ m}$$

4.2.2. REACCIONES Y FUERZAS SOBRE LAS PIEZAS PRINCIPALES

Calculamos las reacciones y fuerzas que actúan sobre las piezas principales del mecanismo de la grúa. Para ello realizamos el equilibrio global de la estructura en dos posiciones. La primera de ellas cuando el mástil se encuentra horizontal justo antes de comenzar el movimiento de elevación, una segunda posición, cuando el mástil se encuentra en su punto más elevado formando 45° con la horizontal.

4.2.2.1. Caso 1. “MÁSTIL” 0°

Estructura global

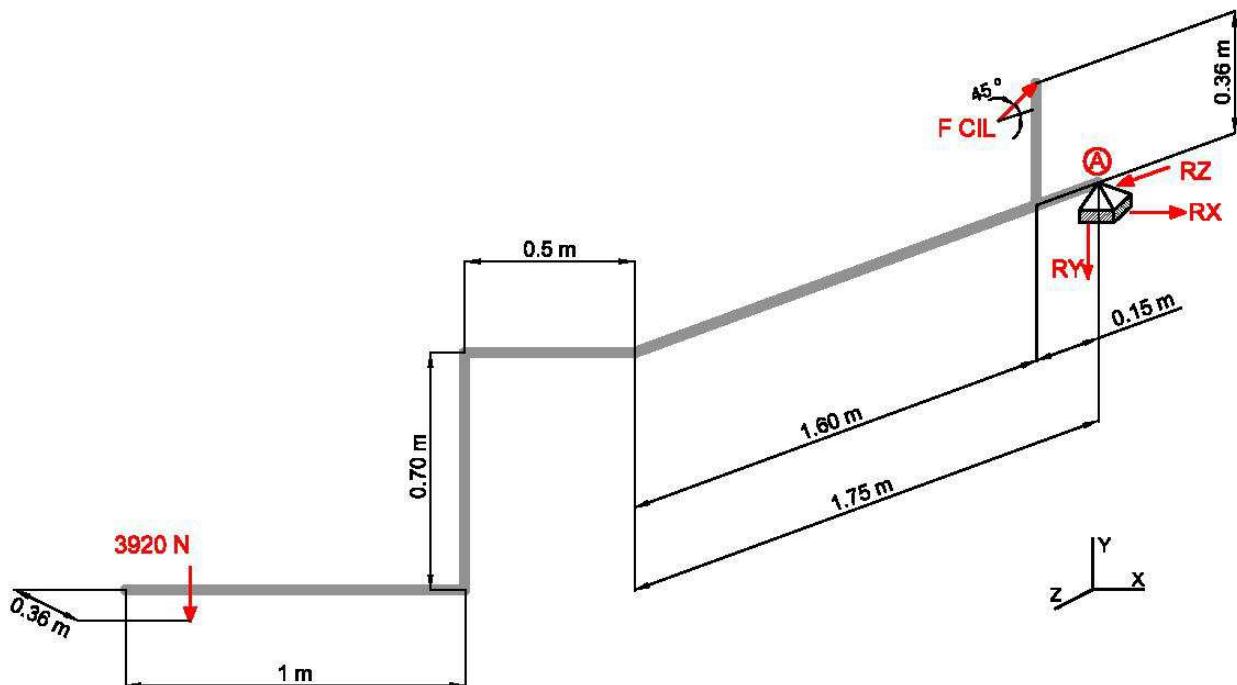


Figura 27: Esquema de la estructura global de la grúa

Realizamos el equilibrio global de la estructura:

$$(1) \sum F_x = 0;$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \cos 45^\circ = R_y + 3920;$$

$$(3) \sum F_z = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \cos 45^\circ = R_z;$$

Puesto que el apoyo se trata de un pasador sobre el que gira el “Mástil”, la resultante de momentos en ese punto han de ser nulos.

$$\sum M_{x,A} = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \cos 45^\circ \cdot (0.15 + 0.36) = 3920 \cdot (1.75 + 0.36);$$

$$8271.2 = 0.2333 \cdot F_{cil} \rightarrow F_{cil} = 22936 N$$

Despejando de las ecuaciones (1), (2) y (3) obtenemos:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_x = 0 N; \\ R_y = 12298 N; \\ R_z = 16218 N; \end{array} \right.$$

Una vez conocidas las reacciones sobre los puntos de apoyo de la estructura, se calculan los esfuerzos y reacciones de cada una de las piezas de la grúa por separado.

4.2.2.1.1. “Mástil”

Para realizar el diagrama de sólido libre del “Mástil”, trasladamos la carga a “B”, y los esfuerzos que producen dicho desplazamiento.

Los esfuerzos que se producen son:

$$M_B = 3920[N] \cdot 0.36[m] = 1412 N \cdot m$$

$$R_B = 3920 N$$

$$M_{tB} = 3920[N] \cdot 1.4[m] = 5488 N \cdot m$$

Además son datos conocidos las reacciones del punto “A”, puesto que las hemos calculado anteriormente del equilibrio global de la estructura. Estas reacciones son:

$$V_A = 12298 N ; H_A = 16218 N$$

Como se ha citado en la hipótesis de trabajo 4.1.3. La fuerza proyectada según su ángulo, corresponderá con las reacciones que se generen en el punto de aplicación de la F_{cil} .

Obtenemos la siguiente configuración:

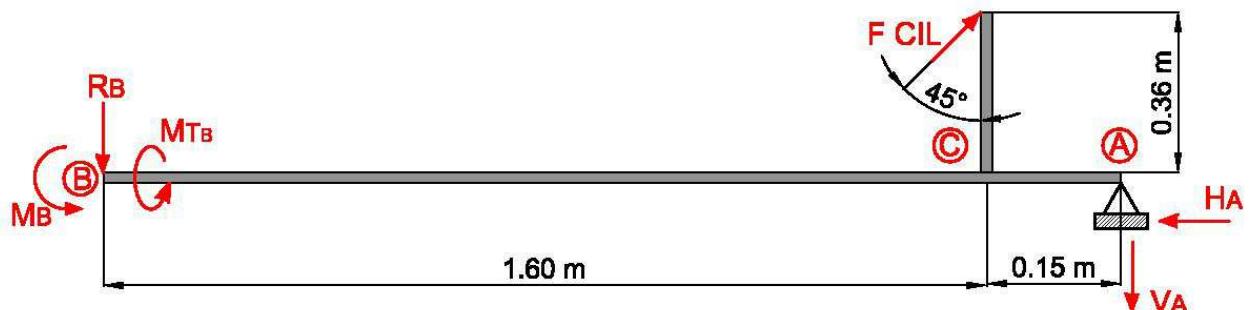


Figura 28: Diagrama de sólido libre del “Mástil”

Realizamos el equilibrio global de la estructura:

$$(1) \sum F_x = 0; F_{cil} \cdot \cos 45^\circ - 16218 = 0;$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \sin 45^\circ - 3920 - 12298 = 0;$$

$$(3) \sum M_{z,A} = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \cos 45^\circ \cdot 0.36 + F_{cil} \cdot \sin 45^\circ \cdot 0.15 - 3920 \cdot 1.75 = 0;$$

Observamos que se cumplen las ecuaciones y que el sistema se encuentra en equilibrio. Una vez conocidas todas las reacciones realizamos los diagramas de esfuerzos, para saber cual es el punto más solicitado del “Mástil”.

Diagramas de esfuerzos

Axil

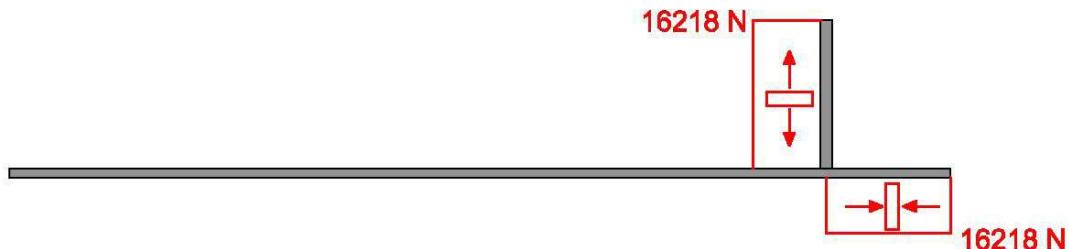


Figura 29: Diagrama de esfuerzos axiles sobre el ‘Mástil’

Cortante

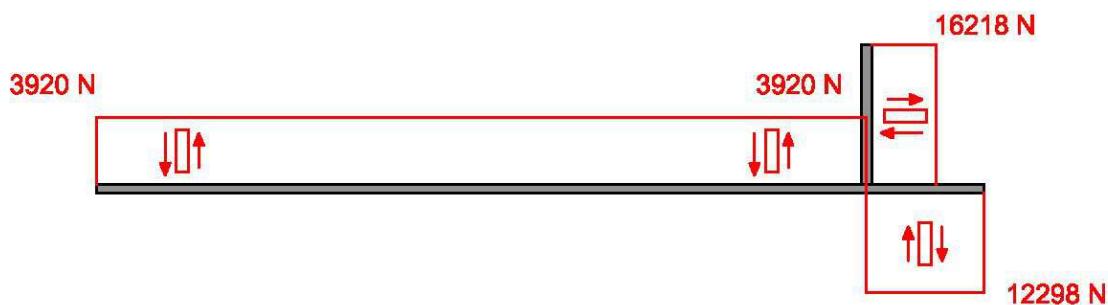


Figura 30: Diagrama de esfuerzos cortantes sobre el ‘Mástil’

Momento Flector

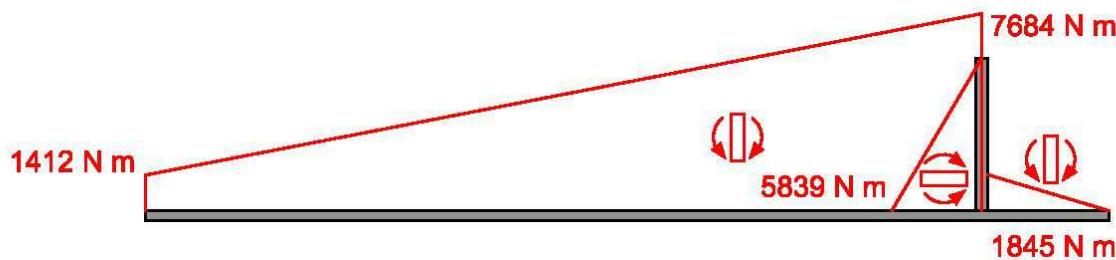


Figura 31: Diagrama de momentos flectores sobre el “Mástil”

Momentos Torsor

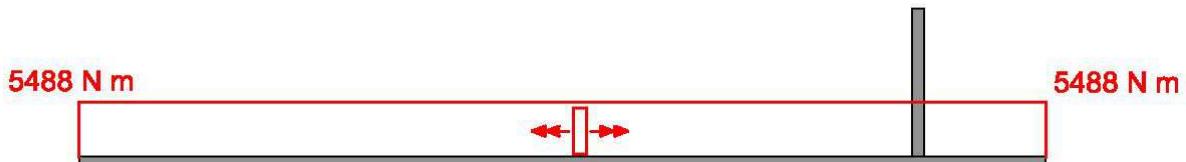


Figura 32: Diagrama de momentos torsores sobre el “Mástil”

Observando los diagramas de esfuerzos podemos apreciar que el punto más solicitado de la estructura, es el punto de unión entre los dos perfiles que forman el “Mástil”, es decir el punto “C”. En dicho punto el “Mástil” se encuentra sometido a los siguientes esfuerzos:

$$N = 0; \quad V_y = 3920; \quad M_z = 7684 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad M_t = 5488 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dimensiones del pasador y orejeta sobre los cuales actúa la fuerza del cilindro

Sobre la orejeta y el pasador del “Mástil”, actúa la fuerza del cilindro con un módulo de:

$$F_{cil} = 22936 \text{ N.}$$

Para determinar cuales son las dimensiones que debe de tener tanto el pasador como la orejeta, aplicaremos diferentes criterios de cálculo así como cálculo a cortadura, por aplastamiento y cálculo a flexión.

- Pasador

Sobre el pasador actúa la totalidad de la fuerza ejercida por el cilindro, quedando el dibujo esquemático del siguiente modo:

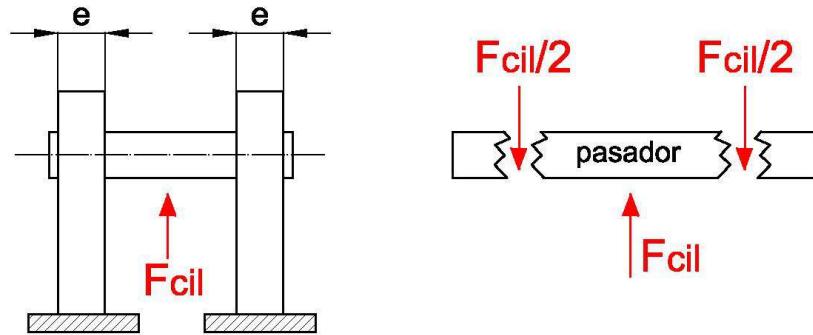


Figura 33: Esquema de la orejeta y el pasador

Calculamos el diámetro que debe tener el pasador para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **cortadura**.

$$\tau = \frac{F_{cil}/2}{A_c} ; \quad \tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_c: \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} \\ C_s: \text{Coeficiente de seguridad} = 5. \\ \sigma_F: \text{Tensión de fluencia del material} = 350 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

$$\tau = \frac{22936/2}{A_c} ; \quad \tau = \tau_{máx,adm} \rightarrow \frac{22936/2}{A_c} = 35 \rightarrow A_c = 327.65 \text{ mm}^2$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} = 327.65 \rightarrow \phi_p = 20.42 \rightarrow 21 \text{ mm}$$

Calculamos el espesor que debe tener la orejeta para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **aplastamiento**.

- Orejeta

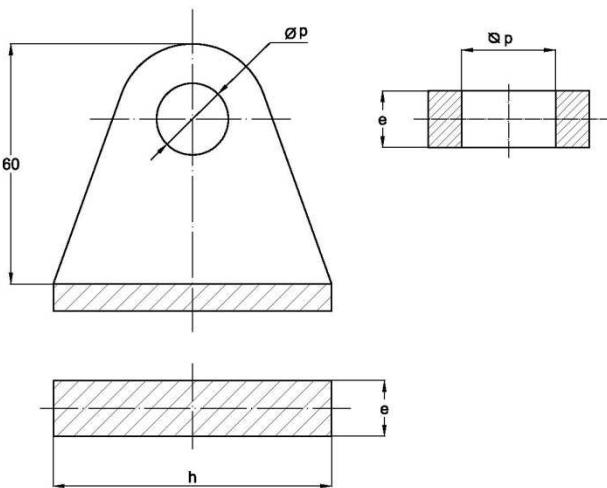


Figura 34: Esquema secciones pasador

$$\sigma = \frac{F_{cil}/2}{A_{aplastamiento}} \quad \sigma_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{C_s} = \frac{350 \text{ MPa}}{5} = 70 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_{máx,adm} \rightarrow \frac{22936/2}{A_{aplastamiento}} = 70 \text{ MPa} ; \quad A_{aplastamiento} = \emptyset_p \cdot e = 21 \cdot e ;$$

Despejando el espesor de la orejeta obtenemos:

$$e = \frac{22936/2}{70 \cdot 21} = 7.8 \text{ mm} \rightarrow e = 8 \text{ mm}$$

Finalmente, para calcular la altura de la base de la orejeta. Para ello calculamos mediante el criterio de **flexión**.

Hipótesis:

- Puesto que el sistema de agarre de los extremos del cilindro se realiza mediante dos orejetas y un pasador, suponemos que la fuerza que actúa se reparte equitativamente a las dos orejetas. Luego la fuerza que le llega a cada orejeta es:

$$F = \frac{22936 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{2} = 8109 \text{ N}$$

Para simplificar los cálculos esquematizamos la orejeta como una viga en voladizo empotrada en uno de sus extremos y con las cargas en el extremo opuesto. Así pues obtenemos la siguiente configuración:

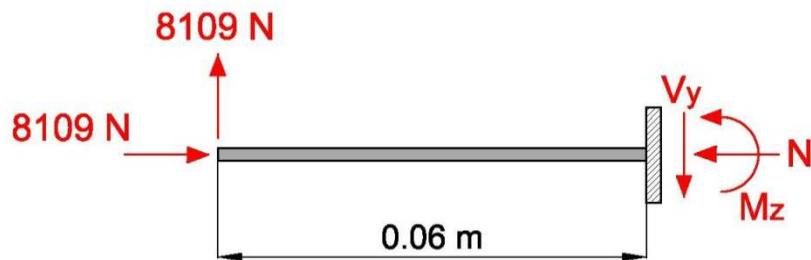


Figura 35: Esquema de la orejeta sometida a flexión

Realizamos el equilibrio global de la estructura:

$$(1) \sum F_x = 0; \rightarrow 8109 - N = 0;$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow 8109 - V_y = 0;$$

$$(3) \sum M_{z,A} = 0; \rightarrow M_z - 8109 \cdot 0.06 = 0;$$

Despejando obtenemos que los esfuerzos en el empotramiento son:

$$N = 8109 \text{ N}; \quad V_y = 8109 \text{ N}; \quad M_z = 486.5 \text{ N} \cdot \text{m};$$

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos de la orejeta:

Diagramas de esfuerzos de la orejeta

Cortante

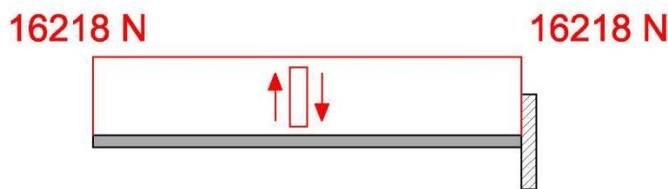


Figura 36: Diagrama de cortantes de la orejeta

Momento Flector

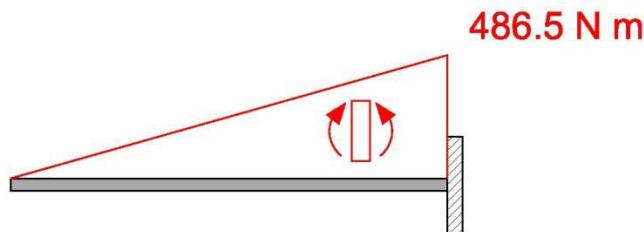


Figura 37: Diagrama de momentos flectores de la orejeta

Podemos observar que el empotramiento se trata del punto más desfavorable. Una vez conocido el punto más solicitado a lo largo de la longitud del perfil, determinaremos cual es la zona de la sección del perfil que se encuentra más solicitada. Veamos la siguiente imagen donde se muestran las características del perfil así como la distribución de tensiones.

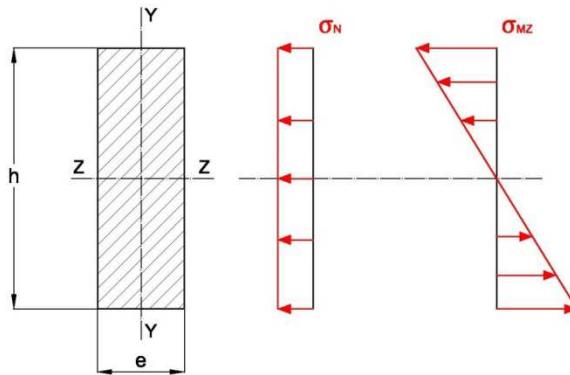


Figura 38: Tensiones sobre la sección de la orejeta

Podemos observar como en la parte superior de la sección, las tensiones producidas por el axil se suman a las producidas por el momento flector. Por lo tanto, el punto más desfavorable se encontrará en la parte superior del perfil, y la resultante de tensiones será:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{\max}$$

El espesor $e = 8 \text{ mm}$ (calculado en apartados anteriores), con lo que las características de la sección son:

$$\text{área: } A = 8 \cdot h$$

$$\text{Inercia: } I_z = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 8 \cdot h^3 = \frac{2}{3} \cdot h^3$$

Conocidos todos los datos sustituimos en la ecuación anterior y obtenemos:

$$\sigma_{\max} = \frac{8109}{8 \cdot h} + \frac{486.5 \cdot 1000}{\frac{2}{3} \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{1013}{h} + \frac{364905}{h^2}$$

Según T^a Cortante Máximo y despreciando las tensiones producidas por el esfuerzo cortante:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_{\max}}{2};$$

Igualando a la tensión máxima admisible $\tau_{máx,adm} = 35 \text{ MPa}$:

$$\frac{\sigma_{máx}}{2} = \frac{506.5}{h} + \frac{182452}{h^2} = 35 \text{ MPa}$$

$$35h^2 - 506.5h - 182452 = 0$$

Resolviendo la ecuación de segundo grado:

$$h = 506.5 \mp \frac{\sqrt{506.5^2 - 4 \cdot 35 \cdot (-182452)}}{70} = 79.79 \text{ mm}$$

$$h = 80 \text{ mm}$$

Perfil del “Mástil” sobre la que actúa la fuerza del cilindro principal

Hipótesis:

- Puesto que los dos perfiles que forman el “Mástil” se encuentran unidos perpendicularmente, la pieza sobre la que actúa F_{cil} se considerará aislada en voladizo y con una longitud de 0.18 m. Dicha longitud coincide con la mitad de la longitud total del perfil. (Véase figura).

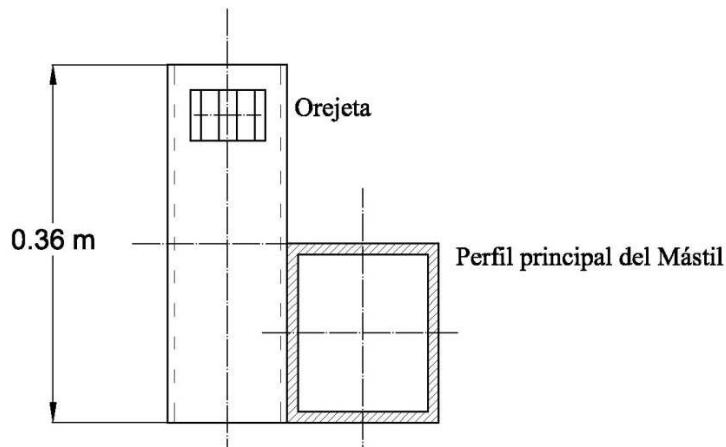


Figura 39: Unión perpendicular perfiles del “Mástil”

Esquematizamos el perfil en el cual se encuentra la orejeta y calculamos los esfuerzos a los que se encuentra sometido dicho perfil. Sobre dicho perfil, actúa F_{cil} en la orejeta y pasador, y transmite los esfuerzos al perfil del “Mástil”.

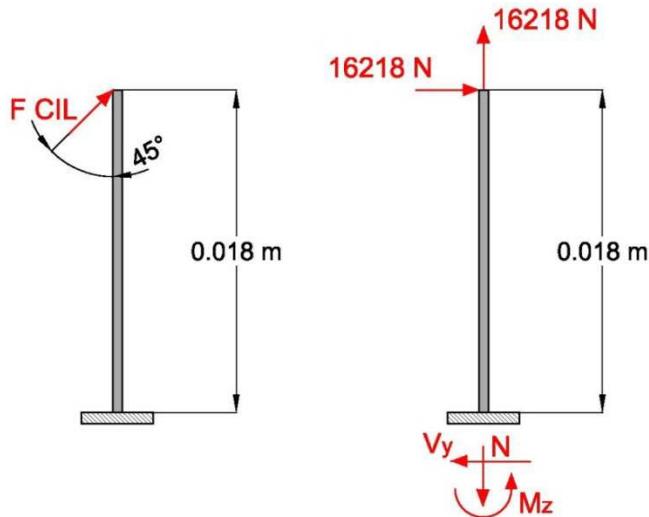


Figura 40: Fuerzas sobre perfil perpendicular del “Mástil”

Realizamos el equilibrio global de la estructura:

$$(1) \sum F_x = 0; \rightarrow 16218 - N = 0;$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow 16218 - V_y = 0;$$

$$(3) \sum M_{z,A} = 0; \rightarrow M_z - 16218 \cdot 0.018 = 0;$$

Despejando obtenemos que los esfuerzos en el empotramiento son:

$$N = 16218 \text{ N}; \quad V_y = 16218 \text{ N}; \quad M_z = 2920 \text{ N} \cdot \text{m};$$

Una vez conocidos los esfuerzos principales realizamos los diagramas de esfuerzos.

Diagramas de esfuerzos del perfil en voladizo

Axil

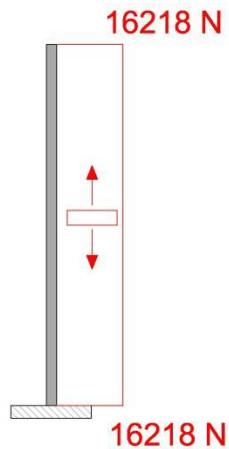


Figura 41: Diagrama de esfuerzos axiles

Cortante

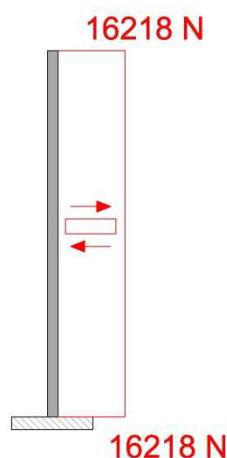


Figura 42: Diagrama de esfuerzos cortantes

Momento Flector

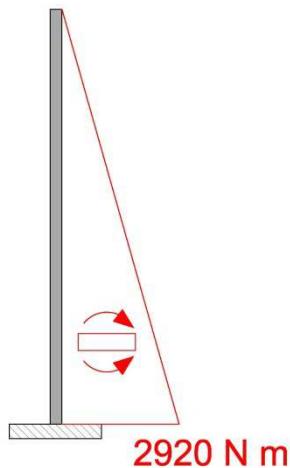


Figura 43: Diagrama de esfuerzos de momentos flectores

Podemos observar que el empotramiento se trata del punto más desfavorable. Una vez conocido el punto mas solicitado a lo largo de la longitud del perfil, determinamos cual es la zona de la sección del perfil que se encuentra más solicitada. El perfil se trata de un perfil construido con acero de construcción metálica S350 y con unas dimensiones de $100 \cdot 60 \cdot e$ [mm].

Hipótesis:

- Calculamos mediante prueba y error. Dotamos al espesor “e” de un valor numérico lógico, de manera que cumpla los cálculos de resistencia y nos permita optimizar en cuanto a la utilización de material, para dotar así al perfil de una mayor ligereza. Realizamos los cálculos con $e = 10$ mm y comprobamos si cumple.

Esquematizamos la sección del perfil y calculamos las tensiones a las que se encuentra sometida.

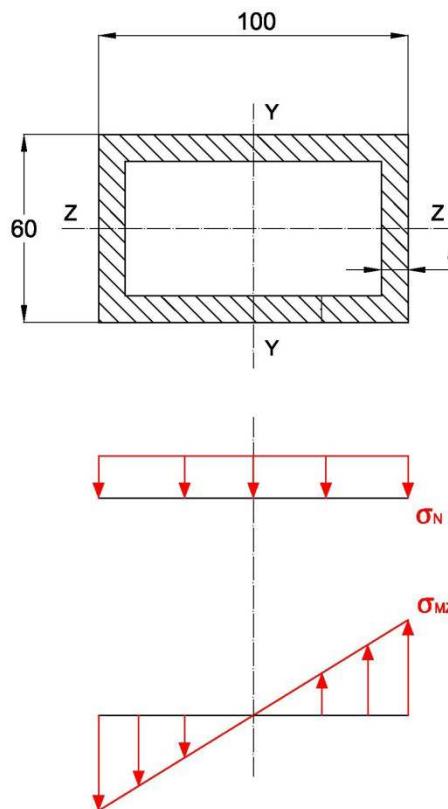


Figura 44: Tensiones sobre perfil perpendicular del “Mástil”

En la parte izquierda de la sección, las tensiones producidas por el axil se suman a las producidas por el momento flector. Por lo tanto, el punto más desfavorable se encontrará en la zona de la izquierda del perfil, y la resultante de tensiones será:

$$\sigma_{máx} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{máx}$$

Para el espesor $e = 10 \text{ mm}$, las características de la sección son:

$$\text{área: } A = [(100 \cdot 60) - (80 \cdot 40)] = 2800 \text{ mm}^2$$

$$\text{Inercia: } I_z = \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 100 \cdot 60^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 40^3 \right) \right] = 1373334 \text{ mm}^4$$

La tensión máxima será:

$$\sigma_{máx} = \frac{16218}{2800} + \frac{2920 \cdot 1000}{1373334} \cdot 30 = 69.6 \text{ MPa}$$

Según T^a Cortante Máximo y despreciando las tensiones producidas por el esfuerzo cortante:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{máx}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_{máx}}{2} = \frac{69.6}{2} = 34.8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

Puesto que la tensión máxima no supera la tensión máxima admisible por el material según la Teoría de cortante máximo, el perfil queda definido por unas dimensiones de $100 \cdot 60 \cdot 10$ [mm].

Dimensiones del pasador y espesor de chapa necesario del “Mástil” en el eje de giro de elevación.

Para realizar los cálculos trabajamos con la resultante que actúa sobre el punto de giro. (Punto “A” del “Mástil”). Conocidas las acciones sobre ese punto:

$$V_A = 12298 \text{ N} ; \quad H_A = 16218 \text{ N}$$

La fuerza resultante será:

$$F_{R,A} = \sqrt{V_A^2 + H_A^2} = 20354 \text{ N}$$

- Pasador

Sobre el pasador actúa la totalidad de la fuerza que recae sobre el apoyo “A”.

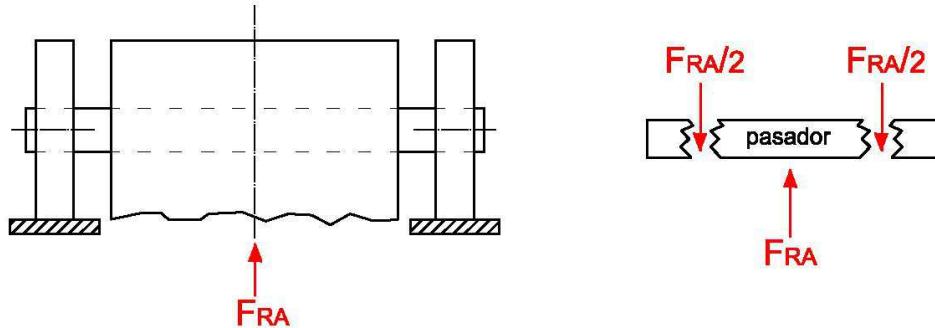


Figura 45: Resultante sobre el punto “A” del “Mástil”

Hipótesis:

- La fuerza resultante se reparte equitativamente entre los dos apoyos del pasador.

Calculamos el diámetro que debe tener el pasador para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **cortadura**.

$$\tau = \frac{F_{RA}/2}{A_c} ; \quad \tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_c: \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} \\ C_s: \text{Coeficiente de seguridad} = 5. \\ \sigma_F: \text{Tensión de fluencia del material} = 350 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

$$\tau = \frac{20354/2}{A_c} ; \quad \tau = \tau_{máx,adm} \rightarrow \frac{20354/2}{A_c} = 35 \rightarrow A_c = 290.77 \text{ mm}^2$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} = 290.77 \rightarrow \phi_p = 19.24 \rightarrow 20 \text{ mm}$$

Calculamos el espesor que debe tener la unión para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **aplastamiento**.

- Unión

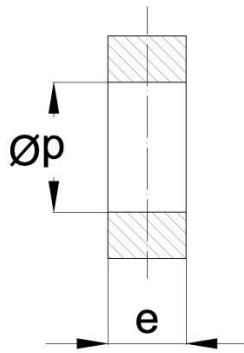


Figura 46: Esquema de la sección de la unión

$$\sigma = \frac{F_{RA}/2}{A_{aplastamiento}} ; \quad \tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

$$= \frac{\sigma}{2} = \frac{10177/A_{aplastamiento}}{2} ; \quad A_{aplastamiento} = \emptyset_p \cdot e = 20 \cdot e ;$$

$$\tau_{máx} = \tau_{máx,adm} ;$$

$$\tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

Despejando el espesor de la unión obtenemos:

$$e = 5088.5 = 7.26 \text{ mm} \rightarrow e = 8 \text{ mm}$$

Espesor del perfil principal del “Mástil”

El perfil a utilizar se trata de un perfil construido con acero de construcción metálica S350 y con unas dimensiones de $120 \cdot 160 \cdot e$ [mm].

Hipótesis:

- Calculamos mediante prueba y error. Dotamos al espesor “e” de un valor numérico lógico, de manera que cumpla los cálculos de resistencia y nos permita optimizar en cuanto a la utilización de material, para dotar así al perfil de una mayor ligereza. Realizamos los cálculos con $e = 7 \text{ mm}$ y comprobamos si cumple. Además solo se considerarán las tensiones cortantes producidas por el momento torsor, siendo el resto de tensiones cortantes despreciadas.

Teniendo en cuenta los diagramas de esfuerzos anteriormente calculados, el punto “C” era el más solicitado, y se encontraba sometido a los siguientes esfuerzos:

$$N = 0; \quad V_y = 3920; \quad M_z = 7684 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad M_t = 5488 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La sección del perfil queda configurada del siguiente modo:

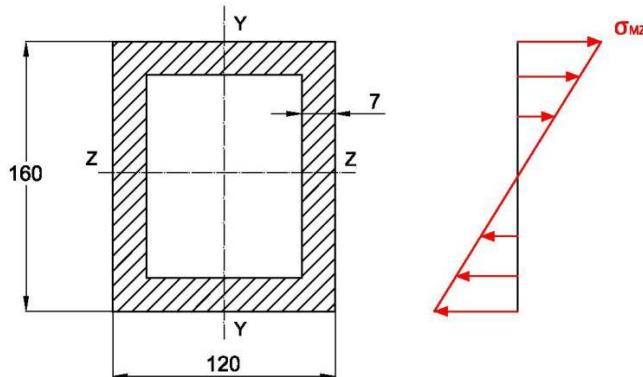


Figura 47: Esquema de la sección del perfil del “Mástil”

Para el espesor $e = 7 \text{ mm}$, las características de la sección son:

$$\text{área: } A = [(160 \cdot 120) - (146 \cdot 106)] = 3724 \text{ mm}^2$$

Inercias :

$$I_z = \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 160 \cdot 120^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 146 \cdot 106^3 \right) \right] = 8549305 \text{ mm}^4$$

$$I_z = \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 120 \cdot 160^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 106 \cdot 146^3 \right) \right] = 10022500 \text{ mm}^4$$

$$I_o = I_y + I_z = 22018770 \text{ mm}^4$$

La tensión cortante sobre un perfil hueco de sección rectangular, lo obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{máx}^{Mt} = \frac{M_T}{2 \cdot h \cdot b \cdot e} = \frac{5488 \cdot 1000}{2 \cdot 160 \cdot 120 \cdot 7} = 20.41 \text{ MPa}$$

La tensión normal será:

$$\sigma_{máx}^{Mf} = \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{máx} = \frac{7684 \cdot 1000}{10022500} \cdot 80 = 45.63 \text{ MPa}$$

Según T^a Cortante Máximo:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{máx}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{45.63}{2}\right)^2 + 20.41^2} = 30.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

Puesto que la tensión máxima no sobrepasa la tensión máxima admisible por el material, para $e = 7 \text{ mm}$, el perfil cumple los requisitos de resistencia.

4.2.2.1.2. “Porta-Pinzas”

Hipótesis

- Puesto que dicha pieza se encuentra amarrada a la pieza que la une con el Mástil (“L Mástil”), mediante un pasador con dos apoyos, tomaremos dicha pieza como una viga con dos apoyos, uno de ellos permitiéndole el movimiento en la dirección longitudinal, para evitar así la hiperestaticidad, de modo que simplificamos los cálculos.
- El perfil a utilizar se trata de un perfil construido con acero de construcción metálica S350 y con unas dimensiones de $80 \cdot 60 \cdot e$ [mm].
- Calculamos mediante prueba y error. Dotamos al espesor “e” de un valor numérico lógico, de manera que cumpla los cálculos de resistencia y nos permita optimizar en cuanto a la utilización de material, para dotar así al perfil de una mayor ligereza. Realizamos los cálculos con $e = 10$ mm y comprobamos si cumple. Además solo se considerarán las tensiones cortantes producidas por el momento torsor, siendo el resto de tensiones cortantes despreciadas.

El “Porta-Pinzas” queda esquematizado del siguiente modo:

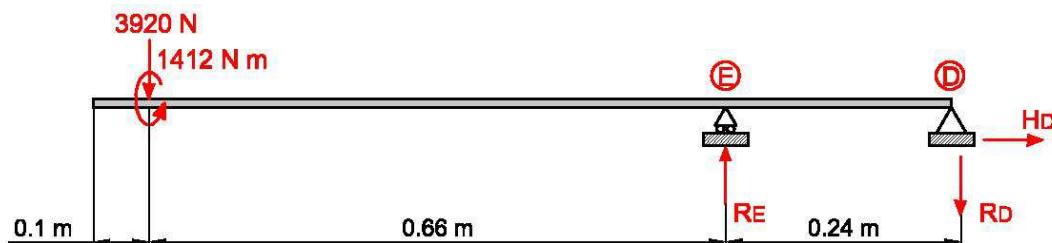


Figura 48: Esquema de fuerzas del “Porta-Pinzas”

Realizamos el equilibrio global de la estructura:

$$(1) \sum F_x = 0;$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow R_E - 3920 - 12298 = 0;$$

$$(3) \sum M_{z,D} = 0; \rightarrow 3920 \cdot 0.9 - R_E \cdot 0.24 = 0;$$

Despejando de las ecuaciones anteriores, obtenemos el valor de las reacciones en los apoyos “E” y “D”.

$$R_E = 14700 \text{ N} ; \quad R_D = 10780 \text{ N}$$

Además actúan un momento torsor producido la carga de 3920 N, ya que se encuentra desplazada perpendicularmente una distancia de 0.36 m.

$$M_t = 3920 \cdot 0.36 = 1412 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Una vez conocidas todas las reacciones realizamos los diagramas de esfuerzos, para saber cual es el punto más solicitado del “Porta-Pinzas”.

Diagramas de esfuerzos

Cortante

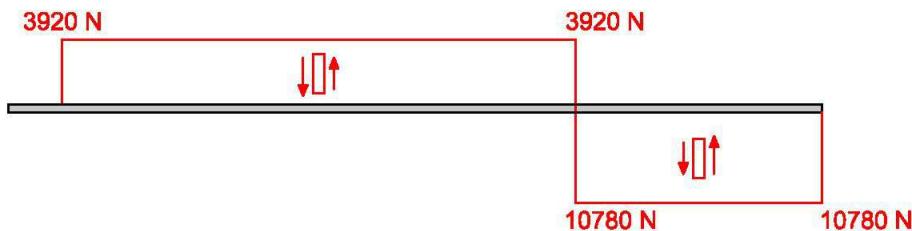


Figura 49: Diagrama de esfuerzos cortantes sobre “Porta-Pinzas”

Momento Flector

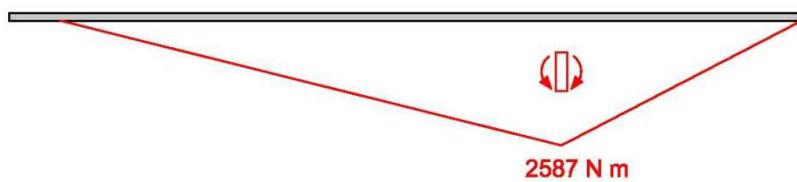


Figura 50: Diagrama de esfuerzos cortantes “Porta-Pinzas”

Momento Torsor

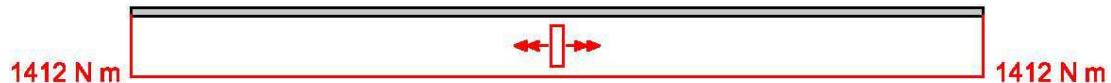


Figura 51: Diagrama de esfuerzos cortantes “Porta-Pinzas”

Teniendo en cuenta los diagramas de esfuerzos anteriormente calculados, el punto “E” es el más solicitado, y se encuentra sometido a los siguientes esfuerzos:

$$N = 0; \quad V_y = 10780 \text{ N}; \quad M_z = 2587 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad M_t = 1412 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Esquematizamos la sección de 1 perfil y calculamos las tensiones a las que se encuentra sometida.

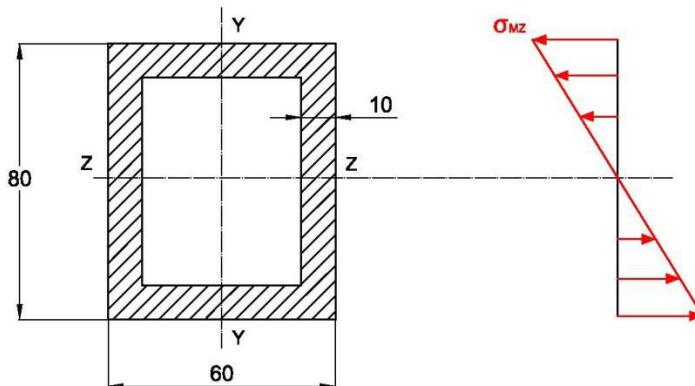


Figura 52: Perfil y tensiones el “Porta-Pinzas”

Las características de la sección del perfil son:

$$\text{área: } A = [(80 \cdot 60) - (60 \cdot 40)] = 2400 \text{ mm}^2$$

$$\text{Inercias: } I_z = \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 600 \cdot 80^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 60^3 \right) \right] = 1840000 \text{ mm}^4$$

La tensión cortante sobre un perfil hueco de sección rectangular, lo obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{máx}^{Mt} = \frac{M_T}{2 \cdot h \cdot b \cdot e} = \frac{1412 \cdot 1000}{2 \cdot 80 \cdot 60 \cdot 10} = 14.7 \text{ MPa}$$

La tensión normal será:

$$\sigma_{máx}^{Mf} = \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{máx} = \frac{2587 \cdot 1000}{1840000} \cdot 40 = 57 \text{ MPa}$$

Según T^a Cortante Máximo:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{máx}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{57}{2}\right)^2 + 14.7^2} = 31.7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

Puesto que la tensión máxima no sobrepasa la tensión máxima admisible por el material, para $e = 10 \text{ mm}$, el perfil cumple los requisitos de resistencia.

Diámetro del pasador de la unión del “Porta-Pinzas” con “L Mástil”

Sobre el pasador recaen los siguientes esfuerzos:

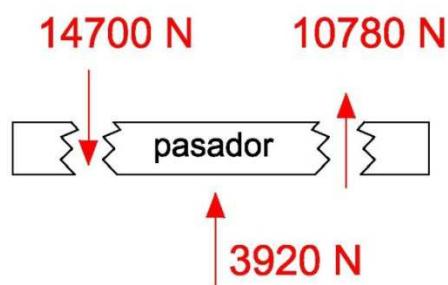


Figura 53: Pasador del “Porta-Pinzas”

El punto sobre del pasador sobre el que actúa la fuerza de 14700 N es el más desfavorable.

Calculamos el diámetro que debe tener el pasador para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **cortadura**.

$$\tau = \frac{F}{A_c} ; \quad \tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_c: \text{Área de cortadura} = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} \\ C_s: \text{Coeficiente de seguridad} = 5. \\ \sigma_F: \text{Tensión de fluencia del material} = 350 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

$$\tau = \frac{14700}{A_c} ; \quad \tau = \tau_{máx,adm} \rightarrow \frac{14700}{A_c} = 35 \rightarrow A_c = 420 \text{ mm}^2$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} = 420 \rightarrow \phi_p = 23.12 \text{ mm} \rightarrow 24 \text{ mm}$$

Espesor de las chapas de apoyo del pasador

Calculamos el espesor que deben tener las chapas de apoyo de la unión para que cumpla los criterios de resistencia. Para ello calculamos mediante el criterio de **aplastamiento**.

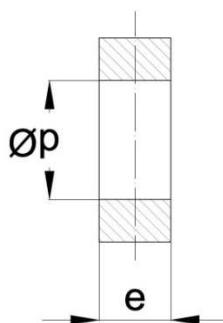


Figura 54: Esquema de la sección de la unión

Para realizar los cálculos trabajamos con la reacción mayor que actúa sobre la unión, cuyo valor es de 14700 N.

$$\sigma = \frac{14700}{A_{aplastamiento}} ; \quad \tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx} = \frac{\sigma}{2} = \frac{14700/A_{aplastamiento}}{2} ; \quad A_{aplastamiento} = \emptyset_p \cdot e = 24 \cdot e ;$$

$$\tau_{máx} = \tau_{máx,adm}$$

$$\frac{14700/24 \cdot e}{2} = 35 \text{ MPa}$$

Despejando el espesor de la unión obtenemos:

$$e = 8.75 \text{ mm} \rightarrow e = 9 \text{ mm}$$

4.2.2.1.3. L Mástil”

Las fuerzas que actúan sobre esta pieza se representan en la figura siguiente:

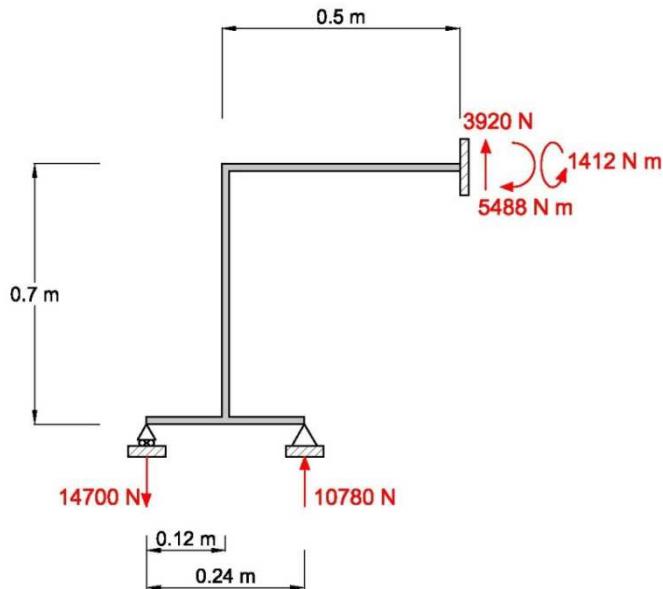


Figura 55: Esquema de fuerzas de “L Mástil”

Una vez conocidas todas las acciones realizamos los diagramas de esfuerzos, para conocer cual es el punto más solicitado de “L Mástil”.

Diagramas de esfuerzos

Cortante

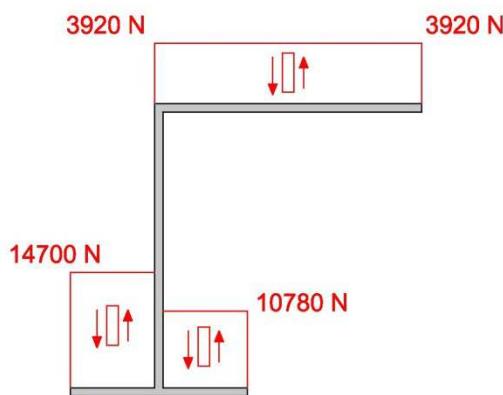


Figura 56: Diagrama de esfuerzos cortantes “L-Mástil”

Momento Flector

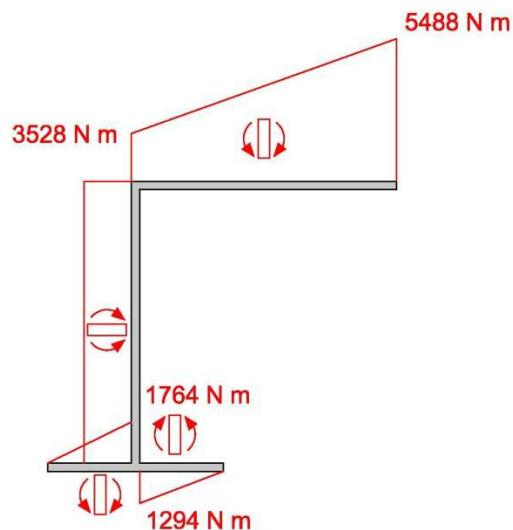


Figura 57: Diagrama de esfuerzos momento flector “L-Mástil”

Momento Torsor

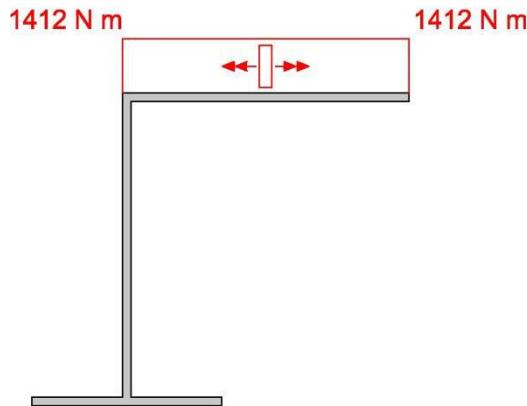


Figura 58: Diagrama de esfuerzos momento torsor “L-Mástil”

Teniendo en cuenta los diagramas de esfuerzos anteriormente calculados, el punto más solicitado se encuentra sometido a los siguientes esfuerzos:

$$N = 0; \quad V_y = 3920 \text{ N}; \quad M_z = 5488 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad M_t = 1412 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Espesor del perfil seleccionado

Hipótesis:

- La altura del perfil de este componente de la grúa viene condicionado por la altura del perfil de “Mástil”, ya que se encuentran unidas perpendicularmente a tope.
- El perfil a utilizar se trata de un perfil construido con acero de construcción metálica S350 y con unas dimensiones de $80 \cdot (160 + 2 \cdot e) \cdot e$ [mm].
- Calculamos mediante prueba y error. Dotamos al espesor “e” de un valor numérico lógico, de manera que cumpla los cálculos de resistencia y nos permita optimizar en cuanto a la utilización de material, para dotar así al perfil de una mayor ligereza. Realizamos los cálculos con $e = 5$ mm y comprobamos si cumple. Además solo se considerarán las tensiones cortantes producidas por el momento torsor, siendo el resto de tensiones cortantes despreciadas

Esquematizamos la sección el perfil y calculamos las tensiones a las que se encuentra sometida. (Véase figura).

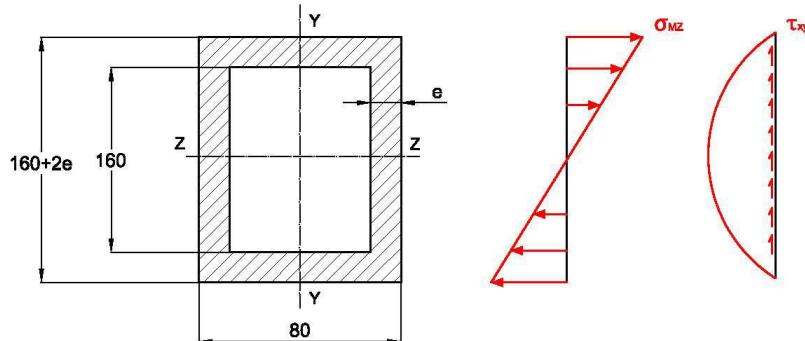


Figura 59: Perfil y tensiones “L-Mástil”

Las características de la sección del perfil son:

$$\text{Inercias : } I_z = \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 80 \cdot 170^3 \right) - \left(\frac{1}{12} \cdot 70 \cdot 160^3 \right) \right] = 8860000 \text{ mm}^4$$

La tensión cortante sobre un perfil hueco de sección rectangular, lo obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{máx}^{Mt} = \frac{M_T}{2 \cdot h \cdot b \cdot e} = \frac{1412 \cdot 1000}{2 \cdot 80 \cdot 170 \cdot 5} = 10.4 \text{ MPa}$$

La tensión normal será:

$$\sigma_{máx}^{Mf} = \frac{M_z}{I_z} \cdot y_{máx} = \frac{5488 \cdot 1000}{8860000} \cdot 85 = 52.65 \text{ MPa}$$

Según T^a Cortante Máximo:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{máx}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{52.65}{2}\right)^2 + 10.4^2} = 28.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{350}{2 \cdot 5} = 35 \text{ MPa}$$

Puesto que la tensión máxima no sobrepasa la tensión máxima admisible por el material, para e = 5 mm, el perfil cumple los requisitos de resistencia.

4.2.2.1.4. “Corredera”

En este componente la zona relevante es aquella en la que se encuentra la orejeta y pasador sobre los cuales se ancla el otro extremo del cilindro principal.

Las dimensiones de la orejeta y el pasador serán idénticas a las de la orejeta y pasador que se encuentran en el “Mástil” ancladas al otro extremo del cilindro. Estas dimensiones son:

- Pasador

$$\emptyset_p = 21 \text{ mm}$$

- Orejeta

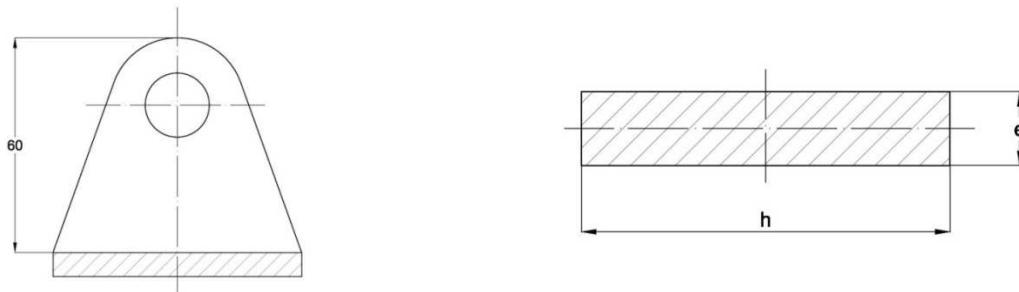


Figura 60 orejeta “Corredera”

$$e = 8 \text{ mm} \quad h = 80 \text{ mm}$$

4.2.2.2. Caso 2. “MÁSTIL” a 45°

Estructura global

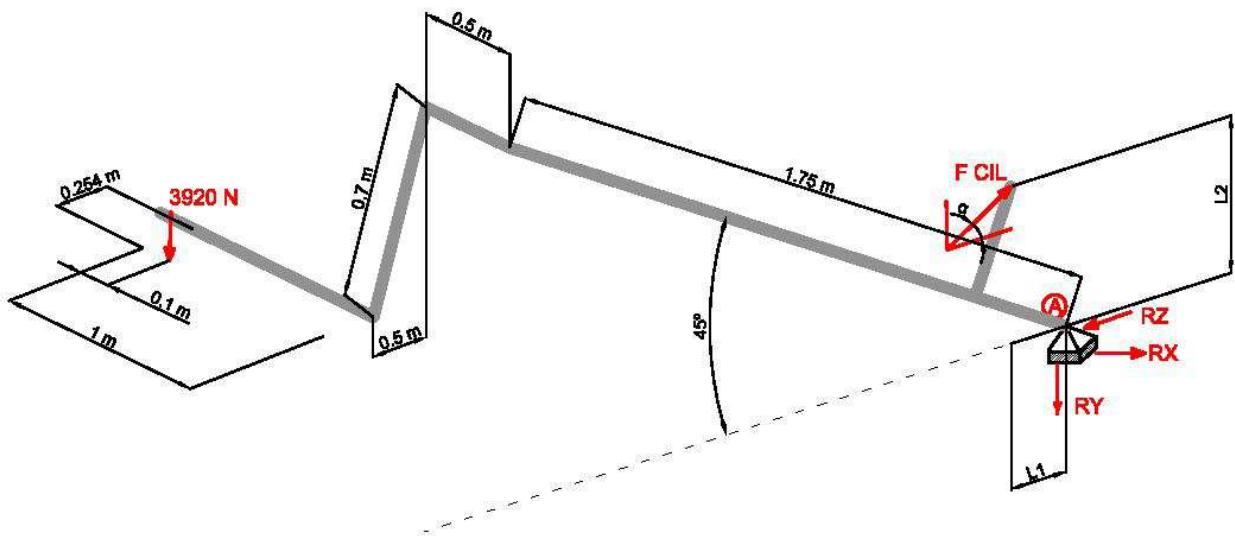


Figura 61: Esquema general “Mástil” a 45°

Para esta posición hemos de tener en cuenta que la distancia del centro de gravedad del contenedor al “Porta-pinzas” se habrá modificado debido a la inclinación del contenedor pasando de ser 0.36 m a 0.254 m. Esta variación se ha obtenido proyectando la distancia del centro de gravedad del contenedor con el ángulo que forma con la horizontal, el cual es de 45°.

Para que el “Mástil” alcance la posición representada en la figura en la que forma 45° con la horizontal, el cilindro principal se ha tenido que expandir modificando así su ángulo el cual se encontraba a 45° en la situación de reposo.

Si representamos de manera detallada, podemos observar y calcular cual es el ángulo que forma el cilindro principal con la horizontal para esta nueva posición (45°) a este ángulo lo denominamos con la letra α .

A pesar de que el “Mástil” ha sufrido una inclinación de 45 ° respecto de la horizontal, las de las partes que lo componen mantienen las mismas longitudes entre sus puntos. No

ocurre lo mismo con las distancias al eje de giro, las cuales se han visto modificadas debido a la inclinación.

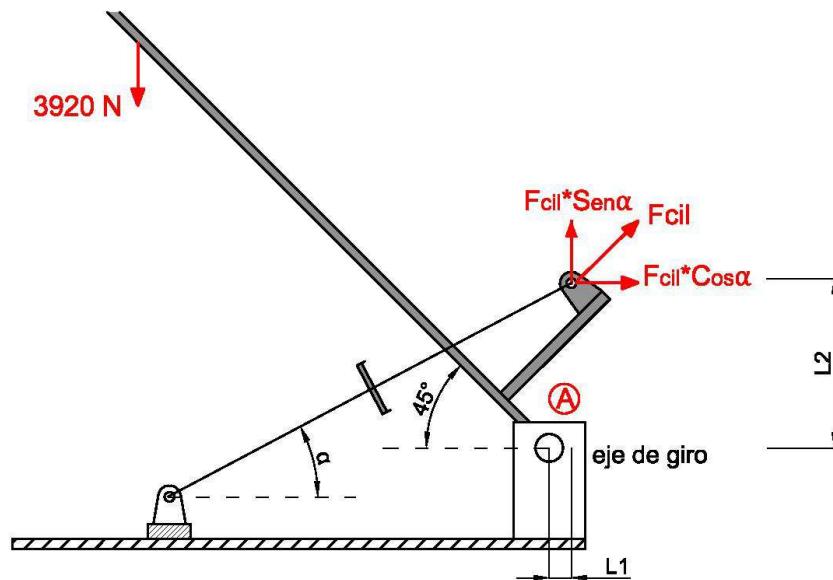


Figura 62: Variación ángulo cilindro

A continuación se esquematiza de manera detallada, cuales son las distancias que varían y como calculamos dicha variación.

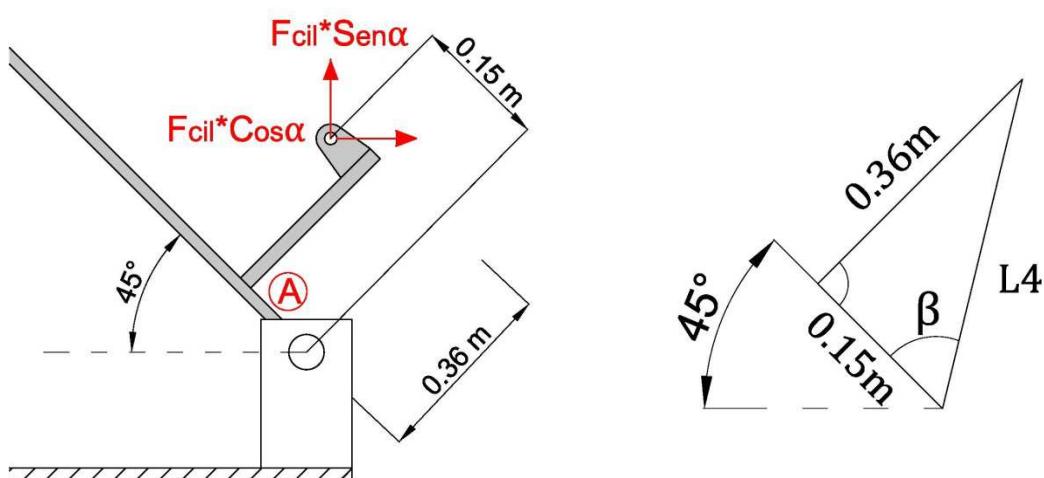


Figura 63: Distancias “Mástil” invariables

Así pues mediante aplicación del Teorema de Pitágoras:

$$L_4 = \sqrt{0.15^2 + 0.36^2} = 0.39 \text{ m}$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{0.36}{0.15} \right) = 67.38^\circ$$

Determinado el ángulo β y la longitud L_4 , planteamos el triángulo obtenido de todo el conjunto y obtenemos el valor del ángulo α . Obtenemos tres triángulos de dimensiones y ángulos diferentes quedando determinados del siguiente modo:

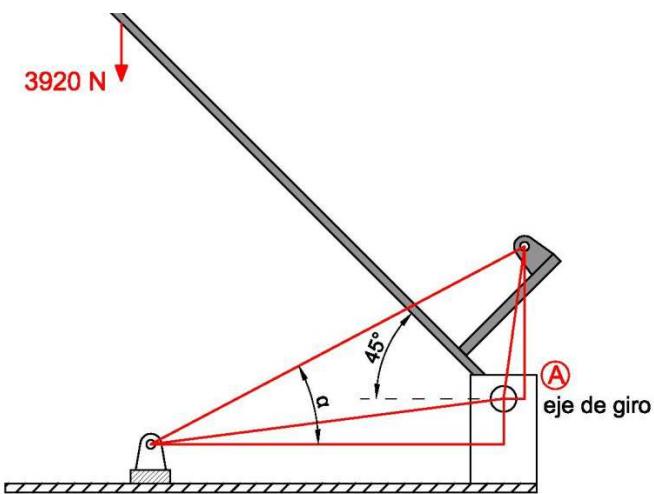


Figura 64: Geometría de triángulos

Las distancias fijas entre los puntos de apoyo del cilindro principal son conocidas (0.67 m y 0.115m) y determinan los triángulos, quedando configurados del siguiente modo:

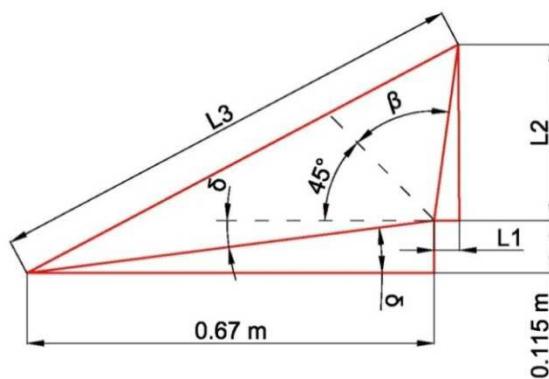


Figura 65: Geometría de triángulos

Analizando los triángulos independientemente obtenemos las dimensiones y ángulos que nos permitirán obtener la magnitud del ángulo α .

Triángulo 1

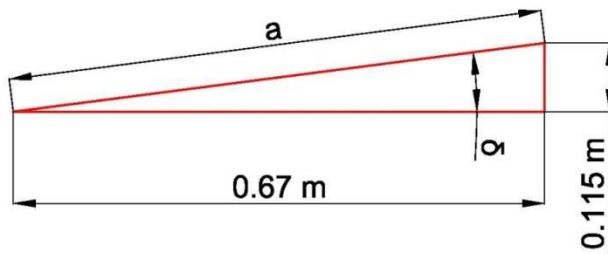


Figura 66: Geometría del triángulo 1

$$\delta = \tan^{-1} \left(\frac{0.115}{0.67} \right) = 9.7394^\circ$$

Aplicando el teorema de Pitágoras:

$$a = \sqrt{0.67^2 + 0.115^2} = 0.6798 \text{ m}$$

Triángulo 2

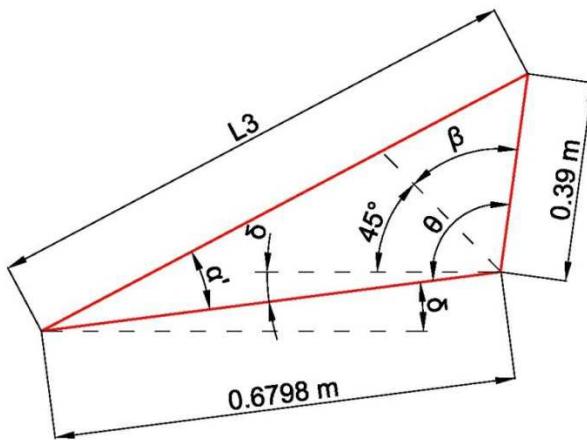


Figura 67: Geometría del triángulo 2

$$\theta = 45^\circ + \beta + \delta = 45^\circ + 67.38^\circ + 9.7394^\circ = 122.12^\circ$$

Aplicando el teorema del coseno:

$$L_3 = \sqrt{0.6798^2 + 0.39^2 - 2 \cdot 0.6798 \cdot 0.39 \cdot \cos 122.12^\circ} = 0.9466 \text{ m}$$

Aplicando el teorema del seno:

$$\frac{0.39}{\sin \alpha'} = \frac{0.9466}{\sin 122.12^\circ}$$

$$\sin \alpha' = \frac{\sin 122.12^\circ}{0.9466} \cdot 0.39 = 0.34893$$

$$\alpha' = \sin^{-1} 0.34893 = 20.422^\circ$$

El ángulo α será:

$$\alpha = \alpha' + \delta = 20.422^\circ + 9.7394^\circ = 30.16^\circ$$

Triángulo 3

Para poder realizar el equilibrio global es necesario conocer las distancias perpendiculares que van desde la fuerza proyectada al eje de giro, en el cual el sumatorio de momentos respecto de ese punto es nulo.

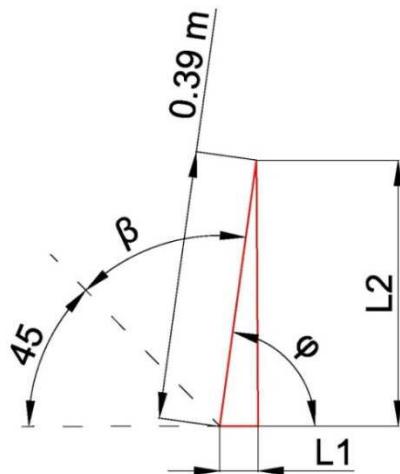


Figura 68: Geometría del triángulo 3

$$\varphi = 180^\circ - 45^\circ - \beta = 67.62^\circ$$

$$L_1 = 0.39 \cdot \cos \varphi = 0.39 \cdot \cos 67.62^\circ = 0.1484 \text{ m}$$

$$L_2 = 0.39 \text{ m} \cdot \sin \varphi = 0.39 \cdot \sin 67.62 = 0.3606 \text{ m}$$

Una vez conocidas las longitudes y ángulos principales realizamos el equilibrio de la estructura global. Hemos de tener en cuenta el ángulo con el que hay que proyectar F_{cil} es de 30.16° , que la distancia del “Porta-pinzas” al centro de gravedad del contenedor se ha modificado debido a la inclinación al igual que la proyección del componente “L-Mástil”.

$$(1) \sum M_{x,A} = 0; \quad F_{cil} \cdot (\cos \alpha \cdot L_2 + \sin \alpha \cdot L_1) - 3920 \cdot [(1.75 \cdot \cos 45^\circ) + (0.7 \cdot \sin 45^\circ) + (0.254)]$$

$$F_{cil} \cdot 0.38638 = 7786.73$$

$$F_{cil} = 20153 \text{ N}$$

$$(2) \sum F_y = 0; \rightarrow 20153 \cdot \sin 30.16^\circ = R_y + 3920;$$

$$R_y = 6205 \text{ N}$$

$$(3) \sum F_z = 0; \rightarrow F_{cil} \cdot \cos 22.5^\circ = R_z;$$

$$R_z = 17425 \text{ N}$$

Así pues observamos que la resultante de F_{cil} es ligeramente inferior a la obtenida en la situación en la que el “Mástil” se encuentra a 0° . Por tanto a priori, sabiendo que las fuerzas que actúan son menores, el perfil debería de soportar todos los esfuerzos a los que se encuentra sometido el mecanismo para esta nueva posición. Realizamos los diagramas de esfuerzos del componente fundamental de la grúa, el “Mástil”.

Axil

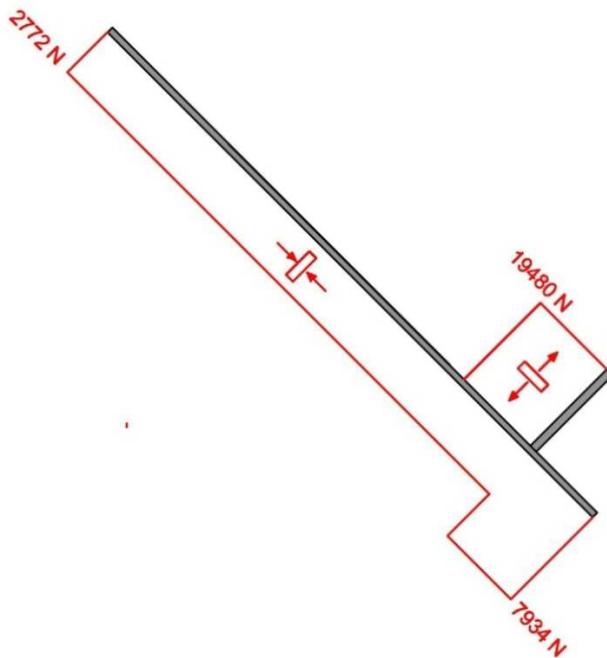


Figura 69: Diagrama axiles "Mástil" 45°

Cortante

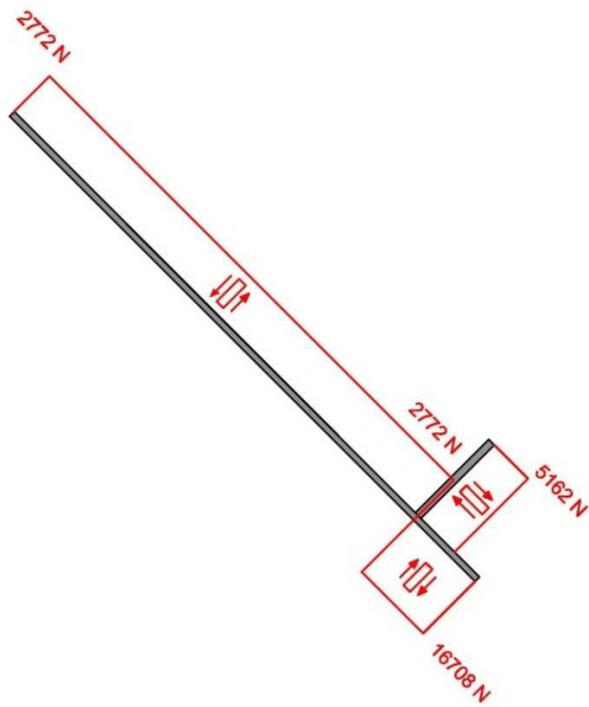


Figura 70: Diagrama cortantes "Mástil" 45°

Momento Flector

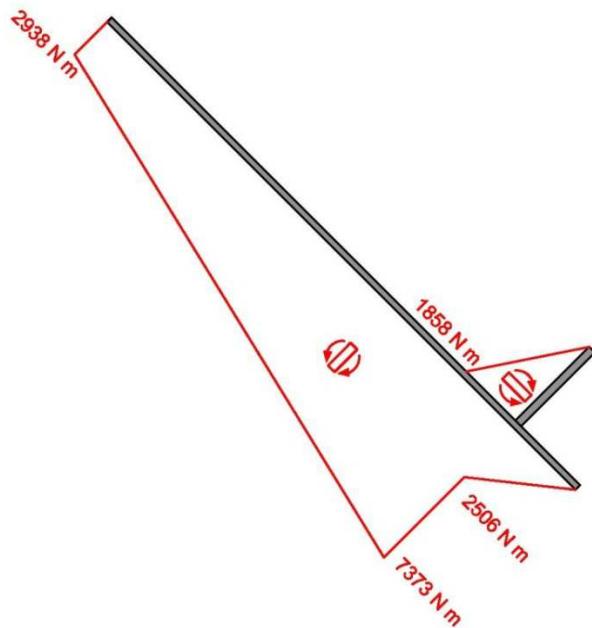


Figura 71: Diagrama momentos flectores “Mástil” 45°

Momento Torsor

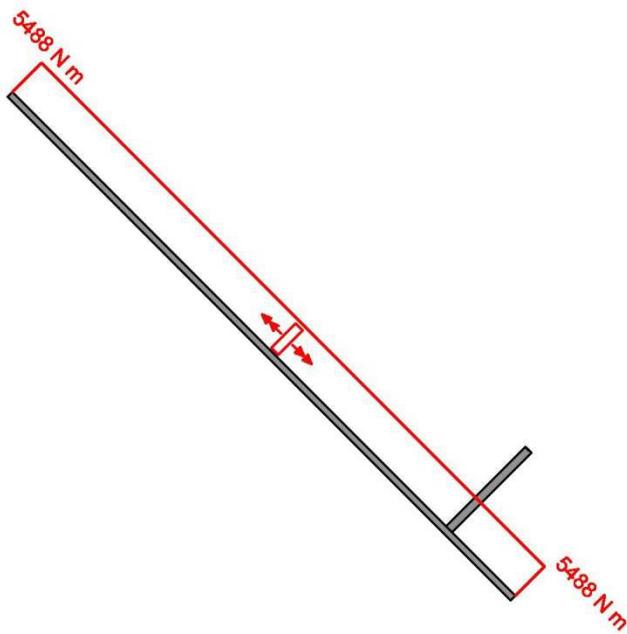


Figura 72: Diagrama momentos torsores “Mástil” 45°

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

Observando los diagramas de esfuerzos podemos apreciar que el punto más solicitado de la estructura, es el punto de unión entre los dos perfiles que forman el “Mástil”, es decir el punto “C” .En dicho punto el “Mástil” se encuentra sometido a los siguientes esfuerzos:

$$N = 2772 \text{ N}; \quad V_y = 16708; \quad M_z = 7373 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad M_t = 5488 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5. MODELADO 3D

El proceso de modelado se ha realizado mediante un programa de modelado 3D denominado SolidWorks .Este programa nos permite, una vez conocidas todas las dimensiones necesarias, representar de manera muy aproximada a la real el aspecto de las piezas que componen la grúa. Además, mediante la herramienta que incorpora de elementos finitos, nos permitirá realizar los cálculos de resistencia de nuestro sistema, de manera que nos permite obtener conocer de manera aproximada como sería el comportamiento de la grúa en caso de ser fabricada.

Para realizar el modelado, hemos partido de las dimensiones de los perfiles y espesores anteriormente calculadas. Las piezas se han modelado una a una para posteriormente unirlas, formando un ensamblaje que da lugar al montaje completo de la grúa. A continuación se muestran las piezas del conjunto modeladas según el orden que se ha seguido.

5.1.MÁSTIL

Es la primera pieza a modelar y consta de una estructura básica y sencilla. Esta compuesta principalmente por dos perfiles huecos de sección rectangular unidos entre si perpendicularmente. Sobre la orejeta actúa apoya uno de los extremos del cilindro principal, unida a esta mediante un pasador Ambos perfiles se realizan mediante extrusión de un perfil.

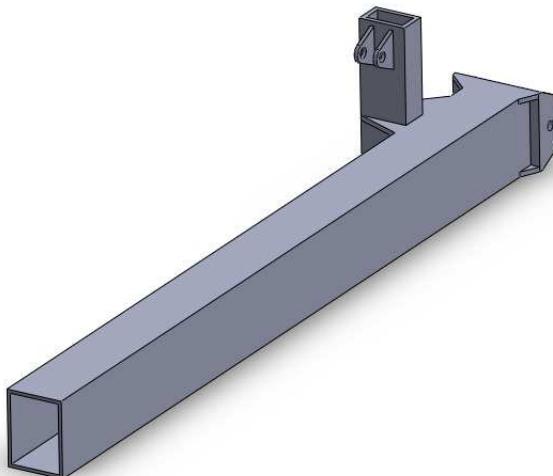


Figura 73: Modelado del “Mástil”

5.2.CORREDERA

Esta pieza es de las más completas a la hora de modelar en cuanto al número de operaciones. Se trata de una pieza que está formada por gruesas chapas soldadas entre sí. Todas las uniones entre chapas se consideran uniones rígidas. Puesto que se encuentra anclada a la viga carril sobre la que se desplaza, se trata de una pieza poco solicitada. Sobre las abrazaderas del medio de su superficie apoya el cilindro que permite dicho desplazamiento. Sobre la orejeta que tiene en su extremo se sustenta el otro extremo del cilindro principal mediante la unión con pasador. Del mismo modo se realiza la unión con el “Mástil”, con un pasador de diferente diámetro y mayor longitud.

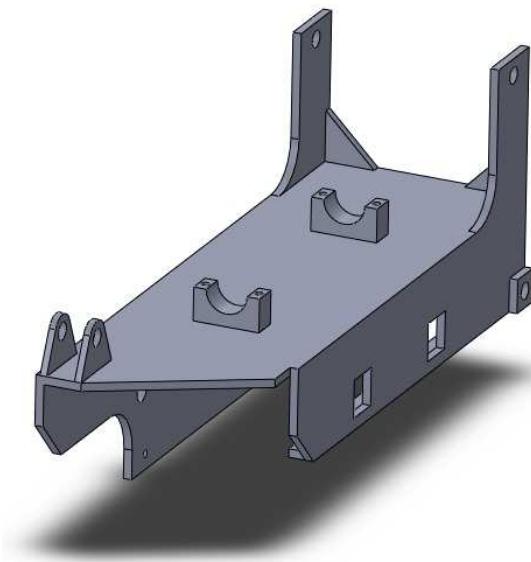


Figura 74: Modelado de la “Corredera”

5.3.L-MÁSTIL

Consta de una estructura básica y sencilla. Esta compuesta principalmente por un perfil hueco de sección rectangular unido rígidamente a una unión que le permitirá el giro con el “Porta-pinzas”. Dicho perfil se realiza mediante un barrido de la sección del mismo. Sobre la orejeta se amarra el extremo del cilindro hidráulico.

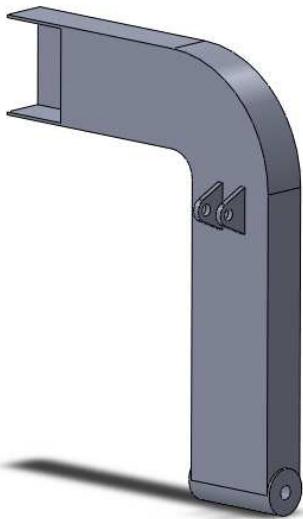


Figura 75: Modelado de “L-Mástil”

5.4.PORTA-PINZAS

Pieza conformada por la extrusión de una sección hueca rectangular y las uniones rígidas de chapas de diferentes espesores. Toda la pieza se realiza como una única pieza. Las uniones de las chapas al perfil hueco principal se consideran rígidas. Pueden observarse una pequeña orejeta sobre la que se sujetta mediante un pasador el otro extremo del cilindro hidráulico y otra de mayor tamaño para realizar la unión con el componente “L-Mástil”.

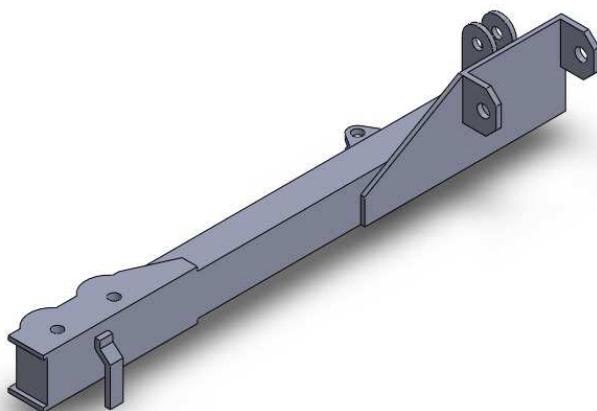


Figura 76: Modelado del “Porta-Pinzas”

5.5.ENSAMBLAJE

Una vez realizado el modelado de los componentes principales se lleva a cabo la unión entre dichos componentes para dar lugar al ensamblaje que forma la grúa.

El ensamblaje final se puede hacer de dos maneras. La primera es ir montando a la vez que las vas modelando, y la otra opción es modelar primero todas las piezas y luego ensamblarlas a la vez. En este caso se ha seguido el primer método, ya que presenta la ventaja de que cuando alguna pieza no encaja, sólo tienes que cambiar dicha pieza, y las siguientes las modelas teniendo en cuenta el cambio. Si construyes todas las piezas antes de ensamblar, y surge algún problema en el ensamblaje, tendrás que modificar todas las piezas que tengan relación con ese problema, lo cual es mucho más costoso.

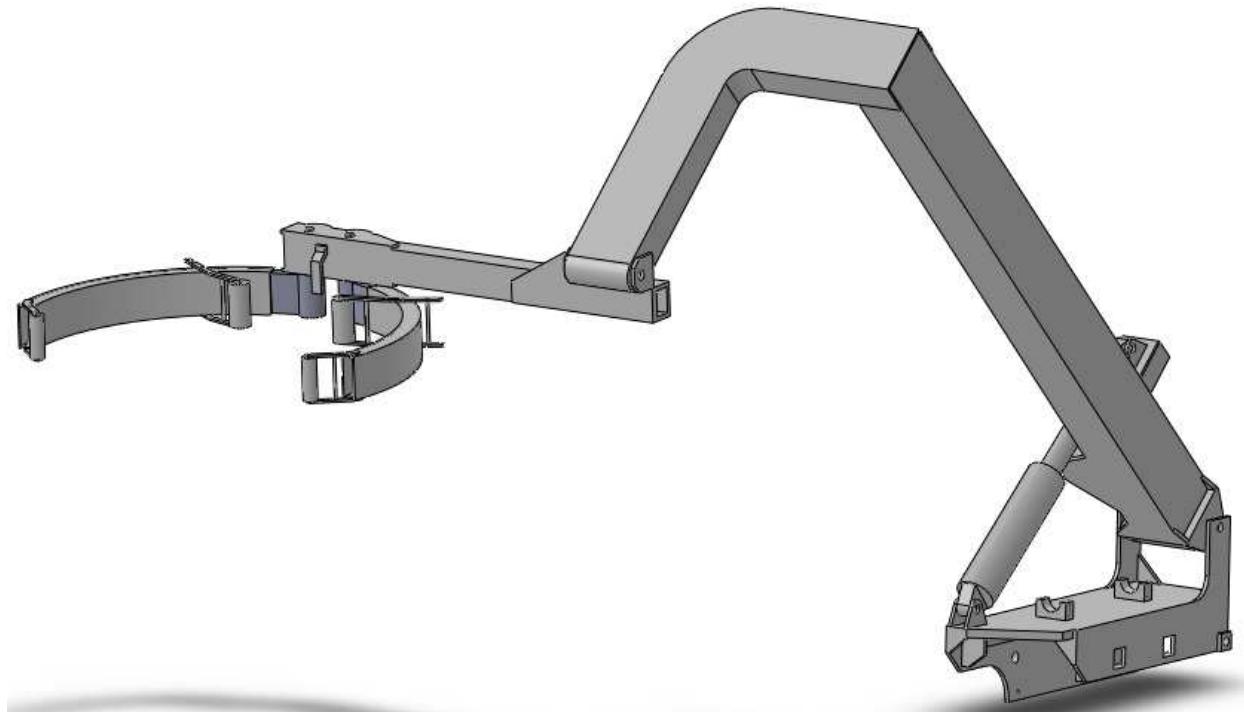


Figura 77: Ensamblaje final

6. SIMULACIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

En este apartado vamos a llevar a cabo una simulación de cada una de las piezas de manera independiente. Para ello haremos uso de la herramienta de análisis mediante MEF (Método de los Elementos Finitos) que lleva incorporado el programa SolidWorks.

El MEF es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o cálculo de desplazamientos. El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a estudiar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados “Elementos”. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.

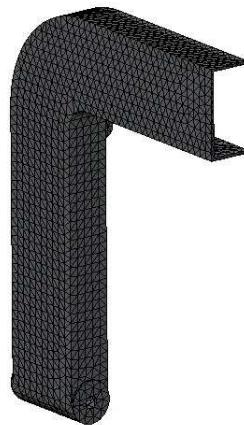


Figura 78: Ejemplo de pieza mallada

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los Elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos.

Las ecuaciones matemáticas empleadas definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones Y, X y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado. El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones y las tensiones resultantes. Finalmente, post-proceso representa el modelo tridimensional con una gama

de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno definidas restricciones, material y cargas).

Para realizar los cálculos se suponen las siguientes hipótesis de trabajo:

Suposición de linealidad

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. El incremento de la carga incrementa los desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones de forma proporcional.

Cuando las tensiones aplicadas son bajas las deformaciones son proporcionales a dicha tensión según el Modulo de elasticidad o Modulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo.

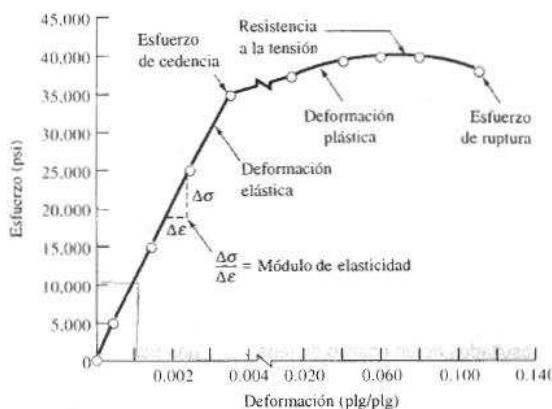


Figura 79: Diagrama Tensión-Deformación

Sin embargo, el empleo de tensiones superiores a la del Límite elástico requiere el uso de aplicaciones no lineales que tenga en cuenta las posibles deformaciones plásticas del material.

Suposición de elasticidad

Las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad de material empleado y que la eliminación o el cese de tensiones provocan la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. La suposición de elasticidad excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes. En el caso de que su

modelo vaya a estar sometido a tensiones superiores a la del Límite elástico y prevea que va a sufrir deformaciones plásticas permanentes deberá utilizar aplicaciones de Análisis no lineal.

Suposición estática

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud máxima definida. En los casos en que el modelo deba soportar las cargas de forma repentina las deformaciones unitarias y las tensiones sufridas serán mayores y deberá usar aplicaciones de Análisis dinámico o impacto.

6.1.PROCESO DE ANÁLISIS

Para llevar a cabo el análisis utilizamos, como se ha explicado anteriormente el Método de los Elementos Finitos (SolidWorks Simulation), con el fin de calcular tensiones, deformaciones, desplazamientos y distribuciones del coeficiente de seguridad de las diferentes piezas que forman la grúa. Para ello han de seguirse los siguientes pasos de manera ordenada y consecutiva a la hora de realizar el análisis.

6.1.1. MATERIAL

En primer lugar se debe definir el material de cada una de las piezas a analizar. SolidWorks posee una amplia biblioteca de materiales de la cual se elegirá el material. Existe la posibilidad de definir un material personalizado con las propiedades que se deseen. El material empleado en todos los componentes de la grúa se trata de un acero de construcción S355JR, el cuál ha sido modificado su límite elástico de 275 MPa a 350 MPa, ya que los cálculos analíticos se realizaron con este último valor.

6.1.2. SUJECCIONES/CONDICIONES DE CONTORNO

Es completamente necesario restringir el movimiento de cada una de las piezas, según las condiciones de contorno tomadas hipotéticamente para realizar los cálculos

analíticos. Además es necesario definir las uniones entre piezas, bien sean uniones rígidas o uniones mediante pasador.

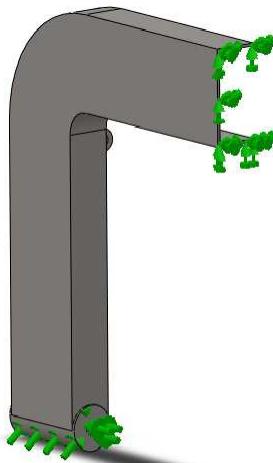


Figura 80: Ejemplo sujeción

6.1.3. CARGAS EXTERNAS

Para cada una de las piezas en particular, habrá que definir cuales son las cargas que tiene que soportar así como las cargas que les son trasmittidas por estar en contacto con otras piezas. Todas las cargas fueron definidas en el apartado de cálculos analíticos.

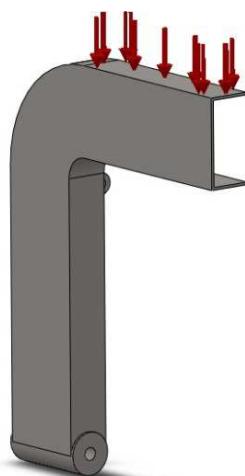


Figura 81: Ejemplo Cargas

6.1.4. MALLADO

Realizados los pasos anteriores se realizará el mallado de la pieza en concreto. Se realizará un control de mayado en aquellas zonas que a priori conocemos que existirán tensiones mayores que en el resto de la pieza. A la hora de definir la calidad de la malla, optaremos por una malla fina, lo que nos permitirá obtener resultados más exactos y fiables, a pesar de que se demorará más tiempo en realizar la simulación.

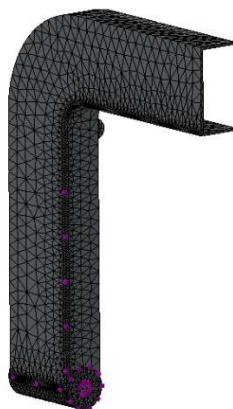


Figura 82: Ejemplo malla con control de malla en arista

6.1.5. RESULTADOS

Finalizado el proceso de cálculo, la herramienta del programa nos mostrará, mediante una gama de colores, las zonas de la pieza con mayores tensiones, conocer donde se producen los máximos desplazamientos y saber que zonas o áreas de nuestra pieza se encuentran por debajo de un coeficiente de seguridad mínimo establecido.

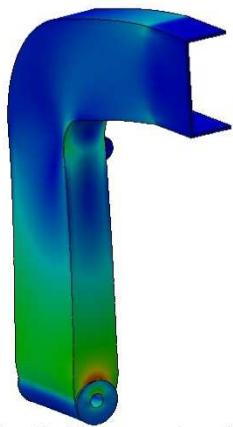


Figura 83: Ejemplo resultado tensiones

Puesto que partimos de un modelado a priori, en el cual únicamente han sido dimensionadas las partes relevantes de las piezas, deberemos en la mayoría de los casos, una vez obtenidos los resultados del primer análisis, realizar un segundo modelado para optimizar las piezas y mejorar aquellas partes de las mismas que lo requieran. Así pues aquellas partes de las piezas que se encuentren por debajo del coeficiente de seguridad mínimo establecido, soporten tensiones superiores al límite elástico o sufran desplazamientos excesivos, deberán ser optimizadas para que cumplan los requisitos de resistencia mínimos establecidos. Dado el caso, se modificarán espesores de chapa, se añadirán refuerzos etc.

6.2. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS COMPONENTES

El análisis del mecanismo se realiza en tres posiciones diferentes. Una primera posición en la que el “Mástil” se encuentra en su fase principal del movimiento, es decir a 0° . Una segunda posición a mitad de recorrido formando el mástil 22.5° con la horizontal y una tercera posición al final del recorrido en la que el “Mástil” forma 45° .

Una vez realizado el análisis para la primera posición, en caso necesario, optimizaremos las piezas de manera que todos los componentes del mecanismo posean un coeficiente de seguridad mínimo de 1.5. Si es necesaria una optimización para que se cumplan los requisitos de resistencia establecidos, modificaremos las piezas, indicando de manera detallada cuales han sido los cambios realizados.

No existe una posición en la que todas las piezas que forman la grúa se encuentren en su situación más desfavorable simultáneamente, por lo tanto realizaremos el análisis según el criterio que se menciona a continuación;

Realizaremos el análisis en la segunda posición pero teniendo en cuenta las modificaciones realizadas en las piezas del caso primer y lo mismo para el tercer análisis, pero esta vez teniendo en cuenta las modificaciones realizadas en el caso uno y dos. De este modo, al realizar el último análisis, el mecanismo cumplirá los requisitos de resistencia en cualquiera de las posiciones de su recorrido.

6.2.1. SIMULACIÓN 1.”MÁSTIL” 0°

6.2.1.1. Datos de entrada

A continuación se muestra en la figura 84 la posición de la grúa en la cual se va a realizar la simulación.

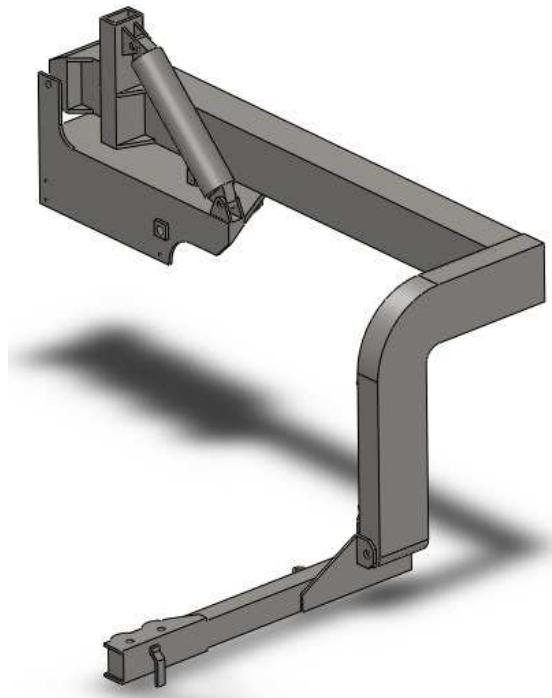


Figura 84: Posición para simulación 1

SUJECCIONES Y CARGAS

En la figura 85 las flechas de color verde nos muestran cuales son los puntos de fijación de la grúa y en color rojo las cargas a las que se encuentra sometida. Además los puntos de color azul nos indican la posición de los pasadores definidos. En los siguientes apartados se indicará de manera detallada las características de las sujeteciones y cargas en función de la pieza sobre la cual recaen.

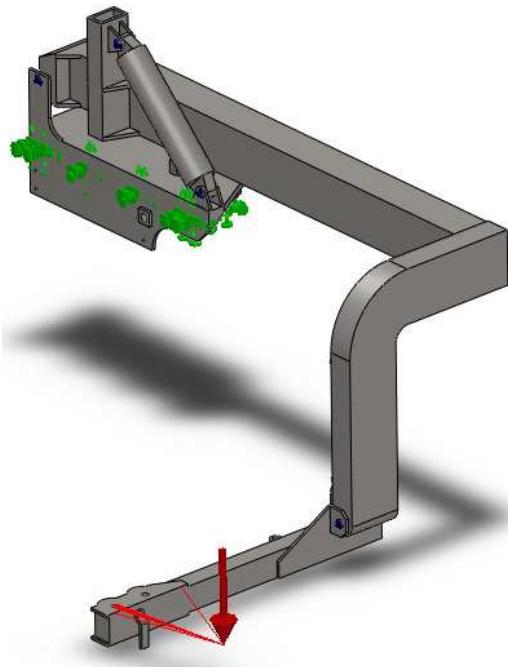


Figura 85: Cargas y apoyos para simulación 1

UNIONES

Para realizar las uniones entre las diferentes partes que componen el ensamblaje de la grúa, se han de definir un total de 12 pasadores y una unión rígida. Continuación se detalla entre que piezas o componentes se aplican los pasadores y la unión rígida.

La unión entre el “Mástil” y “L-Mástil” se define en el programa mediante una unión rígida puesto que dichas piezas se encuentran soldadas perpendicularmente entre ellas, como si de una misma pieza se tratases.

Para realizar el resto de uniones entre las diferentes piezas del ensamblaje se han definido en el programa 12 pasadores;

- n° 1: pasador (izquierdo) unión “Porta-pinzas”-“L-Mástil”
- n° 2: pasador (derecho) unión “Porta-pinzas”-“L-Mástil”
- n° 3 y n° 4: pasadores unión “Porta-pinzas”-cilindro hidráulico
- n° 5 y n° 6:pasadores unión “L-Mástil”- cilindro hidráulico
- n° 7 y n° 8: pasadores unión “Mástil”- cilindro hidráulico Ppal

- n°9 y n° 10: pasadores unión “Corredera”- cilindro hidráulico Ppal
- n° 11 y n° 12: pasadores unión “Mástil”- “Corredera”

Una vez establecidas las cargas y condiciones de contorno, realizamos el mallado del ensamblaje, haciendo un refinamiento de mallado en las orejetas y orificios donde encajan los pasadores, en los orificios de la pieza “Corredera” y en los puntos de fijación de la grúa, lo que nos permitirá obtener resultados más fiables y precisos en dichas zonas.

MALLADO

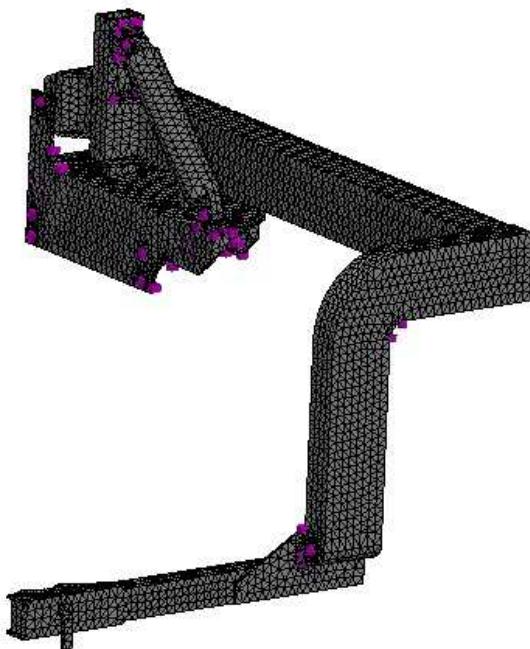


Figura 86: Mallado para simulación 1

6.2.1.2. Análisis de los resultados del análisis estático

A continuación ejecutamos el proceso de cálculo y obtenemos los resultados. Para mostrar los mismos se mostrará en un primer lugar los resultados obtenidos en el ensamblaje de manera general, del ensamblaje como conjunto. Además se mostrarán los resultados de manera detallada de aquellas piezas que requieran de algún tipo de optimización o modificación por no cumplir con los requisitos mínimos de resistencia.

Así se analizarán detalladamente cada uno de estos componentes para observar cuales son los puntos y los motivos de su fallo a resistencia.

Tensión Von Mises

En primer lugar se muestra en la figura 87 la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometido el ensamblaje, siendo las áreas de color amarillento aquellas que soportan mayores tensiones. De lo contrario las zonas con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones.

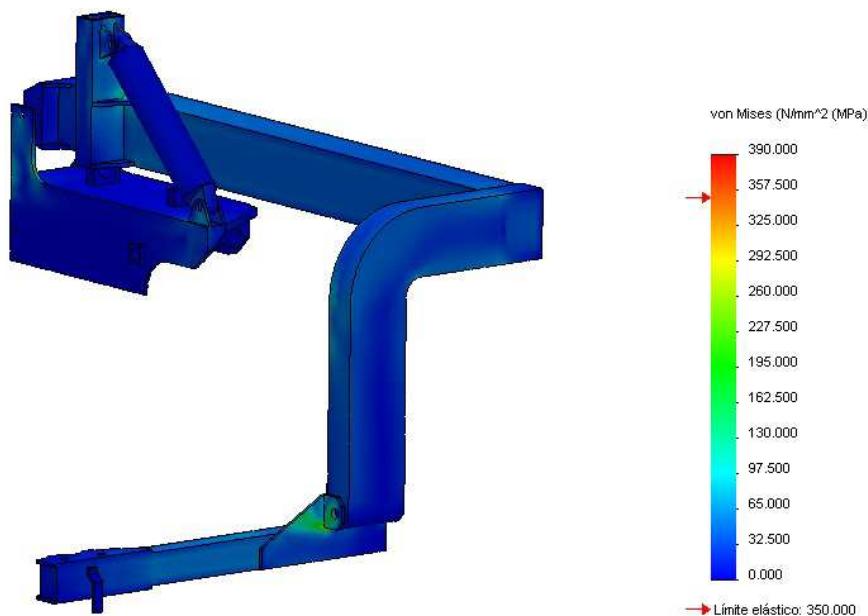


Figura 87: Distribución Tensión Von Mises simulación 1

Como se puede observar tanto las orejetas como áreas del “Porta-pinzas” se encuentran sometidas a elevadas tensiones por lo que analizaremos dichas zonas detalladamente. En la siguiente imagen se muestra la vista posterior del conjunto donde se puede observar como las orejetas sobre las que actúa el cilindro secundario están sometidas a tensiones más elevadas que el resto de la pieza “L-Mástil”.

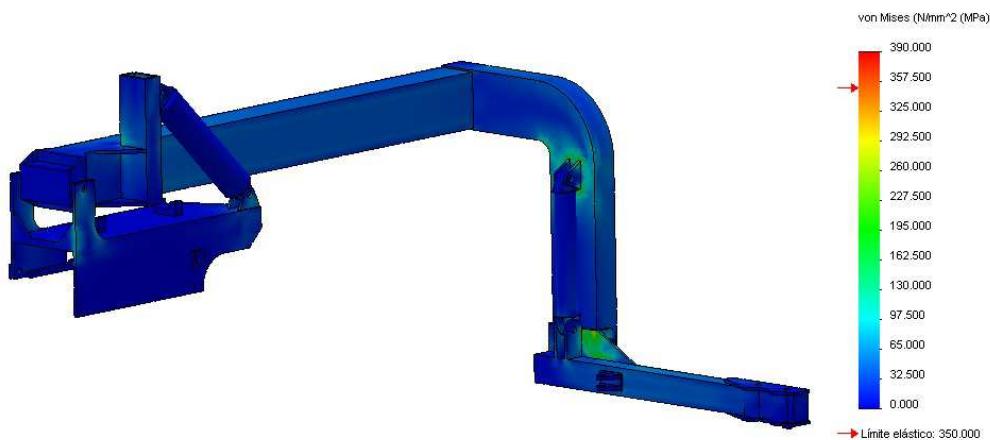


Figura 88: Distribución Tensión Von Mises simulación 1

En los próximos apartados se analizarán las piezas detenidamente para conocer cuales son los puntos exactos de mayor tensión, así como la magnitud de la misma, con objeto de optimizar dichos puntos y reducir los esfuerzos en los mismos.

Desplazamientos

Como podemos observar, las zonas de color rojizo representan los puntos de máximo desplazamiento. De lo contrario, las zonas de tono azulado, representan aquellos puntos de pequeños desplazamientos o desplazamientos nulos.

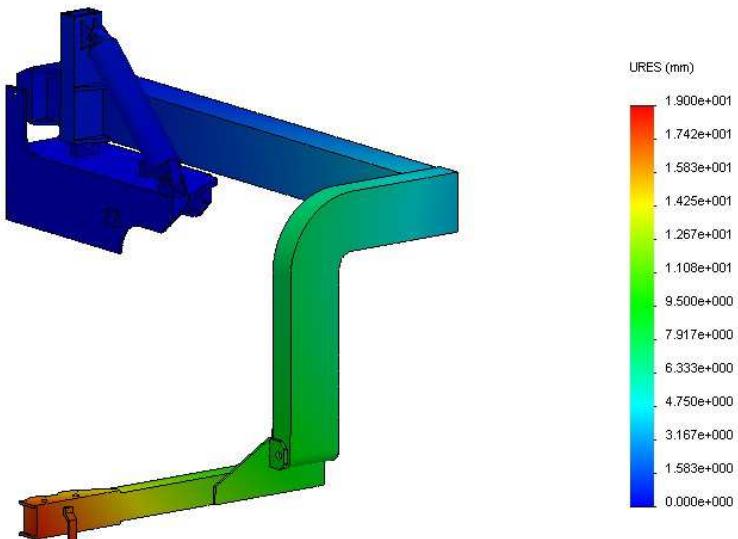


Figura 89: Distribución de desplazamientos simulación 1

En los próximos apartados se detallará cuales son los puntos exactos de mayores desplazamientos, así como la magnitud de los mismos.

Coeficiente de Seguridad

La figura 90 nos muestra el factor de seguridad del mecanismo mediante una gama de colores. Así pues la mayoría del mecanismo posee un FDS igual o superior a 5. Pero existen puntos coloreados de color anaranjado en los cuales el FDS es cercano a la unidad o incluso inferior.

Según lo mencionado en el párrafo anterior, tendremos que analizar y conocer cuales son los puntos en los que el FDS es inferior a 1.5. En los apartados siguientes se mostrarán de manera detallada cuales son dichos puntos y que sobre que piezas del mecanismo recaen.

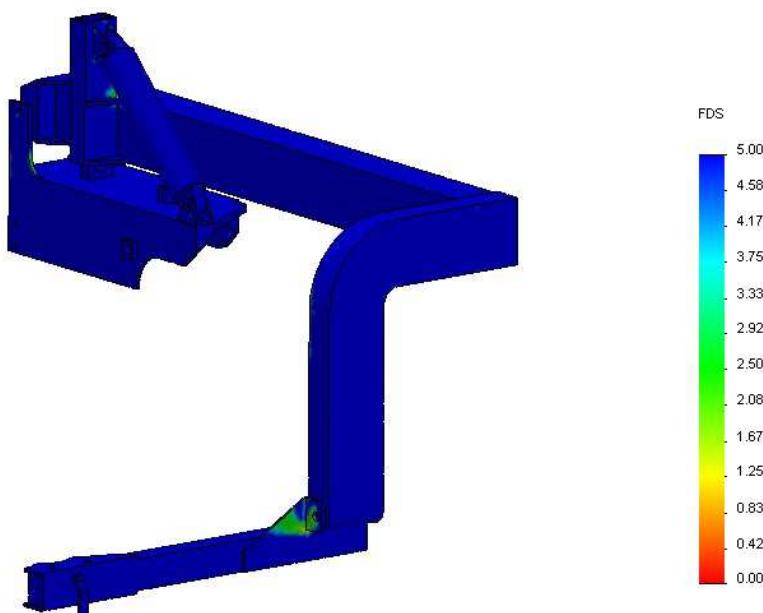


Figura 90: Distribución del FDS para simulación 1

Pasadores

El programa SolidWorks dispone de una herramienta de cálculo de pasadores, la cual nos permite saber si resisten los pasadores de las uniones con un coeficiente de

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

seguridad determinado. Se han realizado los cálculos con un coeficiente de seguridad de 2. El programa muestra una tabla con los valores de los diferentes esfuerzos a los que se encuentra sometido cada pasador (esfuerzo cortante, axial, momento flector y torsor) mostrando los mismos en color verde si el pasador soporta dichos esfuerzos o de color rojo si no es capaz de soportarlos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	1180.9	-20744	0	20778	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	-920.17	920.17	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N·m)	-268.07	33.299	0	270.13	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N·m)	0	0	4.8764e-011	4.8764e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-1180.7	1144.4	0	1644.3	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	2900	2900	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N·m)	-173.36	-47.749	0	179.81	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N·m)	0	0	1.1664e-010	1.1664e-010	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	-9862.1	7888.8	0	12629	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	0	0	-690.24	690.24	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N·m)	35.876	23.678	0	42.985	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N·m)	0	0	1.4034e-011	1.4034e-011	Conector tipo Pasador-3

Figura 91: Resultado de los pasadores para simulación 1

Podemos observar en la tabla que de los 12 pasadores definidos todos soportan los esfuerzos a los que se encuentran sometidos.

6.2.1.3. Resultados obtenidos en los componentes del ensamblaje

A continuación se muestra de manera detallada los resultados obtenidos en cada uno de los componentes que forman el ensamblaje.

6.2.1.3.1. “Porta-Pinzas”

Tensión Von Mises

En primer lugar se muestra en la figura 92 la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometido el “Porta-pinzas”, siendo las áreas de color rojo aquellas que soportan mayores tensiones.

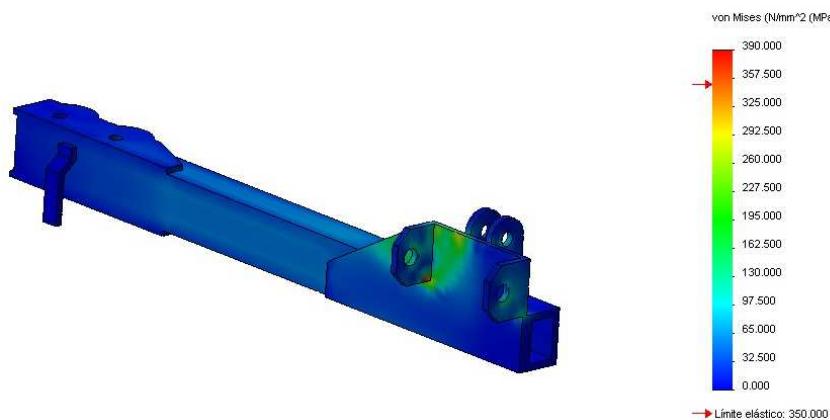


Figura 92: Tensión de Von Mises máxima para simulación 1

De lo contrario las zonas con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones. Podemos observar que en una de las orejetas existen tensiones elevadas, sobrepasando la tensión máxima admisible del material. En este punto la tensión es de 387 Mpa, ligeramente superior a los 350 Mpa de límite elástico. Aunque en la figura anterior apenas aprecia, podemos observar en la figura 93 como existe un concentrador de tensiones que habrá que optimizar, para evitar la ruptura de la pieza por dicho punto.

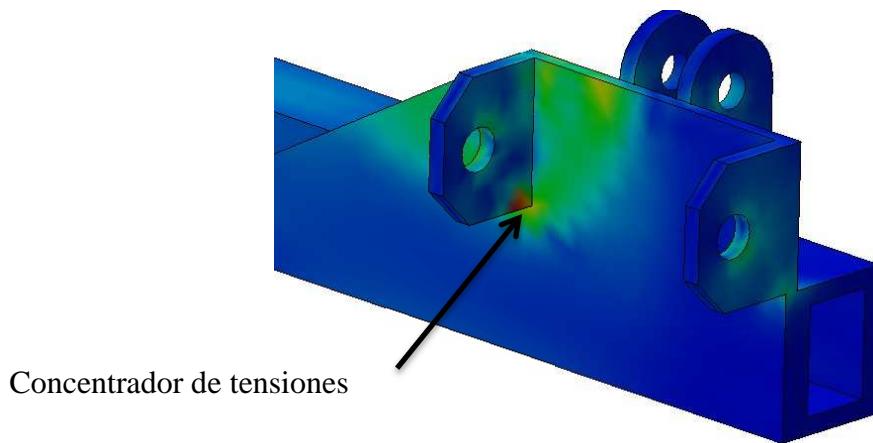


Figura 93: Concentrador de tensiones del “Porta-Pinzas”

Coefficiente de Seguridad

Es de suponer, que como consecuencia del concentrador de tensiones en la orejeta, existirá al menos un punto de la pieza cuyo coeficiente de seguridad (FDS) será inferior

a la unidad, aspecto negativo puesto que se produciría la plastificación de la pieza dicho punto. Veamos la figura 94 que se muestra a continuación.

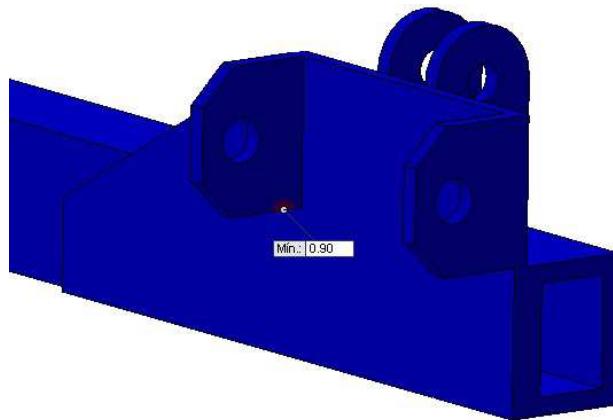


Figura 94: FDS mínimo del “Porta-Pinzas”

Podemos observar como la zona coloreada en rojo es una zona donde existe mayor tensión y refleja que el coeficiente de seguridad en ese punto es inferior a 1.5, concretamente un valor de 0.90. De lo contrario el resto de la pieza coloreada de azul nos indica que el coeficiente de seguridad en esas áreas es de 1.5 ó superior. Destacar que el perfil principal, el cual había sido dimensionado con un coeficiente de seguridad de 5, cumple dicha condición.

Desplazamientos

En la figura siguiente se muestran los desplazamientos que se producen en la pieza. Si observamos la leyenda podemos observar que las áreas de color rojo son las que sufren mayores desplazamientos, siendo el máximo de 18 mm.

No se trata de un desplazamiento elevado puesto que para el vaciado del contenedor no es necesaria precisión alguna, únicamente que se alcance una altura determinada. En el movimiento de vaciado del contenedor en la mayoría de los casos puede observarse como se balancea y se somete a vibraciones con desplazamientos considerables.

Por otro lado las zonas coloreadas de tono verdoso poseen desplazamientos más pequeños con un valor alrededor de los 9 mm.

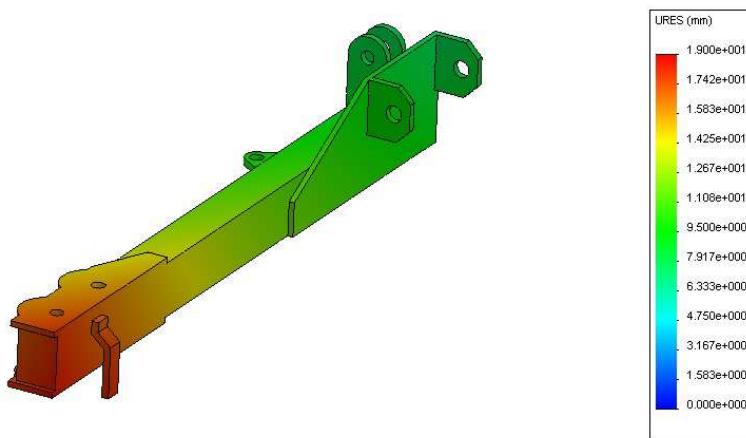


Figura 95: Distribución Desplazamientos del “Porta-Pinzas”

6.2.1.3.2. “L-Mástil”

Tensión Von Mises

En la figura 96 se muestra la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometida la pieza, siendo las áreas de color verdoso aquellas que soportan mayores tensiones. De lo contrario las zonas con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones. En esta pieza el máximo se produce en la unión de una de las orejetas con un valor de 341 MPa.

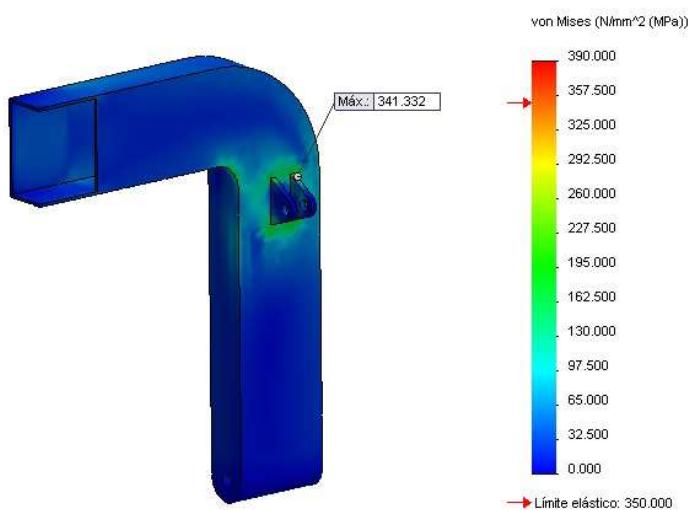


Figura 96: Distribución de Tensión Von Mises de “L-Mástil”

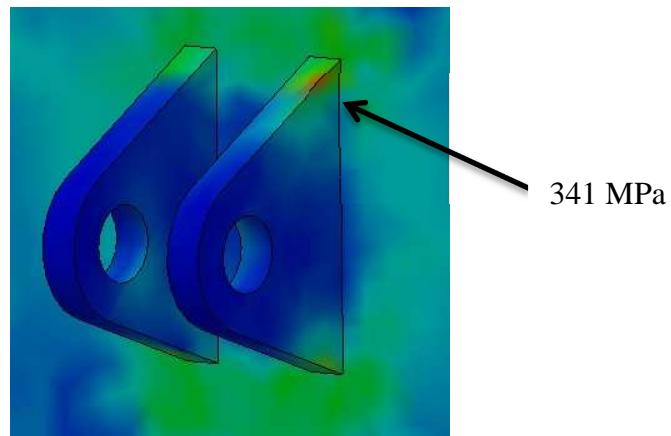


Figura 97: Tensión de Von Mises máxima en “L-Mástil”

Coeficiente de Seguridad

Es de suponer que como la tensión máxima es muy similar a la del límite elástico, existirá al menos un punto de la pieza cuyo coeficiente de seguridad (CFS) será inferior a 1.5. Veamos la figura 98 que se muestra a continuación, en la que puede observarse como en la unión de la orejeta el FDS es de 1.03. El resto de la pieza coloreada de azul nos indica que el coeficiente de seguridad en esas áreas es de 1.5 ó superior.

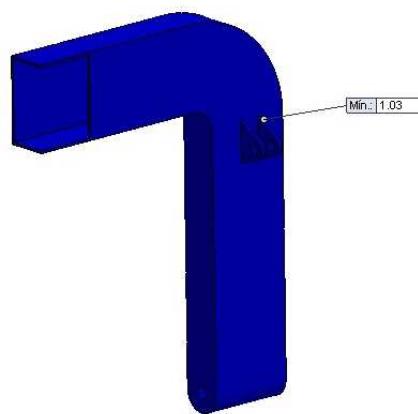


Figura 98: FDS mínimo de “L-Mástil”

Desplazamientos

En la figura siguiente se muestran los desplazamientos que se producen en la pieza. Si observamos la leyenda podemos observar que las áreas de color verde son las que sufren mayores desplazamientos, siendo el máximo de 9.7 mm. De lo contrario las zonas coloreadas de tono azulado poseen desplazamientos pequeños de magnitud 3.5 mm.

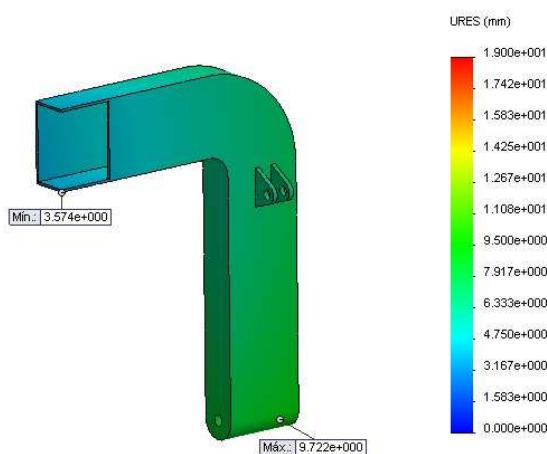


Figura 99: Distribución Desplazamientos de “L-Mástil”

Analizando los resultados, concluimos que necesario realizar modificaciones en las dimensiones o geometría del modelo para que cumpla los requisitos mínimos establecidos, es decir, que ningún punto de la pieza posea un CFS inferior a 1.5.

6.2.1.3.3. “Mástil”

Tensión Von Mises

En la figura 100 se muestra la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometida la pieza, siendo las áreas de color verdoso (unión perpendicular entre perfiles) aquellas que soportan mayores tensiones. De lo contrario las zonas con tonos azulados representan aquellas zonas o áreas que soportan tensiones prácticamente nulas. En esta pieza el máximo se produce en la unión del perfil sobre el cual actúa la fuerza del cilindro, siendo este valor de 192 MPa.

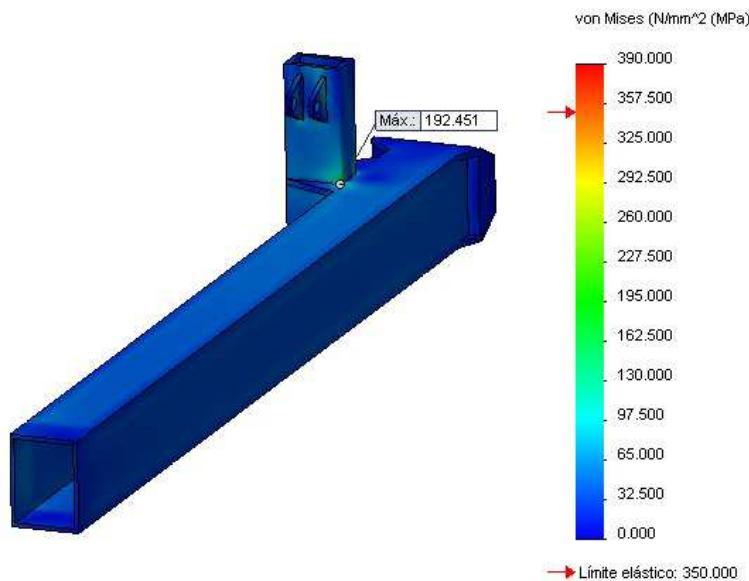


Figura 100: Distribución de Tensión Von Mises del “Mástil”

Coeficiente de Seguridad

Como la tensión máxima es bastante inferior a la del límite elástico, la mayoría de la pieza tendrá un CFS superior a 1.5. Veamos la figura 101 que se muestra a continuación, en la que puede observarse como en la unión entre perfiles el CFS mínimo es de 1.82. El resto de la pieza coloreada de azul nos indica que el coeficiente de seguridad en esas áreas es de 1.82 ó superior.

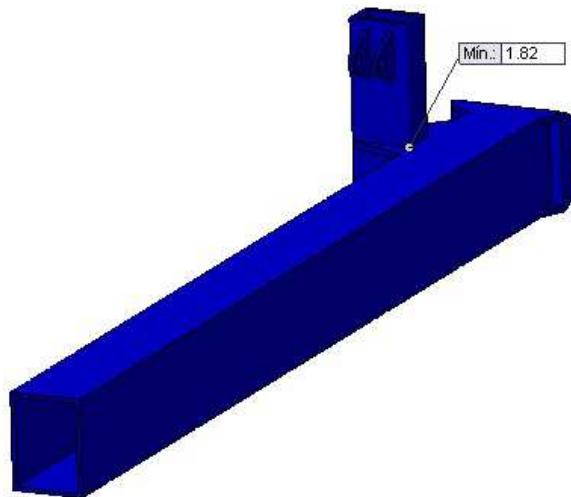


Figura 101: FDS mínimo del “Mástil”

Desplazamientos

En la figura siguiente se muestran los desplazamientos que se producen en la pieza. Si observamos la leyenda podemos observar que las áreas de color azul claro son las que sufren mayores desplazamientos, siendo el máximo de 4.7mm. De lo contrario las zonas coloreadas de tono azul oscuro poseen desplazamientos prácticamente nulos.

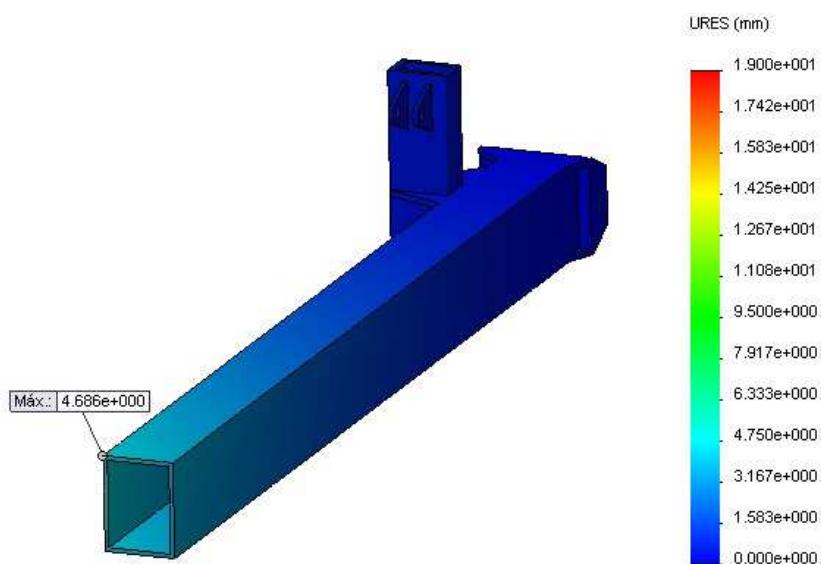


Figura 102: Distribución de desplazamientos del “Mástil”

6.2.1.3.4. “Corredera”

Tensión Von Mises

Podemos observar la distribución de tensiones de Von Mises a las que se encuentra sometida la pieza “Corredera”, siendo las áreas de color azul claro aquellas que soportan mayores tensiones. De lo contrario las zonas con tono azul oscuro representan aquellas zonas o áreas que soportan tensiones prácticamente nulas. En esta pieza el máximo se produce en una de las orejetas sobre las que apoya el “Mástil” siendo este valor de 146 MPa.

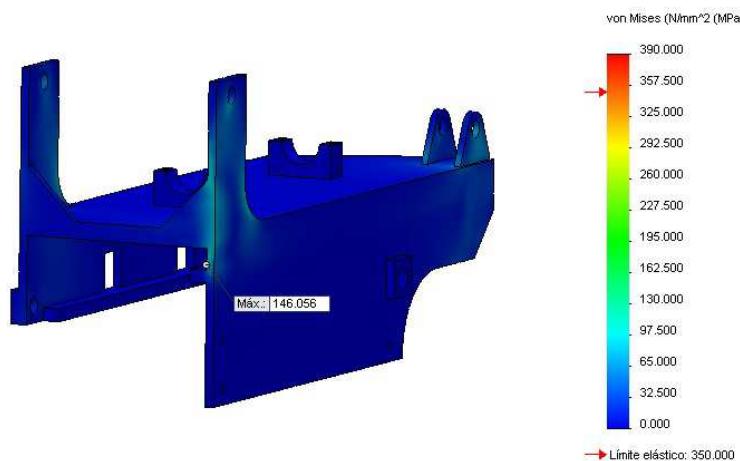


Figura 103: Distribución de Tensión Von Mises del “Corredera”

Coeficiente de Seguridad

Como la tensión máxima es bastante inferior a la del límite elástico, la mayoría de la pieza tendrá un FDS muy superior a 1.5. Veamos la figura 104 que se muestra a continuación, en la que puede observarse como el CFS mínimo es de 2.40. El resto de la pieza coloreada de azul nos indica que el coeficiente de seguridad en esas áreas es de 5 ó superior.

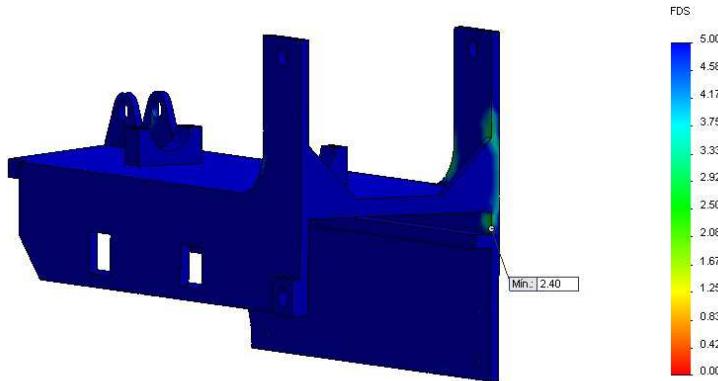


Figura 104: FDS mínimo de la pieza “Corredera”

Desplazamientos

En esta pieza los desplazamientos son nulos o prácticamente nulos para todos los puntos de la misma. Esto es debido a que sobre la misma se han impuesto las condiciones de

contorno, quedando la pieza fija puesto que se encuentra anclada al bastidor del camión sobre el cual se instala la grúa.

6.2.2. OPTIMIZACIÓN Y ANÁLISIS ESTÁTICO

Analizando los resultados, concluimos que es necesario realizar modificaciones en las dimensiones o geometría del modelo para que cumpla los requisitos mínimos establecidos, es decir, que ningún punto de la pieza posea un CFS inferior a 1.5 y por lo tanto que ningún punto de la pieza sufra una tensión superior a la del límite elástico.

Para evitar los puntos de elevada tensión mostrados anteriormente y que la pieza cumpla en todos sus puntos con el CFS mínimo, se han realizado diferentes modificaciones en las piezas del ensamblaje:

“Porta-pinzas”

- Aumento del espesor de chapa en el área sobre la cual se amarran las orejetas: de 8 mm a 15 mm.
- Aumento del espesor de las orejetas principales : de 10 mm a 30 mm
- Modificación de la distancia de la orejeta de sujeción de modo que el cilindro hidráulico quede alineado.

“L-Mástil”

- Aumento de la altura y espesor de las orejetas sobre las que actúa el cilindro hidráulico: de 58 a 65 mm y de 10 a 15 mm respectivamente.
- Aumento del espesor del perfil principal: de 5 a 7 mm.

“Mástil”

- Aumento de espesor de las orejetas sobre las que actúa el cilindro hidráulico principal: de 8 a 12 mm.
- Adición de chapa de espesor 5 mm para refuerzo en la unión perpendicular entre perfiles.

“Corredera”

- Aumento de espesor de las orejetas sobre las que actúa el cilindro hidráulico principal: de 10 a 14 mm.
- Aumento de espesor de las orejetas sobre las que se sostiene el “Mástil”: de 8 a 12 mm.

6.2.2.1. Análisis de los resultados tras las modificaciones

A continuación se muestran los resultados obtenidos una vez realizadas las modificaciones anteriormente citadas. Las condiciones de contorno, las cargas aplicadas y el tipo de mallado son idénticas a las empleadas para el primer estudio.

Tensión Von Mises

Tras realizar las modificaciones podemos observar en la figura 105 como las concentraciones de tensiones que se formaban en las orejetas del “Porta-Pinzas” han desaparecido. Además hemos conseguido reducir la tensión en las áreas de alrededor.

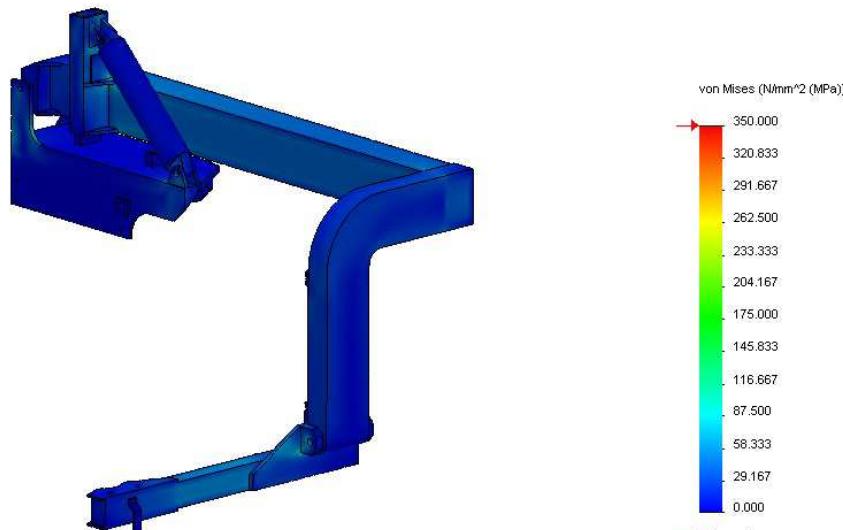


Figura 105: Distribución de Tensión Von Mises ensamblaje optimizado

También podemos apreciar en la siguiente figura, como en las orejetas que soportan al cilindro hidráulico en la pieza “L-Mástil” ha disminuido las tensiones considerablemente, gracias al aumento del espesor de las mismas.

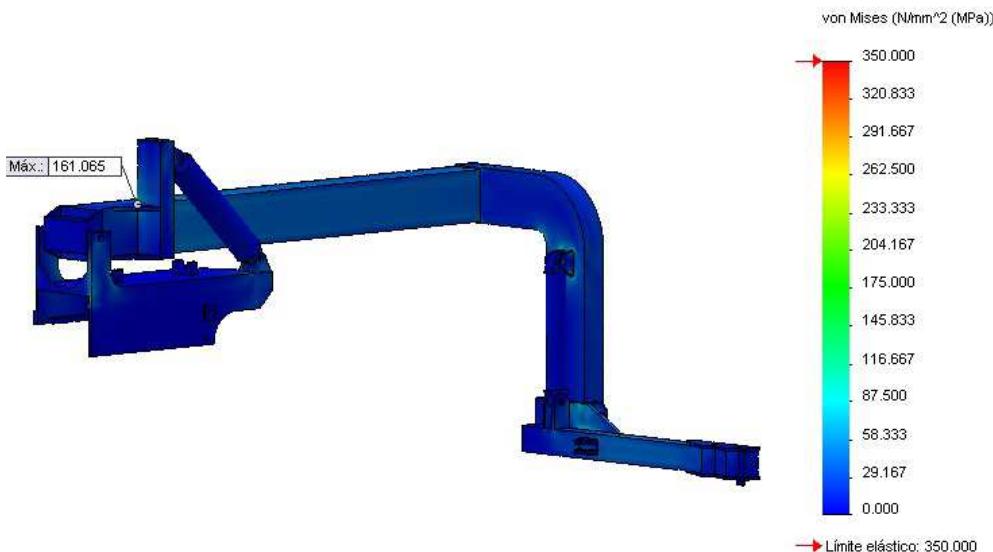


Figura 106: Distribución de Tensión Von Mises del ensamblaje optimizado

La siguiente imagen representa de manera detallada cual es el punto y la magnitud donde se produce la tensión máxima

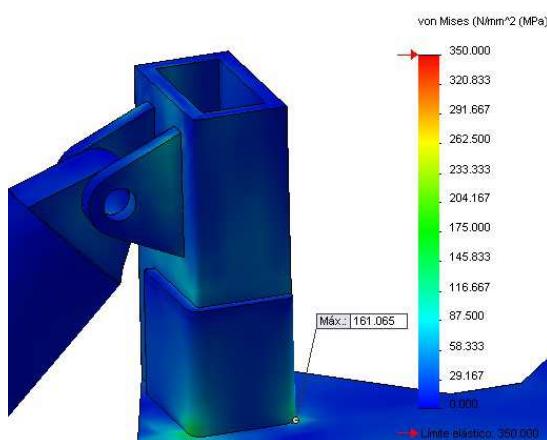


Figura 107: Tensión Von Mises máxima del ensamblaje optimizado

Desplazamientos

En la figura inferior se muestran los desplazamientos producidos en el mecanismo. Como podemos observar, las zonas de color rojizo representan los puntos de máximo desplazamiento produciéndose el máximo en el extremo de la pieza “Porta-pinzas”. Con las modificaciones realizadas se ha reducido considerablemente el desplazamiento en este punto pasando de los 19 a los 15 mm.

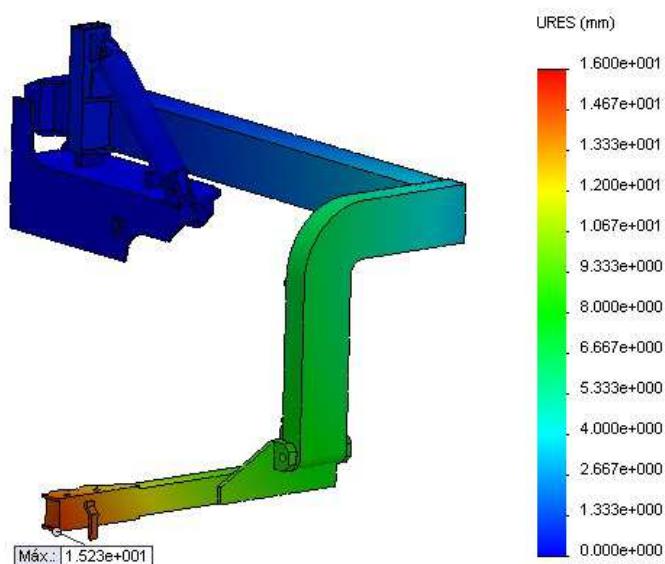


Figura 108: Distribución de desplazamientos del ensamblaje optimizado

Coeficiente de Seguridad

Gracias a las modificaciones realizadas, podemos observar en la figura siguiente que todo el conjunto por lo general tiene un FDS igual o superior a 5. Existe algún punto en el cual el FDS es 2.17, aunque es inferior al del resto del conjunto, cumple con los requisitos mínimos de resistencia.

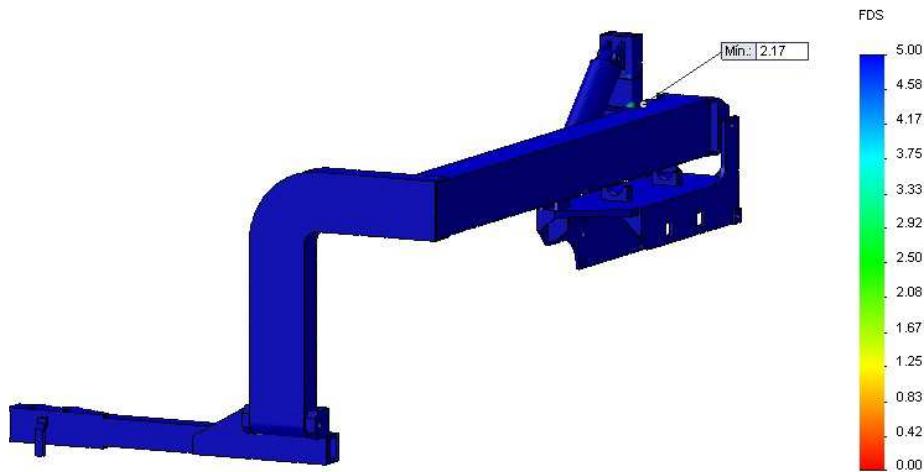


Figura 109: Distribución de FDS del ensamblaje optimizado

Pasadores

Tras las modificaciones el programa nos muestra que los pasadores de unión entre el “Porta-pinzas” y “L-Mástil” no resisten los esfuerzos a los que se encuentran soportados, por tanto hemos modificado el material de dichos pasadores ,pasando de estar fabricados con un acero de 350 Mpa a otro de 710 Mpa.

A continuación se muestran las figuras “antes” y “después” de realizar el cambio del material de los pasadores.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	1328.8	-18609	0	18656	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	-2051.6	2051.6	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N·m)	586.12	203.65	0	620.43	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N·m)	-0	-0	4.4182e-011	-4.4182e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-1328.7	622.84	0	1467.5	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	2634.5	2634.5	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N·m)	-375.05	-15.891	0	375.39	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N·m)	0	0	5.9119e-011	5.9119e-011	Conector tipo Pasador-2

Figura 110: Fallo pasadores 1 y 2 del ensamblaje optimizado

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	1328.8	-18609	0	18656	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	-2051.6	2051.6	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N·m)	-586.12	203.65	0	620.43	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N·m)	-0	-0	4.4182e-011	-4.4182e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-1328.7	622.84	0	1467.5	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	2634.5	2634.5	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N·m)	-375.05	-15.891	0	375.39	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N·m)	0	0	5.9119e-011	5.9119e-011	Conector tipo Pasador-2

Figura 111: Resistencia pasadores 1 y 2 del ensamblaje optimizado

Para visualizar de manera detallada la desaparición del concentrador de tensiones que había en el “Porta-pinzas” se muestra a continuación los resultados obtenidos para esta pieza en este segundo análisis.

6.2.2.2. **“Porta-pinzas” modificado.**

Tensión de Von Mises

Podemos ver como en la figura 112 y tras realizar las modificaciones oportunas, que no existen tensiones elevadas, produciéndose la tensión máxima en una de las orejetas (color verdoso) con un valor de 150MPa.

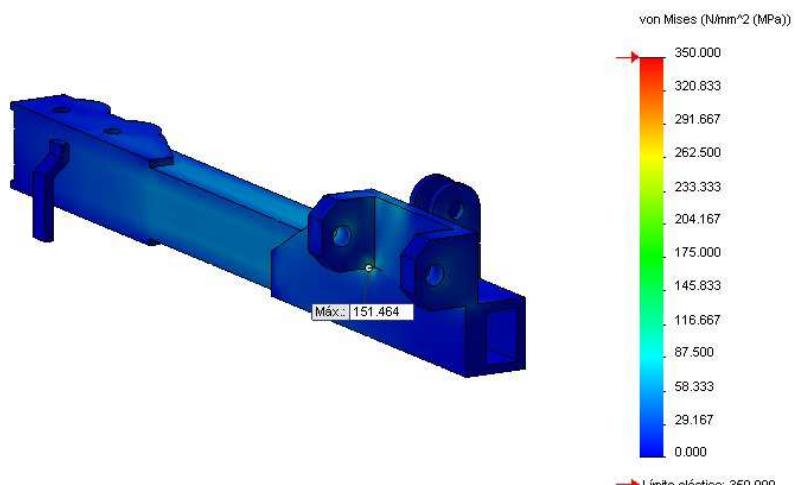


Figura 112: Distribución Tensión Von Mises del “Porta-Pinzas” modificado

Coeficiente de Seguridad

En la figura siguiente se muestra la distribución del factor de seguridad. Observando la leyenda podemos comprobar que en la mayoría de áreas de la pieza, esta tiene un coeficiente de seguridad superior a 5, excepto en la orejeta izquierda (de color cian) siendo el CFS en esta zona de 2.31. Coeficiente mas que suficiente en comparación con el mínimo prefijado anteriormente.

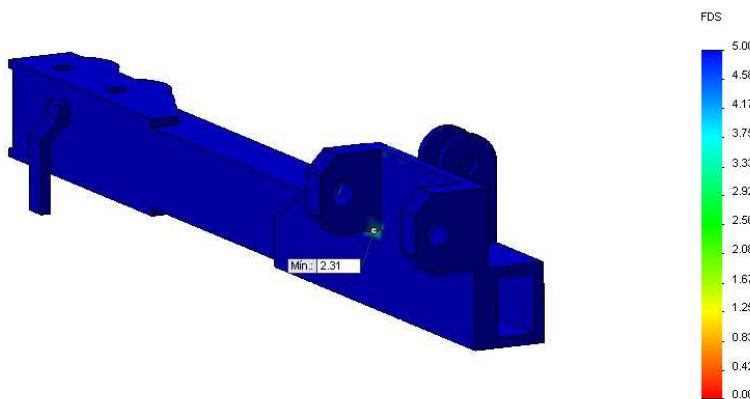


Figura 113: Distribución del CFS del “Porta-Pinzas” modificado

6.2.3. SIMULACIÓN 2.”MÁSTIL” 22.5 °

Realizamos un segundo análisis para comprobar si con las modificaciones anteriormente realizadas, el ensamblaje cumple los criterios de resistencia en esta nueva posición. Los resultados del análisis se muestran a continuación;

6.2.3.1. Análisis de los resultados del análisis estático

Tensión Von Mises

Para esta posición, debido a la inclinación del mecanismo, la pieza que soporta mayores esfuerzos es “L-Mástil”. Observamos que exceptuando dicha pieza el resto de la grúa soporta tensiones muy inferiores a la soportada por el material.

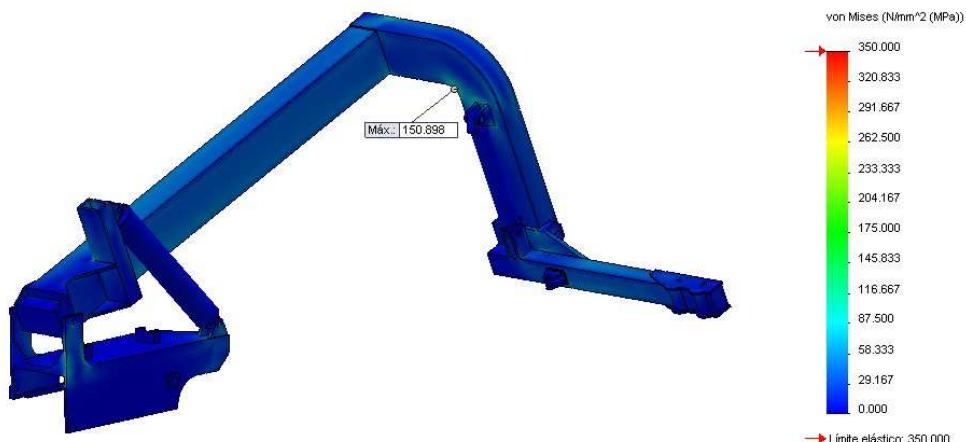


Figura 114: Distribución de Tensión Von Mises simulación 2

En la siguiente figura se muestra de manera detallada donde se produce la tensión máxima y la magnitud de la misma. (150 MPa).

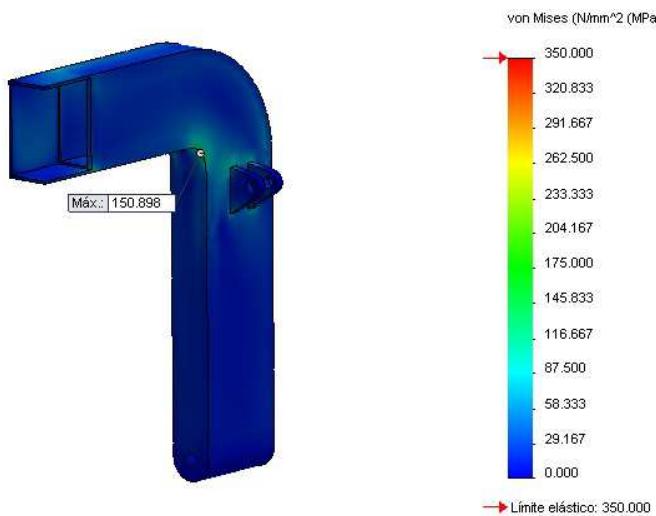


Figura 115: Tensión Von Mises máxima simulación 2

Desplazamientos

El área o zona de máximo desplazamiento sigue produciéndose en el extremo del “Porta-pinzas” ya que sobre dicha zona recae la trasmisión de la carga. El desplazamiento máximo tiene una magnitud de 16 mm.

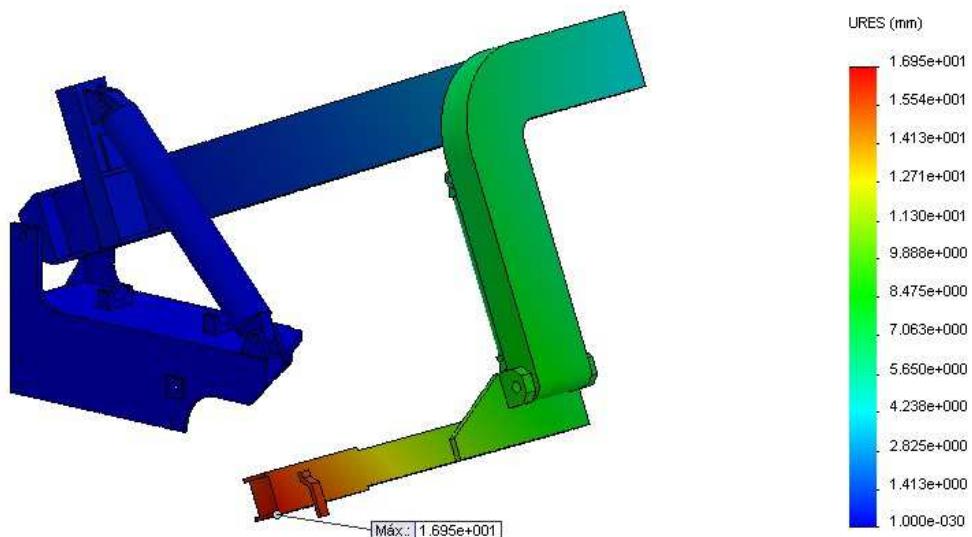


Figura 116: Distribución de desplazamientos simulación 2

Coeficiente de Seguridad

Puesto que la pieza que sufría mayores tensiones era “L-Mástil”, en dicha pieza se encontrará el punto en el cual el FDS del conjunto es mínimo, mientras que si observamos la imagen el resto del mecanismo posee un FDS de 5 ó superior.

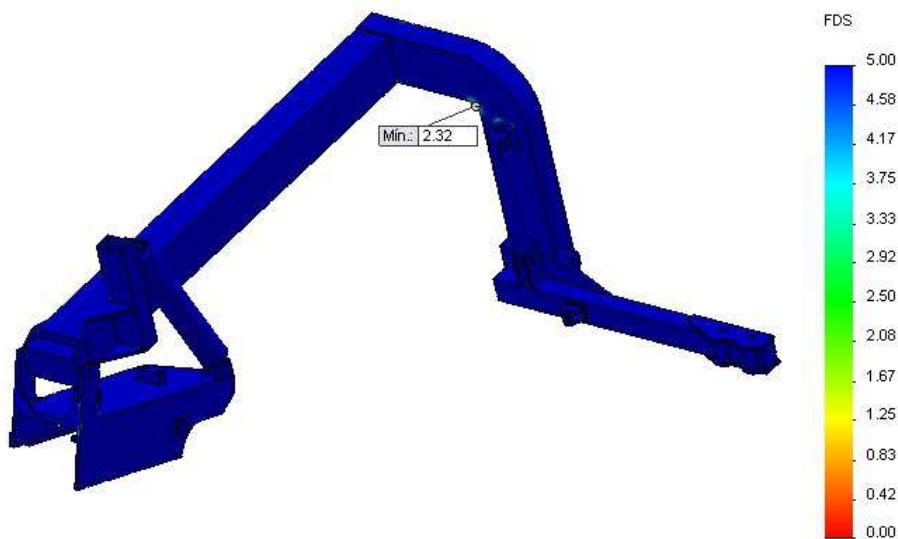


Figura 117: Distribución del FDS simulación 2

En la siguiente imagen se muestra el punto donde se produce el FDS mínimo y la magnitud del mismo con un valor de 2.32.

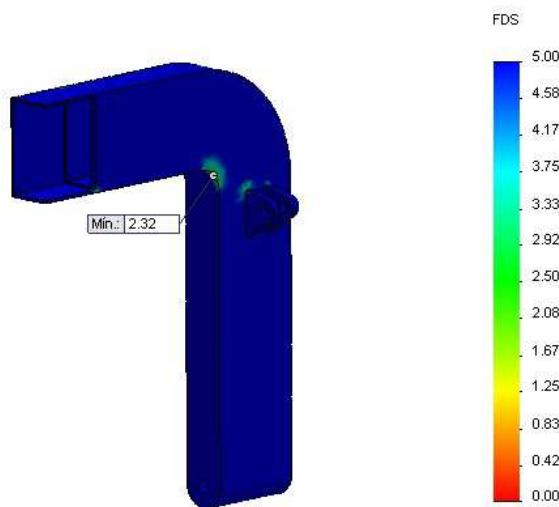


Figura 118: FDS mínimo simulación 2

Pasadores

Destacar que para esta nueva posición todos los pasadores del ensamblaje, según se aprecia en la imagen inferior, son capaces de soportar los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-713.04	-20342	0	20954	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	4261.9	4261.9	Conector tipo Pasador-1
Momento flector (N·m)	232.96	278.78	0	363.31	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N·m)	0	0	6.1463e-011	6.1463e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza cortante (N)	-4476	4494.9	0	6343.4	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	4587.7	4587.7	Conector tipo Pasador-2
Momento flector (N·m)	246.72	5.3391	0	246.77	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N·m)	0	0	6.9883e-011	6.9883e-011	Conector tipo Pasador-2
Fuerza cortante (N)	5130.2	9045.4	0	10399	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	0	0	-1306.8	-1306.8	Conector tipo Pasador-3
Momento flector (N·m)	2.9586	-18.278	0	18.515	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N·m)	0	0	7.1319e-011	7.1319e-011	Conector tipo Pasador-3
Fuerza cortante (N)	58.754	3481.7	0	3482.2	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	0	0	980.98	-980.98	Conector tipo Pasador-4
Momento flector (N·m)	-5.436	13.851	0	14.879	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N·m)	0	0	7.0988e-011	7.0988e-011	Conector tipo Pasador-4
Fuerza cortante (N)	-1675	-7338.1	0	7526.9	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	-211.5	211.5	Conector tipo Pasador-5
Momento flector (N·m)	43.871	-14.031	0	46.06	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N·m)	0	0	7.0216e-011	7.0216e-011	Conector tipo Pasador-5
Fuerza cortante (N)	-3514	-5189	0	6268.8	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	0	0	537.31	537.31	Conector tipo Pasador-6
Momento flector (N·m)	-12.785	12.677	0	18.004	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N·m)	0	0	7.1432e-011	7.1432e-011	Conector tipo Pasador-6
Fuerza cortante (N)	8635.8	16338	0	18480	Conector tipo Pasador-7
Fuerza axial (N)	0	0	727.25	-727.25	Conector tipo Pasador-7
Momento flector (N·m)	8.7465	7.7633	0	11.695	Conector tipo Pasador-7
Torsor (N·m)	0	0	6.9011e-012	6.9011e-012	Conector tipo Pasador-7
Fuerza cortante (N)	6313.9	1456.9	0	6479.8	Conector tipo Pasador-8
Fuerza axial (N)	0	0	70.535	70.535	Conector tipo Pasador-8
Momento flector (N·m)	3.5999	4.9333	0	6.1071	Conector tipo Pasador-8
Torsor (N·m)	0	0	7.3391e-012	7.3391e-012	Conector tipo Pasador-8

Figura 119: comprobación resistencia pasadores simulación 2

En función de los esfuerzos de cortadura que deben soportar los pasadores, el pasador nº 1 es el pasador más solicitado y soporta una resultante de 20954 N.

6.2.4. SIMULACIÓN 3.”MÁSTIL” 45 °

Para comprobar y certificar la resistencia de la grúa, realizamos una tercera y última simulación. Dicha simulación la realizamos cuando el “Mástil” se encuentra inclinado 45 ° respecto de la horizontal, justo antes del movimiento de descarga del contenedor.

Así pues tras ejecutar el proceso de análisis el programa nos muestra los siguientes resultados;

6.2.4.1. Análisis de los resultados del análisis estático

Tensión Von Mises

Para esta posición, debido a la inclinación del mecanismo, la pieza que soporta mayores esfuerzos es “L-Mástil”. Observamos que exceptuando dicha pieza el resto de la grúa soporta tensiones muy inferiores a la soportada por el material.

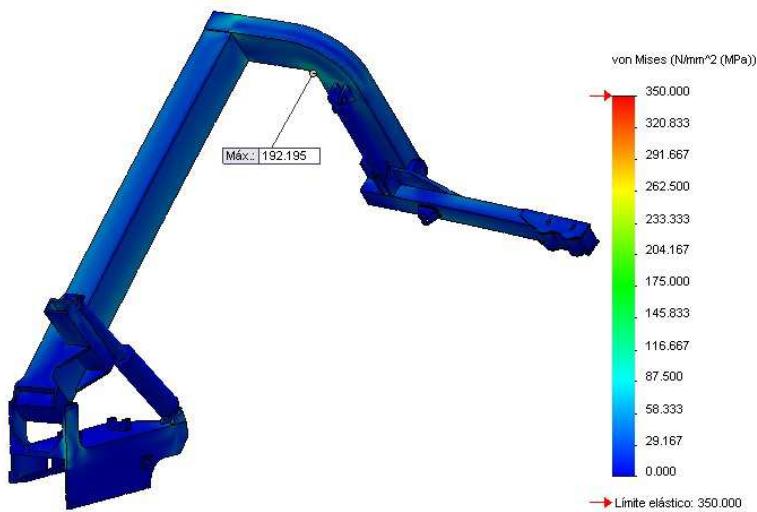


Figura 120: Distribución de Tensión Von Mises simulación 3

En la siguiente figura se muestra de manera detallada donde se produce la tensión máxima y la magnitud de la misma. (150 MPa).

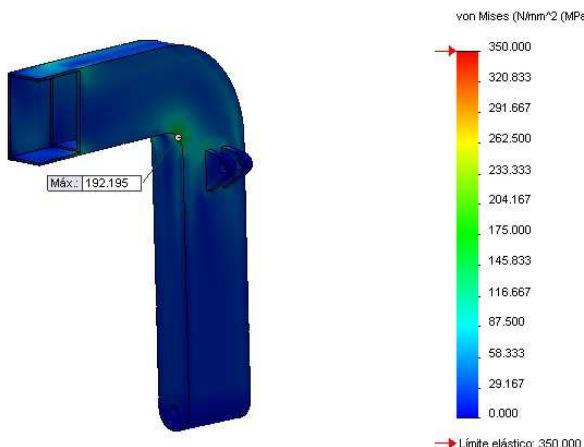


Figura 121: Tensión Von Mises máxima simulación 3

Desplazamientos

El área o zona de máximo desplazamiento sigue produciéndose en el extremo del “Porta-pinzas” ya que sobre dicha zona recae la trasmisión de la carga. El desplazamiento máximo tiene una magnitud de 16 mm.

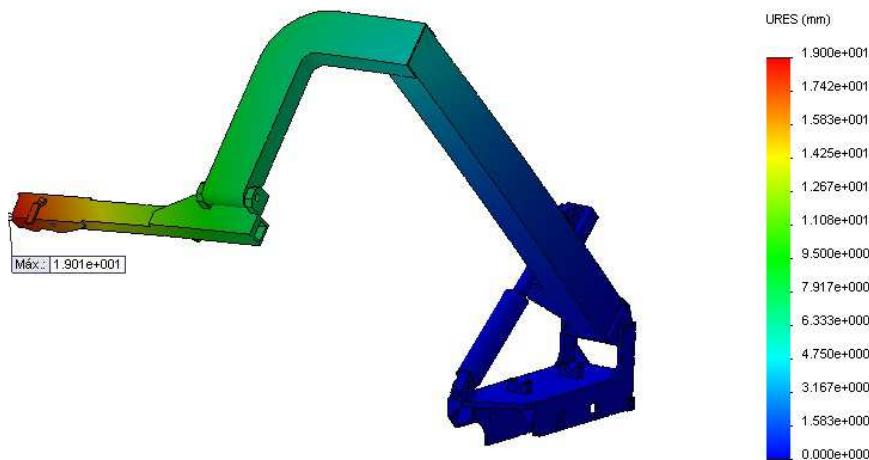


Figura 122: Distribución de desplazamientos simulación 3

Coeficiente de Seguridad

Puesto que la pieza que sufría mayores tensiones era “L-Mástil”, en dicha pieza se encontrará el punto en el cual el FDS del conjunto es mínimo, mientras que si observamos la imagen el resto del mecanismo posee un FDS de 5 ó superior.

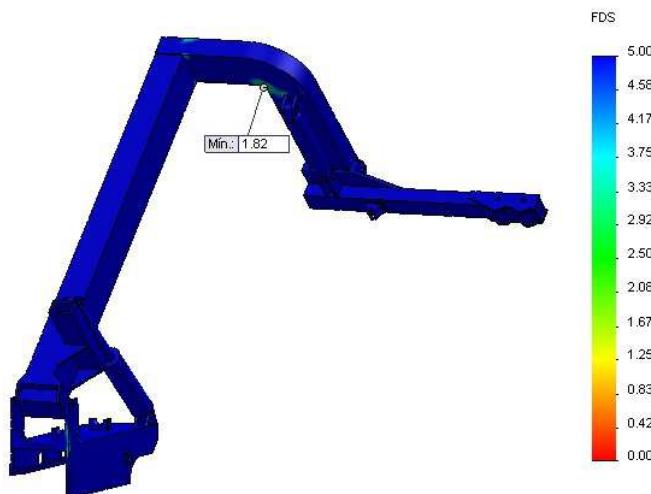


Figura 123: Distribución del FDS simulación 3

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

En la siguiente imagen se muestra el punto donde se produce el FDS mínimo y la magnitud del mismo con un valor de 2.32.

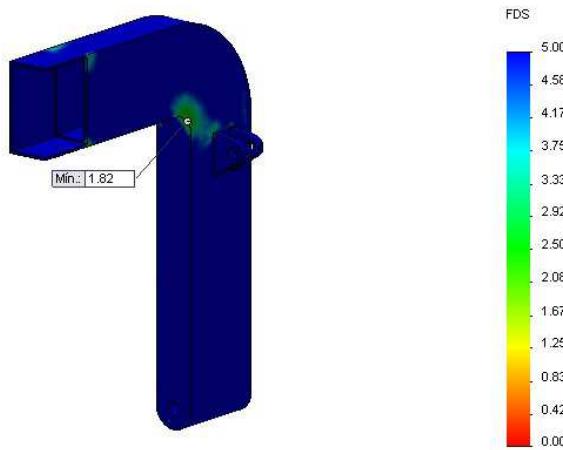


Figura 124: FDS mínimo simulación 3

Pasadores

Destacar que para esta nueva posición todos los pasadores del ensamblaje son capaces de soportar los esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos.

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza constante (N)	-3838.3	-21099	0	21446	Conector tipo Pasador-1
Fuerza axial (N)	0	0	5655.9	5655.9	Conector tipo Pasador-1
Momento flexor (N·m)	64.361	81.679	0	103.99	Conector tipo Pasador-1
Torsor (N·m)	0	0	7.2004e-011	7.2004e-011	Conector tipo Pasador-1
Fuerza constante (N)	-3931.2	9409.7	0	101.98	Conector tipo Pasador-2
Fuerza axial (N)	0	0	5870	5870	Conector tipo Pasador-2
Momento flexor (N·m)	-143.26	-73.236	0	160.9	Conector tipo Pasador-2
Torsor (N·m)	0	0	7.2662e-011	7.2662e-011	Conector tipo Pasador-2
Fuerza constante (N)	2609.2	4674.7	0	5353.6	Conector tipo Pasador-3
Fuerza axial (N)	0	0	982.91	982.91	Conector tipo Pasador-3
Momento flexor (N·m)	-2.3462	15.217	0	15.397	Conector tipo Pasador-3
Torsor (N·m)	0	0	7.639e-011	7.639e-011	Conector tipo Pasador-3
Fuerza constante (N)	5150.4	3095	0	6017.3	Conector tipo Pasador-4
Fuerza axial (N)	0	0	-997	-997	Conector tipo Pasador-4
Momento flexor (N·m)	5.9448	-13.622	0	14.862	Conector tipo Pasador-4
Torsor (N·m)	0	0	7.6659e-011	7.6659e-011	Conector tipo Pasador-4
Fuerza constante (N)	4552.7	-2620.1	0	5252.8	Conector tipo Pasador-5
Fuerza axial (N)	0	0	708.4	708.4	Conector tipo Pasador-5
Momento flexor (N·m)	1.7344	14.374	0	14.485	Conector tipo Pasador-5
Torsor (N·m)	0	0	7.7122e-011	7.7122e-011	Conector tipo Pasador-5
Fuerza constante (N)	3216.3	5149.6	0	6071.8	Conector tipo Pasador-6
Fuerza axial (N)	0	0	-694.31	-694.31	Conector tipo Pasador-6
Momento flexor (N·m)	27.478	-32.599	0	42.635	Conector tipo Pasador-6
Torsor (N·m)	0	0	7.5342e-011	7.5342e-011	Conector tipo Pasador-6
Fuerza constante (N)	10988	12820	0	16885	Conector tipo Pasador-7
Fuerza axial (N)	0	0	690.69	690.69	Conector tipo Pasador-7
Momento flexor (N·m)	-10.069	1.7117	0	10.213	Conector tipo Pasador-7
Torsor (N·m)	0	0	7.6816e-012	7.6816e-012	Conector tipo Pasador-7
Fuerza constante (N)	5254.9	1023.4	0	5363.5	Conector tipo Pasador-8
Fuerza axial (N)	0	0	-134.52	-134.52	Conector tipo Pasador-8
Momento flexor (N·m)	5.3963	-1.1391	0	5.5153	Conector tipo Pasador-8
Torsor (N·m)	0	0	7.6704e-012	7.6704e-012	Conector tipo Pasador-8

Figura 125: comprobación resistencia pasadores simulación 3

En función de los esfuerzos de cortadura que deben soportar los pasadores, el pasador nº 1 es el pasador más solicitado y soporta una resultante de 21446 N.

6.2.5. FUERZAS RESULTANTES EN LOS CILINDROS

Para comprobar si las fuerzas resultantes en los dos cilindros definidos en el mecanismo guardan cierta similitud a los resultados de los cálculos analíticos, se muestran a continuación los resultados mostrados por SolidWorks para cada una de las respectivas posiciones.

Primera posición: “Mástil” 0°

- Fuerza del cilindro principal: 20000 N
- Fuerza del cilindro secundario: 14100 N

Primera posición: “Mástil” 22.5°

- Fuerza del cilindro principal: 21100 N
- Fuerza del cilindro secundario: 13600 N

Primera posición: “Mástil” 45°

- Fuerza del cilindro principal: 21300 N
- Fuerza del cilindro secundario: 11100 N

Comparando los cálculos analíticos con estos resultados, destacar que se ha conseguido una muy buena aproximación de la resultante del cilindro principal, el cual trabaja en un intervalo de entre los 20000 N y 22000 N.

De lo contrario, la hipótesis empleada en los cálculos analíticos, según la cual despreciábamos la fuerza del cilindro secundario, no fue correcta ya que como podemos observar en las resultantes para cada una de las posiciones, este cilindro trabaja en un rango de entre 11000 N y 14000 N, fuerza considerable y por lo tanto a tener en cuenta.

Así pues gracias a la ayuda de la herramienta SolidWorks, nos ha permitido obtener estas conclusiones.

7. CONCLUSIONES

El objeto de este proyecto es la descripción, modelado y análisis de los componentes fundamentales de un sistema recolector lateral mono-brazo, lo cual se ha llevado a cabo satisfactoriamente.

Partiendo de la información proporcionada por la empresa E-Z Pack se ha deducido el funcionamiento de este tipo de sistema recolector. Antes de comenzar a realizar el modelado de las piezas que componen dicho sistema, hemos realizado una serie de cálculos analíticos en la posición que nos fuese más sencilla y que nos permitiesen pre dimensionar los componentes principales del sistema así como conocer las fuerzas que actúan sobre dichos componentes.

Realizado un estudio analítico de la máquina estableciendo las hipótesis de cálculo pertinentes, pasamos a modelar con el programa SolidWorks los elementos que componen el mecanismo a partir de las medidas obtenidas en el pre dimensionamiento. En algunos casos estas suposiciones o hipótesis quedan algo alejadas de la realidad que simula el programa, por lo que existen pequeñas variaciones entre los resultados obtenidos analíticamente y los obtenidos mediante SolidWorks. Destacar que estas diferencias son objeto de análisis en el proyecto.

El modelado en tres dimensiones del sistema recolector en el programa Solidworks, ha permitido realizar el análisis de resistencia y rigidez del sistema. Gracias a la herramienta del programa nos ha permitido conocer cuales son los puntos de mayor tensión de cada uno de los componentes. Destacar que se ha trabajado de manera que ninguna de las partes fundamentales del mecanismo posea un coeficiente de seguridad inferior a 1.5. Para verificar que todos los componentes del ensamblaje tienen la suficiente rigidez y resistencia para soportar todos los esfuerzos que pudieran estar presentes en el funcionamiento habitual de su vida útil, se han realizado tres estudios en tres posiciones diferentes del sistema (inicial, intermedia y final).

Realizado el primer estudio en la posición inicial se verifica que todos los componentes cumplen los criterios mínimos de resistencia. Para aquellos componentes que no cumplan dichos requisitos se realizan modificaciones oportunas en los mismos.

CARACTERIZACIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS CAD-CAE DE UN SISTEMA RECOLECTOR LATERAL MONOBRAZO

Realizadas dichas modificaciones se realiza el siguiente estudio teniendo en cuenta las modificaciones realizadas y así sucesivamente. De este modo el sistema recolector cumplirá los requisitos mínimos de resistencia para todas las posiciones de su recorrido.

Gracias a la utilización de la herramienta Solidworks podemos concluir que a la hora de realizar un proyecto en el cual se diseñe una máquina, no solo es necesario realizar los cálculos analíticos sobre el papel, sino que además es necesario complementar dichos cálculos con estudios de simulación realizados con ayuda de un software. También será de gran ayuda la experiencia práctica así como datos experimentales.

8. BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía consultada para la realización de este proyecto es muy amplia y variada, incluye apuntes tomados durante la carrera, catálogos de fabricantes, prontuarios, libros técnicos y páginas webs. A continuación se enumeran todos ellos:

- Apuntes:
 - Diseño de máquinas impartida por Paula María Canalí Martínez.
 - Asignatura de Oficina Técnica impartida por Marcos Pueo Arteta
 - Guion de prácticas del grado de mecánica impartidas por Paula María Canalí Martínez, para la simulación de los modelos mediante la aplicación "Simulation" de SolidWorks.
 - Apuntes de la asignatura elasticidad y resistencia de materiales impartida por José David Bel Cacho.
- Catálogos técnicos:
 - Catálogo funcionamiento técnico y mantenimiento proporcionado por la empresa norteamericana "Ezpacktrucks".
- Páginas Webs:
 - www.solidworks.es
 - www.ezpacktrucks.com
 - www.heil.com
 - www.kannmfg.com
 - www.ecoeeusa.com
 - www.youtube.com