

Memoria

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN SISTEMA BASCULANTE PARA UN CAMIÓN VOLQUETE

CALCULATION AND DESIGN OF A TIPPING SYSTEM FOR
A DUMP TRUCK

Autor

Marcos Lasobras Arenaz

Directores

Paula Canalís Martínez

Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2023/2024

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN SISTEMA BASCULANTE PARA UN CAMIÓN VOLQUETE

RESUMEN

Para la realización del Trabajo de Final de Grado se va a partir de un documento audiovisual en el que se muestra el sistema basculante a diseñar en diferentes apartados y cuyo objetivo es la creación un diseño funcional que pueda ser utilizado como material didáctico en la asignatura de Cálculo de Elementos de Máquinas, profundizando en conceptos de diseño mecánico y uso de herramientas como Solidworks.

A continuación, se va a exponer un breve resumen de los **diversos apartados** en los que se divide el Trabajo de Fin de Grado:

- 1) Realización de la **reforma** del vehículo para obtener la **carga máxima** transportable
- 2) Establecer mediante el programa *Engineering Equation Solver* (en adelante EES) un cálculo analítico mediante una **hipótesis posicional y de dimensionamiento de componentes** en posición inicial y final de la descarga de la caja

-
- 3) **Obtención de las reacciones en las uniones** entre componentes en posición inicial y final mediante diagramas de fuerza y EES con cálculos analíticos
 - 4) **Modelización de las piezas** del conjunto y posterior **ensamblaje** en Solidworks
 - 5) Realización de una **animación** y un **estudio de movimiento** del ensamblaje en Solidworks Motion
 - 6) **Dimensionamiento** del **cilindro**, **pasadores** y **piezas** del ensamblaje

El **resultado final** del Trabajo de Fin de Grado es un diseño de un **sistema** basculante de tijera **plenamente funcional** y que sea **capaz de soportar los esfuerzos realizados en la descarga** del mismo. Además, durante el diseño **se realizará un análisis de mejora** mediante reducción de material en secciones no sometidas a esfuerzos significativos.

ÍNDICE

1) INTRODUCCIÓN.....	6
1.1) Objetivos del TFG.....	6
1.2) Metodología y Cronograma.....	8
2) REFORMA DEL VEHÍCULO.....	13
3) POSICIÓN Y DIMENSIONES DE COMPONENTES.....	16
4) REACCIONES EN LAS UNIONES.....	27
5) DIMENSIONAMIENTO FINAL Y ANÁLISIS DE MEJORA.....	39
5.1) Fuerza del cilindro y reacciones en pasadores.....	43
5.2) Diseño del cilindro hidráulico.....	62
5.3) Cálculo de los pasadores.....	69
5.4) Cálculo de la sección del empotramiento.....	85
5.5) Comprobación del pandeo en el brazo inferior.....	102
5.6) Optimización del brazo superior.....	104
6) ENSAMBLAJE FINAL.....	108
7) CONCLUSIONES.....	122
8) BIBLIOGRAFÍA.....	124

1) INTRODUCCIÓN

1.1) Objetivos del TFG

Se aborda el **cálculo y diseño** de un **sistema basculante de tijera** para un camión volquete en el que se pone en práctica los conocimientos adquiridos durante el Grado en Ingeniería Mecánica, más concretamente de las asignaturas específicas de cálculo y diseño de maquinaria y vehículos. Se analizarán los esfuerzos sobre los distintos componentes mecánicos, se dimensionarán y posteriormente se analizará el comportamiento del mecanismo para acabar ajustando el diseño mediante herramientas CAD. Se busca realizar un **diseño funcional** y completamente operativo **a partir de modelos existentes** y un **estudio** exhaustivo de su **funcionamiento** en la medida de lo posible.

El principal **objetivo** propuesto es la profundización en ámbitos imprescindibles en la Ingeniería Mecánica como diagramas de fuerza, dimensionamiento de componentes mecánicos y la utilización de la herramienta de diseño Solidworks en profundidad.

Con la realización de este Trabajo Final de Grado se pretende **profundizar** en conceptos del ámbito del **diseño mecánico de piezas** y componentes, además de **adquirir** mayor **conocimiento** y destreza **en herramientas de diseño por ordenador** como **Solidworks** o **cálculo analítico** como **EES**. Para ello, se va a trabajar de manera conjunta y bajo supervisión del director del TFG realizando cálculos analíticamente que corroboren los resultados obtenidos en los diversos estudios y sistemas de ecuaciones parametrizados realizados por ordenador.

Además, el proyecto guarda una **estrecha relación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible y sus Metas**, ya que se considera de vital importancia caminar hacia un mundo mejor para todos.

Estos son los objetivos que se intentan abordar relacionados con ODS dentro del TFG:

Objetivo	Explicación
9	Construir infraestructuras resilientes, promover la industrialización inclusiva y sostenible y fomentar la innovación
9.1	Desarrollar infraestructuras fiables, sostenibles, resilientes y de calidad, incluidas infraestructuras regionales y transfronterizas, para apoyar el desarrollo económico y el bienestar humano, haciendo especial hincapié en el acceso asequible y equitativo para todos
9.2	Promover una industrialización inclusiva y sostenible y, de aquí a 2030, aumentar significativamente la contribución de la industria al empleo y al producto interior bruto, de acuerdo con las circunstancias nacionales, y duplicar esa contribución en los países menos adelantados

Tabla 1. Objetivos de Desarrollo Sostenible abordados en el proyecto

1.2) Metodología y Cronograma

Para la realización del TFG se emplean herramientas como **Solidworks** para **diseñar tanto los componentes como el ensamblaje** final del sistema basculante o **EES** para la **parametrización de todo el conjunto**.

El TFG abarca diversas fases que se ejecutan de manera cronológica:

- Realización de la **reforma** del vehículo para obtener la **carga máxima** transportable
- Establecer mediante el programa EES una **hipótesis posicional y de dimensionamiento de componentes** en posición inicial y final de la descarga de la caja
- **Obtención de las reacciones en las uniones** entre componentes en posición inicial y final de manera teórica y en EES
- **Creación de las piezas** del conjunto y posterior **ensamblaje** en Solidworks
- Realización de una **animación** y un **estudio de movimiento** del ensamblaje en Solidworks Motion
- **Dimensionamiento** del **cilindro, pasadores y piezas** del ensamblaje

Primeramente, se va a **partir de diversos modelos** de camión volquete con sus respectivos sistemas basculantes para la elevación de la carga e inclinación de la caja contenedora y se va a **decidir qué mecanismo estudiar** (se encuentra de manera detallada en el Anexo N°1 en el cual se consideran varias soluciones).

Una vez contempladas todas las posibilidades, **se decide** realizar el cálculo y diseño del **mecanismo de accionamiento de tijera** como caso de estudio del TFG.

A continuación, se muestran dos imágenes del proceso de descarga de un camión volquete con mecanismo de tijera:



Figuras 1 y 2. Actuación del sistema basculante de tijera en un modelo real

Este **mecanismo de elevación de tijera**, más complejo en comparación con otros contemplados a la hora de buscar casos de estudio, presenta las siguientes **ventajas**:

- **Estabilidad mejorada:** Los sistemas basculantes de tijera suelen proporcionar una mayor estabilidad, especialmente en aplicaciones que requieren levantar cargas pesadas o proporcionar soporte estructural.

-
- **Capacidad de elevación:** Estos sistemas están diseñados para proporcionar una mayor capacidad de elevación en comparación con otros mecanismos simples. Esto los hace ideales para aplicaciones donde se necesita levantar objetos pesados de manera segura y eficiente.
 - **Amplio rango de movimiento:** La configuración de tijera permite un amplio rango de movimiento, lo que puede ser útil en una variedad de aplicaciones, desde plataformas elevadoras hasta sillas de ruedas y mesas ajustables en altura.
 - **Distribución de carga:** La estructura en forma de tijera distribuye la carga de manera más uniforme, lo que puede ayudar a reducir el estrés en los componentes individuales y mejorar la durabilidad del sistema en general.
 - **Seguridad:** Los sistemas basculantes de tijera están diseñados con características de seguridad integradas, como mecanismos de bloqueo y sistemas de control de velocidad, que garantizan un funcionamiento seguro en todo momento.

Una vez seleccionado el método basculante, se realiza un **croquizado** de todos los componentes en 2D **en función de las características técnicas del vehículo** seleccionado, un MAN TGS 26.400, y **se busca documentación referida al RGV** (Reglamento General de Vehículos) para poder **comprobar que la distribución de pesos por ejes cumple con la normativa vigente** de Masa Máxima Autorizada y Masa Máxima por Eje.

Tras asegurar que cumple con la normativa, se realiza una **primera hipótesis posicional y dimensional analítica** de los componentes del sistema basculante **refrendada por** ecuaciones parametrizadas en **EES**, las cuales permiten hallar las posiciones de las piezas que forman el mecanismo tanto para su posición inicial con la caja en estado horizontal como para su posición final, en el que la caja se encuentra con una inclinación de 45° respecto a la horizontal. El EES únicamente resuelve las ecuaciones planteadas y no realiza simulaciones. A partir de los resultados obtenidos en EES, se debe comprobar si la geometría es correcta para las posiciones inicial y final del diseño, en función de los ángulos y dimensiones de los componentes del ensamblaje.

Es necesario contemplar para el diseño las posiciones de inicio y fin, además de alguna intermedia, ya que es posible que algún elemento pueda colisionar con otro durante el movimiento del sistema.

A continuación, **se plantea el cálculo analítico que posteriormente resuelve el EES de las reacciones entre uniones** del movimiento basculante correspondientes a los instantes inicial y final del movimiento. De esta manera, **se puede obtener una primera estimación de la fuerza necesaria en el cilindro para comenzar la elevación de la carga o las fuerzas de reacción entre los distintos elementos** del conjunto para, presumiblemente, los momentos más desfavorables del proceso de descarga de la caja.

Paralelamente a esto, se han de ir diseñando y modificando cada una de las piezas y sus posiciones y/o ángulos de actuación, debido a que al realizar un cambio en uno de los componentes este puede conducir a modificaciones en otras piezas consecutivas en el sistema. Una vez diseñados todos los componentes por separado **se procede a**

realizar el ensamblaje desde Solidworks para, posteriormente y con el apartado Solidworks **Motion**, **realizar tanto la animación como el estudio de movimiento**. Esto va a permitir **graficar la trayectoria descrita por los componentes del mecanismo y fuerzas de reacción en las uniones en función del tiempo**.

Por último, una vez obtenidas las gráficas de esfuerzos existe la posibilidad de corregir el diseño de ciertos componentes para la optimización de recursos o el refuerzo de secciones más críticas. Además, **se procede a diseñar el cilindro hidráulico impulsor, los pasadores de las uniones y el rediseño de ciertas piezas del conjunto**.

2) REFORMA DEL VEHÍCULO

Para realizar el cálculo y diseño del sistema basculante se va a partir de un conjunto de **cabina y chasis MAN TGS 26.400** y, a partir de datos obtenidos de la ficha técnica del vehículo, **se ha elaborado un croquis** (con cotas en mm) del mismo:

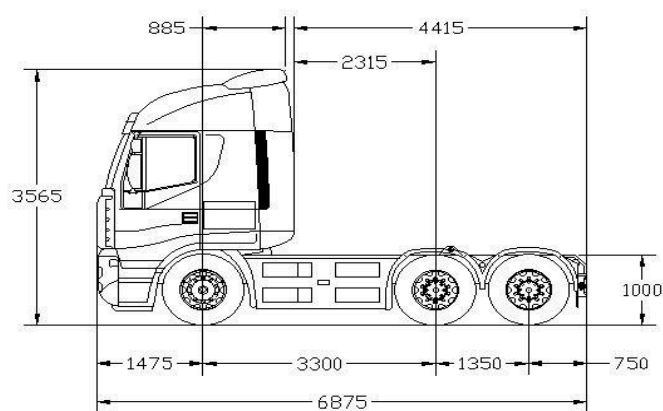


Figura 3. Croquis de cabina y chasis

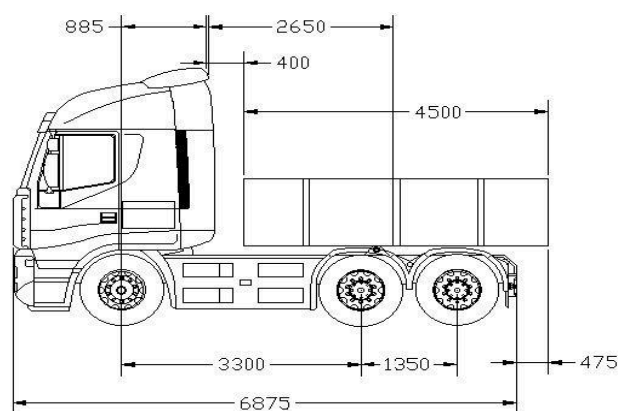


Figura 4. Croquis de cabina, chasis y caja

Además, se parte también de una **caja de 4.5m de longitud** cuya colocación requiere que esté **a 400mm de la cabina**.

Según las condiciones de diseño, se busca operar con una **carga máxima de 12000 Kg** que esté distribuida como carga lineal a lo largo de la caja.

En el Anexo N°2 aparecen de manera detallada los **cálculos realizados que verifican** que **el diseño** que se quiere llevar a cabo es posible y cumple con la normativa vigente

según el Reglamento General de Vehículos. De ahí se obtiene la siguiente tabla a modo de comprobación:

	Eje 1	Eje 2	Eje 3	Conjunto Trasero	TOTAL
TARA	5.925	4.500	2.445	6.945	12.945
Pasajeros	75	0	0	0	75
Carga	933	6.698	4.369	11.067	12.000
Total	6.933	11.198	6.814	18.012	25.020
MMA	7.000	11.500	7.500	19.000	26.000

Tabla 2. Comprobación de la reforma del camión volquete

Tras sumar el conjunto de taras y cargas para cada eje del conjunto se puede corroborar que ningún eje presenta sobrecarga en el diseño y, por tanto, el diseño es válido y no es necesario aplicar métodos correctivos como la reasignación de taras o la saturación de ejes.

El siguiente paso a la hora de realizar la reforma del vehículo es el **diseño de una caja** que **permita alojar la carga** de 12.000 Kg (según el Anexo N°2) en su interior **compuesta por grava y arenas compactas** propia de una obra, cuya **densidad** es de **2000 Kg/m³**.

Las dimensiones de la caja van a ser las siguientes:

- 4,5 m de longitud (l)
- 2,49 m de anchura (b)
- 0,6 m de altura (h)

$$Volumen\ Caja = l * b * h$$

$$Volumen\ Caja = 4,5 * 2,49 * 0,6 = 6,72\ m^3$$

$$Carga\ Máxima = 6,72 * 2.000 = 13.446\ Kg \geq 12.000\ Kg$$

Mediante estas ecuaciones se comprueba que la caja es capaz de almacenar la carga que se quiere transportar y elevar para este caso de estudio concreto.

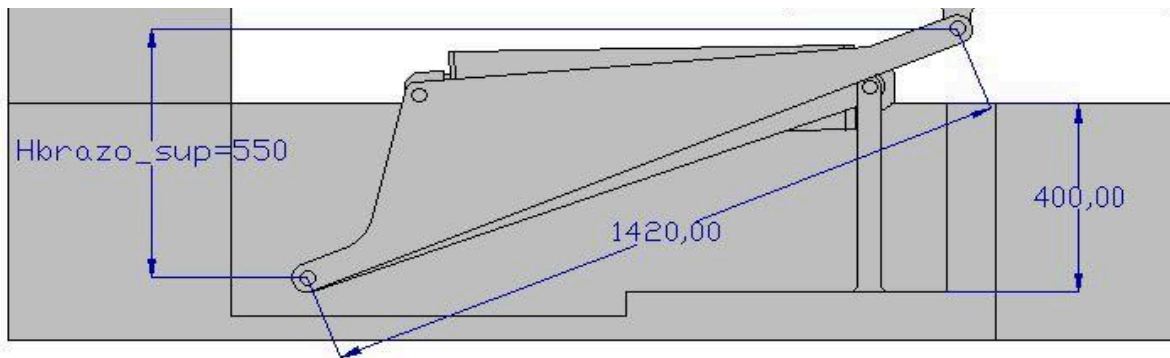
3) POSICIÓN Y DIMENSIONES DE COMPONENTES

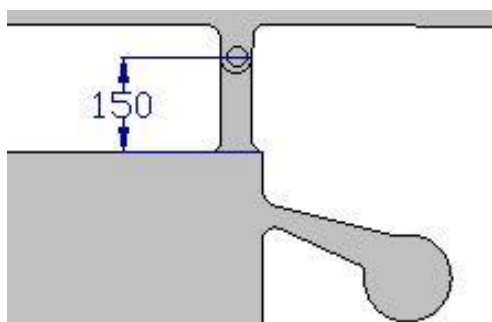
En el Anexo N°3 se introducen los componentes del ensamblaje y la forma de obtener las dimensiones de los mismos.

Caracterización del sistema basculante

Posición Inicial

- Definición de la altura de brazo superior, altura de soporte trasero y nicho (hueco necesario en el bastidor para alojar los elementos del sistema basculante).





Figuras 5 y 6. Dimensiones de nicho, soporte trasero y brazo superior

$L_{\text{Brazo sup}}$	1.420 mm
H_{Nicho}	400 mm
$H_{\text{Soporte trasero}}$	150 mm
$H_{\text{Brazo sup}}$	550 mm

Tabla 3. Dimensiones de nicho, soporte trasero y brazo superior

- Definición del ángulo θ y del brazo superior a partir de nicho

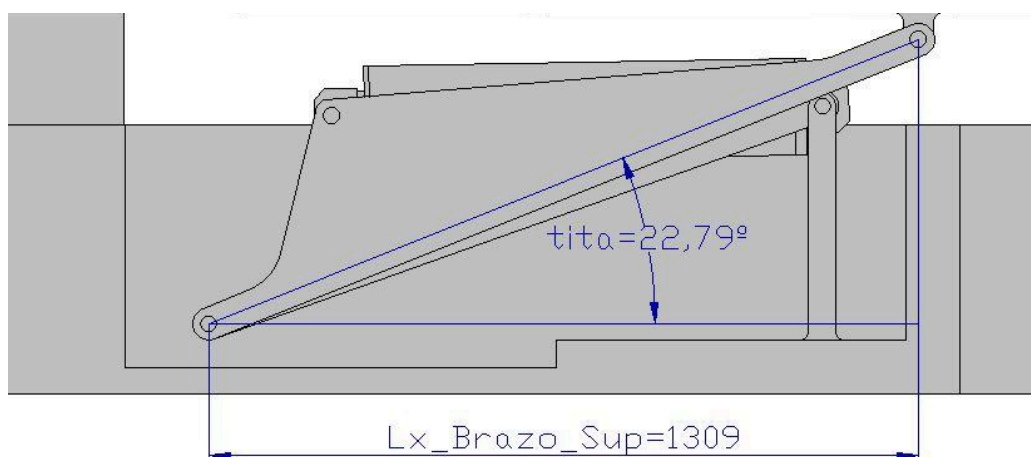


Figura 7. Dimensiones del brazo superior

θ	22,79°
$Lx_{\text{Brazo sup}}$	1.309 mm

Tabla 4. Dimensiones del brazo superior

- Cálculo de la altura máxima del sistema basculante

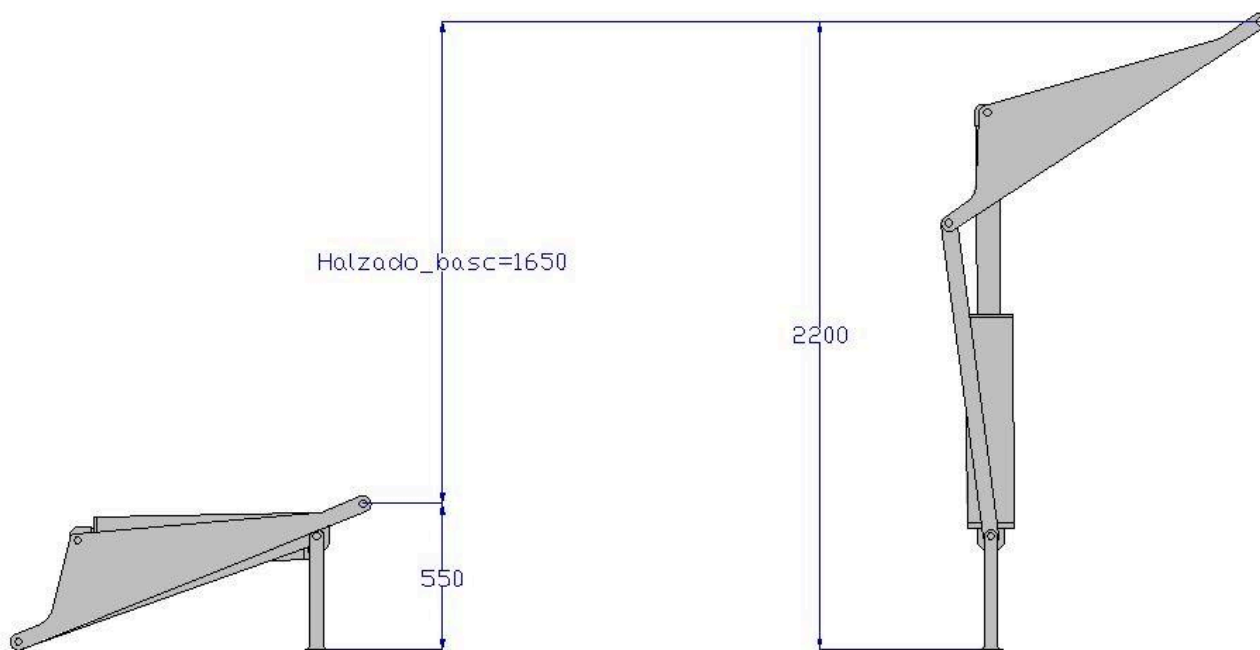
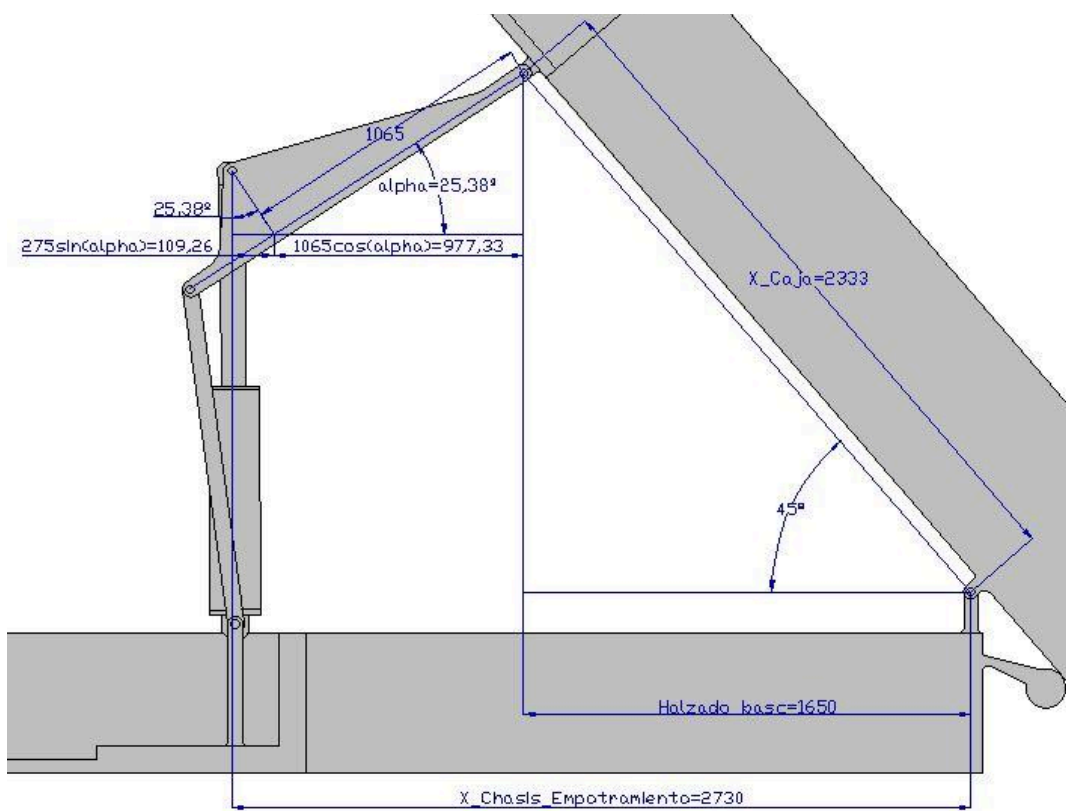
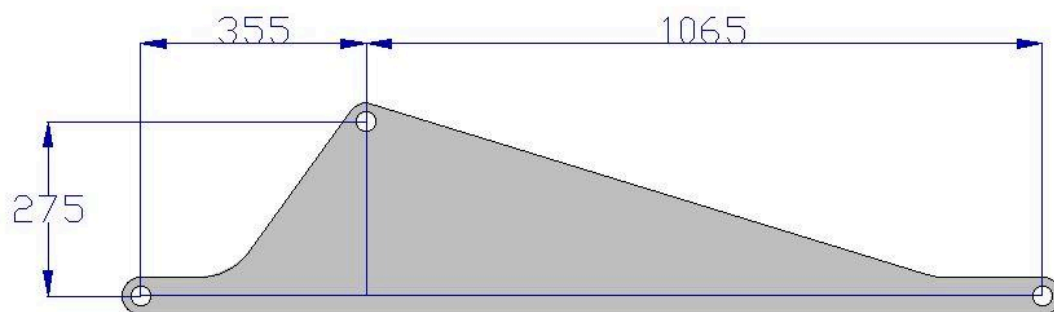


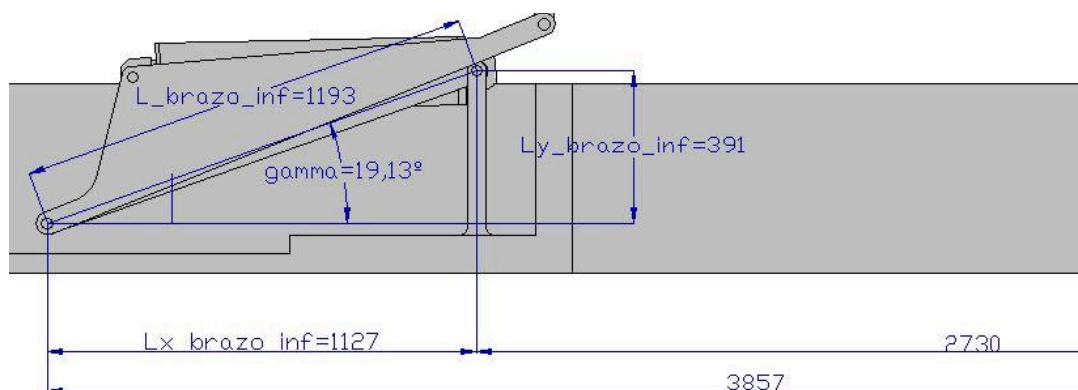
Figura 8. Altura máxima del sistema basculante

H_{i_Basc}	550 mm
H_{f_Basc}	2.200 mm
H_{alzado_Basc}	1.650 mm

Tabla 5. Dimensiones del sistema basculante

- Definición del brazo inferior, brazo superior y caja.





Figuras 9, 10 y 11. Dimensiones del brazo inferior, brazo superior y caja

X_{Caja}	2.333 mm
$Dist_{Cilindro-Brazo\ sup}$	1.065 mm
$Dist_{Cilindro-Brazo\ inf}$	355 mm
$X_{Chasis\ empotramiento}$	2.730 mm
$Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil}$	275 mm
$Y_{Union\ cil}$	391 mm
$X_{Cilindro-Brazo\ inf}$	327,3 mm
$Li_{Cilindro}$	800 mm

$X_{Union\ brazos}$	3.857 mm
$Lx_{Brazo\ inf}$	1.127 mm
$Ly_{Brazo\ inf}$	391 mm
γ	19,13°
$L_{Brazo\ inf}$	1.193 mm

Tabla 6. Dimensiones del brazo inferior, brazo superior y caja

- Definición del apoyo trasero

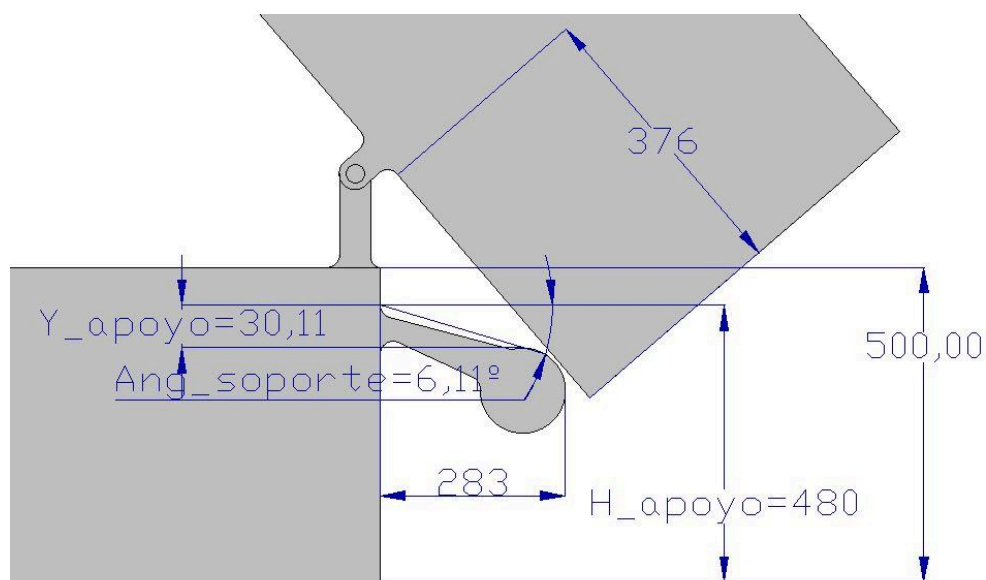


Figura 12. Dimensiones del apoyo trasero

L_{Apoyo}	283 mm
$L_{Caja\ tras\ soporte}$	376 mm
$H_{Bastidor}$	500 mm
H_{Apoyo}	480 mm
Y_{Apoyo}	30,11 mm
$Ang_{Soporte}$	6,11°

Tabla 7. Dimensiones del apoyo trasero

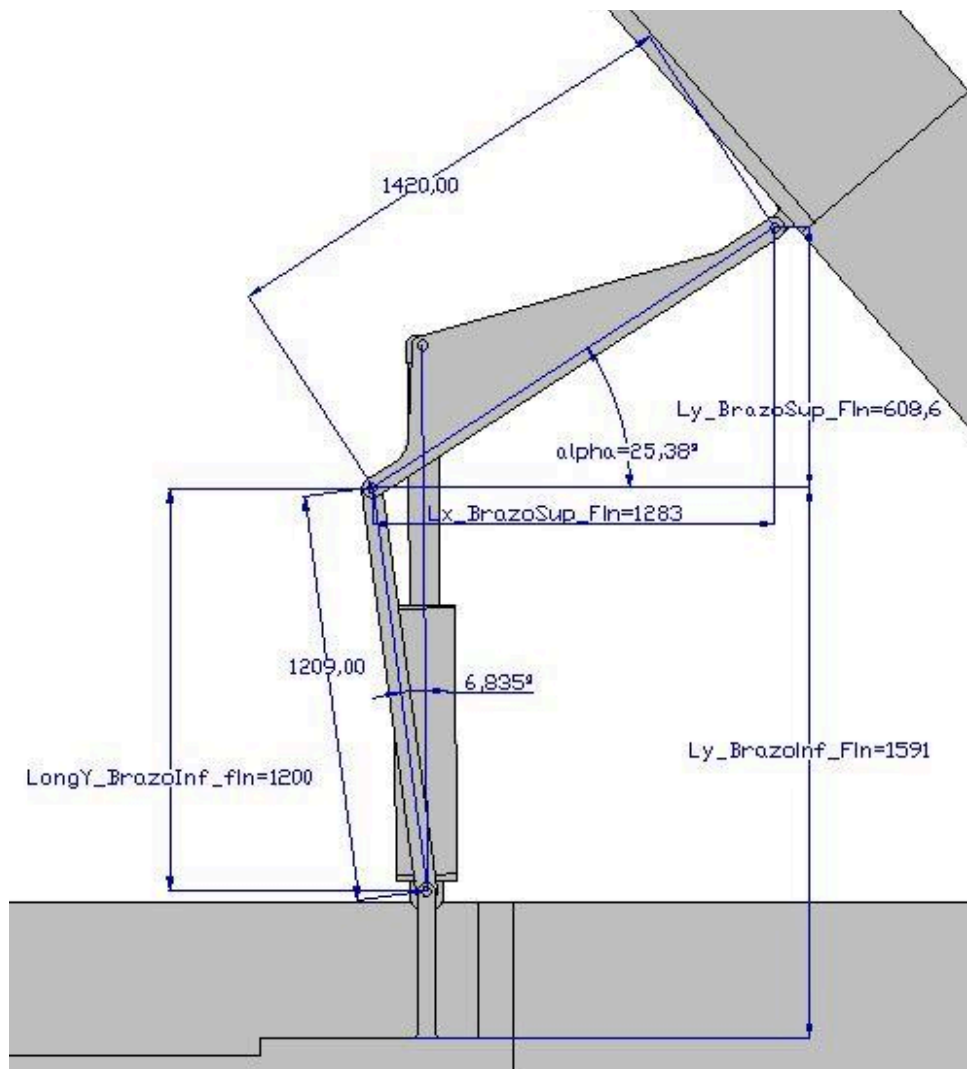
- Definición del cilindro hidráulico y el bastidor

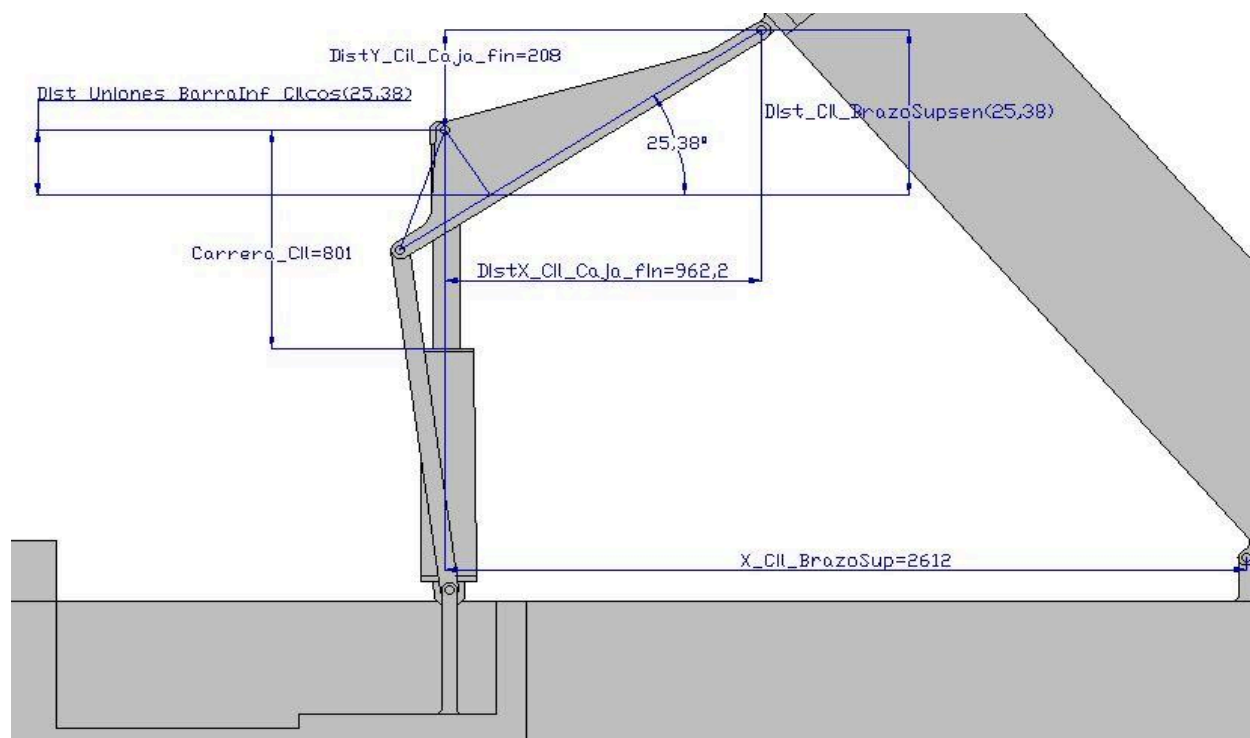
$Y_{Art\ Cilindro}$	391 mm
---------------------	--------

Tabla 8. Dimensiones del cilindro hidráulico

Posición Final

- Definición de la posición final en función del ángulo α





Figuras 13 y 14. Dimensiones de la posición final

$Long_{Brazo\ inf}$	1.209 mm
$LongY_{Brazo\ inf\ fin}$	1.200 mm
$Ly_{Brazo\ inf\ fin}$	1.591 mm
$Ly_{Brazo\ sup\ fin}$	608,6 mm
γ_{fin}	6,835°

α	25,38°
$Lx_{\text{Brazo sup fin}}$	1.283 mm
$DistY_{\text{Cilindro-Caja fin}}$	208 mm
$Carrera_{\text{Cil}}$	801 mm
$DistX_{\text{Cilindro-Caja fin}}$	962,2 mm
$X_{\text{Cilindro-Brazo sup}}$	2.612 mm

Tabla 9. Dimensiones de la posición final

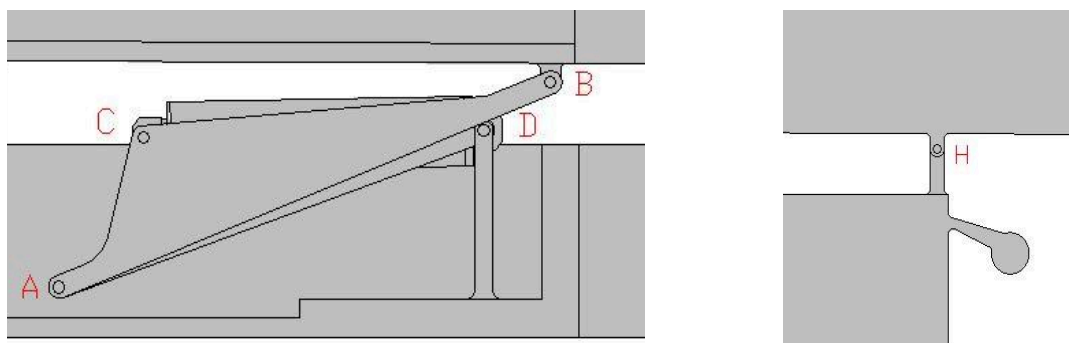
4) REACCIONES EN LAS UNIONES

El objetivo de este apartado es obtener las reacciones en las uniones para la posición inicial y final del conjunto. Para ello, se han tenido que obtener las dimensiones de cada pieza y del conjunto, tal y como se muestra en el anterior apartado de la memoria; una vez se tiene esto claro y definido se puede proceder a plantear los diagramas de fuerzas para posteriormente, y mediante cálculo analítico, obtener los valores de las reacciones en el mecanismo, que serán comparados con los valores obtenidos en la simulación numérica realizada en Solidworks.

En el Anexo N°4 se definen con precisión las incógnitas empleadas y se enumeran las ecuaciones introducidas en EES para su resolución.

Posición Inicial

Mediante las siguientes figuras es posible la correcta identificación de las diferentes uniones articuladas y su correspondiente designación a la hora de definir incógnitas y plantear las ecuaciones.



Figuras 15 y 16. Designación de las uniones articuladas del sistema basculante

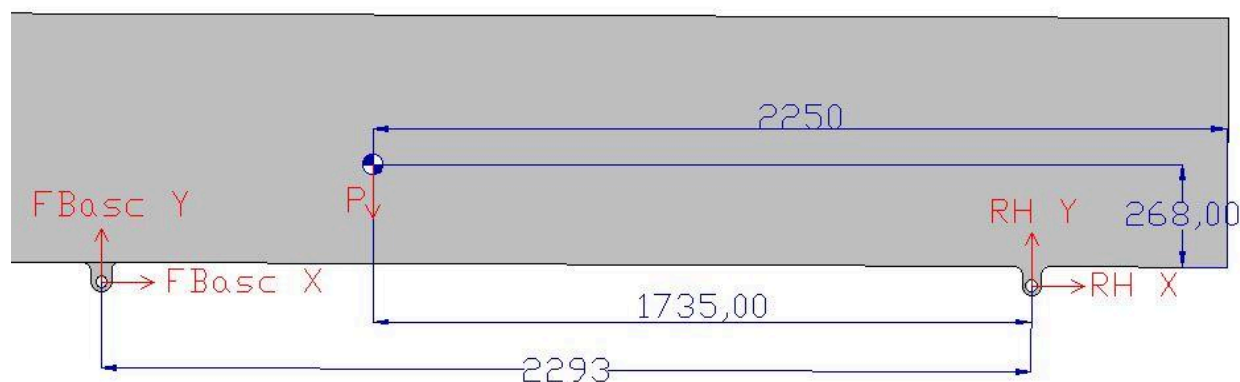


Figura 17. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en la caja para la posición inicial

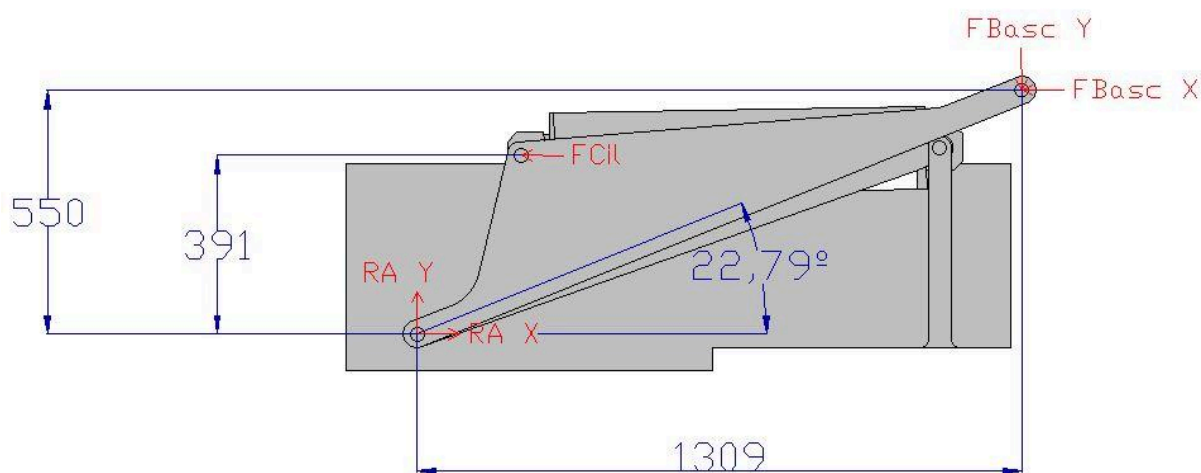


Figura 18. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el brazo superior para la posición inicial

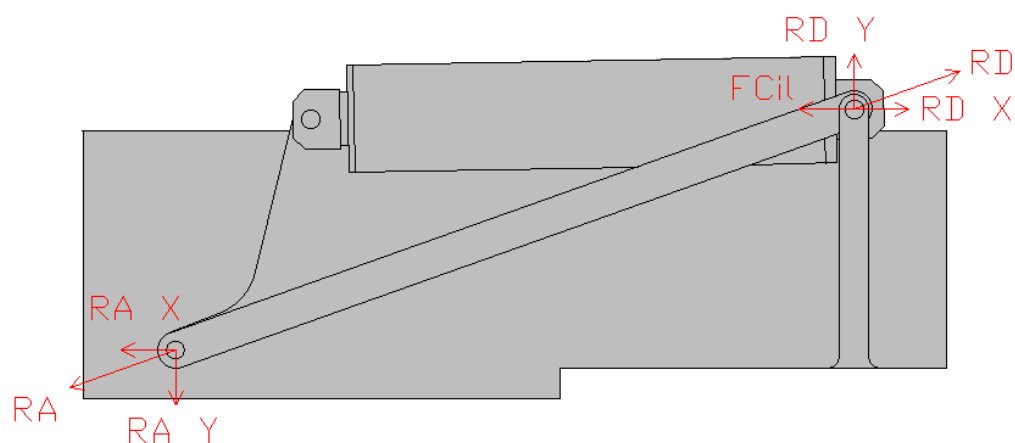


Figura 19. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el brazo inferior para la posición inicial

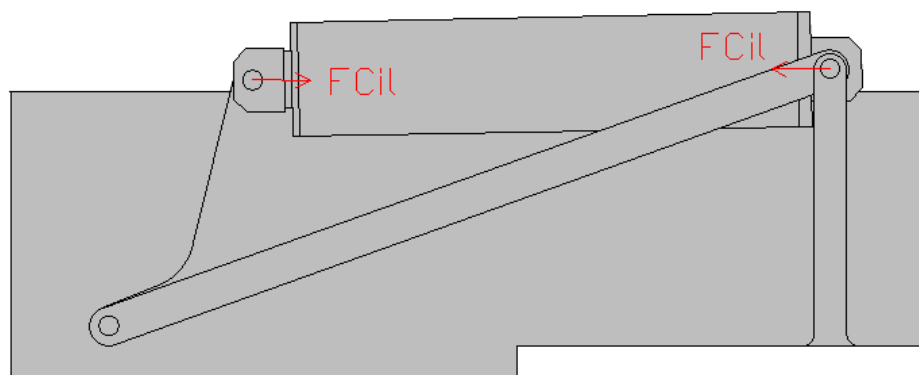


Figura 20. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el cilindro hidráulico para la posición inicial

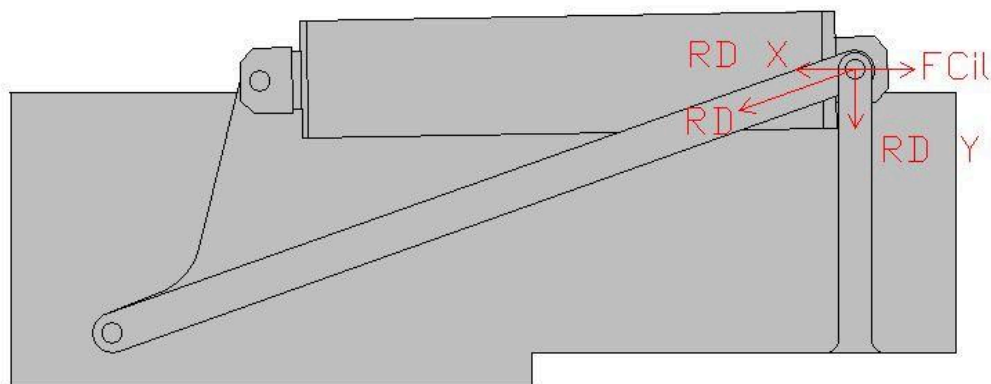


Figura 21. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en la orejeta de la unión del empotramiento delantero del bastidor para la posición inicial

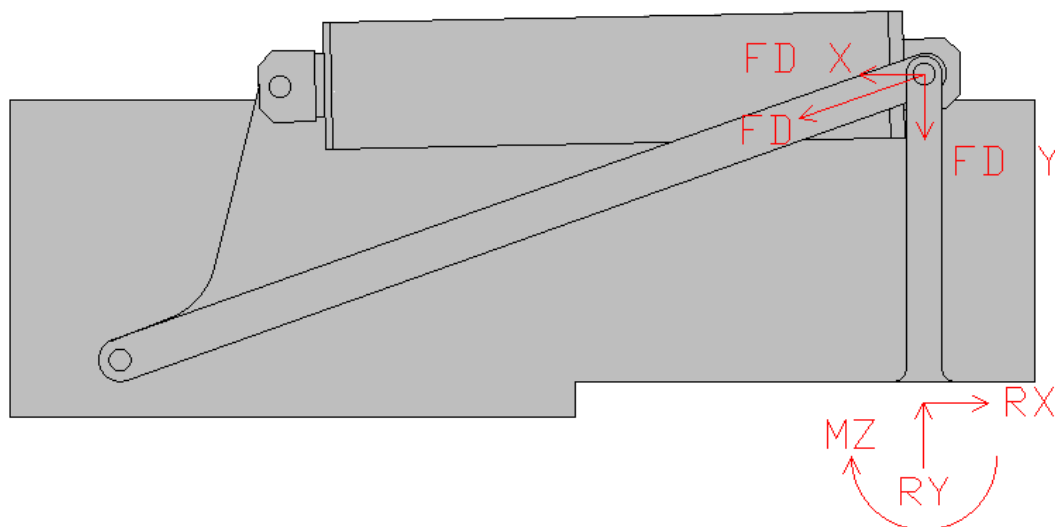


Figura 22. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el empotramiento delantero del bastidor para la posición inicial

$Peso\ total$	130.830 N
$FBasc_x$	113.234 N
$FBasc_y$	98.973 N
$FBasc$	150.391 N
RH_x	-113.234 N
RH_y	31.857 N
RH	117.630 N
$FCil_{ini}$	172.090 N
RA_x	285.324 N
RA_y	98.973 N
RA	302.002 N
$DistY_{Cil-Caja}$	159 mm
RD_x	285.324 N
RD_y	98.973 N

RD	302.002 N
FD_x	-113.234 N
FD_y	98.973 N
FD	150.391 N

Tabla 10. Resultados de las fuerzas iniciales obtenidas en EES

Posición Final

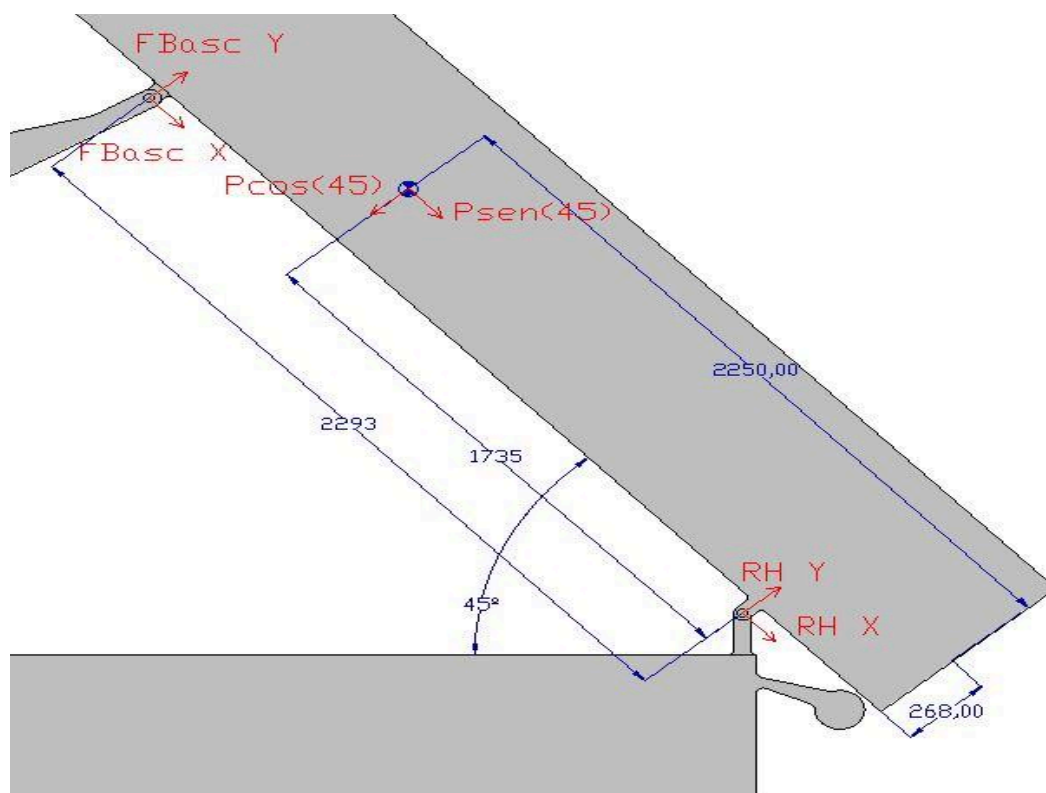


Figura 23. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en la caja para la posición final

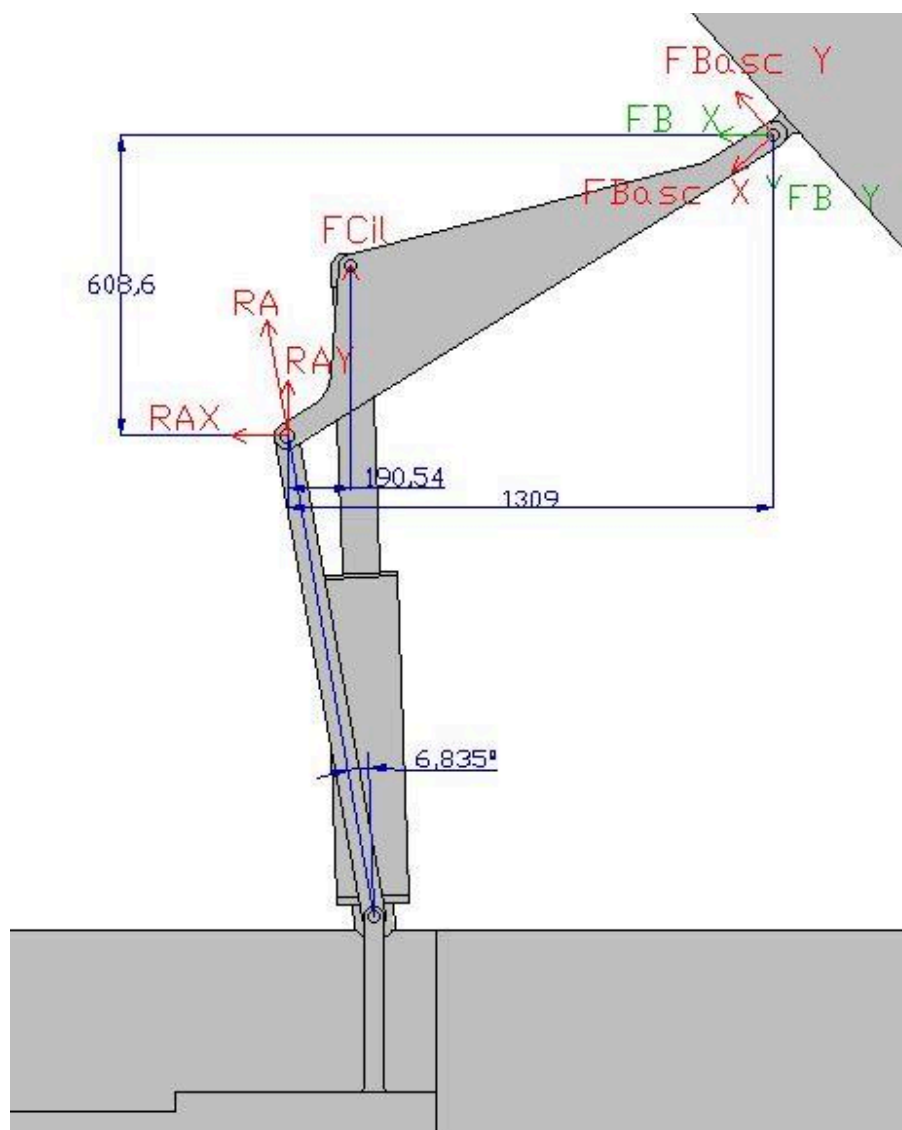


Figura 24. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el brazo superior para la posición final

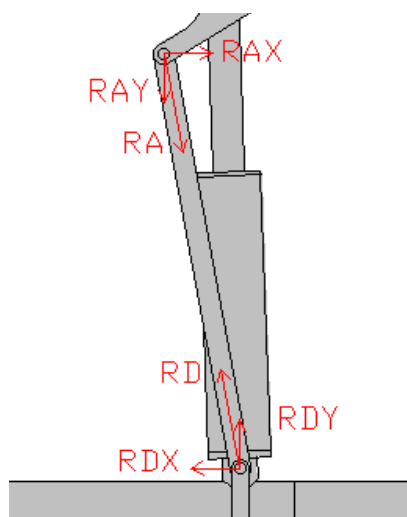


Figura 25. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el brazo inferior para la posición final

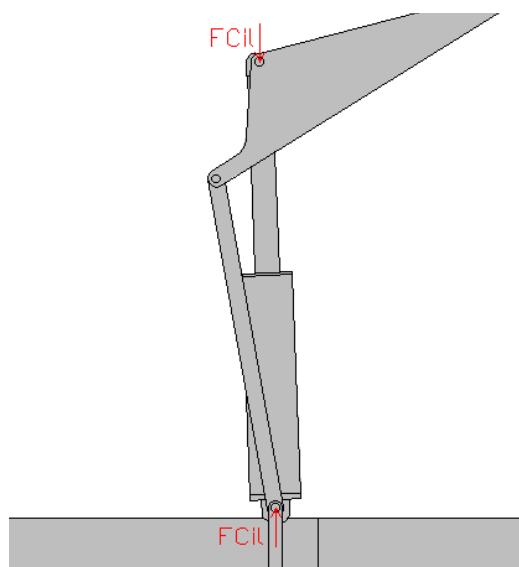


Figura 26. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el cilindro hidráulico para la posición final

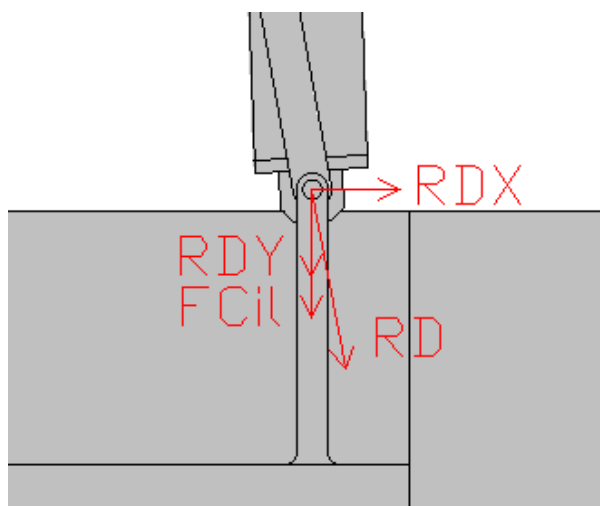


Figura 27. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en la orejeta de la unión del empotramiento delantero del bastidor para la posición final

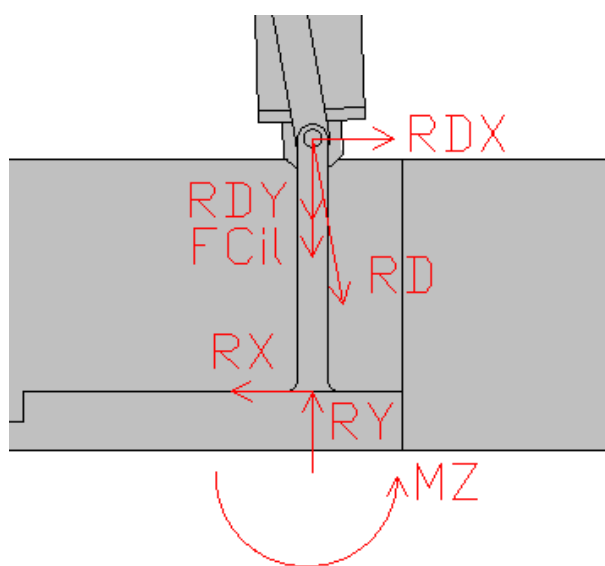


Figura 28. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el empotramiento delantero del bastidor para la posición final

$Peso\ final$	130.830 N
$DistX_{Cil-Union\ brazos}$	190,5 mm
$FBasc_{x\ fin}$	-19.889 N
$FBasc_{y\ fin}$	59.186 N
$FBasc_{fin}$	62.438 N
$RH_{x\ fin}$	-72.622 N
$RH_{y\ fin}$	33.325 N
RH_{fin}	79.903 N
FB_x	27.787 N
FB_y	55.914 N
FB_{fin}	62.438 N
$FCil_{Fin}$	287.742 N
$RA_{x\ fin}$	-27.787 N

RA_{Yfin}	-231.828 N
RA_{fin}	233.487 N

Tabla 11. Resultados de las fuerzas finales obtenidas en EES

En el siguiente apartado de la memoria se emplea SolidWorks para diseñar las piezas del mecanismo de acuerdo a las operaciones realizadas en EES. Sin embargo, al no ser un fiel reflejo de la realidad, **algunas dimensiones de las piezas van a cambiar** y, por consiguiente, **tanto las piezas como las posiciones de inicio y final del accionamiento también van a ser distintas**, tal y como se puede apreciar en el Anexo N°5.

En el último apartado de las **conclusiones** se detallarán los **problemas surgidos al realizar el proyecto y mejoras** que podrían haber evitado el cambio de dimensiones al pasar de una herramienta teórica a otra de diseño gráfico por ordenador.

5) DIMENSIONAMIENTO FINAL Y ANÁLISIS DE MEJORA

Dentro de este apartado de la memoria se van a obtener los resultados de la simulación numérica de las reacciones en las uniones articuladas y la fuerza del cilindro hidráulico del sistema basculante de tijera, cuyos valores máximos son críticos a la hora de diseñar los componentes.

Como se va a poder apreciar en las gráficas obtenidas, al aplicar materiales a las piezas teniendo así en cuenta el peso propio, las reacciones y fuerzas obtenidas van a ser ligeramente superiores a las obtenidas en la hipótesis teórica realizada en EES y, teniendo en cuenta que para la mayoría de uniones la fuerza máxima de reacción no se obtiene en el instante inicial, va a reflejar una mayor diferencia en los resultados.

El objetivo final de este apartado de la memoria es **dimensionar** correctamente un **cilindro** que pueda realizar la elevación de la carga, así como el **diámetro mínimo de los pasadores** y las **secciones** necesarias en los **empotramientos del bastidor, orejetas de las uniones y brazos superior e inferior** aplicando la teoría de fallo de Von Mises.

PESO ESPECIFICO Y ANGULO DE ROZAMIENTO INTERNO DE DIVERSAS MATERIAS		
Material	Peso específico	Angulo de rozamiento interno
	aparente Kg/m3	
A. Materiales de construcción		
Arena	1.500	30º
Arena de pómez	700	35º
Cal en polvo	1.000	25º
Cal en terrón	1.000	45º
Cascote o polvo de ladrillo	1.300	35º
Cemento en sacos	1.600	---
Cemento en polvo	1.200	25º
Cenizas de coque	700	25º
Clínker de cemento	1.500	30º
Escoria de Altos Hornos (granulada)	1.100	25º
Escoria de Altos Hornos (troceada)	1.500	40º
Grava	1.700	40º
Yeso y escayola	1.250	25º

Tabla 12. Peso específico y ángulo de rozamiento de materiales de construcción

Se va a obtener el desplazamiento angular de la caja respecto a la horizontal en el análisis de movimiento para determinar el instante en el que la caliza en terrón supera el ángulo de rozamiento y, por tanto, el camión volquete comienza a descargar la carga. Este instante representa el cálculo realizado en EES (8,3s). Una vez conocido se obtiene la gráfica de la carga en función del tiempo y las fuerzas/reacciones en posición final a 45° en Solidworks.

Además, se grafica el desplazamiento angular del cilindro hidráulico respecto a la horizontal para determinar el instante en el que éste se encuentra alineado con la horizontal a 0° (en 0,4s). Una vez conocido se obtienen las fuerzas y/o reacciones en posición inicial en Solidworks.

En el Anexo N°6 se añade más información sobre la configuración empleada en el apartado Motion y la manera de obtener los resultados gráficos.

Posición Inicial

	EES	Motion	Ratio EES/Motion
<i>Peso total</i>	130.830 N	130.830 N	100%
<i>F_{Basc}</i>	150.391 N	140.316 N	107%
<i>RH</i>	117.630 N	112.021 N	105%
<i>FCil_{Ini}</i>	172.090 N	182.474 N	94%
<i>RA</i>	302.002 N	306.241 N	99%
<i>RD</i>	302.002 N	306.241 N	99%

Tabla 13. Comparación entre EES y Solidworks para la posición inicial

Posición 45°

	EES	Motion	Ratio EES/Motion
$Peso_{final}$	130.830 N	130.830 N	100%
$FBasc_{fin}$	62.438 N	64.952 N	96%
RH_{fin}	79.903 N	77.675 N	103%
FB_{fin}	62.438 N	64.952 N	96%
$FCil_{Fin}$	287.742 N	249.244 N	115%
RA_{fin}	233.487 N	192.905 N	121%

Tabla 14. Comparación entre resultados obtenidos en EES y Solidworks para la posición a 45°

Se observa que la diferencia de valores entre EES y Motion para la posición de 45° es mayor que en la posición inicial. Esto podría deberse a que las dimensiones en EES y Motion no son idénticas, lo que, combinado con mayores distancias entre las uniones del mecanismo, provoca una ligera descorrelación en los resultados.

5.1) Fuerza del cilindro y reacciones en pasadores

A continuación, se van a presentar los resultados de la simulación numérica obtenidos en el estudio de movimiento de Solidworks Motion.

Se muestran las distintas gráficas obtenidas dentro del estudio de movimiento del ensamblaje en las que se representan desplazamientos, ángulos entre componentes, cargas aplicadas y fuerzas de reacción en las uniones articuladas.

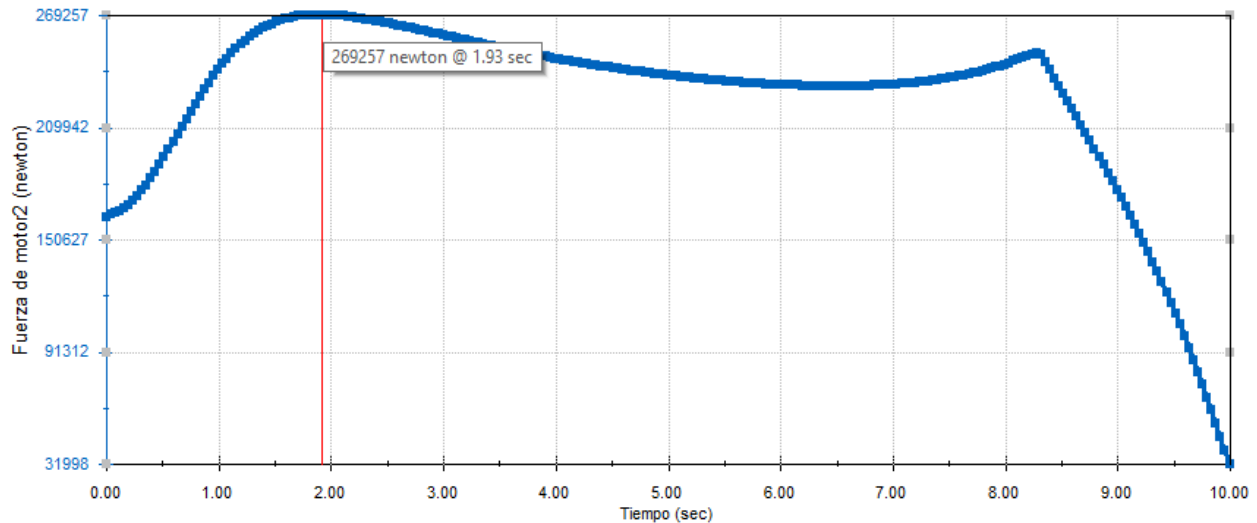


Figura 29. Representación de la fuerza del cilindro en función del tiempo

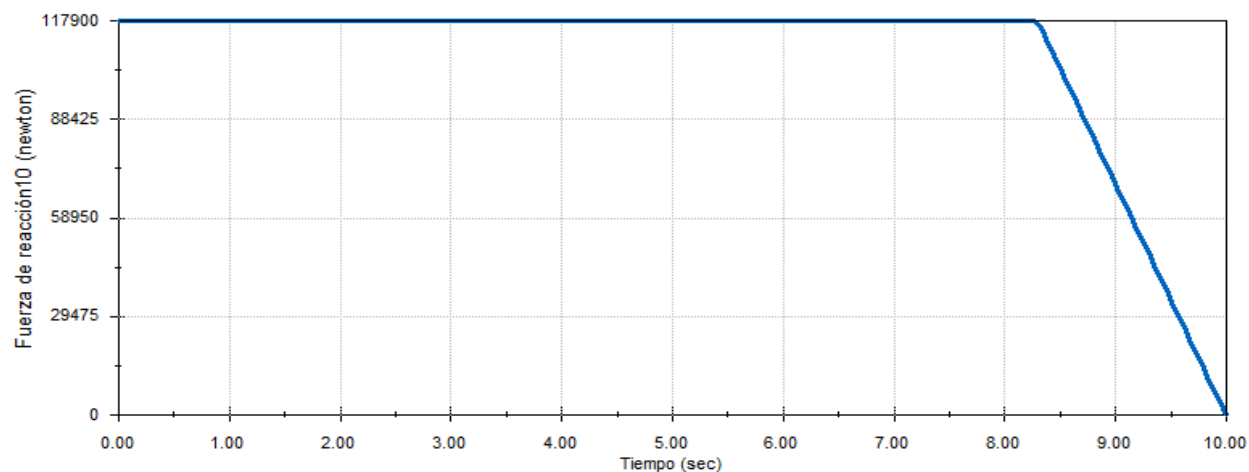


Figura 30. Representación de la carga en la caja en función del tiempo

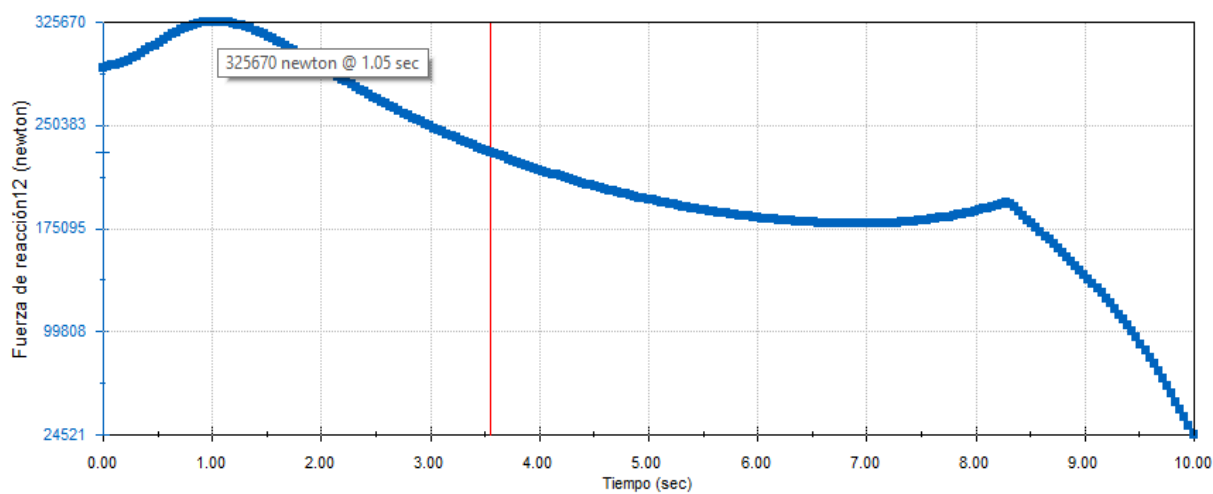


Figura 31. Representación de la fuerza de reacción en A en función del tiempo

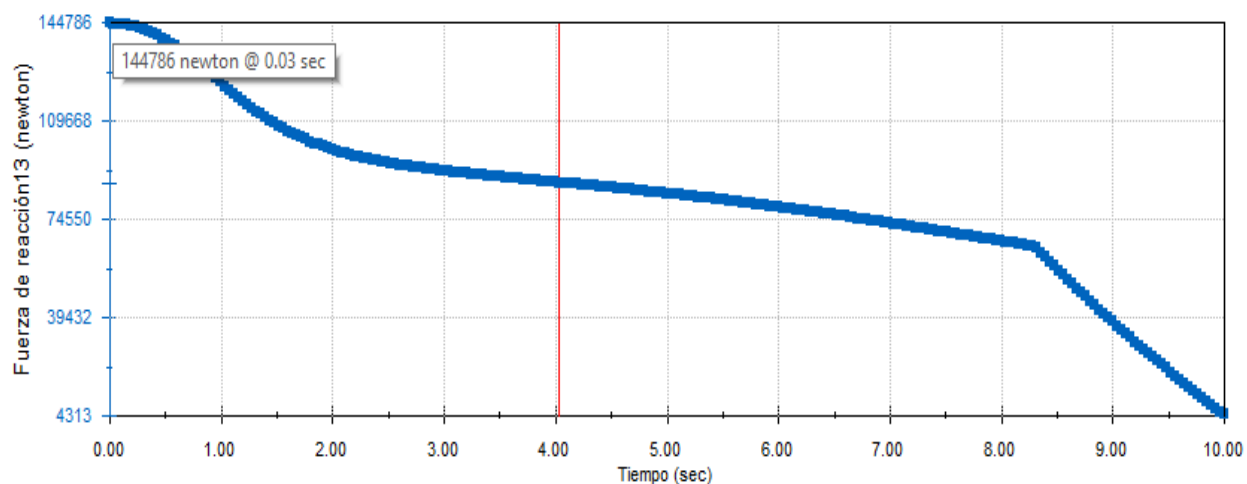


Figura 32. Representación de la fuerza de reacción en B en función del tiempo

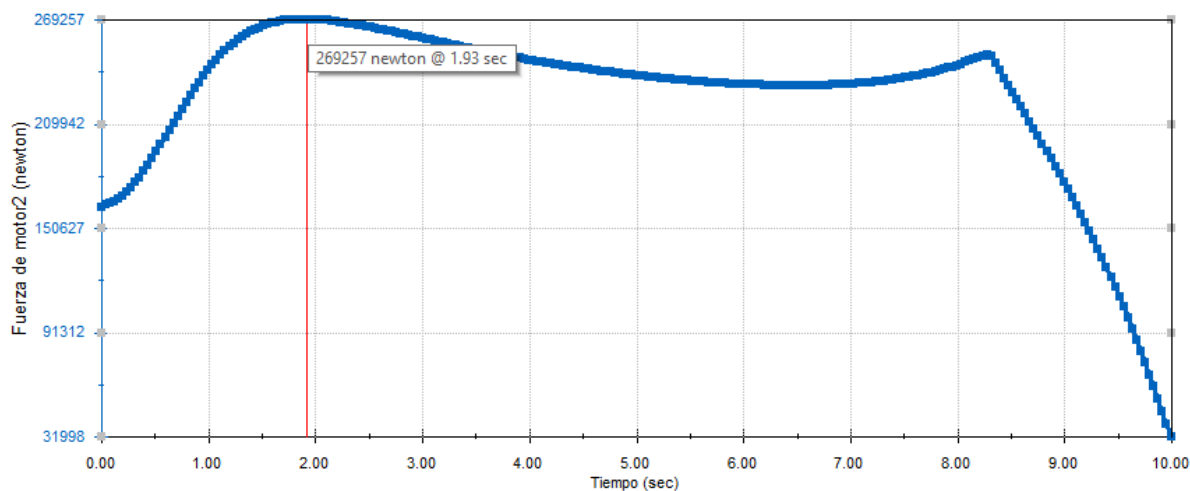


Figura 33. Representación de la fuerza de reacción en C en función del tiempo

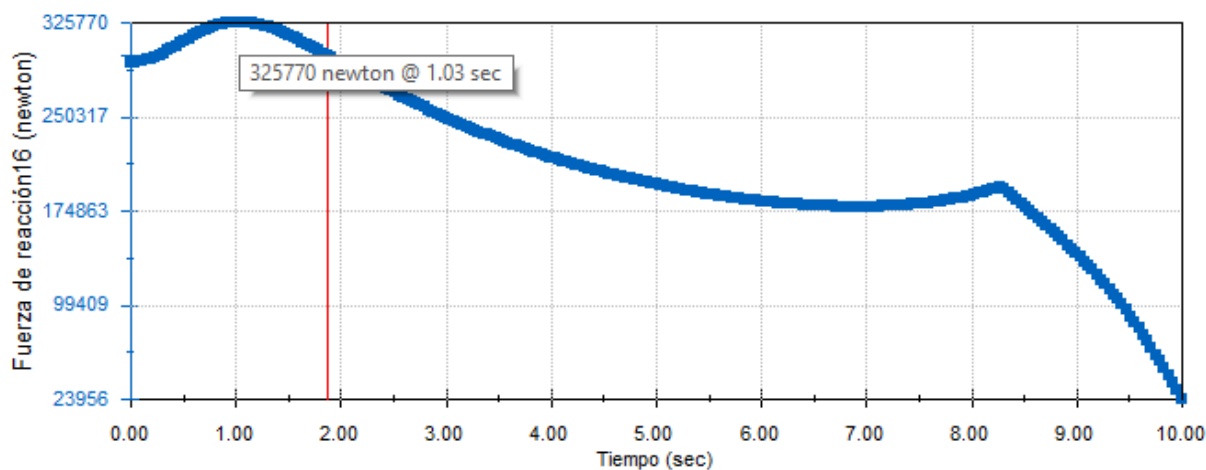


Figura 34. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el brazo inferior y el soporte delantero

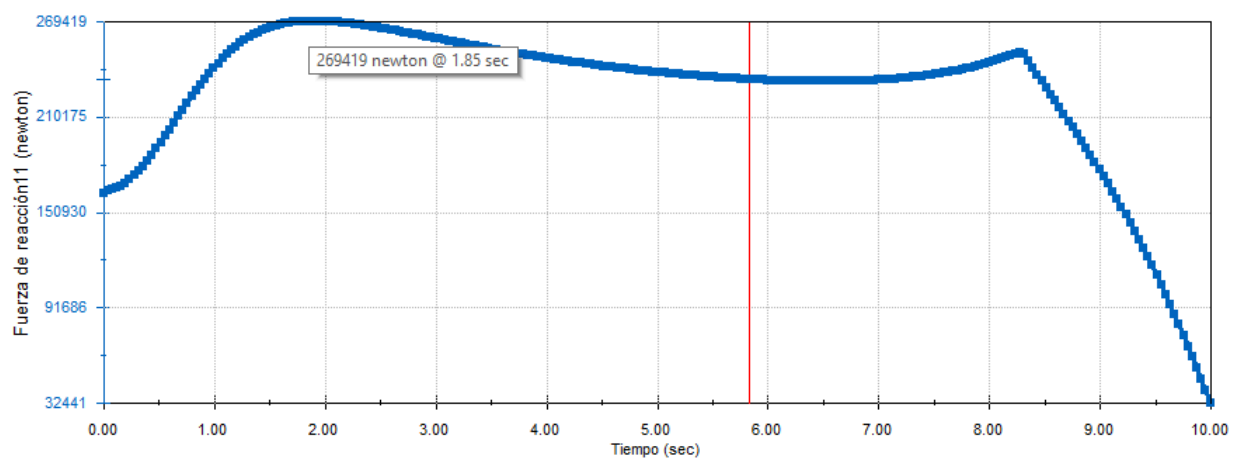


Figura 35. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el cilindro hidráulico y el soporte delantero

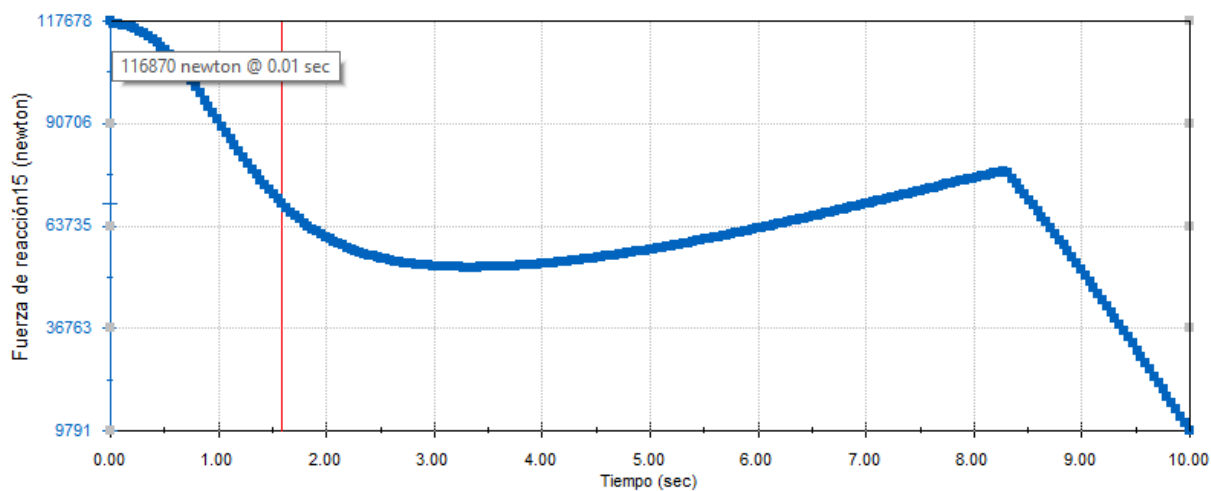


Figura 36. Representación de la fuerza de reacción en H en función del tiempo

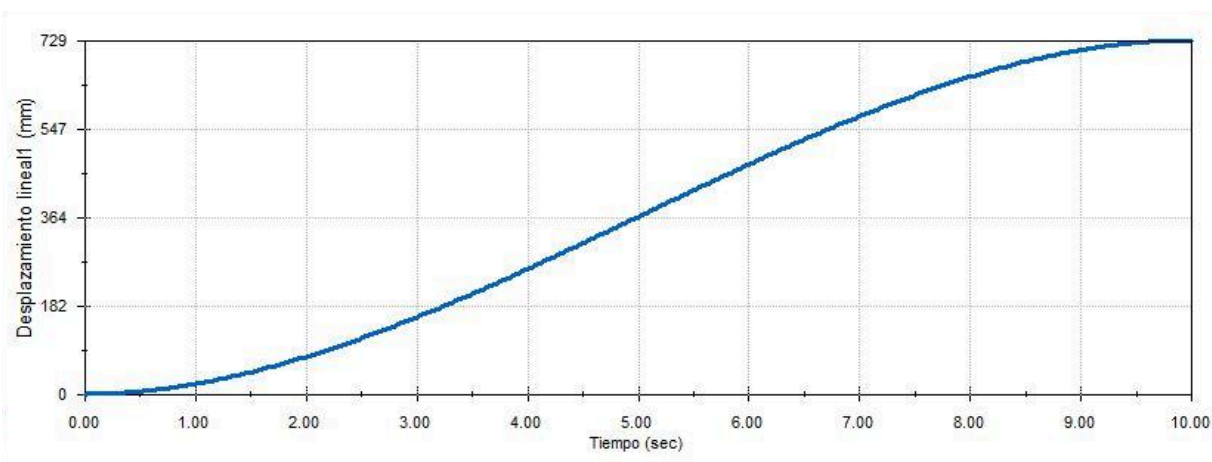


Figura 37. Representación de la carrera del cilindro en función del tiempo

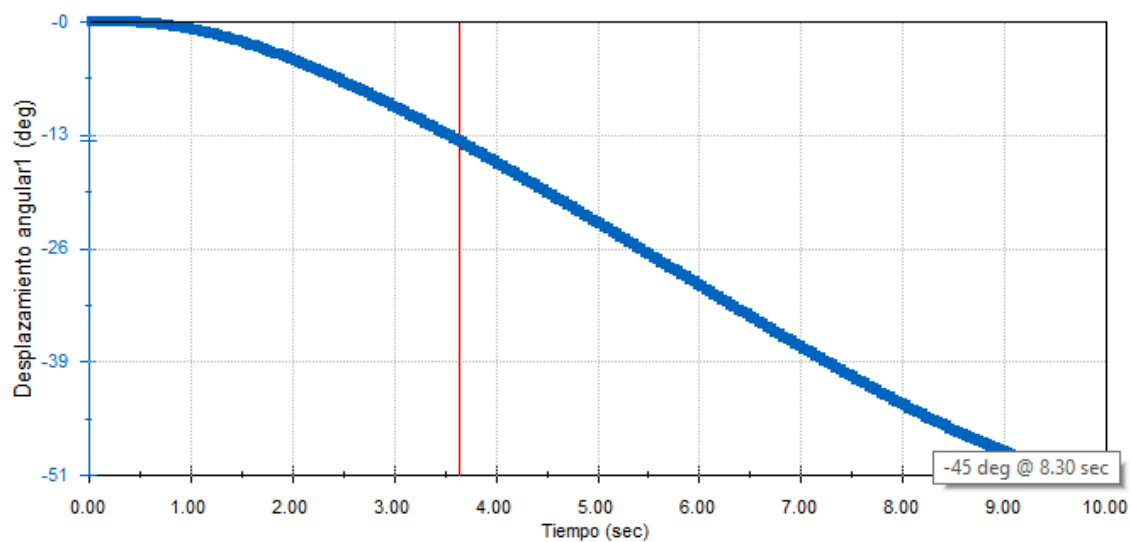


Figura 38. Representación de la inclinación de la caja respecto a la horizontal en función del tiempo

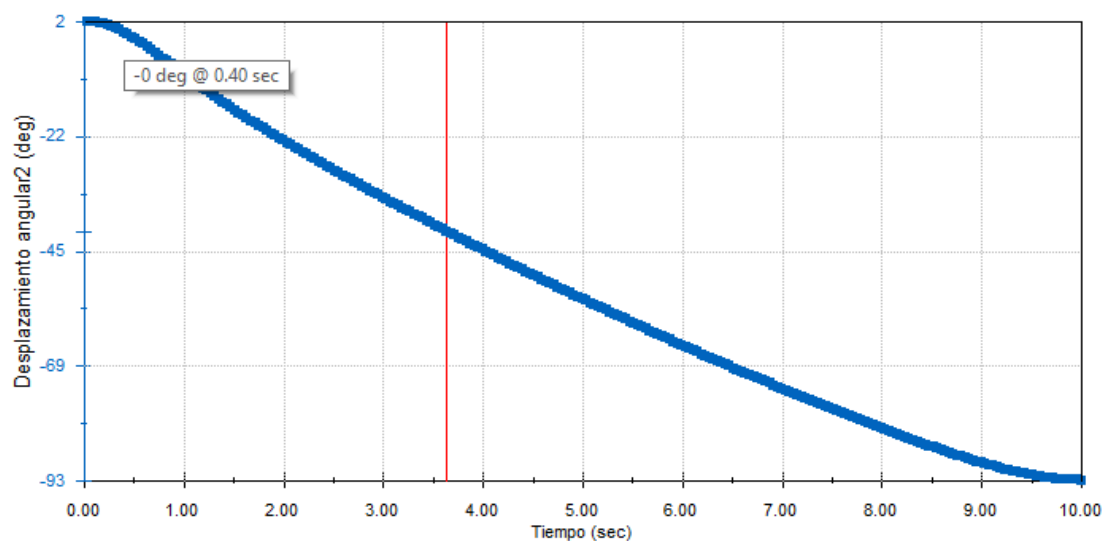


Figura 39. Representación de la inclinación del cilindro hidráulico respecto a la horizontal en función del tiempo

Fuerza/Reacción Máxima	Tiempo	Desplazamiento Cilindro
H, B	0 s	0 mm
A, D, Dbrazoinf	1,05 s	97,76 mm
Dcilindro	1,85 s	159,88 mm
FCilindro, C	1,93 s	166,10 mm
/	8,3 s	549,22 mm

Tabla 15. Máximas solicitaciones en uniones articuladas y desplazamiento del cilindro en función del tiempo

Una vez han quedado definidos los instantes críticos en el movimiento de descarga para cada unión articulada se procede a realizar análisis estáticos en cada uno de ellos para obtener la tensión máxima de Von Mises y el coeficiente de seguridad en cada unión. El objetivo final es que para todas las secciones del mecanismo exista un coeficiente de seguridad superior a 3 aplicando como material de diseño un acero estructural HSLA con 530 MPa de tensión máxima de fluencia.

El acero de alta resistencia y baja aleación (HSLA) es un tipo de acero aleado que proporciona mejores propiedades mecánicas y mayor resistencia a la corrosión que el acero al carbono. Está compuesto de hierro, carbono, manganeso, silicio, fósforo, azufre y cobre. La adición de estos elementos aumenta la resistencia y tenacidad del acero, al tiempo que mejora su conformabilidad y soldabilidad. Se utiliza comúnmente en las industrias automotriz, de construcción y manufacturera.

En el Anexo N°7 se profundiza en la configuración de los diversos análisis estáticos realizados y todas las opciones seleccionadas en los menús de Simulation.

0s (Uniones a analizar: B, H; Empotramiento orejeta D)

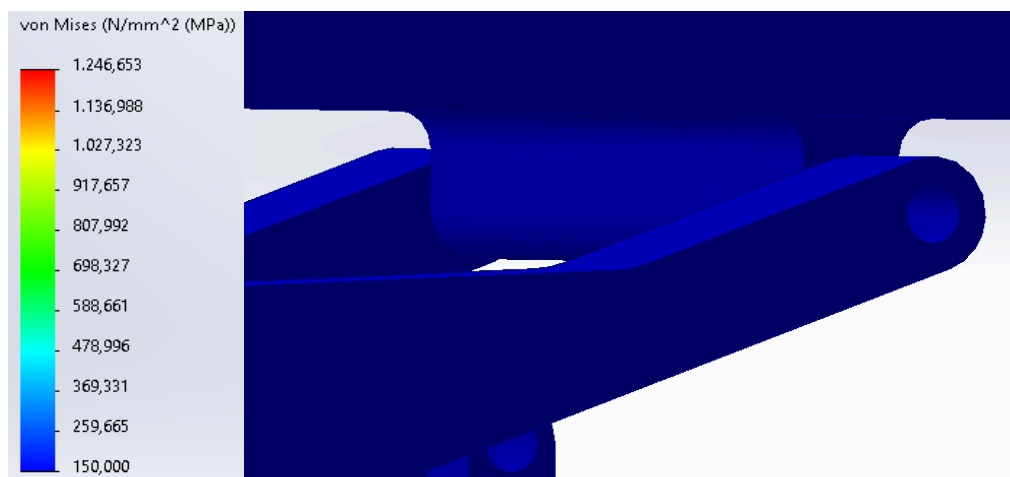


Figura 40. Tensión de Von Mises en la unión articulada B

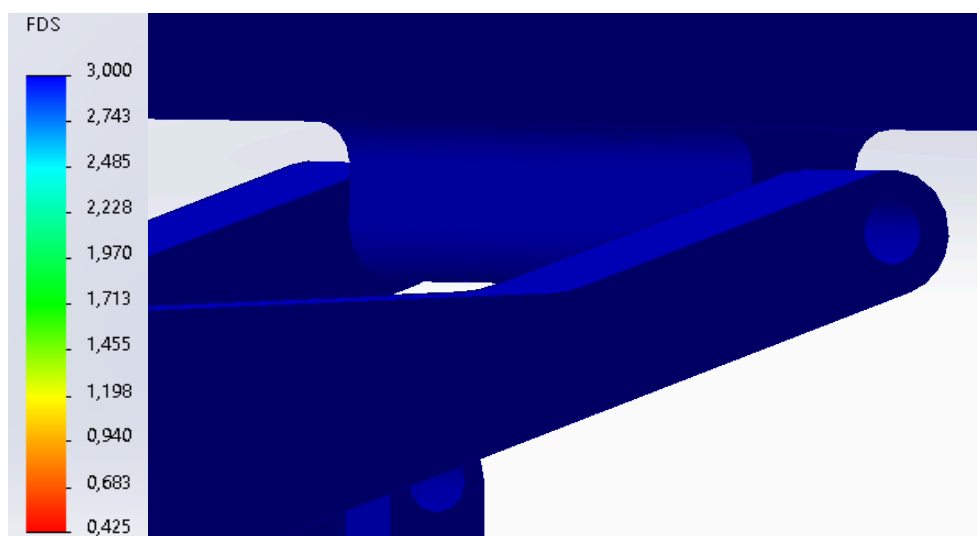
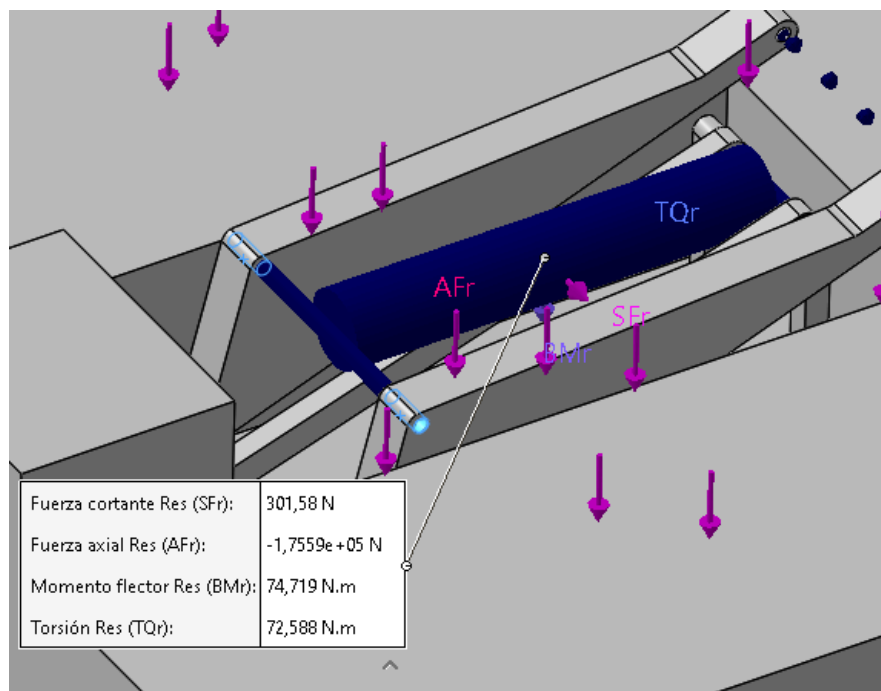


Figura 41. Factor De Seguridad en la unión articulada B



Varilla de vinculación-1	
Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	301,58
Fuerza axial (N)	-1,7559e+05
Momento flector (N.m)	74,719
Torsión (N.m)	72,588

Figuras 42 y 43. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

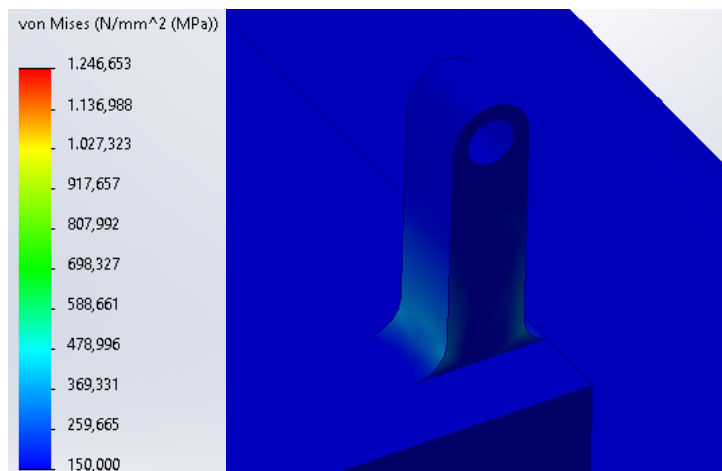


Figura 44. Tensión de Von Mises en la unión articulada H

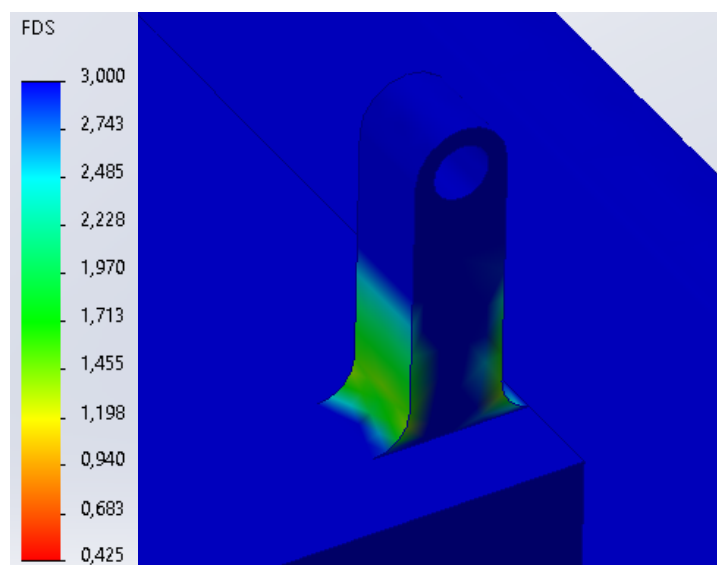


Figura 45. Factor De Seguridad en la unión articulada H

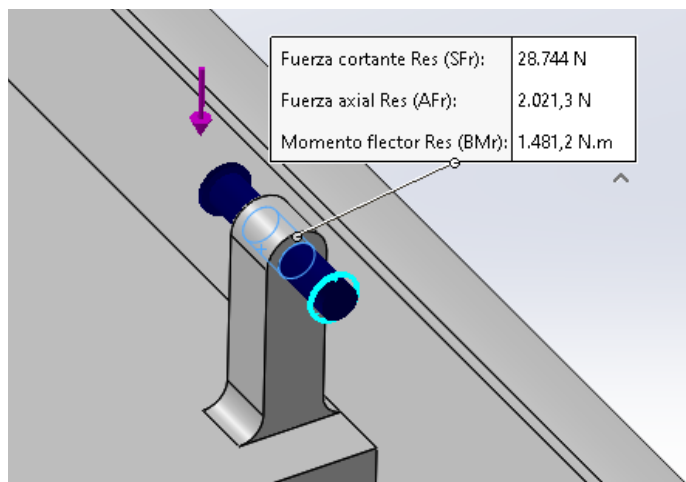


Figura 46. Fuerzas de conector en la unión articulada H

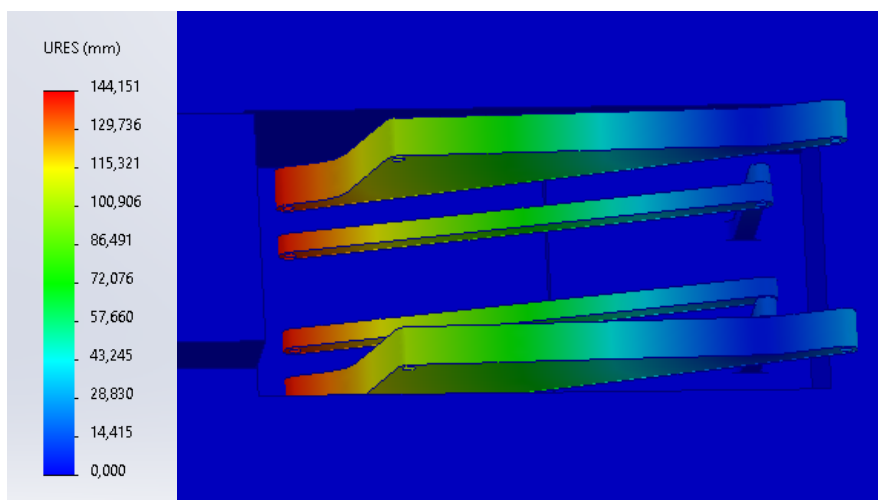


Figura 47. Desplazamientos en instante inicial 0s

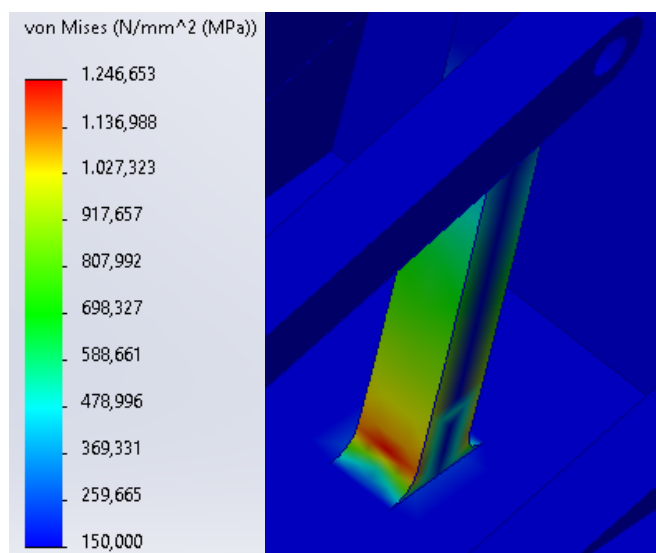


Figura 48. Von Mises en el empotramiento de la orejeta en D

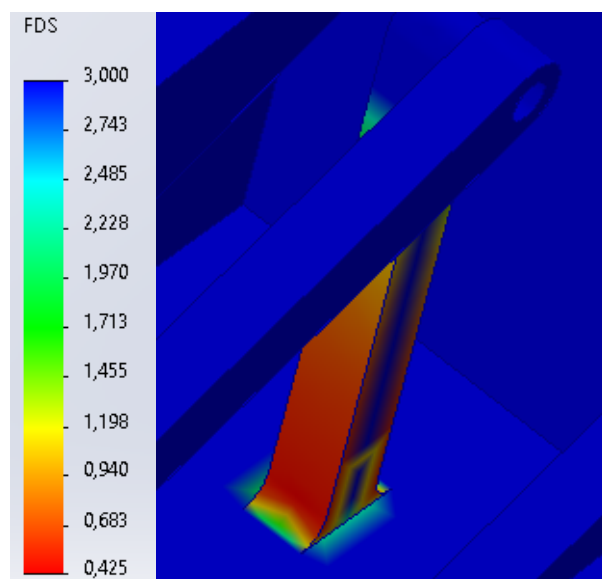


Figura 49. Factor De Seguridad en el empotramiento de la orejeta en D

1,05s (Uniones a analizar: A, D)

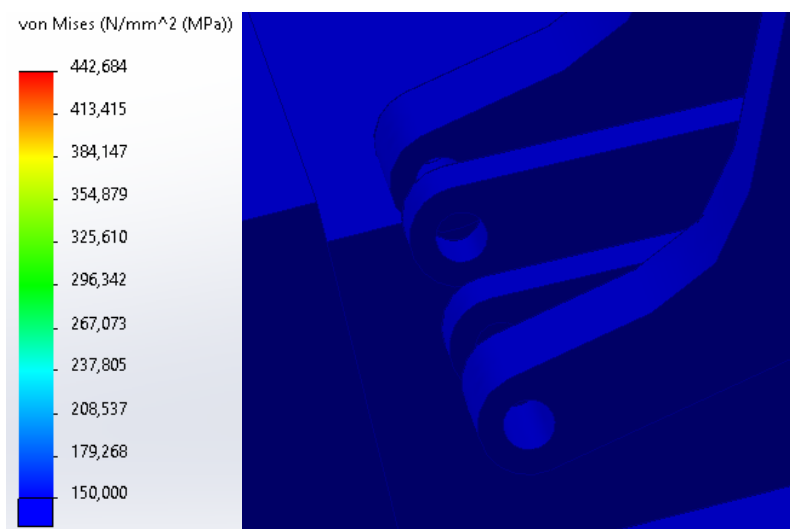


Figura 50. Von Mises en la unión articulada A

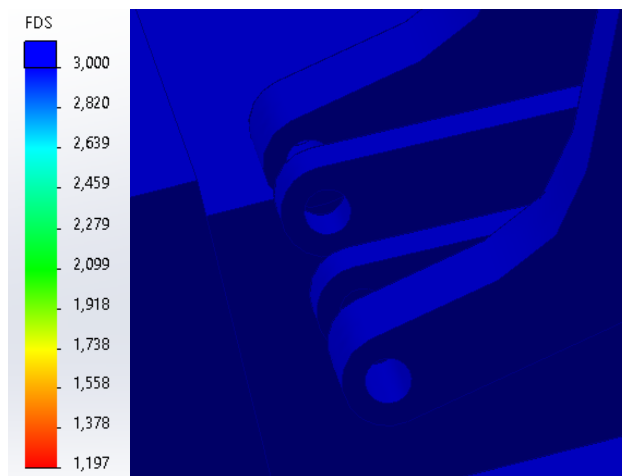


Figura 51. Factor De Seguridad en la unión articulada A

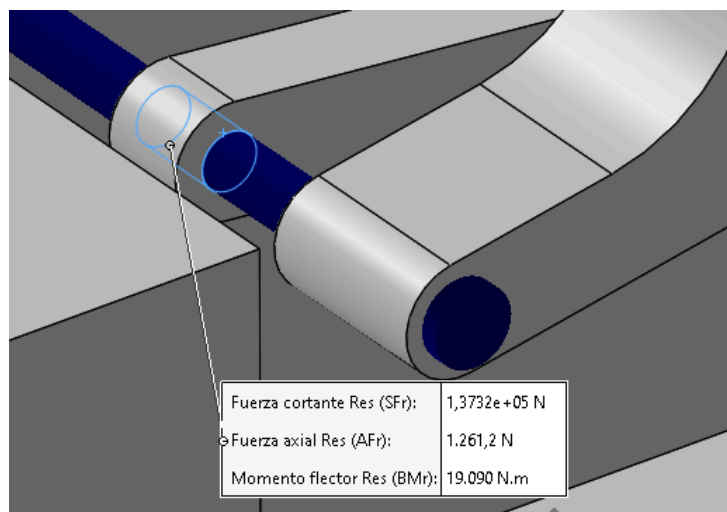


Figura 52. Fuerzas de conector en la unión articulada A


 Varilla de vinculación-1	
Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	60,966
Fuerza axial (N)	-2,6487e+05
Momento flector (N.m)	117
Torsión (N.m)	30,767

Figura 53. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

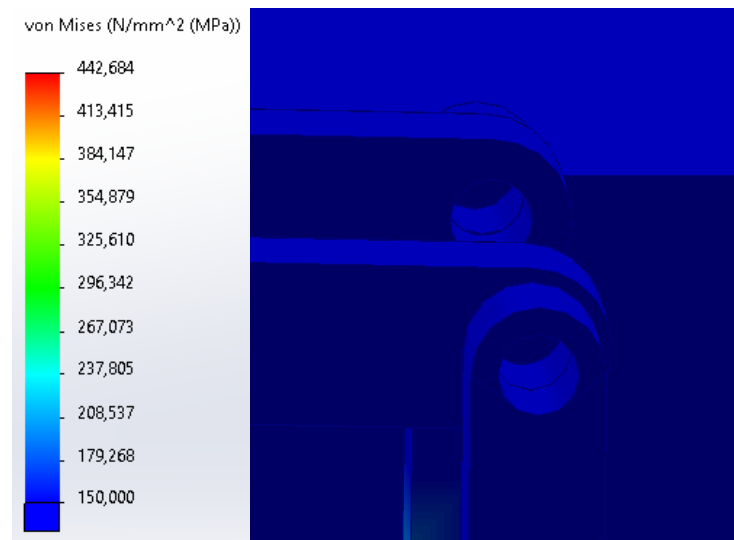


Figura 54. Von Mises en la unión articulada D

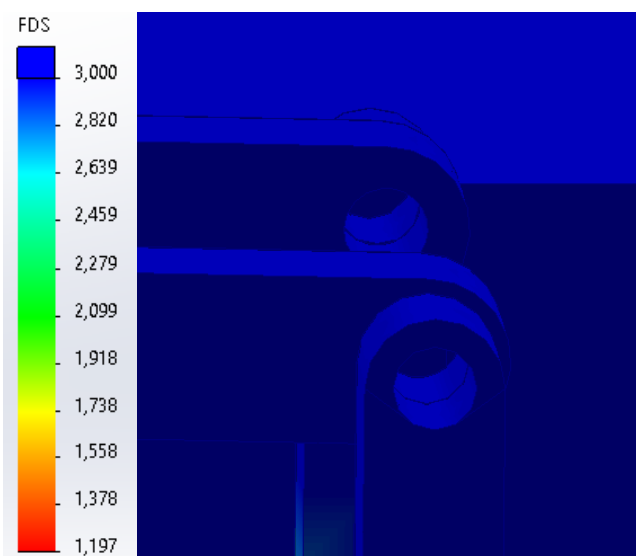


Figura 55. Factor De Seguridad en la unión articulada D

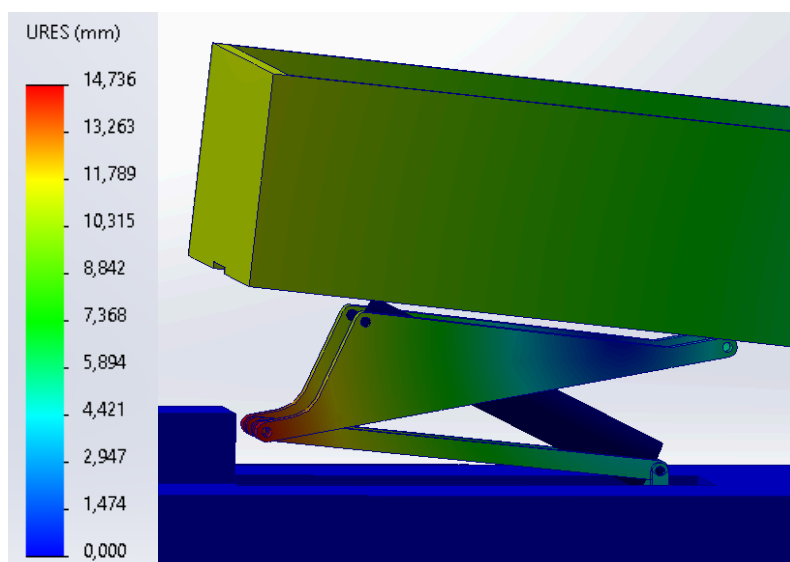


Figura 56. Desplazamientos en instante 1,05s

1,93s (Uniones a analizar: C)

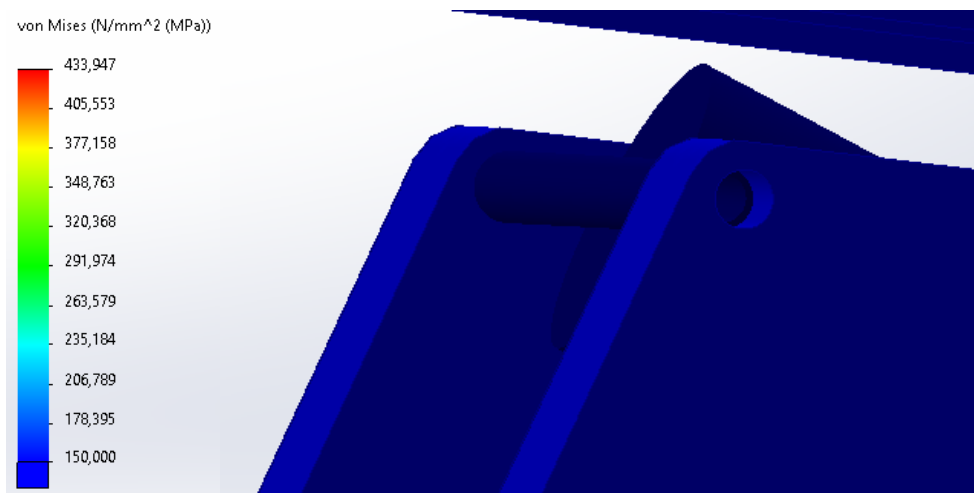
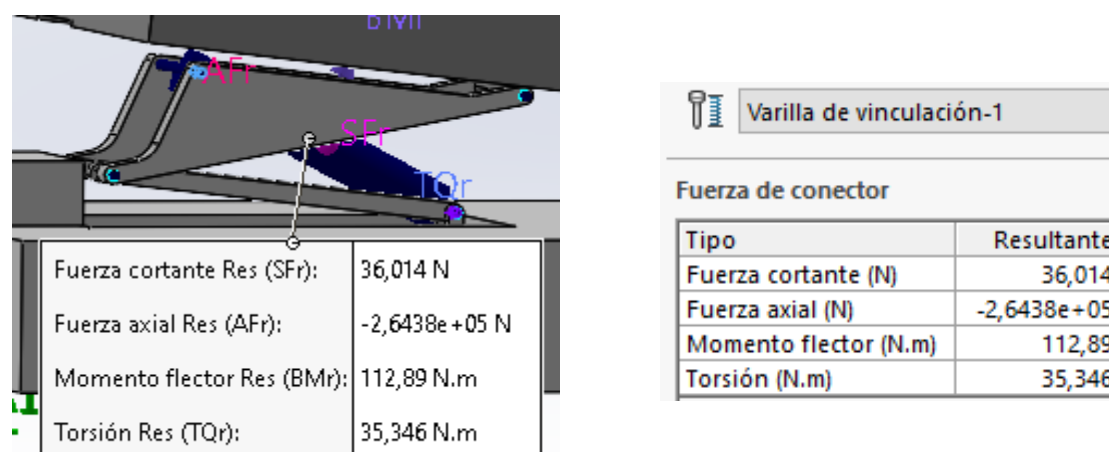


Figura 57. Von Mises en la unión articulada C



Figura 58. Factor De Seguridad en la unión articulada C



Figuras 59 y 60. Fuerzas resultantes del cilindro

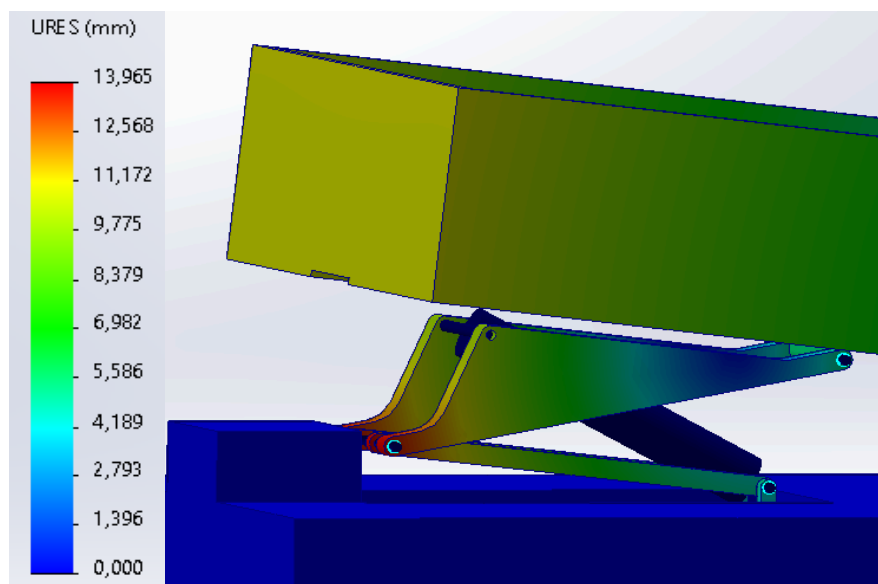


Figura 61. Desplazamientos 1,93s

8,3s

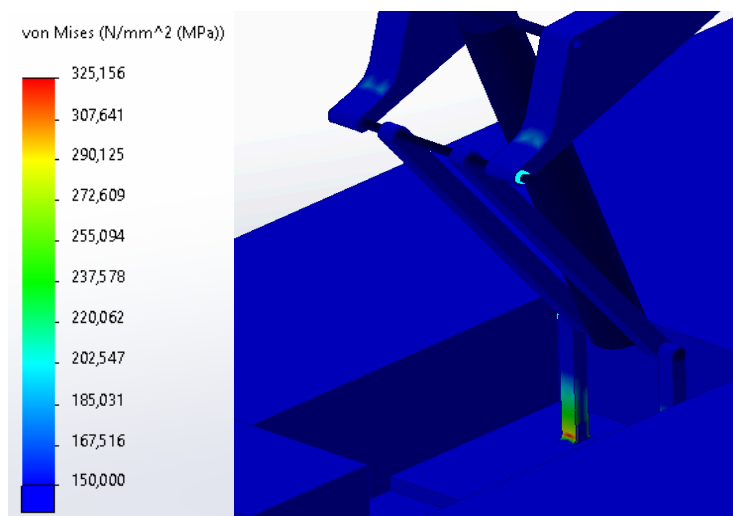


Figura 62. Von Mises en el instante 8,3s

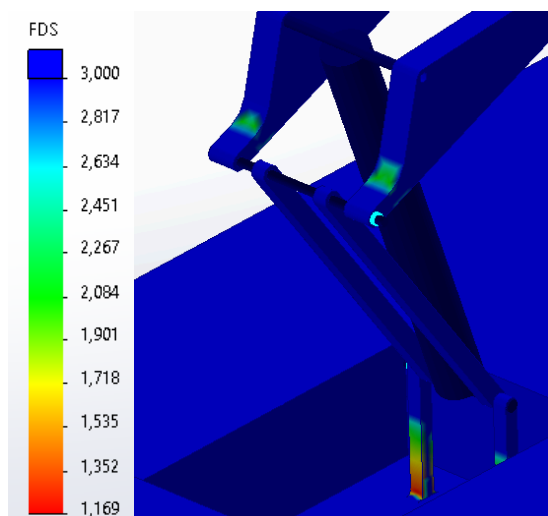


Figura 63. Factor De Seguridad en el instante 8,3s

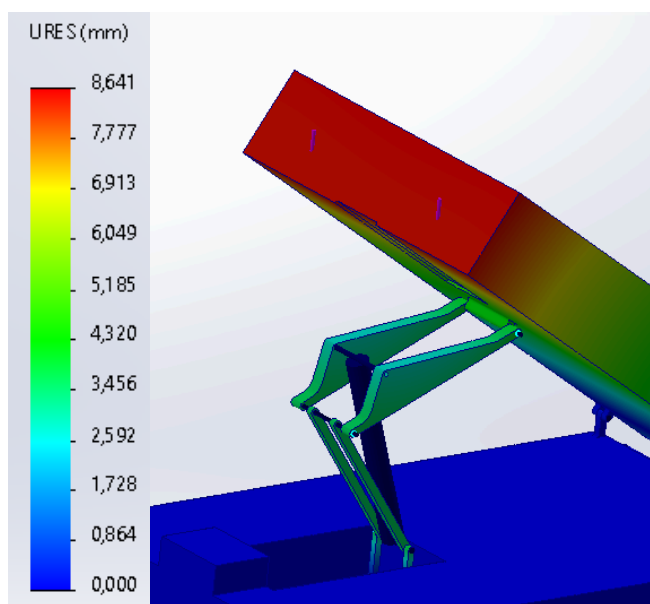


Figura 64. Desplazamientos en el instante 8,3s

Varilla de vinculación-1	
Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	76,46
Fuerza axial (N)	-2,3036e+05
Momento flector (N.m)	123,51
Torsión (N.m)	-3,1335

Figura 65. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

5.2) Diseño del cilindro hidráulico

Una vez mostradas todas las gráficas obtenidas se procede con el diseño del cilindro hidráulico necesario. Como el cilindro empleado tiene un diámetro interior de 160 mm y un espesor de 10 mm es necesario aplicar la hipótesis de pared gruesa.

Hipótesis de Pared Gruesa

$$espesor = 10 \text{ mm} \geq \frac{D_{i_{piston}}}{40} = \frac{160}{40} = 4$$

Tras identificar la hipótesis a utilizar, el objetivo es obtener la tensión de fluencia del cilindro diseñado con un coeficiente de seguridad de 2 para un acero AISI 1020

laminado en caliente cuyo límite elástico es de 310 MPa. Para obtener esta tensión crítica, el primer paso es hallar la presión de trabajo del cilindro:

$$F_{cil_{max}} = 269.257 \text{ N}$$

$$D_{i_{piston}} = 160 \text{ mm}$$

$$A_{piston} = (\pi * D_{i_{piston}}^2)/4$$

$$A_{piston} = (\pi * 160^2)/4 = 20.106 \text{ mm}^2$$

$$Presion_{piston} = F_{cil_{max}}/A_{piston}$$

$$Presion_{piston} = 269.257/20.106 = 13,39 \text{ MPa}$$

$$Presion_{piston,bares} = Presion_{piston} * 10$$

$$Presion_{piston,bares} = 13,39 * 10 = 133,9 \text{ bar}$$

La presión máxima que actúa en el cilindro hidráulico se encuentra dentro de rangos normales de funcionamiento, pudiendo incluso trabajar hasta los 160 bares de presión. El siguiente paso es obtener la sigma de fluencia para comprobar si el material seleccionado previamente cumple con los requerimientos de diseño.

$$espesor = 10 \text{ mm}$$

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

$$R_o = 90 \text{ mm}$$

$$Cs_{piston} = 2$$

$$\sigma_1 = \frac{Presion_{piston} * (Ri^2 + Ro^2)}{Ro^2 - Ri^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{13,39 * (80^2 + 90^2)}{90^2 - 80^2} = 114,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{Presion_{piston} * Ri^2}{Ro^2 - Ri^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{13,39 * 80^2}{90^2 - 80^2} = 50,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = - Presion_{piston}$$

$$\sigma_3 = - 13,39 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$$

$$\tau_{max} = (114,2 - (-13,39)) / 2 = 63,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = (2 * \tau_{max}) * Cs_{piston}$$

$$\sigma_f = (2 * 63,81) * 2 = 255,2 \text{ MPa}$$

Estado	Resistencia a la Tensión (kg/mm ²)	Límite elástico (kg/mm ²)	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza	Dureza
					Brinell	HRB
Laminado en caliente	40	31	25	45	140 - 180	76 - 88
Calibrado	55	38	15	30	180 - 220	88 - 97

Tabla 16. Propiedades del acero AISI 1020 en función de su estado o tratamiento térmico aplicado

Como el límite elástico del acero AISI 1020 laminado en caliente seleccionado es de 310 MPa, se llega a la conclusión de que este material es válido para el diseño del sistema basculante de tijera propuesto.

Por último, se va a llevar a cabo la elección del diámetro del vástago en función de la longitud de pandeo y la fuerza máxima de accionamiento. La longitud de pandeo es el producto de la carrera del cilindro por el factor de pandeo.

La carrera del cilindro se obtiene a partir de la gráfica generada en Motion que describe el movimiento realizado por el pistón y el vástago dentro de la cámara del cilindro.

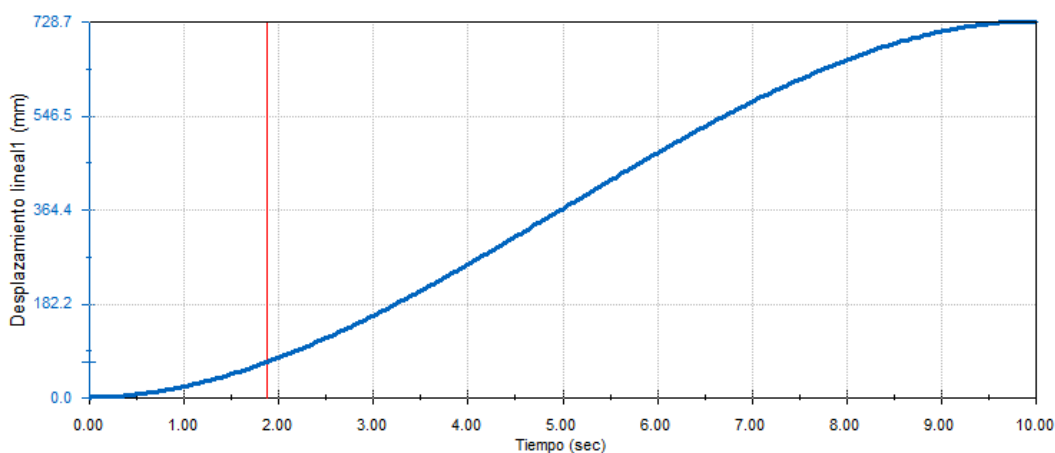


Figura 66. Representación de la carrera del cilindro en función del tiempo

El factor de pandeo es un parámetro clave en el diseño mecánico que describe la tendencia de un elemento estructural a sufrir pandeo bajo una carga de compresión axial. En este caso, se aplica un factor de pandeo de 2 al representar una unión con vástago articulada y guiado con cilindro fijado mediante articulación en parte posterior.



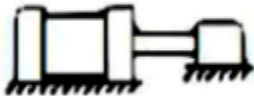

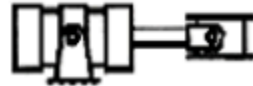

TIPOS DE MONTAJE	CONEXIÓN DEL EXTREMO DEL VÁSTAGO	TIPO DE CONEXIÓN	FACTOR DE PANDEO
Grupos 1 o 3: Los cilindros de gran longitud y carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas.	Fijo y guiado rígido	I 	0,5
	Pivote y guiado rígido	II 	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III 	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV 	1
	Pivote y guiado rígido	V 	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI 	2

Figura 67. Factor de pandeo en función del tipo de conexión del cilindro

$$F_{cil_{max}} = 269.257 \text{ N}$$

$$Carrera_{cilindro} = 728,7 \text{ mm}$$

$$Factor_{pandeo} = 2$$

$$Longitud_{pandeo} = Carrera_{cilindro} * Factor_{pandeo}$$

$$Longitud_{pandeo} = 728,7 * 2 = 1.457 \text{ mm}$$

Al introducir estos datos en las curvas de dimensionamiento del vástago se obtiene un diámetro de vástago mínimo de 90 mm, el cual ya ha sido contemplado anteriormente en el diseño presentado.

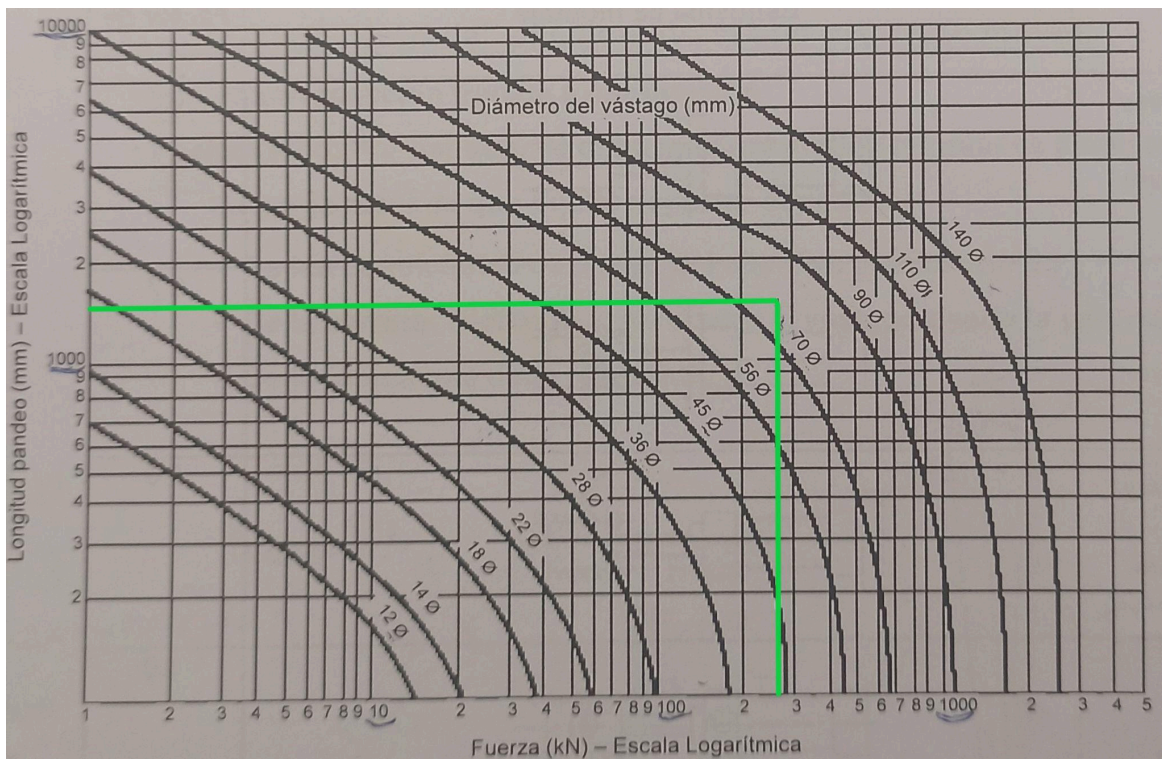


Figura 68. Dimensionado del vástago en función de la fuerza aplicada y la longitud de pandeo

5.3) Cálculo de los pasadores

Para dimensionar el diámetro mínimo y espesor necesario en los pasadores que forman las uniones articuladas según teoría de fallo por cortante, flexión y aplastamiento se va a emplear el acero aleado de níquel-cromo-molibdeno AISI 4340 y tensión máxima de fluencia de 689 MPa que cuenta con alta resistencia a la tracción y tenacidad, lo que lo hace adecuado para aplicaciones donde se requiere una alta resistencia a la fatiga y a la flexión. Además, se aplica un coeficiente de seguridad de 3.

$$\sigma_f = 689 \text{ MPa}$$

$$C_s = 3$$

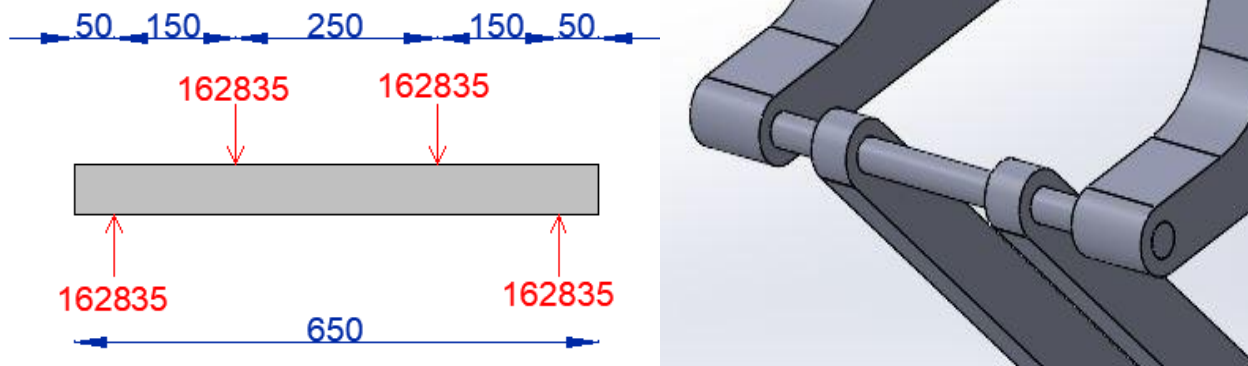
$$\tau = \frac{\sigma_f}{2 * C_s}$$

$$\tau = \frac{689}{2 * 3} = 114,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 2 * \tau$$

$$\sigma = 2 * 114,8 = 229,6 \text{ MPa}$$

Pasador A (Fallo a Cortadura, Flexión y Aplastamiento)



Figuras 69 y 70. Representación de las fuerzas en el pasador A (izq) e imagen del pasador y la unión articulada A (der)

Fallo a Cortadura

$$F_{\text{Pasador A}} = 325.670/2 = 162.835 \text{ N}$$

$$\tau = (F_{\text{Pasador A}} * 4) / (\pi * D_{A,Cort}^2)$$

$$114,8 = (162.835 * 4) / (\pi * D_{A,Cort}^2)$$

$$D_{A,Cort} = 42,5 \text{ mm} \simeq 43 \text{ mm}$$

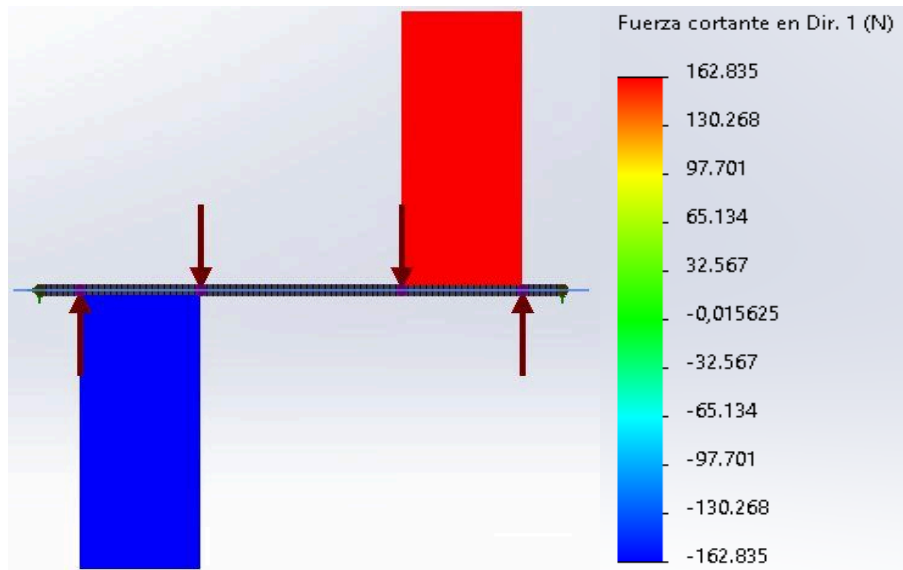


Figura 71. Representación de los esfuerzos cortantes para el pasador A en Solidworks

Fallo a Flexión

$$Mf_A = F_{Pasador A} * 150 = 162.835 * 150 = 24.425.250 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{Mf_A * 32}{\pi * D_{A, Flex}^3}$$

$$229,6 = \frac{24.425.250 * 32}{\pi * D_{A, Flex}^3}$$

$$D_{A, Flex} = 102,07 \text{ mm} \simeq 103 \text{ mm}$$

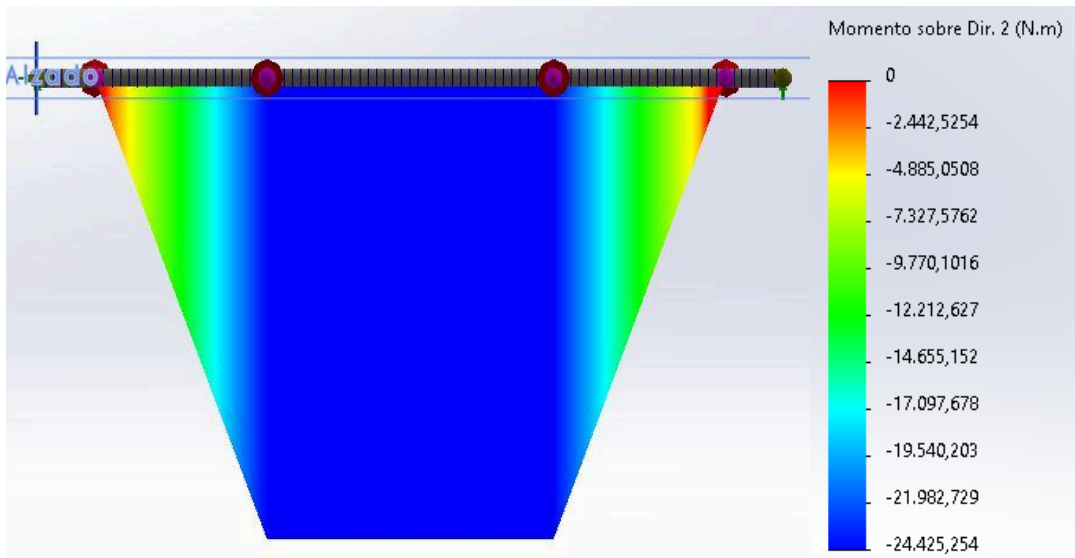


Figura 72. Representación del momento flector para el pasador A en Solidworks

Fallo por Aplastamiento

$$D_{A, Flex} = 103 \text{ mm}$$

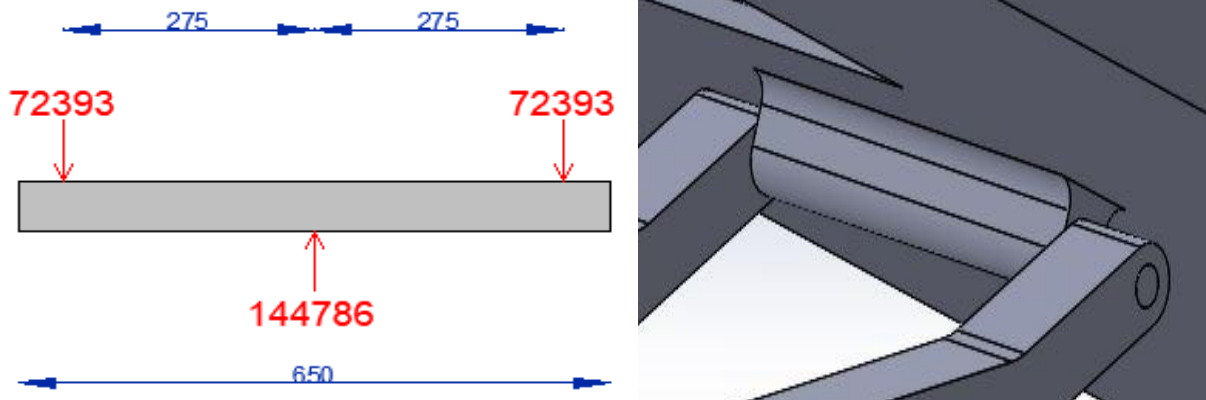
$$\sigma = F_{Pasador A} / A_{Aplastamiento, A}$$

$$229,6 = 162.835 / A_{Aplastamiento, A}$$

$$A_{Aplastamiento, A} = e * D_{A, Flex} = 709 \text{ mm}^2$$

$$e = 709 / 103 = 6,88 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

Pasador B (Fallo a Cortadura, Flexión y Aplastamiento)



Figuras 73 y 74. Representación de las fuerzas en el pasador B (izq) e imagen del pasador y la unión articulada B (der)

Fallo a Cortadura

$$F_{\text{Pasador B}} = 144.786/2 = 72.393 \text{ N}$$

$$\tau = (F_{\text{Pasador B}} * 4)/(\pi * D_{B,Cort}^2)$$

$$114,8 = (72.393 * 4)/(\pi * D_{B,Cort}^2)$$

$$D_{B,Cort} = 28,34 \text{ mm} \approx 29 \text{ mm}$$

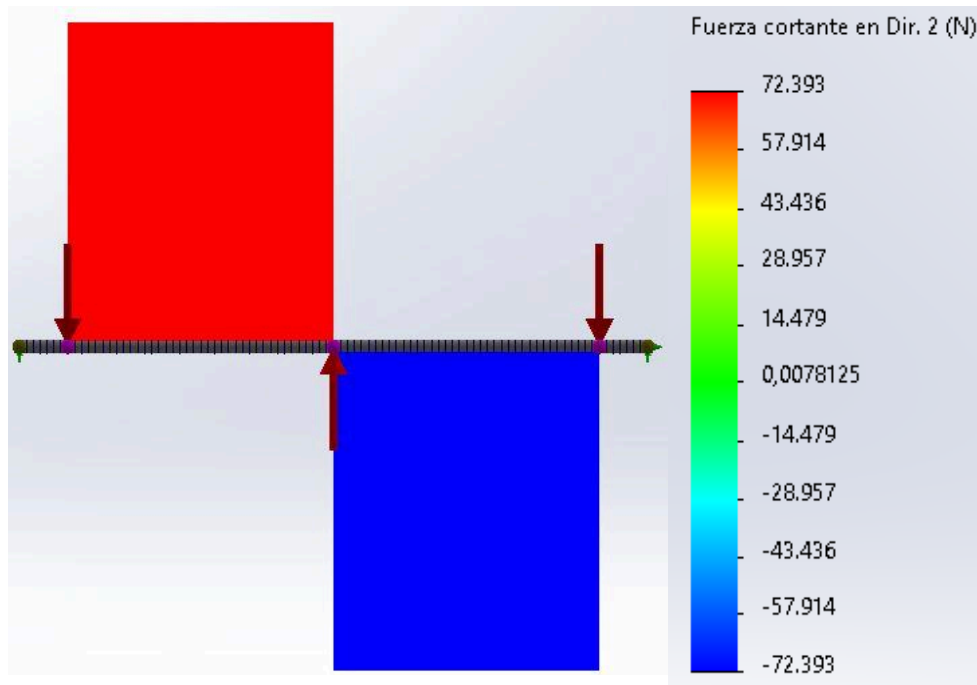


Figura 75. Representación de los esfuerzos cortantes para el pasador B en Solidworks

Fallo a Flexión

$$Mf_B = F_{Pasador B} * 275 = 72.393 * 275 = 19.908.075 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{Mf_B * 32}{\pi * D_{B, Flex}^3}$$

$$229,6 = \frac{19.908.075 * 32}{\pi * D_{B, Flex}^3}$$

$$D_{B, Flex} = 95,95 \text{ mm} \approx 96 \text{ mm}$$

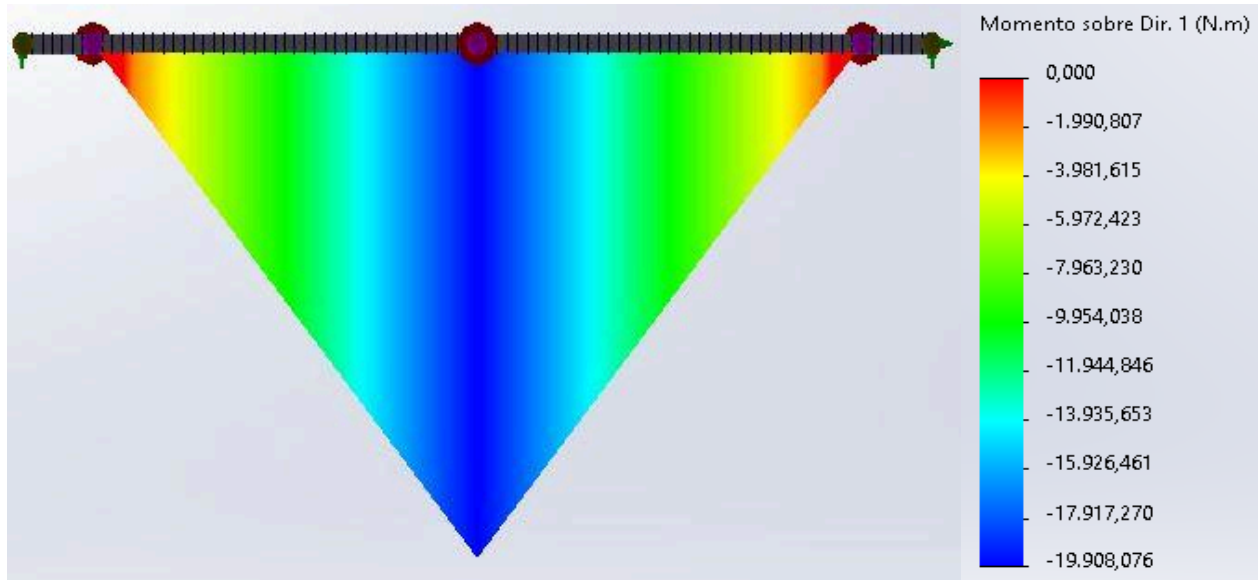


Figura 76. Representación del momento flector para el pasador B en Solidworks

Fallo por Aplastamiento

$$D_{B, Flex} = 96 \text{ mm}$$

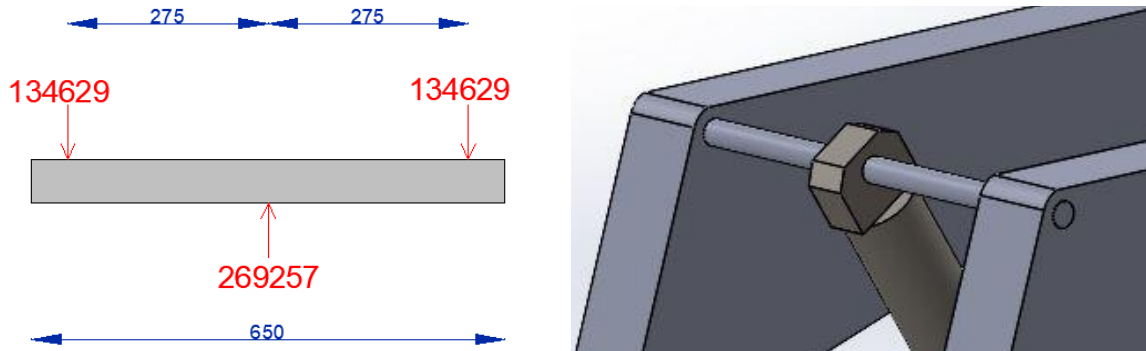
$$\sigma = F_{Pasador B} / A_{Aplastamiento, B}$$

$$229,6 = 144.786 / A_{Aplastamiento, B}$$

$$A_{Aplastamiento, B} = e * D_{B, Flex} = 630,4 \text{ mm}^2$$

$$e = 630,4 / 96 = 6,57 \text{ mm} \simeq 7 \text{ mm}$$

Pasador C (Fallo a Cortadura, Flexión y Aplastamiento)



Figuras 77 y 78. Representación de las fuerzas en el pasador C (izq) e imagen del pasador y la unión articulada C (der)

Fallo a Cortadura

$$F_{\text{Pasador C}} = 269.257/2 = 134.629 \text{ N}$$

$$\tau = (F_{\text{Pasador C}} * 4) / (\pi * D_{C,Cort}^2)$$

$$114,8 = (134.629 * 4) / (\pi * D_{C,Cort}^2)$$

$$D_{C,Cort} = 38,65 \text{ mm} \approx 39 \text{ mm}$$

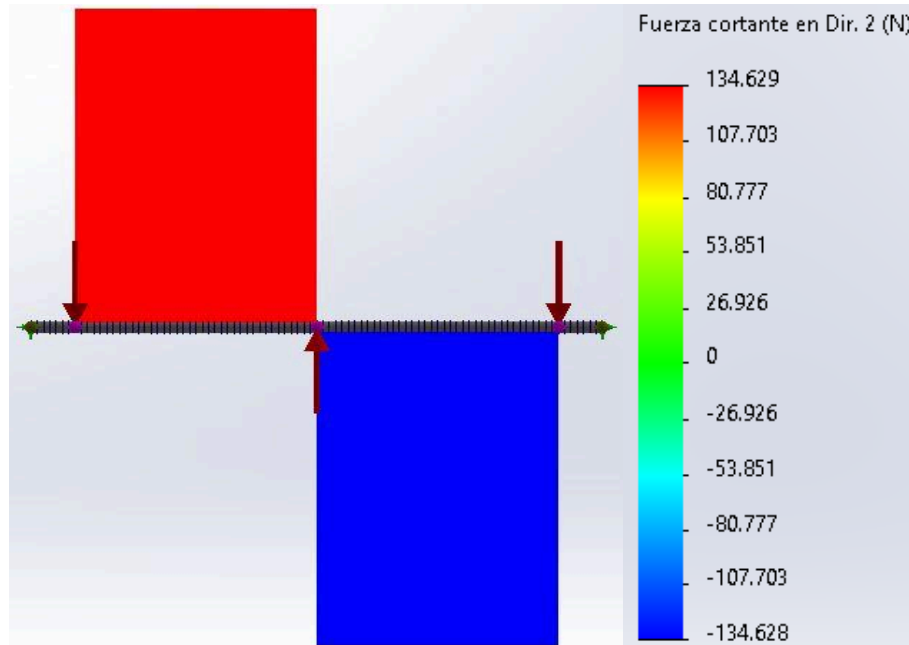


Figura 79. Representación de los esfuerzos cortantes para el pasador C en Solidworks

Fallo a Flexión

$$Mf_C = F_{Pasador\ C} * 275 = 134.629 * 275 = 37.022.975\ Nmm$$

$$\sigma = \frac{Mf_C * 32}{\pi * D_{C, Flex}^3}$$

$$229,6 = \frac{37.022.975 * 32}{\pi * D_{C, Flex}^3}$$

$$D_{C, Flex} = 118\ mm$$

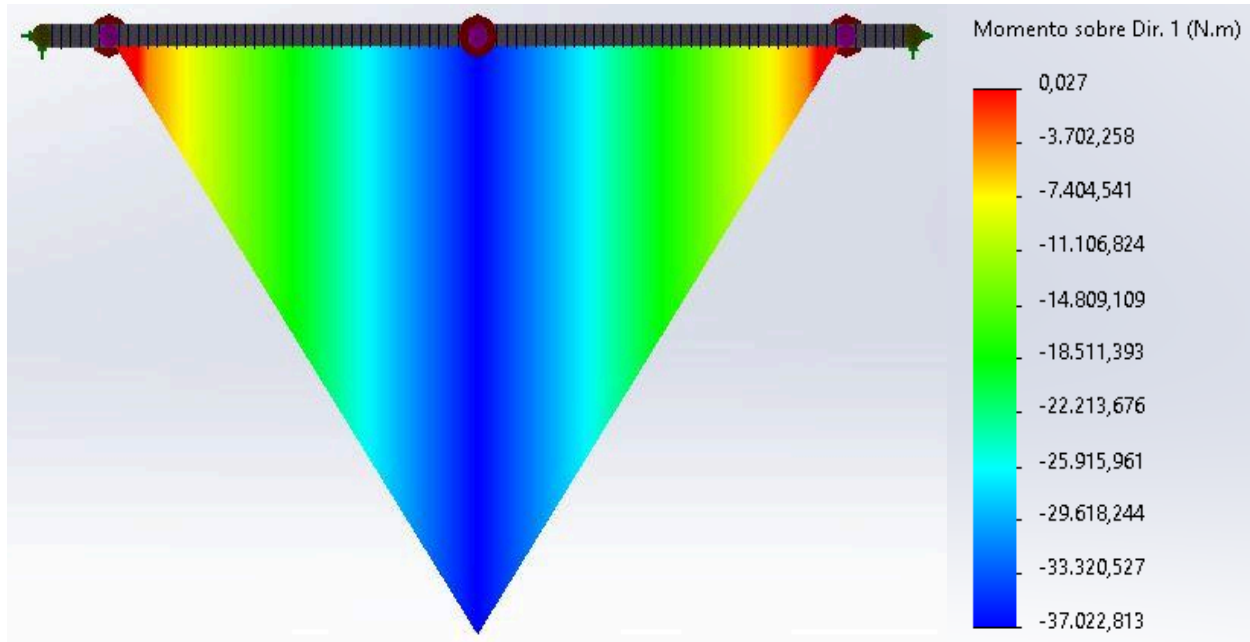


Figura 80. Representación del momento flector para el pasador C en Solidworks

Fallo por Aplastamiento

$$D_{C, Flex} = 118 \text{ mm}$$

$$\sigma = F_{Pasador C} / A_{Aplastamiento, C}$$

$$229,6 = 269.257 / A_{Aplastamiento, C}$$

$$A_{Aplastamiento, C} = e * D_{C, Flex} = 1.172 \text{ mm}^2$$

$$e = 1.172 / 118 = 9,94 \text{ mm} \simeq 10 \text{ mm}$$

Pasador D (Fallo a Cortadura, Flexión y Aplastamiento)

En el Anexo N°8 se explica de manera detallada el procedimiento realizado para obtener los valores mostrados.

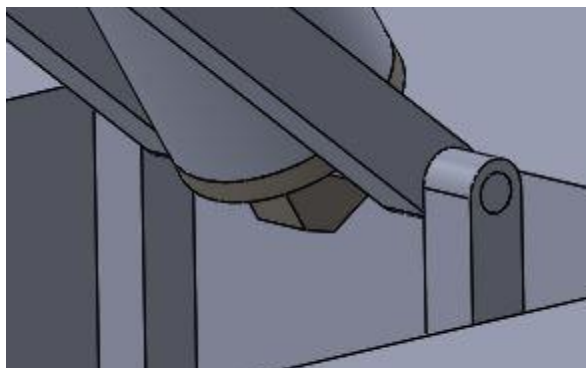


Figura 81. Imagen del pasador y la unión articulada D

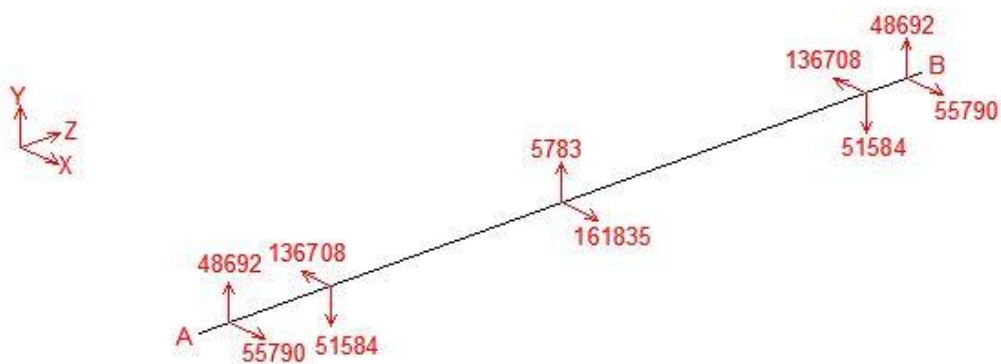


Figura 82. Representación de las fuerzas en el pasador D

Fallo a Flexión

$$Mf_D = 7.612.856 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{Mf_D * 32}{\pi * D_{D, Flex}^3}$$

$$229,6 = \frac{7.612.856 * 32}{\pi * D_{D, Flex}^3}$$

$$D_{D, Flex} = 69,65 \text{ mm} \simeq 70 \text{ mm}$$

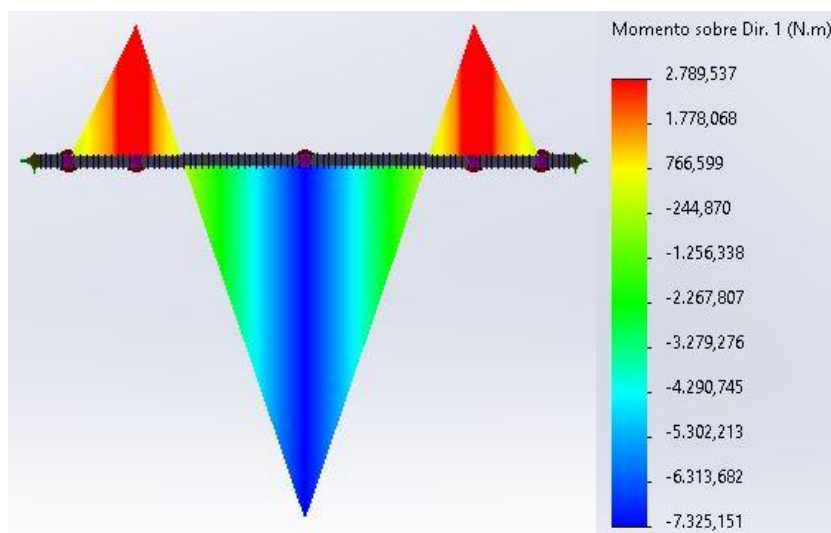


Figura 83. Representación del momento flector para el pasador D en Solidworks en el eje X

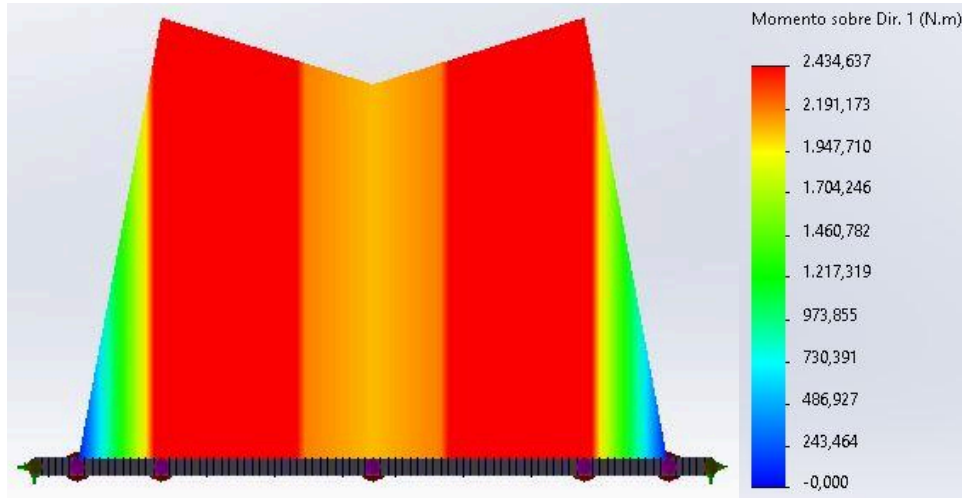


Figura 84. Representación del momento flector para el pasador D en Solidworks en el eje Y

Fallo por Aplastamiento

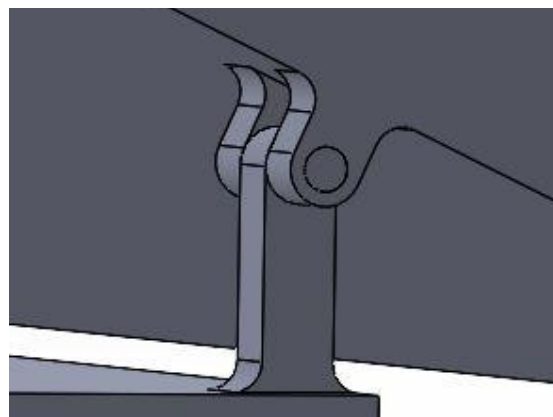
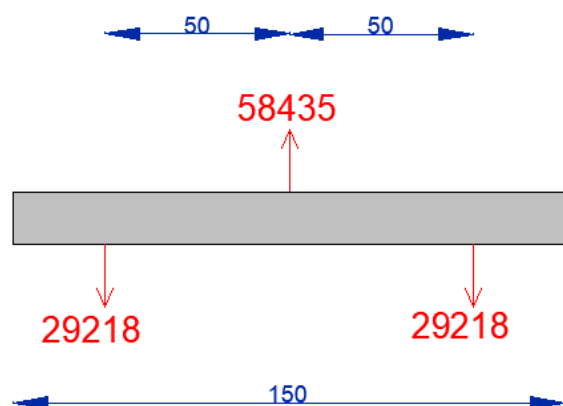
$$D_{D, Flex} = 70 \text{ mm}$$

$$\sigma = F_{Pasador D} / A_{Aplastamiento, D}$$

$$229,6 = 161.938 / A_{Aplastamiento, D}$$

$$A_{Aplastamiento, D} = e * D_{D, Flex} = 705,3 \text{ mm}^2$$

$$e = 705,3 / 70 = 10,08 \text{ mm} \approx 11 \text{ mm}$$

Pasador H (Fallo a Cortadura, Flexión y Aplastamiento)


Figuras 85 y 86. Representación de las fuerzas en el pasador H (izq) e imagen del pasador y la unión articulada H (der)

Fallo a Cortadura

$$F_{\text{Pasador H}} = 116.870/4 = 29.218 \text{ N}$$

$$\tau = (F_{\text{Pasador H}} * 4) / (\pi * D_{H,Cort}^2)$$

$$114,8 = (29.218 * 4) / (\pi * D_{H,Cort}^2)$$

$$D_{H,Cort} = 18 \text{ mm}$$

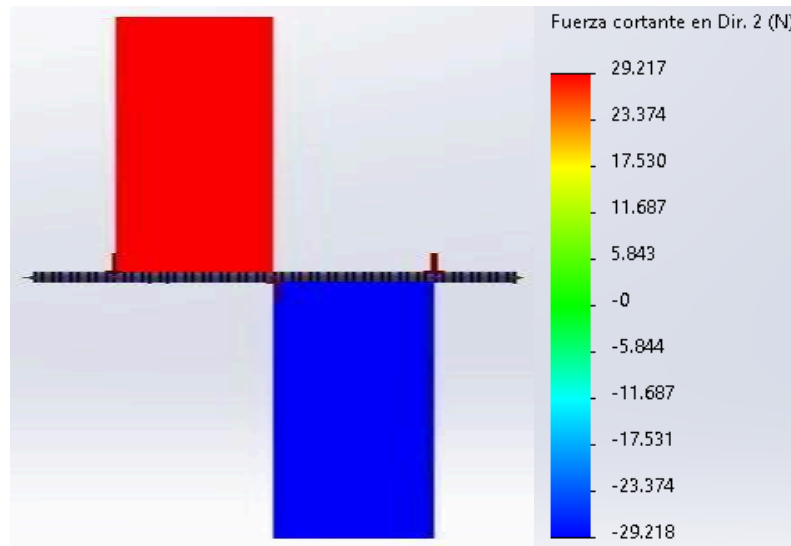


Figura 87. Representación de los esfuerzos cortantes para el pasador H en Solidworks

Fallo a Flexión

$$Mf_H = F_{Pasador\ H} * 50 = 29.218 * 50 = 1.460.900\ Nmm$$

$$\sigma = \frac{Mf_H * 32}{\pi * D_{H, Flex}^3}$$

$$229,6 = \frac{1.460.900 * 32}{\pi * D_{H, Flex}^3}$$

$$D_{H, Flex} = 40,17\ mm \simeq 41\ mm$$

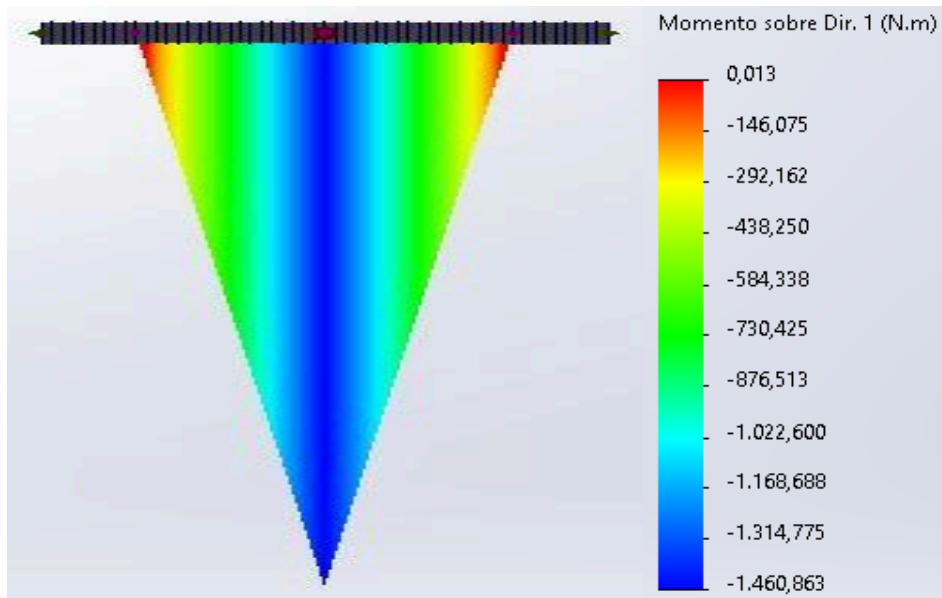


Figura 88. Representación del momento flector para el pasador H en Solidworks

Fallo por Aplastamiento

$$D_{H, Flex} = 41 \text{ mm}$$

$$\sigma = F_{Pasador H} / A_{Aplastamiento, H}$$

$$229,6 = 58.435 / A_{Aplastamiento, H}$$

$$A_{Aplastamiento, H} = e * D_{H, Flex} = 254,4 \text{ mm}^2$$

$$e = 254,4 / 41 = 6,21 \text{ mm} \simeq 7 \text{ mm}$$

Considérese el espesor necesario por aplastamiento para las orejetas cuya fuerza es de 29.218 N como la mitad del calculado inmediatamente por encima. El espesor mínimo para estas orejetas es de 4 mm.

Como conclusión, es digno de mención el hecho de que en el instante más desfavorable para cada pasador propuesto del mecanismo, cuyo diámetro es de 30 mm, este no podría soportar las fuerzas de reacción existentes y limitantes provocadas por el fallo a flexión.

Además, todos los espesores calculados por aplastamiento están muy por debajo del valor de diseño de 50 mm.

5.4) Cálculo de la sección del empotramiento

El propósito de este apartado es poder calcular la sección mínima necesaria en el concentrador de tensiones de los empotramientos anterior y posterior del bastidor localizados en la base de la orejeta de manera teórica.

Para ello, se parte de un acero estructural HSLA con 530 MPa de tensión máxima de fluencia y un coeficiente de seguridad de valor 3.

La sección de los empotramientos a dimensionar cuenta con una anchura predefinida en el diseño del ensamblaje de 50 mm.

Como en este caso, en el módulo resistente a flector la longitud de la sección va elevada al cubo, se convierte en el parámetro de diseño más influyente, y es el que se va a obtener para cada empotramiento del bastidor.

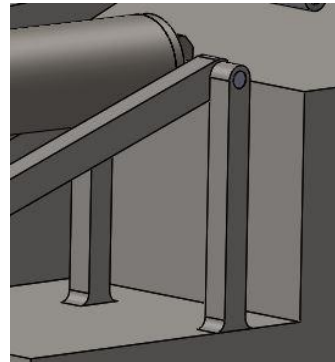
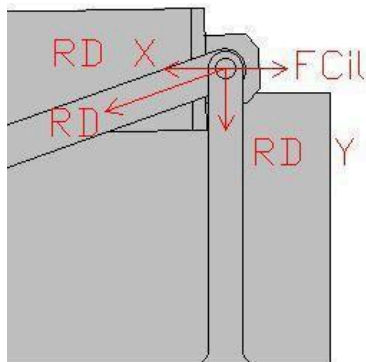
Se busca el instante en el que la fuerza en X que provoca en momento flector es máxima, ya que la tensión que genera este momento flector es muy grande en proporción con el esfuerzo axial que causa la componente Y de la fuerza o el esfuerzo cortante provocado por la componente X de la fuerza.

Datos de partida:

$$Cs = 3$$

$$\sigma_f = 530 \text{ MPa}$$

Empotramiento de la sección en D



Figuras 89 y 90. Fuerzas actuantes en la orejeta en el instante inicial (izq) y detalle de la orejeta y su empotramiento en D (der)

Gracias al trabajo realizado en el anterior apartado del dimensionamiento de pasadores y orejetas se ha obtenido en Excel una gráfica en la que se obtiene la fuerza en X en la unión articulada D en función del tiempo. El valor máximo ocurre en el instante inicial y

es de **111.580 N**. Además, el valor de la fuerza en Y para ese instante es de **97.622 N** (se trabaja en valor absoluto para obtener el diagrama de fuerzas). Estos valores habrá que dividirlos por la mitad debido al número de empotramientos existentes en la parte delantera.

A continuación, se muestran los diagramas de fuerzas obtenidos para los esfuerzos axil, cortante y flector en la sección comprendida entre la unión articulada en D y el empotramiento:

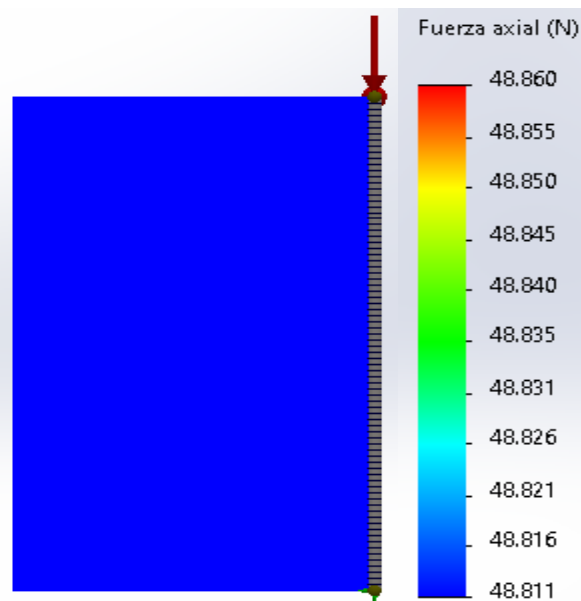


Figura 91. Esfuerzo axil de compresión resultante en la sección transversal

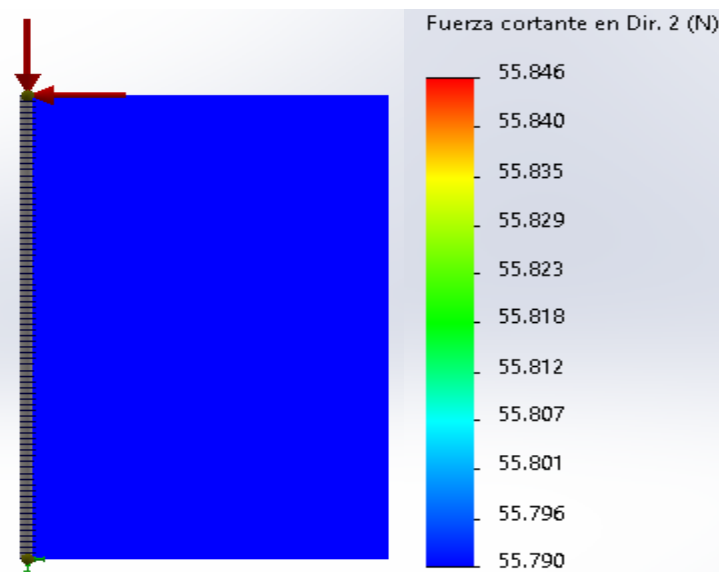


Figura 92. Esfuerzo cortante resultante en la sección transversal

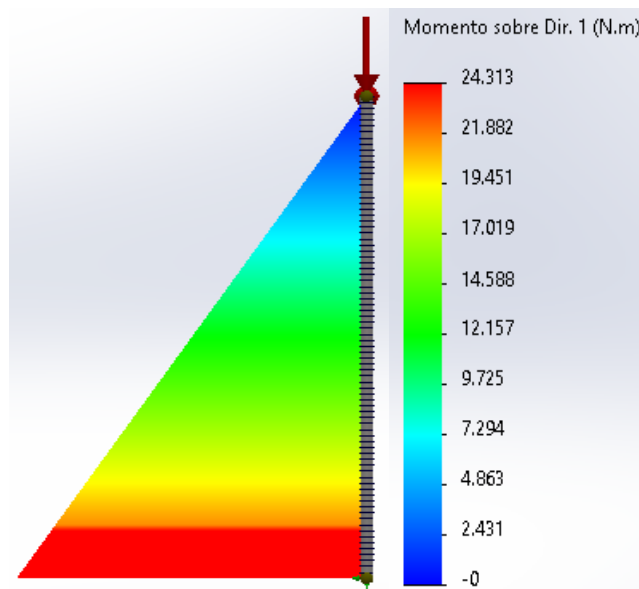


Figura 93. Esfuerzo flector resultante en la sección transversal

Una vez obtenidos los esfuerzos en la sección se lleva a cabo el cálculo tanto del área de material como la longitud necesaria en el empotramiento, sección inferior solicitada a flexión compuesta mediante esfuerzos axial, cortante y flector de gran magnitud. Para el cálculo analítico se puede despreciar el efecto del cortante, si bien en la simulación numérica en Solidworks sí ha sido contemplado.

Cálculo de sección debido a Flexión Compuesta (Flexión+Compresión)

$$FD_x = 55.790 \text{ N}$$

$$FD_y = 48.811 \text{ N}$$

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

$$Area_D = Longitud_D * Anchura = Longitud_D * 50$$

$$D_{Empotramiento,D} = 435,8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{x,D} = FD_y / Area_D = \frac{48.811}{50 * Longitud_D}$$

$$M_{Flector,D} = FD_x * D_{Empotramiento,D}$$

$$M_{Flector,D} = 55.790 * 435,8 = 24.310.000 \text{ Nmm}$$

$$W_{Flector,D} = \frac{Anchura * Longitud_D^3}{6 * Longitud_D} = \frac{50 * Longitud_D^3}{6 * Longitud_D}$$

$$\sigma_{Flector,D} = M_{Flector,D} / W_{Flector,D} = 24.310.000 / W_{Flector,D}$$

$$\sigma_{Empotramiento,D} = \sigma_{x,D} + \sigma_{Flector,D}$$

$$\tau_{Empotramiento,D} = \sigma_{Empotramiento,D} / 2$$

$$\tau_{Empotramiento,D} = \frac{\sigma f}{2 * C_s} = \frac{530}{2 * 3} = 88,33 \text{ MPa}$$

$$Longitud_D = 131,3 \text{ mm} \approx 132 \text{ mm}$$

$$Area_D = 6.565 \text{ mm}^2$$

Se necesita una longitud en la sección del empotramiento de **131,3 mm** y un área superficial de **6.565 mm²** para cumplir con los requerimientos de diseño.

Una vez realizado el cálculo analítico que sirve como referencia, dentro de Solidworks se realiza una simulación numérica en la que, para un concentrador de tensiones sin chaflán ni redondeo de ningún tipo, se obtienen los siguientes resultados:

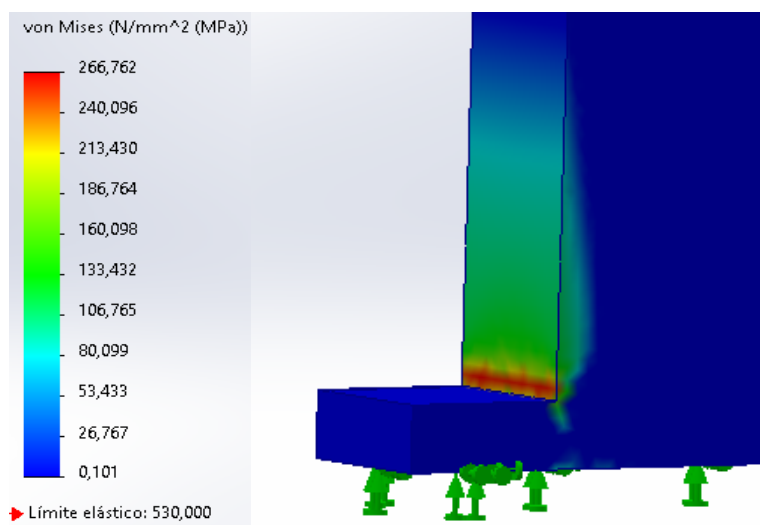


Figura 94. Von Mises en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada D

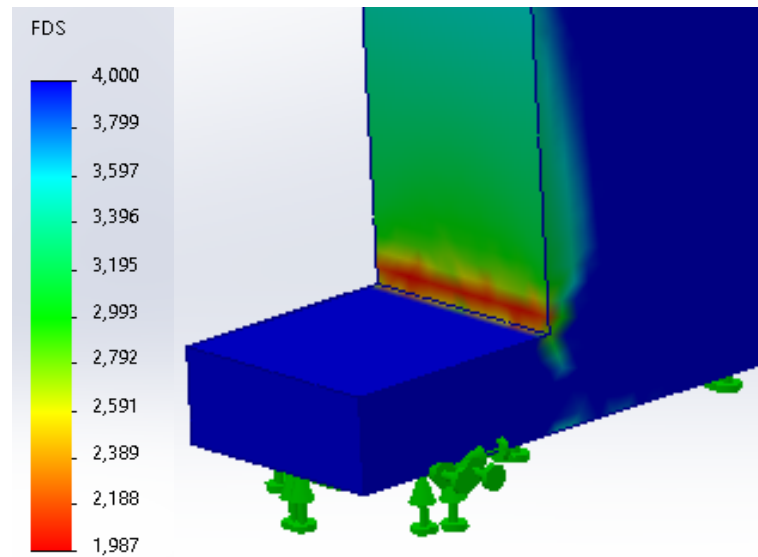


Figura 95. Factor De Seguridad en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada D

Como se ve reflejado en las figuras, el resultado obtenido está relativamente lejos de las necesidades de diseño para el empotramiento anterior.

Para cumplir con los requisitos deseados, se aumenta la longitud de la sección hasta los 162 mm y se añade un redondeo en cada arista lateral de 30 mm para suavizar considerablemente el efecto del concentrador de tensiones.

A continuación, se muestra el resultado obtenido con los cambios mencionados en la nueva simulación:

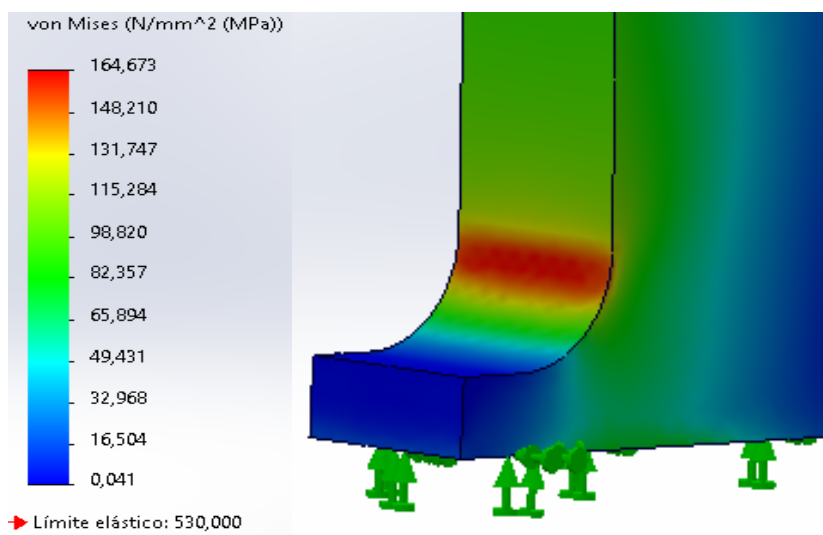


Figura 96. Von Mises en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada D tras la modificación

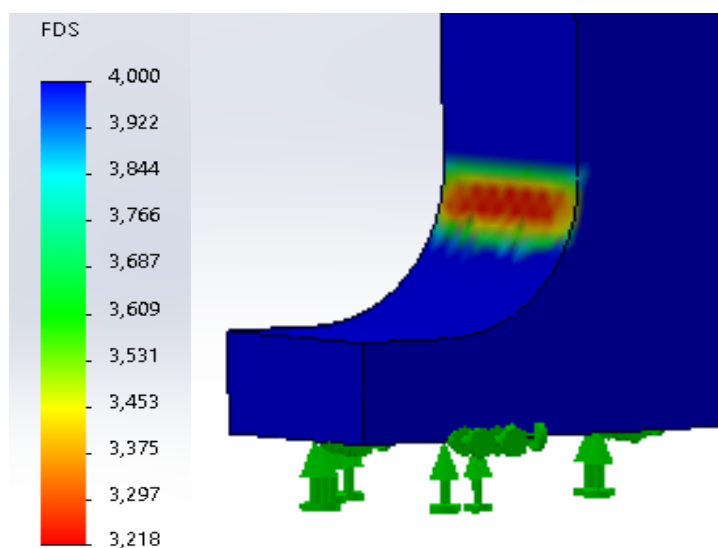
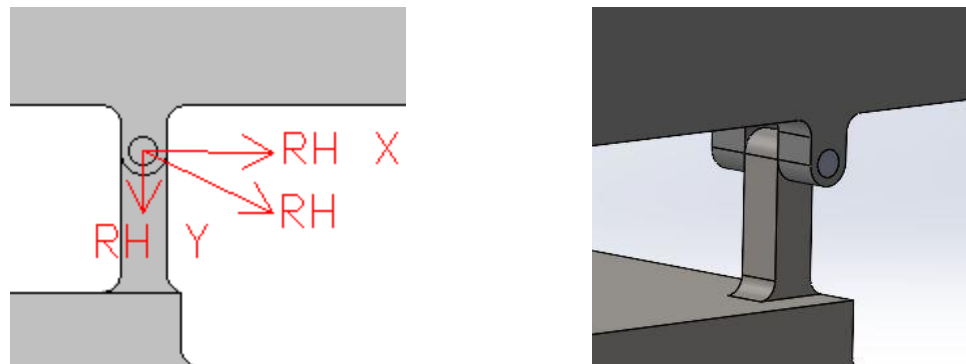


Figura 97. Factor De Seguridad en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada D tras la modificación

Tras las modificaciones realizadas se realiza la simulación y se obtiene una tensión máxima de Von Mises de **164,67 MPa** y un coeficiente de seguridad de **3.22**, cumpliendo de esta forma con el criterio de diseño que se quiere llevar a cabo.

Finalmente, quedará una sección en el empotramiento de **8.100 mm²**, siendo esta de mayor longitud y misma anchura porque, de lo contrario, si tan sólo se aumentara la anchura se podría llegar a una sección con la misma área pero mucho menor módulo resistente a flector, en cuya fórmula el lado alineado con la dirección de la fuerza (en el caso de estudio es el longitudinal) cuenta con un exponente que la eleva al cubo en el denominador.

Empotramiento de la sección en H



Figuras 98 y 99. Fuerzas de reacción en la orejeta en el instante inicial (izq) y detalle de la orejeta y su empotramiento en H (der)

A continuación, se muestran las gráficas de las fuerzas de reacción obtenidas en la unión articulada H descompuestas en ejes X e Y:

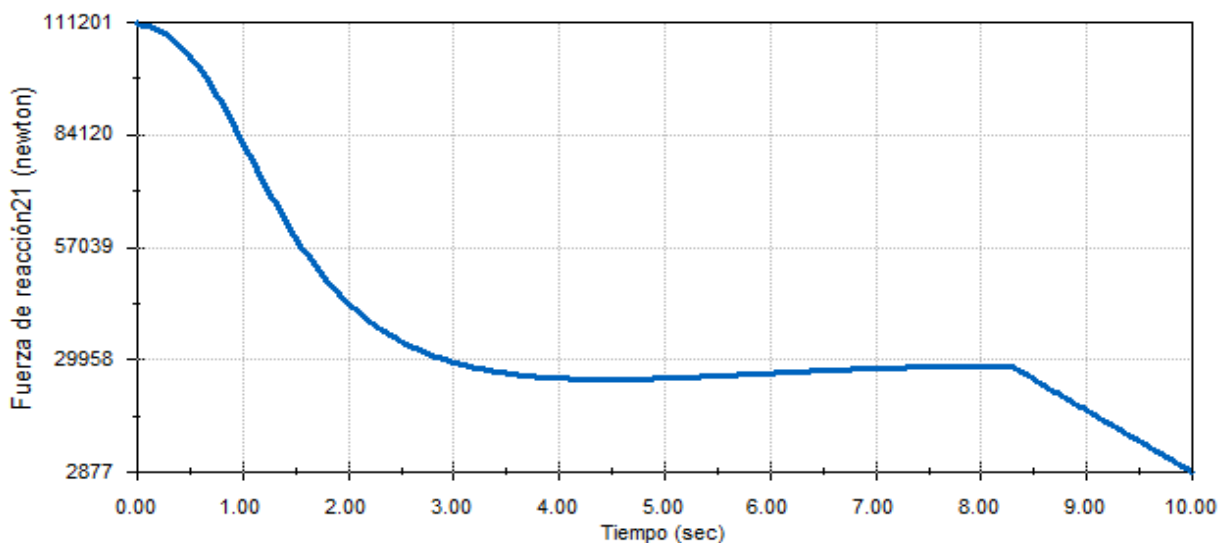


Figura 100. Representación de la fuerza de reacción en H en el eje X en función del tiempo

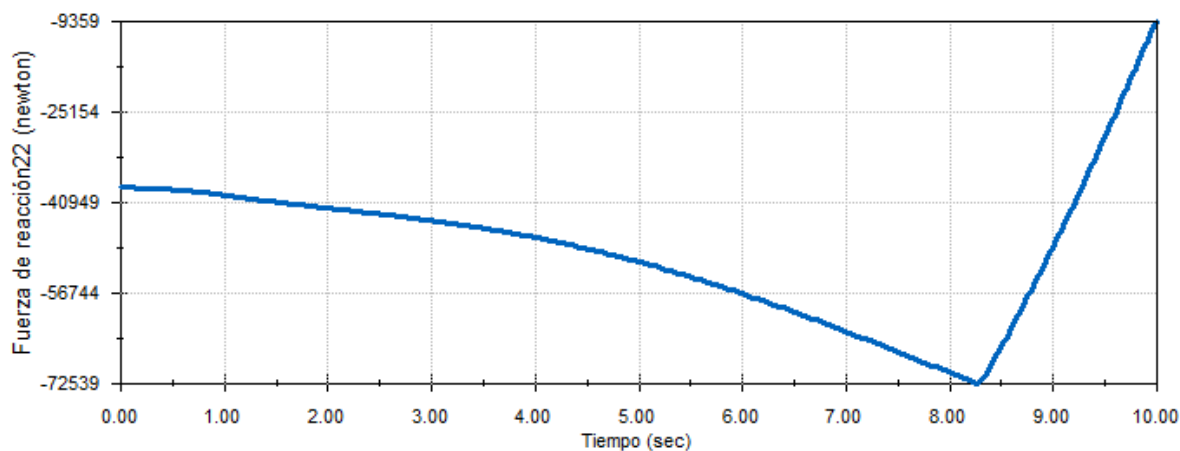


Figura 101. Representación de la fuerza de reacción en H en el eje Y en función del tiempo

Se ha obtenido en Solidworks una gráfica en la que se obtiene la fuerza en X en la unión articulada H en función del tiempo. El valor máximo ocurre en el instante inicial y es de **111.201 N**. Además, el valor absoluto de la fuerza en Y de compresión para ese instante es de **38.504 N**. Estos valores habrá que dividirlos por el número de secciones con empotramiento existentes en la parte posterior.

Por otro lado, el valor máximo de compresión en el eje Y se obtiene en el instante 8,3s y es de **72.539 N**. Además, el valor absoluto de la fuerza en X para ese instante es de **27.841 N**.

Como la longitud transversal es muy pequeña en comparación a la sección en D no se puede garantizar que el mayor efecto de la flexión compuesta tenga lugar en el instante inicial. Por ello, se van a calcular las tensiones máximas en el empotramiento mediante una tabla paramétrica en EES:

Flexion Compuesta								
1.2	RH_x	RH_y	$Area_H$	$Longitud_H$	$M_{flector,H}$	$\sigma_{flector,H}$	$\sigma_{X,H}$	$W_{flector,H}$
Run 1	55600	19252	3818	76,36	8,340E+06	171,6	5,042	48594
Run 2	13920	36270	1988	39,77	2,088E+06	158,4	18,24	13180

Figura 102. Tabla paramétrica en EES con los diferentes valores de reacciones en X e Y

Tal y como se puede apreciar, se necesitará una mayor sección en el instante inicial debido a que el momento flector ocasionado por la fuerza de reacción en X es más grande y, por tanto, el módulo resistente a la flexión también debe serlo.

A continuación, se muestran los diagramas de fuerzas obtenidos para los esfuerzos axial, cortante y flector en la sección comprendida entre la unión articulada en H y el empotramiento:

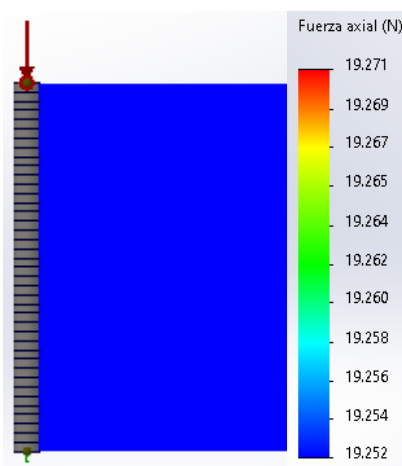


Figura 103. Esfuerzo axial de compresión resultante en la sección transversal

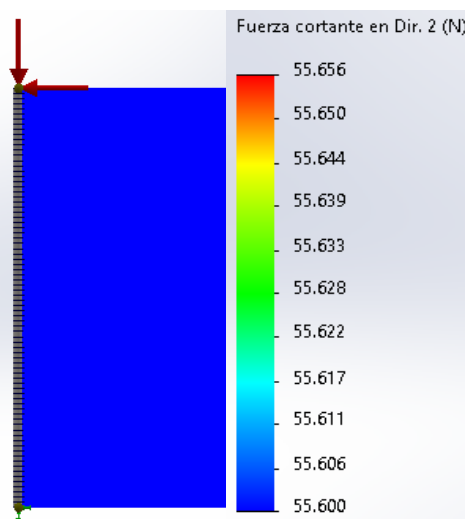


Figura 104. Esfuerzo cortante resultante en la sección transversal

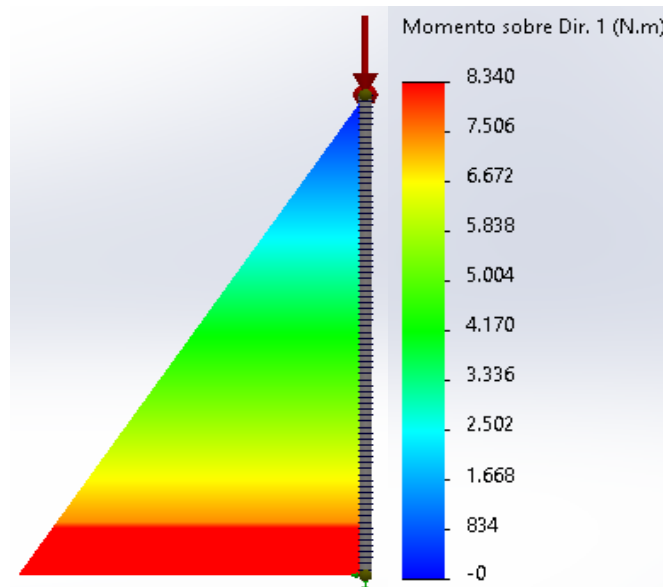


Figura 105. Esfuerzo flector resultante en la sección transversal

Cálculo de sección debido a Flexión Compuesta (Flexión+Compresión)

$$RH_x = 55.600 \text{ N}$$

$$RH_y = 19.252 \text{ N}$$

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

$$\text{Area}_H = \text{Longitud}_H * \text{Anchura} = \text{Longitud}_H * 50$$

$$D_{\text{Empotramiento},H} = 150 \text{ mm}$$

$$\sigma_{X,H} = RH_y / Area_H = \frac{19.252}{50 * Longitud_H}$$

$$M_{Flector,H} = RH_x * D_{Empotramiento,H}$$

$$M_{Flector,H} = 55.600 * 150 = 8.340.000 \text{ Nmm}$$

$$W_{Flector,H} = \frac{Anchura * Longitud_H^3}{6 * Longitud_H} = \frac{50 * Longitud_H^3}{6 * Longitud_H}$$

$$\sigma_{Flector,H} = M_{Flector,H} / W_{Flector,H} = 8.340.000 / W_{Flector,H}$$

$$\sigma_{Empotramiento,H} = \sigma_{X,H} + \sigma_{Flector,H}$$

$$\tau_{Empotramiento,H} = \sigma_{Empotramiento,H} / 2$$

$$\tau_{Empotramiento,H} = \frac{\sigma f}{2 * Cs} = \frac{530}{2 * 3} = 88,33 \text{ MPa}$$

$$Longitud_H = 76,36 \text{ mm} \simeq 77 \text{ mm}$$

$$Area_H = 3.818 \text{ mm}^2$$

Se necesita una longitud en la sección del empotramiento de **76,36 mm** y un área superficial de **3.818 mm²** para cumplir con los requerimientos de diseño.

Una vez realizado el cálculo analítico que sirve como referencia, se pasa a Solidworks y se realiza una simulación numérica en la que, para un concentrador de tensiones sin redondeo ni chaflán de ningún tipo, se obtienen los siguientes resultados:

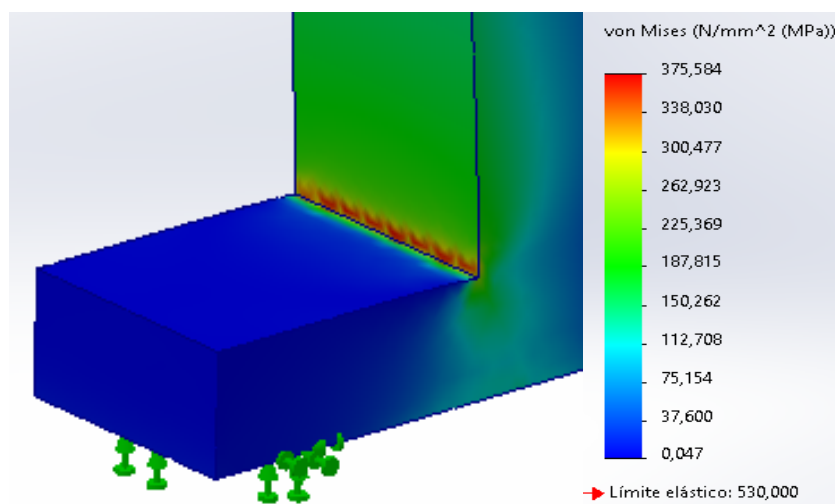


Figura 106. Von Mises en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada H

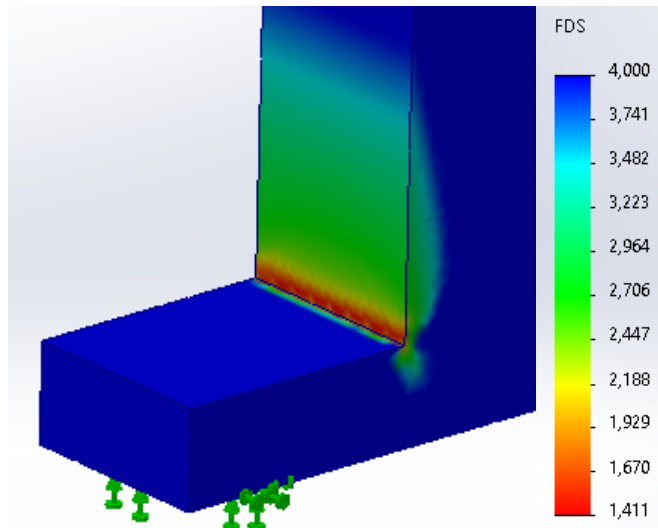


Figura 107. Factor De Seguridad en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada H

Como se puede apreciar, el resultado obtenido dista bastante del objetivo de diseño para el empotramiento posterior.

Para cumplir con los requisitos deseados, se amplía la longitud de la sección hasta los 95 mm y se añade un redondeo en cada arista lateral de 30 mm para paliar considerablemente el efecto del concentrador de tensiones.

A continuación, se muestra el resultado obtenido con los cambios indicados en la nueva simulación:

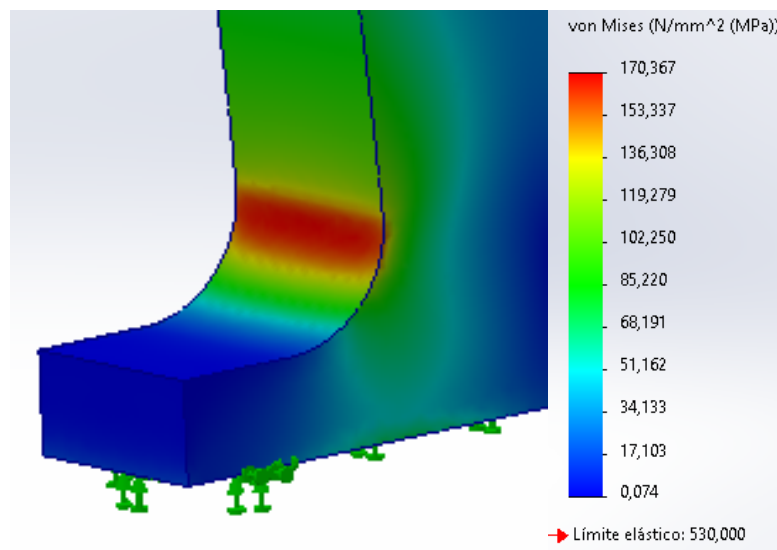


Figura 108. Von Mises en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada H tras la modificación

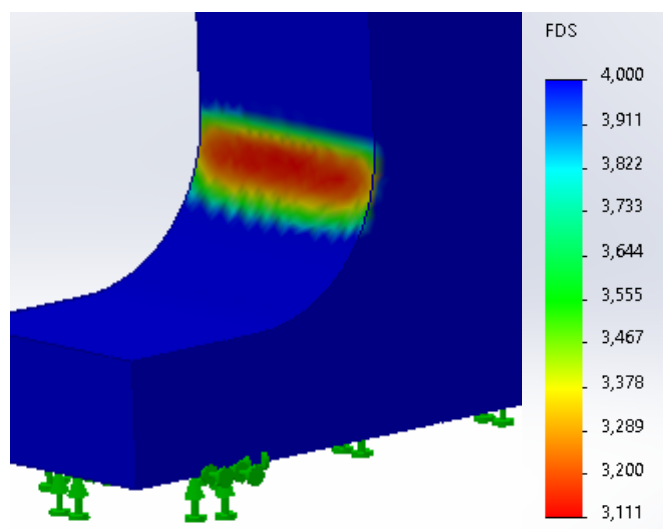


Figura 109. Factor De Seguridad en el concentrador de tensiones en el empotramiento de la unión articulada H tras la modificación

Tras las modificaciones realizadas se realiza la simulación y se obtiene una tensión máxima de Von Mises de **170,36 MPa** y un coeficiente de seguridad de **3.11**, cumpliendo así con el criterio de diseño propuesto.

Finalmente, quedará una sección en el empotramiento de **4.750 mm²**.

5.5) Comprobación del pandeo en el brazo inferior

Se va a comprobar mediante cálculo analítico y simulación numérica el fallo a pandeo según el criterio de Euler para el brazo inferior, ya que es el elemento de menor sección sometido a un gran esfuerzo de compresión, lo cuál puede dar lugar a pandeo en la barra.

La fuerza compresiva más desfavorable es de **162.835 N** para el momento 1,05s de la descarga según las gráficas obtenidas en el análisis de movimiento con anterioridad.

Para más información consultar Anexo N°7.

$$E = 210.000 \text{ MPa}$$

$$\text{Altura} = 50 \text{ mm} = h$$

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

$$K = 1$$

$$L_{\text{Brazo inf}} = 1.209 \text{ mm} = L$$

$$Carga_{\text{Critica}} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L)^2}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{60 * 50^3}{12} = 625.000 \text{ mm}^4$$

$$Carga_{\text{Critica}} = \frac{\pi^2 * 210.000 * 625.000}{(1 * 1.209)^2} = 886.230 \text{ N}$$

$$Factor_{\text{Critico}} = \frac{Carga_{\text{Critica}}}{F_{\text{Pasaor A}}} = \frac{886.230}{162.835} = 5,443$$

Nombre del modelo: Basculante Tijera Motion 4 1,05s
Nombre de estudio: Pandeo 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Pandeo Amplitud1
Forma modal: 1 Factor de carga = -9,3058
Escala de deformación: 1

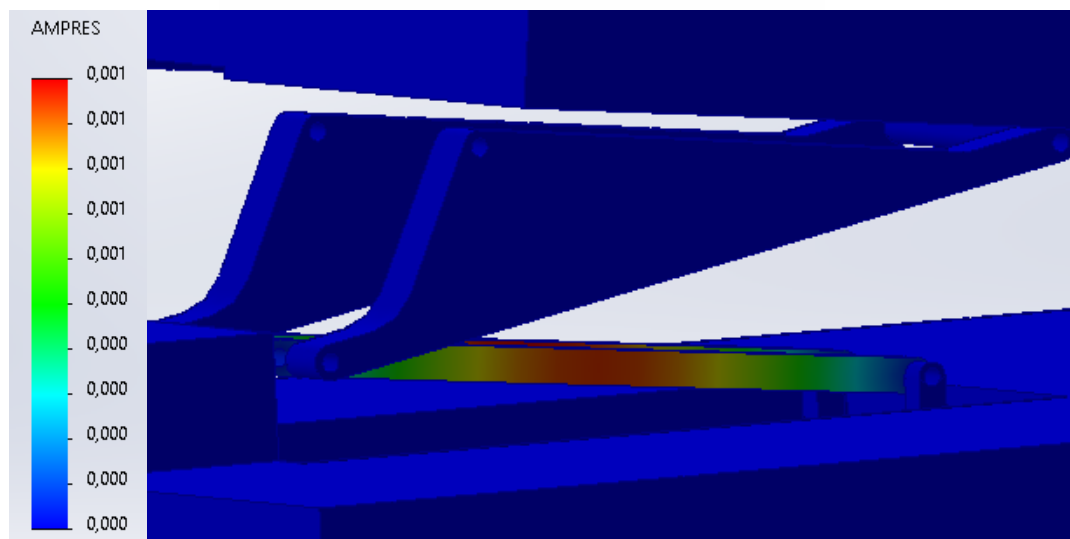


Figura 110. Resultado del estudio dentro del análisis estático de pandeo para el instante 1,05s

Según los resultados, el pandeo no está ocurriendo en este momento con la carga aplicada en la simulación, pero existe la posibilidad de que ocurra si la carga llega a multiplicarse por el factor de carga crítico.

5.6) Optimización del brazo superior

Tras la primera simulación numérica de todo el ensamblaje se ha llegado a la conclusión de que se puede reducir la masa del brazo superior reduciendo el volumen de material empleado a la par que disminuyen ciertas secciones sobredimensionadas que dan lugar a tensiones de Von Mises muy reducidas para gran parte de la pieza.

Para lograr dicha reducción, se va a analizar estáticamente la pieza individualmente para el momento más desfavorable (1,05s) introduciendo las fuerzas en las uniones articuladas en sus respectivas direcciones y sentidos. Para más información consultar Anexo N°7.

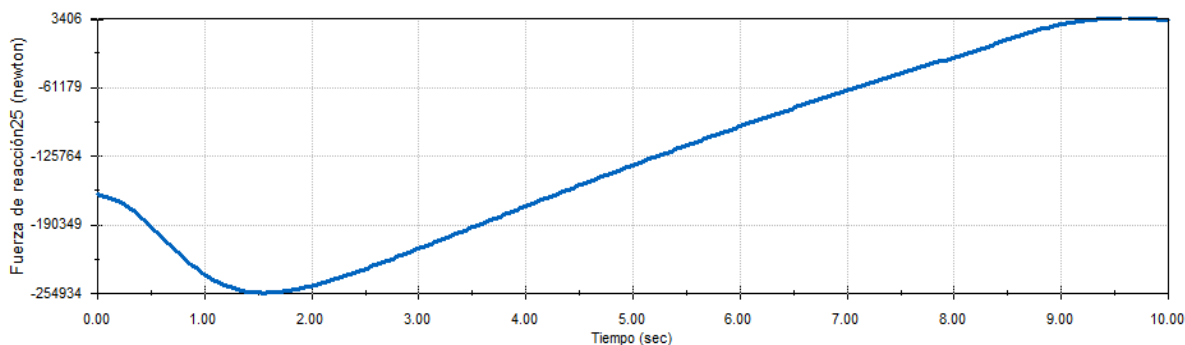


Figura 111. Representación de la fuerza de reacción en C en función del tiempo provocada por el cilindro hidráulico en el eje X

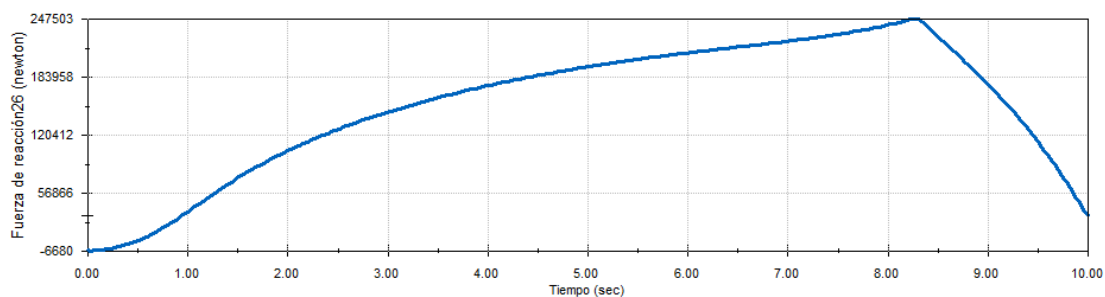


Figura 112. Representación de la fuerza de reacción en C en función del tiempo provocada por el cilindro hidráulico en el eje Y

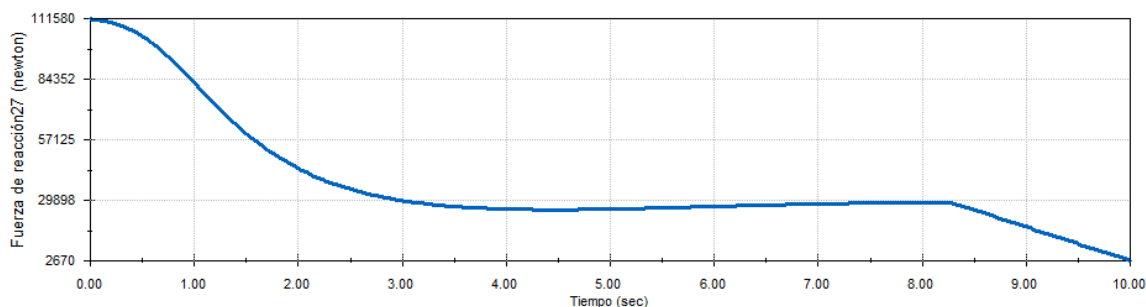


Figura 113. Representación de la fuerza de reacción en B en función del tiempo en el eje X

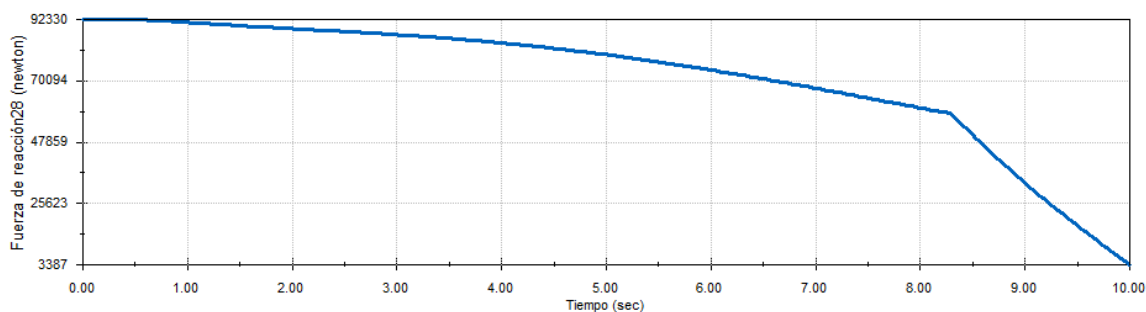


Figura 114. Representación de la fuerza de reacción en B en función del tiempo en el eje Y

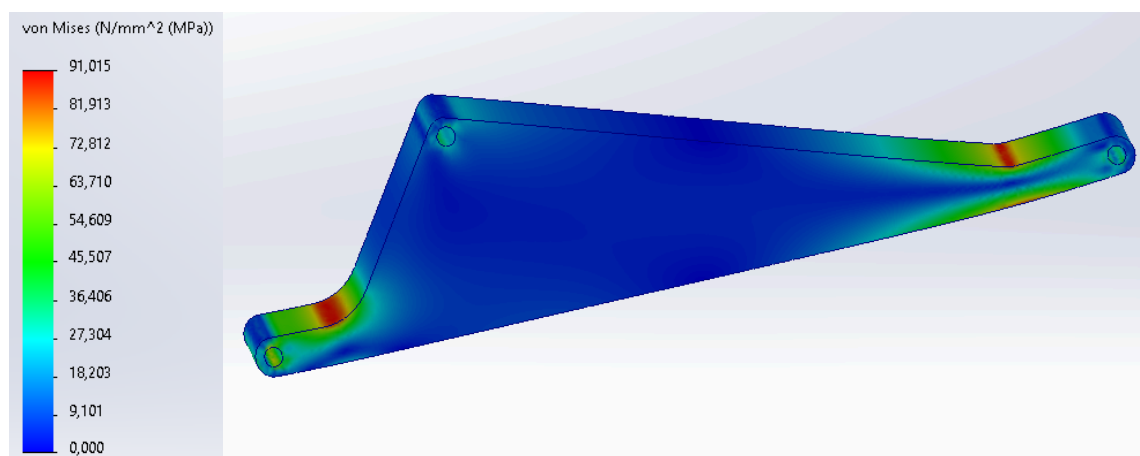


Figura 115. Tensión de Von Mises en el brazo superior

Tras cambiar el croquis de la pieza se ha llegado al siguiente resultado:

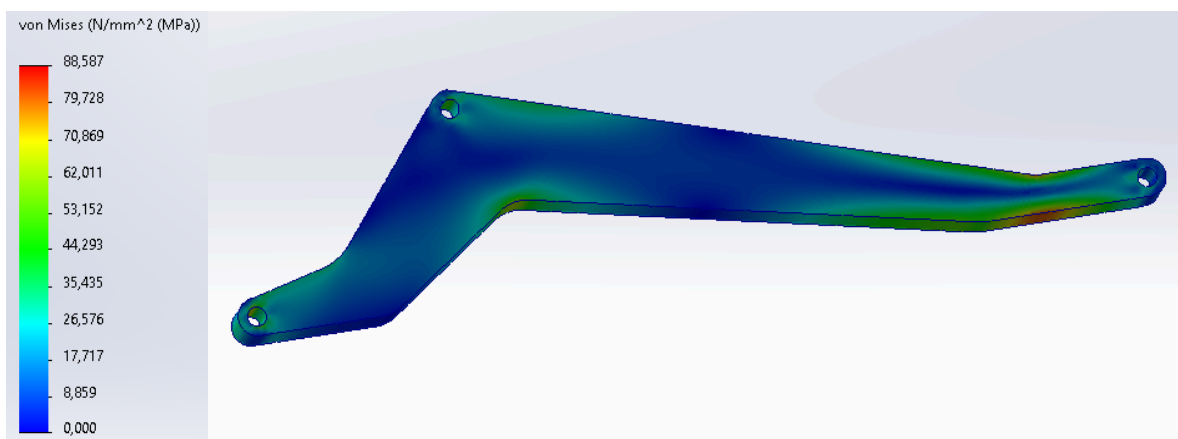


Figura 116. Tensión de Von Mises en el brazo superior tras la optimización

Masa = 185,07 kg

Volumen = 0,02 m³

Área de superficie = 0,83 m²

Centro de masa: (m)

X = 0,65

Y = 0,11

Z = 0,05

Masa = 135,03 kg

Volumen = 0,02 m³

Área de superficie = 0,70 m²

Centro de masa: (m)

X = 0,65

Y = 0,13

Z = 0,05

Figuras 117 y 118. Propiedades físicas del brazo superior original (izq) y del brazo superior optimizado (der)

Como se puede apreciar, se logra una reducción de **50 kg** de masa o del **27%**, mientras que las tensiones de Von Mises permanecen idénticas, cumpliendo así con el coeficiente de seguridad mayor a 3 preestablecido como objetivo de diseño.

6) ENSAMBLAJE FINAL

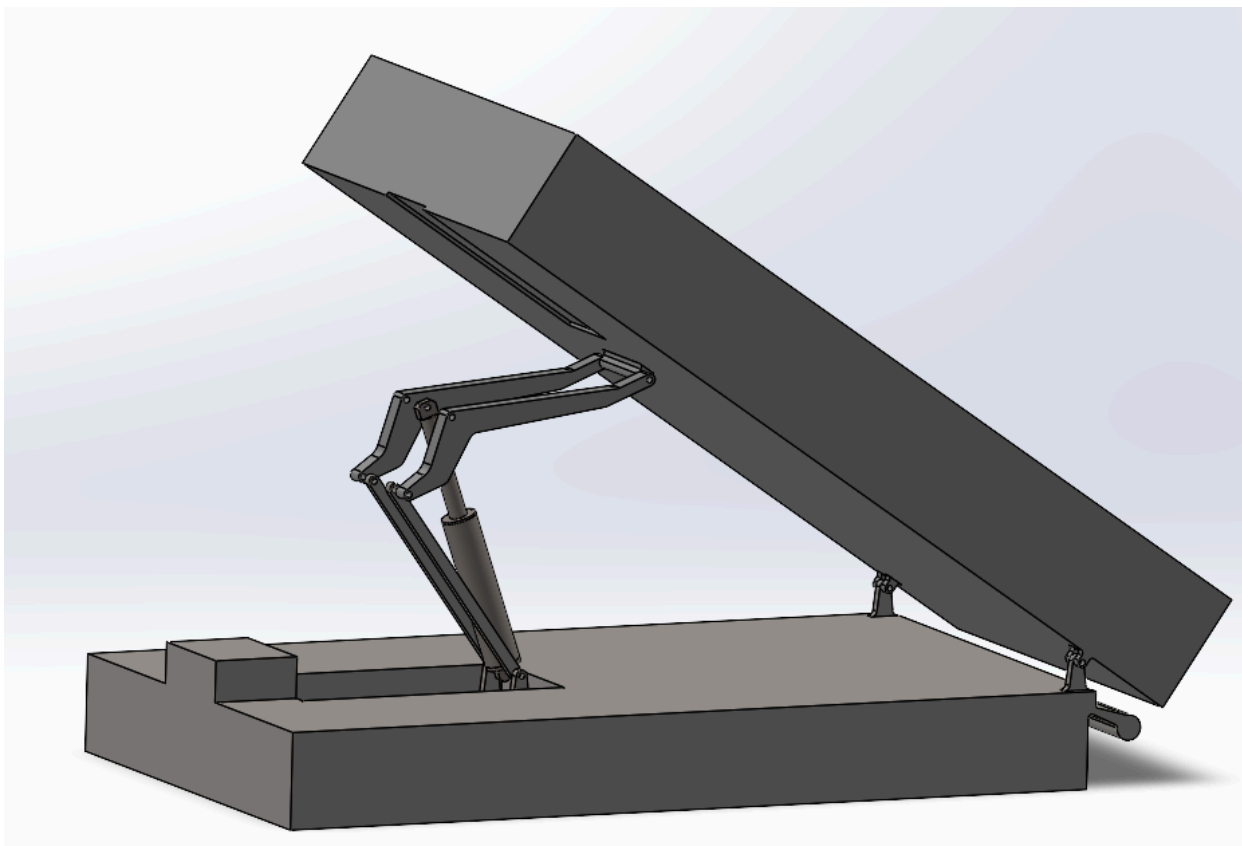


Figura 119. Resultado definitivo del sistema basculante una vez implementados todos los cambios y mejoras mediante cálculo analítico y simulación numérica

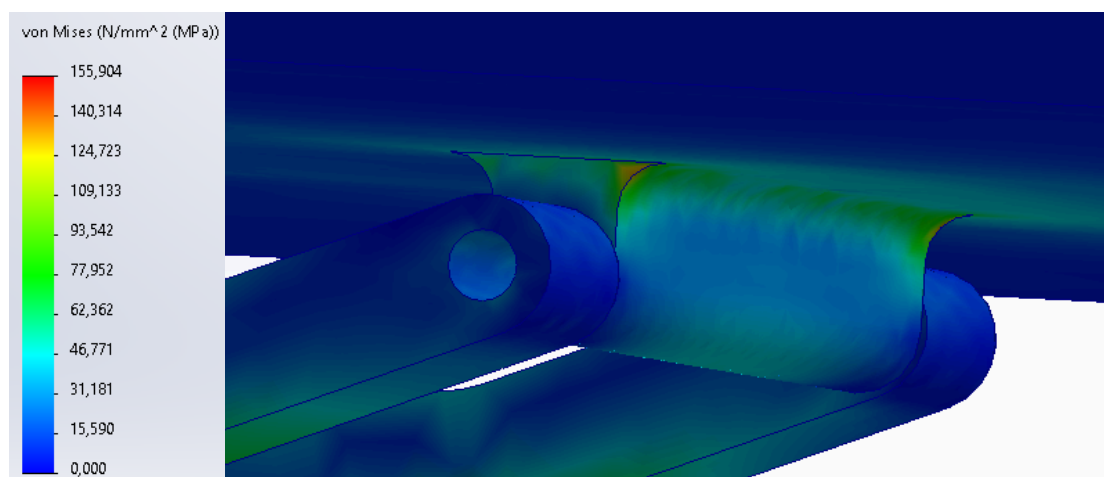
0s (Uniones a analizar: B, H; Empotramiento orejeta D)

Figura 120. Von Mises en la unión articulada B

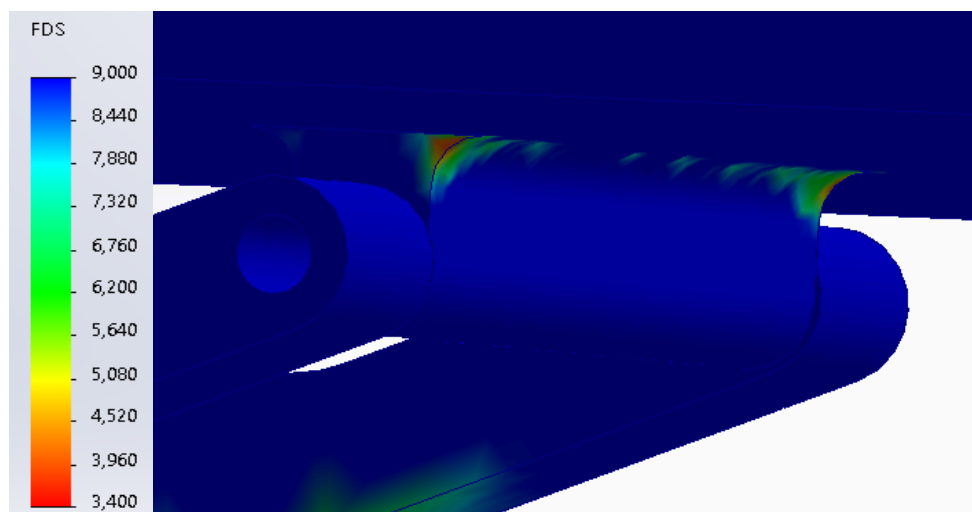


Figura 121. Factor De Seguridad en la unión articulada B

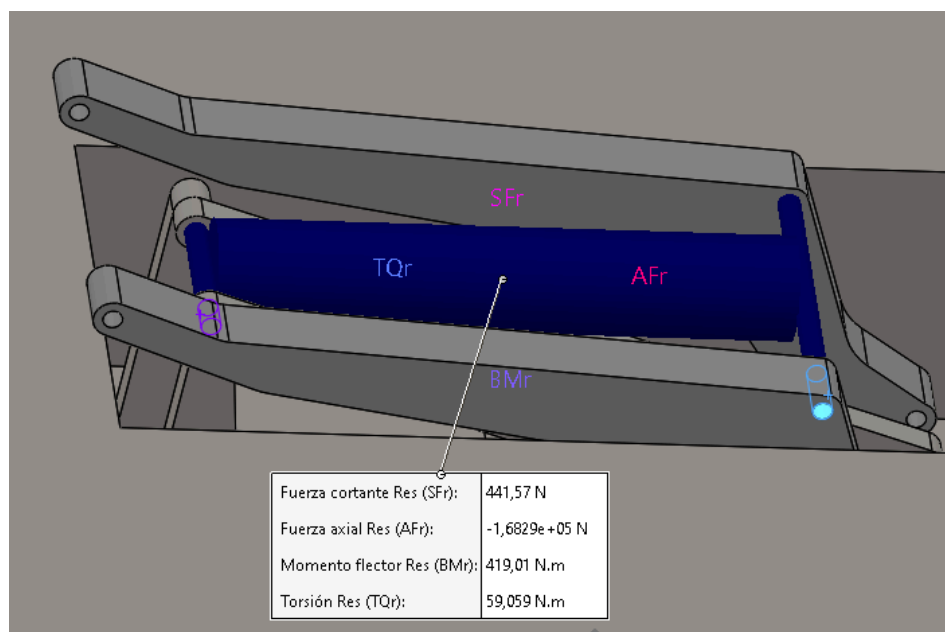


Figura 122. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

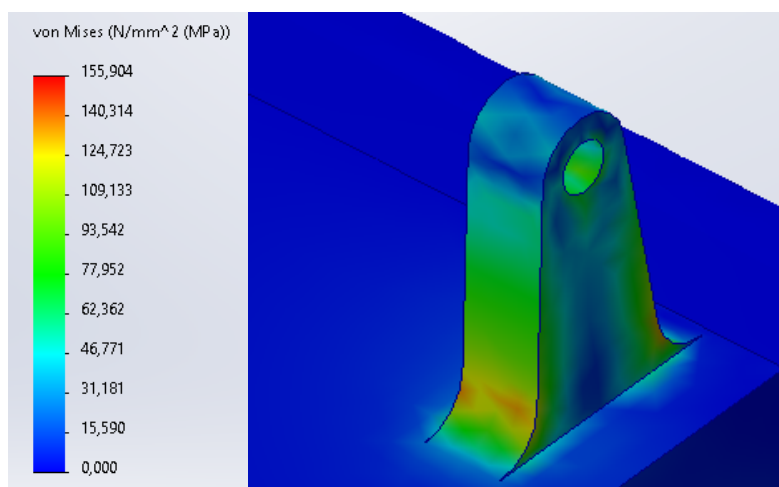


Figura 123. Von Mises en la unión articulada H

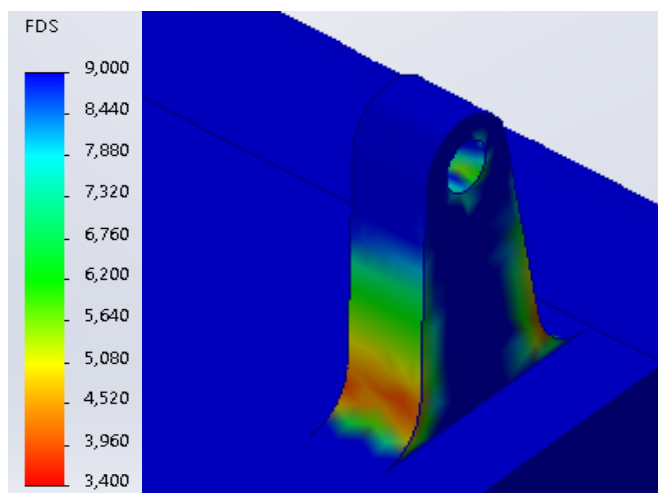


Figura 124. Factor De Seguridad en la unión articulada H

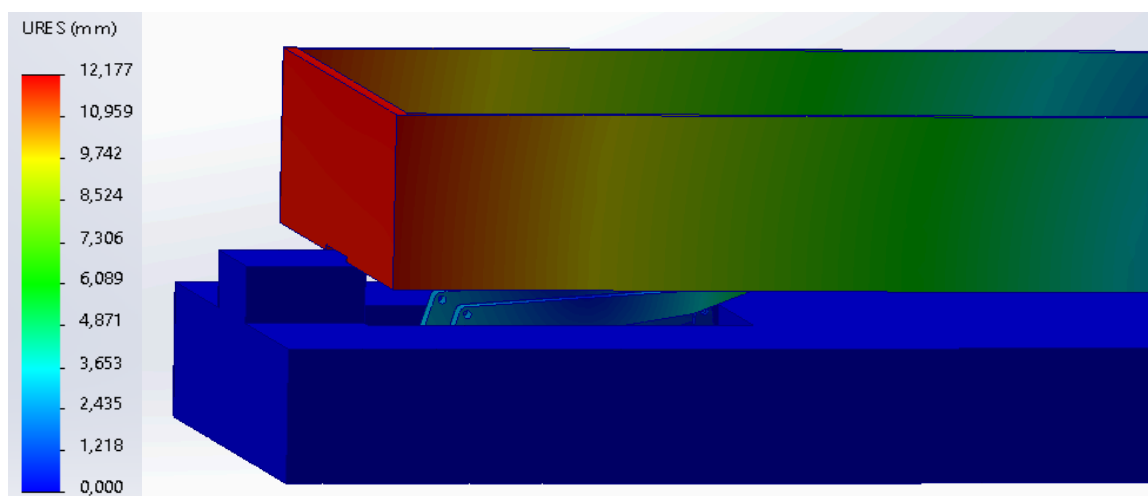


Figura 125. Desplazamientos en instante inicial 0s

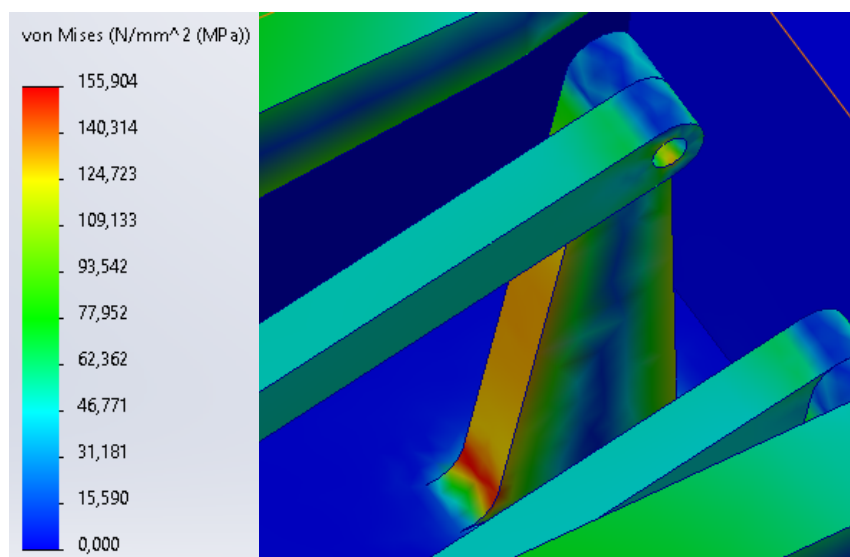


Figura 126. Von Mises en el empotramiento de la orejeta en D

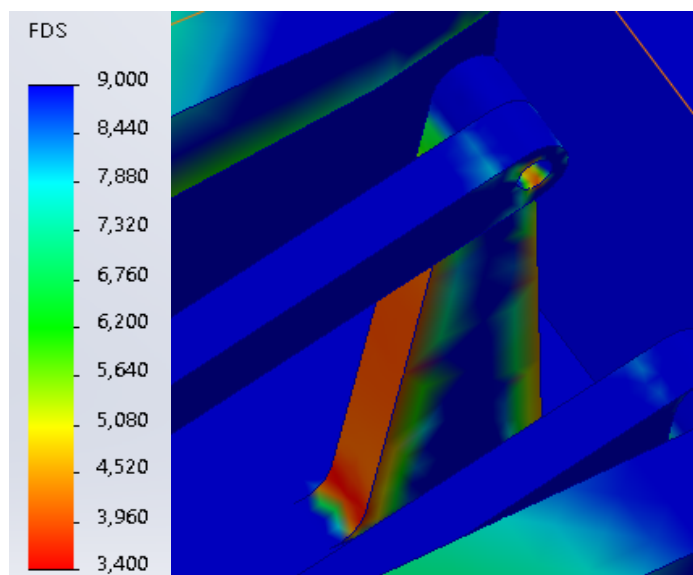
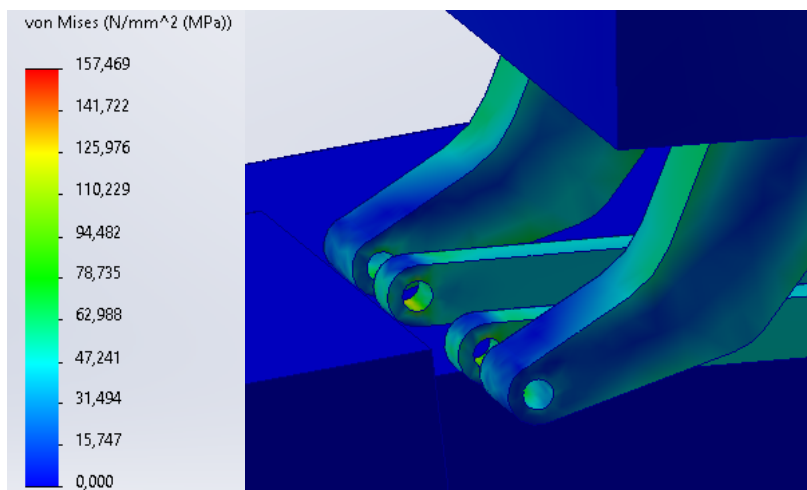
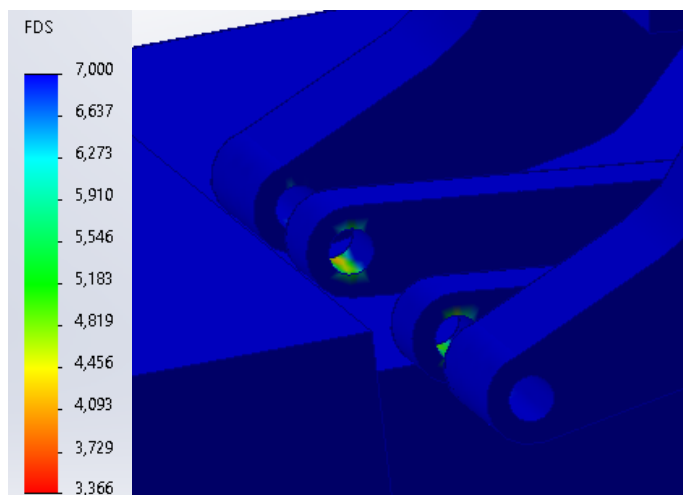


Figura 127. Factor De Seguridad en el empotramiento de la orejeta en D

1,05s (Uniones a analizar: A, D)*Figura 128. Von Mises en la unión articulada A**Figura 129. Factor De Seguridad en la unión articulada A*

Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	92,968
Fuerza axial (N)	-2,6212e+05
Momento flector (N.m)	6,2716
Torsión (N.m)	75,522

Figura 130. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

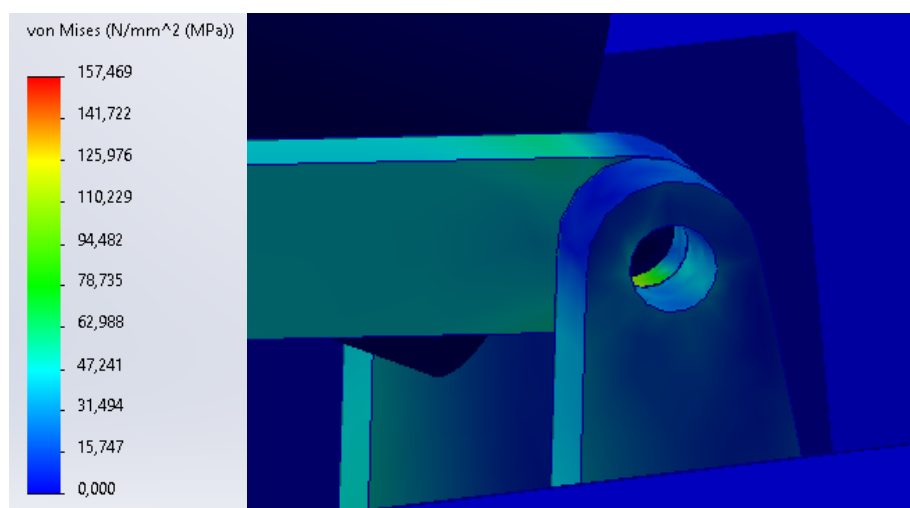


Figura 131. Von Mises en la unión articulada D

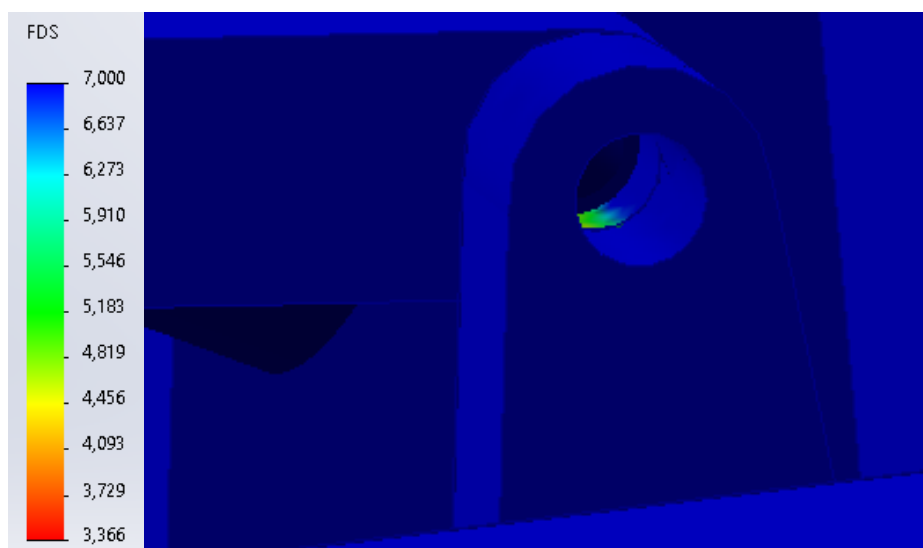


Figura 132. Factor De Seguridad en la unión articulada D

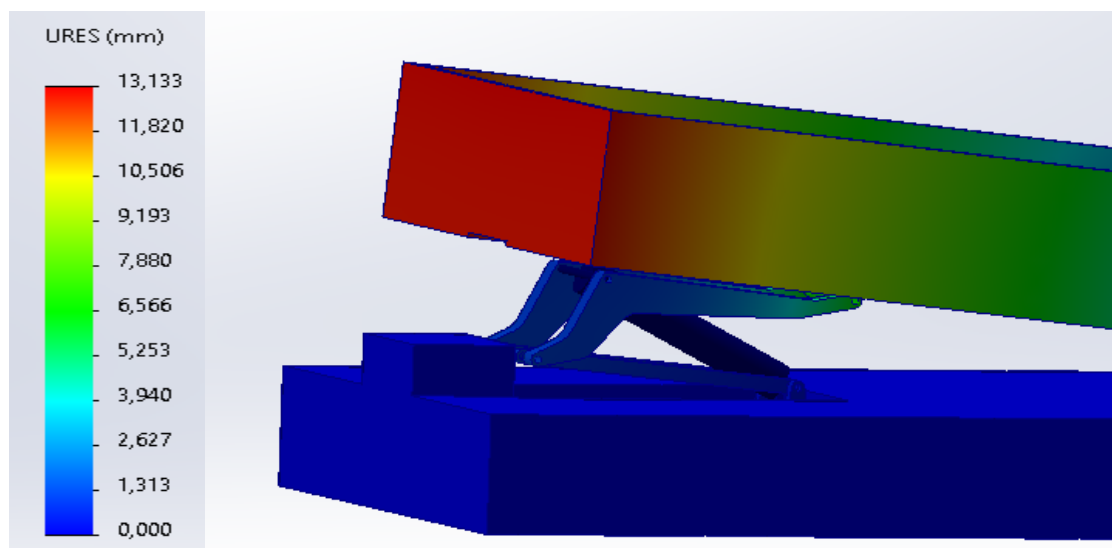


Figura 133. Desplazamientos en instante 1,05s

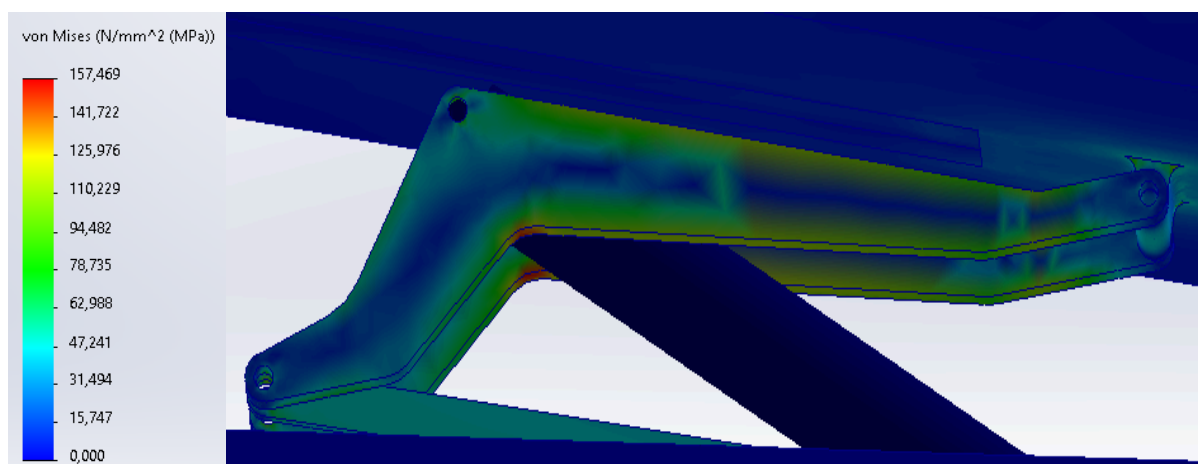


Figura 134. Von Mises en el brazo superior

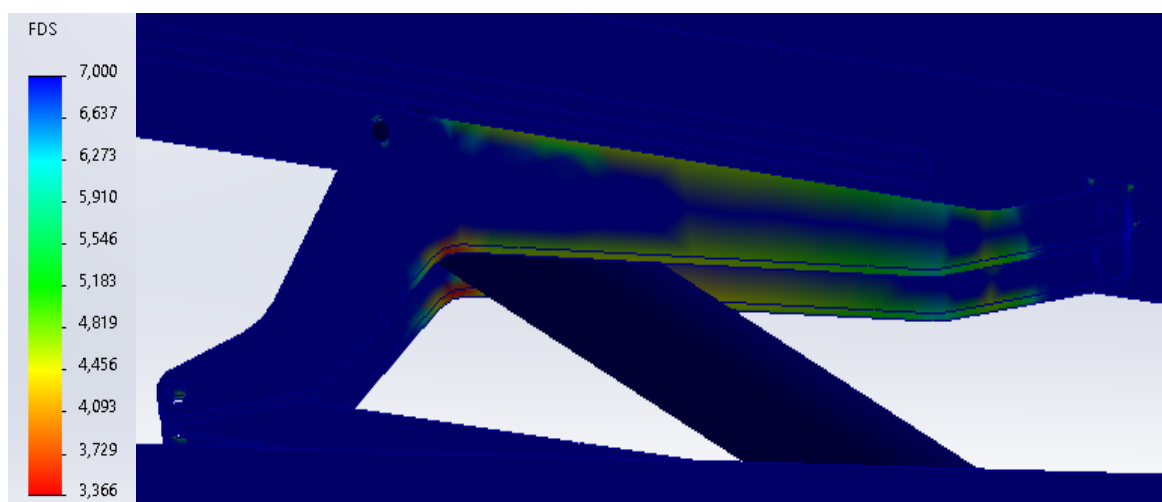


Figura 135. Factor De Seguridad en el brazo superior

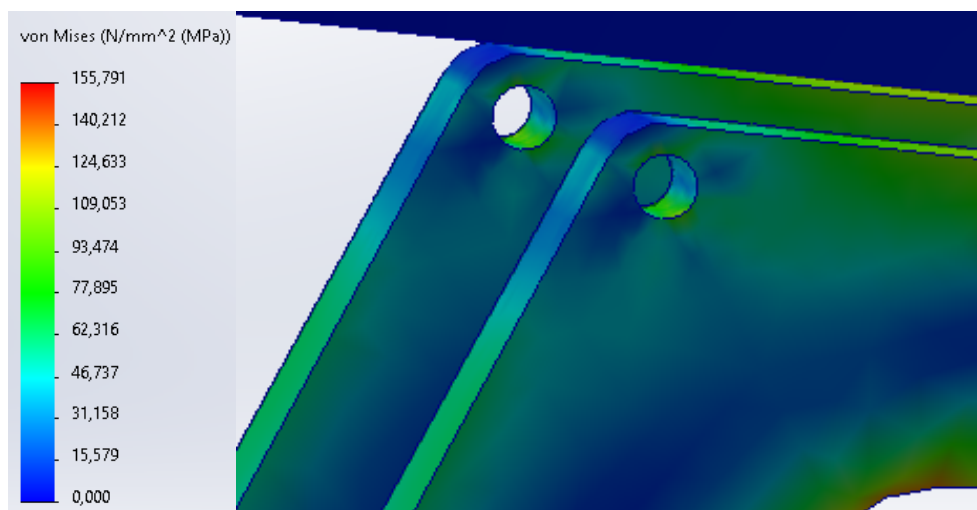
1,93s (Uniones a analizar: C)

Figura 136. Von Mises en la unión articulada C

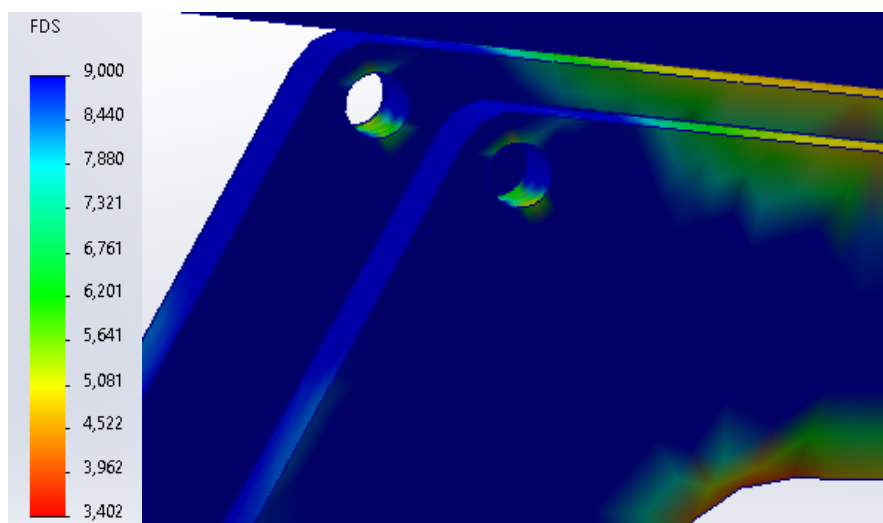


Figura 137. Factor De Seguridad en la unión articulada C

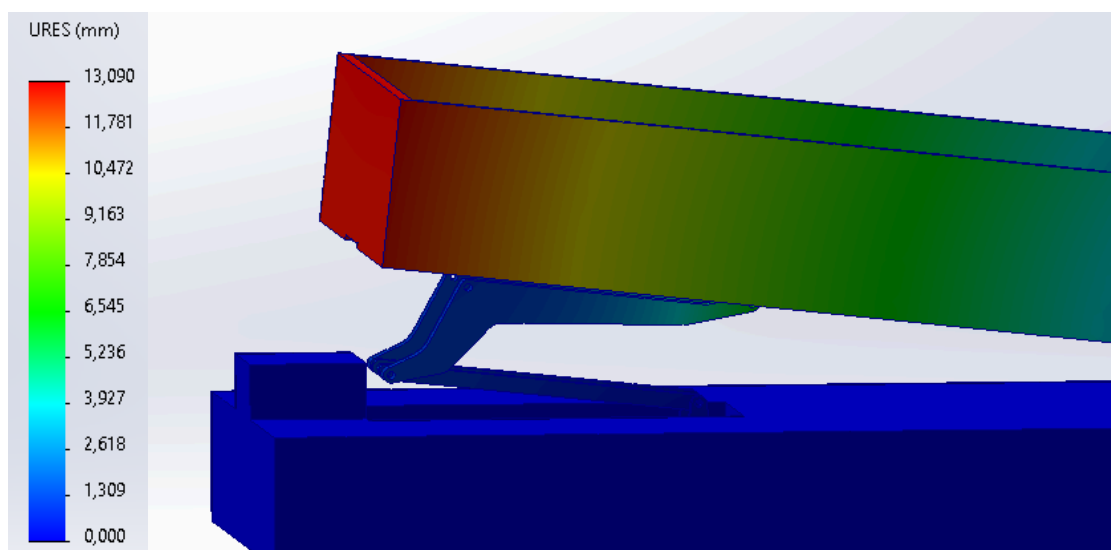


Figura 138. Desplazamientos en el instante 1,93s

Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	78,688
Fuerza axial (N)	-2,6165e+05
Momento flector (N.m)	1,2122
Torsión (N.m)	77,405

Figura 139. Fuerzas resultantes del cilindro

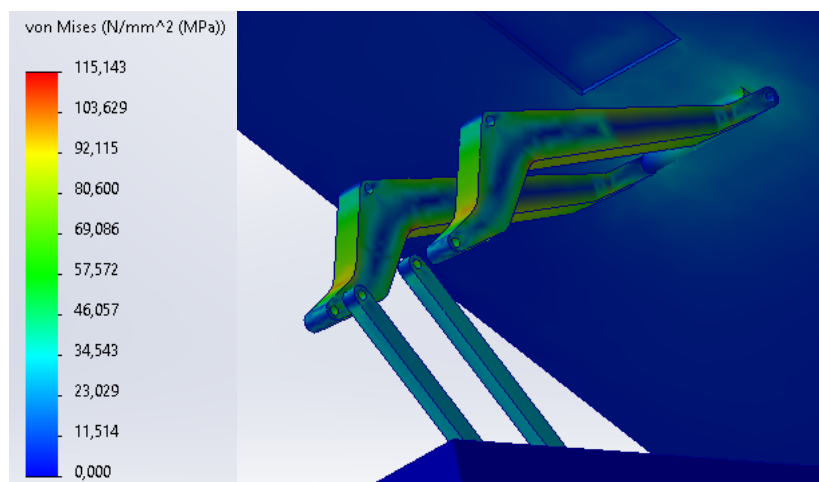
8,3s

Figura 140. Tensiones de Von Mises en el instante 8,3s

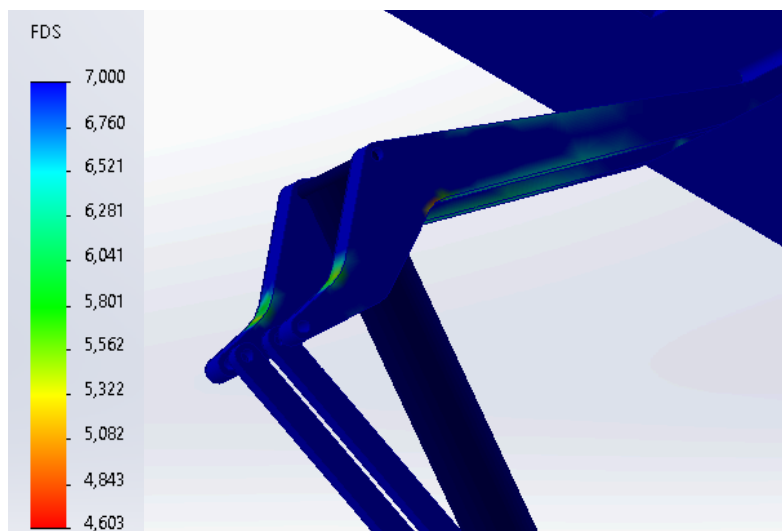


Figura 141. Factor De Seguridad en el instante 8,3s

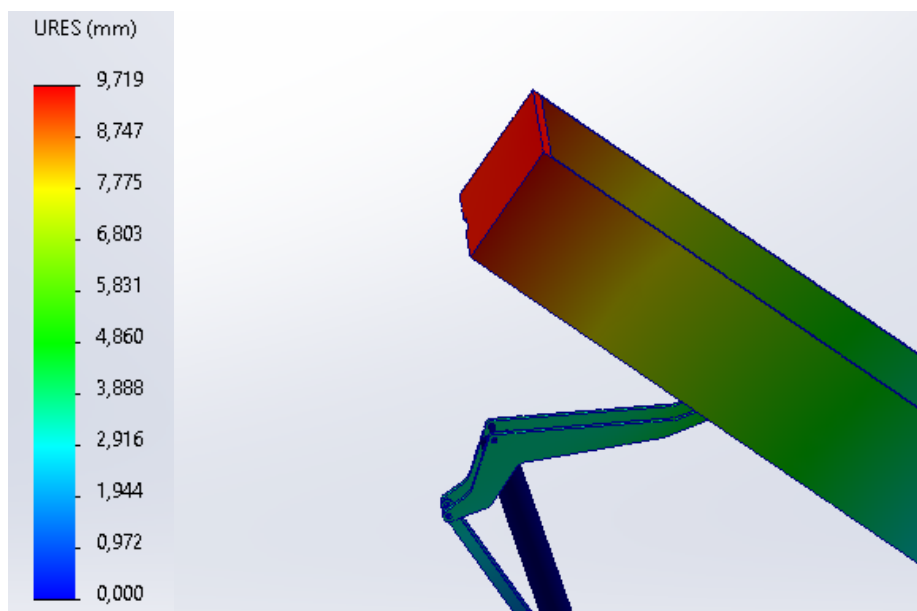


Figura 142. Desplazamientos en el instante 8,3s

Fuerza de conector	
Tipo	Resultante
Fuerza cortante (N)	62,857
Fuerza axial (N)	-2,2833e+05
Momento flector (N.m)	88,574
Torsión (N.m)	65,416

Figura 143. Fuerzas de conector en el cilindro hidráulico

Momento	Motion	Simulation	Motion/Simulation
0s	180.497 N	168.290 N	107%
1,05s	243.958 N	262.120 N	90%
1,93s	269.246 N	261.250 N	103%
8,3s	249.787 N	228.330 N	109%

Tabla 17. Comparación de valores obtenidos para la fuerza del cilindro hidráulico entre Motion y Simulation

7) CONCLUSIONES

Mediante la realización de este Trabajo de Fin de Grado se ha buscado cubrir en profundidad todos los objetivos descritos en la propuesta y obtener un diseño funcional de un sistema basculante de tijera para el accionamiento de un camión volquete.

Primeramente, se ha realizado una primera propuesta de diseño de las piezas del conjunto que forma el ensamblaje y, gracias a ello, se ha podido realizar un cálculo analítico en EES mediante ecuaciones parametrizadas tras haber realizado los diagramas de sólido libre pertinentes, permitiendo así una primera estimación de las fuerzas de reacción que tienen lugar en las uniones articuladas del mecanismo.

Tras esta primera estimación, se ha dado forma y volumen a las piezas en Solidworks para armar un ensamblaje que permitiese realizar un estudio de movimiento. El estudio de movimiento, tras definir adecuadamente las condiciones de contorno, permite obtener las fuerzas de reacción en función del tiempo a lo largo de toda la animación y, además, contrastar con el cálculo analítico los resultados obtenidos.

La última parte del trabajo, tras validar los resultados de la simulación numérica, consiste en seleccionar un material y un coeficiente de seguridad para asegurar que el diseño definitivo se ajusta a los requerimientos. Mediante análisis estáticos y diagramas de esfuerzos se consigue un dimensionado correcto de los pasadores, orejetas, secciones de empotramiento y del cilindro hidráulico.

Una vez obtenidos dichos resultados, se comprueba a pandeo el brazo inferior y se intenta reducir la masa del brazo superior sin aumentar las tensiones de Von Mises en la pieza.

Por último, con el ensamblaje definitivo del sistema basculante de tijera, se realizan análisis estáticos para los instantes más críticos de la descarga en los que se comprueba que se logra cumplir con los requisitos de diseño para que el mecanismo sea funcional.

Este Trabajo de Fin de Grado ha permitido interiorizar conceptos fundamentales para el diseño mecánico a la par que se ha profundizado en el manejo de herramientas de diseño como Solidworks. Además, se ha partido de un caso de estudio específico y se ha logrado dar soluciones de diseño de acuerdo a materiales y coeficientes de seguridad utilizados normalmente en la industria de producción.

8) BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía de este Trabajo de Fin de Grado se ha basado principalmente en recursos en línea, como páginas web y videos, que proporcionan información actualizada y accesible sobre el tema tratado. Los enlaces seleccionados ofrecen perspectivas relevantes y confiables, facilitando la comprensión y el desarrollo de los contenidos expuestos. Cada recurso ha sido elegido por su utilidad y precisión en relación con los objetivos del trabajo.

CRITERIOS DE DISEÑO DE MÁQUINAS. Dpto. Ingeniería Mecánica.

Autores: *Javier Abad Blasco, Paula Canalís Martínez y David Valladares Hernando.*

Página web que ofrece una visión general sobre los tipos de camión volquete existentes.

<https://www.omniamachinery.com/es/2022/09/what-are-dumper-trucks/#:~:text=Historia,enganche%2C%20vaciando%20su%20propio%20contenido.>

Página web que hace referencia al fabricante Thornycroft, uno de los pioneros en el diseño de camiones volquete.

<https://en.wikipedia.org/wiki/Thornycroft>

Páginas web que describen la evolución del camión volquete.

<https://es.wikipedia.org/wiki/Autovolquete>

https://en.wikipedia.org/wiki/Dump_truck

Página web que presenta datos actualizados sobre el camión volquete.

<https://www.tuckerpaving.com/facts-history-about-dump-truck/>

Páginas web que proporcionan una explicación visual y detallada sobre los diferentes tipos y el funcionamiento de cilindros hidráulicos.

<https://www.taopparts.com/blog/es/cilindros-hidraulico-tipos-y-funcionamiento/>

<https://torcstark.com/es/tipos-y-caracteristicas-de-cilindros-hidraulicos/#:~:text=Seg%C3%BAn%20la%20estructura%2C%20se%20puede,de%20v%C3%A1stago%20de%20pi st%C3%B3n%20doble.>

Video ilustrativo que explica cómo funciona la descarga de un camión volquete con sistema basculante de tijera y que sirve como referencia para el proyecto.

<https://www.youtube.com/watch?v=rgb3O1jGHhw&list=WL&index=45&t=336s>

Documento digital a partir del cual se extrae información sobre el ángulo de rozamiento crítico en función del material.

<http://olesa.es/wp-content/uploads/Pesoesspecificoyanguloderozamiento.pdf>

Página web en la que se profundiza en el uso del cilindro neumático e hidráulico.

<https://www.aircontrol.es/es/noticias/cuando-utilizar-un-cilindro-hidraulico-o-uno-neumatico/#:~:text=Una%20presi%C3%B3n%20de%20trabajo%20normal,a%20160%20bar%20o%20m%C3%A1s.>

Página web en la que se selecciona un cilindro que podría satisfacer las necesidades de diseño.

<https://tienda.fluidal.com/5065-cilindros-hidraulicos-iso-160-bar>

Página web en la que se muestra el tipo de acero seleccionado para pasadores de las uniones articuladas y sus propiedades.

<https://www.ferrocortes.com.co/acero-4340/>

Página web en la que se muestra el tipo de acero seleccionado para los empotramientos inferiores de las uniones con orejeta y sus propiedades.

<https://www.findtop.com/es/hsla-steel-properties-composition-and-uses/>