



**Universidad**  
Zaragoza

## Anexos

# 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

---

# ÍNDICE

---

|                                                                        |            |
|------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>ANEXO N°1) HISTORIA DEL CAMIÓN VOLQUETE.....</b>                    | <b>129</b> |
| Anexo 1.1) Camiones volquete más destacados.....                       | 132        |
| Anexo 1.2) Tipos de camión volquete.....                               | 137        |
| Anexo 1.3) Tipos de sistemas basculantes de elevación.....             | 140        |
| <b>ANEXO N°2) REFORMA DEL VEHÍCULO.....</b>                            | <b>147</b> |
| <b>ANEXO N°3) DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES.....</b>                  | <b>154</b> |
| Anexo 3.1) Posición Inicial.....                                       | 162        |
| Anexo 3.2) Posición Final.....                                         | 172        |
| <b>ANEXO N°4) REACCIONES EN LAS UNIONES.....</b>                       | <b>177</b> |
| Anexo 4.1) Posición Inicial.....                                       | 178        |
| Anexo 4.2) Posición Final.....                                         | 184        |
| <b>ANEXO N°5) ENSAMBLAJE EN SOLIDWORKS.....</b>                        | <b>191</b> |
| Anexo 5.1) Comandos de Solidworks para el diseño de las piezas.....    | 191        |
| Anexo 5.2) Comandos de Solidworks para el ensamblaje del conjunto..... | 199        |
| Anexo 5.3) Resultados del ensamblaje en Solidworks.....                | 204        |
| <b>ANEXO N°6) ANIMACIÓN Y ESTUDIO DE MOVIMIENTO.....</b>               | <b>229</b> |
| Anexo 6.1) Animación.....                                              | 230        |
| Anexo 6.2) Análisis de movimiento.....                                 | 232        |
| <b>ANEXO N°7) ANÁLISIS EN SOLIDWORKS SIMULATION.....</b>               | <b>237</b> |
| Anexo 7.1) Análisis estáticos del sistema basculante.....              | 237        |
| Anexo 7.2) Fallo a pandeo en brazo inferior.....                       | 242        |
| Anexo 7.3) Análisis estáticos del brazo superior.....                  | 243        |
| <b>ANEXO N°8) CÁLCULO EN PASADORES Y EMPOTRAMIENTOS.....</b>           | <b>245</b> |
| <b>ANEXO N°9) SISTEMAS HIDRÁULICOS DE ELEVACIÓN.....</b>               | <b>254</b> |

---

---

## ANEXO N°1) HISTORIA DEL CAMIÓN VOLQUETE

Fue el fabricante de vehículos británico Thornycroft quien tuvo la idea del primer mecanismo volquete a finales del siglo XIX, cuando su empresa comenzó a vender carros que se volcaban hacia atrás al separarse del enganche, vaciando su propio contenido.

Más tarde, en 1910, los fabricantes minoritarios estadounidenses The Fruehauf Trailer Corporation, Galion Buggy Co. y Lauth-Juergens impulsaron la industria hacia el futuro motorizando el proceso de vertido.

Unos años más tarde aparecieron los primeros vagones de carga con sistema hidráulico para su carga y descarga, permitiendo que la caja del camión se inclinara para descargar su carga de manera más eficiente.

La primera guerra mundial fue un factor clave en la historia de los camiones volquete, ya que creó la necesidad de que los camiones tiraran de una carga grande, obteniéndose así contratos de suministro militares durante el conflicto bélico de semi-trailers y semi-camiones.

A principios de 1920 The Fruehauf Trailer Corporation empezó a comercializar los primeros camiones volquetes y sus modelos resultaron ser los mejores para constructores de calzadas, empresas de minería y conductores de vehículos de obra pesados.

Después de la Segunda Guerra Mundial, hubo un auge en la construcción y la infraestructura, lo que impulsó la demanda de camiones volquete más grandes y robustos. Los fabricantes comenzaron a producir camiones volquete con capacidades

---

---

de carga significativamente mayores, y la competencia en el mercado llevó a mejoras continuas en el diseño y la tecnología.

A fines de 1958, el camión volquete monomotor más grande salió a la calle con su motor de 600 caballos de fuerza; se trataba del MAZ-525, un dump truck de diseño específico para las compañías mineras y la edificación.

En las últimas décadas, los camiones volquete han continuado evolucionando. La incorporación de tecnologías avanzadas, como sistemas de telemetría para el monitoreo remoto y sistemas de asistencia al conductor, ha mejorado la eficiencia operativa y la seguridad. Además, ha habido un enfoque creciente en la eficiencia de combustible y la reducción de emisiones.

Hoy en día, los camiones volquete son vitales en la construcción, minería y transporte de materiales a granel. Siguen siendo esenciales para el desarrollo de infraestructuras y proyectos de gran envergadura. La constante innovación en la industria automotriz, así como las preocupaciones ambientales, probablemente seguirán dando forma a la evolución futura de los camiones volquete.

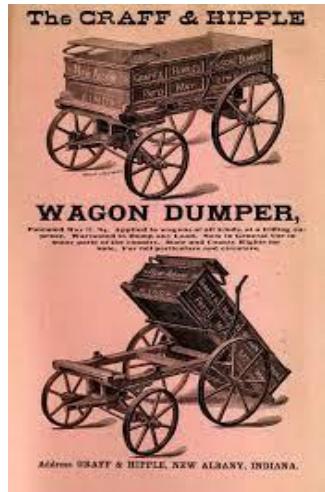


Figura 144. Imagen de un vagón volquete

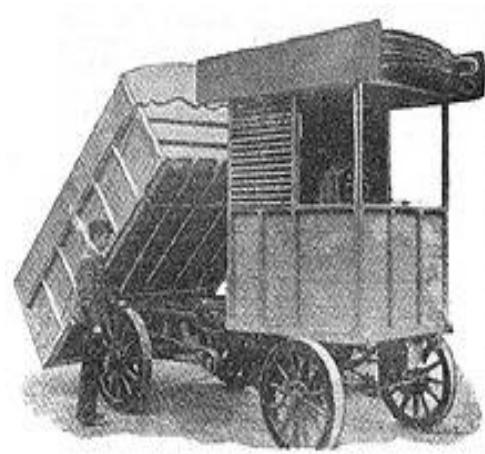


Figura 145. Imagen de un carro volquete



Figura 146. Imagen de uno de los primeros camiones volquete

---

### Anexo 1.1) Camiones volquete más destacados

Las empresas líderes mundiales fabricantes de camiones volquete son: Caterpillar, Volvo Trucks, Komatsu, Kenworth, Scania o Belo Horizonte Trucks (BHT).

Para poder constatar la evolución de los camiones volquete durante el paso de las décadas se van a enumerar en una lista algunos de los modelos más destacados y representativos en diferentes períodos desde su invención:

- **Mack AC (1916):**

Mack Trucks ha sido un actor importante en la fabricación de camiones durante décadas, y el Mack AC fue uno de los primeros camiones volquete de la compañía. Fue introducido en el mercado en 1916 y tuvo gran éxito debido a su robustez y durabilidad garantizada. Las Fuerzas Armadas americanas los usaron durante la Primera Guerra Mundial no sólo como vehículo logístico, sino como base para la fabricación de vehículos blindados.

El primer modelo contaba con un motor de combustión de gasolina que constaba de cuatro cilindros capaces de generar hasta 40CV de potencia. Una de las características más sobresalientes en este modelo fue su tracción por cadenas hacia el eje trasero. Además, para 1927 disponía de una gran variedad de chasis, permitiendo que la penetración industrial y comercial fuera amplísima, pudiendo verse a los Bulldog AC trabajar desde el sector agrícola al de la construcción, transporte o como vehículos militares.

---



Figura 147. Imagen del camión volquete Mack AC

- **Euclid R-15 (1934):**

A menudo considerado como uno de los primeros camiones volquete modernos, fue fabricado por Euclid Trucks Company y ayudó a establecer estándares para futuros diseños.

Diseñado para el trabajo duro y con gran robustez, el Euclid R-15 contaba con una capacidad de carga de 15 toneladas y un volumen de caja de 9 metros cúbicos.

Contaba con un motor Rolls Royce de 6 cilindros y 184 CV y un peso de 14500 Kg sin carga.



Figura 148. Imagen del camión volquete Euclid R-15

- **Caterpillar 769 (1963):**

Caterpillar es conocida por sus equipos de construcción pesada, y el modelo 769 es un ejemplo temprano de camiones volquete articulados utilizados en la minería. Con 35 toneladas de capacidad de carga y con motores diesel D343 de 375 CV, creó también un innovador sistema hidráulico de suspensión impulsado por aceites industriales. Además, fue el camión volquete líder a nivel mundial consiguiendo ratios de productividad y elevación de carga del 30% superiores al resto de marcas y modelos.



*Figura 149. Imagen del camión volquete Caterpillar 769*

- **Komatsu HD 465 (1991):**

La empresa japonesa Komatsu es líder en maquinaria de construcción, y el HD 465 es un ejemplo de camión volquete articulado que ha sido ampliamente utilizado en la industria de la minería.

Este camión volquete pesa 36.500Kg en vacío, tiene una capacidad de carga de 46 toneladas y puede transportar un volumen de 34,2 metros cúbicos. Además, cuenta con un motor Komatsu VT1710-C de 28 litros de cilindrada y 759 CV.



*Figura 150. Imagen del camión volquete Komatsu HD 465*

- **Caterpillar 797F (2008):**

Este camión volquete es uno de los más grandes y potentes del mundo, utilizado principalmente en operaciones de minería a cielo abierto. Es parte de la serie de camiones de minería de Caterpillar.

Tiene un peso en vacío de 261 toneladas y es capaz de transportar una carga útil de 364 toneladas. Además, cuenta con un motor de veinte cilindros y 4000 CV que junto con una relación de transmisión de 7 velocidades permiten que sea líder en eficiencia y que presente el coste más bajo por tonelada para los camiones volquete en su clase de tamaño.



*Figura 151. Imagen del camión volquete Caterpillar 797F*

---

- **Volvo FMX (2010):**

El Volvo FMX es un camión volquete moderno que incorpora tecnología avanzada en términos de eficiencia de combustible y seguridad. Es un modelo representativo de la era contemporánea.

Este camión de 24 toneladas de peso en vacío y 50 toneladas de carga cuenta con un motor de 440 CV y una caja de cambios automática de 6 velocidades.

Algunas de sus características más destacadas son: una interfaz totalmente digital que lo mantiene en control y lo ayuda a hacer un trabajo aún mejor, un programador de velocidad que planifica por adelantado, fácil de conducir y con un software de ahorro de combustible, y sistemas de asistencia al conductor avanzados que ayudan a evitar accidentes.



Figura 152. Imagen del camión volquete Volvo FMX

---

### Anexo 1.2) Tipos de camión volquete

Los camiones volquete o *dumpers* se utilizan para mover o transportar materiales como tierra, arena, rocas, grava, basura o escombros. Es el transporte más seguro y rápido de materiales sueltos desde un sitio y es especialmente importante en las primeras fases de un proyecto donde se prepara el terreno para comenzar el trabajo. Hay muchos tipos diferentes en uso todos los días, a continuación se muestran algunos de los más comunes:

- **Camiones volquete todoterreno**

Son camiones grandes que se utilizan principalmente para operaciones de minería y construcción o en lugares donde se requiere arrastrar una gran cantidad de agregados. Estos camiones pueden manejar cargas de más de 40 toneladas y hasta 60 toneladas.



*Figura 153. Imagen del camión volquete todoterreno*

- **Camiones de transporte rígidos**

---

Están disponibles en opciones pequeñas y grandes. Los camiones más pequeños pueden manejar 60 toneladas, mientras que los más grandes tienen una capacidad de hasta 500 toneladas. Se utilizan principalmente en operaciones mineras. Los nombres más populares que fabrican estos camiones rígidos incluyen Caterpillar, Liebherr, Terex entre otros. Terex vendió su línea de camiones de transporte rígido a Volvo, que todavía los vende como camiones de la marca Terex.



*Figura 154. Imagen del camión volquete de transporte rígido*

- **Dumper Articulado**

Este tipo de camiones actúan cuando los materiales han llegado al sitio. Estos camiones específicos son excelentes para terrenos difíciles, pero no pueden levantar una carga pesada a diferencia de un camión volquete rígido. Este tipo de vehículo requiere un operario altamente cualificado.



Figura 155. Imagen del camión dumper articulado

- **Camiones volquete sobre orugas**

Cuando el clima es difícil, esta es la máquina que desea. Este camión aplana el suelo a medida que avanza para que pueda crear una superficie más lisa para el resto del equipo, lo que los hizo muy populares en los primeros días de construcción.



Figura 156. Imagen del camión volquete sobre orugas

---

- **Mini camiones volquete**

Son versiones más pequeñas de los vehículos mencionados anteriormente y cualquier persona que opere este tipo siempre tiene que tener una licencia de categoría B.



*Figura 157. Imagen de un mini camión volquete*

### Anexo 1.3) Tipos de sistemas basculantes de elevación

Existe una gran variedad de tipos de sistemas basculantes de elevación en función del recorrido que se desea para la caja o la fuerza necesaria para elevar la carga en el proceso de descarga del camión volquete. Dentro de este anexo se van a recopilar diferentes modelos de camión volquete y las soluciones de elevación implementadas en cada uno.

---

---

Como norma general, un sistema basculante colocado cercano a la cabina realizará menor esfuerzo para elevar la carga pero, por contraposición, los cilindros hidráulicos actuantes tendrán una carrera (diferencial entre la longitud de la extensión máxima y la longitud natural con el cilindro en estado inicial) bastante grande, dando lugar a la colocación de cilindros telescópicos con varios anillos como se puede ver en varios de los ejemplos detallados a continuación.

Por otro lado, un sistema basculante colocado de manera centrada a lo largo de la caja realizará mayor esfuerzo para elevar la carga. Sin embargo, los cilindros hidráulicos actuantes tendrán una carrera reducida, resultado en la utilización de cilindros más cortos pero con un diámetro mayor. Se reduce la probabilidad de tener que emplear cilindros hidráulicos telescópicos.

- **MAN TGS 26.400**



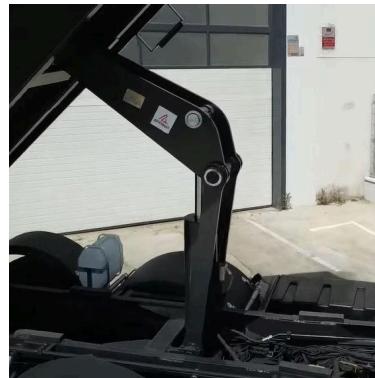
*Figura 158. Imagen del alzado del MAN TGS 26.400*

Este camión volquete cuenta con una tara de 12945 Kg y una MMA (masa máxima autorizada) de 26000 Kg.

---

---

Además, está equipado con un cilindro hidráulico situado aproximadamente en el centro geométrico del chasis con estructura de tijera que permite descargas más rápidas. La fuerza se aplica en un punto diferente a la unión articulada de los elementos y, a través de las diferentes barras, se transmite a la caja para su elevación.



*Figura 159. Detalle del sistema basculante de tijera real*

Evolución del movimiento de la caja que contiene la carga al descargar:



*Figuras 1 y 2. Detalle del inicio de la elevación de la caja (izq) y de un instante cercano al final de la descarga (der)*

---

- **VOLVO FMX 480**



*Figura 160. Detalle del sistema de elevación del Volvo FMX 480*

Este camión está diseñado con un cilindro telescópico situado en la parte trasera de la cabina con tres diámetros de camisa diferentes y un par de barras articuladas entre sí que permiten disipar parte del esfuerzo que recae en el cilindro.

- **VOLVO FH 540**

Emplea un cilindro telescópico con 9 secciones diferentes para una carga de 21 toneladas. Este cilindro presenta un punto de accionamiento directo con la caja que está situado entre el centro de gravedad de la carga y uno de los extremos de la caja.



*Figura 161. Detalle del sistema de elevación del Volvo FH 540*

• **VOLVO A60H**



*Figura 162. Detalle del sistema de elevación del Volvo A60H*

---

Este modelo cuenta con dos cilindros hidráulicos de gran sección longitudinal situados en los laterales del bastidor que permiten levantar una carga de 41 toneladas o 25 metros cúbicos en función de la densidad del material a transportar y descargar.

- **Camión volquete desconocido**



*Figura 163. Detalle del sistema de elevación de un camión volquete con mocheta*

Este *dumper* emplea un sistema basculante de elevación similar a otros descritos con anterioridad pero, a diferencia de estos, porta una mocheta que actúa como apoyo del cilindro hidráulico que permite acortar su longitud necesaria para el movimiento de descarga.

---

- **Caterpillar 789D**



*Figura 164. Detalle del sistema de elevación del Caterpillar 789D*

Esta Caterpillar 789D está equipada con dos inmensos cilindros hidráulicos de gran longitud y sección circular situados en los laterales del bastidor que permiten levantar una carga útil nominal de 194 toneladas aproximadamente.

---

## ANEXO N°2) REFORMA DEL VEHÍCULO

El objetivo de este segundo anexo es explicar de manera detallada de qué manera las características del diseño cumplen con el Reglamento General de Vehículos (RGV).

Este vehículo carrozado compuesto por chasis y cabina presenta solamente un eje delantero y un eje trasero tandem.

Según el Anexo IX: Masas y Dimensiones perteneciente al RGV, la Masa Máxima Autorizada (MMA) de un vehículo con motor de tres ejes, cuando el eje motor vaya equipado con neumáticos dobles y la masa máxima de cada eje no exceda 9500 Kg, es de 26000 Kg. La masa máxima permitida por eje o tandem de ejes es de 19000 Kg. Además, este reglamento fija las dimensiones máximas autorizadas para cualquier tipo de vehículo:

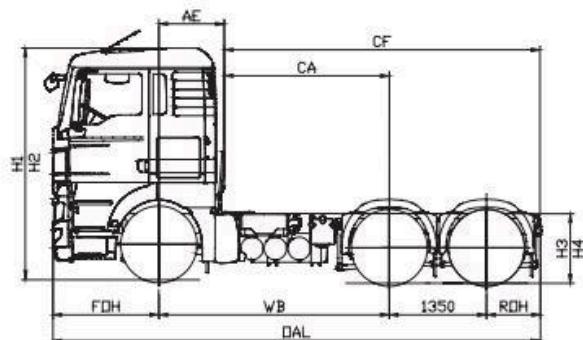
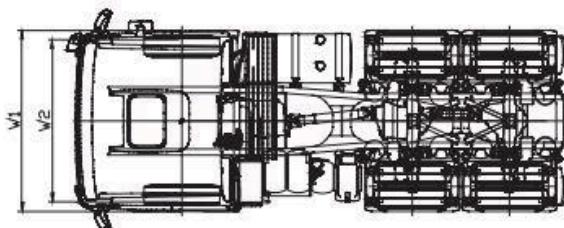
- Longitud: 12m (vehículos de motor excepto autobuses)
- Anchura: 2.55m
- Altura: 4m

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:

## MAN TGS 26.400 6x4 D15 E6 TN CAB

GVM: 26,000 KG; GCM UP TO 45 TONNES, BASED ON APPLICATION

TN CAB



| Wheelbase | TN CAB WEIGHTS (kg) |       |       | TURNING CIRCLE (m) |              |  |  |  |  |  |  |  |
|-----------|---------------------|-------|-------|--------------------|--------------|--|--|--|--|--|--|--|
|           | Front               | Rear  | Total | Kerb to Kerb       | Wall to Wall |  |  |  |  |  |  |  |
| 3,300 mm  | 5,445               | 3,785 | 9,230 | 16.9               | 18.5         |  |  |  |  |  |  |  |

| Wheelbase | TN CAB CHASSIS DIMENSIONS (mm) |     |       |       |       |     |     |       | EMPTY (mm) | LOADED (mm) | EMPTY (mm) | LOADED (mm) |       |
|-----------|--------------------------------|-----|-------|-------|-------|-----|-----|-------|------------|-------------|------------|-------------|-------|
|           | FOH                            | ROH | OAL   | CA    | CF    | AE  | BL  | W1    | W2         |             |            |             |       |
| 3,300 mm  | 1,475                          | 750 | 6,875 | 2,315 | 4,415 | 885 | N/A | 2,490 | 2,240      | 3,565       | 3,493      | 998         | 1,037 |

Figura 165. Ficha técnica con dimensiones oficiales del MAN TGS 26.400

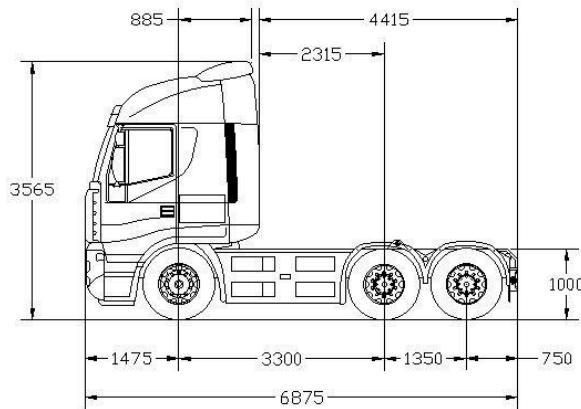


Figura 3. Croquis de cabina y chasis

Por otro lado, se define la condición de que la carga distribuida linealmente tiene que estar centrada a 2650 mm desde la parte posterior de cabina.

Además, se parte también de una caja de 4.5 m de longitud constituida por un material con densidad lineal de 300 Kg/m cuya colocación requiere que esté a 400 mm de la cabina, tal y como refleja la siguiente imagen:

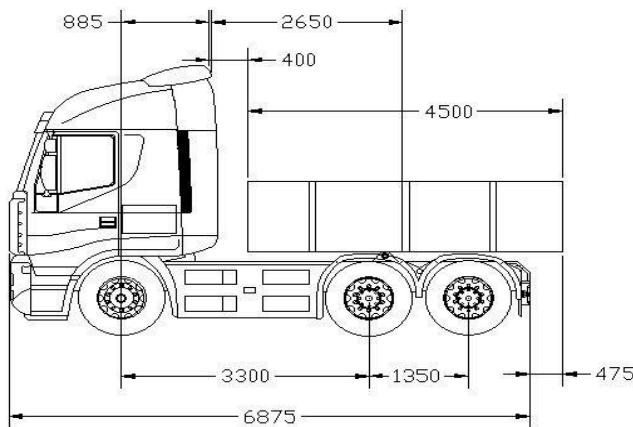


Figura 4. Croquis de cabina, chasis y caja

Una vez que se parte de esas premisas, se obtienen también como datos de partida las distribuciones de MMA y Tara admisibles por eje y conjunto, ya sea delantero o trasero. Como se conoce longitud, material y posición de la caja, su peso se incluye dentro de la Tara distribuida en todos los ejes.

La tabla nº18 refleja la distribución en Kg:

|      | Eje 1 | Eje 2  | Eje 3 | Conjunto Trasero | TOTAL  |
|------|-------|--------|-------|------------------|--------|
| MMA  | 7.000 | 11.500 | 7.500 | 19.000           | 26.000 |
| TARA | 5.925 | 4.500  | 2.445 | 6.945            | 12.945 |

*Tabla 18. Datos de partida de MMA y Tara del vehículo*

Para obtener la carga máxima que puede transportar el vehículo se procede a realizar una operación en la que al diferencial entre MMA y Tara se le resta el peso del número de ocupantes del mismo (según RGV 75 Kg por persona). En este caso, se va a suponer que sólo es necesario el conductor del vehículo que irá situado alineado con el eje delantero del camión.

$$Q_{carga} = \sum MMA - \sum Tara - Q_{pasajeros}$$

$$Q_{carga} = 26.000 - 12.945 - 75 = 12.980 \text{ Kg}$$

---

Según los cálculos, la máxima carga transportable sería de 12.980 Kg. Sin embargo, para la hipótesis de diseño se va a considerar una carga de 12.000 Kg que posteriormente tendrá que ser levantada para su descarga mediante el accionamiento de tijera.

Una vez se tienen todos los datos de estudio, se procede a calcular la distancia técnica entre ejes delantero y trasero. Como el eje trasero está formado por un eje tandem, es necesario calcular primero la distancia técnica del conjunto de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$Dtc = \frac{\sum(Xi)c * (MMAi)c}{(MMAi)c}$$

$$Dtc = \frac{0*11.500 + 1.350*7.500}{11.500 + 7.500} = 533 \text{ mm}$$

Tras obtener la distancia técnica trasera se obtiene la distancia técnica entre ejes:

$$Det = (d_{tc}^*)d + d_{dt} + (d_{tc})t$$

$$Det = 0 + 3.300 + 533 = 3.833 \text{ mm}$$

Ahora se pueden obtener las reacciones en ejes delantero y trasero en función a la carga de estudio y la distancia a la que está aplicada respecto del eje delantero (3535 mm).

---

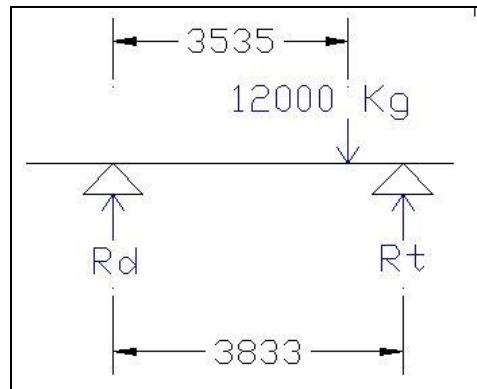


Figura 166. Representación de las reacciones en los apoyos

$$\left. \begin{array}{l} R'_d + R'_t = Q \\ R'_t \cdot d_{et} = Q \cdot d_a \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} R'_t = Q \cdot \frac{d_a}{d_{et}} \\ R'_d = Q - R'_t \end{array}$$

$$Rt * 3.833 = 12.000 * 3.535 \Rightarrow Rt = 11.067 \text{ Kg}$$

$$Rt + Rd = 12.000 \Rightarrow Rd = 933 \text{ Kg}$$

Una vez que se han obtenido las reacciones en cada conjunto de ejes se pueden hallar las reacciones proporcionales de cada eje que forma el tandem trasero con la siguiente fórmula:

$$(R'_i)_c = R'_c \left( \frac{(MMA_i)_c}{(MMA)_c} \right)$$

$$Rt2 = 11.067 * \frac{11.500}{19.000} = 6.698 \text{ Kg}$$

$$Rt3 = 11.067 * \frac{7.500}{19.000} = 4.369 \text{ Kg}$$

Por último, se elabora una tabla que representa la situación final del vehículo y permite comprobar si existe sobrecarga en algún eje del conjunto:

|           | 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*

Finalmente, 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 porque en ningún caso se supera la MMA del eje y, por tanto, no es necesario aplicar métodos correctivos como la reasignación de taras o la saturación de ejes.

---

## ANEXO N°3) DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES

Mediante el uso del programa **EES** se va a realizar el **dimensionamiento y posición de los componentes** para que, una vez obtenidos los valores de las medidas y ángulos de diseño, se pueda **dar forma a las piezas** que constituyen el sistema basculante de tijera.

Antes de empezar a plantear todas las ecuaciones empleadas de manera detallada en el anexo, sería conveniente **visualizar el ensamblaje** necesario a realizar y los componentes del mismo. En apartados posteriores **se comentarán modificaciones que han sido necesarias** una vez dada la forma y posición a las piezas **debido a colisiones y penetraciones durante el accionamiento del mecanismo**, algo que no es perceptible cuando solamente se plantean las posiciones de inicio y final del mismo. Cabe destacar el hecho de que **este planteamiento es una mera estimación que no se corresponde con la realidad final del diseño**, que se enseñará más adelante conforme se vaya avanzando en el Trabajo de Fin de Grado..

A continuación, se va a mostrar una imagen del **ensamblaje creado en Solidworks** una vez tenidas en cuenta todas las ecuaciones necesarias para su diseño de forma teórica.

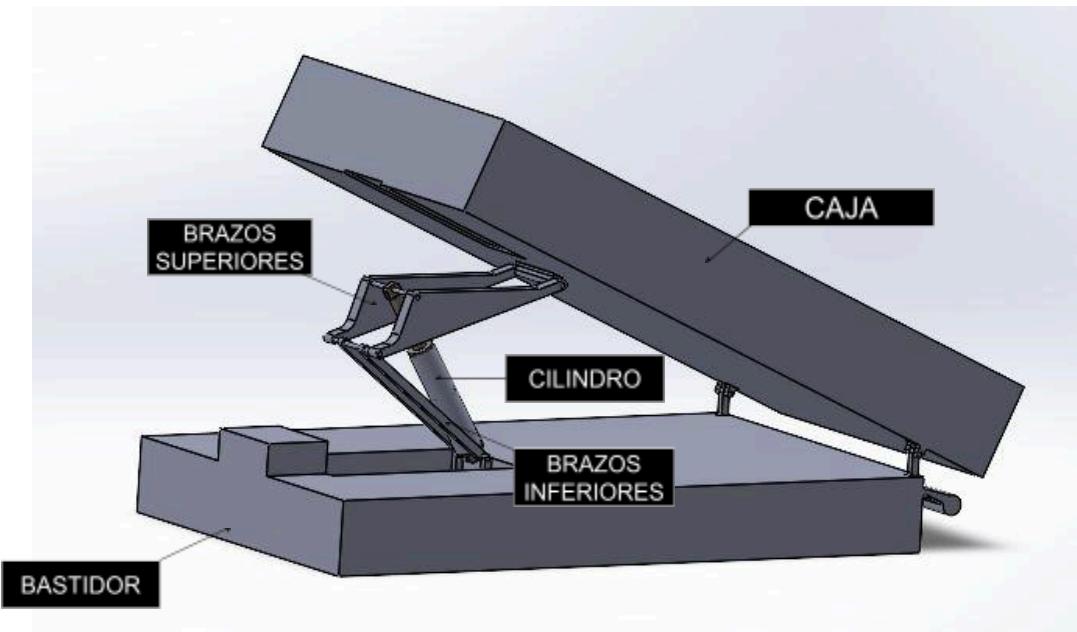


Figura 167. Componentes del sistema basculante

Tal y como se puede apreciar, el **conjunto** está **constituido por las siguientes piezas**:

- **Bastidor**

Este elemento es el que **transmite las reacciones del sistema basculante a los distintos conjuntos de ejes** y que, junto con la cabina, forma parte del vehículo antes de realizar la reforma.

El bastidor está **unido a través de una unión con pasador y dos orejetas con los brazos inferiores** y el cilindro hidráulico accionado mediante un pasador. Además, presenta una **doble unión** a través de pasador y orejeta menos voluminosos en la parte trasera **con la caja que contiene la carga**.

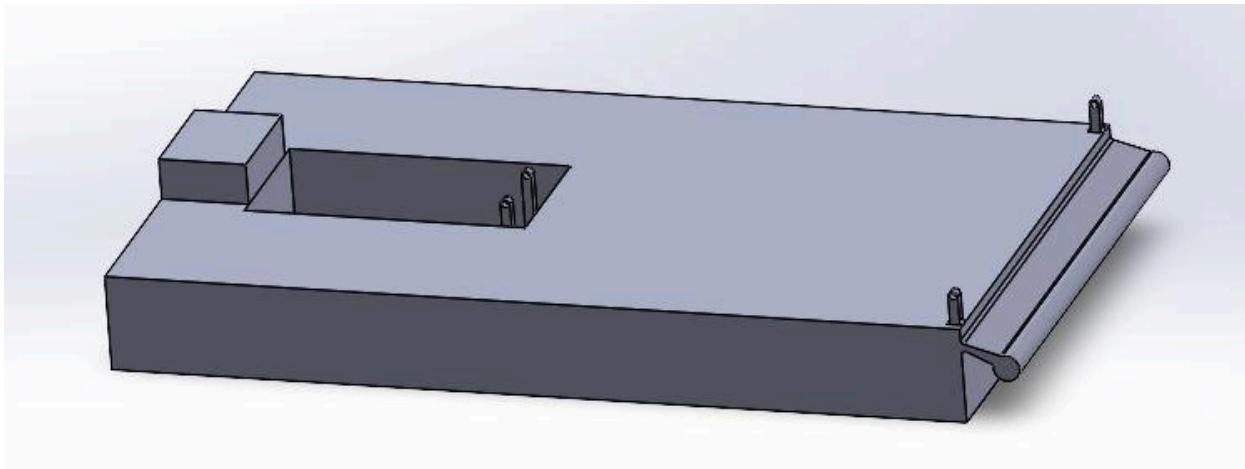


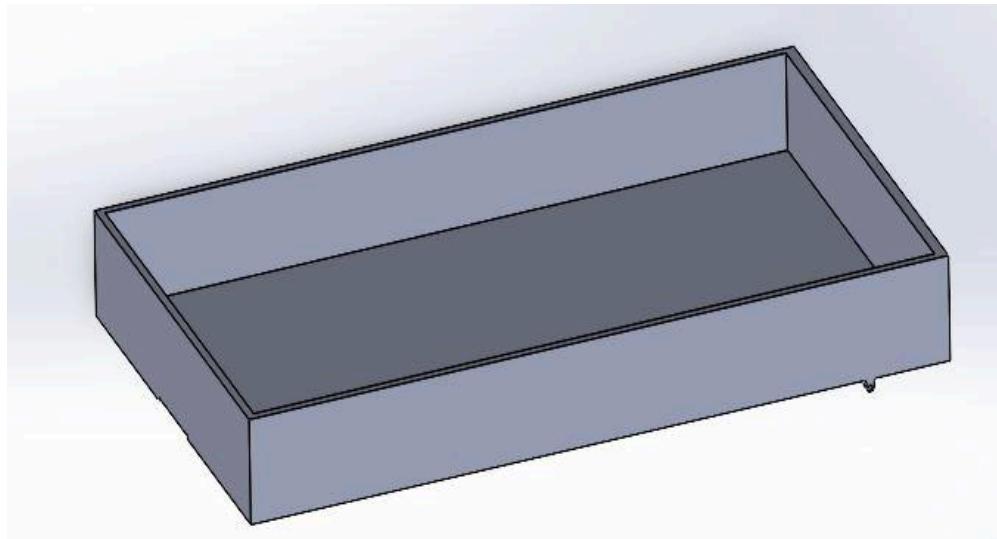
Figura 168. Representación del bastidor

- **Caja**

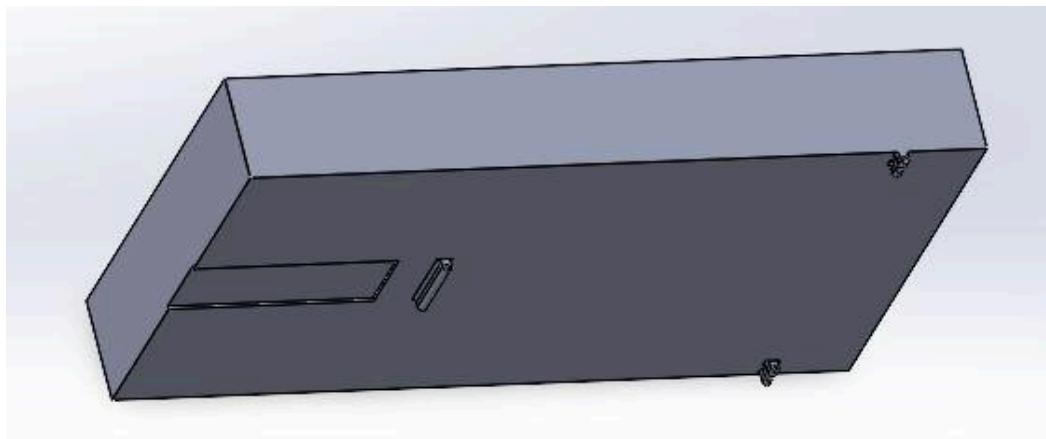
Este elemento **contiene la carga de estudio** y, a su vez, cuenta con una compuerta en la parte trasera que permite la descarga de grava y arenas compactas conforme se va inclinando la caja en la descarga.

Además, está **unida al bastidor** mediante dos uniones con pasador y orejeta en los laterales, tal y como se ha descrito con antelación.

Por otro lado, la caja cuenta con un **punto de unión** de mayor longitud en la parte central que permite la **transmisión de fuerza y movimiento a través de los brazos superiores** del mecanismo de tijera.



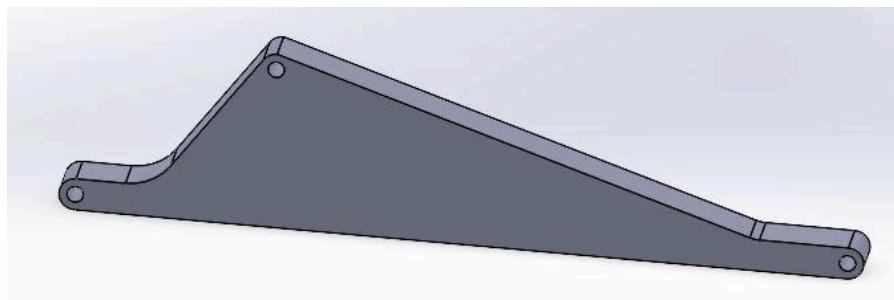
*Figura 169. Representación de vista superior de la caja*



*Figura 170. Representación de vista inferior de la caja*

- **Brazos Superiores**

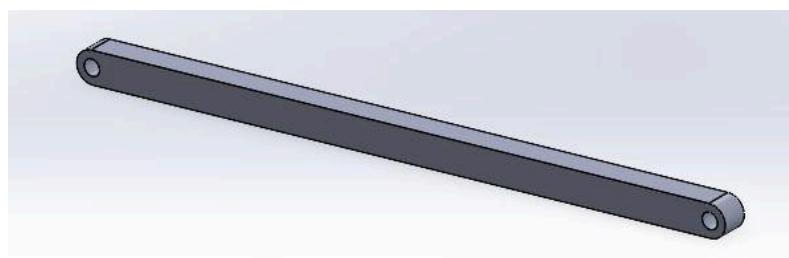
Se emplean dos brazos superiores con **tres uniones articuladas en cada uno**. Esta pieza **recibe la fuerza ejercida por el cilindro** directamente a través de un pasador y **la transmite** mediante otras uniones **tanto a la caja como al brazo inferior**.



*Figura 171. Representación del brazo superior*

- **Brazos Inferiores**

Son necesarios dos brazos inferiores para realizar la elevación del ensamblaje durante la descarga. Estas piezas están **unidas mediante articulación tanto con los brazos superiores como con el bastidor** a través de las uniones con pasador y orejeta dentro de la cavidad del bastidor.



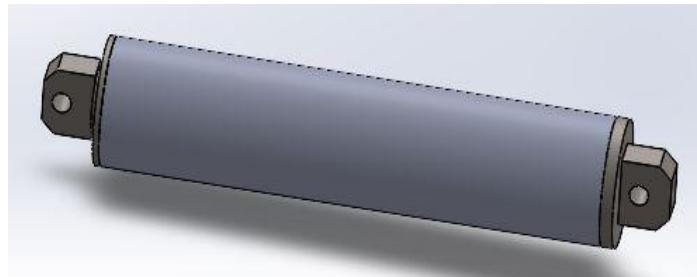
*Figura 172. Representación del brazo inferior*

- **Cilindro**

Se ha diseñado un cilindro **simplificado**, de tal manera que pueda **cumplir con la animación del ensamblaje deseada sin llegar a ser funcional**, ya que faltarían elementos roscados o secciones de entrada y salida de aceite hidráulico bombeado por el sistema. Posteriormente, se va a realizar el dimensionamiento real en función de la fuerza y las condiciones de trabajo.

**Los brazos superiores y el empotramiento existente en la parte delantera del bastidor** son los **componentes que sufren los esfuerzos realizados** por el cilindro **a lo largo de su carrera**, pasando de una **posición horizontal a una completamente vertical para su máxima elongación**.

Esta pieza esencial en el sistema basculante de tijera está **formada por cuatro partes** que permiten realizar el movimiento de descarga del conjunto.



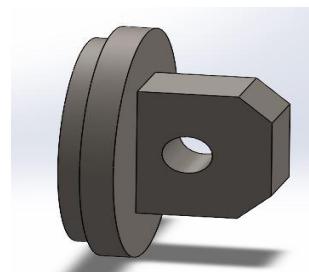
*Figura 173. Representación del cilindro en posición horizontal inicial con longitud natural*



*Figura 174. Representación del cilindro en posición vertical final con máxima elongación*

A continuación, se van a enumerar todas las piezas que forman parte del cilindro hidráulico impulsor:

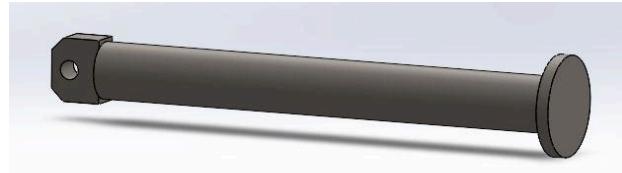
- **Tapa trasera del cilindro**



*Figura 175. Representación de la tapa trasera del cilindro*

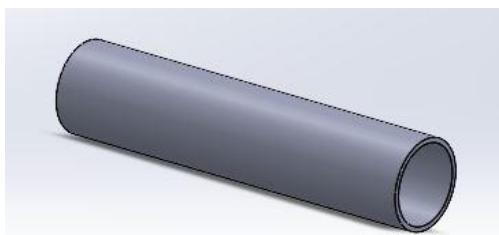
---

- **Émbolo del cilindro**



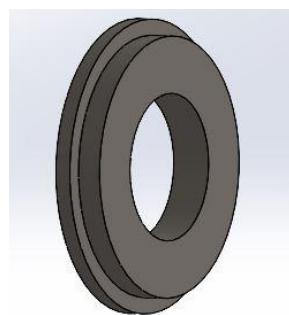
*Figura 176. Representación del émbolo del cilindro*

- **Camisa del cilindro**



*Figura 177. Representación de la camisa del cilindro*

- **Tapa delantera del cilindro**



*Figura 178. Representación de la tapa delantera del cilindro*

Una vez que han sido presentadas las piezas necesarias y los componentes que forman cada una, **se procede a enumerar todas las variables consideradas en el modelo matemático para dimensionar los elementos y obtener una posición funcional.**

Se van a **despreciar las masas de todas las piezas más allá de la masa de la carga más la de la caja.**

### Anexo 3.1) Posición Inicial

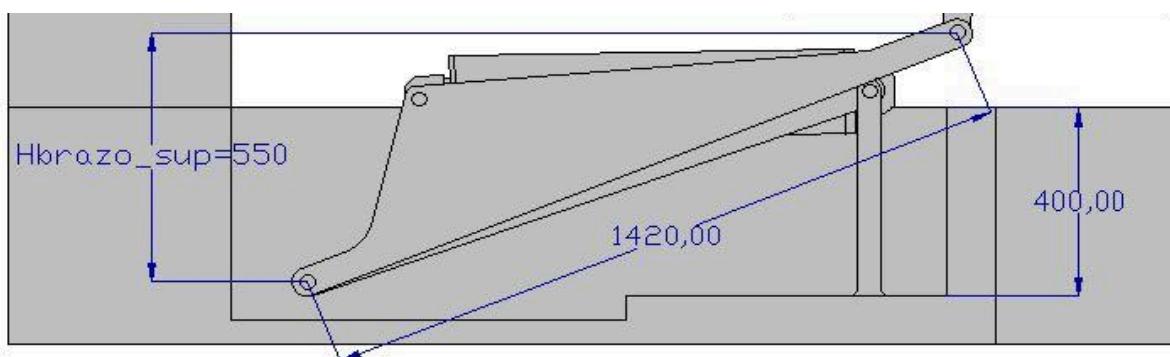
- Definición de la altura de brazo superior, altura de soporte trasero y nicho

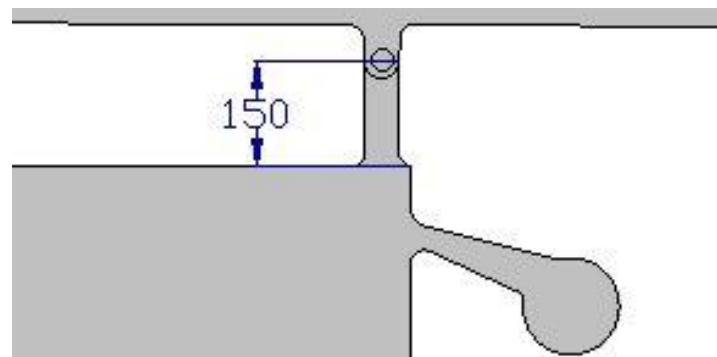
$L_{Brazo\ sup}$  = Longitud del brazo superior (valor predefinido de **1.420 mm**)

$H_{Nicho}$  = Altura/Profundidad del nicho excavado en el chasis (valor predefinido de **400 mm**)

$H_{Soporte\ trasero}$  = Altura soporte trasero del chasis (Altura del sobre bastidor) (valor predefinido de **150 mm**)

$H_{Brazo\ sup}$  = Altura del brazo superior en posición inicial





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

$$L_{Brazo\ sup} = 1.420\ mm$$

$$H_{Nicho} = 400\ mm$$

$$H_{Soporte\ trasero} = 150\ mm$$

$$H_{Brazo\ sup} = H_{Nicho} + H_{Soporte\ trasero}$$

$$H_{Brazo\ sup} = 400 + 150 = 550\ mm$$

- Definición del ángulo  $\theta$  y del brazo superior a partir de nicho

$\theta$  = Ángulo respecto a la horizontal del brazo superior

$Lx_{Brazo\ sup}$  = Longitud X del brazo superior en posición inicial

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$L_{Brazo\ sup}$  = Longitud del brazo superior (valor predefinido de **1.420 mm**)

$H_{Brazo\ sup}$  = Altura del brazo superior en posición inicial

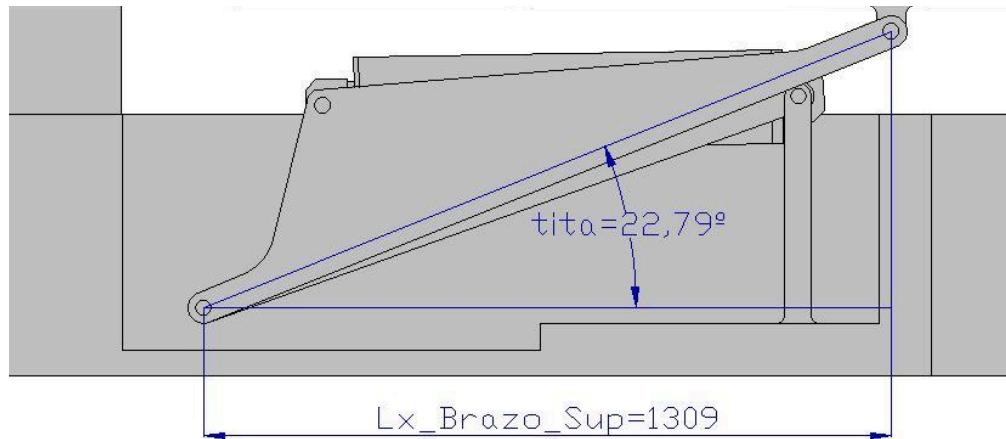


Figura 7. Dimensiones del brazo superior

$$\theta = \arcsin(H_{Brazo\ sup}/L_{Brazo\ sup})$$

$$\theta = \arcsin(550/1.420) = 22,79^\circ$$

$$Lx_{Brazo\ sup} = L_{Brazo\ sup} * \cos(\theta)$$

$$Lx_{Brazo\ sup} = 1.420 * \cos(22,79) = 1.309\ mm$$

- Cálculo de la altura máxima del sistema basculante

$Hi_{Basc}$  = Altura inicial del basculante de tijera

$Hf_{Basc}$  = Altura final del basculante de tijera para posición final de caja de  $45^\circ$  (valor

predefinido de **2.200 mm**)

$H_{alzado}_{Basc}$  = Variación de altura entre posición inicial y final del basculante

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$H_{Brazo\ sup}$  = Altura del brazo superior en posición inicial

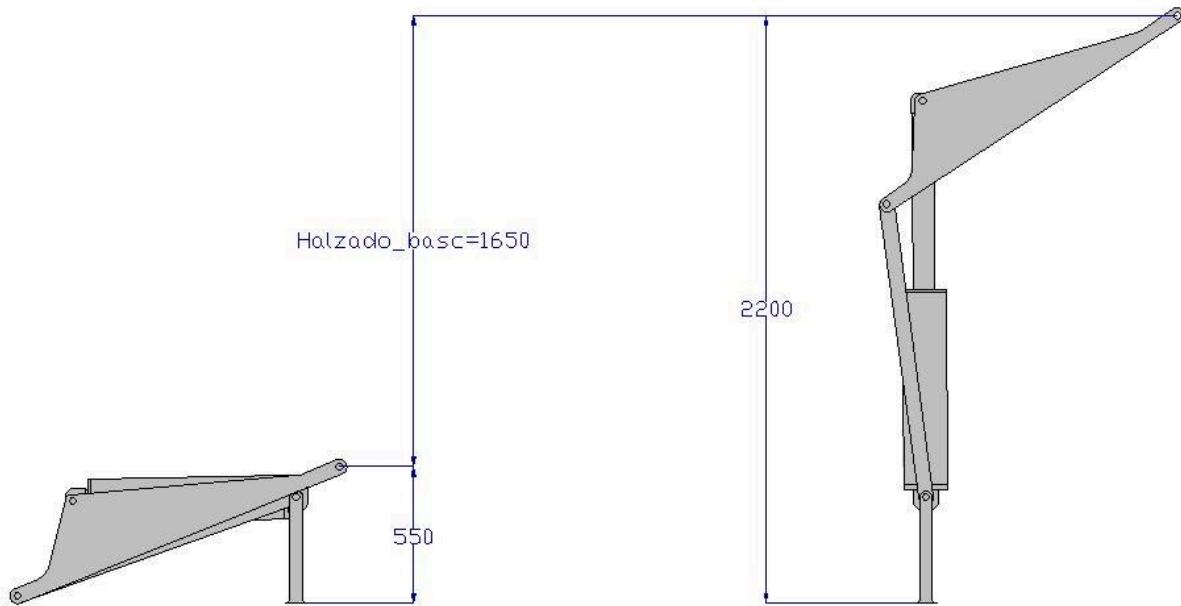


Figura 8. Altura máxima del sistema basculante

$$Hi_{Basc} = H_{Brazo\ sup} = 550\ mm$$

$$Hf_{Basc} = 2.200\ mm$$

$$H\ alzado_{Basc} = Hf_{Basc} - Hi_{Basc}$$

$$H\ alzado_{Basc} = 2.200 - 550 = 1.650\ mm$$

- Definición del brazo inferior, brazo superior y caja.

$X_{Caja}$  = Posición en X en la caja hasta el soporte trasero del chasis sin contar la parte de la caja saliente del chasis

$Dist_{Cilindro-Brazo\ sup}$  = Distancia entre la unión del cilindro al brazo superior y la unión a la caja (valor predefinido de **1.065 mm**)

$Dist_{Cilindro-Brazo\ inf}$  = Distancia entre la unión del cilindro al brazo superior y la unión del brazo inferior al brazo superior (valor predefinido de **355 mm**)

$X_{Chasis\ empotramiento}$  = Posición en X del chasis de empotramiento en el que se acoplan cilindro y brazo inferior en el chasis

$Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil}$  = Distancia en Y entre las uniones al brazo superior (valor predefinido de **275 mm**)

$Y_{Union\ cil}$  = Altura de unión del cilindro en el brazo superior para que esté en una posición de  $0^\circ$

$X_{Cilindro-Brazo\ inf}$  = Distancia X inicial de unión del cilindro con brazo superior

$Li_{Cilindro}$  = Longitud inicial del cilindro (valor predefinido de **800 mm**)

$X_{Union\ brazos}$  = Posición en X de unión de los brazos de la tijera respecto del soporte trasero

$Lx_{Brazo\ inf}$  = Longitud inicial en X del brazo inferior

$Ly_{Brazo\ inf}$  = Longitud inicial en Y del brazo inferior

$\gamma$  = Ángulo inicial del brazo inferior de la tijera

$L_{Brazo\ inf}$  = Longitud del brazo inferior de la tijera

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$\alpha$  = Ángulo final respecto a la horizontal del brazo superior

$H_{alzado}_{Basc}$  = Variación de altura entre posición inicial y final del basculante

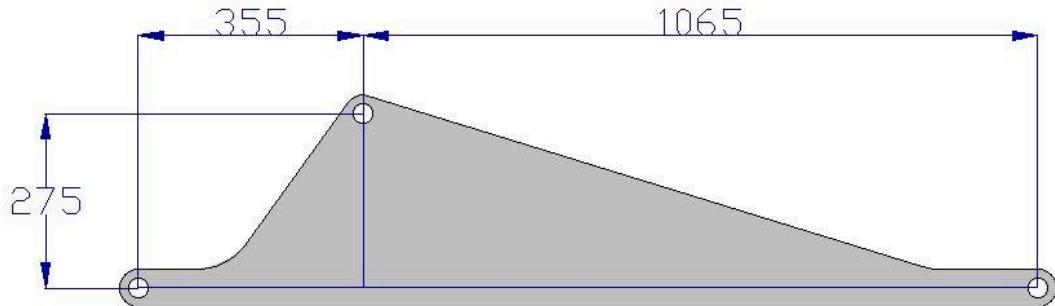
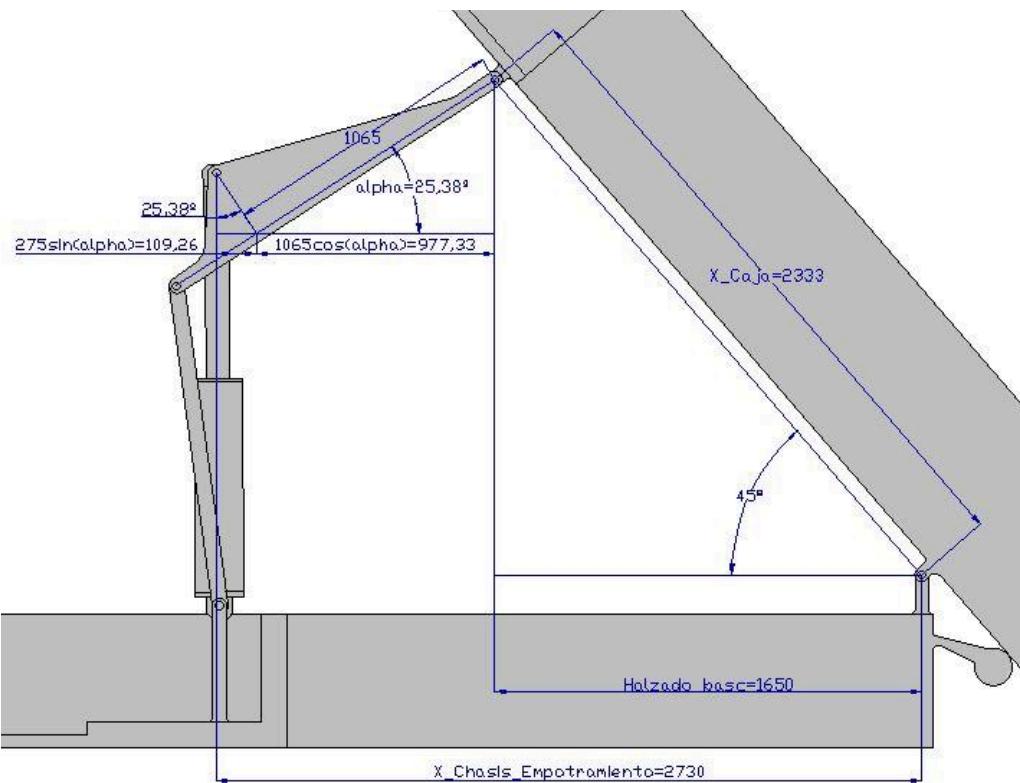
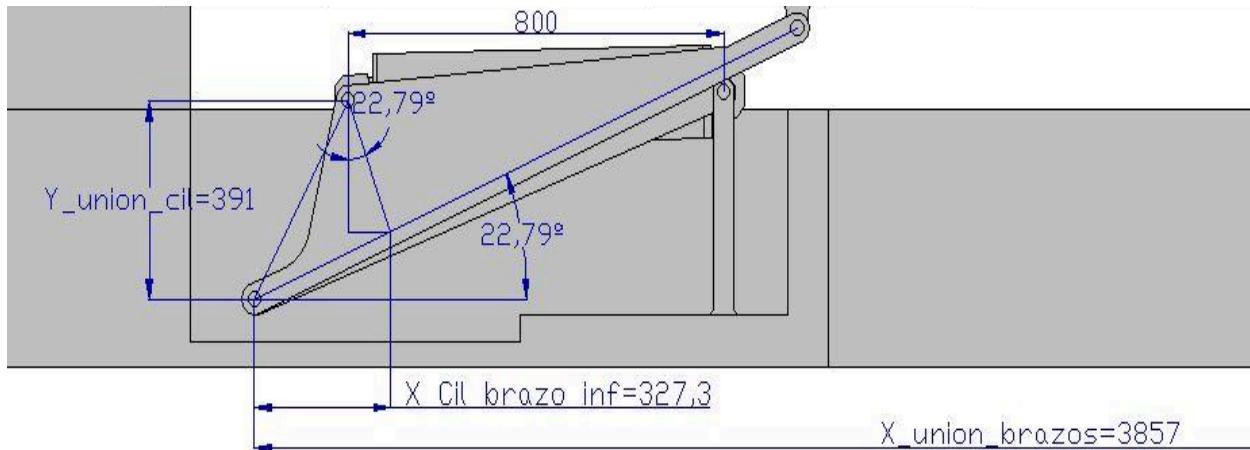


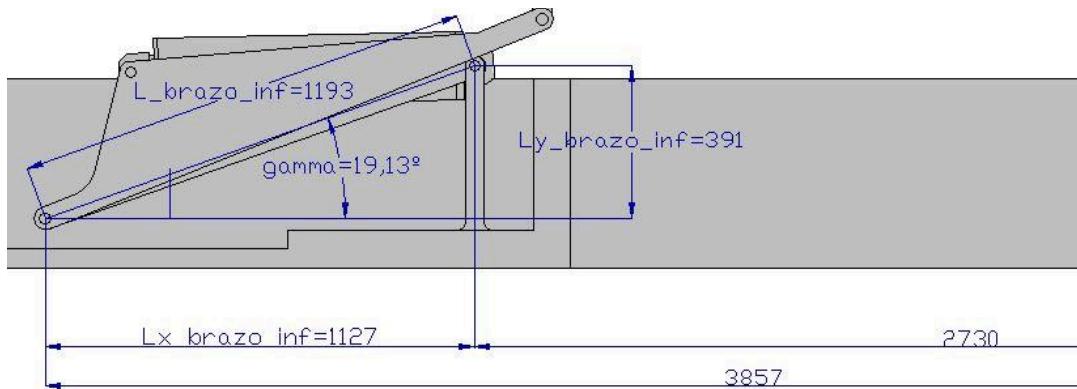
Figura 9. Dimensiones del brazo superior

$$Dist_{Cilindro-Brazo\ sup} = 1.065\ mm$$

$$Dist_{Cilindro-Brazo\ inf} = 355\ mm$$

$$Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil} = 275\ mm$$





Figuras 10, 11 y 179. Dimensiones del brazo inferior, brazo superior y caja

$$X_{Caja} = 1.650 / (\sin(45)) = 2.333 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} X_{Chasis\ empotramiento} &= H_{alzado}_{Basc} + Dist_{Cilindro-Brazo\ sup} * \cos(\alpha) \\ &\quad + Dist_{uniones}_{Barra\ inf-Cil} * \sin(\alpha) \end{aligned}$$

$$X_{Chasis\ empotramiento} = 1.650 + 1.065 * \cos(25,38) + 275 * \sin(25,38) = 2.730 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} Y_{Union\ cil} &= Dist_{Cilindro-Brazo\ inf} * \sin(\theta) + Dist_{uniones}_{Barra\ inf-Cil} * \cos(\theta) \\ Y_{Union\ cil} &= 355 * \sin(22,79) + 275 * \cos(22,79) = 391 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_{Cilindro-Brazo\ inf} &= Dist_{Cilindro-Brazo\ inf} * \cos(\theta) \\ X_{Cilindro-Brazo\ inf} &= 355 * \cos(22,79) = 327,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$Li_{Cilindro} = 800 \text{ mm}$$

$$X_{Union\ brazos} = X_{Chasis\ empotramiento} + Li_{Cilindro} + X_{Cilindro-Brazo\ inf}$$

$$X_{Union\ brazos} = 2.730 + 800 + 327,3 = 3.857\ mm$$

$$Lx_{Brazo\ inf} = X_{Union\ brazos} - X_{Chasis\ empotramiento}$$

$$Lx_{Brazo\ inf} = 3.857 - 2.730 = 1.127\ mm$$

$$Ly_{Brazo\ inf} = Y_{Union\ cil} = 391\ mm$$

$$\gamma = \arctan(Ly_{Brazo\ inf}/Lx_{Brazo\ inf})$$

$$\gamma = \arctan(391/1.127) = 19,13^\circ$$

$$L_{Brazo\ inf} = Lx_{Brazo\ inf}/(\cos(\gamma))$$

$$L_{Brazo\ inf} = 1.127/(\cos(19,13)) = 1.193\ mm$$

- Definición del apoyo trasero

$L_{Apoyo}$  = Longitud del apoyo trasero del chasis (valor predefinido de **283 mm**)

$L_{Caja\ tras\ soporte}$  = Longitud de la caja saliente del chasis (valor predefinido de **376 mm**)

$H_{Bastidor}$  = Altura del bastidor respecto al suelo (valor predefinido de **500 mm**)

$H_{Apoyo}$  = Altura del apoyo trasero del chasis respecto del suelo

$Y_{Apoyo}$  = Distancia hacia abajo entre extremos del apoyo trasero del chasis

$Ang_{Soporte}$  = Ángulo de fijación del apoyo trasero del chasis

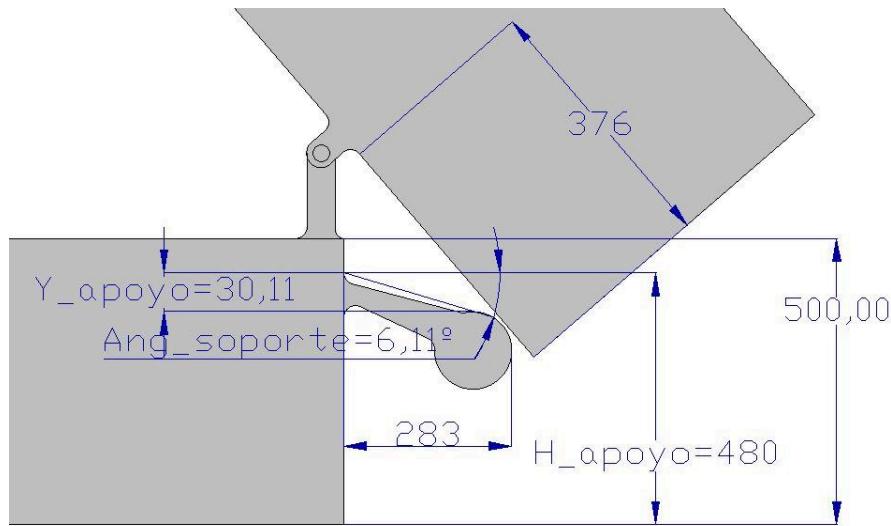


Figura 12. Dimensiones del apoyo trasero

$$L_{Apoyo} = 283 \text{ mm}$$

$$L_{Caja\ tras\ soporte} = 376 \text{ mm}$$

$$H_{Bastidor} = 500 \text{ mm}$$

$$H_{Apoyo} = H_{Bastidor} - 20$$

$$H_{Apoyo} = 500 - 20 = 480 \text{ mm}$$

$$Y_{Apoyo} = H_{Apoyo} - ((H_{Bastidor} + H_{Soporte\ trasero}) - L_{Apoyo} * \sin(45))$$

$$Y_{Apoyo} = 480 - ((500 + 150) - 283 * \sin(45)) = 30,11 \text{ mm}$$

$$Ang_{Soporte} = \arcsin(Y_{Apoyo} / L_{Apoyo})$$

$$Ang_{Soporte} = \arcsin(30,11 / 283) = 6,11^\circ$$

- Definición del cilindro hidráulico y el bastidor

$Y_{Art\ Cilindro}$  = Altura de unión del cilindro en el soporte

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$Y_{Union\ cil}$  = Altura de unión del cilindro en el brazo superior para que esté en una posición de  $0^\circ$

$$Y_{Art\ Cilindro} = Y_{Union\ cil} = 391\ mm$$

### Anexo 3.2) Posición Final

- Definición de la posición final en función del ángulo  $\alpha$

$Long_{Brazo\ inf}$  = Longitud del brazo inferior (valor predefinido de **1.209 mm**)

$LongY_{Brazo\ inf\ fin}$  = Longitud en Y del brazo inferior en posición final

$Ly_{Brazo\ inf\ fin}$  = Posición final en Y del brazo inferior considerando el bastidor

$Ly_{Brazo\ sup\ fin}$  = Posición final en Y del brazo superior

$\gamma_{fin}$  = Ángulo final del brazo inferior de la tijera (valor calculado de **6,835°**)

$\alpha$  = Ángulo final respecto a la horizontal del brazo superior

$Lx_{Brazo\ sup\ fin}$  = Longitud X del brazo superior en posición final

$DistY_{Cilindro-Caja\ fin}$  = Distancia en Y de la unión del cilindro a la unión con la caja en posición final

---

$Carrera_{Cil}$  = Diferencia entre longitud final e inicial del cilindro

$DistX_{Cilindro-Caja\ fin}$  = Distancia en X de la unión del cilindro a la unión con la caja en posición final

$X_{Cilindro-Brazo\ sup}$  = Posición X final de la unión entre cilindro y brazo superior

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$L_{Brazo\ sup}$  = Longitud del brazo superior (valor predefinido de **1.420 mm**)

$Y_{Art\ Cilindro}$  = Altura de unión del cilindro en el soporte

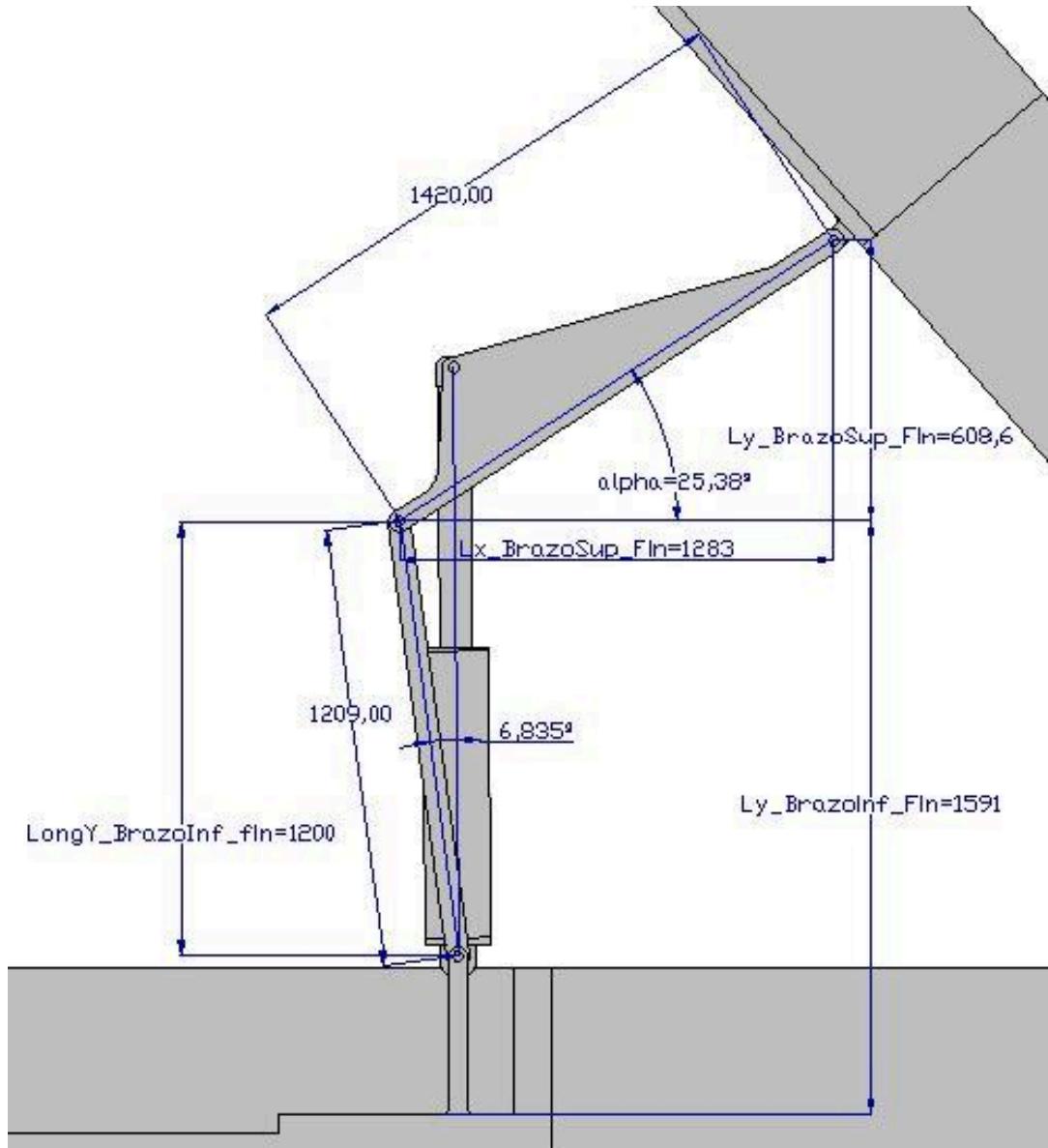
$Hf_{Basc}$  = Altura final del basculante de tijera para posición final de caja de  $45^\circ$  (valor predefinido de **2.200 mm**)

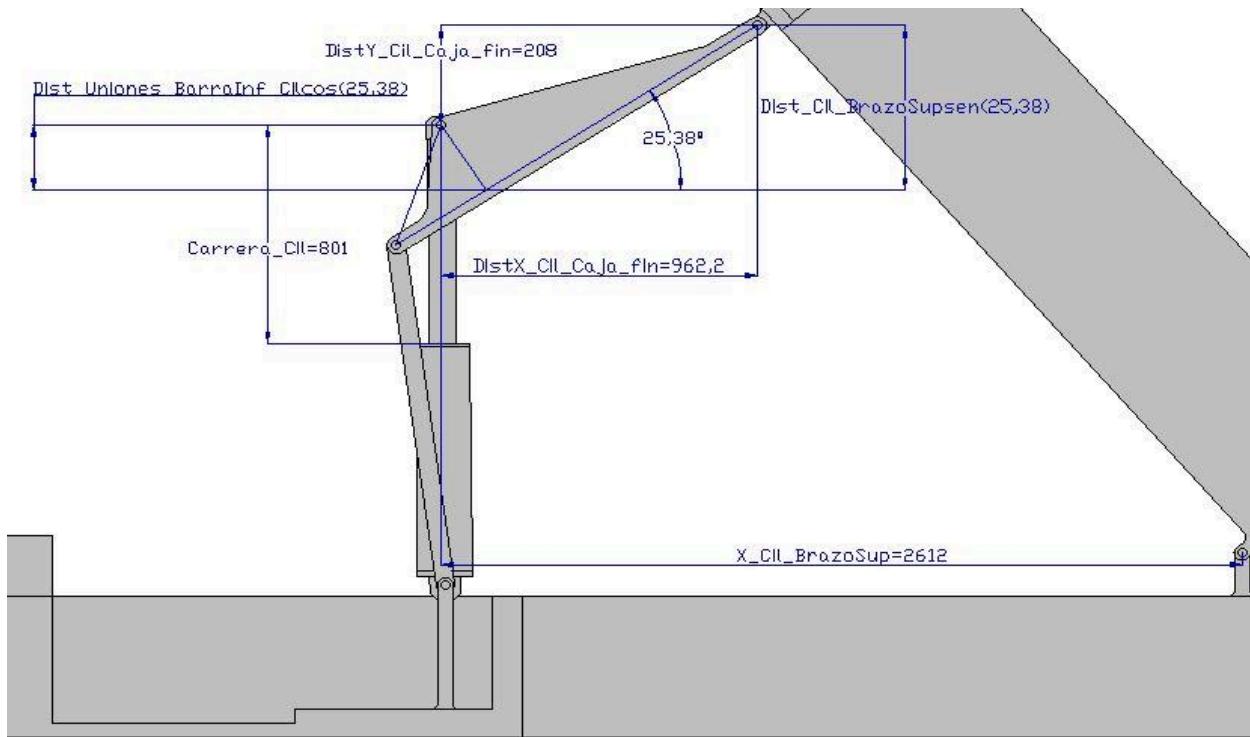
$Dist_{Cilindro-Brazo\ sup}$  = Distancia entre la unión del cilindro al brazo superior y la unión a la caja (valor predefinido de **1.065 mm**)

$Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil}$  = Distancia en Y entre las uniones al brazo superior (valor predefinido de **275 mm**)

$Li_{Cilindro}$  = Longitud inicial del cilindro (valor predefinido de **800 mm**)

$H\ alzado_{Basc}$  = Variación de altura entre posición inicial y final del basculante





Figuras 13 y 14. Dimensiones de la posición final

$$\gamma_{fin} = 6,835^\circ$$

$$Long_{Brazo\ inf} = 1.209\ mm$$

$$LongY_{Brazo\ inf\ fin} = Long_{Brazo\ inf} * \cos(\gamma_{fin})$$

$$LongY_{Brazo\ inf\ fin} = 1.209 * \cos(6,835) = 1.200\ mm$$

$$Ly_{Brazo\ inf\ fin} = LongY_{Brazo\ inf\ fin} + Y_{Art\ Cilindro}$$

$$Ly_{Brazo\ inf\ fin} = 1.200 + 391 = 1.591\ mm$$

$$Ly_{Brazo\ sup\ fin} = Hf_{Basc} - Ly_{Brazo\ inf\ fin}$$

$$Ly_{Brazo\ sup\ fin} = 2.200 - 1.591 = 608,6\ mm$$

$$\alpha = \arcsin(Ly_{Brazo\ sup\ fin} / L_{Brazo\ sup})$$

$$\alpha = \arcsin(608,6 / 1.420) = 25,38^\circ$$

$$Lx_{Brazo\ sup\ fin} = L_{Brazo\ sup} * \cos(\alpha)$$

$$Lx_{Brazo\ sup\ fin} = 1.420 * \cos(25,38^\circ) = 1.283\ mm$$

$$DistY_{Cilindro-Caja\ fin} = Dist_{Cilindro-Brazo\ sup} * \sin(\alpha)$$

$$- Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil} * \cos(\alpha)$$

$$DistY_{Cilindro-Caja\ fin} = 1.065 * \sin(25,38) - 275 * \cos(25,38) = 208\ mm$$

$$Carrera_{Cil} = Hf_{Basc} - DistY_{Cilindro-Caja\ fin} - Y_{Art\ Cilindro} - Li_{Cilindro}$$

$$Carrera_{Cil} = 2.200 - 208 - 391 - 800 = 801\ mm$$

$$DistX_{Cilindro-Caja\ fin} = Dist_{Cilindro-Brazo\ sup} * \cos(\alpha)$$

$$DistX_{Cilindro-Caja\ fin} = 1.065 * \cos(25,38) = 962,2\ mm$$

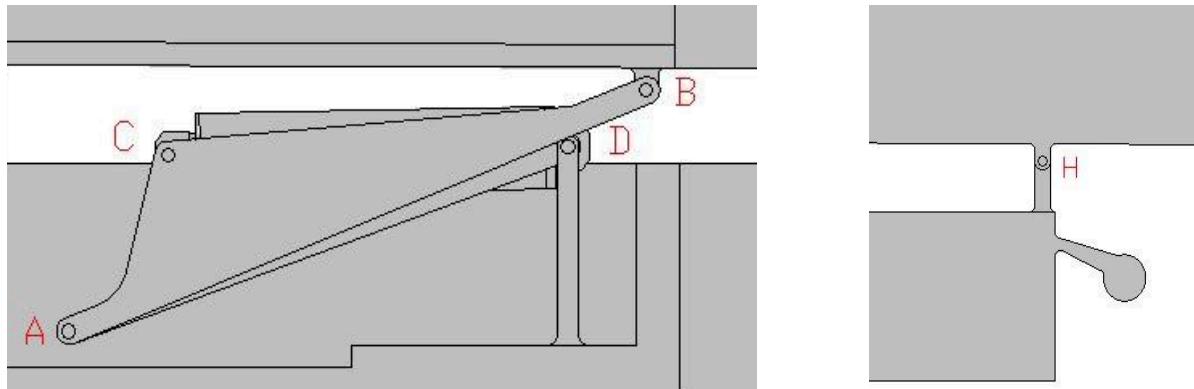
$$X_{Cilindro-Brazo\ sup} = H\ alzado_{Basc} + DistX_{Cilindro-Caja\ fin}$$

$$X_{Cilindro-Brazo\ sup} = 1.650 + 962,2 = 2.612,2\ mm$$

---

## ANEXO N°4) REACCIONES EN LAS UNIONES

Dentro de esta parte del anexo se definen las diferentes reacciones, se muestran las ecuaciones empleadas en el cálculo analítico realizado en EES y, por último, los valores obtenidos para las reacciones en posición inicial y final para el sistema basculante a diseñar.



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

Mediante estas 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.

### Anexo 4.1) Posición Inicial

- Cálculo de la Posición Inicial

*Peso total* = Peso del conjunto caja+carga de estudio (valor calculado de **130.830 N**)

$FBasc_X$  = Fuerza transmitida desde el peso a la barra superior para posición inicial X

$FBasc_Y$  = Fuerza transmitida desde el peso a la barra superior para posición inicial Y

$FBasc$  = Fuerza transmitida desde el peso a la barra superior para posición inicial

$RH_X$  = Reacción en X en el soporte trasero del chasis

$RH_Y$  = Reacción en Y en el soporte trasero del chasis

$RH$  = Reacción en el soporte trasero del chasis

$FCil_{Ini}$  = Fuerza del cilindro en posición inicial

$RA_X$  = Reacción en X en la unión entre barra superior e inferior

$RA_Y$  = Reacción en Y en la unión entre barra superior e inferior

$RA$  = Reacción en la unión entre barra superior e inferior

$DistY_{Cil-Caja}$  = Distancia inicial en Y entre el cilindro y la caja de carga

$RD_X$  = Reacción en X en la unión entre barra inferior y el soporte delantero

$RD_Y$  = Reacción en Y en la unión entre barra inferior y el soporte delantero

$RD$  = Reacción en la unión entre barra inferior y el soporte delantero

$FD_X$  = Resultante en X de las fuerzas actuadoras en el punto D

$FD_Y$  = Resultante en Y de las fuerzas actuadoras en el punto D

$FD$  = Resultante de las fuerzas actuadoras en el punto D

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$X_{Caja}$  = Posición en X en la caja hasta el soporte trasero del chasis sin contar la parte de la caja saliente del chasis

$H_{Brazo\ sup}$  = Altura del brazo superior en posición inicial

$Y_{Union\ cil}$  = Altura de unión del cilindro en el brazo superior para que esté en una posición de  $0^\circ$

$Lx_{Brazo\ sup}$  = Longitud X del brazo superior en posición inicial

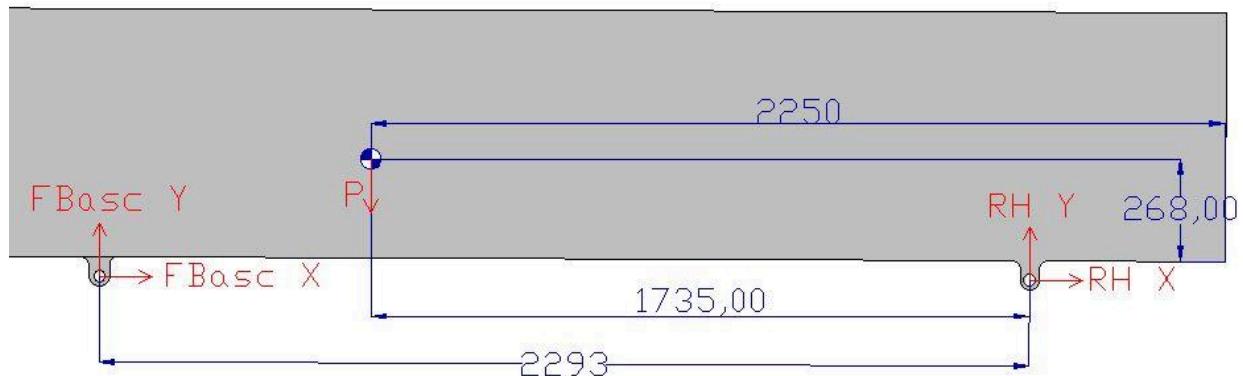


Figura 17. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en la caja para la posición inicial

**Ecuaciones** planteadas en la **caja**:

$$\text{Peso total} = 130.830 \text{ N}$$

$$RH_x + FBasc_x = 0$$

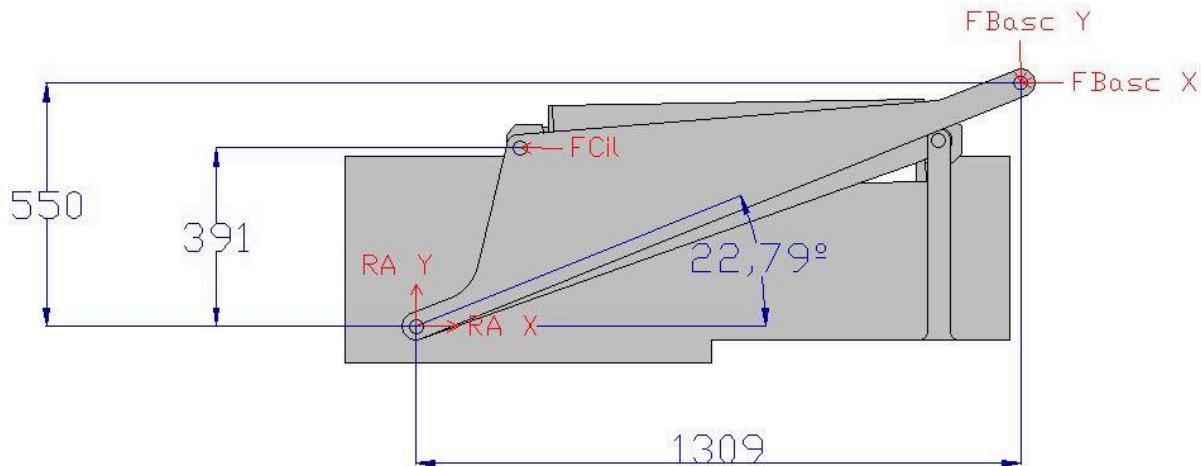
$$FBasc_y - \text{Peso total} + RH_y = FBasc_y - 130.830 + RH_y = 0$$

$$\text{Peso total} * 1.735 = FBasc_y * (X_{Caja} - 40)$$

$$130.830 * 1.735 = FBasc_y * 2.293$$

$$FBasc_y = \frac{130.830 * 1.735}{2.293} = 98.973 \text{ N}$$

$$RH_y = -FBasc_y + \text{Peso total} = -98.973 + 130.830 = 31.857 \text{ N}$$



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

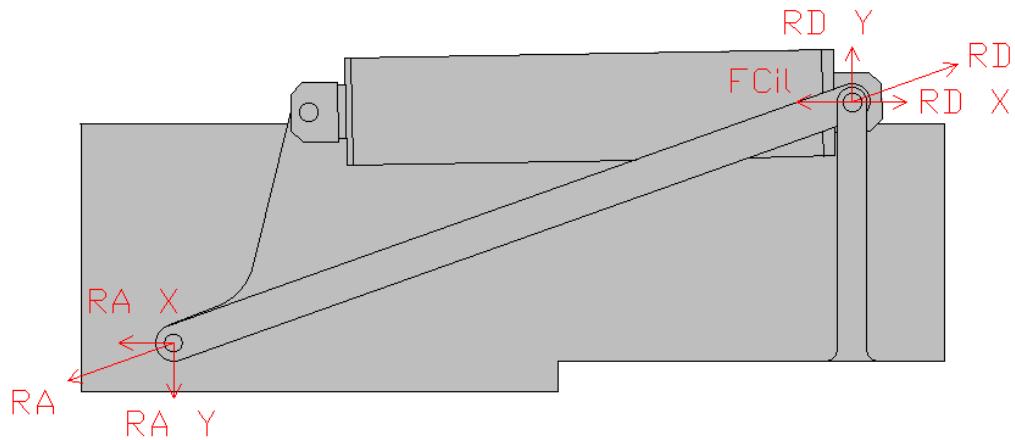


Figura 19. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el brazo inferior para la posición inicial

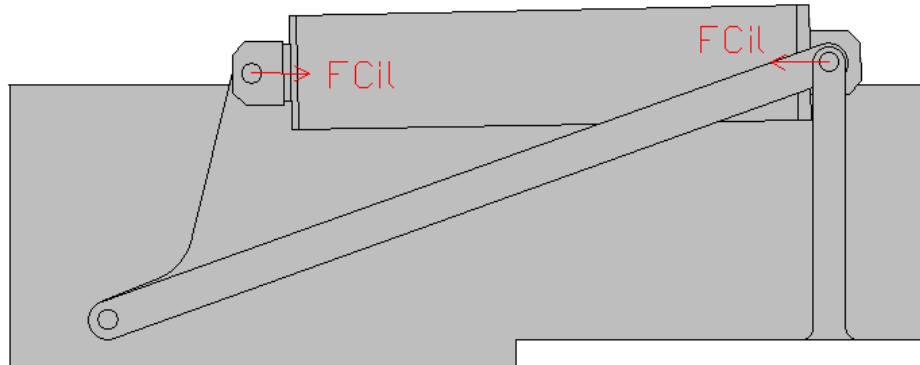


Figura 20. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el cilindro hidráulico para la posición inicial

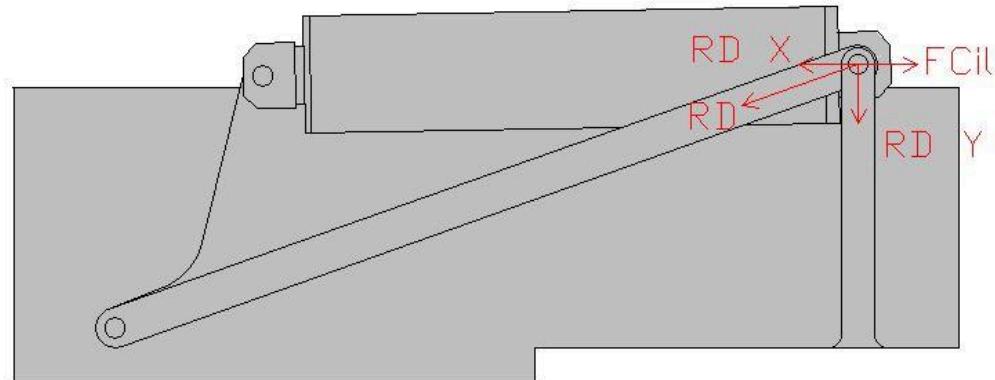


Figura 21. Diagrama de Sólido Libre de la orejeta de la unión del empotramiento delantero del bastidor para la posición inicial

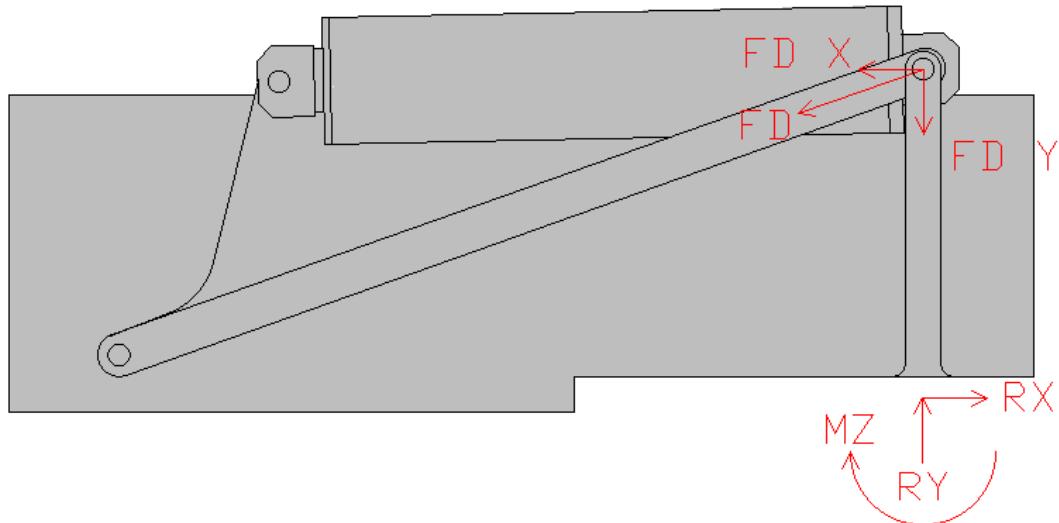


Figura 22. Diagrama de Sólido Libre de las fuerzas resultantes en el empotramiento delantero del bastidor para la posición inicial

**Ecuaciones** planteadas en el **brazo superior**:

$$FCil_{Ini} + FBasc_X = RA_X$$

$$RA_Y = FBasc_Y = 98.973 N$$

$$RA_X = RA * \cos(\gamma)$$

$$RA_Y = RA * \sin(\gamma)$$

$$RA = RA_Y / \sin(19, 13) = 302.002 N$$

$$RA_X = RA * \cos(\gamma) = 302.003 * \cos(19, 13) = 285.324 N$$

$$DistY_{Cil-Caja} = H_{Brazo\ sup} - Y_{Union\ cil} = 550 - 391 = 159 mm$$

**Ecuación de momentos en B**

$$RA_X * H_{Brazo\ sup} = RA_Y * Lx_{Brazo\ sup} + FCil_{Ini} * DistY_{Cil-Caja}$$

$$FCil_{Ini} = \frac{285.324 * 550 - 98.973 * 1.309}{159} = 172.090 N$$

$$FBasc_X = RA_X - FCil_{Ini} = 285.324 - 172.090 = 113.234 N$$

$$RH_X = - FBasc_X = - 113.234 N$$

$$RH = \sqrt{RH_X^2 + RH_Y^2} = 117.600 N$$

$$FBasc = \sqrt{FBasc_X^2 + FBasc_Y^2} = 150.391 N$$

**Ecuaciones** planteadas en el **brazo inferior**:

$$RD_x = RA_x = 285.324 \text{ N}$$

$$RD_y = RA_y = 98.973 \text{ N}$$

$$RD = \sqrt{RD_x^2 + RD_y^2} = RA = 302.002 \text{ N}$$

$$FD_x = -RD_x + FCil_{Ini} = -285.324 + 172.090 = -113.234 \text{ N}$$

$$FD_y = RD_y = -98.973 \text{ N}$$

$$FD = \sqrt{FD_x^2 + FD_y^2} = FBasc = 150.391 \text{ N}$$

Anexo 4.2) Posición Final

- Cálculo de la Posición Final

*Peso final* = Representa el peso total de la caja llena de carga justo antes de empezar la descarga (valor predeterminado de **130.830 N**)

*DistX<sub>Cil-Union brazos</sub>* = Distancia en X final necesaria para calcular el momento necesario por el cilindro

*FBasc<sub>X fin</sub>* = Fuerza transmitida en X desde el peso a la barra superior en posición inicial

*FBasc<sub>Y fin</sub>* = Fuerza transmitida en Y desde el peso a la barra superior en posición inicial

*FBasc<sub>fin</sub>* = Fuerza transmitida desde el peso a la barra superior en posición inicial

$RH_{Xfin}$  = Reacción final en X en el soporte trasero del chasis

$RH_{Yfin}$  = Reacción final en Y en el soporte trasero del chasis

$RH_{fin}$  = Reacción final en el soporte trasero del chasis

$FB_X$  = Fuerza final en X en brazo superior

$FB_Y$  = Fuerza final en Y en brazo superior

$FB_{fin}$  = Fuerza final en el brazo superior

$FCil_{Fin}$  = Fuerza del cilindro en posición final

$RA_{Xfin}$  = Reacción final en X en la unión entre barra superior e inferior

$RA_{Yfin}$  = Reacción final en Y en la unión entre barra superior e inferior

$RA_{fin}$  = Reacción final en la unión entre barra superior e inferior

También se emplean los siguientes valores obtenidos previamente:

$Ly_{Brazo\ sup\ fin}$  = Posición final en Y del brazo superior

$Lx_{Brazo\ sup\ fin}$  = Longitud X del brazo superior en posición final

$\gamma_{fin}$  = Ángulo final del brazo inferior de la tijera (valor calculado de **6,835°**)

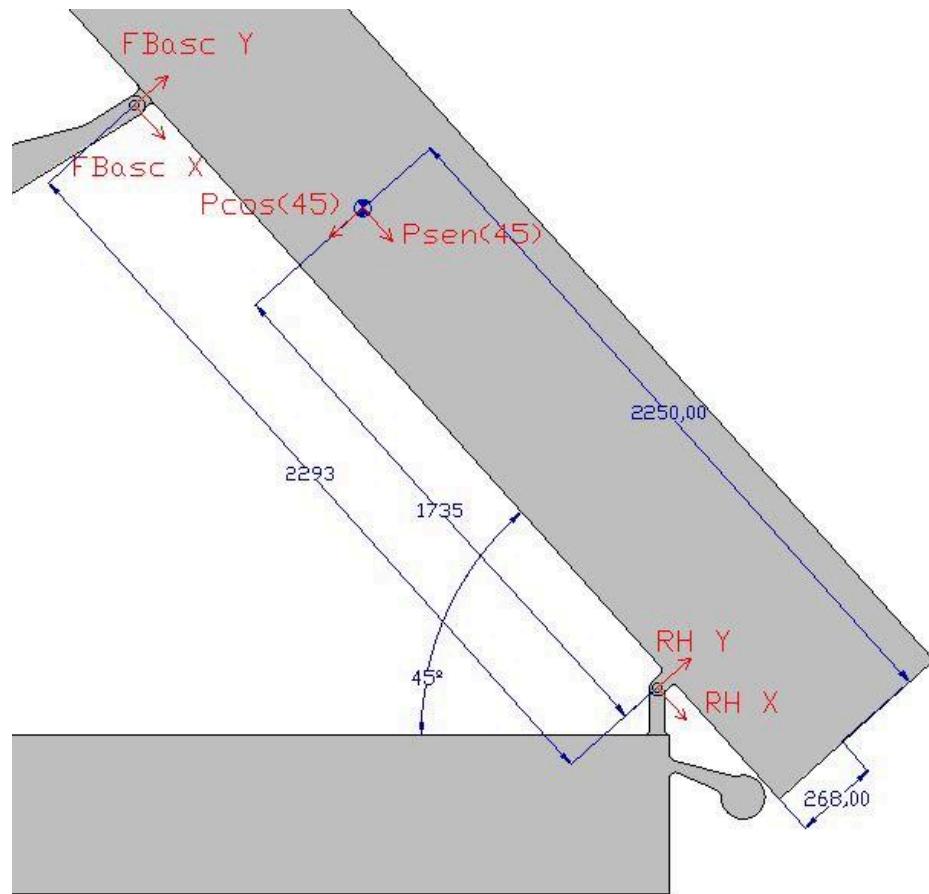


Figura 23. Diagrama de Sólido Libre de la caja para la posición final

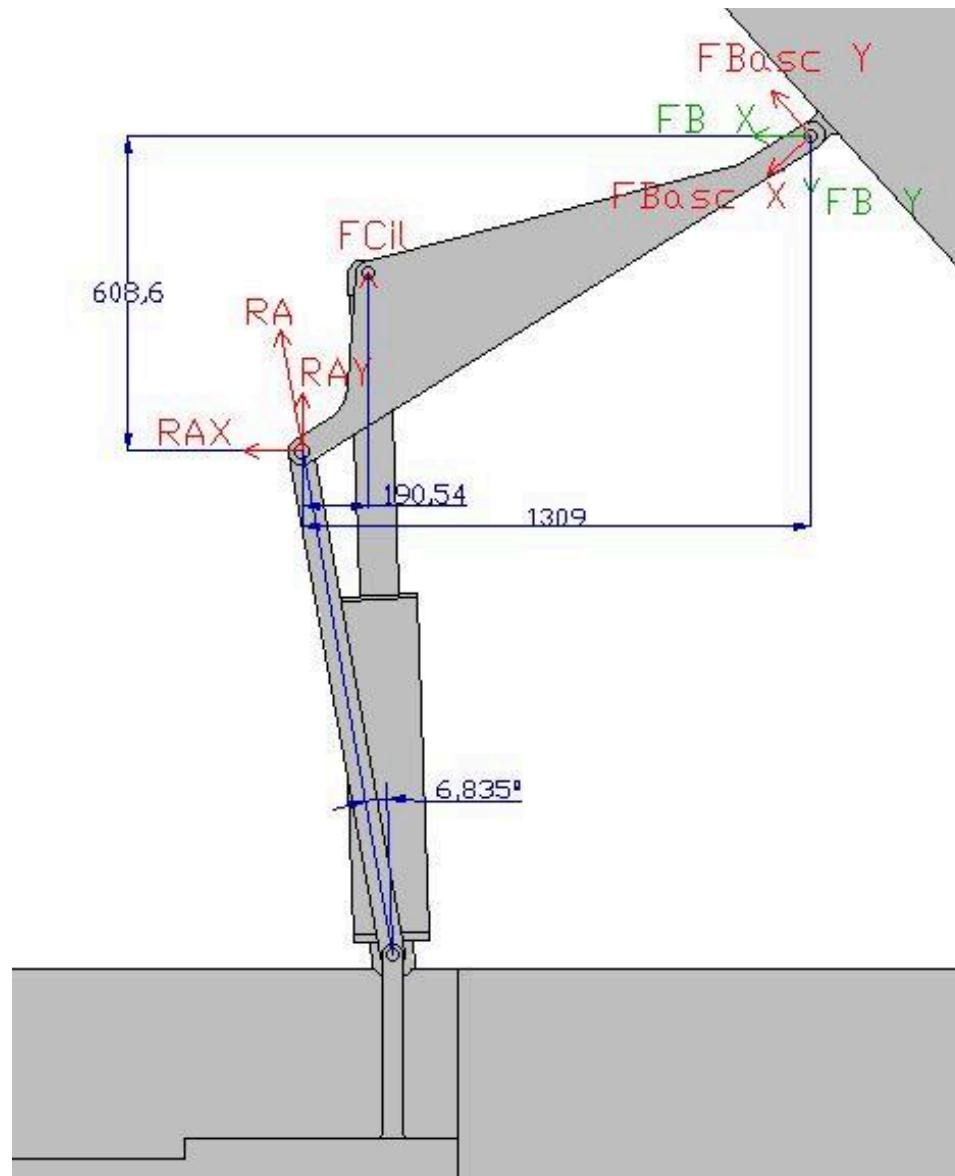


Figura 24. Diagrama de Sólido Libre del brazo superior para la posición final

$$Ly_{Brazo\ sup\ fin} = 608,6\ mm$$

$$DistX_{Cil-Union\ brazos} = 190,54\ mm$$

$$Lx_{Brazo\ sup\ fin} = 1.283\ mm$$

$$Peso\ final = 130.830\ N$$

$$RA_{X\ fin} = - FB_X$$

$$RA_{Y\ fin} + FCil_{Fin} - FB_Y = 0$$

$$FCil_{Fin} * DistX_{Cil-Union\ brazos} - FB_Y * Lx_{Brazo\ sup\ fin} + FB_X * Ly_{Brazo\ sup\ fin} = 0$$

$$FCil_{Fin} * 190,54 - FB_Y * 1.283 + FB_X * 608,6 = 0$$

$$FB_X = \cos(45) * (FBasc_{X\ fin} + FBasc_{Y\ fin})$$

$$FB_Y = \sin(45) * (FBasc_{Y\ fin} - FBasc_{X\ fin})$$

$$FBasc_{X\ fin} + Peso\ final * \sin(45) + RH_{X\ fin} = 0$$

$$FBasc_{Y\ fin} - Peso\ final * \cos(45) + RH_{Y\ fin} = 0$$

$$Peso\ final * \cos(45) * 1.735 - Peso\ final * \sin(45) * 268 - FBasc_{Y\ fin} * 2.293 = 0$$

$$130.830 * \cos(45) * 1.735 - 130.830 * \sin(45) * 268 - FBasc_{Y\ fin} * 2.293 = 0$$

$$FBasc_{Y\ fin} = \frac{92.511 * (1.735 - 268)}{2.293} = 59.186\ N$$

$$RH_{Y\ fin} = Peso\ final * \cos(45) - FBasc_{Y\ fin} = 92.511 - 59.186 = 33.325\ N$$

$$RA_{Y\ fin} = RA_{fin} * \cos(\gamma_{fin}) = RA_{fin} * \cos(6,835)$$

$$RA_{X\ fin} = RA_{fin} * \sin(\gamma_{fin}) = RA_{fin} * \sin(6,835)$$

$$FBasc_{fin} = \sqrt{FBasc_{X\ fin}^2 + FBasc_{Y\ fin}^2}$$

$$RH_{fin} = \sqrt{RH_{X\ fin}^2 + RH_{Y\ fin}^2}$$

$$FB_{fin} = \sqrt{FB_X^2 + FB_Y^2}$$

Para resolver el resto de ecuaciones comprendidas dentro del sistema de ecuaciones no queda más remedio que la resolución mediante EES quedando la siguiente tabla:

|                                   |           |
|-----------------------------------|-----------|
| Peso final                        | 130.830 N |
| DistX <sub>Cil-Union brazos</sub> | 190,5 mm  |
| FBasc <sub>X fin</sub>            | -19.889 N |
| FBasc <sub>Y fin</sub>            | 59.186 N  |
| FBasc <sub>fin</sub>              | 62.438 N  |
| RH <sub>X fin</sub>               | -72.622 N |

---

|              |            |
|--------------|------------|
| $RH_{Yfin}$  | 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  |
| $RA_{Xfin}$  | -27.787 N  |
| $RA_{Yfin}$  | -231.828 N |
| $RA_{fin}$   | 233.487 N  |

Tabla 11. Resultados de las fuerzas finales obtenidas en EES

---

## ANEXO N°5) ENSAMBLAJE EN SOLIDWORKS

**Una vez obtenida una primera aproximación de la geometría que permite crear tanto las piezas del ensamblaje como el ensamblaje del conjunto** se procede mediante Solidworks a diseñar todas y cada una de las piezas. Una vez introducidos los comandos más relevantes que permiten realizar los componentes del ensamblaje, **se van a presentar las dimensiones finales de cada pieza que permite obtener la geometría deseada.**

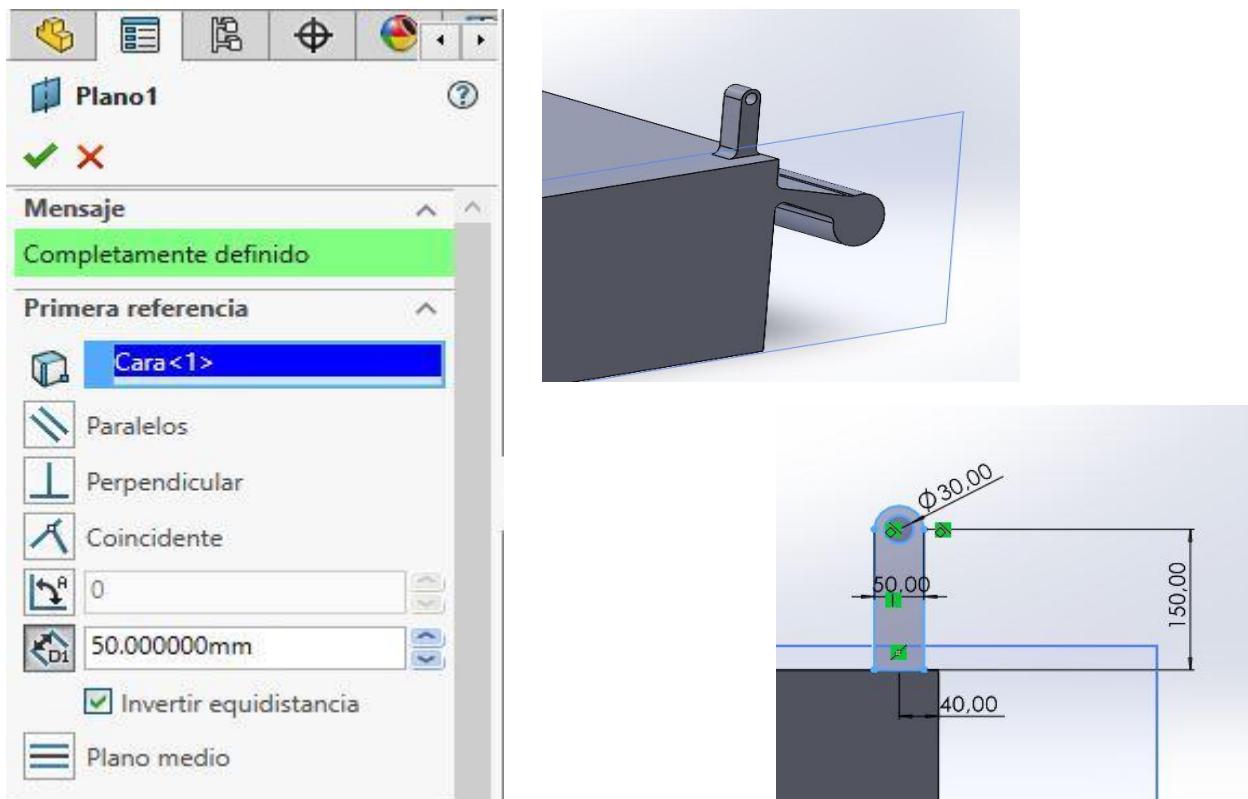
### Anexo 5.1) Comandos de Solidworks para el diseño de las piezas

Se va a realizar un breve repaso de las **herramientas y operaciones más importantes dentro de Solidworks** que han sido empleados en la realización del diseño de las piezas dentro del Trabajo de Fin de Grado.

Dado que uno de los objetivos propuestos dentro del proyecto era la profundización en el programa de diseño, puede que **alguna de las operaciones llevadas a cabo** para diseñar las piezas **no haya sido lo más óptima posible** y que exista margen de mejora.

### Geometría de referencia: Plano

Un plano como geometría de referencia se utiliza para **definir y construir elementos geométricos que no se encuentran en los planos estándar** (alzado, planta y vista lateral). En concreto, para este proyecto se han empleado varios planos para realizar croquis y/o bocetos dentro de las piezas para posteriormente realizar la extrusión de estos mismos en posiciones particulares del espacio 3D.



Figuras 180, 181 y 182. Generación de un plano en Solidworks

---

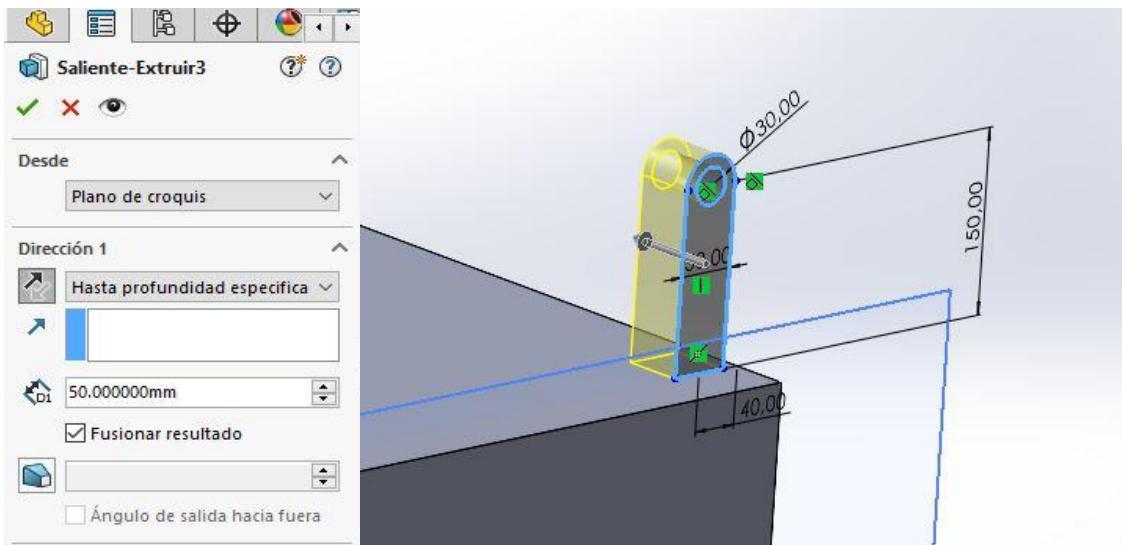
Como se puede apreciar, para realizar un plano como geometría de referencia es necesario seleccionar la cara o plano principal que actúa como referencia y una distancia a la que se quiere colocar el plano auxiliar. En este caso se trabaja sobre la “Cara 1” del Basculante y se crea un plano paralelo a 50 mm con el recuadro de “invertir equidistancia” activado para que la cota resultante sea negativa.

Una vez creado el plano auxiliar se procede a realizar el croquis del soporte trasero en 2D seleccionando el plano y realizando un diseño mediante líneas, radios y circunferencias que posteriormente es acotado como refleja la imagen inferior derecha. Se considera una herramienta imprescindible, ya que no todos los elementos que constituyen las piezas van a estar situados en el plano principal de la misma.

### Operaciones: Extruir saliente/base

Aprovechando el ejemplo anterior en el que se ha creado un croquis a partir de un plano auxiliar nuevo se puede introducir la operación de extrusión.

La extrusión en SolidWorks es una operación de modelado 3D que **convierte un boceto 2D en un objeto tridimensional al extender dicho boceto a lo largo de una dirección perpendicular a su plano**, siendo una de las operaciones más empleadas en cualquier programa de modelado CAD/CAM.

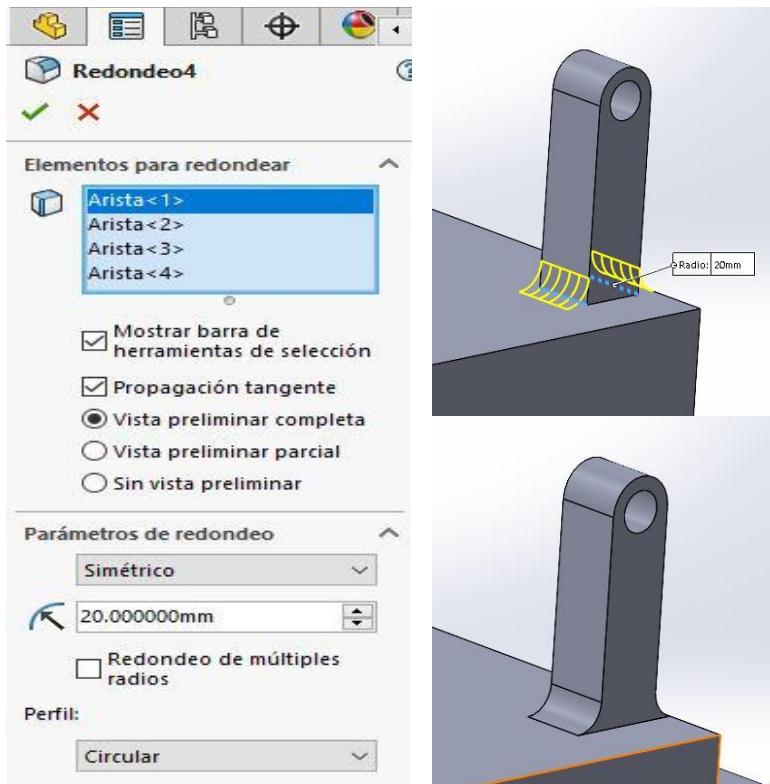


Figuras 183 y 184. Generación de una extrusión en Solidworks

En la imagen de la izquierda aparece un menú en el que se indica que la extrusión se realiza desde el plano del croquis con perfil cerrado en una dirección perpendicular a dicho plano elegida por el usuario mediante el icono de la doble flecha dentro del subapartado “Dirección 1”. A su vez, en la imagen de la derecha se puede apreciar el hipotético volumen conferido al croquis, convirtiéndolo de un boceto 2D a un objeto sólido en 3D.

### Operaciones: Redondeo

Esta operación permite **suavizar los concentradores de tensión en las aristas de las piezas con ángulos rectos para aliviar las tensiones resultantes** producto de las fuerzas de reacción en las uniones añadiendo unos radios específicos.



Figuras 185, 186 y 187. Operación de redondeo en Solidworks

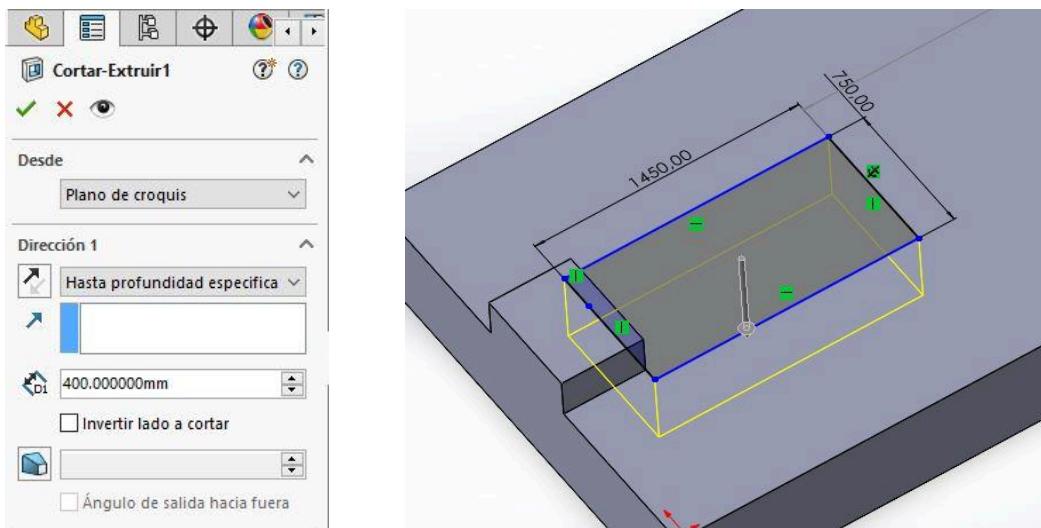
Es necesario indicar en el menú de la izquierda el número de aristas en las que se quiere realizar la operación de redondeo para mitigar las tensiones resultantes seleccionando cada una por individual. En este caso, se seleccionan cuatro aristas pertenecientes a ambos soportes traseros del bastidor.

Una vez realizada la selección, se indica un perfil “circular” con un radio de 20 mm, tal y como está reflejado en la imagen central mediante la imagen preliminar en amarillo del resultado final de la operación.

Una vez finalizada la operación, el acabado del soporte trasero se muestra en la imagen de la derecha.

### Operaciones: Extruir corte

Se utiliza para **eliminar material de una pieza siguiendo el contorno de un boceto 2D**. Esta operación es fundamental para **crear geometrías internas y detalles específicos en un modelo 3D**. Es la operación opuesta a la extrusión.

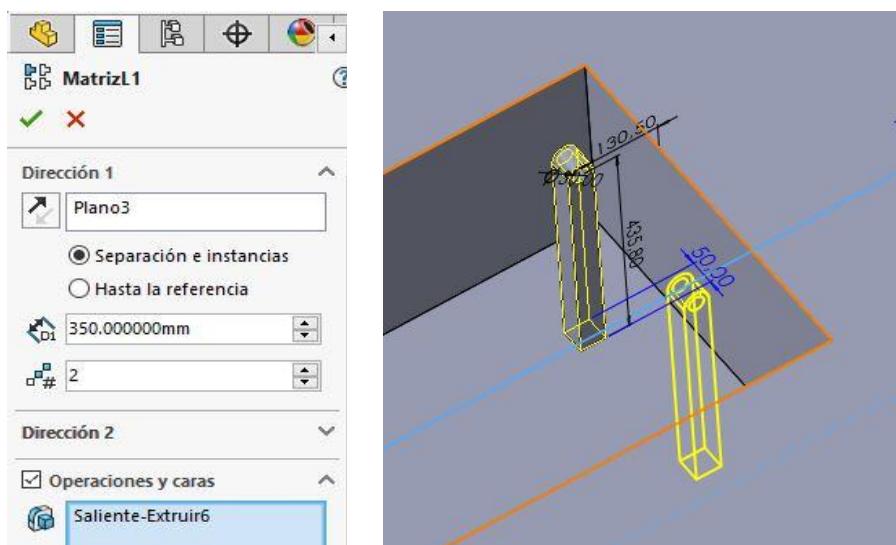


Figuras 188 y 189. Operación de extrusión de un corte en Solidworks

Se puede observar que esta operación de corte parte de un croquis existente con su propio plano creado. En el submenú de “Dirección 1” se indica la profundidad requerida de 400 mm para que quepa en su interior el sistema basculante de tijera recogido en su posición inicial y se realiza un corte hacia la parte inferior del bastidor, tal y como se puede ver reflejado en color amarillo en la imagen de la derecha.

### Ensamblaje: Matriz lineal

Este comando permite **obtener una matriz cuando es necesario clonar objetos ya creados en diferentes posiciones de la pieza**. Para este caso en particular, se emplea una matriz lineal que va a permitir clonar objetos en una sola dirección en función de los requerimientos.



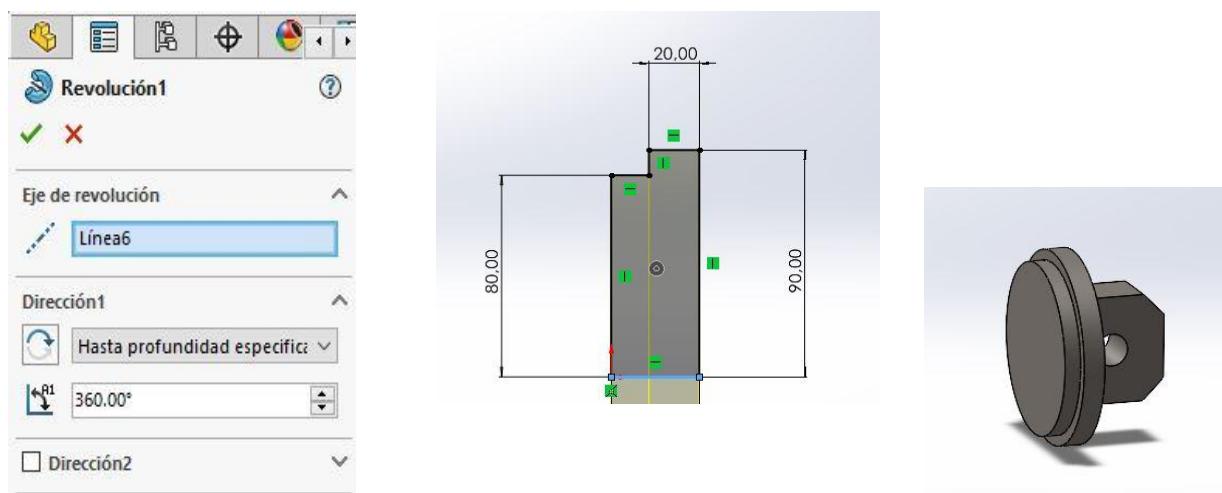
Figuras 190 y 191. Generación de una matriz lineal en Solidworks

En esta operación es necesario crear un soporte delantero a partir de otro ya diseñado y extruido con anterioridad. Para ello, en el menú desplegable de la izquierda se indica el plano de referencia desde el que se quiere trabajar, una geometría para realizar la matriz lineal (la extrusión contiene dentro su propio croquis) y una distancia introducida por el usuario para satisfacer sus necesidades de diseño.

En la imagen derecha se puede apreciar el resultado final en color amarillo tras aplicar el comando.

### Operaciones: Revolución de saliente/base

Es una operación que **se utiliza para crear una geometría tridimensional al rotar un perfil 2D alrededor de un eje**. Este método es fundamental para **diseñar piezas simétricas de revolución**, permitiendo la creación de sólidos complejos con una estructura radial uniforme.



Figuras 192, 193 y 194. Operación de revolución a partir de una línea como eje de revolución en Solidworks

La operación de revolución es de gran utilidad a la hora de diseñar la tapa posterior del cilindro, puesto que permite trabajar con bocetos en 2D para posteriormente crear cuerpos de revolución en tres dimensiones.

Para realizar la revolución se parte de una línea que actúa como geometría de referencia y cuya función es la de eje de revolución hasta la profundidad especificada de 360°.

---

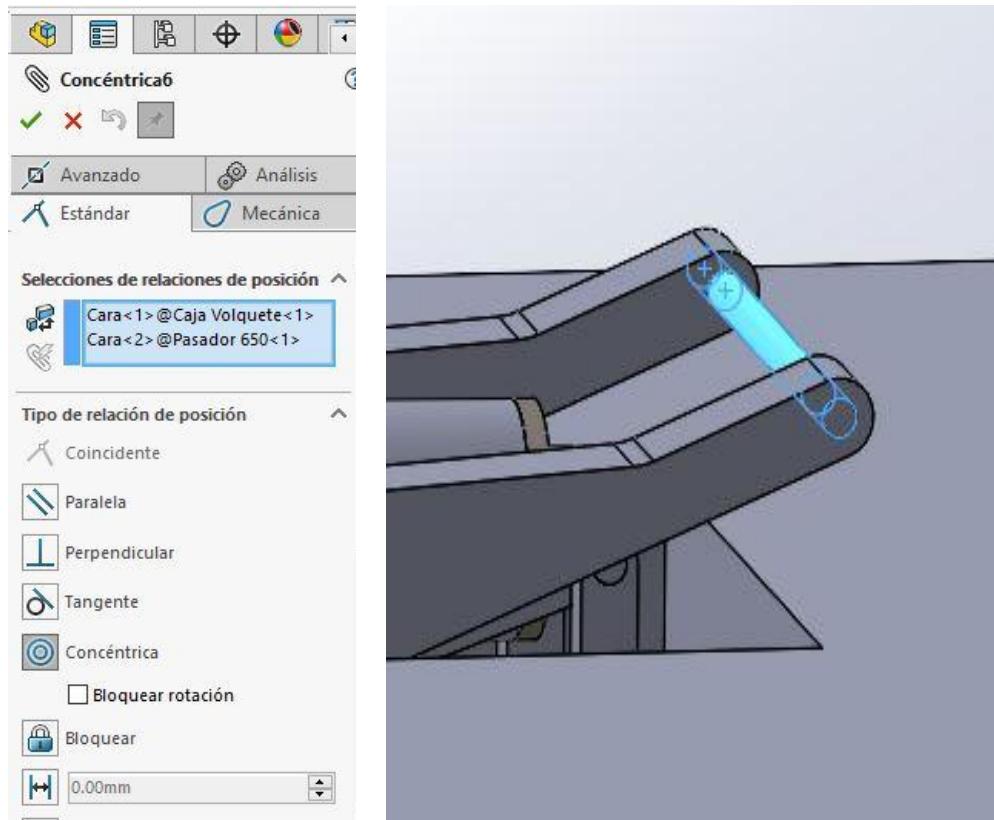
En la imagen central se observa tanto el croquis como la línea de referencia en el dibujo y en la imagen inferior derecha aparece el resultado final tras el proceso de revolución de la pieza.

### Anexo 5.2) Comandos de Solidworks para el ensamblaje del conjunto

A continuación, se van a mencionar los **comandos más relevantes en el momento de unir articuladamente todas las piezas y realizar el ensamblaje**, y que permite a su vez el correcto accionamiento del conjunto para la elevación y descarga de material contenido en la caja del camión volquete.

#### **Relaciones de posición: Concéntrica**

La relación de posición concéntrica es una herramienta de restricción que **alinea dos o más entidades de modo que compartan el mismo centro**. Esta relación es fundamental en el diseño de ensamblajes y piezas, ya que asegura que las partes se alineen correctamente alrededor de un eje común, lo cual es **esencial para el funcionamiento adecuado de mecanismos rotativos** y componentes ensamblados.

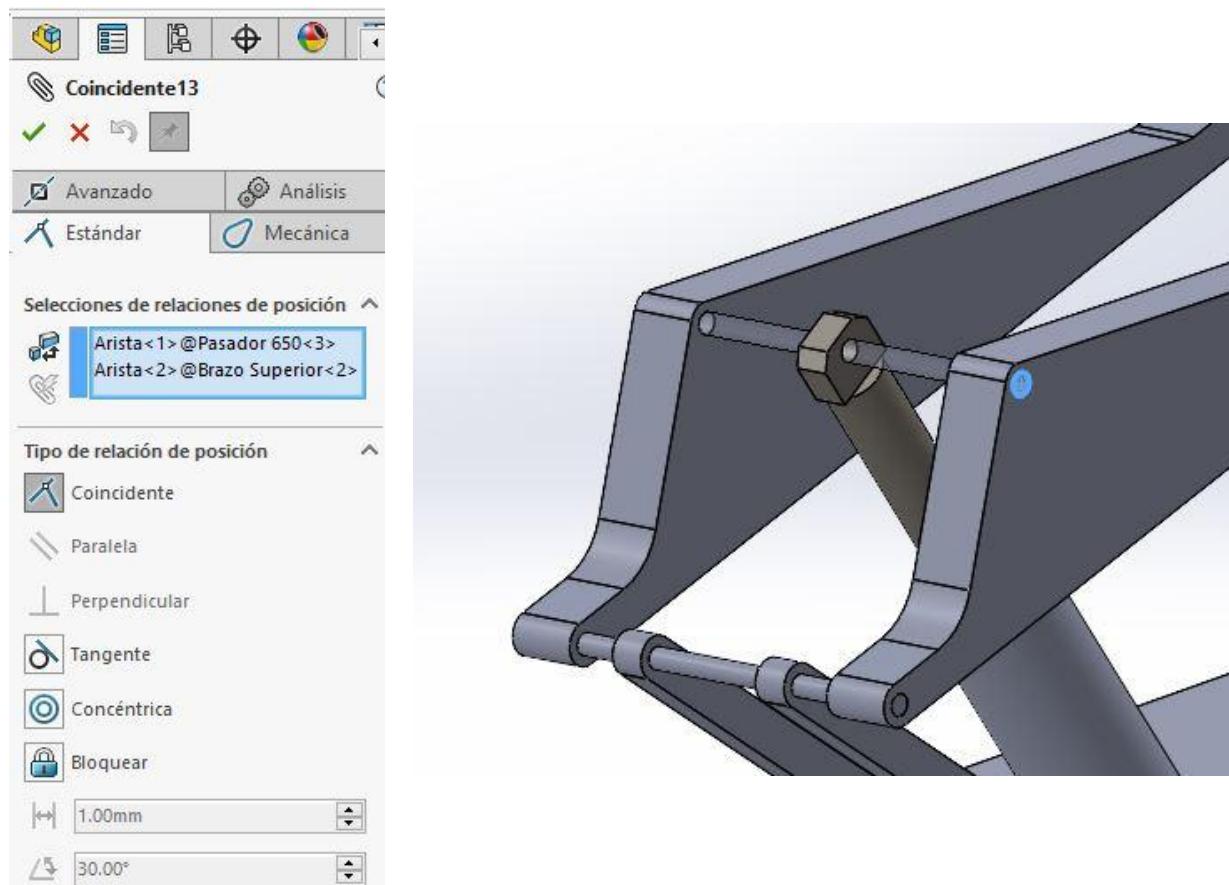


Figuras 195 y 196. Relación de posición concéntrica en Solidworks

En este caso específico de aplicación, se desea una relación de concentricidad para el pasador con el orificio del brazo superior en la unión con la caja. Es necesario seleccionar las secciones a relacionar y hacer click en la opción “Concéntrica”. En la imagen derecha se contempla el resultado final tras la realización de la relación.

### Relaciones de posición: Coincidente

La relación de posición coincidente en SolidWorks es una herramienta de restricción que **asegura que dos o más entidades se ubiquen en el mismo punto, línea, o plano**. Esta relación es esencial en el diseño de piezas y ensamblajes, ya que permite definir la posición relativa exacta de diferentes componentes entre sí, garantizando que se toquen o se alineen correctamente como se desea.

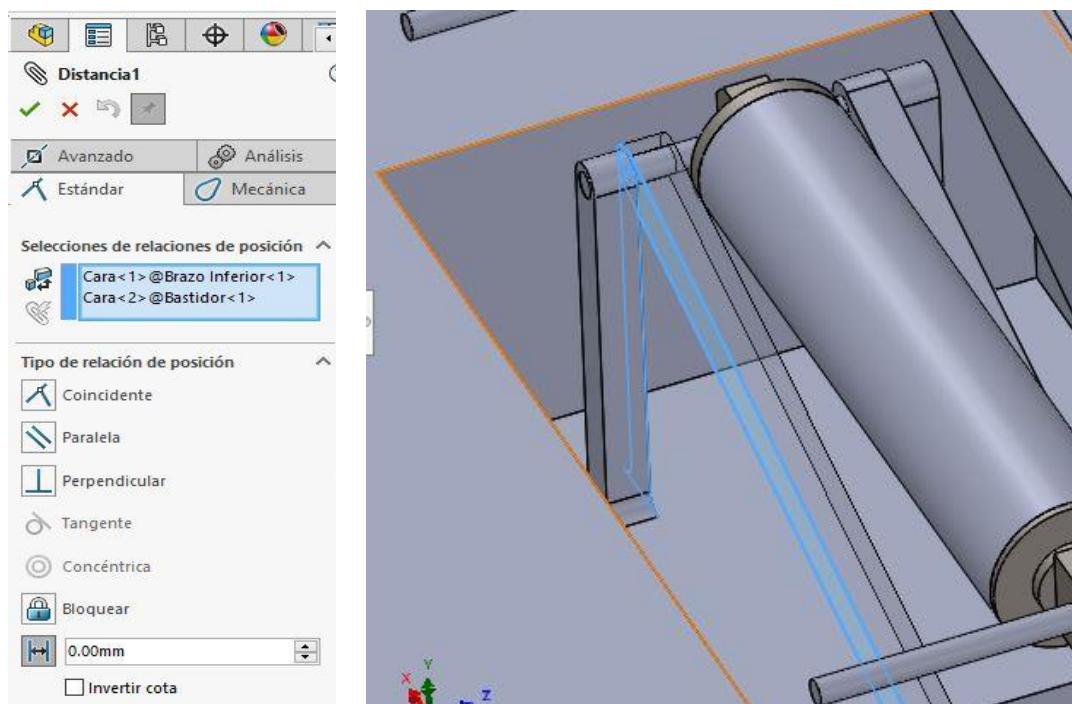


Figuras 197 y 198. Relación de posición coincidente en Solidworks

En este caso, a diferencia de la relación concéntrica no es necesario seleccionar secciones, sino que mediante la selección de figuras planas como circunferencias que actúan como aristas tanto en el brazo superior como en el pasador se puede establecer la relación de coincidencia y se fija una determinada posición entre los componentes del sistema basculante de tijera.

### Relaciones de posición: Distancia

La relación de posición de distancia **permite establecer una distancia determinada invariable en el tiempo entre dos piezas del ensamblaje en una dirección** y que a su vez **evita el movimiento relativo no deseado**.



Figuras 199 y 200. Relación de posición a una determinada distancia en Solidworks

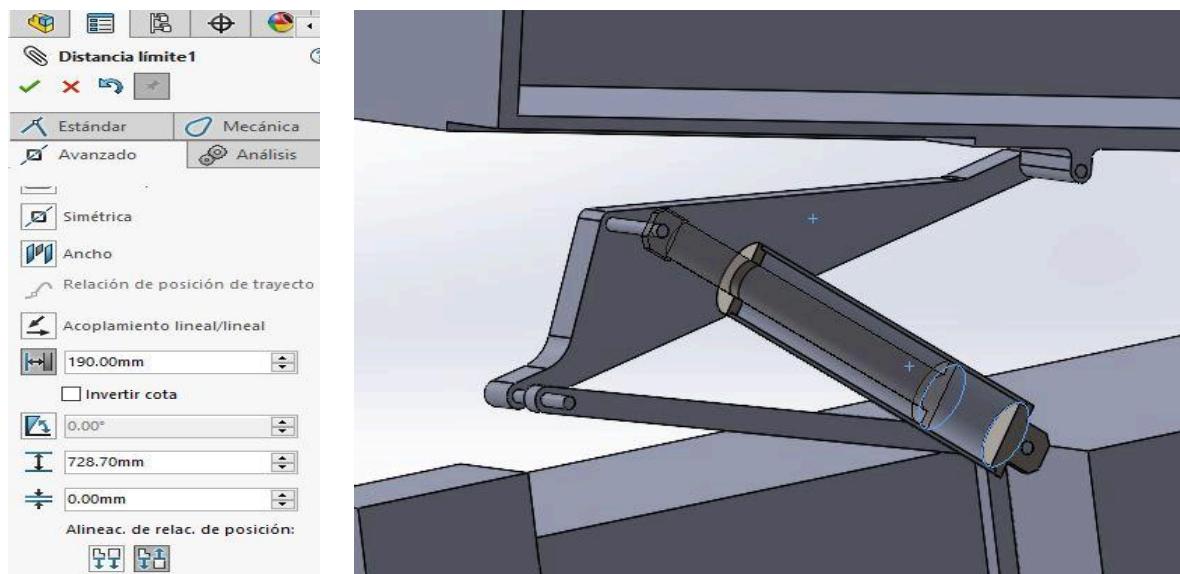
---

En esta relación de posición concreta es necesario establecer una distancia fija entre el soporte delantero del bastidor y el brazo inferior del sistema basculante; esta distancia invariable en el tiempo de la posterior animación es de 0 mm.

Para proceder con la relación de distancia hace falta seleccionar la cara necesaria en cada pieza y, tras esto, establecer la distancia requerida en el ensamblaje.

### Relaciones de posición: Distancia límite

La relación de posición de distancia límite en Solidworks establece una **distancia máxima entre superficies que no se puede superar en ningún momento durante el movimiento y que** en la mayoría de casos **actúa como tope**, tanto en el inicio de movimiento como al final del mismo.



Figuras 201 y 202. Relación de posición de distancia límite en Solidworks

---

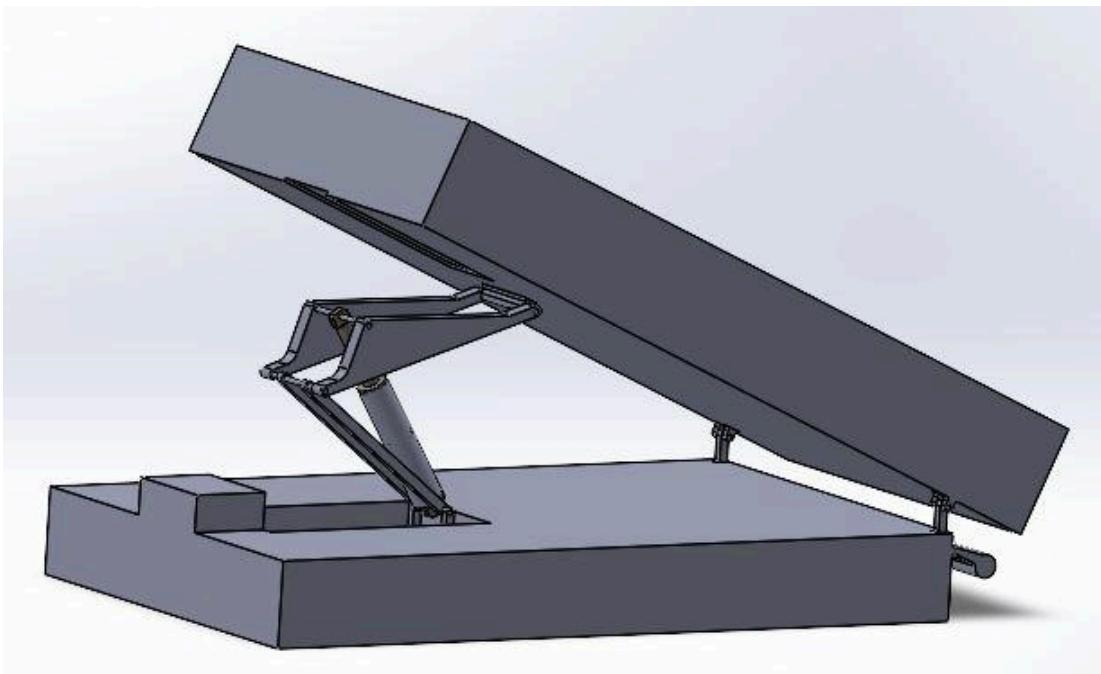
Para aplicar la relación de posición de distancia límite basta con seleccionar dos superficies de contacto y definir la distancia mínima y máxima entre superficies. En este caso, se ha definido una distancia de 0 mm para la posición inicial del pistón del cilindro respecto de la superficie interior de la tapa trasera del cilindro y una distancia máxima de 728,7 mm que representaría la longitud de carrera necesaria para que el cilindro hidráulico eleve el sistema basculante hasta la posición final requerida.

### Anexo 5.3) Resultados del ensamblaje en Solidworks

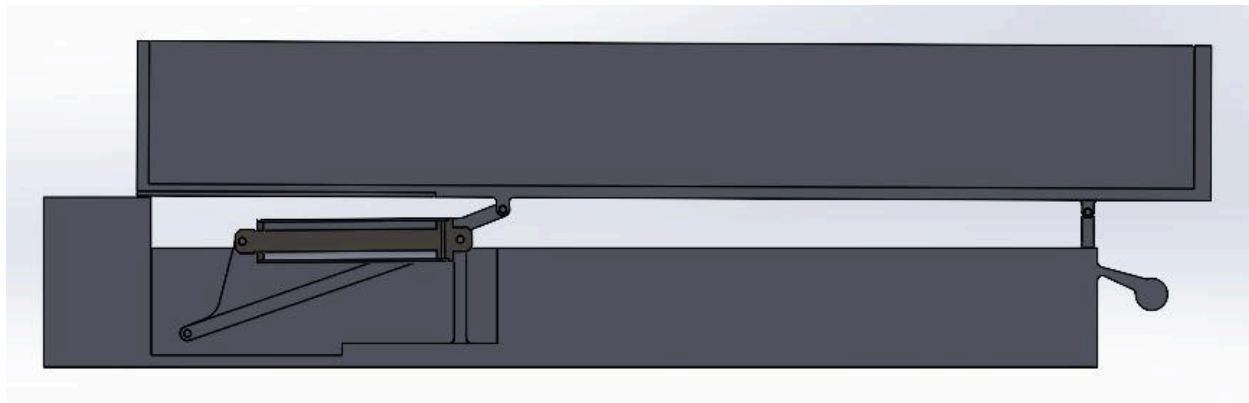
En este apartado del anexo se va a compartir el diseño final obtenido tras realizar el ensamblaje y las dimensiones finales de todas las piezas y el conjunto entero a fabricar, ya que las dimensiones calculadas previamente en EES podían servir como aproximación sin ser totalmente exacta, pero a su vez ha permitido tener una idea de las medidas críticas del diseño y cómo éste realiza el movimiento desde la posición inicial hasta la final.

Además, se va a destacar alguna modificación de diseño que ha surgido expresamente al haber completado el ensamblaje con éxito, en el que han surgido ciertos problemas e inconvenientes no detectados previamente al plantear solamente las ecuaciones para las hipótesis inicial y final del mecanismo obviando cualquier punto intermedio.

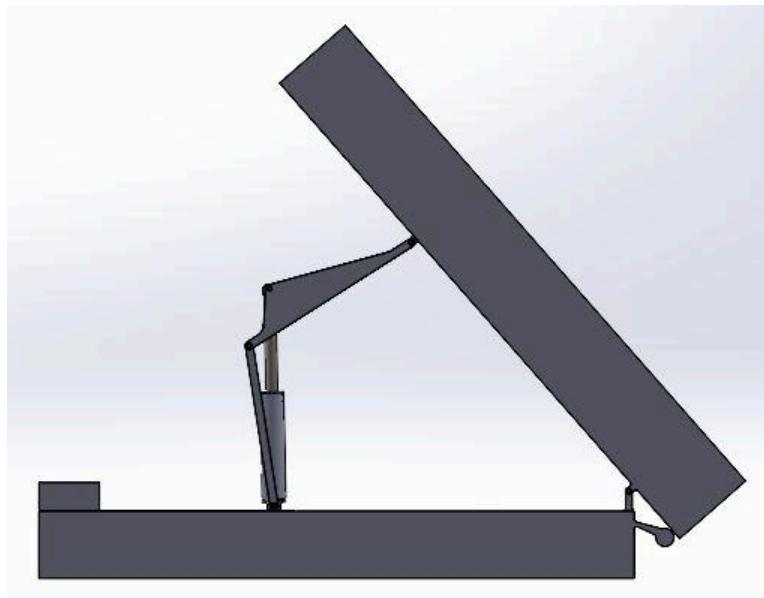
De esta forma, una vez aplicados todos los comandos necesarios para el diseño de todos los componentes y las relaciones de posición requeridas para el ensamblaje se obtiene el siguiente resultado:



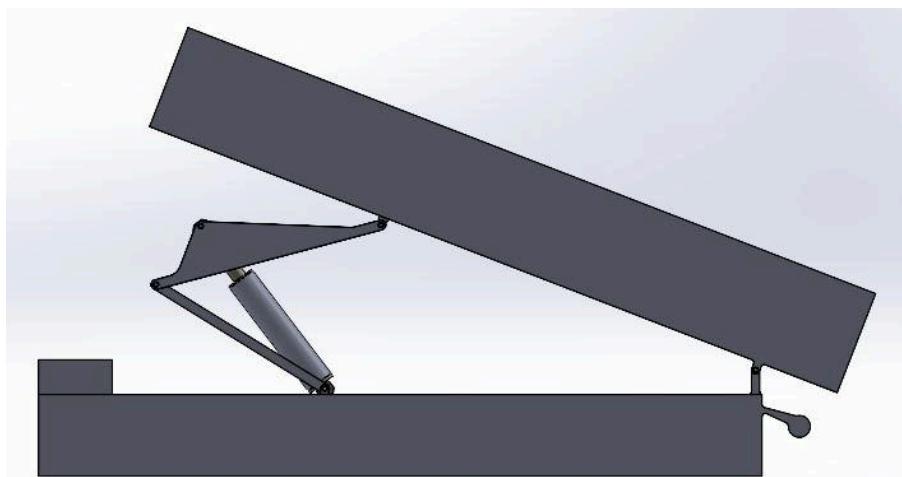
*Figura 203. Imagen del sistema basculante completo durante la descarga*



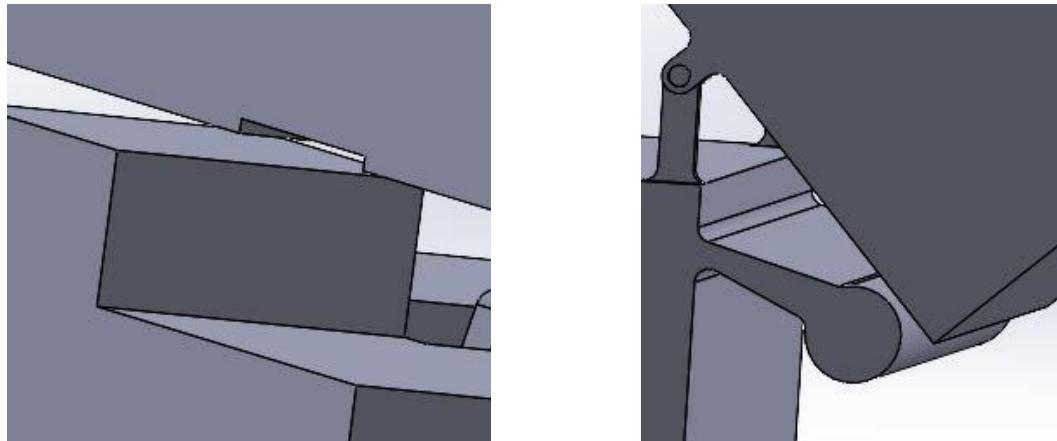
*Figura 204. Imagen del alzado inicial seccionado del ensamblaje*



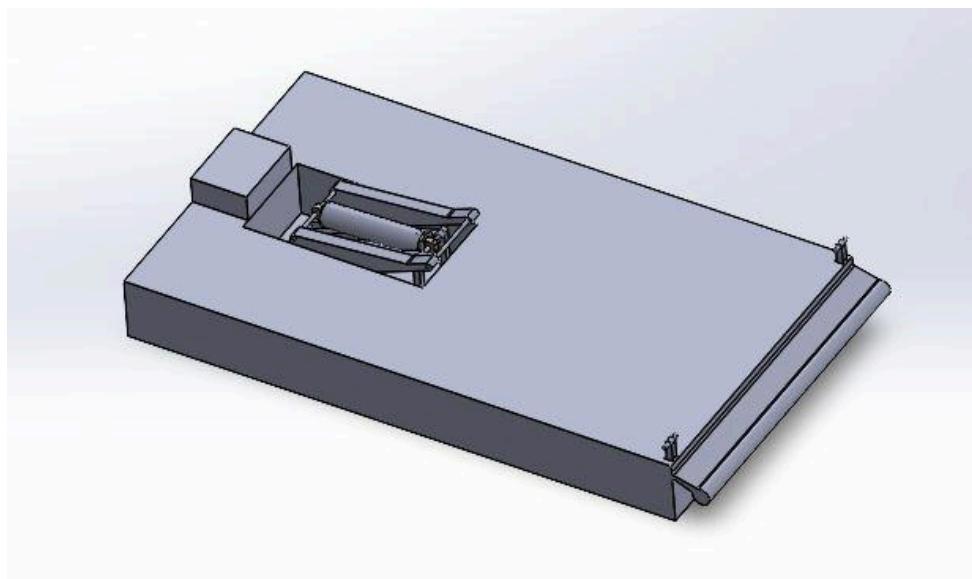
*Figura 205. Imagen del alzado final del ensamblaje*



*Figura 206. Imagen del alzado del ensamblaje a mitad del recorrido*



*Figuras 207 y 208. Detalle del apoyo delantero (izq) y trasero (dcha) de la caja*

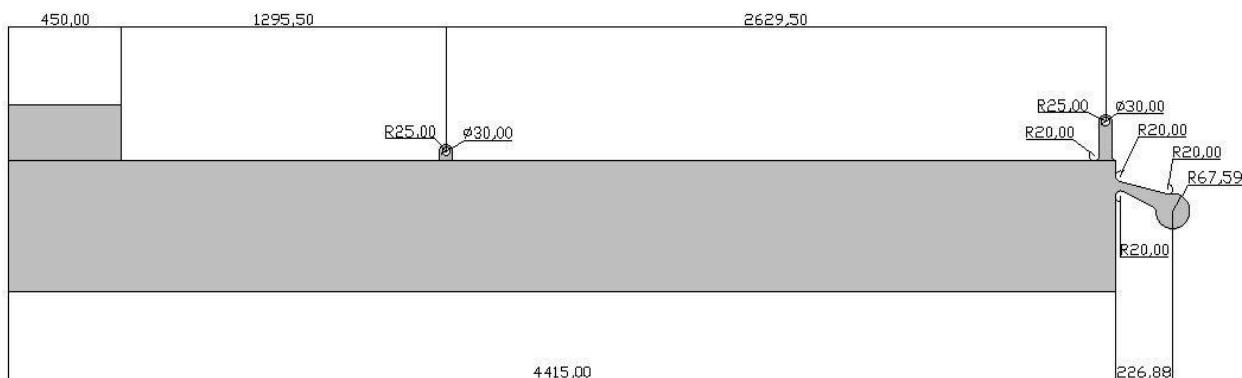


*Figura 209. Imagen del sistema basculante sin la caja*

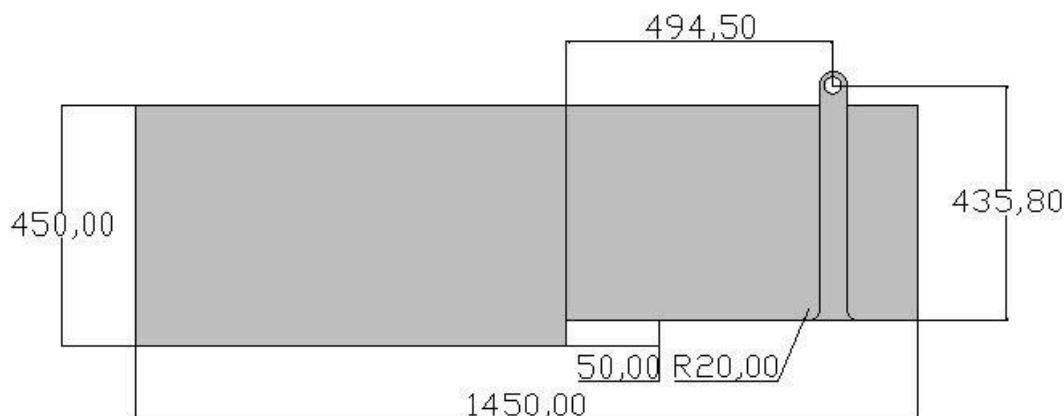
---

A continuación, se procede a presentar las dimensiones finales de las piezas y de las posiciones inicial y final del ensamblaje.

- **Bastidor**



*Figura 210. Imagen del alzado del bastidor*



*Figura 211. Detalle del alzado del bastidor seccionado*

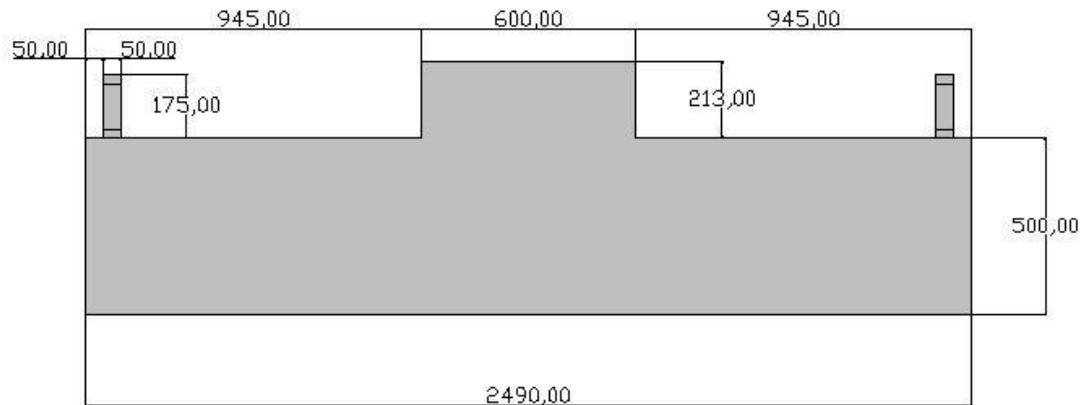


Figura 212. Imagen del perfil izquierdo del bastidor

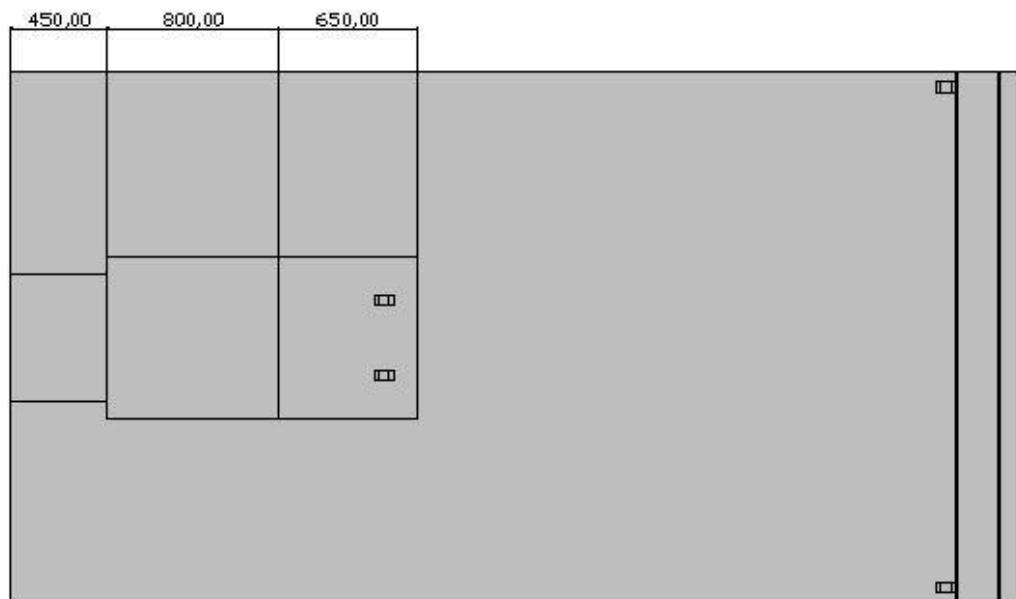


Figura 213. Imagen de la planta del bastidor

- Caja

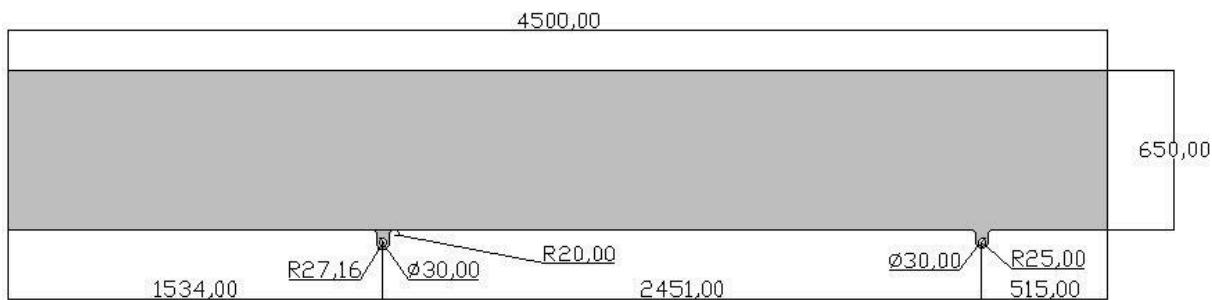


Figura 214. Imagen del alzado de la caja

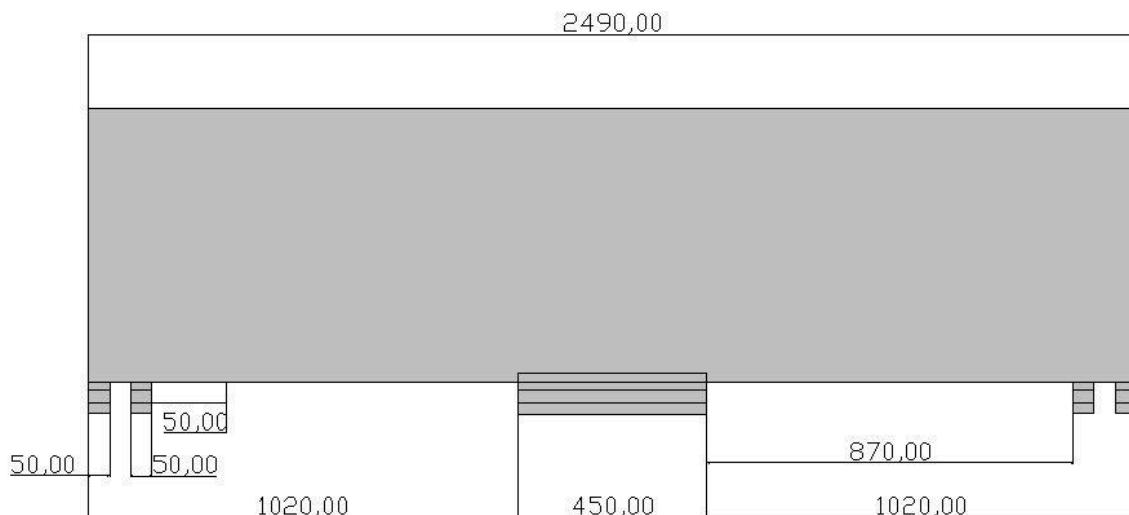


Figura 215. Imagen del perfil izquierdo de la caja

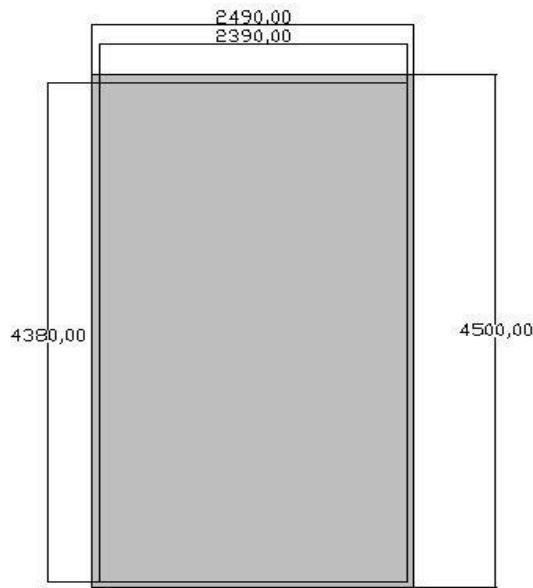


Figura 216. Imagen de la planta superior de la caja

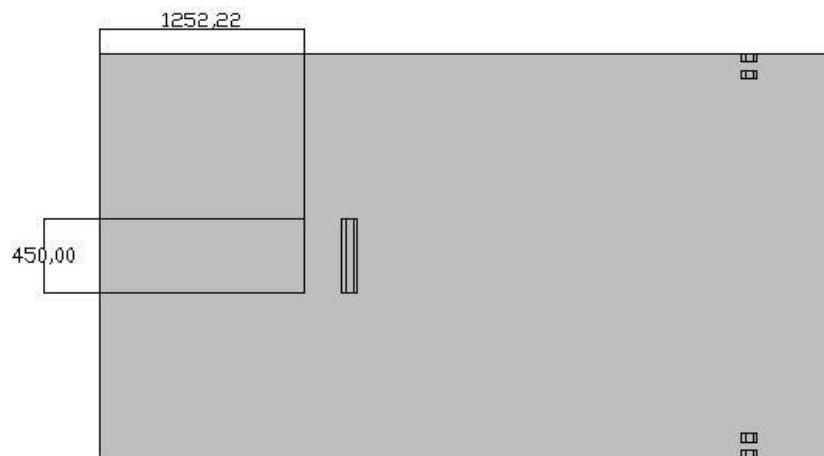


Figura 217. Imagen de la planta inferior de la caja

- **Brazos Superiores**

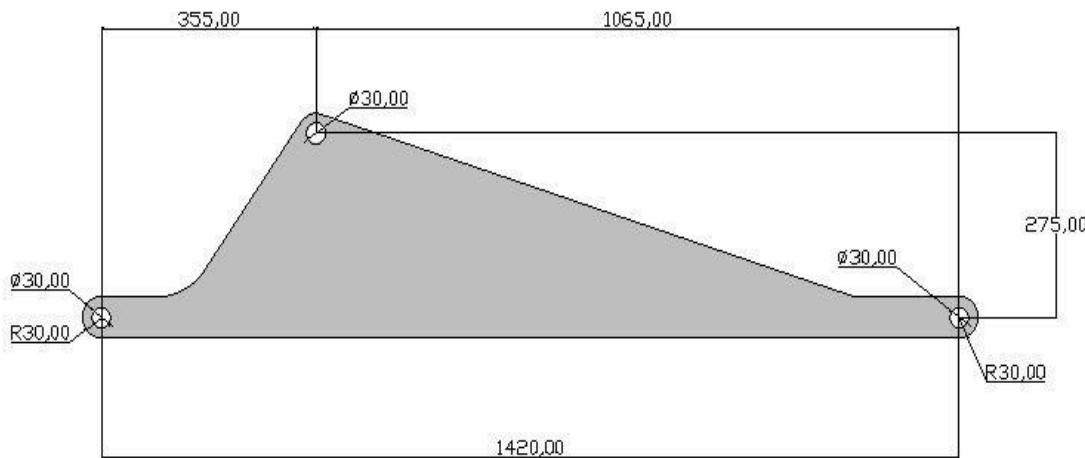


Figura 218. Imagen del alzado del brazo superior

- **Brazos Inferiores**

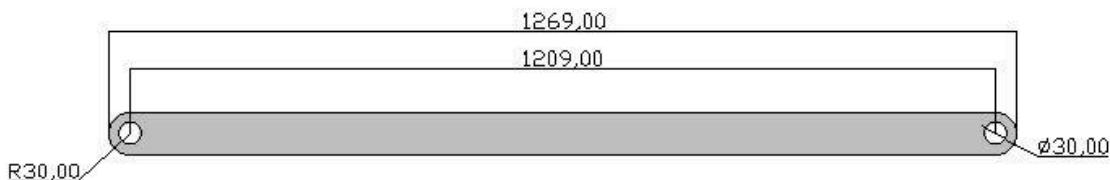


Figura 219. Imagen del alzado del brazo inferior

- Cilindro

- Tapa trasera del cilindro

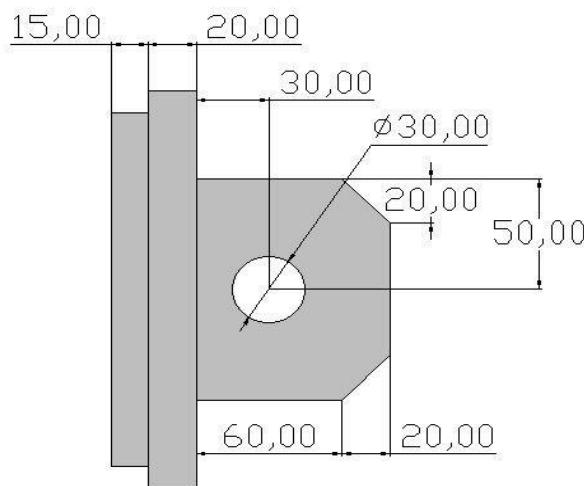
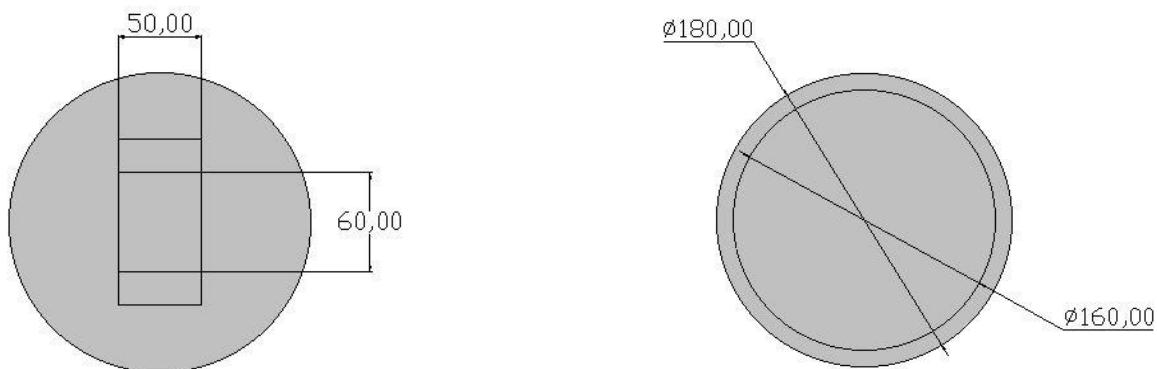


Figura 220. Imagen del alzado de la tapa trasera del cilindro



Figuras 221 y 222. Perfil derecho (izq) e izquierdo (der) de la tapa trasera del cilindro

---

- Émbolo del cilindro

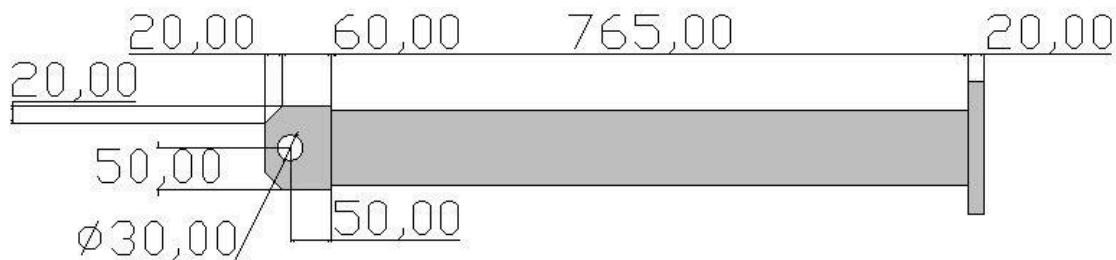


Figura 223. Imagen del alzado del émbolo del cilindro

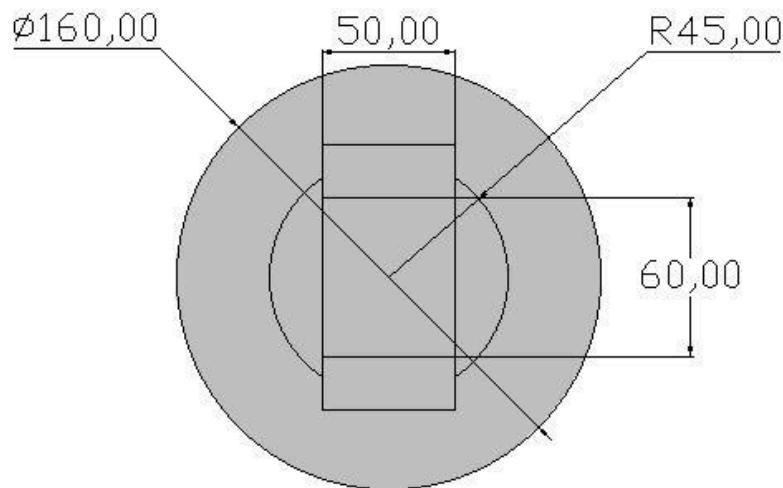
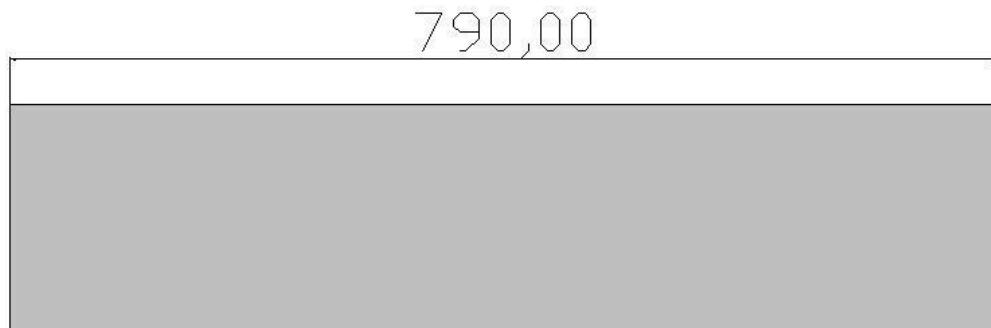


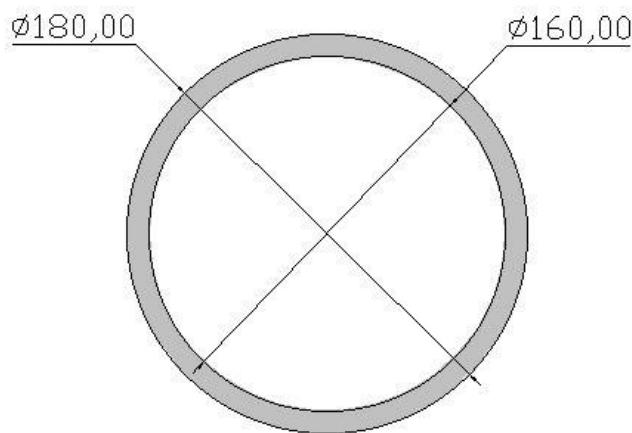
Figura 224. Imagen del perfil izquierdo del émbolo del cilindro

---

- **Camisa del cilindro**



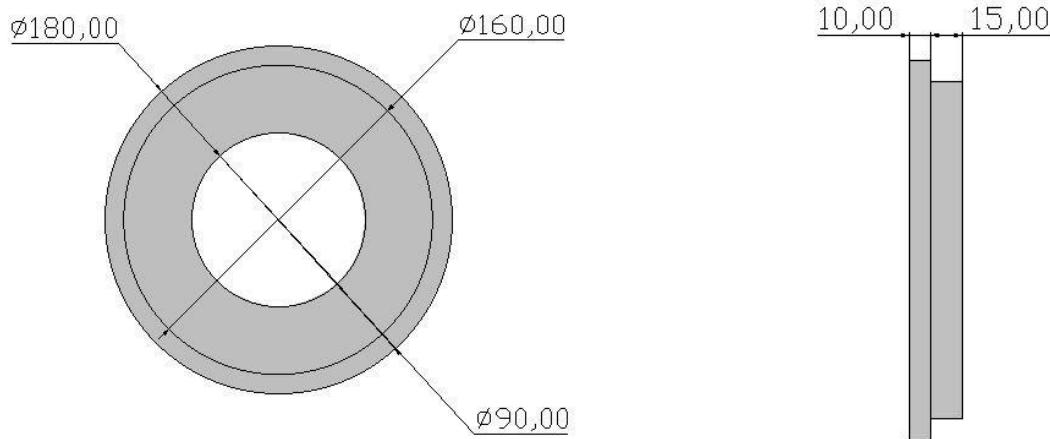
*Figura 225. Imagen del alzado de la camisa del cilindro*



*Figura 226. Imagen del perfil izquierdo de la camisa del cilindro*

---

- **Tapa delantera del cilindro**

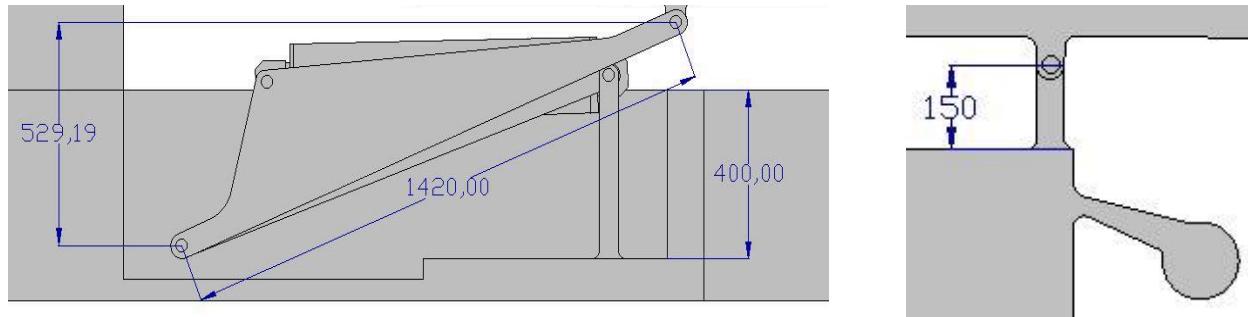


*Figuras 227 y 228. Imagen del alzado (izq) y perfil izquierdo (der) de la tapa delantera del cilindro*

Se ha supuesto un diámetro inicial de 30 mm en todas las uniones articuladas para permitir la colocación de pasadores con el mismo diámetro que posteriormente será rectificado y recalculado para cada unión articulada y así evitar fallos a cortadura o flexión en los pasadores.

Para finalizar este apartado de la memoria, se van a mostrar imágenes que contienen las dimensiones finales de los distintos elementos del conjunto y se mostrarán unas tablas con la variación entre las medidas teóricas del EES y las obtenidas en Solidworks.

## Posición Inicial



Figuras 229 y 230. Dimensionamiento de nicho, soporte trasero y brazo superior en Solidworks

|                        | EES      | Solidworks |
|------------------------|----------|------------|
| $L_{Brazo\ sup}$       | 1.420 mm | 1.420 mm   |
| $H_{Nicho}$            | 400 mm   | 400 mm     |
| $H_{Soporte\ trasero}$ | 150 mm   | 150 mm     |
| $H_{Brazo\ sup}$       | 550 mm   | 529,19 mm  |

Tabla 19. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks

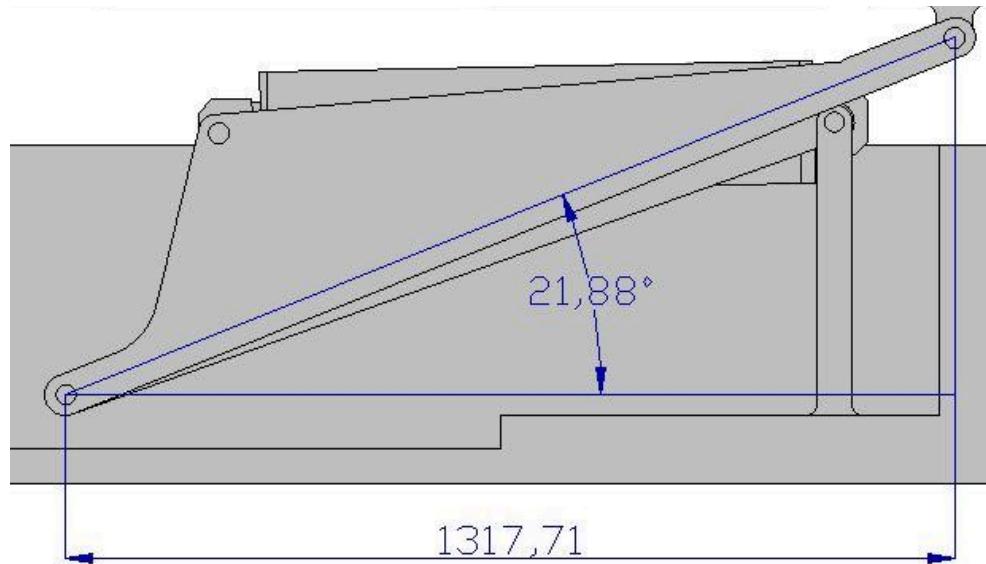


Figura 231. Dimensionamiento del brazo superior en Solidworks

|                   | EES      | Solidworks  |
|-------------------|----------|-------------|
| $\theta$          | 22,79°   | 21,88°      |
| $Lx_{Brazo\ sup}$ | 1.309 mm | 1.317,71 mm |

Tabla 20. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks

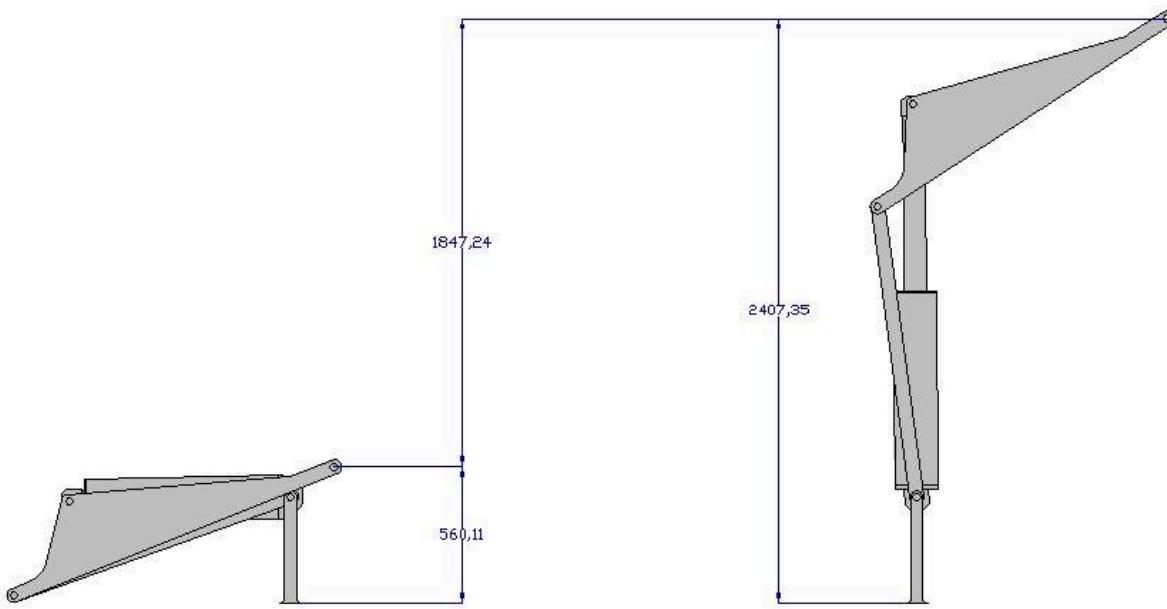
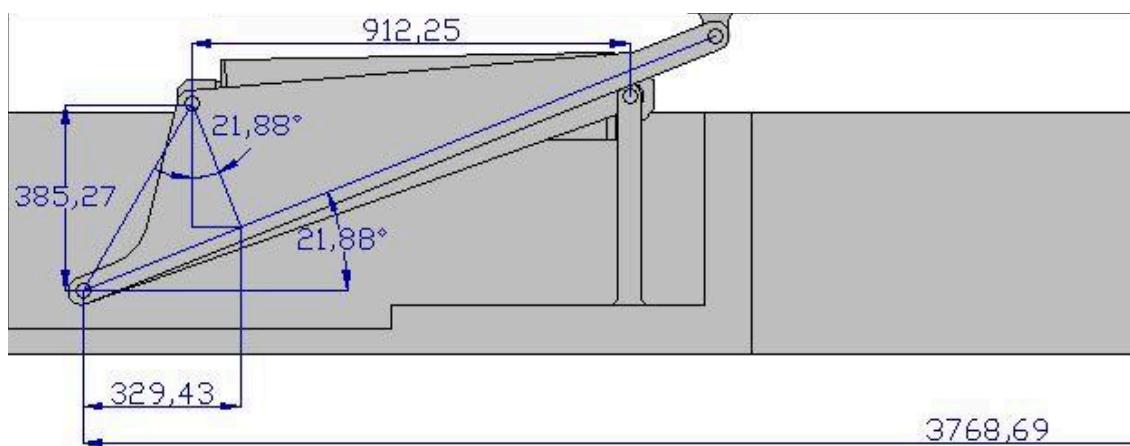
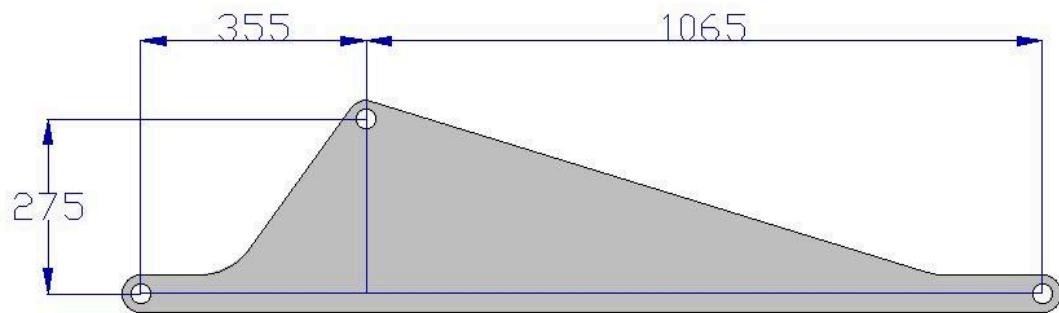
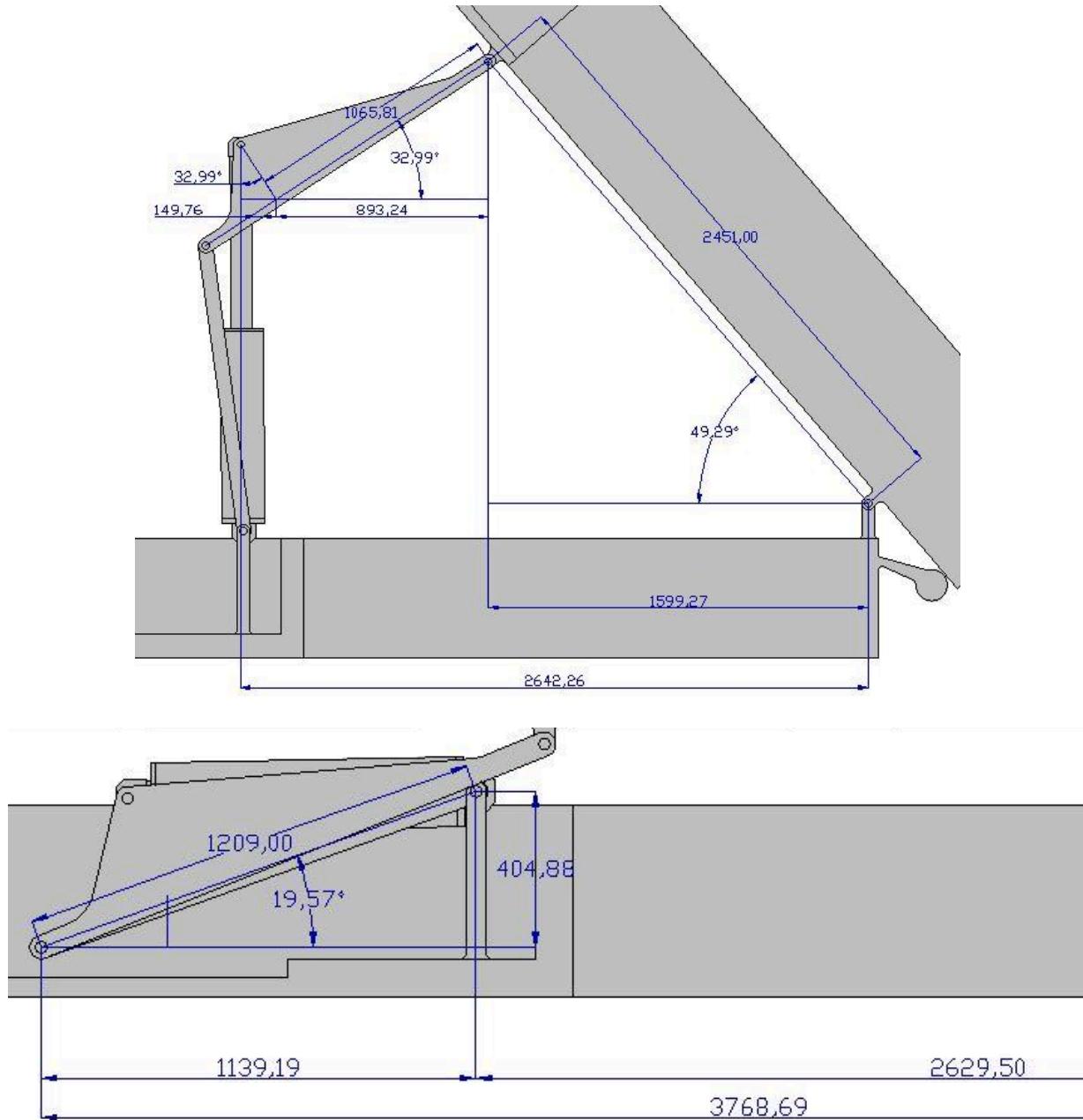


Figura 232. Altura máxima del sistema basculante en Solidworks

|              | EES      | Solidworks  |
|--------------|----------|-------------|
| $H_{lasc}$   | 550 mm   | 560,11 mm   |
| $H_f$        | 2.200 mm | 2.407,35 mm |
| $H_{alzado}$ | 1.650 mm | 1.847,24 mm |

Tabla 21. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks





Figuras 233, 234, 235 y 236. Dimensionamiento del brazo inferior, brazo superior y caja en Solidworks

|                                  | EES      | Solidworks  |
|----------------------------------|----------|-------------|
| $X_{Caja}$                       | 2.333 mm | 2.451 mm    |
| $Dist_{Cilindro-Brazo\ sup}$     | 1.065 mm | 1.065 mm    |
| $Dist_{Cilindro-Brazo\ inf}$     | 355 mm   | 355 mm      |
| $X_{Chasis\ empotramiento}$      | 2.730 mm | 2.629,5 mm  |
| $Dist\ uniones_{Barra\ inf-Cil}$ | 275 mm   | 275 mm      |
| $Y_{Union\ cil}$                 | 391 mm   | 404,86 mm   |
| $X_{Cilindro-Brazo\ inf}$        | 327,3 mm | 329,43 mm   |
| $L_i_{Cilindro}$                 | 800 mm   | 912,25 mm   |
| $X_{Union\ brazos}$              | 3.857 mm | 3.768,69 mm |
| $Lx_{Brazo\ inf}$                | 1.127 mm | 1.139,29 mm |
| $Ly_{Brazo\ inf}$                | 391 mm   | 404,86 mm   |
| $\gamma$                         | 19,13°   | 19,57°      |
| $L_{Brazo\ inf}$                 | 1.193 mm | 1.209 mm    |

Tabla 22. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks

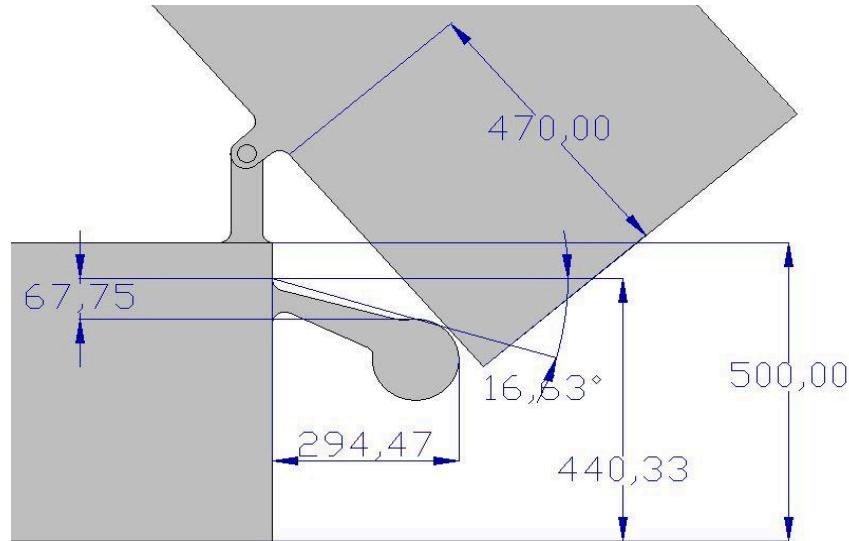


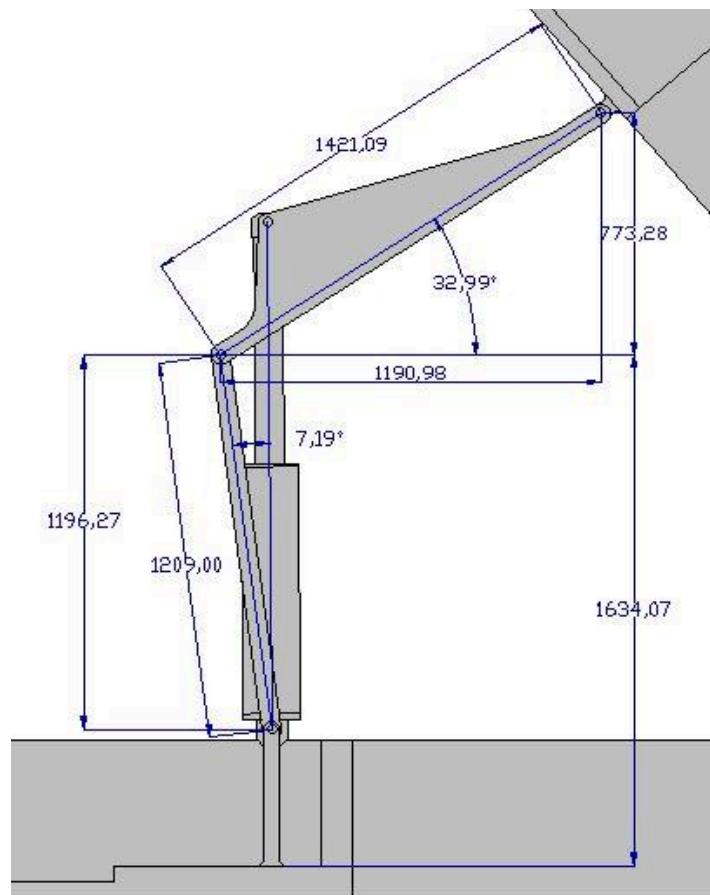
Figura 237. Dimensionamiento del apoyo trasero en Solidworks

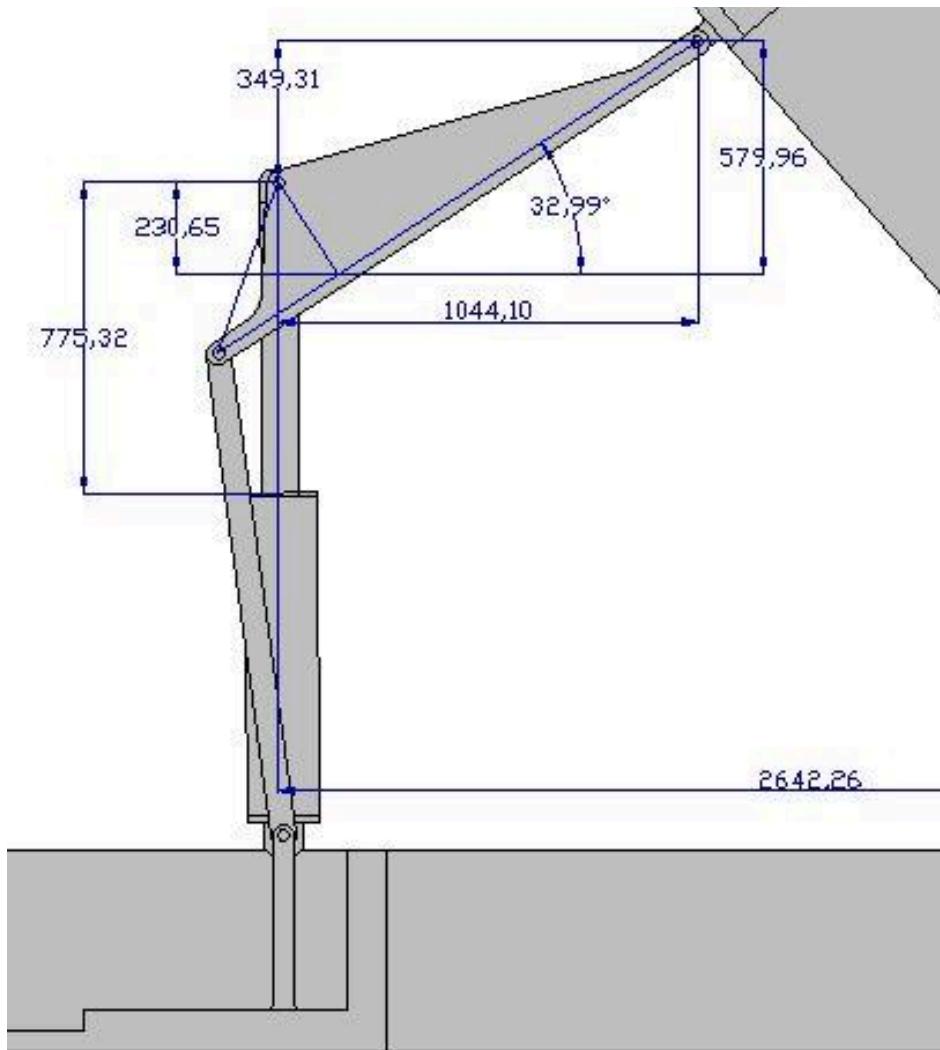
|                         | EES      | Solidworks |
|-------------------------|----------|------------|
| $L_{Apoyo}$             | 283 mm   | 294,47 mm  |
| $L_{Caja tras soporte}$ | 376 mm   | 470 mm     |
| $H_{Bastidor}$          | 500 mm   | 500 mm     |
| $H_{Apoyo}$             | 480 mm   | 440,33 mm  |
| $Y_{Apoyo}$             | 30,11 mm | 67,75 mm   |

|                    |        |           |
|--------------------|--------|-----------|
| $Ang_{Soporte}$    | 6,11°  | 16,63°    |
| $Y_{Art Cilindro}$ | 391 mm | 404,86 mm |

Tabla 23. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks

### Posición Final





Figuras 238 y 239. Dimensionamiento de la posición final en Solidworks

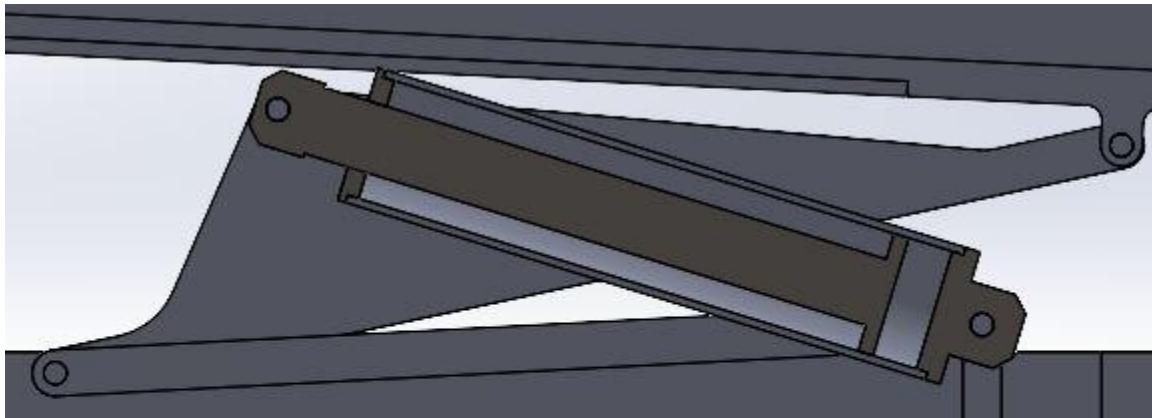
|                              | EES      | Solidworks  |
|------------------------------|----------|-------------|
| $Long_{Brazo\ inf}$          | 1.209 mm | 1.209 mm    |
| $LongY_{Brazo\ inf\ fin}$    | 1.200 mm | 1.196,27 mm |
| $Ly_{Brazo\ inf\ fin}$       | 1.591 mm | 1.634,07 mm |
| $Ly_{Brazo\ sup\ fin}$       | 608,6 mm | 773,28 mm   |
| $\gamma_{fin}$               | 6,835°   | 7,19°       |
| $\alpha$                     | 25,38°   | 32,99°      |
| $Lx_{Brazo\ sup\ fin}$       | 1.283 mm | 1.190,98 mm |
| $DistY_{Cilindro-Caja\ fin}$ | 208 mm   | 349,31 mm   |
| $Carrera_{Cil}$              | 801 mm   | 775,32 mm   |
| $DistX_{Cilindro-Caja\ fin}$ | 962,2 mm | 1.044,10 mm |
| $X_{Cilindro-Brazo\ sup}$    | 2.612 mm | 2.642,26 mm |

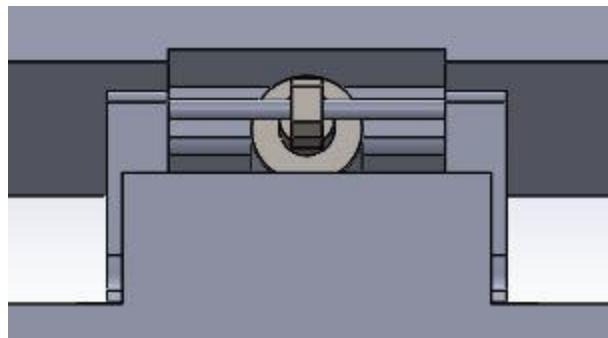
*Tabla 24. Comparación entre valores teóricos obtenidos en EES y medidas finales de las piezas en Solidworks*

---

Como se puede apreciar, la mayoría de medidas sufre una variación de menos del 10% entre el modelo matemático definido previamente en EES y el modelo de diseño de Solidworks. Sin embargo, para la posición final existen variaciones superiores a ese porcentaje debido a que la inclinación final de la caja para la posición vertical del cilindro actuador es superior a los 45° inicialmente planteados, cuyo valor final es de 48,07°. Además, esta variación provoca que el ángulo  $\alpha$  pase de 25,38° a 32,99°, y esto trae consigo los mayores cambios en el dimensionamiento de la posición final.

A partir de la realización del ensamblaje se ha realizado un cambio relevante de diseño que consiste en un rebaje en la parte inferior central de la caja debido a la detección de una colisión de la misma con el brazo superior del sistema basculante para un instante intermedio del estudio de movimiento. Esta modificación permite que el sistema de tijera describa la trayectoria deseada en su diseño y a su vez se pueda aligerar el peso total de la caja.





*Figuras 240 y 241. Detalle del rebaje en la caja en sección y de perfil*

En la imagen superior se puede comprobar como, para la posición más desfavorable, el rebaje realizado evita la colisión entre los diversos componentes del ensamblaje. En la imagen inferior se puede apreciar la anchura del rebaje, la cual permite alojar el ancho del cilindro hidráulico al completo permitiendo el correcto funcionamiento del mecanismo.

---

## ANEXO N°6) ANIMACIÓN Y ESTUDIO DE MOVIMIENTO

Una vez que se ha explicado cómo se ha realizado el dimensionamiento y ensamblaje de todas las piezas dentro del programa de diseño Solidworks a través de diferentes comandos de diseño y relaciones de posición se procede a realizar un estudio de movimiento del sistema basculante mediante la herramienta Solidworks Motion implementada en la propia herramienta de diseño.

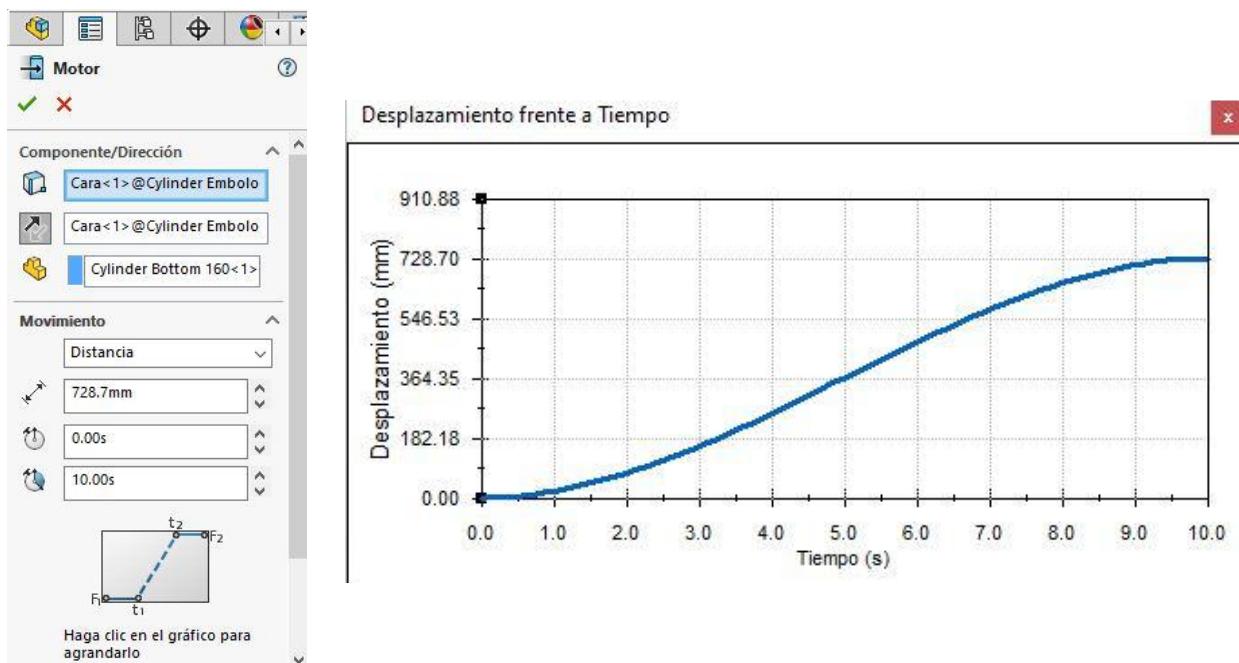
Para poder trabajar con el apartado Motion, es necesario activarla dentro de Solidworks, ya que este instrumento no se muestra de forma predeterminada.

Una vez dentro del apartado Motion, para el proyecto ha sido necesario realizar una animación y un análisis de movimiento dentro del “Estudio de movimiento 1” creado por Solidworks.

El principal objetivo del estudio de movimiento ha sido obtener la fuerza ejercida por el cilindro en cada instante del proceso de descarga del sistema basculante y las fuerzas de reacción máximas obtenidas en las uniones articuladas del mecanismo, aunque la parte de los resultados experimentales y la comparación con los teóricos será objeto del siguiente punto de la memoria.

### Anexo 6.1) Animación

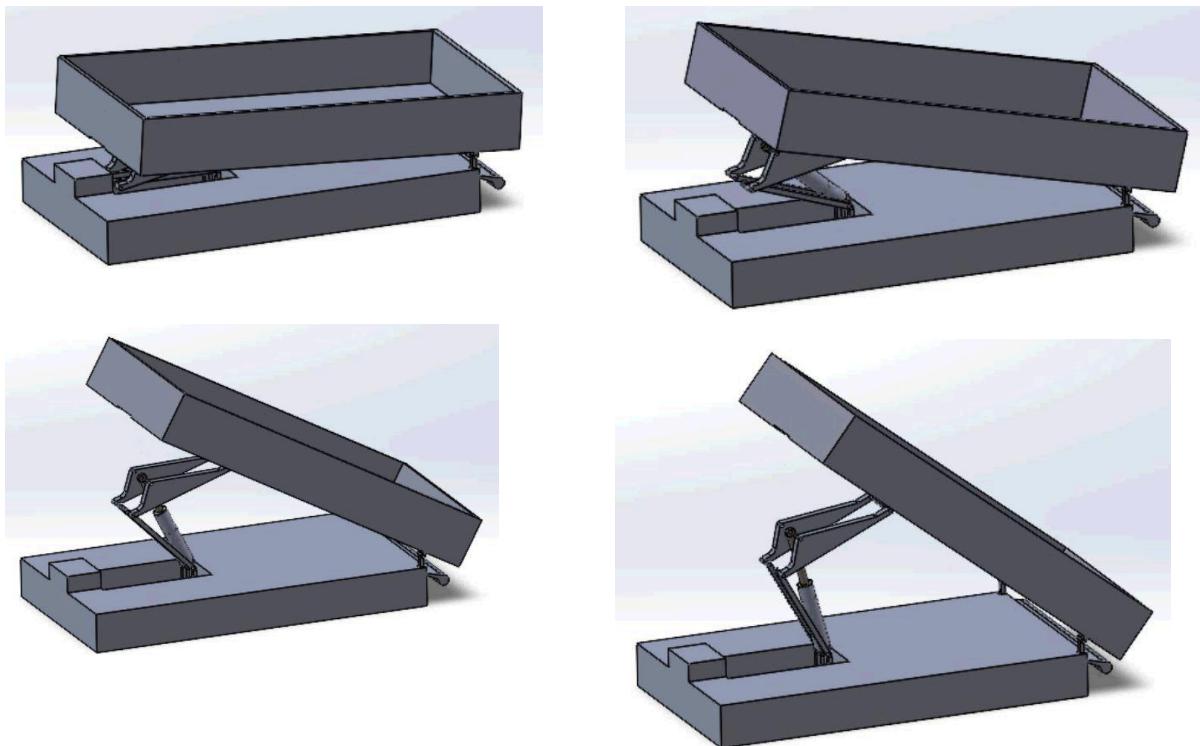
Primeramente, se va a crear una animación dentro del “Estudio de movimiento 1” mediante la cual se va a definir la fuerza de accionamiento realizada por el cilindro en cada instante definiendo la distancia inicial, final y, por tanto, la carrera del cilindro. Para este dato se va a recurrir a la distancia límite creada con anterioridad al establecer relaciones de posición en el ensamblaje entre el émbolo y la tapa trasera del cilindro. Además, se desea que el tiempo de elevación y descarga sea de 10 segundos, tiempo en el que el cilindro pase de longitud natural hasta longitud final describiendo el movimiento de acuerdo a la gráfica mostrada en la parte inferior derecha.



Figuras 242 y 243. Selección de la fuerza lineal y gráfica del desplazamiento del cilindro en función del tiempo

---

Una vez definida la fuerza lineal de accionamiento del cilindro hidráulico se puede calcular la animación en la que la herramienta Motion crea secuencia con el tiempo indicado en el que el sistema basculante describe la trayectoria propuesta desde el instante inicial hasta el final.



*Figuras 244, 245, 246 y 247. Diferentes fotogramas de la animación de descarga obtenida en Solidworks*

Para el estudio de movimiento se han suprimido los pasadores porque no afectan al resultado esperado de fuerzas de reacción en las uniones articuladas.

---

---

### Anexo 6.2) Análisis de movimiento

Una vez que la animación ha sido realizada con éxito, a través del análisis de movimiento se obtienen los resultados experimentales que se buscan para establecer una comparación directa con los resultados teóricos obtenidos en EES.

Para obtener dichos resultados, es necesario establecer una serie de condiciones de contorno con el mayor realismo posible para conseguir resultados veraces.

A continuación, se van a enumerar las siguientes aproximaciones empleadas en el análisis de movimiento.

Se ha aplicado un material predeterminado a la caja con una densidad de 1.331 Kg/m<sup>3</sup> de acuerdo a la hipótesis teórica de densidad lineal de 300 Kg/m para que en ambos casos tenga la misma masa según las siguientes ecuaciones:

$$\text{Altura}_{\text{caja}} = 0,65 \text{ m}$$

$$\text{Anchura}_{\text{caja}} = 2,49 \text{ m}$$

$$\text{Longitud}_{\text{caja}} = 4,5 \text{ m}$$

$$\text{Espesor}_{\text{caja}} = 0,05 \text{ m}$$

$$\text{Masa}_{\text{caja}} = 1350 \text{ Kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Volumen} = & (2 * \text{Altura}_{\text{caja}} * \text{Anchura}_{\text{caja}} + 2 * \text{Altura}_{\text{caja}} * \text{Longitud}_{\text{caja}} \\ & + \text{Anchura}_{\text{caja}} * \text{Longitud}_{\text{caja}}) * \text{Espesor}_{\text{caja}} \end{aligned}$$

$$\text{Volumen} = (2 * 0,65 * 2,49 + 2 * 0,65 * 4,5 + 2,49 * 4,5) * 0,05 = 1,015 \text{ m}^3$$

$$\text{Densidad} = \text{Masa}_{\text{caja}} / \text{Volumen}$$

$$\text{Densidad} = 1.350 / 1,015 = 1.331 \text{ Kg/m}^3$$

Por otro lado, se ha asignado el material acero normalizado AISI 1020 para los componentes del cilindro hidráulico y el acero estructural HSLA para el resto de piezas del sistema basculante, ya que en este escenario sí que se considera el peso de todas las piezas del ensamblaje.

Para este caso de estudio se considera la gravedad en el eje Y, tal y como se refleja en la siguiente imagen.

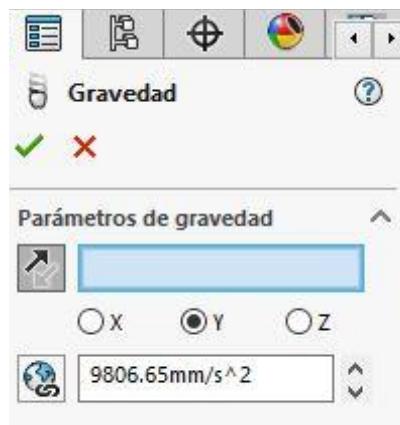
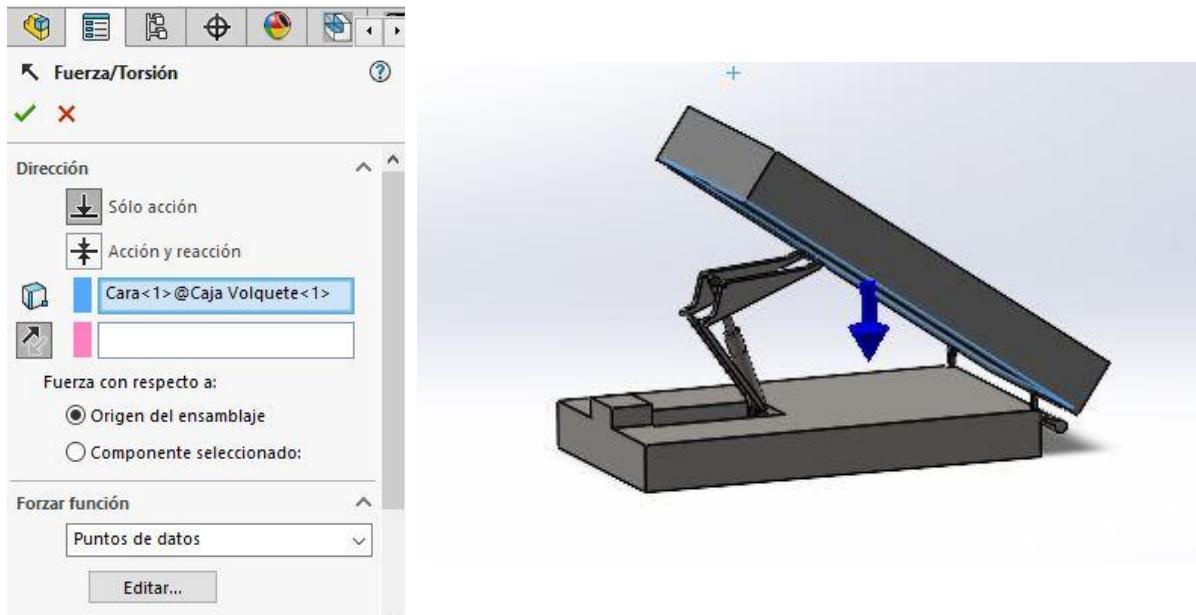


Figura 248. Selección de la gravedad en el análisis de movimiento

Por otro lado, se va a simular el peso de la carga de 12.000 Kg como una fuerza que actúa sobre la caja contenedora en su centro geométrico perpendicular al origen del ensamblaje y con una función lineal que comprende desde los 117900 N en el instante inicial hasta 0 N cuando la descarga ha sido completada con éxito.



Figuras 249 y 250. Selección y representación de la carga en el análisis de movimiento

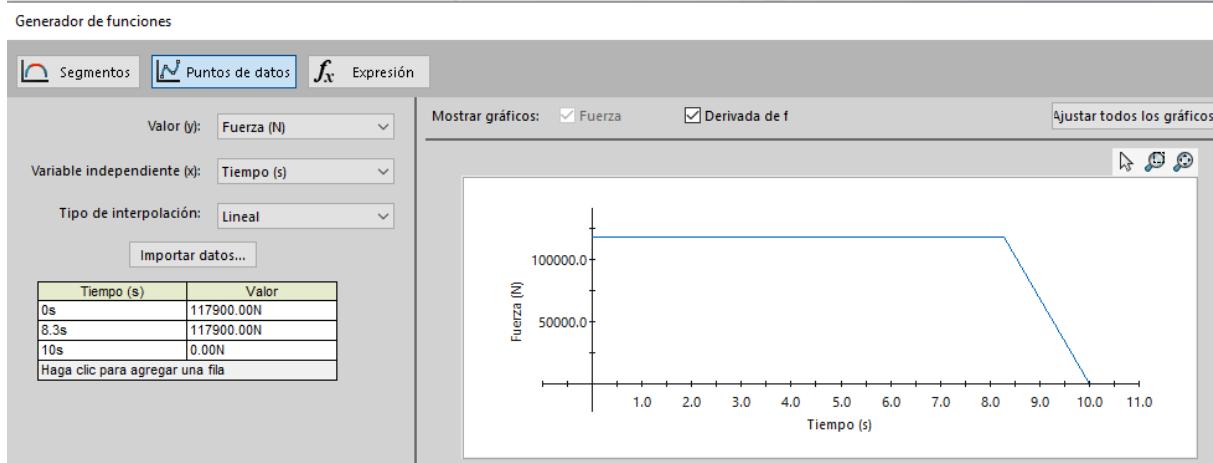


Figura 251. Función lineal de la fuerza en función del tiempo definida por el usuario en el análisis de movimiento

Para obtener la fuerza de accionamiento del cilindro hidráulico a lo largo de la elevación de la carga es necesario seleccionar la opción “Trazados y resultados”; dentro del menú se elige representar las fuerzas de motor en magnitud y se selecciona “LinearMotor1”, motor lineal actuador creado con anterioridad en el análisis de movimiento.

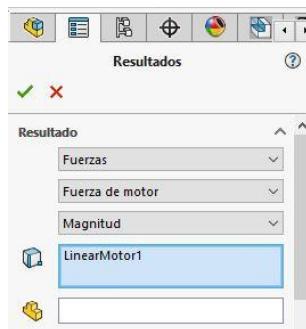


Figura 252. Menú de selección de los resultados de la fuerza lineal del motor

Si se quiere graficar el resultado de las fuerzas en las uniones articuladas del mecanismo, basta con seleccionar la opción de fuerzas de reacción en magnitud y elegir la relación de posición entre componentes que simula la unión articulada deseada.



Figura 253. Menú de selección de los resultados de las fuerzas de reacción

---

Analíticamente, tanto las mayores fuerzas de reacción en las uniones como la fuerza de accionamiento máxima se van a dar en un instante relativamente próximo al inicial según se puede apreciar en el análisis teórico descrito detalladamente en apartados anteriores, y gracias al análisis de movimiento se van a obtener los momentos concretos en los que las fuerzas requeridas se vuelven críticas.

---

## ANEXO N°7) ANÁLISIS EN SOLIDWORKS SIMULATION

Mediante este anexo se busca profundizar en el empleo del apartado Solidworks Simulation y la configuración de los distintos análisis estáticos realizados para el sistema basculante y el brazo superior del mecanismo, además del análisis de fallo a pandeo en el brazo inferior.

### Anexo 7.1) Análisis estáticos del sistema basculante

Para obtener los resultados reflejados en la memoria se han llevado a cabo diferentes análisis estáticos según el momento más crítico en cada parte del sistema basculante de tijera. Una vez elegidos estos momentos, se han realizado los siguientes ajustes antes de ejecutar cada uno de los estudios en Simulation.

En primer lugar, el tipo de interacción entre componentes del ensamblaje se ha definido como una interacción global de contacto cuya principal propiedad, el intervalo de separación, ha sido fijada al 0% para lograr la máxima precisión en los resultados del estudio.

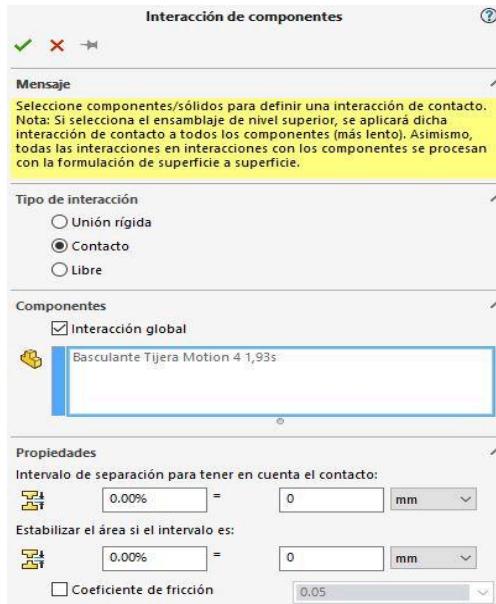
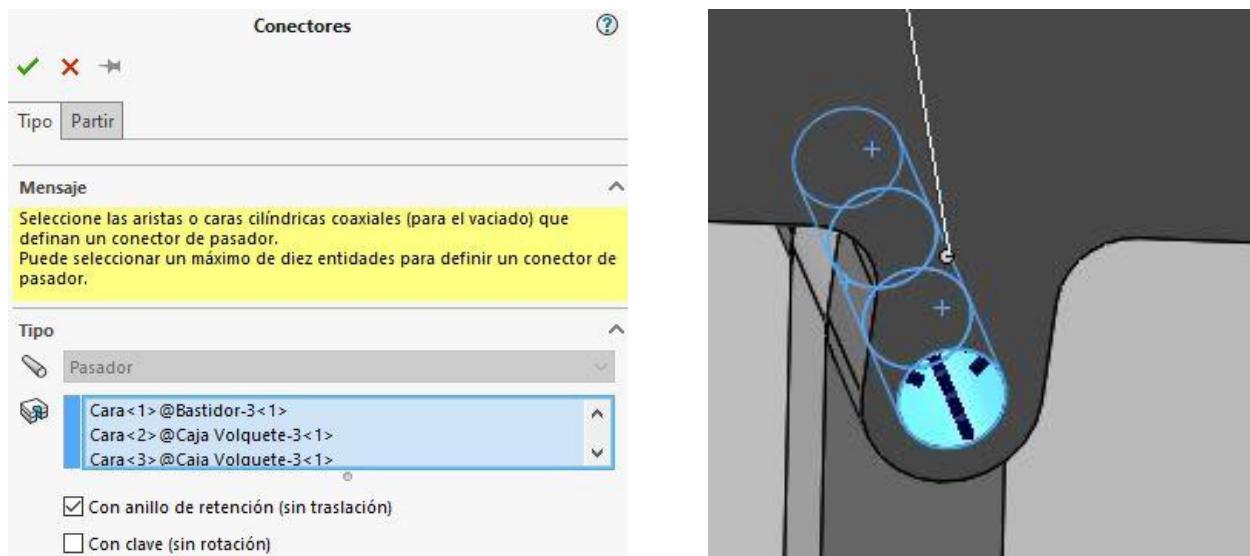


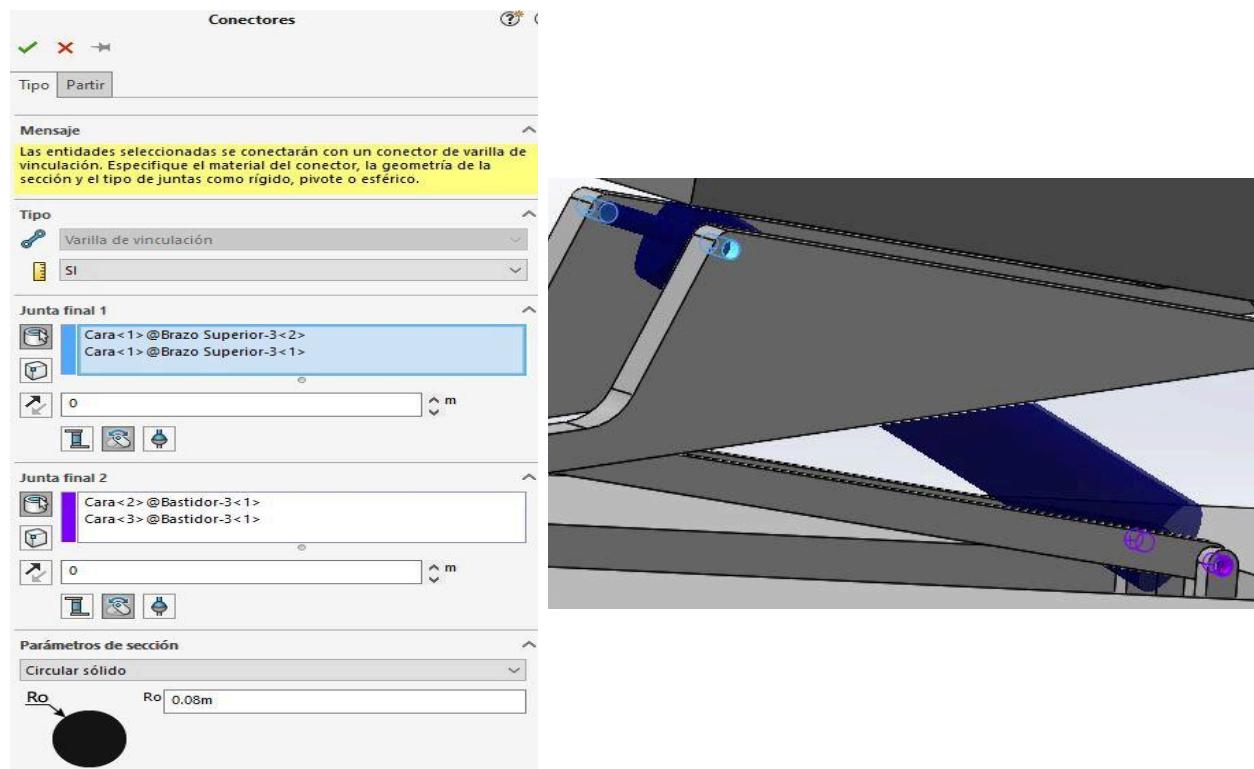
Figura 254. Interacción entre componentes en el análisis estático



Figuras 255 y 256. Menú desplegable de conectores (izq) y selección de caras de piezas en las que se coloca un pasador (der)

Seguidamente, se seleccionan las caras de las piezas en las que se ubica cada uno de los pasadores que se emplea a modo de conector entre las piezas.

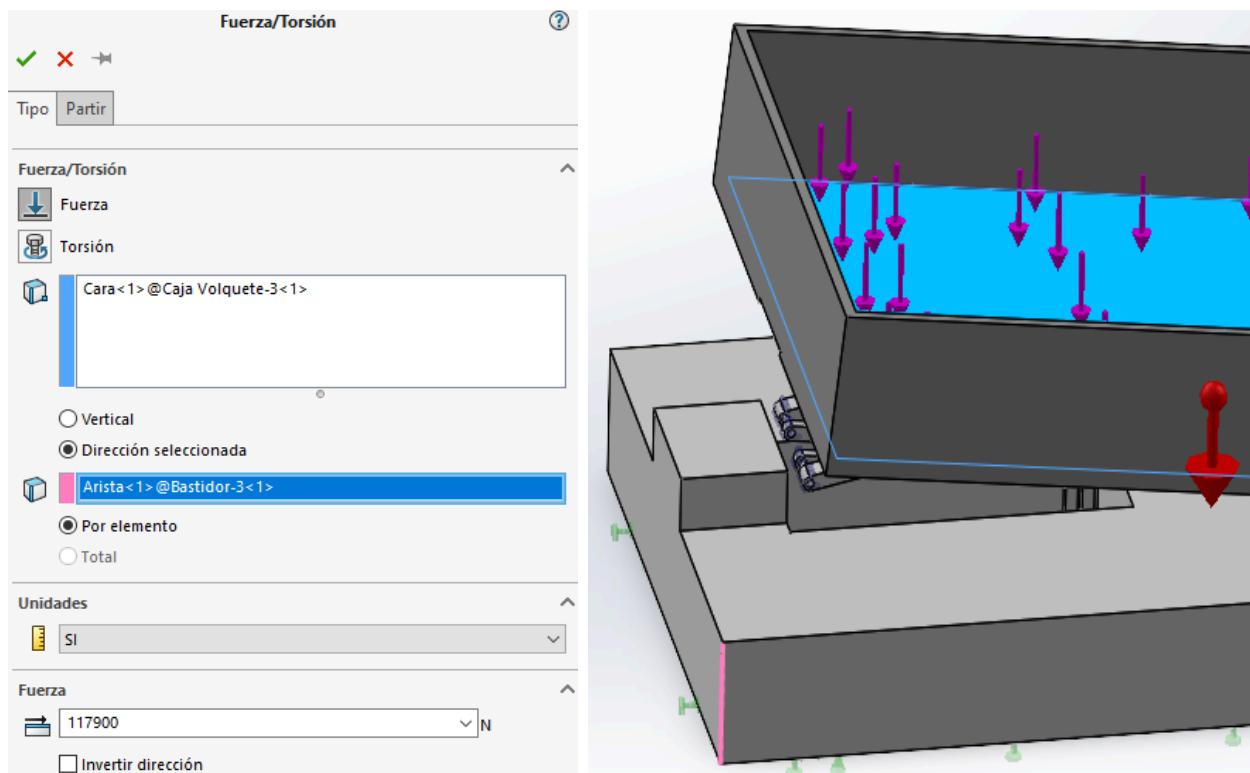
La varilla de vinculación es otro tipo de conector empleado en el análisis a través del cual se simula la actuación del cilindro hidráulico diseñado previamente. Al igual que se ha hecho previamente con los pasadores, es necesario elegir las caras en las que actúa la varilla de vinculación. Estas caras se agrupan en dos juntas finales que representan dos puntos distintos del mecanismo, más concretamente los puntos C y D. Para finalizar la configuración del menú de este conector es preciso indicar la sección (circular sólido) y el radio de la misma, cuyo valor ha sido calculado previamente.



Figuras 257 y 258. Menú desplegable de conectores (izq) y selección de caras de piezas en las que se coloca la varilla de vinculación (der)

A continuación, se introduce en el análisis como fuerza el peso total de 117.900 N, correspondiente a la carga máxima para la que está diseñado el sistema basculante de tijera. Para ello, se hace click en la cara en la que se desea distribuir esta carga y, además, se elige la dirección de aplicación de la misma mediante una arista normal al plano de planta del ensamblaje.

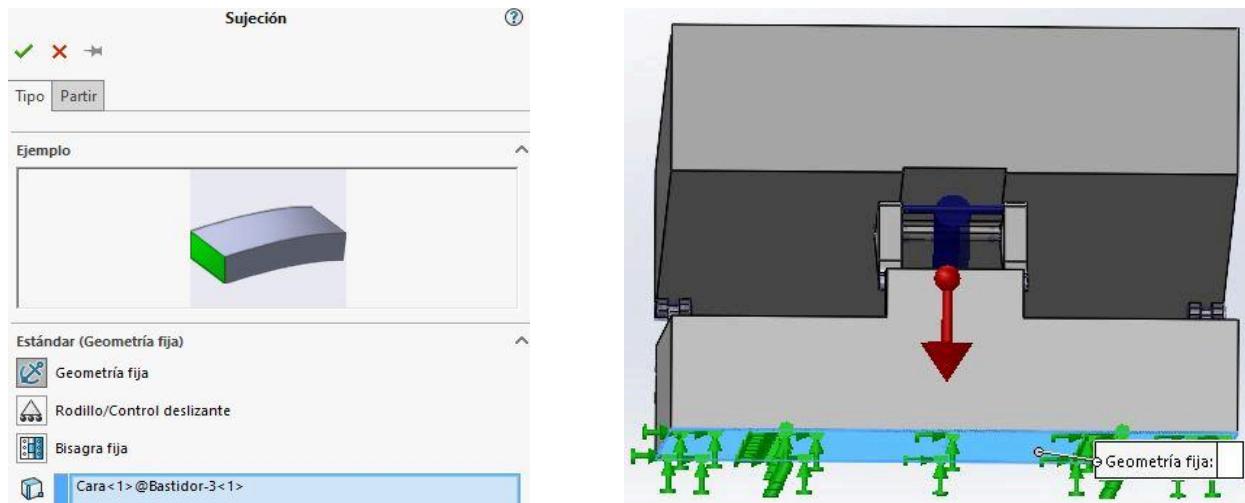
Esta dirección y sentido de la carga es la que se emplea también al aplicar la gravedad al estudio.



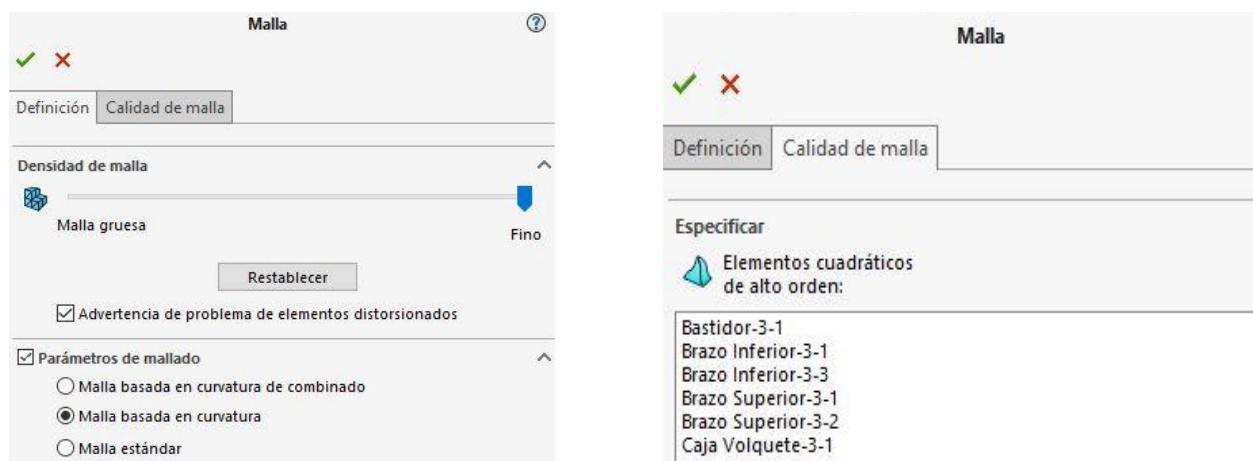
Figuras 259 y 260. Menú desplegable de fuerza (izq) y representación de la localización, direccionalidad y sentido de la fuerza (der)

Una de las últimas cosas a tener en cuenta a la hora de realizar el análisis estático es el método de sujeción del sistema basculante.

Para proceder con estos estudios se ha aplicado la condición de geometría fija a la cara inferior del bastidor.



Figuras 261 y 262. Menú desplegable de sujeción (izq) y selección de caras de piezas en las que se aplica la geometría fija (der)



Figuras 263 y 264. Definición y calidad de la malla aplicada en los diferentes estudios

La configuración del mallado dentro del estudio constituye el factor más importante a la hora de obtener unos resultados con la mayor precisión posible. Es por ello que en este caso la densidad de la malla empleada es lo más fina posible y basada en curvatura. Además, todas las piezas que forman parte del ensamblaje están definidas como elementos cuadráticos de alto orden.

### Anexo 7.2) Fallo a pandeo en brazo inferior

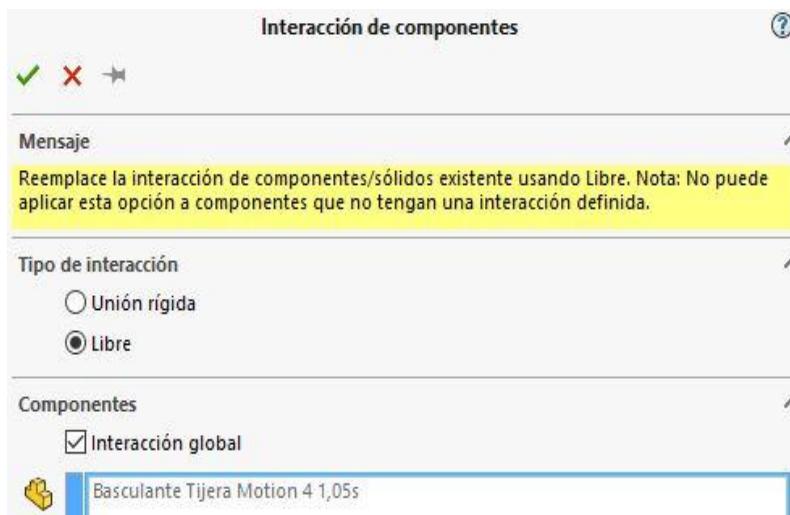


Figura 265. Interacción entre componentes en el análisis de pandeo

Para comprobar si el brazo inferior puede fallar a pandeo se crea un estudio de fallo a pandeo, replicando la configuración anteriormente descrita para los análisis estáticos y utilizando el mismo ensamblaje pero con una salvedad, y es que la interacción entre componentes pasa a ser libre, mientras que previamente esta era de contacto.

### Anexo 7.3) Análisis estáticos del brazo superior

El objetivo del último análisis estático consiste en aligerar la masa de la pieza lo máximo posible, siempre y cuando siga cumpliendo con los estándares de diseño.

Al analizar la pieza por separado y no emplear ningún tipo de sujeción es necesario que, dentro de las propiedades del estudio, se marque la casilla que indica el uso de desahogo inercial, a la par que se emplea la opción de calcular las fuerzas de cuerpo libre.

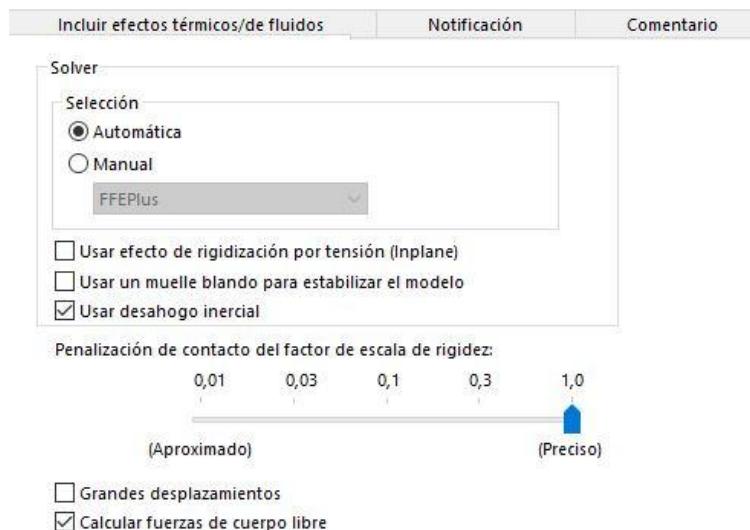
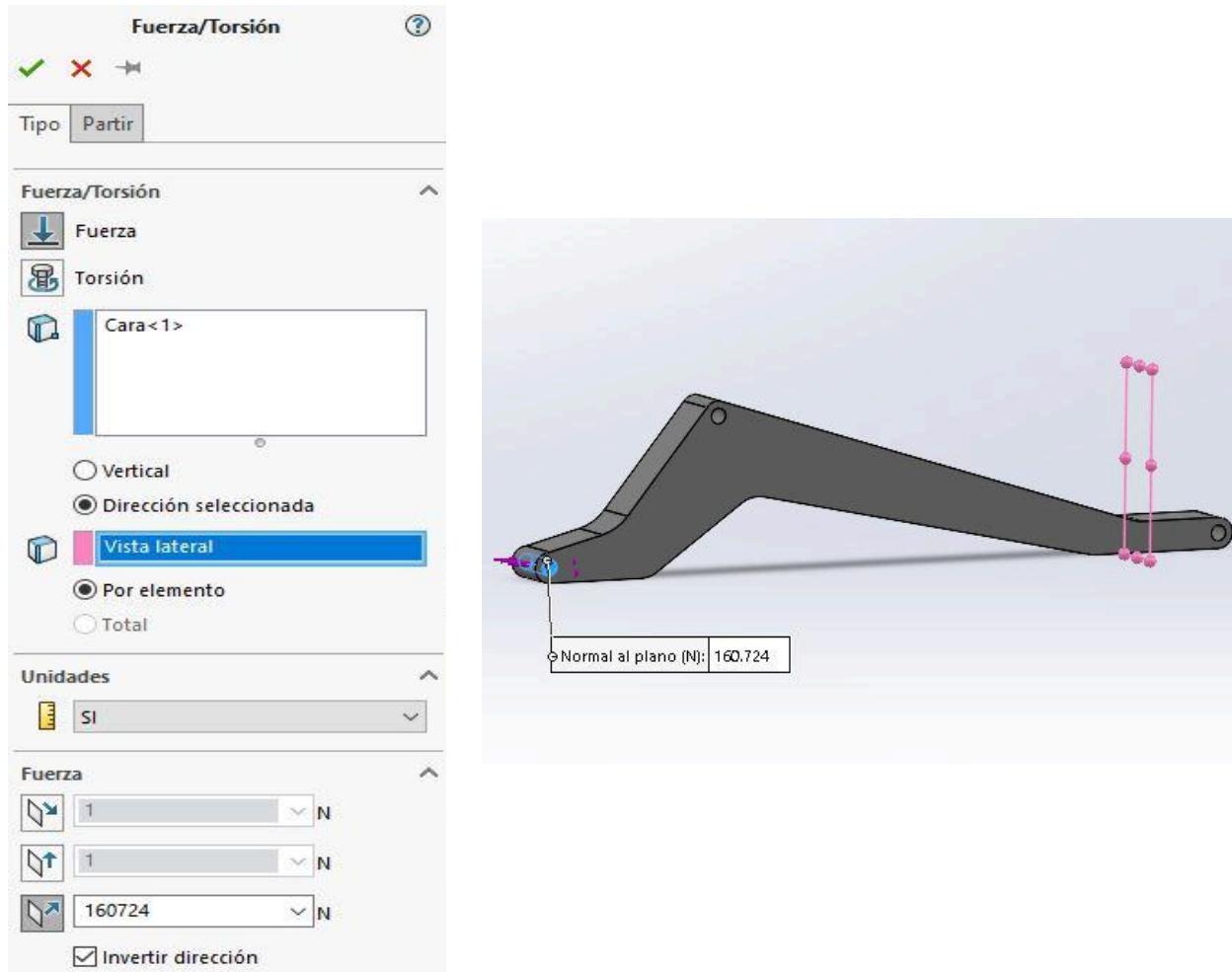


Figura 266. Menú de propiedades dentro del análisis estático

Además, las fuerzas absolutas a aplicar han sido descompuestas en coordenadas X e Y. Estos valores son aplicados en las diferentes caras interiores de las uniones articuladas y la dirección y sentido se confieren a partir de planos de referencia.



Figuras 267 y 268. Menú desplegable de fuerza (izq) y representación gráfica de la aplicación de las fuerzas (der)

---

## ANEXO N°8) CÁLCULO EN PASADORES Y EMPOTRAMIENTOS

### Cálculo del pasador y empotramiento de la orejeta en D

Tal y como se ha mostrado anteriormente, Solidworks traza los resultados obtenidos en una relación de posición concreta y representa por separado las reacciones provocadas por el cilindro hidráulico y el brazo inferior en la unión D constituida por un pasador y orejetas.

Para poder calcular el diámetro de pasador requerido por diseño es necesario obtener en Solidworks las gráficas de las fuerzas en cada eje por separado tanto del brazo inferior como del cilindro hidráulico.

A continuación, se muestran las gráficas obtenidas, que concuerdan con los cálculos analíticos y simulaciones numéricas realizados previamente:

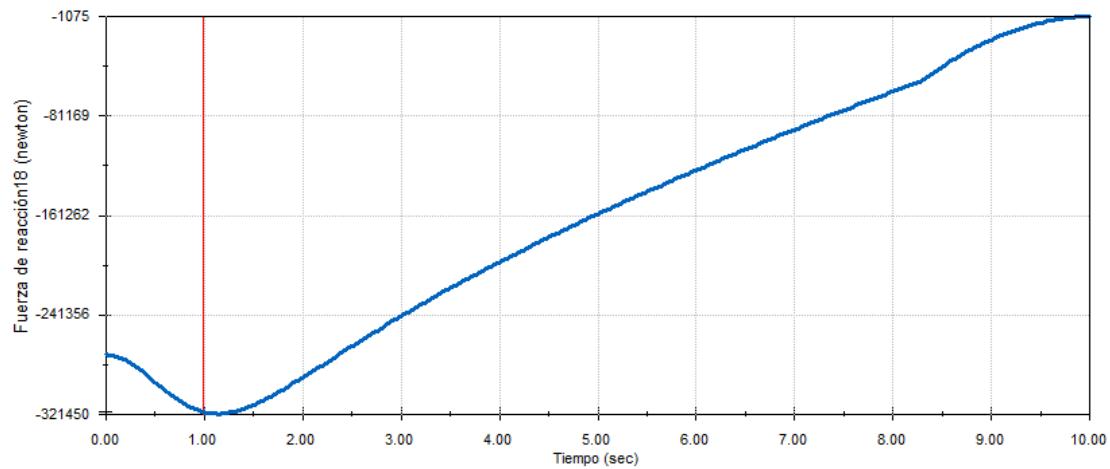


Figura 269. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el brazo inferior y el soporte delantero en el eje X

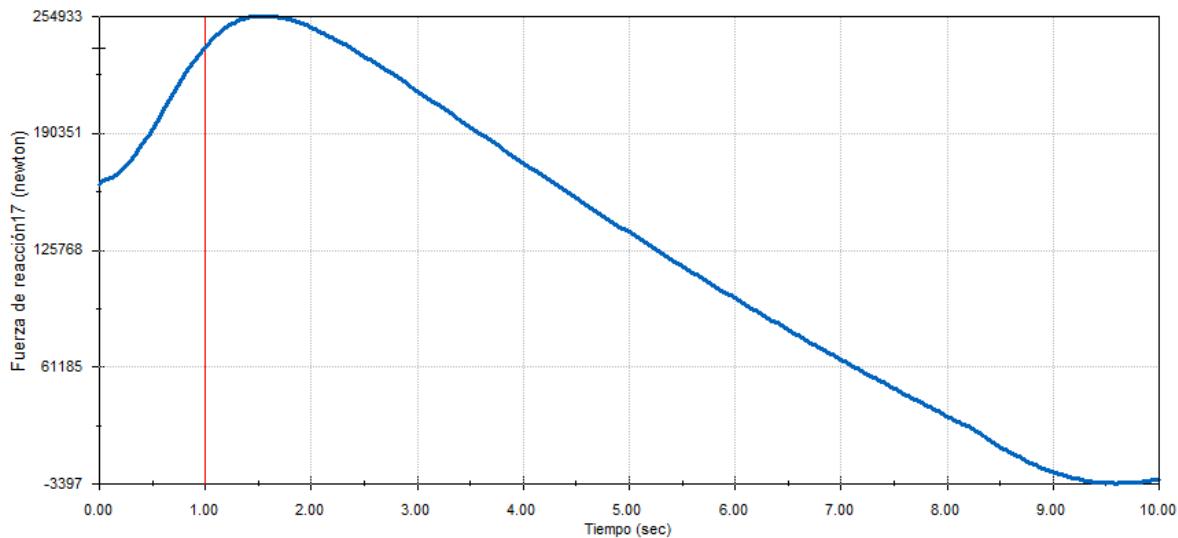


Figura 270. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el cilindro hidráulico y el soporte delantero en el eje X

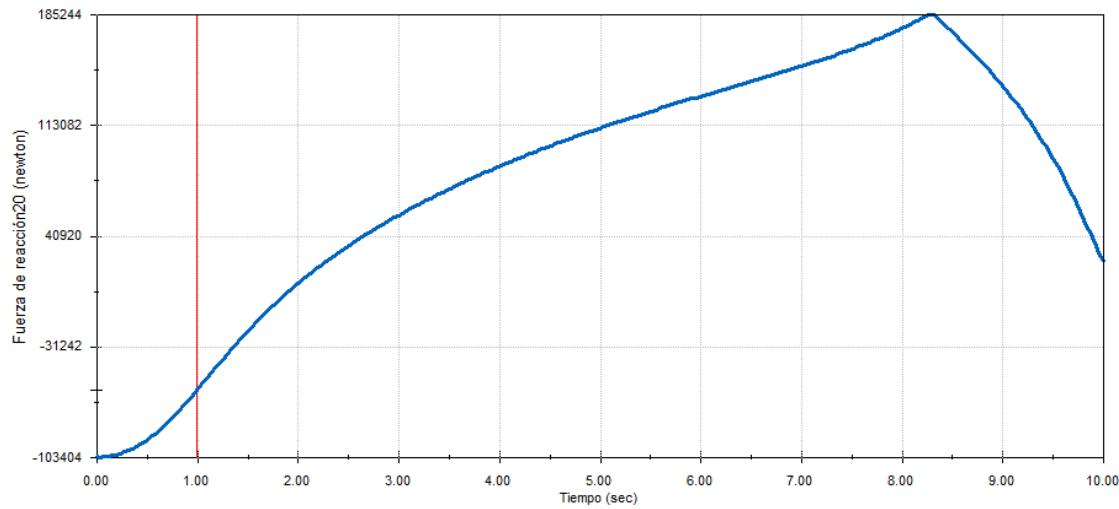


Figura 271. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el brazo inferior y el soporte delantero en el eje Y

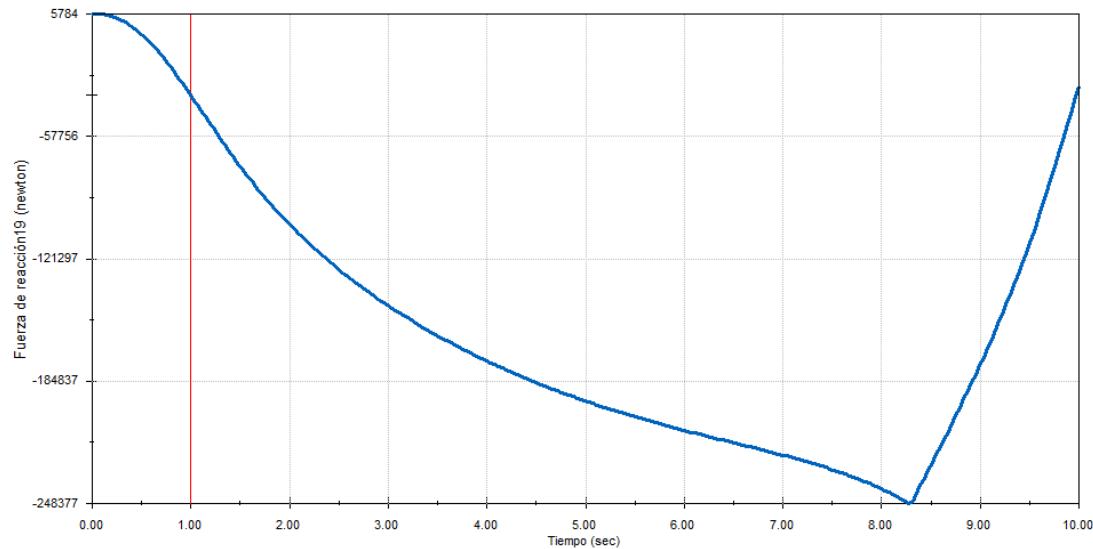


Figura 272. Representación de la fuerza de reacción en D en función del tiempo entre el cilindro hidráulico y el soporte delantero en el eje Y

---

Como se busca obtener la fuerza resultante en cada eje por la acción del brazo inferior y el cilindro hidráulico se van a exportar los resultados numéricos a Excel y es allí donde se obtienen las siguientes gráficas:

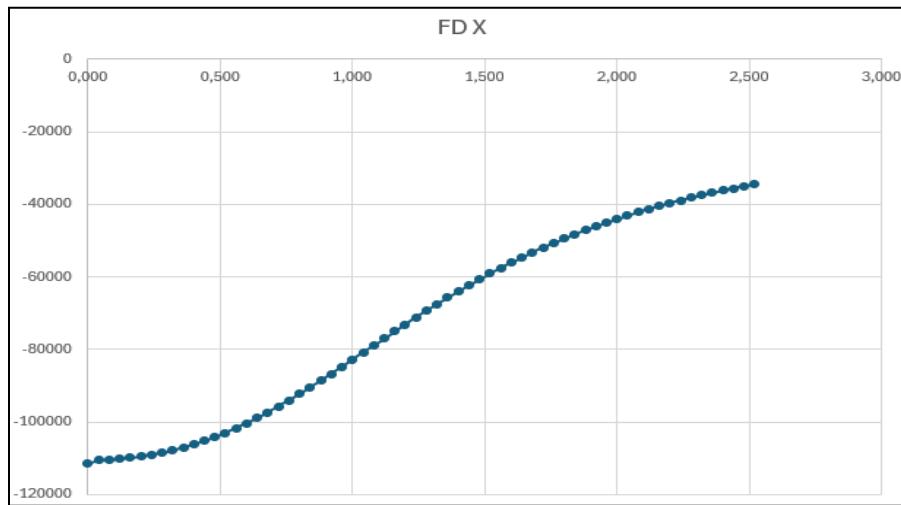


Figura 273. Representación de la fuerza total en D en función del tiempo para el eje X

La fuerza máxima obtenida en X es de **-111.580 N** y se da en el instante inicial de la elevación de la carga.

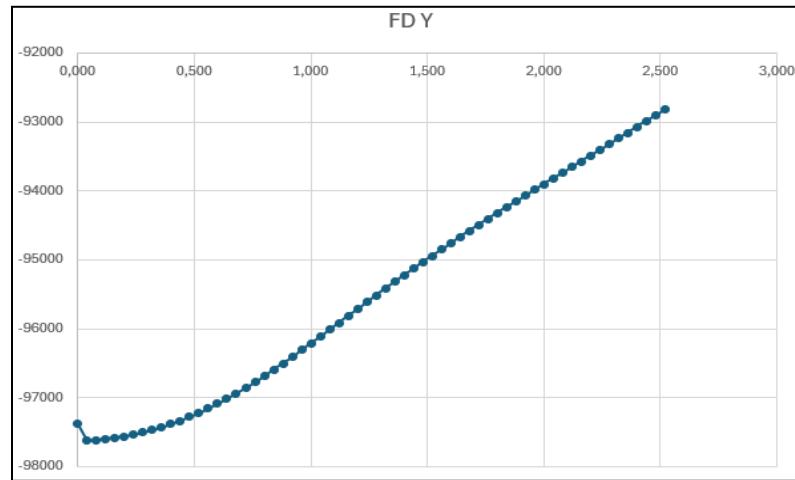


Figura 274. Representación de la fuerza total en D en función del tiempo para el eje Y

La fuerza máxima obtenida en Y es de **-97.622 N** y se da en el instante 0,04s de la elevación de la carga.

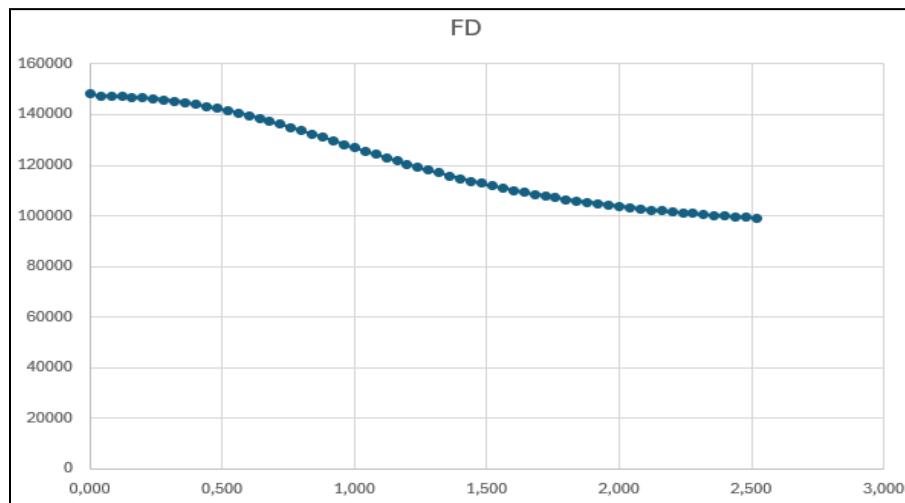
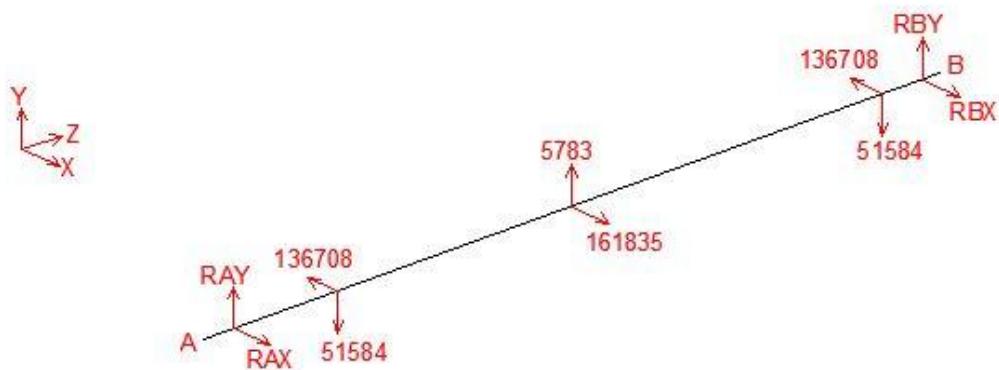


Figura 275. Representación de la fuerza total en D en función del tiempo

La fuerza máxima absoluta obtenida en la unión articulada D es de **148.101 N** y se da en el instante inicial de la elevación de la carga.

A continuación, se va a demostrar mediante diagramas de fuerzas del pasador cómo el valor obtenido corresponde con las reacciones que tienen lugar en las orejetas.



*Figura 276. Diagrama de fuerzas en el pasador D en el instante inicial*

El cilindro hidráulico y el brazo inferior transmiten fuerzas de reacción al pasador. Estas fuerzas presentan dirección y sentido diferentes y se pueden descomponer en ejes X e Y, generando un diagrama de fuerzas tridimensional.

Las únicas incógnitas presentes en el sistema son las reacciones resultantes en los apoyos, las cuales también presentarán componentes en los ejes de coordenadas y abscisas. Antes de separar las fuerzas en los diferentes ejes se van a enumerar los datos de partida en valor absoluto obtenidos de las gráficas mostradas previamente:

$$F_{Cil X} = 161.835 \text{ N}$$

$$F_{Brazo Inf X} = 136.708 \text{ N}$$

$$F_{Cil Y} = 5.783 \text{ N}$$

$$F_{Brazo Inf Y} = 51.584 \text{ N}$$

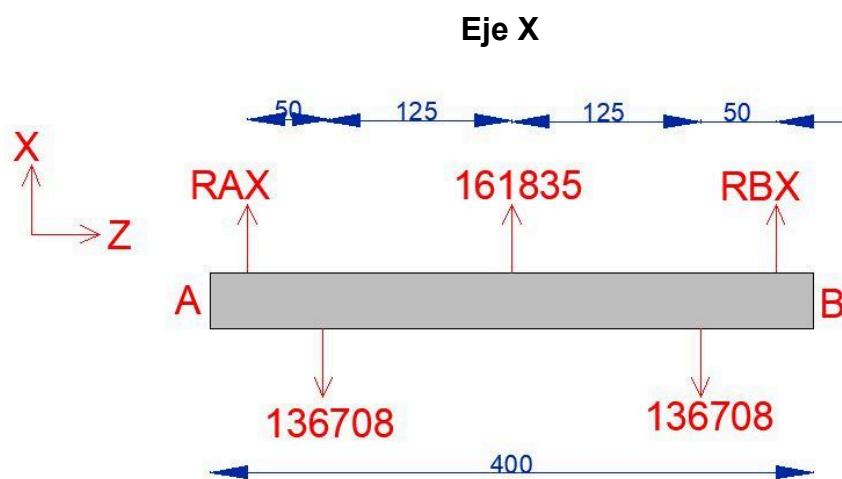


Figura 277. Diagrama de fuerzas en X en el pasador D sin resolver

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow RA_X + RB_X = 2 * F_{Brazo Inf X} - F_{Cil X} = 111.581 \text{ N}$$

$$RA_X = RB_X = 55.790 \text{ N}$$

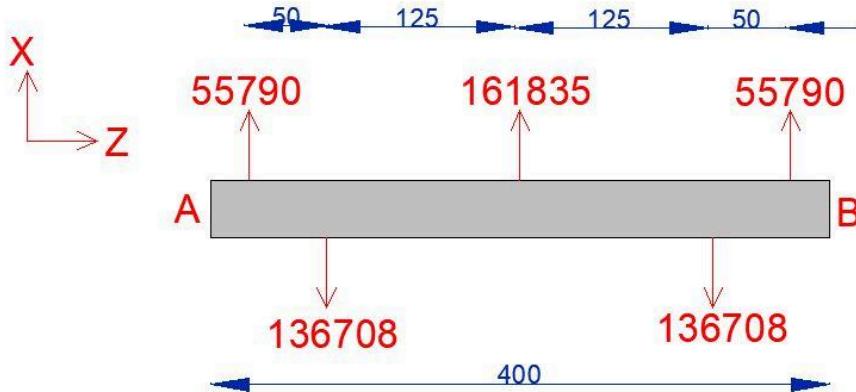


Figura 278. Diagrama de fuerzas en X en el pasador D resuelto

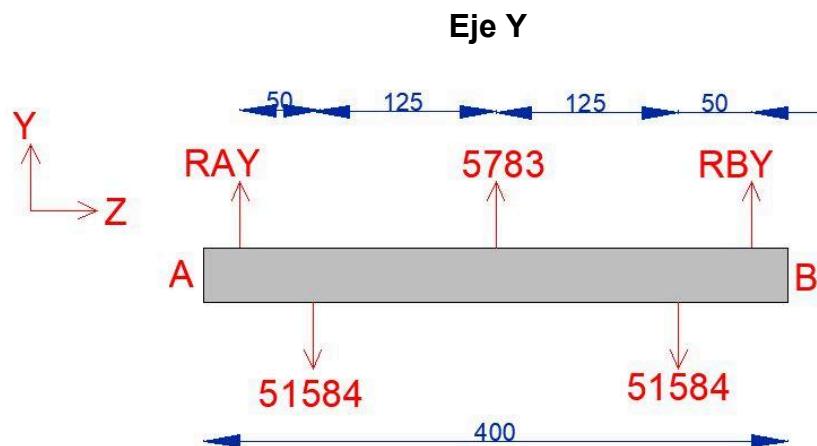


Figura 279. Diagrama de fuerzas en Y en el pasador D sin resolver

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow RA_Y + RB_Y = 2 * F_{Brazo\ Inf\ Y} - F_{Cil\ Y} = 97.385\ N$$

$$RA_Y = RB_Y = 48.692\ N$$

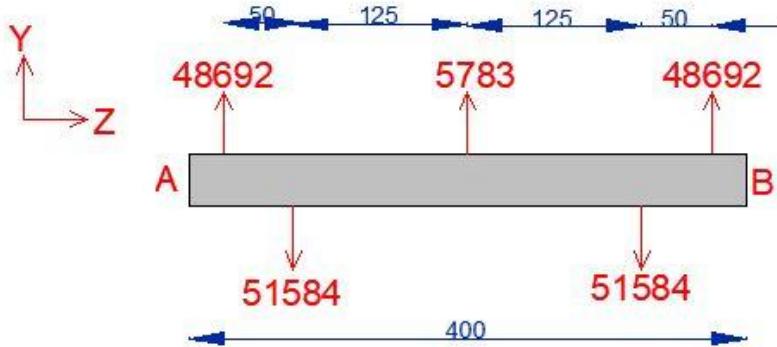


Figura 280. Diagrama de fuerzas en Y en el pasador D resuelto

Una vez despejadas las incógnitas de las reacciones en las uniones se obtienen los valores de cortante y momento flector máximos en cada eje para, finalmente, calcular el valor máximo de ambos:

$$F_{Cil} = \sqrt{F_{Cil X}^2 + F_{Cil Y}^2} = \sqrt{161.835^2 + 5.783^2} = 161.938 N$$

$$F_{Brazo\ Inf} = \sqrt{F_{Brazo\ Inf X}^2 + F_{Brazo\ Inf Y}^2} = \sqrt{136.708^2 + 51.584^2} = 146.116 N$$

$$RA = \sqrt{RA_X^2 + RA_Y^2} = \sqrt{55.790^2 + 48.692^2} = 74.051 N = RB$$

$$Mf_X = - 7.325.151 Nmm$$

$$Mf_Y = 48.692 * 175 - 51.584 * 125 = 2.073.100 Nmm$$

$$Mf = \sqrt{Mf_X^2 + Mf_Y^2} = 7.612.856 Nmm$$

---

## ANEXO Nº9) SISTEMAS HIDRÁULICOS DE ELEVACIÓN

Los cilindros hidráulicos son componentes importantes en máquinas de movimiento de tierra, como lo pueden ser excavadoras, palas cargadoras o camiones volquete, puesto que transforman la fuerza hidráulica en movimiento lineal, lo que permite levantar y mover materiales pesados o grandes cargas con relativa facilidad.

El cilindro hidráulico funciona gracias al sistema hidráulico, que está compuesto a su vez por bombas, tuberías y fluido hidráulico. Es un tubo cerrado en un extremo con un vástago que se desplaza en su interior. En el interior del cilindro encontramos un pistón. El pistón separa el lado interno del cilindro del externo. El fluido se desplaza a ambos lados del cilindro para extender o retraer el vástago.



Figura 281. Elementos que componen un cilindro hidráulico

---

Los cilindros hidráulicos pueden empujar, tirar y levantar diferentes tipos de cargas con distintos pesos y tamaños.

El fluido hidráulico se transmite a través de la máquina a varios motores y cilindros hidráulicos y se presuriza de acuerdo a la resistencia presente. El fluido se controla directa o automáticamente mediante válvulas de control y se distribuye a través de tuberías.

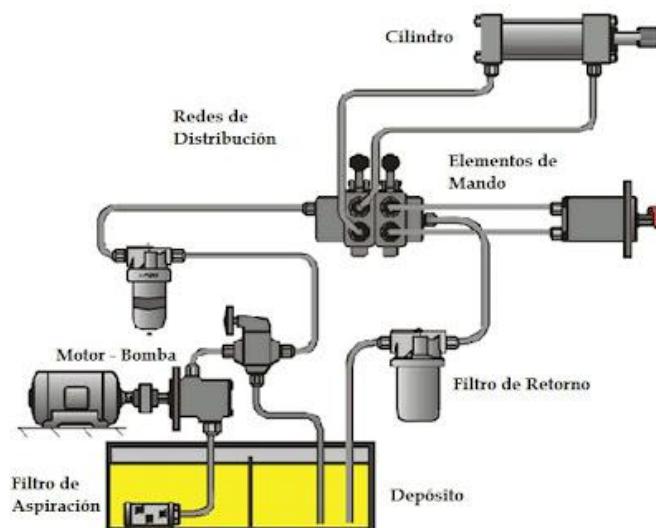


Figura 282. Ejemplo de un circuito hidráulico para accionar un cilindro

Debido a la gran cantidad de energía que se puede transferir a través de pequeñas tuberías, mangueras, la alta densidad de potencia y la amplia gama de cilindros, los camiones volquetes obtienen una gran potencia para realizar trabajos pesados de movimiento de tierras.

---

Dentro del cilindro hidráulico hay un vástago, que se encuentra en el interior del cilindro, y un pistón, que se encuentra en el extremo del vástago y permite que el brazo se mueva con la ayuda del fluido hidráulico.

El fluido hidráulico se bombea a través del extremo del pistón, que a su vez empuja al pistón y mueve el vástago a través del cilindro. Esto crea una gran fuerza con la consiguiente fluctuación en el diferencial de presión hidráulica de cada cilindro y, creando así, un movimiento de una o ambas partes del brazo. Al controlar la cantidad de líquido que se bombea a través de la válvula, el movimiento del brazo puede realizarse fácilmente. Este movimiento se activa mediante el uso de válvulas de control ubicadas dentro de la cabina.

#### **Tipos de cilindro hidráulico para camión volquete**

- Según la **forma de movimiento**, los cilindros hidráulicos se pueden dividir en cilindros hidráulicos **alternativos lineales** y cilindros hidráulicos **giratorios**.
- De acuerdo con la **dirección de suministro de aceite**, se puede dividir en cilindros de **simple efecto** y cilindros de **doble efecto**.
- Según la **estructura**, se puede dividir en **cilindro de pistón**, **cilindro de émbolo**, **cilindro telescopico**, **cilindro oscilante**, **cilindro de pistón de cremallera** y **cilindro de refuerzo**.
- De acuerdo con la **forma del vástago del pistón**, se puede dividir en un cilindro de vástago de pistón **simple** y un cilindro de vástago de pistón **doble**.

## Cilindros hidráulicos para camiones volquete

- Cilindro Telescópico



### CARACTERÍSTICAS

|                       |                          |
|-----------------------|--------------------------|
| Tipo                  | hidráulico               |
| Tecnología            | telescópico              |
| Aplicaciones          | para camión volquete     |
| Otras características | soldado, de alta presión |
| Carrera               | 5.080 mm<br>(200 in)     |
| Esfuerzo              | 590 kN                   |

Figuras 283 y 284. Imagen de un cilindro telescópico Montahydraulik (izq) con sus correspondientes características (der)

Las características del cilindro hidráulico telescópico son:

- La carrera del vástagos del pistón es larga
- El tamaño de la estructura después de la contracción es pequeño, lo cual es adecuado para volquetes

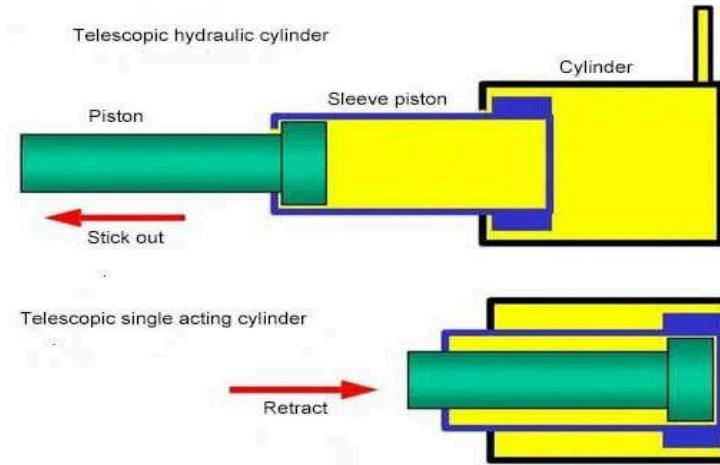


Figura 285. Imagen del accionamiento de un cilindro telescópico

En la imagen superior se puede apreciar cómo el pistón empuja a la camisa del eslabón intermedio hacia afuera de la camisa original, mientras que en la imagen inferior el pistón está retrayendo la camisa del eslabón intermedio hasta la posición original.

- Cilindro Hidráulico

## CARACTERÍSTICAS



|               |                      |
|---------------|----------------------|
| Tipo          | hidráulico           |
| Configuración | de doble efecto      |
| Aplicaciones  | para camión volquete |
| Carrera       | 2.032 mm<br>(80 in)  |
| Esfuerzo      | 1.000 kN             |

*Figuras 286 y 287. Imagen de un cilindro hidráulico Montahydraulik (izq) con sus correspondientes características (der)*

El pistón del cilindro hidráulico de vástago de pistón único solo tiene un vástago de pistón en un extremo, y el movimiento bidireccional del pistón puede obtener diferentes velocidades y fuerzas de salida.

---

## AGRADECIMIENTOS

La realización de este Trabajo de Fin de Grado no habría sido posible sin la inestimable ayuda y predisposición de los profesores y codirectores del proyecto **Paula Canalís Martínez y Javier Abad Blasco**, pertenecientes al Área de Ingeniería Mecánica del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza.