

Elevador Hidráulico de Desplazamiento Manual para el Traslado de Motores Marinos

Trabajo Final de Grado



Facultad de Náutica de Barcelona
Universidad Politécnica de Cataluña

Trabajo realizado por:
Oscar Viladrosa Ganau

Dirigido por:
Xavier Martínez García
Daniel Yebra Folguera

Grado en Sistema y Tecnología Naval

Barcelona, 10 de mayo del 2018



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Facultat de Nàutica de Barcelona



Agradecimientos

Gracias a mis tutores, Xavier Martínez y Daniel Yebra, por el apoyo e interés mostrados por esta propuesta de proyecto, y la guía ofrecida durante su proceso de desarrollo.

Gracias a mi padre especialmente, José Viladrosa, no solo por el apoyo moral durante todo este proceso, sino por la gran ayuda y consejo prestados. Sin duda, su gran experiencia práctica en la materia de estructuras y procesos de fabricación, ha marcado la diferencia.

Gracias a José Luís Lacort, responsable del departamento de compras de la empresa Solé Diésel, por facilitar el contacto con distintos proveedores de material.

Resumen

El presente proyecto se centra en el estudio, cálculo y validación de un elevador hidráulico de desplazamiento manual, diseñado y optimizado para la empresa Solé Diésel, localizada en Martorell (Barcelona). En una primera parte, se realiza un estudio de necesidades, para las que se definen una serie de características y funciones. En la segunda parte del proyecto, más extensa, se desarrollan todos los cálculos a nivel estructural, teniendo en cuenta las condiciones de carga y de contorno. Todo este proceso de cálculo se apoya sobre los programas Excel y SolidWorks, necesarios para poder abarcar todos los casos considerados. Finalmente, se presenta un presupuesto aproximado del material y trabajo necesarios para el desarrollo del prototipo.

Abstract

This project focuses on the study, calculation and validation of a manual displacement hydraulic lift, designed and optimized for the company Solé Diesel, located in Martorell (Barcelona). In the first part, a needs study is carried out, for which a series of characteristics and functions are defined. In the second part of the project, more extensive, all calculations are developed at the structural level, keeping the loading and contour conditions in mind. All this calculation process is based on Excel and SolidWorks programs, necessary to cover all the considered cases. Finally, an approximate budget of the material and work, necessary for the development of the prototype, is presented.

Tabla de contenidos

AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	V
ABSTRACT	VI
TABLA DE CONTENIDOS	VII
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 2. DESCRIPCIÓN INICIAL	2
CAPÍTULO 3. ESTUDIO INICIAL	3
3.1. ESTUDIO DE NECESIDADES	3
3.2. FUNCIONES Y CARACTERÍSTICAS	4
3.3. MATERIALES PRINCIPALES	5
3.4. PROVEEDORES DE MATERIAL	6
CAPÍTULO 4. CÁLCULO ESTRUCTURAL	8
4.1. EQUILIBRIO DEL SISTEMA	8
4.2. CÁLCULO DEL C.G.	9
4.2.1. C.G. CONJUNTO 1	14
4.2.2. C.G. CONJUNTO 2	17
4.2.3. C.G. CONJUNTO 3	20
4.2.4. C.G. CONJUNTO 4	24
4.2.5. C.G. CONJUNTO 5	27
4.2.6. C.G. CONJUNTO 6	29
4.2.7. C.G. CONJUNTO 7	31
4.2.8. C.G. TOTAL	34
4.3. CÁLCULO REACCIONES	37
4.3.1. REACCIONES CONJUNTO 3	37
4.3.2. REACCIONES CONJUNTO 6 Y 7	39
4.3.3. REACCIONES CONJUNTO 2	41
4.3.4. REACCIONES CONJUNTO 4 Y 5	45
4.3.5. REACCIONES CONJUNTO 1	47
4.3.6. REACCIONES ESTRUCTURA RUEDAS	49
4.3.7. REACCIONES PUNTA BRAZO	53
4.3.8. REACCIONES EN REPOSO	55
4.4. CÁLCULO ESFUERZOS	60
4.4.1. ESFUERZOS CONJUNTO 3	60

4.4.2. ESFUERZOS CONJUNTO 2	65
4.4.3. ESFUERZOS CONJUNTO 1	70
4.4.4. ESFUERZOS ESTRUCTURA RUEDAS PRINCIPALES	76
4.4.5. ESFUERZOS UNIONES ATORNILLADAS	79
CAPÍTULO 5. CÁLCULO SISTEMA HIDRÁULICO	101
5.1. FUERZA MÁXIMA DEL CILINDRO HIDRÁULICO	101
5.2. VELOCIDAD DE EXTENSIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO	102
CAPÍTULO 6. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	104
6.1. ESTRUCTURACIÓN DE LA HOJA DE CÁLCULO	104
6.2. METODOLOGÍA Y RESULTADOS	105
CONTROLABILIDAD Y ESTABILIDAD	105
ESFUERZOS SOBRE LA ESTRUCTURA	107
6.3. SISTEMA HIDRÁULICO	130
6.4. ACTUADOR LINEAL MECÁNICO	134
CAPÍTULO 7. COSTE APROXIMADO DEL PROTOTIPO	135
CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES	137
BIBLIOGRAFÍA	138

Capítulo 1. Introducción

El propósito de este proyecto es diseñar, desarrollar y presentar, un prototipo de un elevador hidráulico de desplazamiento manual, a la empresa Solé Diésel, como un método alternativo para desplazar objetos de entre 50 kg y 170 kg, tales como motores marinos u otros elementos del sector con los que trabajan. Puede ser utilizado tanto dentro de la propia fábrica, como en áreas externas como puertos, diques secos o áreas con infraestructuras insuficientes. Además, este producto puede ser fabricado por la propia empresa, únicamente invirtiendo en el coste del material y las horas de trabajo. En definitiva, se pretende obtener una herramienta práctica y funcional que, con un coste asequible, pueda ser utilizada en un entorno industrial.

Después de un año y medio trabajando en Solé Diésel como estudiante en prácticas externas extracurriculares, este proyecto puede ser una buena opción, tanto para reforzar mi valor dentro de la empresa, como a nivel de formación personal.

En cuanto a la normativa utilizada, tras revisar la colección de normas UNE, se ha visto que no hay una norma específica que defina el tipo de elevador desarrollado. Por este motivo, se ha trabajado con la instrucción de acero estructural EAE, extraída de la página del Ministerio de Fomento, junto con otra documentación recopilada en asignaturas específicas del grado cursado en la Facultad de Náutica de Barcelona.

A nivel de estructuración del proyecto, una primera parte se dedica al estudio del entorno de trabajo dentro de la propia fábrica, obteniendo las necesidades en términos de dimensiones y rangos de movimiento del elevador. Además, este elevador se ha hecho siguiendo como modelo uno que ya existe en el mercado, por lo que también se tendrá en cuenta como referencia a la hora de definir los pesos de carga máximos.

En la segunda parte, se desarrolla todo el proceso de cálculo, utilizando el programa SolidWorks y elaborando una hoja de cálculo para facilitar el análisis de los resultados.

Finalmente, se añade una sección de conclusiones, donde se evalúan los resultados finales obtenidos.

Capítulo 2. Descripción inicial

Se ha añadido este capítulo, para introducir brevemente qué tipo de estructura se está desarrollando y de donde viene la idea, para facilitar la comprensión en los próximos capítulos.

Como se ha comentado en la introducción, el elevador que se está diseñando en este proyecto, parte de un producto existente en el mercado, llamado “Powered Hand Truck - 140”, desarrollado por MAKINEX. Sin embargo, como reto personal únicamente se ha cogido como idea, por lo que no se ha buscado ninguna información acerca de medidas concretas, funcionamiento, u otra información específica acerca del aparato.

Como no se dispone de experiencia inicial acerca del comportamiento de este dispositivo con la carga máxima, se van a tomar como referencia los valores límite del modelo existente, en cuanto a peso máximo y altura máxima de elevación, aunque no significa que se vayan a tomar los mismos valores exactos.

El elevador, en sí, se basa en una estructura tipo tijera, movida por un elemento motriz lineal, como un pistón mecánico o hidráulico, capaz de elevar una carga determinada a modo de grúa tipo pluma, mediante un gancho situado en la punta del brazo articulado (tijera). Además, lo que más llama la atención, es que su estabilidad depende de la implicación del operario, es decir, a grandes rasgos, que para que la estructura se mantenga estable, el momento producido por el peso del motor respecto las ruedas principales, debe ser igual al momento producido por la fuerza del operario respecto el mismo punto de referencia. Evidentemente, el elevador dispone de un punto de apoyo secundario, para permitir al operario dejar reposar la estructura en el suelo cuando no se está utilizando.

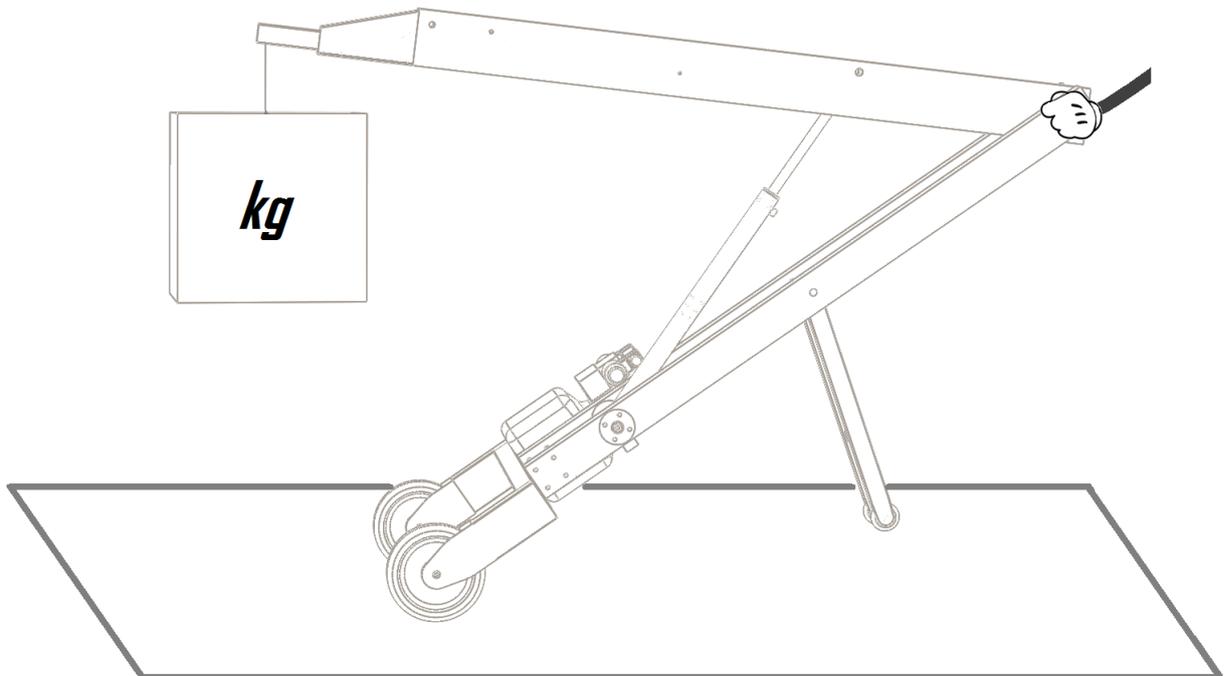


Ilustración 2.1: Representación esquemática del elevador final, con la carga y el punto de agarre del operario.

Capítulo 3. Estudio inicial

En este capítulo, se estudian las necesidades en cuanto a dimensiones, rangos de movimiento y pesos de carga de la estructura, en función del entorno de trabajo en fábrica y almacén. En base a estas necesidades, se definirán una serie de funciones y características que debe cumplir el elevador a diseñar. Además, se definirán los materiales base utilizados, en función de sus propiedades físicas y mecánicas, y se mostrará una lista de los proveedores de estos materiales.

3.1. Estudio de necesidades

Básicamente, las variables del entorno de trabajo, que afectan directamente a las necesidades del aparato, se pueden agrupar en tres bloques.

El primero, corresponde al mínimo espacio de movimiento disponible, por el que deba desplazarse el elevador. En este caso, se ha buscado el pasillo más estrecho de las zonas de fábrica y almacén, y se ha medido el ancho disponible. El pasillo medido, corresponde a la separación entre estanterías de almacén, con un valor de unos 800 mm.

El segundo bloque, correspondería al rango de movimiento del brazo del elevador, para ajustarse a la altura de las mesas de trabajo y otras superficies elevadas, en las que se necesite dejar o retirar el objeto de carga. En este caso, se han medido las mesas de trabajo de los operarios, donde montan y desmontan los motores marinos, etc., con un valor de 800 mm aproximadamente. En casos de trabajos fuera de fábrica, se puede necesitar cargar y descargar en vehículos como furgones y/o remolques. En tal caso, no habría problema ya que, en la mayoría de los remolques y furgones pequeños, las alturas son menores a 800 mm.

En el tercer y último bloque, se definen las necesidades de carga de la estructura. En este caso, se buscará el rango de pesos con los que se ha decidido trabajar, teniendo en cuenta la controlabilidad y estabilidad de la estructura, así como necesidades de la empresa. Para definir el peso máximo de carga, se ha mirado el catálogo de motores marinos disponible, para ver en qué pesos se mueven, y hasta que motor se puede llegar.

Tabla 3.1: Rangos de peso según el modelo del motor (solo se muestran los modelos más pequeños), con los distintos inversores que llevan.

Motor	Pesos según inversor
MINI-17	141 kg / 117 kg / 110 kg / 103 kg
MINI-29	265 kg / 153 kg / 144 kg / 136 kg / 129 kg
MINI-33	196 kg / 183 kg / 173 kg / 172 kg / 166 kg / 159 kg
MINI-44	220 kg / 236 kg / 205 kg / 195 kg / 194 kg / 188 kg
MINI-55	244 kg / 225 kg / 207 kg / 199 kg / 192 kg

Como se observa en la tabla 3.1, hay un rango bastante amplio de pesos, por lo que será necesario marcar un límite. Para ello, se va a partir del peso máximo del elevador existente en el mercado, de 140 kg. Evidentemente, no se va a utilizar este peso, ya que limitaría demasiado el rango de motores que se podrían llevar. Para no alejarnos demasiado del peso de 140 kg, ya que podría complicar bastante la actuación del operario para dominar el peso cargado, se elige un peso máximo inicial de 170 kg. De esta forma, se amplía el rango de motores que se pueden cargar, con varios tipos de inversores. El valor elegido, se va a tomar para empezar a calcular el modelo, aunque según el margen que quede al final de los cálculos, se podría llegar a incrementar este peso máximo. Hay que puntualizar que, a parte del motor acabado con inversor, también hay bastante movimiento de motores semiacabados o motores base antes de la marinización¹, cuyos pesos son significativamente menores que los mostrados en la tabla 1, para un mismo modelo.

Para el peso mínimo de carga, se decide empezar con 50 kg, ya que podría suceder que, para pesos menores, no se genere el momento suficiente para contrarrestar el peso de la estructura, y el operario deba aplicar un esfuerzo excesivo. Además, para pesos inferiores a 50 kg, es más práctico utilizar otros métodos de traslado como traspales o carretillas manuales.

3.2. Funciones y características

Ahora, definidas las necesidades mínimas que se deben cumplir, se van a determinar ciertas medidas y funciones principales del elevador, en base a estas necesidades y otros requerimientos adicionales.

Como se ha dicho en el punto anterior, el rango de pesos será de 50 kg a 170 kg. Lógicamente, el hecho de cargar un peso u otro afectará bastante al centro de gravedad, C.G., de la estructura y, en consecuencia, a la actuación del operario. Por este motivo, se ha visto necesario añadir una funcionalidad extra al elevador, que no dispone el modelo del mercado que se ha tomado como referencia.

En concreto, se trata de añadir un actuador lineal, en este caso eléctrico, en el extremo del brazo elevador, con la capacidad de extender y retraer el gancho de carga, unos centímetros. De esta forma, será posible ajustar la posición del centro de gravedad total de la estructura, lo que permite aumentar significativamente el rango de pesos de carga, sin afectar al esfuerzo del operario.

Referente a la separación total de las ruedas principales, ésta debe permitir actuar al operario en un pasillo de 800 mm de ancho. Por lo tanto, se decide que una separación adecuada puede ser de 700 mm, dejando un margen de desahogo de 50 mm por lado. Evidentemente, para evitar vuelcos laterales, el suelo de trabajo debe estar nivelado.

¹ *Proceso que consiste en modificar un motor acabado o semiacabado, para adaptarlo a un entorno marino. Para conseguirlo se añaden distintos elementos como, por ejemplo, un sistema de refrigeración tipo intercambiador de calor, una bomba impulsora de agua salada, una instalación eléctrica libre masa, etc.*

En cuanto a la altura de elevación del gancho de carga, se decide que sea de 1,90 m. Teniendo en cuenta que, la altura de las mesas de trabajo comentadas anteriormente es de 800 mm, y que la altura de la mayoría de los remolques y furgones es inferior a esta altura, se van a tomar estos 800 mm como referencia de elevación.

Por otro lado, los motores que quedan dentro del peso límite, e incluso los siguientes que lo superan, tienen una altura aproximadamente de 600 mm o inferior. Además, se ponen unas patas que no sobresalen más de 200 mm por la parte más baja del motor, para poder apoyarlo en el suelo. Con todo esto, se toma como altura máxima del objeto cargado, 800 mm.

De esta forma, con la altura de la mesa más la altura máxima del motor, sería necesario 1600 mm de recorrido de elevación. Sin embargo, para tener algo de margen se dejan 300 mm, hasta llegar a los 1900 mm del recorrido total, para que el operario tenga posibilidad de maniobra y para el elemento de unión entre el gancho de la estructura y el objeto cargado.

Otra característica que se le añade es, la capacidad de plegarse de forma que ocupe un mínimo espacio a la hora de almacenarlo o transportarlo dentro de algún vehículo. Concretamente, se hará una apertura en la parte inferior del brazo elevador, lo que permitirá alojar una parte del pistón hidráulico cuando éste está recogido. Además, las ruedas secundarias de apoyo también serán plegables.

Y, por último, será necesario disponer de frenos mecánicos, de forma que en el momento de cargar el peso o cuando se necesite detener el desplazamiento del elevador, el operario pueda mantener el control.

3.3. Materiales principales

Para definir el material utilizado para la estructura, aparte de su resistencia mecánica, también se ha tenido en cuenta la densidad. El objetivo es conseguir un peso final lo más bajo posible, para facilitar las maniobras al operario, especialmente cuando no hay carga en el aparato.

Por este motivo, se decide utilizar el aluminio como material principal en la estructura. A parte, también se utiliza el acero para ciertos elementos, como las pletinas de unión o la estructura de las ruedas, que se definirán en el capítulo de los cálculos. El motivo principal de utilizar el acero, son sus mejores propiedades mecánicas y su facilidad de trabajo tanto en soldadura como en mecanizado, además de tener un menor coste de compra.

Todas las uniones que se hacen entre los diferentes elementos se realizan mediante tornillos. Básicamente, se debe a que se intentan unir dos materiales distintos, además de que así, se facilita bastante la fabricación.

En la tabla 3.2, se muestran las propiedades físicas y mecánicas del acero y aluminio elegidos.

Tabla 3.2: Propiedades físicas y mecánicas de los materiales utilizados en la estructura.

Material	Elemento	Densidad	Límite Elástico	Resistencia Tracción
Acero S235	Pletinas unión, estructura ruedas, brazo extensor, punta brazo elevador.	$7850 \frac{kg}{m^3}$	$235 \frac{N}{mm^2}$	$360 \frac{N}{mm^2}$
Acero F-114	Bulones.	$7850 \frac{kg}{m^3}$	$305 \frac{N}{mm^2}$	$580 \frac{N}{mm^2}$
Aluminio 6063 T5	Vigas estructura.	$2700 \frac{kg}{m^3}$	$192 \frac{N}{mm^2}$	$221 \frac{N}{mm^2}$

La elección de la aleación de aluminio se ha hecho teniendo en cuenta varias consideraciones, como la disponibilidad en el mercado o el factor económico. Debido a la poca oferta de mercado, comparado con el acero, la variedad de proveedores es bastante reducida, además de tener un precio bastante elevado. Tras contactar con algunos de los proveedores, se ha optado por el más económico. Concretamente, el proveedor elegido solo ofrece dos tipos de aleación para perfiles normalizados rectangulares, la 6063 T5 y la 6082. Y, aunque la 6082 tiene mejores propiedades mecánicas, se ha elegido la 6063 T5 por motivos económicos.

Para el acero, como existen muchas aleaciones distintas, se ha optado por elegir uno de muy bajas características mecánicas, a la hora realizar los cálculos. De esta forma, se asegura que la estructura aguantará con la mayoría de los aceros que se puedan utilizar. Además, permite reducir los costes del material.

Para el caso de los bulones, se ha elegido el acero F-114, ya que es una aleación muy utilizada para este tipo de aplicación.

3.4. Proveedores de material

A continuación, se exponen los proveedores de material elegidos, con los que se ha contactado para sí, poder hacer una estimación de presupuesto del proyecto. Sin embargo, en el caso de que la empresa Solé Diesel decida fabricar este elevador por su cuenta, elegirá sus propios proveedores que tenga asociados, con sus respectivos descuentos de compra.

Para los perfiles de aluminio rectangulares, se ha contactado con la empresa Alu-Stock, dedicada a la distribución de una gran variedad de productos de aluminio. Su almacén más cercano, está ubicado en Sant Esteve de Sesrovires (Barcelona), además de tener otros en Vitória y Madrid.

Para el acero, se ha elegido un taller cercano, con el que hay cierta relación personal. Es el taller Hermanos Clariso, ubicado en Almenar (Lleida). Básicamente, se ha elegido por la proximidad y facilidad de contactar con ellos, además de tener un precio más asequible.

Para todo el sistema hidráulico, formado por el pistón principal, la bomba hidráulica y los elementos de transmisión como las mangueras y racores, se ha elegido el proveedor Bastimec Hydraulics, ya que los productos que ofrecen son considerablemente más baratos que otros proveedores consultados. Esta

empresa está ubicada en Baza (Granada), y se dedica a la fabricación y distribución de cilindros hidráulicos y otros complementos.

En cuanto al actuador lineal eléctrico, encargado de la extensión y retracción del gancho del elevador, se ha elegido el proveedor Eco-Worthy, empresa distribuida en varios países de Europa y América. Se ha elegido por la gama de actuadores que tiene y unos precios más económicos.

Para el resto de los elementos no se detallan proveedores específicos, ya que son artículos más polivalentes y abundantes en el mercado, como las ruedas, tornillos, pinturas, empuñaduras, componentes eléctricos, etc. Sin embargo, sí que se incluyen en el presupuesto final, que se expone en el capítulo 7.

Capítulo 4. Cálculo Estructural

El objetivo de este capítulo es comprobar, de una forma dinámica y automatizada, si la estructura es capaz de soportar los esfuerzos solicitados, mediante la herramienta Excel.

4.1. Equilibrio del sistema

Inicialmente, centrándose en la estabilidad del sistema, se ha visto necesario determinar el centro de gravedad de la estructura, dentro de un rango de posiciones determinadas. Esto se debe a que, la posición del centro de gravedad afecta directamente a la fuerza que deberá desarrollar el operario, durante su operación.

En la siguiente imagen, se pueden ver las cuatro fuerzas que actúan en el equilibrio del sistema, donde se impone que el sumatorio de fuerzas y momentos (respecto al punto de apoyo con el suelo) debe ser cero.

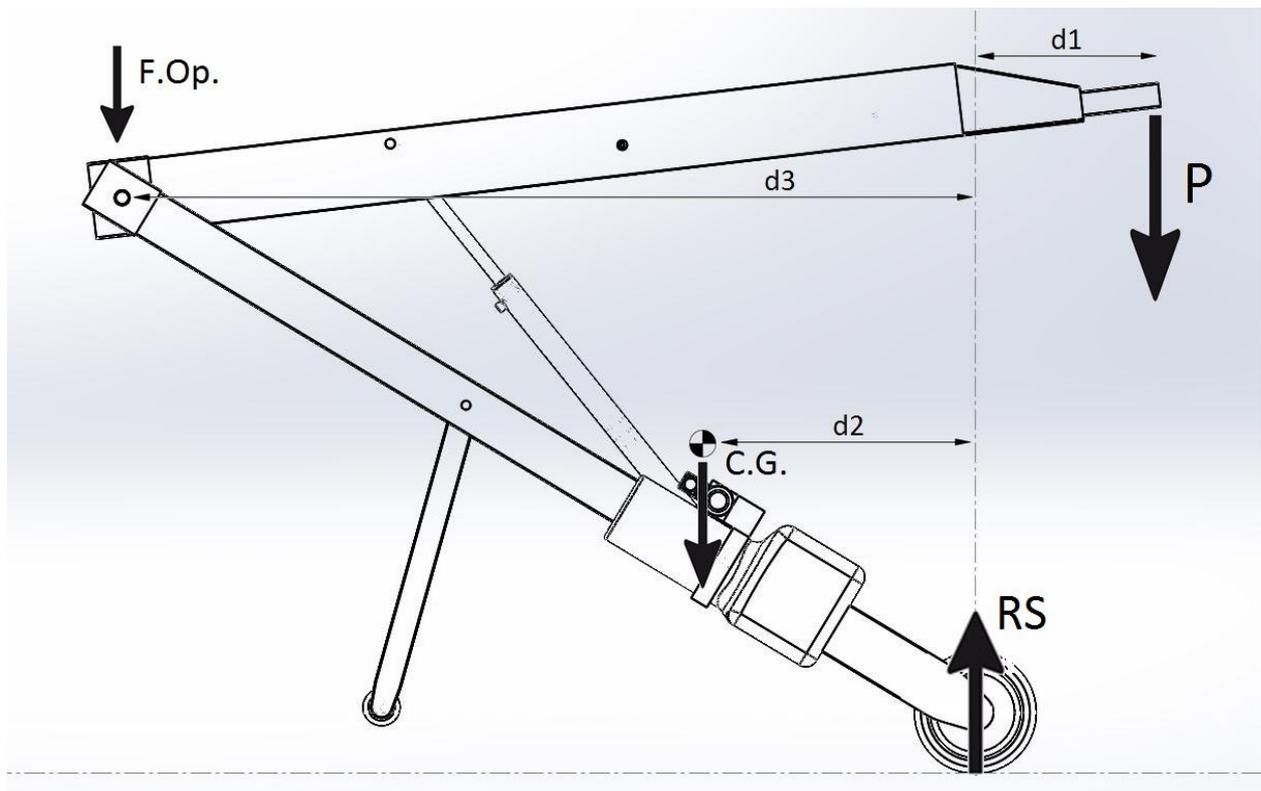


Ilustración 4.1: Fuerzas que actúan en el equilibrio del sistema.

Donde:

P = Peso de la carga.

RS = Reacción del suelo.

C.G. = Posición del centro de gravedad, con el valor del peso total de la estructura.

F.Op. = Fuerza del operario (aplicada en la dirección de la gravedad).

d_1 = Distancia del peso de la carga, a la vertical del punto de apoyo de la estructura.

d_2 = Distancia del centro de gravedad de la estructura, a la vertical del punto de apoyo de la estructura.

d_3 = Distancia del punto de aplicación de la fuerza del operario, a la vertical del punto de apoyo de la estructura.

Ahora, igualando el sumatorio de momentos a cero, se obtiene la ecuación para el cálculo de la fuerza del operario.

$$\sum M_{RUEDA} = -P \cdot d_1 + C.G. \cdot d_2 + F.Op. \cdot d_3 = 0$$

Y de ahí se obtiene que,

$$F.Op. = \frac{P \cdot d_1 - C.G. \cdot d_2}{d_3}$$

Como se aprecia en la ecuación anterior, el valor y posición del C.G., afecta directamente a la fuerza que tiene que desarrollar el operario, para mantener el sistema en equilibrio. Por lo tanto, el siguiente paso será calcular estos valores.

Además, de esta forma se asegura que, en todo momento, el operario trabaja bajo unas condiciones de carga adecuadas. Considerando que, en estas condiciones adecuadas, la carga del operario puede llegar hasta un valor de ± 15 kg puntualmente (durante la carga del peso o en momentos puntuales a causa del desplazamiento), y a un valor de ± 3 kg en carga constante (durante el desplazamiento del peso).

4.2. Cálculo del C.G.

Para el cálculo del centro de gravedad del conjunto, y con el objetivo de sistematizar el proceso para todas las posiciones de trabajo a tener en cuenta, se crea un modelo 3D inicial con el programa SolidWorks, lo más detallado posible.

Una vez hecho el modelo, se determina una posición base o de referencia, de la cual se obtendrá el centro de gravedad del conjunto.

Para ello, se definen las cuatro variables que controlará el operario:

1. Peso de la carga: 50 a 170 kg (este dato no se utiliza para el cálculo de este apartado).
2. Altura de las manos: 850 a 1200 mm
3. Altura del gancho: 0 a 1900 mm
4. Posición del brazo extensor: -100 a +100 mm (se ajusta en función del peso cargado, para

controlar la carga que soporta el operario).

En este caso, se ha definido como posición base, una posición normal de desplazamiento de la carga, con los siguientes valores:

1. Altura de las manos del operario: 950 mm
2. Altura del gancho: 1200 mm
3. Posición del brazo extensor: 100 mm

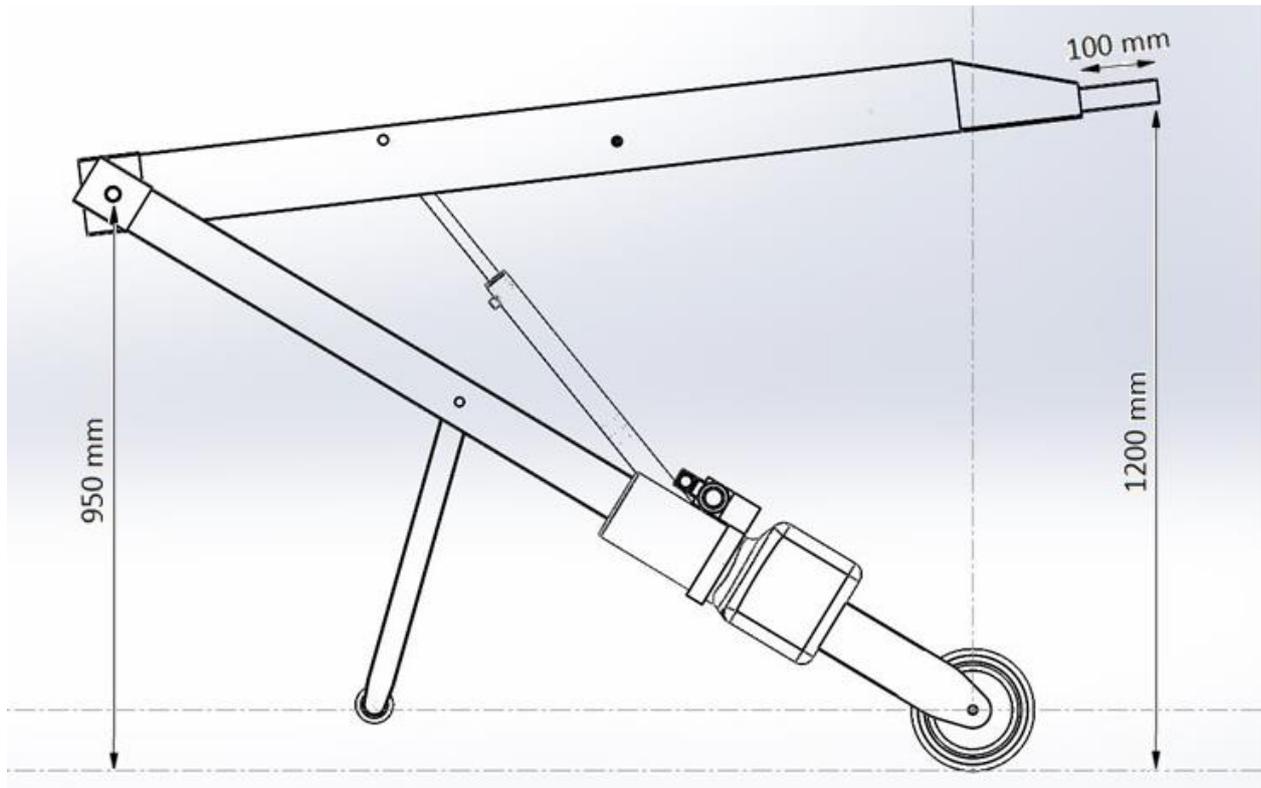


Ilustración 4.1: Posición base de la estructura.

Ahora, para poder obtener el C.G. en cualquier posición, variando únicamente las variables definidas antes, ha sido necesario dividir la estructura en varios bloques o conjuntos.

Cada uno de estos conjuntos, está formado por elementos fijos (piezas que no tienen movimiento relativo entre ellas, durante la operación de la máquina). En cambio, todos los conjuntos tienen movimiento relativo entre ellos.

A continuación, se representan los siete grupos que componen la máquina.

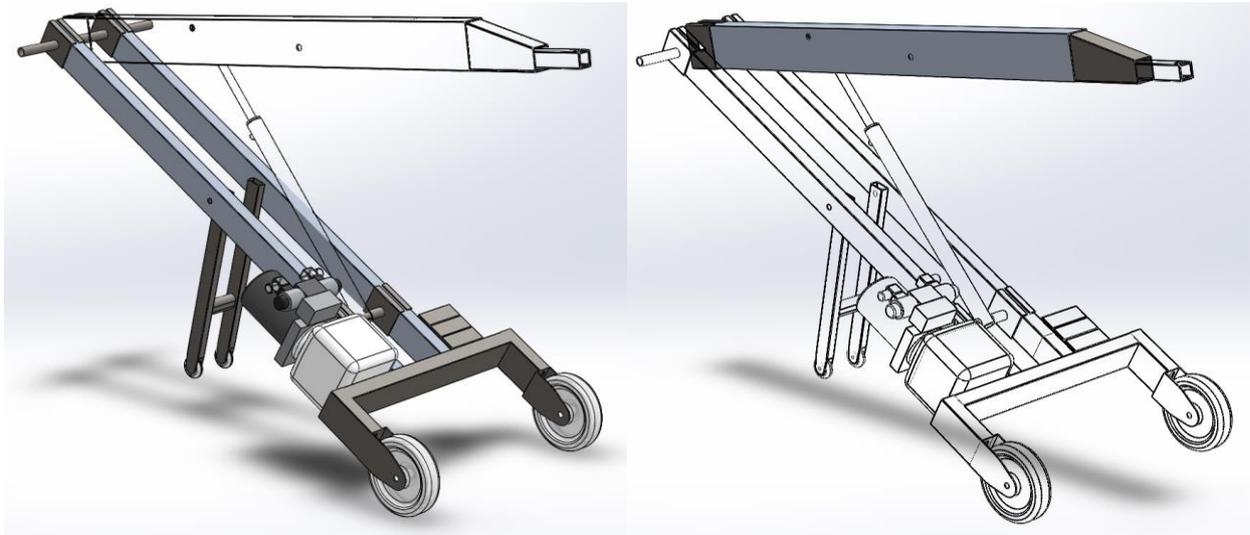


Ilustración 4.2: Conjunto 1 (izquierda); conjunto 2 (derecha)

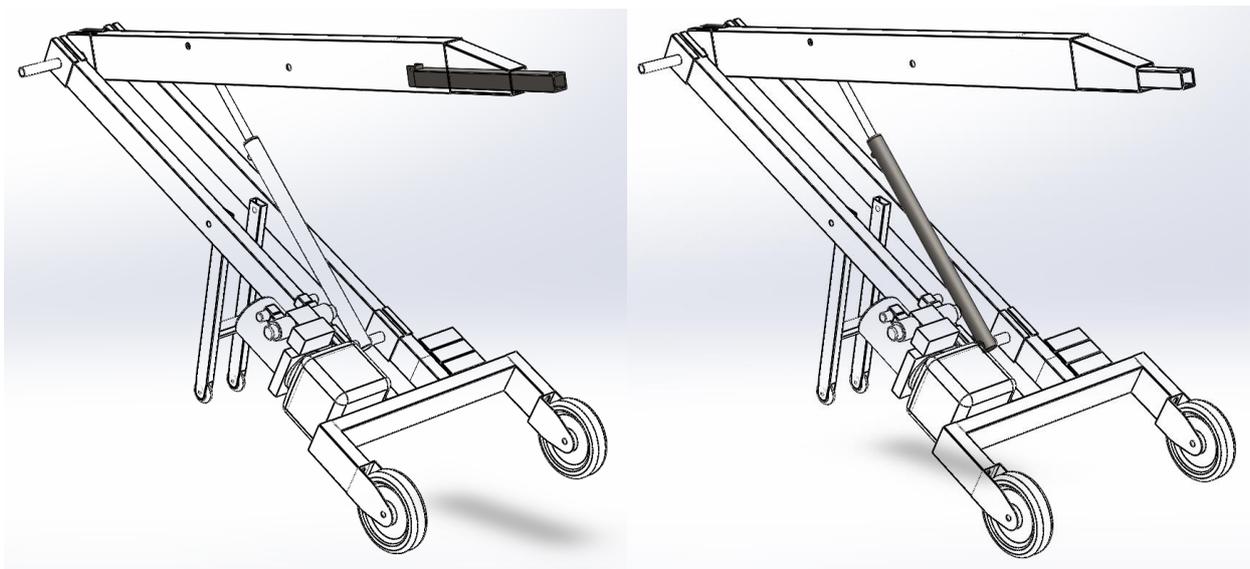


Ilustración 4.3: Conjunto 3 (izquierda); conjunto 4 (derecha)

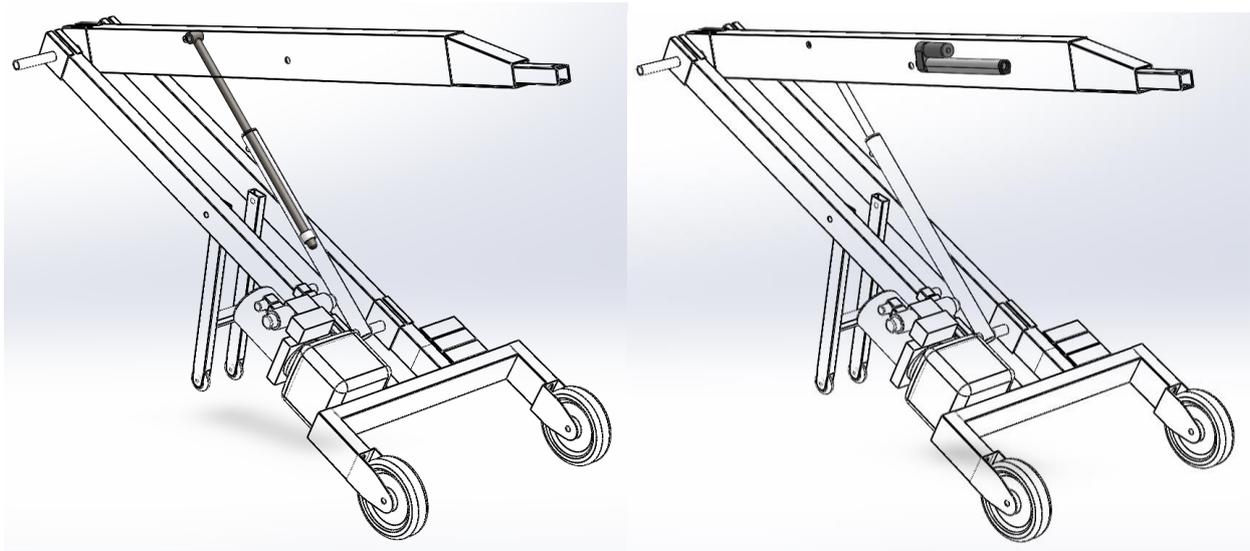


Ilustración 4.4: Conjunto 5 (izquierda); conjunto 6 (derecha)

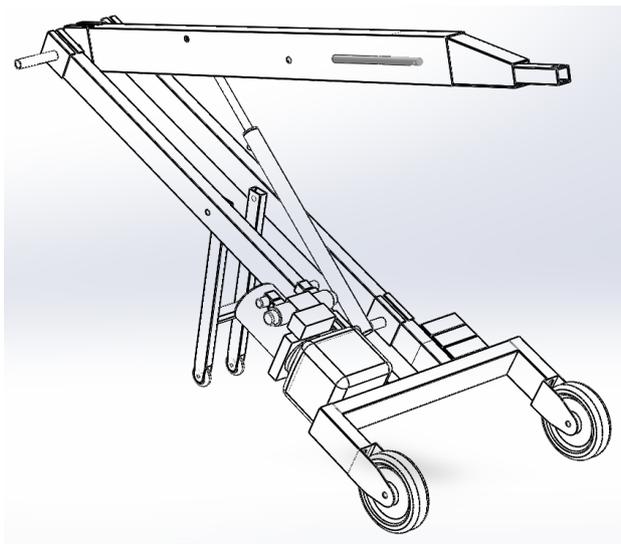


Ilustración 4.5: Conjunto 7

Utilizando el programa SolidWorks, se obtienen los C.G. de cada conjunto individualmente, respecto un sistema de coordenadas (S.C.) definido. Por lo que se crean los cuatro sistemas de coordenadas, representados en la siguiente ilustración.

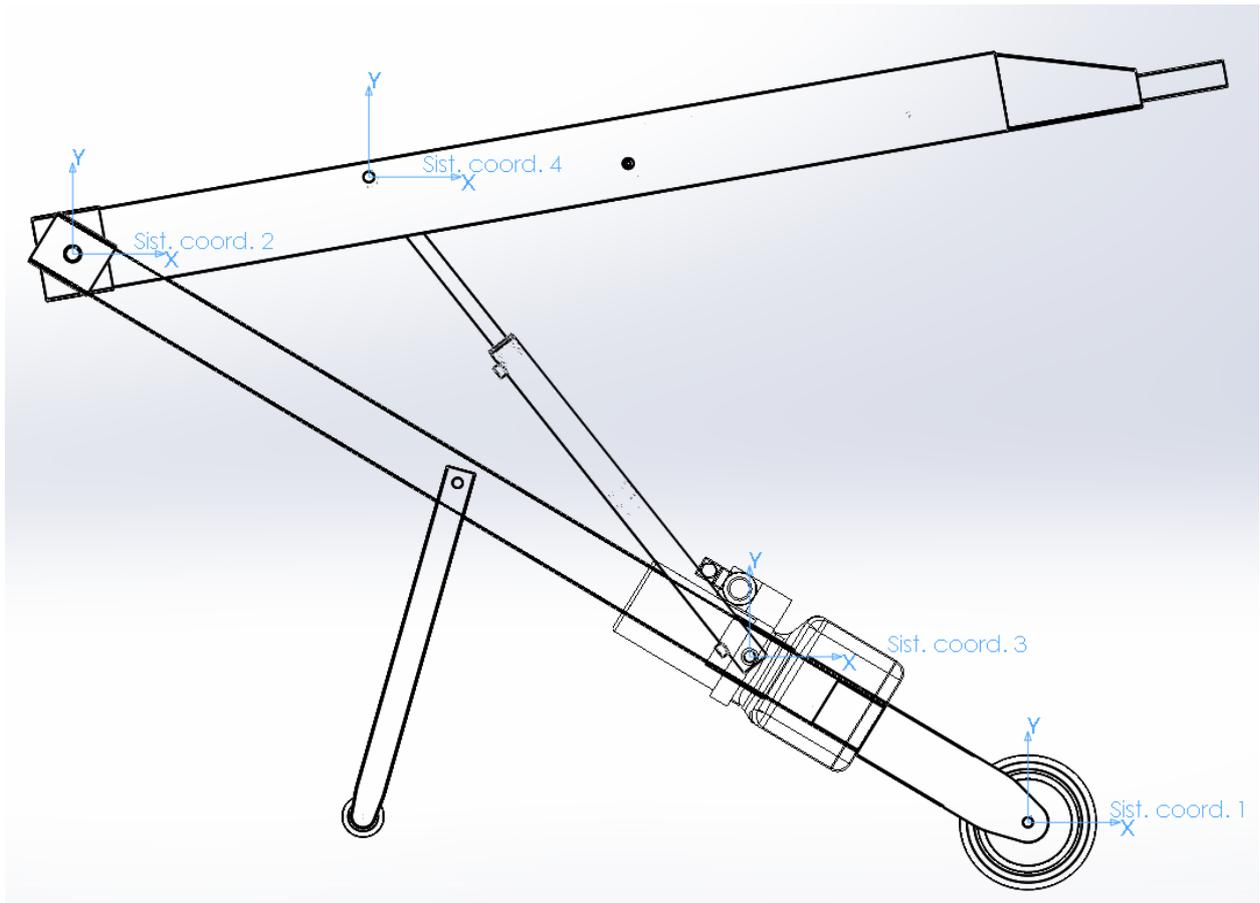


Ilustración 4.6: Sistemas de coordenadas definidos

Así, para cada conjunto, obtenemos las posiciones del C.G. respecto su sistema de coordenadas correspondiente, mostradas en la tabla 4.1:

Tabla 4.1. Posición del C.G. de cada conjunto, respecto su S.C. correspondiente.

Conjunto	Sistema de referencia	Peso [kg]	X [mm]	Y [mm]
Conjunto 1	Sist. coord. 1	37,44	-477,48	276,54
Conjunto 2	Sist. coord. 2	7,15	832,43	148,8
Conjunto 3	Sist. coord. 2	2,14	1463,57	228,16
Conjunto 4	Sist. coord. 3	2,41	-175,19	223,47
Conjunto 5	Sist. coord. 4	1,74	191,53	-244,75
Conjunto 6	Sist. coord. 2	0,84	920,97	164,46
Conjunto 7	Sist. coord. 2	0,46	1096,20	184,16

Ahora, conociendo los C.G. de cada conjunto, para la posición base, ya se pueden obtener las posiciones de estos C.G. para cualquier posición de la estructura, mediante trigonometría.

4.2.1. C.G conjunto 1

Una vez conocida la posición del C.G. del conjunto 1, para la posición base, se debe relacionar ese punto con las variables que interesa controlar, mediante trigonometría. En este caso, la variable “altura de las manos del operario”, es la que afecta directamente a la posición del C.G. del conjunto 1.

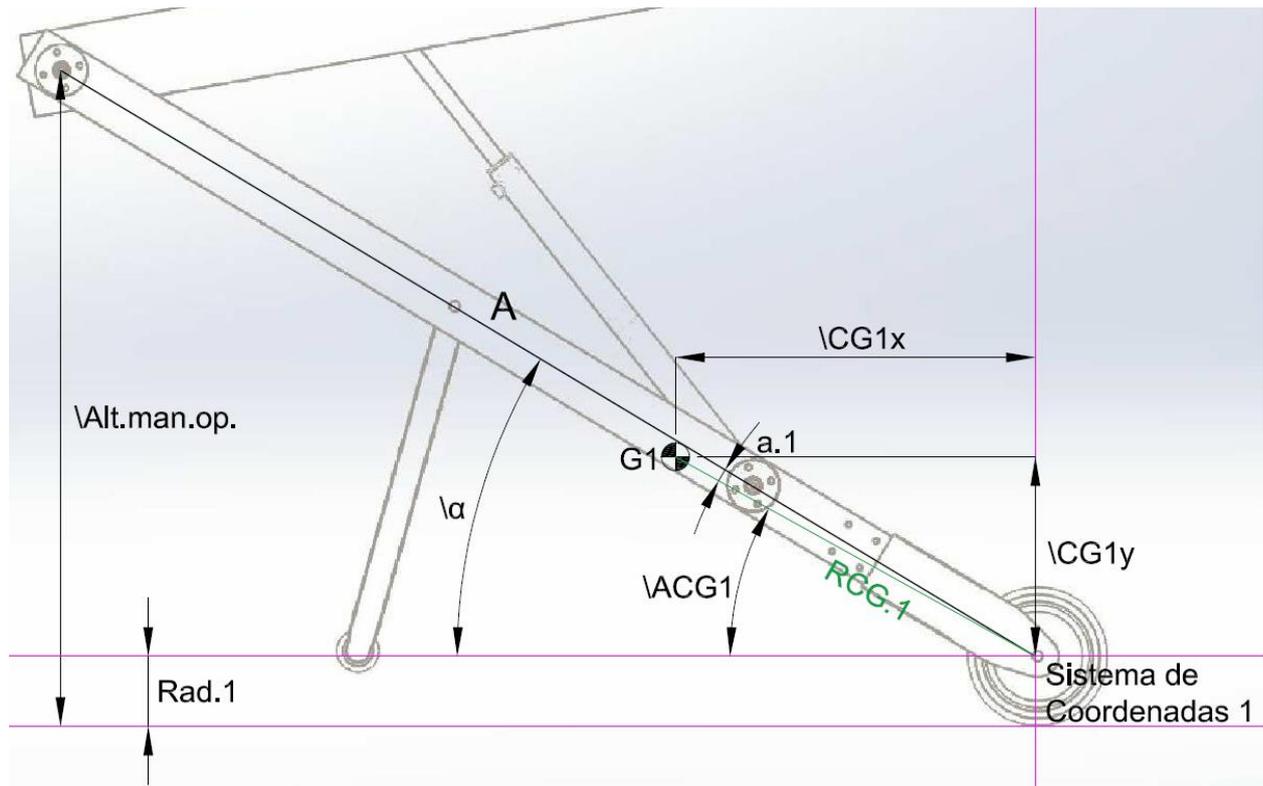


Ilustración 4.8: Esquema C.G. del conjunto 1 (posición base)

Para la posición base, se conocen los siguientes valores:

1. $\backslash CG1x = -477,48 \text{ mm}$
2. $\backslash CG1y = 276,54 \text{ mm}$
3. $\backslash Alt.man.op. = 950 \text{ mm}$
4. $Rad.1 = 100 \text{ mm}$
5. $A = 1644,93 \text{ mm}$

Con lo que se obtiene RCG.1 y $\backslash ACG1$, donde RCG.1 es un valor constante para cualquier posición de la estructura.

$$\angle ACG1 = \tan^{-1}\left(\frac{|CG1y|}{|CG1x|}\right) = 30,08^\circ$$

$$RCG.1 = \frac{|CG1x|}{\cos(\angle ACG1)} = 551,78 \text{ mm}$$

Ahora, solamente queda obtener $a.1$, que también es un valor constante para cualquier posición. Para ello, se busca primero el valor de α .

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{(\text{Alt. man. op.} - \text{Rad. 1})}{A}\right) = 31,11^\circ$$

Por lo tanto,

$$a.1 = \angle ACG1 - \alpha = -1,04^\circ$$

Una vez conocidos los valores constantes de $RCG.1$ y $a.1$, ya se puede obtener la posición del C.G. del conjunto 1, con la variación de la altura de las manos del operario.

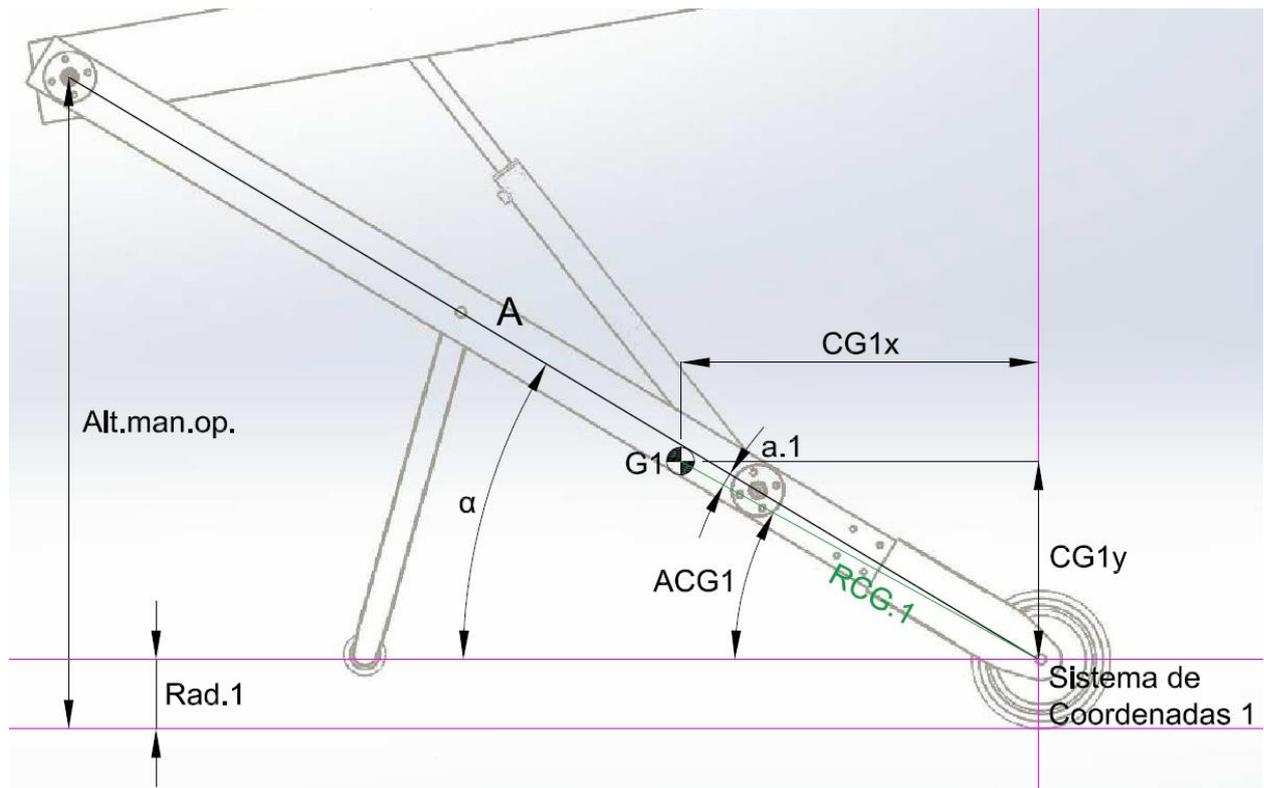


Ilustración 4.9: Esquema C.G. del conjunto 1 (cualquier posición)

Para ello, se sigue el proceso inverso.

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{(Alt. man. op. - Rad. 1)}{A} \right)$$

Entonces,

$$ACG1 = \alpha + a. 1$$

Por lo tanto, ya se pueden obtener los valores de CG1x y CG1y.

$$CG1x = \cos(ACG1) \cdot RCG. 1$$

$$CG1y = \sin(ACG1) \cdot RCG. 1$$

4.2.2. C.G. conjunto 2

Inicialmente, para el cálculo del C.G. del conjunto 2, se sigue el mismo proceso que para el conjunto 1. En este caso, las variables que afectan directamente a la posición del C.G. del conjunto 2 son, la altura de las manos del operario, la altura del brazo principal y la posición del brazo extensor. Además, estas variables afectarán ya, a todos los conjuntos restantes.

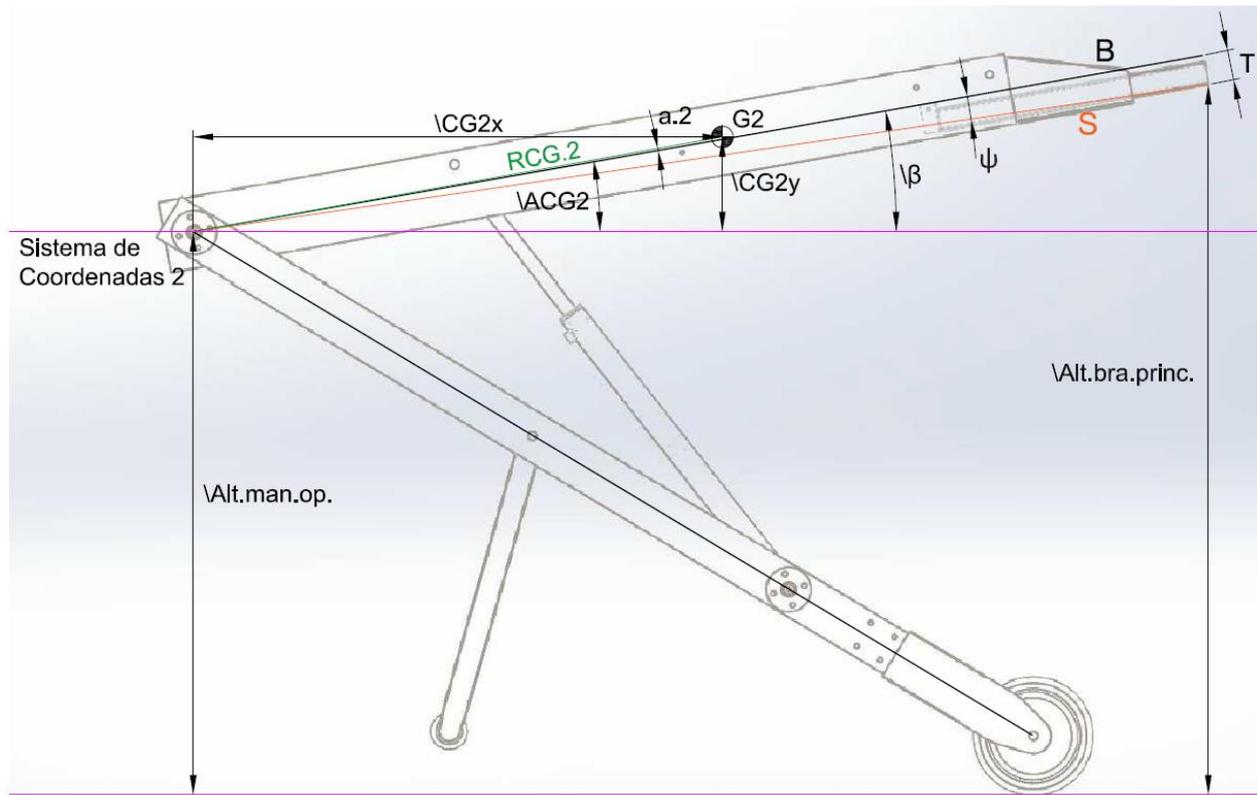


Ilustración 4.10: Esquema C.G. del conjunto 2 (posición base)

Para la posición base, además de los valores del caso anterior, se conocen los siguientes datos:

1. $I_{CG2x} = 832,43$ mm
2. $I_{CG2y} = 148,80$ mm
3. $Alt.bra.princ. = 1200$ mm
4. $B = 1720$ mm
5. $S = 1720,76$ mm
6. $T = 51$ mm
7. $\psi = 1,7^\circ$

Sin embargo, en este caso los valores de I_{CG2x} y I_{CG2y} , están referenciados al sistema de coordenadas 2, tal como se puede ver en la ilustración 4.10.

Así, como en el caso anterior, se calcula lo siguiente:

$$\angle ACG2 = \tan^{-1}\left(\frac{\angle CG2y}{\angle CG2x}\right) = 10,13^\circ$$

$$RCG.2 = \frac{\angle CG2x}{\cos(\angle ACG2)} = 845,62 \text{ mm}$$

$$\angle \beta = \sin^{-1}\left(\frac{(\angle Alt. bra. princ. - \angle Alt. man. op.)}{S}\right) + \psi = 10,05^\circ$$

$$a.2 = \angle ACG2 - \angle \beta = 0,08^\circ$$

Una vez se tienen los valores de RCG.2 y a.2, a partir de la posición base, ya se pueden obtener los valores de CG2x y CG2y para cualquier posición de la estructura, con la variación de la altura de las manos del operario, la altura del brazo principal (gancho) y la posición del brazo extensor.

Hay que tener en cuenta que el C.G. del conjunto 2, al igual que el C.G. del resto de conjuntos, se debe referenciar al sistema de coordenadas 1 para finalmente, poder obtener el C.G. total de la estructura.

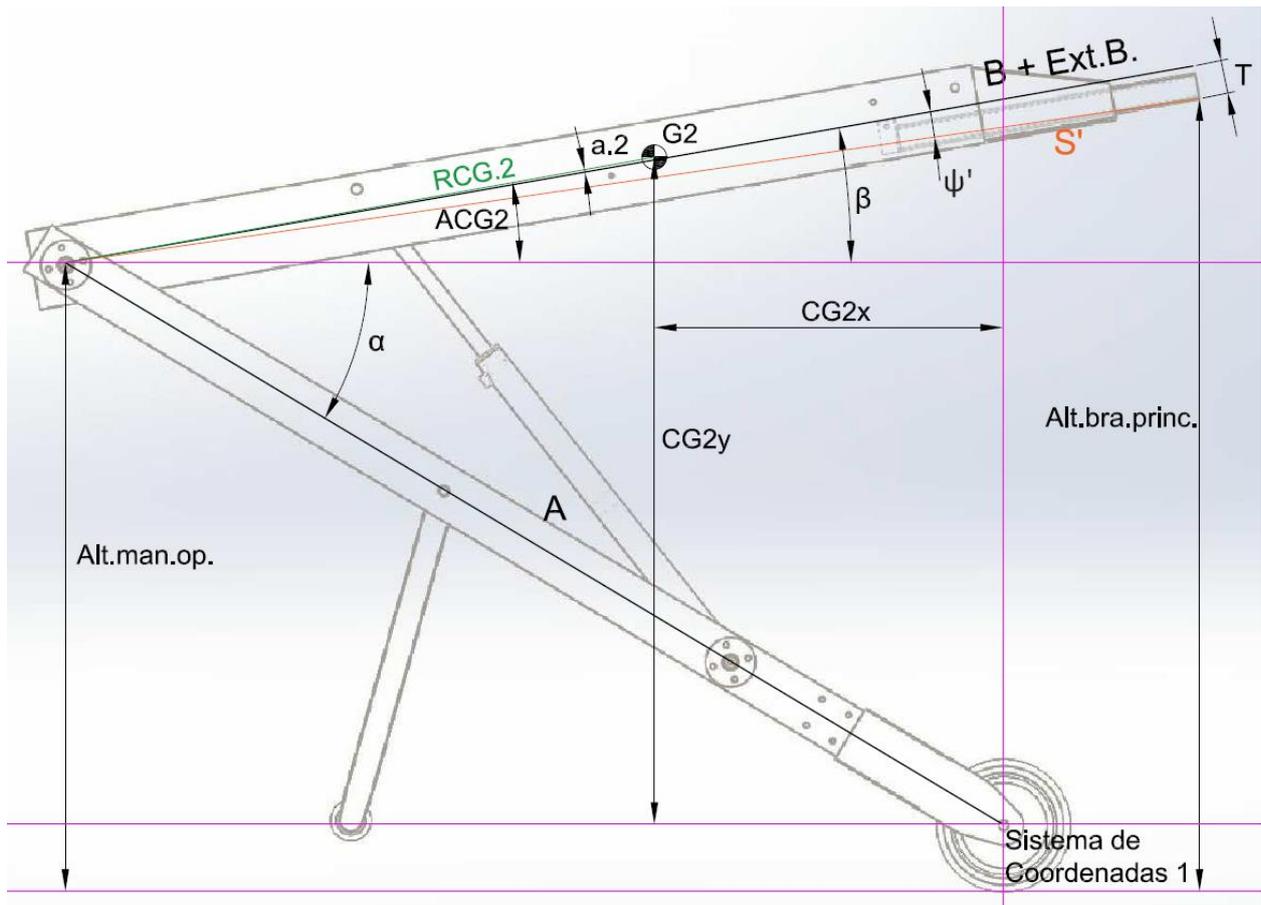


Ilustración 4.11: Esquema C.G. del conjunto 2 (cualquier posición)

De esta forma,

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{(Alt. bra. princ. - Alt. man. op.)}{S'} \right) + \psi'$$

Donde:

$$\psi' = \tan^{-1} \left(\frac{T}{B + Ext. B.} \right)$$

$$S' = \frac{(B + Ext. B.)}{\cos(\psi')}$$

Se debe tener en cuenta que, con cualquier variación en la posición del brazo extensor (Ext.B.), el ángulo ψ y la distancia S variarán, afectando a su vez, el valor de β . Por este motivo, se han calculado los valores ψ' y S' .

Siguiendo con los cálculos,

$$ACG2 = \beta + a.2$$

Y finalmente, se obtiene la posición del C.G. del conjunto 2, respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG2x = -1 \cdot (\cos(\alpha) \cdot A - \cos(ACG2) \cdot RCG.2)$$

$$CG2y = \sin(\alpha) \cdot A + \sin(ACG2) \cdot RCG.2$$

4.2.3. C.G. conjunto 3

Siguiendo el mismo procedimiento que hasta ahora, se calcula la posición del C.G. del conjunto 3.

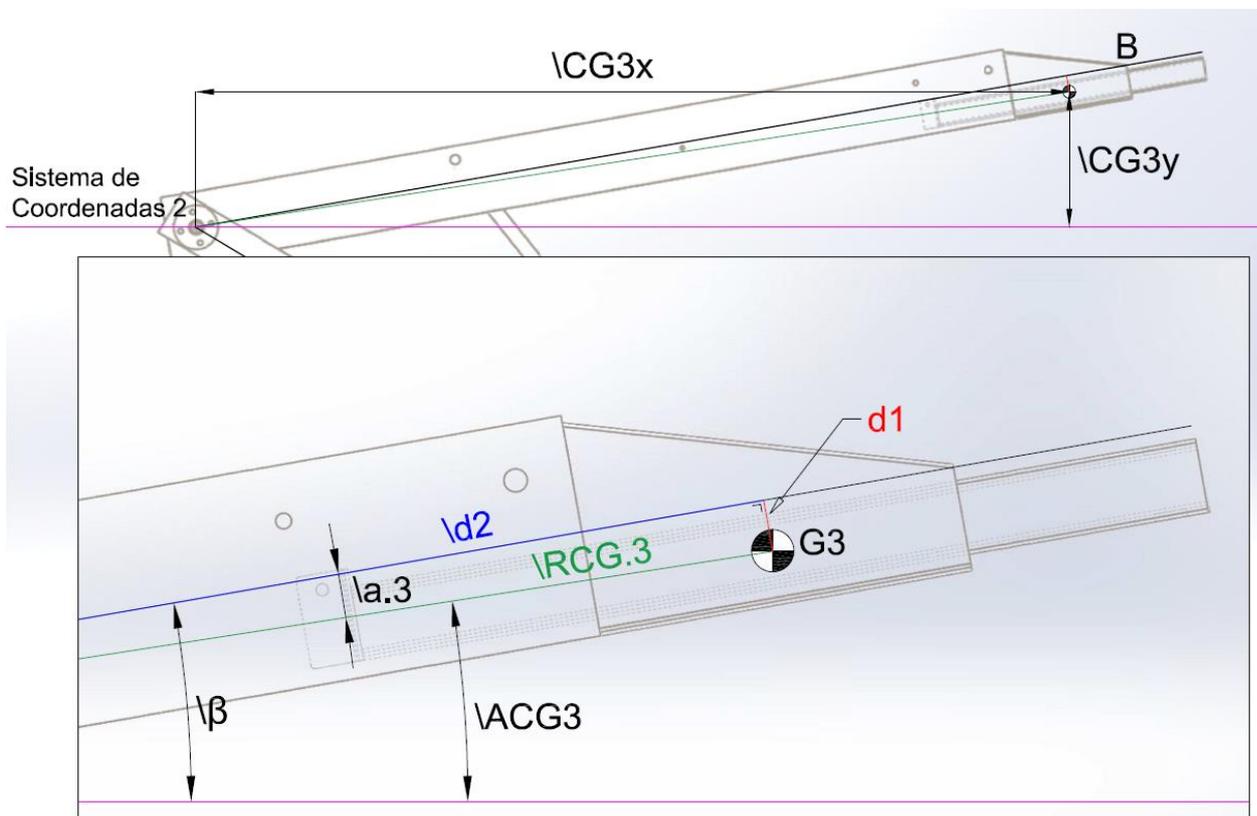


Ilustración 4.12: Esquema C.G. del conjunto 3 (posición base)

Para la posición base, además de los valores de los casos anteriores, se conocen los siguientes datos:

1. $\backslash CG3x = 1463,57 \text{ mm}$
2. $\backslash CG3y = 228,16 \text{ mm}$

Los valores de $\backslash CG3x$ y $\backslash CG3y$, están referenciados al sistema de coordenadas 2.

Así, como en los casos anteriores, se calcula lo siguiente:

$$\backslash ACG3 = \tan^{-1}\left(\frac{\backslash CG3y}{\backslash CG3x}\right) = 8,86^\circ$$

$$\backslash RCG.3 = \frac{\backslash CG3x}{\cos(\backslash ACG3)} = 1481,25 \text{ mm}$$

$$\backslash a.3 = \backslash ACG3 - \backslash \beta = -1,19^\circ$$

No obstante, este caso es algo distinto, ya que $\backslash RCG.3$ y $\backslash a.3$ varían en función de la posición del brazo extensor.

De esta forma, tenemos que:

$$a.3 = \tan^{-1}\left(\frac{d1}{\backslash d2}\right)$$

Donde:

$$d1 = \sin(\backslash a.3) \cdot \backslash RCG.3 = -30,84 \text{ mm}$$

$$\backslash d2 = \cos(\backslash a.3) \cdot \backslash RCG.3 + \text{Ext. } B$$

Como la dirección de movimiento del brazo extensor es paralela a B, $d1$ es constante.

Y con lo anterior, tenemos:

$$RCG.3 = \frac{d1}{\sin(a.3)}$$

Una vez se tienen los valores de $RCG.3$ y $a.3$, ya se pueden obtener los valores de $CG3x$ y $CG3y$ para cualquier posición de la estructura, con la variación de la altura de las manos del operario, la altura del brazo principal (gancho) y la posición del brazo extensor.

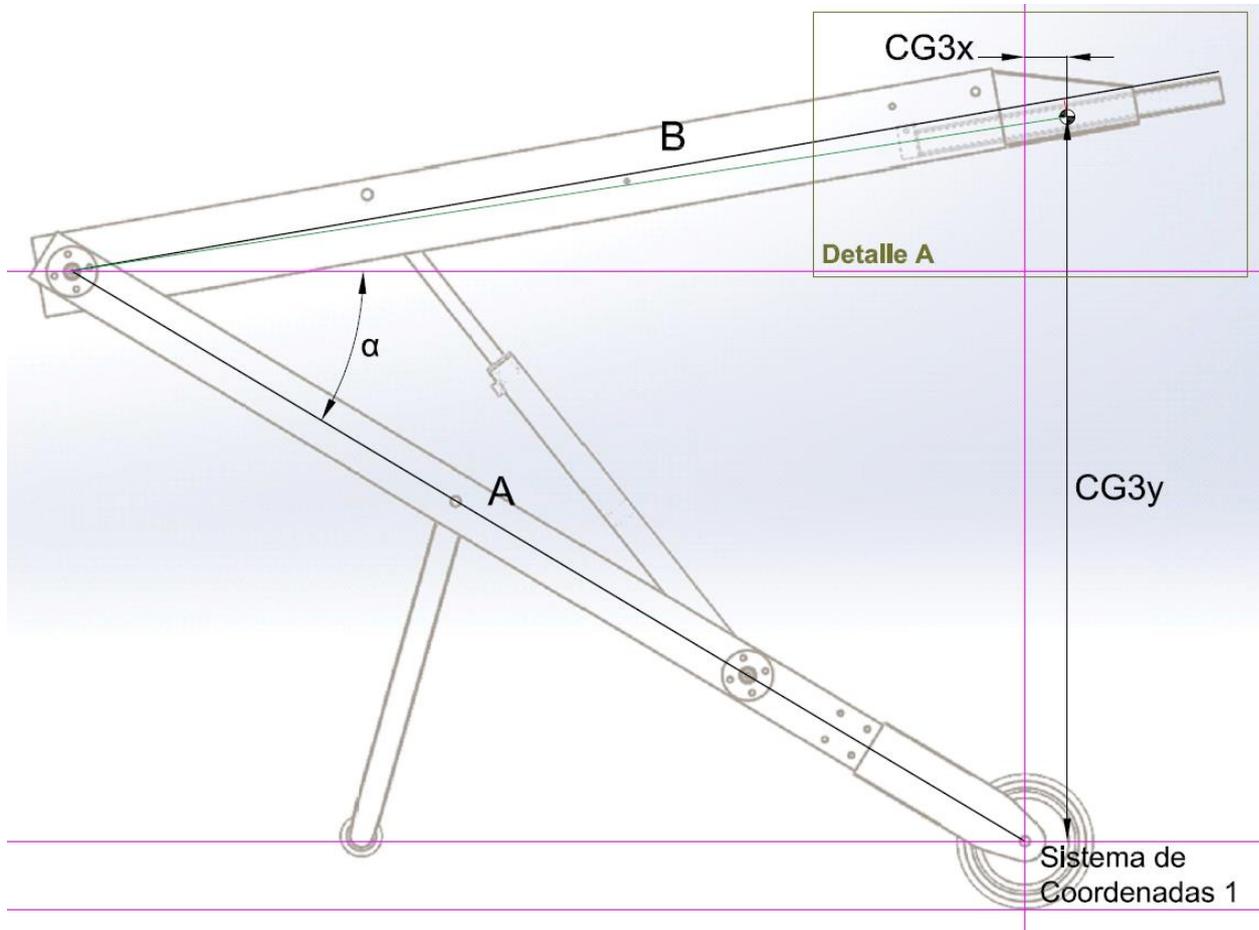


Ilustración 4.13: Esquema C.G. del conjunto 3 (cualquier posición)

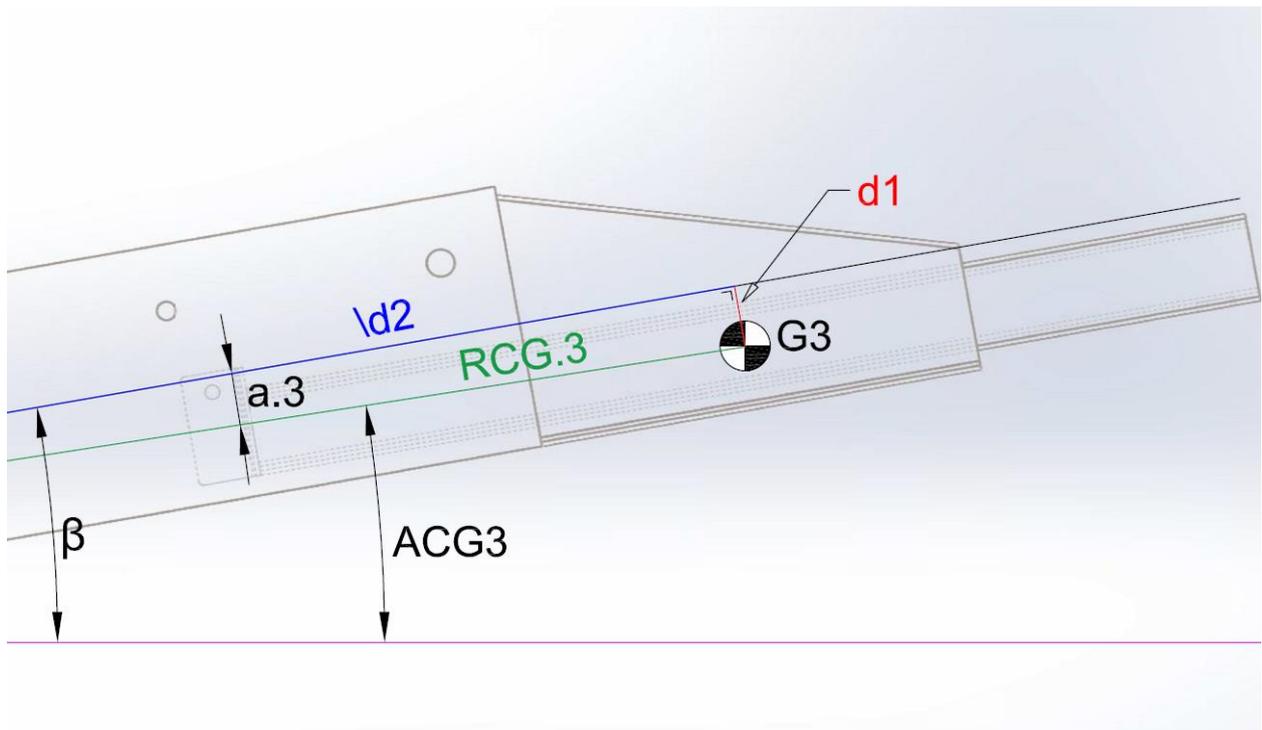


Ilustración 4.14: Detalle A (ilustración 13)

Siguiendo con los cálculos:

$$ACG3 = \beta + a.3$$

Y finalmente, se calcula $CG3x$ y $CG3y$ respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG3x = \cos(ACG3) \cdot RCG.3 - \cos(\alpha) \cdot A$$

$$CG3y = \sin(ACG3) \cdot RCG.3 + \sin(\alpha) \cdot A$$

4.2.4. C.G. conjunto 4

Para el cálculo del C.G. del conjunto 4, se sigue un procedimiento más simple, ya que el C.G. queda centrado sobre el propio conjunto.

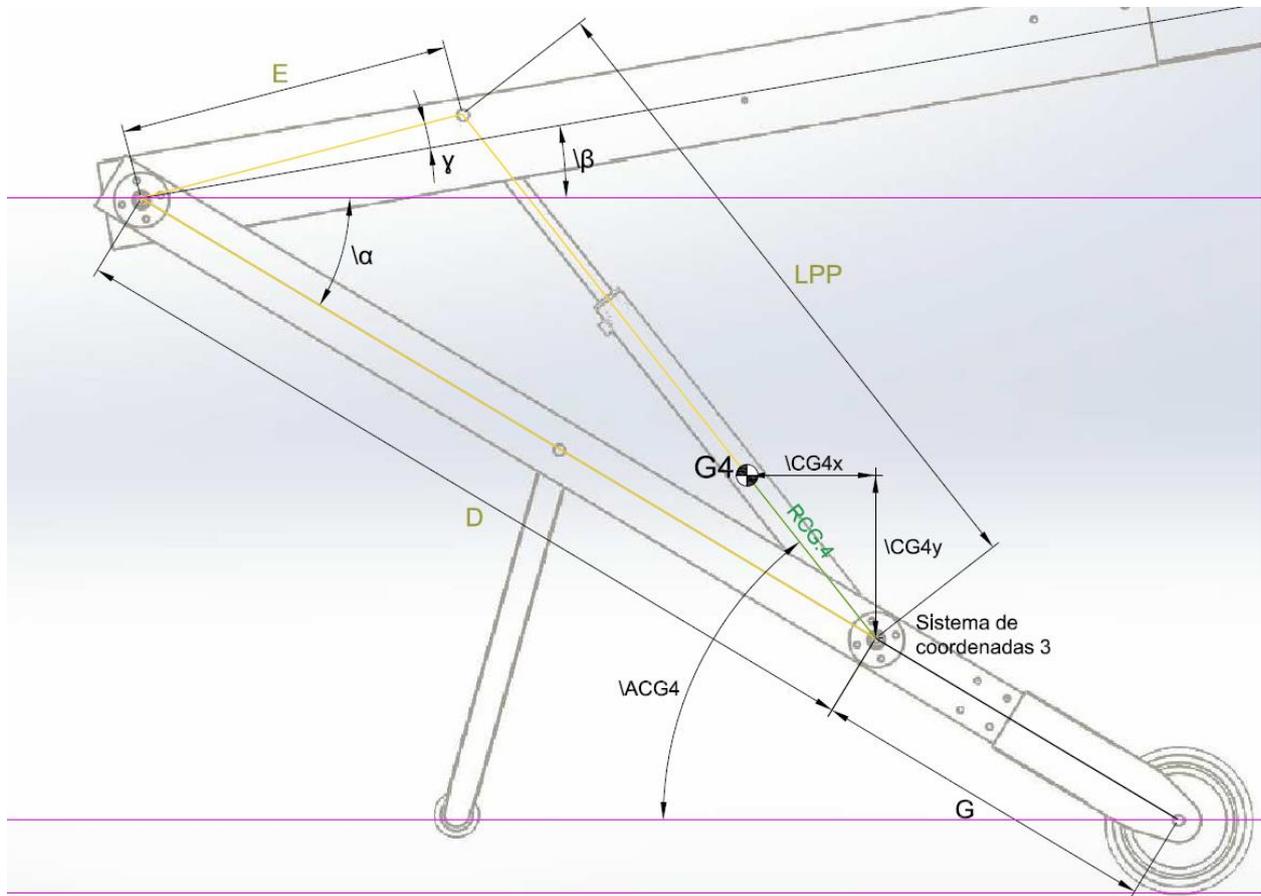


Ilustración 4.15: Esquema C.G. del conjunto 4 (posición base)

Para la posición base, además de los valores de los casos anteriores, se conocen los siguientes datos:

1. $\backslashCG4x = -175,19$ mm
2. $\backslashCG4y = 223,47$ mm
3. $D = 1165,63$ mm
4. $E = 451,52$ mm
5. $G = 479,30$ mm
6. $\gamma = 4,7^\circ$

Los valores de $\backslashCG4x$ y $\backslashCG4y$, están referenciados al sistema de coordenadas 3.

Ahora, como en los otros casos, calculamos para la posición base:

$$\angle ACG4 = \tan^{-1} \left(\frac{\angle CG4y}{\angle CG4x} \right) = 51,91^\circ$$

$$RCG.4 = \frac{\angle CG4x}{\cos(\angle ACG4)} = 283,95 \text{ mm}$$

Con esto, ya se puede obtener la posición del C.G. del conjunto 4 para cualquier posición, como se muestra a continuación:

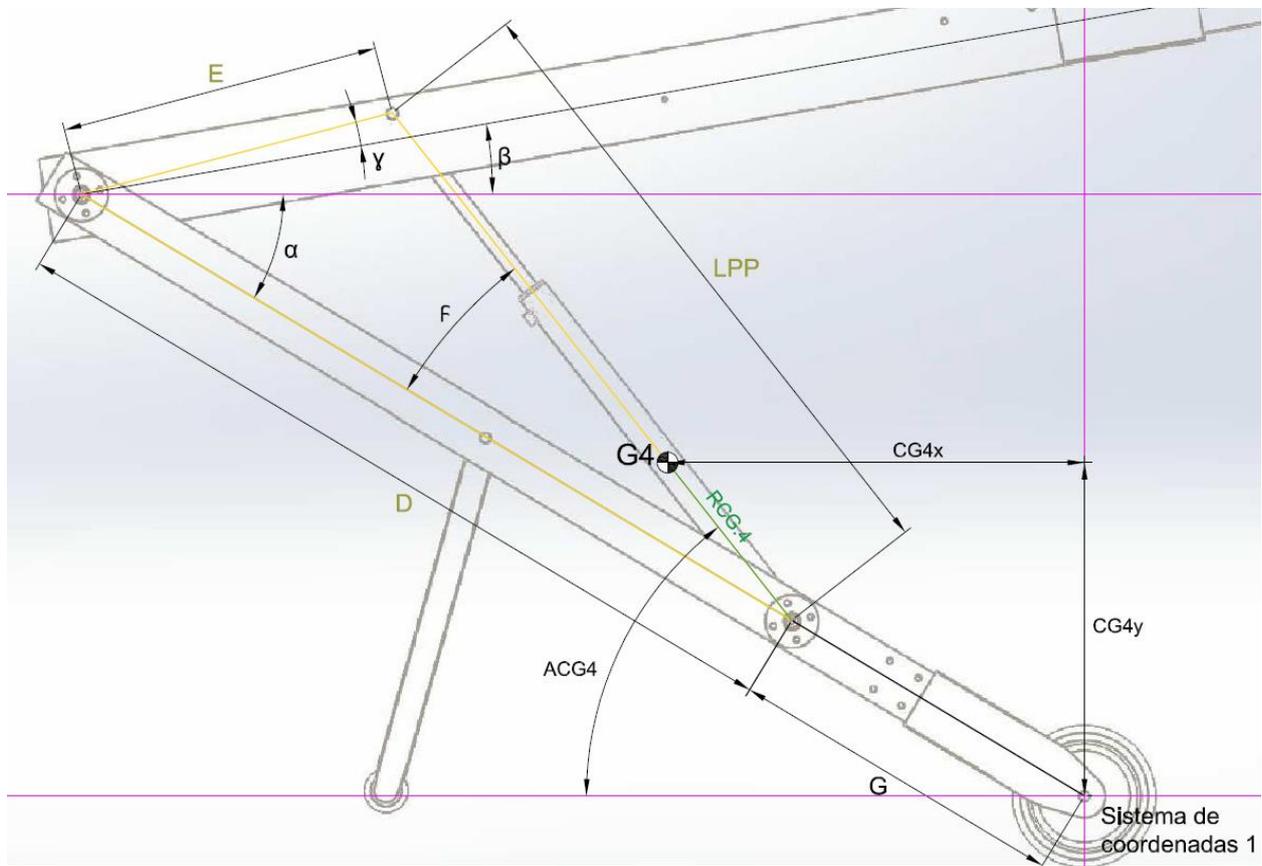


Ilustración 4.16: Esquema C.G. del conjunto 4 (cualquier posición)

$$ACG4 = \alpha + \beta$$

Donde, utilizando el teorema del coseno y el teorema del seno, tenemos que:

$$LPP = \sqrt{E^2 + D^2 - 2 \cdot E \cdot D \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma)}$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{E \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)}{LPP} \right)$$

Con esto, ya podemos calcular el valor de CG4x y CG4y, respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG4x = -1 \cdot (\cos(\alpha) \cdot G + \cos(ACG4) \cdot RCG.4)$$

$$CG4y = \sin(\alpha) \cdot G + \sin(ACG4) \cdot RCG.4$$

4.2.5. C.G. conjunto 5

El procedimiento de cálculo para el C.G. del conjunto 5, es el mismo que para el caso anterior.

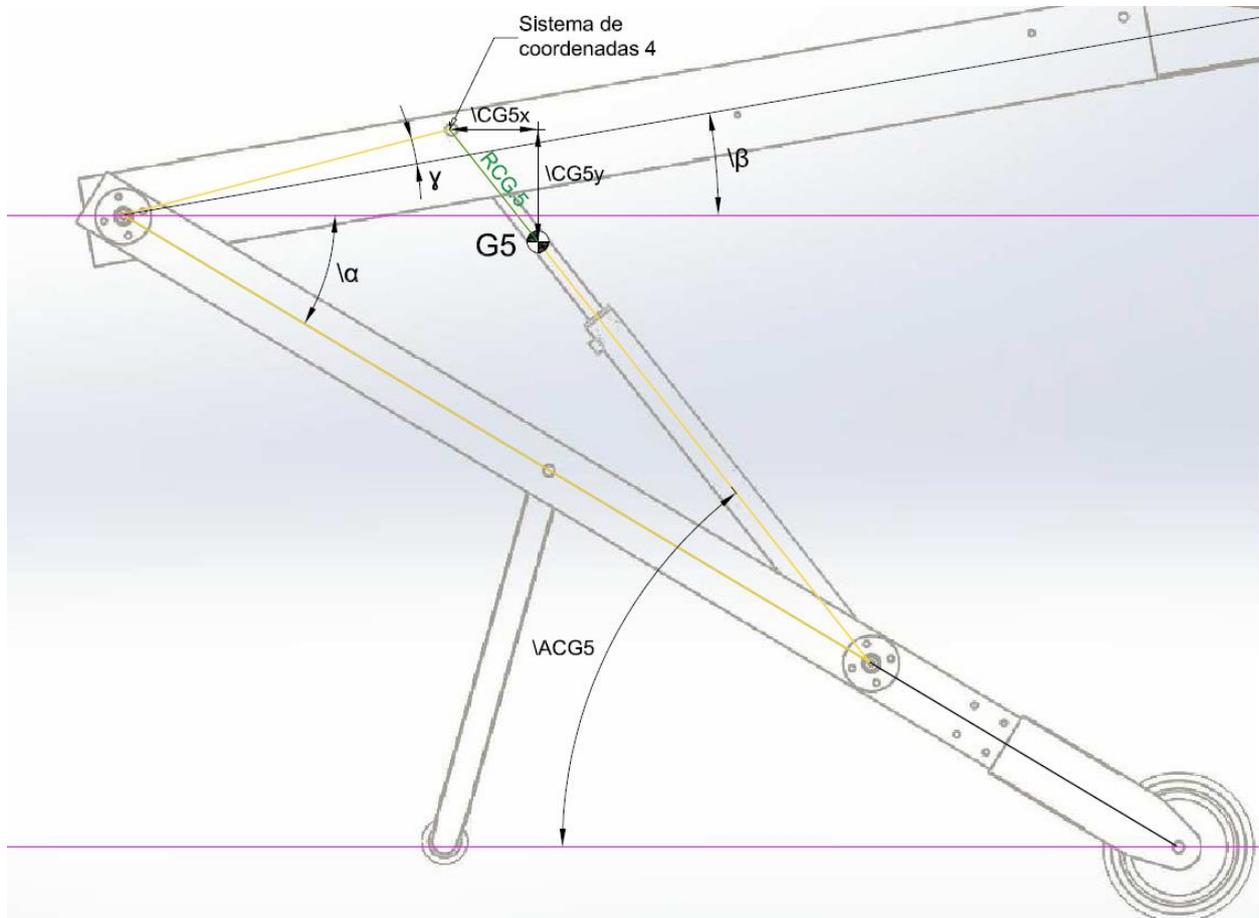


Ilustración 4.17: Esquema C.G. del conjunto 5 (posición base)

Para la posición base, además de los valores de los casos anteriores, se conocen los siguientes datos:

1. $\sqrt{CG5x} = 191,53 \text{ mm}$
2. $\sqrt{CG5y} = -244,75 \text{ mm}$

Los valores de $\sqrt{CG5x}$ y $\sqrt{CG5y}$, están referenciados al sistema de coordenadas 4.

Como el caso anterior, calculamos para la posición base:

$$\sqrt{ACG5} = \tan^{-1} \left(\frac{|\sqrt{CG5y}|}{\sqrt{CG5x}} \right) = 51,95^\circ$$

$$RCG.5 = \frac{\sqrt{CG5x}}{\cos(\sqrt{ACG5})} = 310,78 \text{ mm}$$

Ahora, ya se puede obtener el C.G. del conjunto 5 para cualquier posición, tal como sigue:

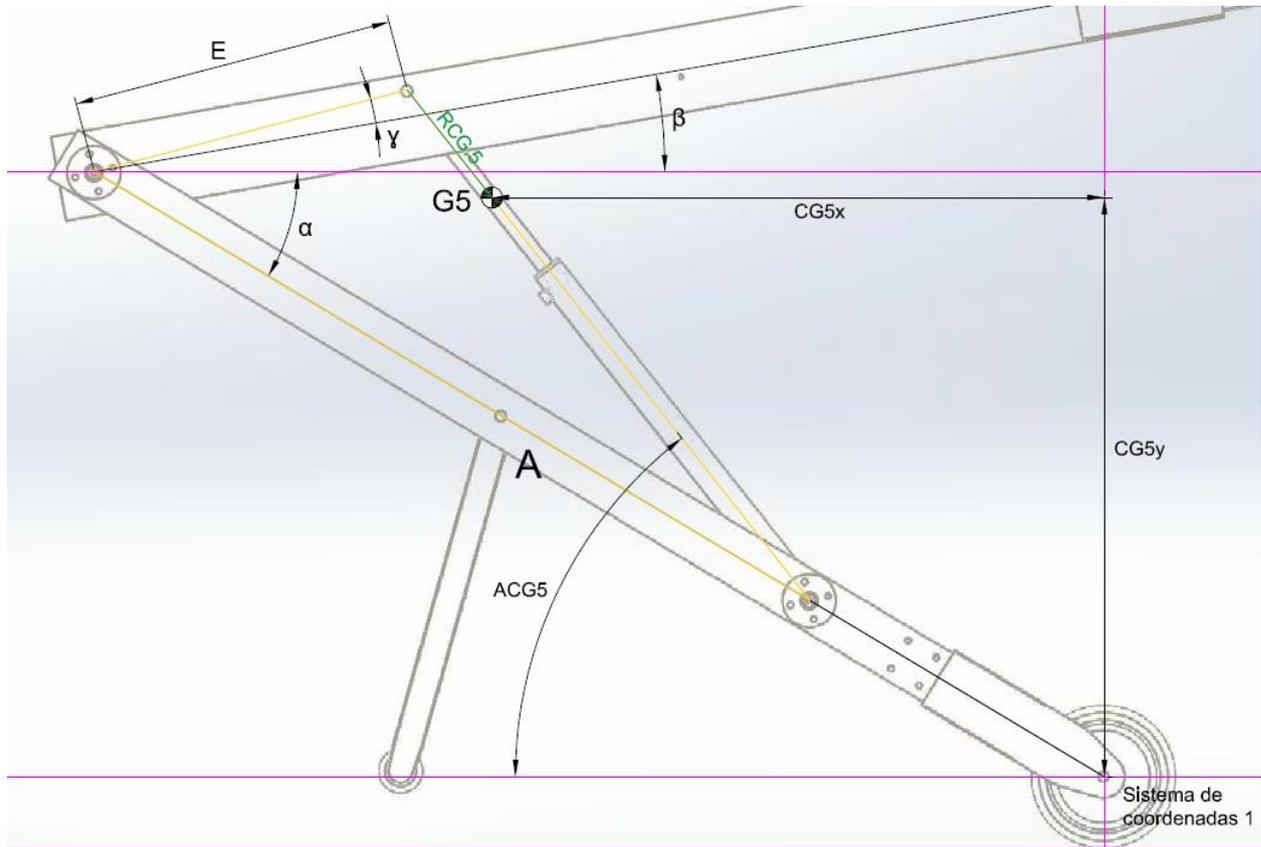


Ilustración 4.18: Esquema C.G. del conjunto 5 (cualquier posición)

Como $ACG5$ y $ACG4$ son iguales, se utiliza el valor ya calculado para obtener $CG5x$ y $CG5y$, respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG5x = -1 \cdot (\cos(\alpha) \cdot A - \cos(\beta + \gamma) \cdot E - \cos(ACG5) \cdot RCG.5)$$

$$CG5y = \sin(\alpha) \cdot A + \sin(\beta + \gamma) \cdot E - \sin(ACG5) \cdot RCG.5$$

4.2.6. C.G. conjunto 6

El cálculo de este conjunto es idéntico al del C.G. del conjunto 2, por lo que se sigue el mismo procedimiento.

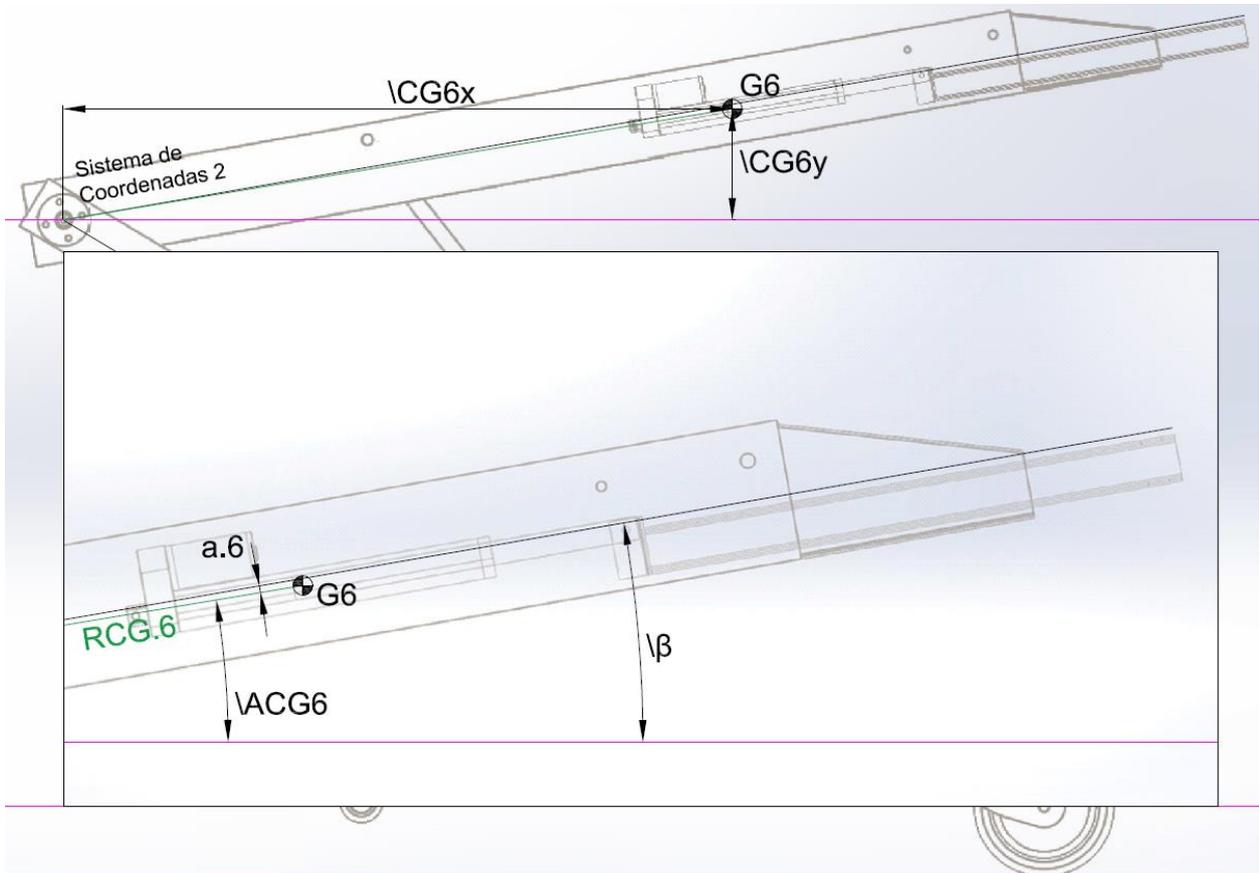


Ilustración 4.19: Esquema C.G. del conjunto 6 (posición base)

Para la posición base, además de los valores de los casos anteriores, se conocen los siguientes datos:

1. $\backslash CG6x = 920,97 \text{ mm}$
2. $\backslash CG6y = 164,46 \text{ mm}$

Los valores de $\backslash CG6x$ y $\backslash CG6y$, están referenciados al sistema de coordenadas 2.

Como en el conjunto 2, se calcula para la posición base:

$$\backslash ACG6 = \tan^{-1} \left(\frac{\backslash CG6y}{\backslash CG6x} \right) = 10,12^\circ$$

$$RCG.6 = \frac{\sqrt{CG6x}}{\cos(\sqrt{ACG6})} = 935,54 \text{ mm}$$

Como los ángulos $\sqrt{\beta}$, y β ya se tienen calculados del conjunto 2, no se vuelven a calcular.

Entonces:

$$a.6 = \sqrt{ACG6} - \sqrt{\beta} = 0,07^\circ$$

Una vez se tienen los valores de RCG.2 y a.2, a partir de la posición base, ya se pueden obtener los valores de CG2x y CG2y para cualquier posición de la estructura.

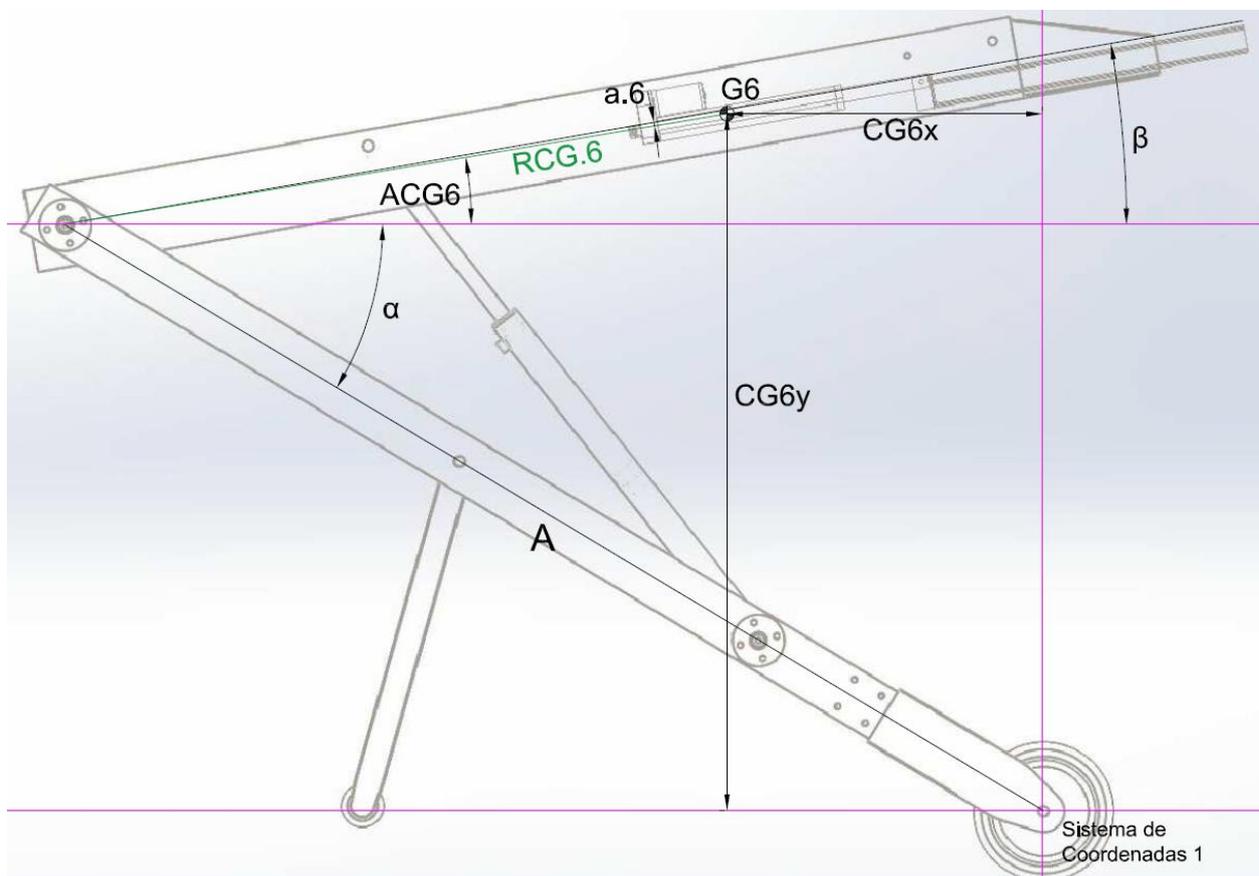


Ilustración 4.20: Esquema C.G. del conjunto 6 (cualquier posición)

Siguiendo con los cálculos,

$$ACG6 = \beta + a.6$$

Y finalmente, se obtiene la posición del C.G. del conjunto 6, respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG2x = -1 \cdot (\cos(\alpha) \cdot A - \cos(ACG6) \cdot RCG.6)$$

$$CG2y = \sin(\alpha) \cdot A + \sin(ACG6) \cdot RCG.6$$

4.2.7. C.G. conjunto 7

Para el C.G. del conjunto 7, se siguen los mismos pasos que en el conjunto 3.

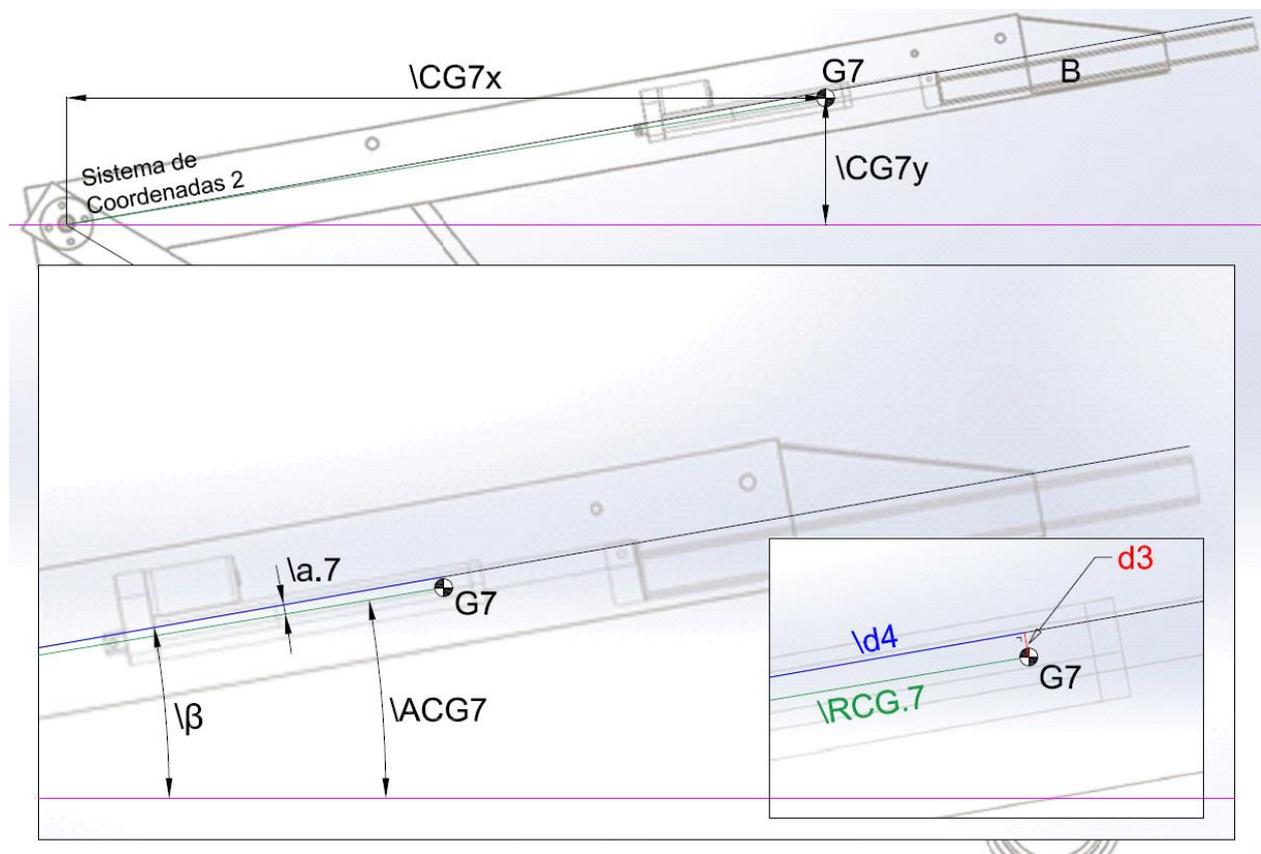


Ilustración 4.21: Esquema C.G. del conjunto 7 (posición base)

Para la posición base, además de los valores de los casos anteriores, se conocen los siguientes datos:

1. $\backslashCG7x = 1096,20 \text{ mm}$
2. $\backslashCG7y = 184,16 \text{ mm}$

Los valores de $\backslashCG7x$ y $\backslashCG7y$, están referenciados al sistema de coordenadas 2.

Como en el conjunto 3, se calcula para la posición base:

$$\angle ACG7 = \tan^{-1} \left(\frac{\angle CG7y}{\angle CG7x} \right) = 9,53^\circ$$

$$\angle RCG.7 = \frac{\angle CG7x}{\cos(\angle ACG7)} = 1111,56 \text{ mm}$$

$$\angle a.7 = \angle ACG7 - \beta = -0,52^\circ$$

Como en el cálculo del conjunto 3, $\angle RCG.7$ y $\angle a.7$ varían en función de la posición del brazo extensor.

De esta forma, tenemos que:

$$a.7 = \tan^{-1} \left(\frac{d3}{\angle d4} \right)$$

Donde:

$$d3 = \sin(\angle a.7) \cdot \angle RCG.7 = -10,03 \text{ mm}$$

$$\angle d4 = \cos(\angle a.7) \cdot \angle RCG.7 + \text{Ext. B}$$

Como la dirección de movimiento del brazo extensor es paralela a B, $d3$ es constante.

Y con lo anterior, tenemos:

$$RCG.7 = \frac{d3}{\sin(a.7)}$$

Una vez se tienen los valores de $RCG.7$ y $a.7$, ya se pueden obtener los valores de $CG7x$ y $CG7y$ para cualquier posición de la estructura.

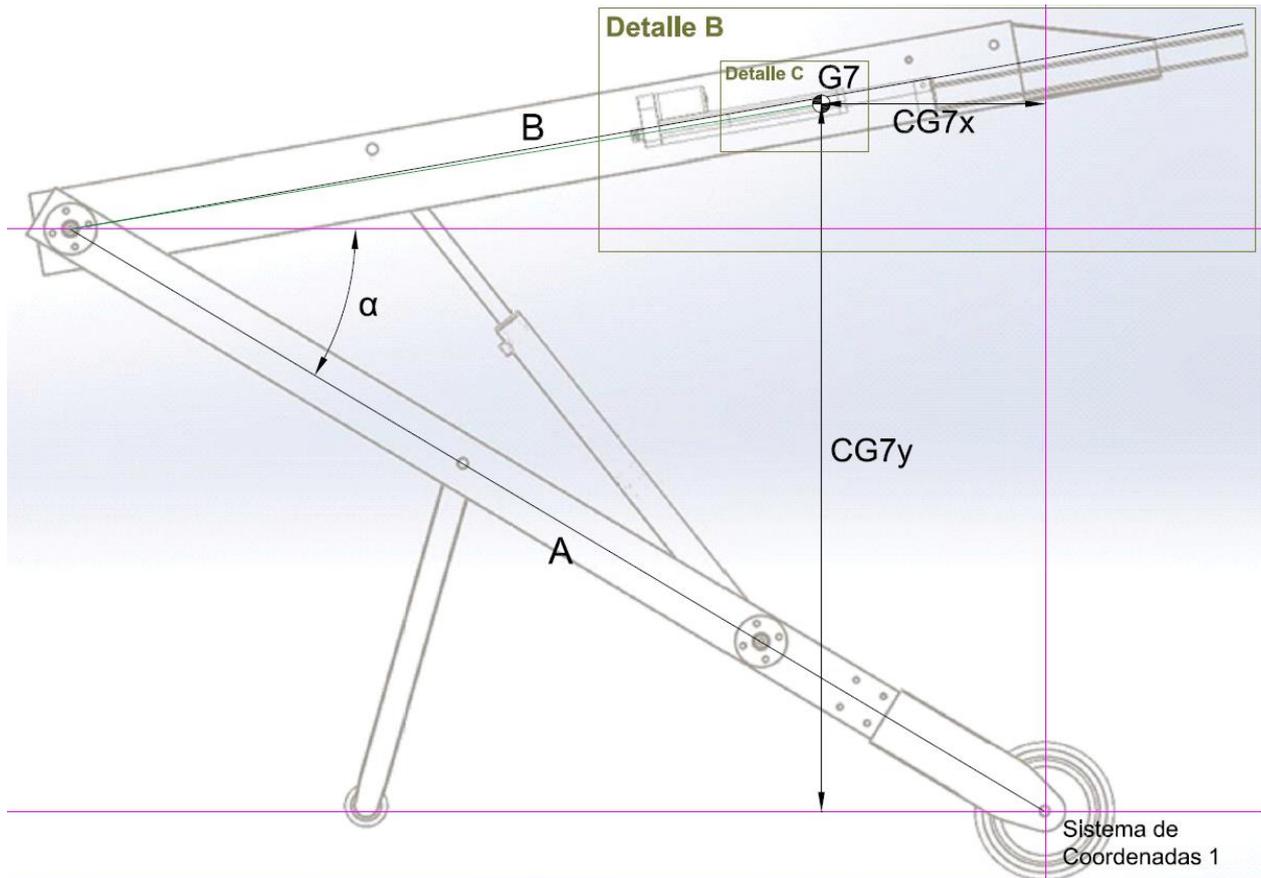


Ilustración 4.22: Esquema C.G. del conjunto 7 (cualquier posición). Los detalles B y C están representados en la ilustración 4.23.

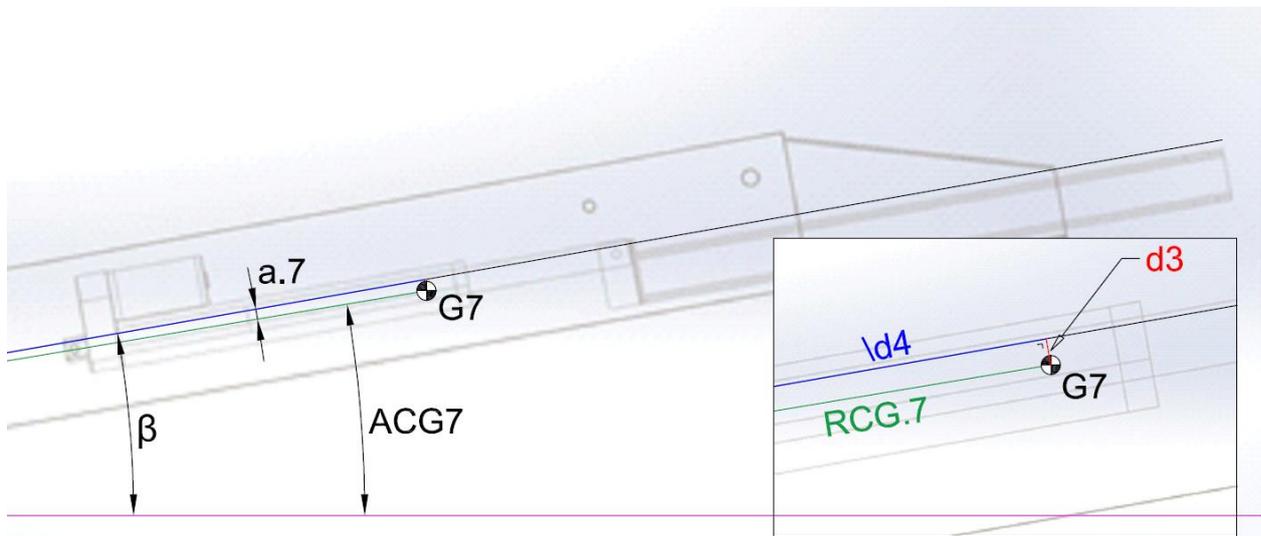


Ilustración 4.23: Detalle B y C (ilustración 4.22)

Siguiendo con los cálculos:

$$ACG7 = \beta + \alpha$$

Y finalmente, calculamos $CG7x$ y $CG7y$ respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CG7x = \cos(ACG7) \cdot RCG.7 - \cos(\alpha) \cdot A$$

$$CG7y = \sin(ACG7) \cdot RCG.7 + \sin(\alpha) \cdot A$$

4.2.8. C.G. total

Una vez se tienen las posiciones de los C.G. de cada conjunto, respecto el sistema de coordenadas 1, ya se puede obtener la posición del C.G. total.

Para ello, primero se obtienen del programa SolidWorks, los pesos totales de cada conjunto.

1. G1: 37,44 Kg
2. G2: 7,15 Kg
3. G3: 2,14 Kg
4. G4: 2,41 Kg
5. G5: 1,74 Kg
6. G6: 0,84 Kg
7. G7: 0,46 Kg
8. GT: 52,19 Kg

Ahora, ya se pueden obtener los valores de CGX y CGY , respecto el sistema de coordenadas 1.

$$CGX = \frac{CG1x \cdot G1 + CG2x \cdot G2 + CG3x \cdot G3 + CG4x \cdot G4 + CG5x \cdot G5 + CG6x \cdot G6 + CG7x \cdot G7}{GT}$$

$$CGY = \frac{CG1y \cdot G1 + CG2y \cdot G2 + CG3y \cdot G3 + CG4y \cdot G4 + CG5y \cdot G5 + CG6y \cdot G6 + CG7y \cdot G7}{GT}$$

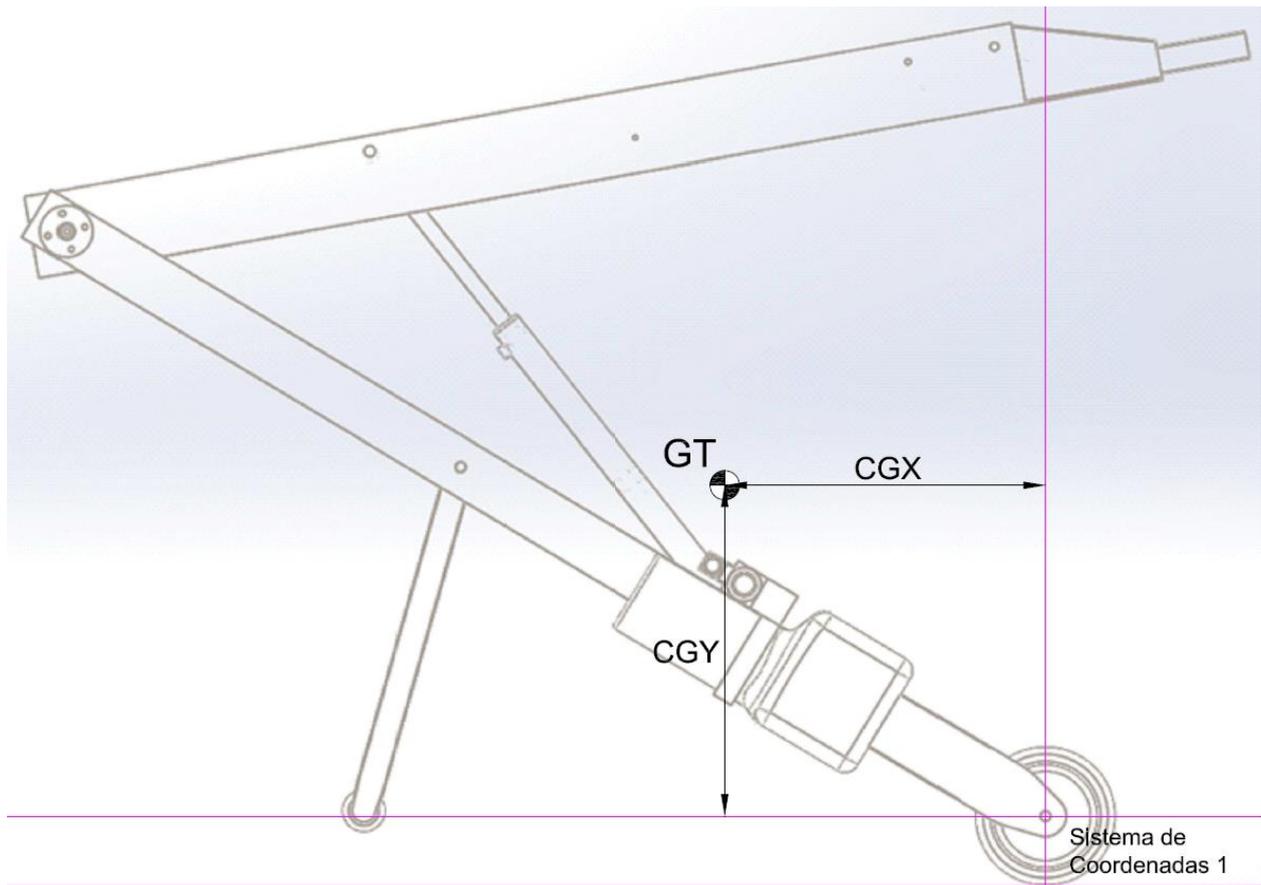


Ilustración 4.24: Posición del C.G. total, respecto el sistema de coordenadas 1.

Ahora, con todas las ecuaciones desarrolladas anteriormente introducidas en una hoja de cálculo, ya se puede obtener la posición del C.G. para cualquier posición, de forma dinámica y automatizada.

Con el objetivo de comprobar el error de los resultados, se comparan los resultados obtenidos en SolidWorks y la hoja de cálculo, para ciertas posiciones definidas. En la siguiente tabla se pueden observar las posiciones comparadas y el error obtenido en milímetros.

Tabla 4.2: Comprobación del error de la posición del C.G., entre SolidWorks y las ecuaciones desarrolladas en Excel.

POSICIÓN [mm]			C.G. Modelo 3D [mm]		C.G. Excel [mm]		ERROR [mm]	
Altura manos operario	Altura brazo principal	Extensión/retracción	CGX	CGY	CGX	CGY	CGX	CGY
950	1200	0	-482,95	450,7	-482,94	450,70	0,01	0
950	1200	100	-477,69	449,45	-477,68	449,45	0,01	0
1200	1200	0	-389,50	543,04	-389,48	543,04	0,02	0
800	1900	100	-562,32	477,51	-562,31	477,51	0,01	0
800	1900	-100	-584,24	487,17	-584,22	487,17	0,02	0
1200	1900	100	-403,87	627,44	-403,85	627,44	0,02	0
1200	1900	-100	-418,05	633,90	-418,03	633,90	0,02	0
800	500	100	-515,90	308,20	-515,89	308,21	0,01	0,01
800	500	-100	-526,30	305,95	-526,29	305,96	0,01	0,01
1200	500	100	-399,39	457,10	-399,38	457,11	0,01	0,01
1200	500	-100	-412,64	451,16	-412,62	451,16	0,02	0
1100	1500	-100	-443,10	545,74	-443,08	545,74	0,02	0
900	900	100	-488,90	394,34	-488,89	394,34	0,01	0

Como se puede comprobar, el error máximo es de 0,02 mm, por lo que la hoja Excel se considera válida para el cálculo del C.G.

4.3. Cálculo Reacciones

Una vez se tienen las posiciones de los C.G. y los ángulos principales para cualquier posición de la estructura, se pasa a calcular las reacciones que actúan sobre la misma para, posteriormente, poder obtener los esfuerzos en un mismo documento Excel.

Como en el apartado anterior, se mantendrá la división de la estructura en conjuntos, y se analizarán las reacciones que actúan sobre cada uno de ellos, mediante las ecuaciones de la estática.

4.3.1. Reacciones conjunto 3

En este apartado, se calculan las reacciones que actúan sobre el brazo extensor, en cualquier posición y condición de carga.

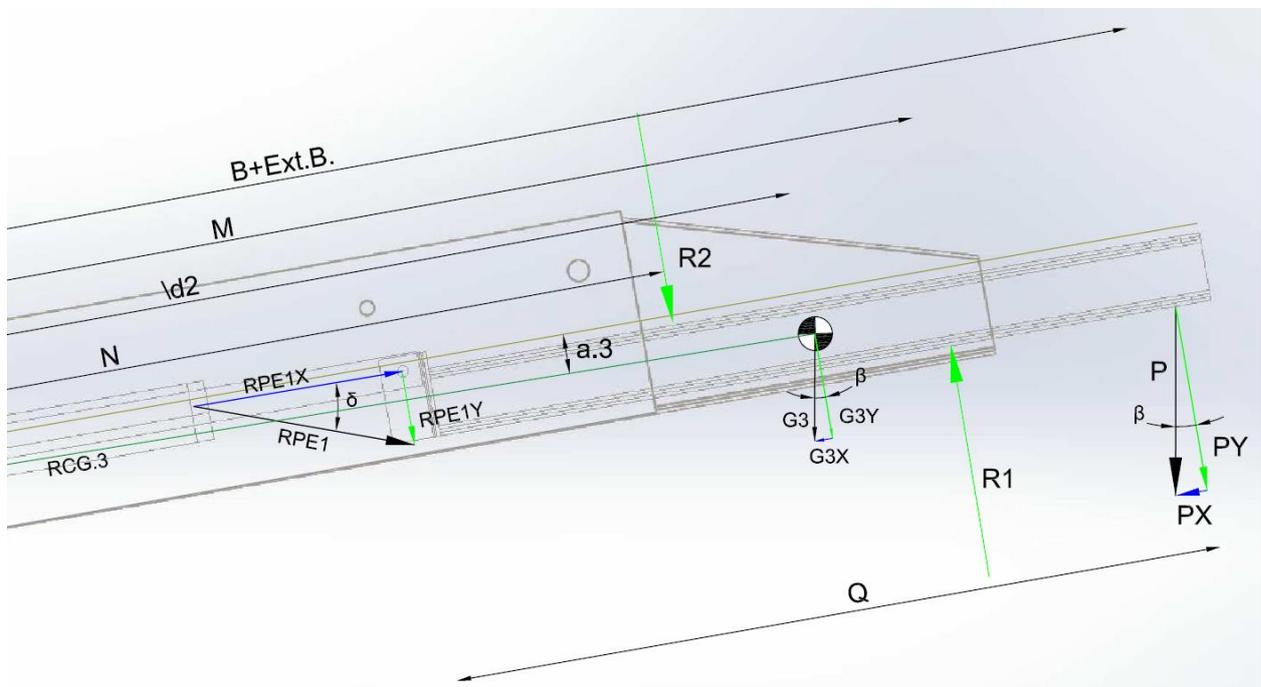


Ilustración 4.25: Reacciones que actúan sobre el brazo extensor. Las líneas de cota que sobresalen de la imagen están referenciadas al sistema de coordenadas 2.

Además de los datos ya conocidos en cálculos anteriores, se conocen los siguientes valores:

1. $M = 1580 \text{ mm}$
2. $N = 1430 \text{ mm}$
3. $Q = 450 \text{ mm}$

Como se desconocen los valores de las reacciones $R1$ y $R2$, se estudia el sumatorio de momentos respecto al punto de apoyo $R2$. De esta forma, se obtiene el valor de $R1$.

$$\sum M_{R2} = -d_{Ext.1} \cdot PY + d_{Ext.2} \cdot R1 - d_{Ext.3} \cdot G3Y + d_{Ext.4} \cdot RPE1Y = 0$$

De esta forma, queda que:

$$R1 = \frac{d_{Ext.1} \cdot PY + d_{Ext.3} \cdot G3Y - d_{Ext.4} \cdot RPE1Y}{d_{Ext.2}}$$

Donde:

$$d_{Ext.1} = B + Ext.B. - N$$

$$d_{Ext.2} = M - N$$

$$d_{Ext.3} = \sqrt{d2} - N$$

$$d_{Ext.4} = N + Q - (B + Ext.B.)$$

$$PY = \cos(\beta) \cdot P$$

$$G3Y = \cos(\beta) \cdot G3$$

La reacción RPE1Y, como es debida al peso del pistón extensor, se obtendrá en el apartado 4.3.2.

Siguiendo con las ecuaciones de la estática, se iguala el sumatorio de fuerzas horizontales (respecto el brazo extensor) a cero, para obtener RPE1X.

$$\sum F_H = -PX - G3X + RPE1X = 0$$

De esta forma, se obtiene:

$$RPE1X = PX + G3X$$

Donde:

$$PX = \sin(\beta) \cdot P$$

$$G3X = \sin(\beta) \cdot G3$$

Y finalmente, se iguala el sumatorio de fuerzas verticales (respecto el brazo extensor) a cero, para obtener las reacciones restantes.

$$\sum F_V = -PY + R1 - G3Y - R2 - RPE1Y = 0$$

De esta forma, queda:

$$R2 = -PY + R1 - G3Y - RPE1Y$$

Una vez se resuelva el apartado 4.3.2, podremos obtener todas las reacciones de este primer apartado, para cualquier posición de la estructura.

4.3.2. Reacciones conjunto 6 y 7

En este apartado, se estudian las reacciones que actúan sobre los conjuntos 6 y 7, para cualquier posición y condición de carga.

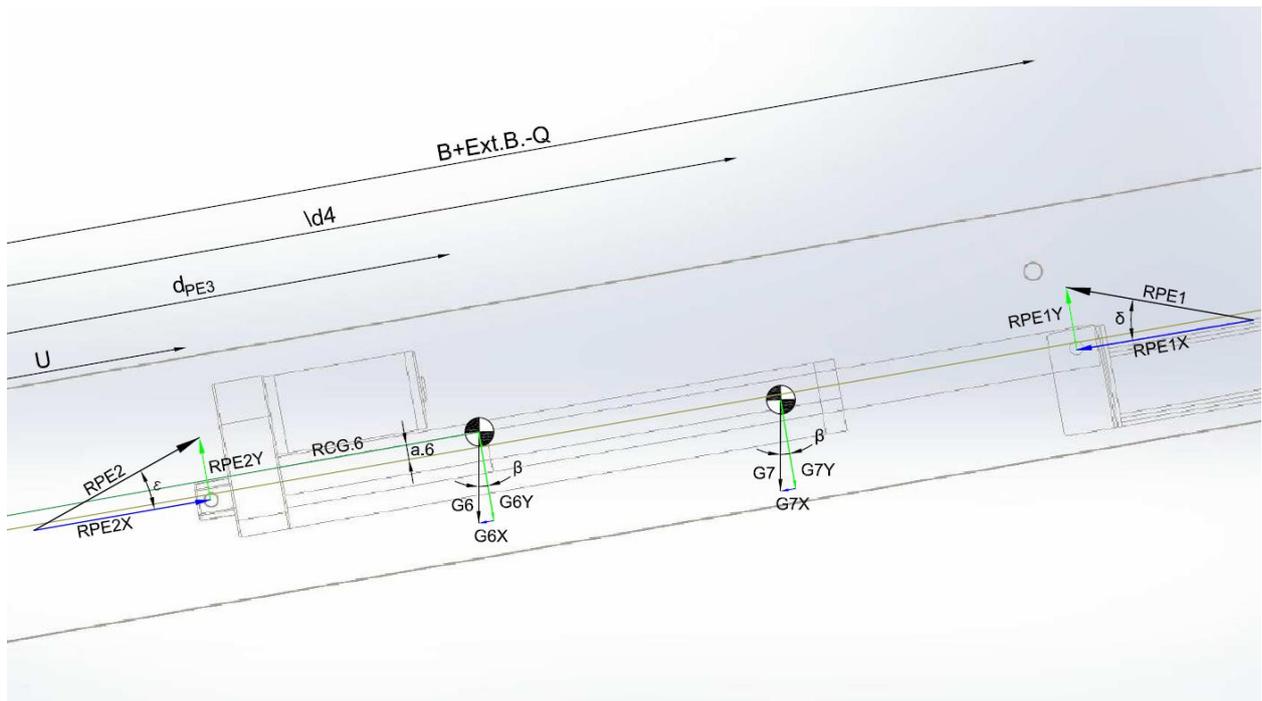


Ilustración 4.26: Reacciones que actúan sobre el pistón extensor eléctrico. Las líneas de cota que sobresalen de la imagen están referenciadas al sistema de coordenadas 2.

Además de los datos ya conocidos en cálculos anteriores, se conoce el siguiente valor:

1. $U = 830 \text{ mm}$

Como antes, igualamos el sumatorio de momentos, en este caso respecto el apoyo de RPE2Y, a cero. De esta forma, se obtiene el valor de la reacción RPE1Y.

$$\sum M_{RPE2Y} = d_{PE1} \cdot RPE1Y - d_{PE2} \cdot G7Y - d_{PE3} \cdot G6Y = 0$$

De esta forma, se tiene que:

$$RPE1Y = \frac{d_{PE2} \cdot G7Y + d_{PE3} \cdot G6Y}{d_{PE1}}$$

Donde:

$$d_{PE1} = B + Ext. B. - Q - U$$

$$d_{PE2} = \sqrt{d4 - U}$$

$$d_{PE3} = RCG. 6 \cdot \cos(a. 6) - U$$

$$G6Y = G6 \cdot \cos(\beta)$$

$$G7Y = G7 \cdot \cos(\beta)$$

Siguiendo con el sumatorio de fuerzas horizontales (respecto el pistón extensor):

$$\sum F_H = RPE2X - G6X - G7X - RPE1X = 0$$

De donde se obtiene:

$$RPE2X = G6X + G7X + RPE1X$$

Donde:

$$G6X = G6 \cdot \sin(\beta)$$

$$G7X = G7 \cdot \sin(\beta)$$

Finalmente, para las fuerzas verticales (respecto el pistón extensor):

$$\sum F_V = RPE2Y - G6Y - G7Y + RPE1Y = 0$$

Y, aislando RPE2Y:

$$RPE2Y = G6Y + G7Y - RPE1Y$$

4.3.3. Reacciones conjunto 2

En este tercer apartado, se calculan las reacciones que actúan sobre el conjunto 2, siguiendo el mismo procedimiento que hasta ahora.

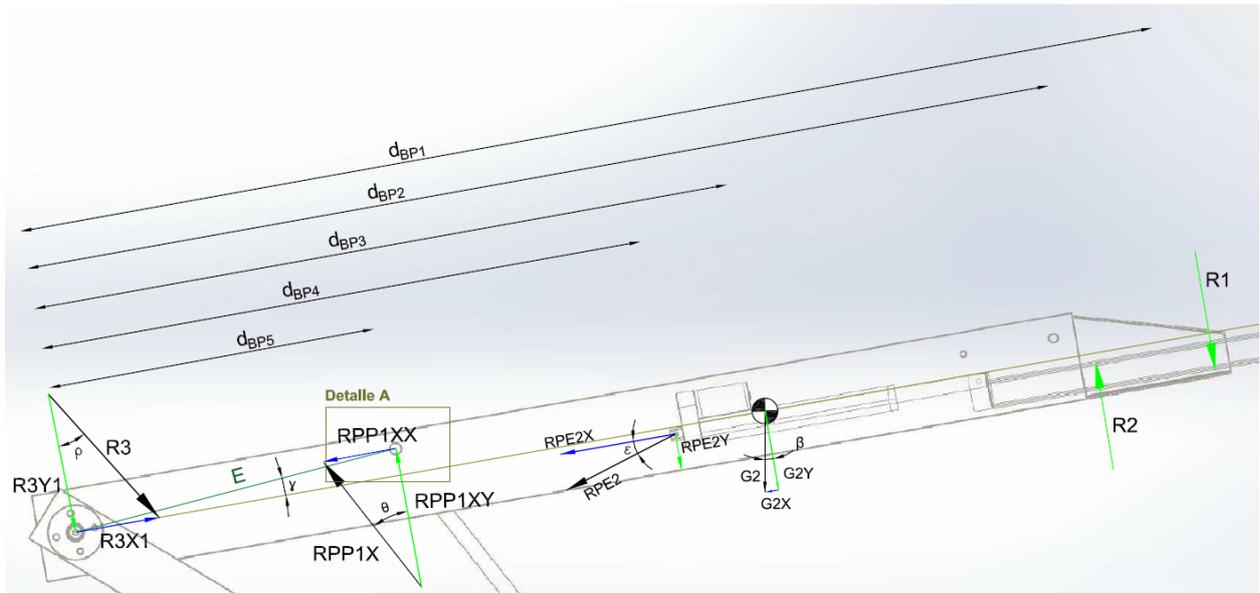


Ilustración 4.27: Reacciones que actúan sobre el brazo principal. El detalle A está representado en la ilustración 4.28.

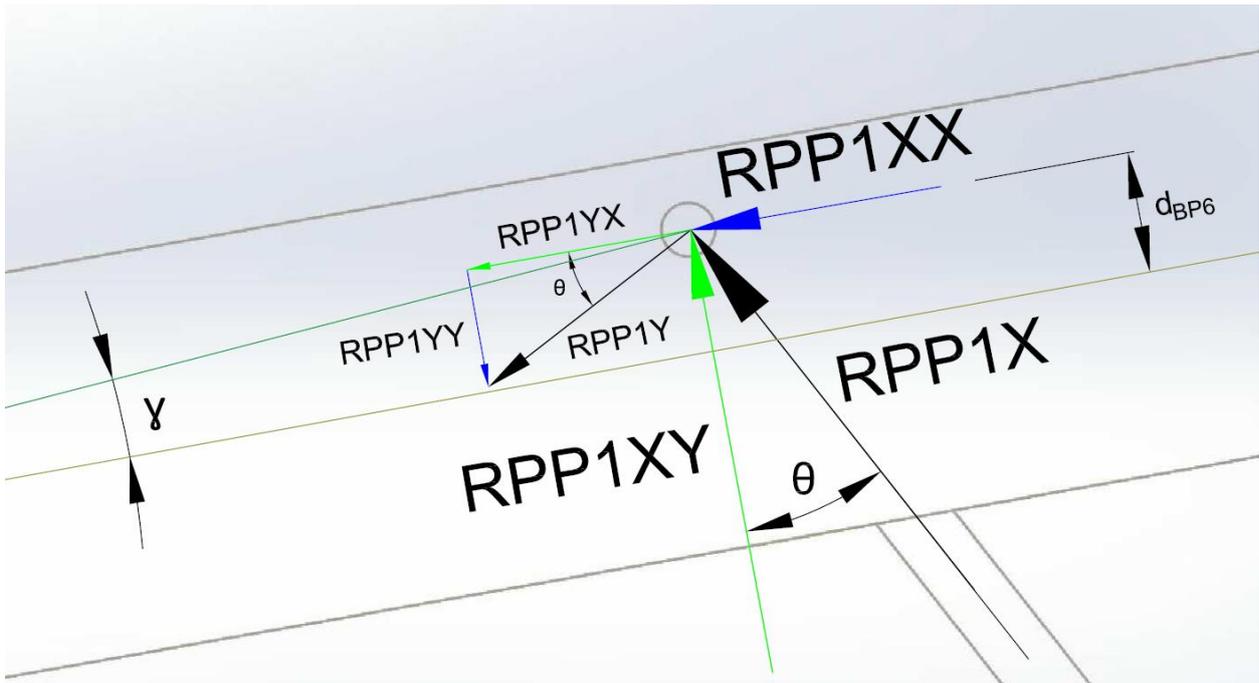


Ilustración 4.28: Reacciones que actúan sobre el nodo de unión entre el brazo principal y el pistón principal (Detalle A ilustración 4.27).

Igualando el sumatorio de momentos a cero, respecto el apoyo R3Y1:

$$\sum M_{R3Y} = -d_{BP1} \cdot R1 + d_{BP2} \cdot R2 - d_{BP3} \cdot RPE2Y - d_{BP4} \cdot G2Y + d_{BP5} \cdot (RPP1XY - RPP1YY) + (RPP1YX + RPP1XX) \cdot d_{BP6} = 0$$

Como las reacciones RPP1YX y RPP1XX están desalineadas una distancia d_{BP6} respecto eje de giro de $\sum M_{R3Y}$, generarán un momento igual a $(RPP1YX + RPP1XX) \cdot d_{BP6}$. En cambio, como las reacciones RPE2X y G2X están prácticamente alineadas respecto $\sum M_{R3Y}$, y sus valores no son tan significativos como RPP1XX, se asumirá que no generan ningún momento adicional sobre el eje de referencia, al igual que en el resto de los conjuntos.

Debido a las incógnitas RPP1XY y RPP1XX, la ecuación anterior no se puede resolver tal como se plantea.

Para solucionarlo, se puede reescribir la reacción RPP1XX en función de RPP1XY, como se muestra a continuación:

$$RPP1XX = \sin(\theta) \cdot RPP1X$$

$$RPP1X = \frac{RPP1XY}{\cos(\theta)}$$

Por lo tanto,

$$RPP1XX = \sin(\theta) \cdot \frac{RPP1XY}{\cos(\theta)} = \tan(\theta) \cdot RPP1XY$$

Entonces, volviendo a la ecuación inicial, queda:

$$\begin{aligned} \sum M_{R3Y} = & -d_{BP1} \cdot R1 + d_{BP2} \cdot R2 - d_{BP3} \cdot RPE2Y - d_{BP4} \cdot G2Y + d_{BP5} \cdot (RPP1XY - RPP1YY) \\ & + (RPP1YX + \tan(\theta) \cdot RPP1XY) \cdot d_{BP6} = 0 \end{aligned}$$

Y aislando RPP1XY, se obtiene:

$$RPP1XY = \frac{d_{BP1} \cdot R1 - d_{BP2} \cdot R2 + d_{BP3} \cdot RPE2Y + d_{BP4} \cdot G2Y + d_{BP5} \cdot RPP1YY - RPP1YX \cdot d_{BP6}}{d_{BP5} + \tan(\theta) \cdot d_{BP6}}$$

Donde:

$$d_{BP1} = M$$

$$d_{BP2} = N$$

$$d_{BP3} = RCG.2 \cdot \cos(a.2)$$

$$d_{BP4} = U$$

$$d_{BP5} = E \cdot \cos(\gamma) = 450 \text{ mm}$$

$$d_{BP6} = E \cdot \sin(\gamma) = 37 \text{ mm}$$

$$G2Y = G2 \cdot \cos(\beta)$$

Las reacciones RPP1YY y RPP1YX, como son debidas al peso del pistón hidráulico (o pistón principal), se obtendrá en el apartado 4.3.4. El ángulo θ también se calculará en ese apartado.

Para el sumatorio de fuerzas horizontales (respecto el brazo principal), queda:

$$\sum F_H = R3X1 - RPP1YX - RPP1XX - G2X - RPE2X = 0$$

Donde el valor de la reacción R3X1 es:

$$R3X1 = RPP1YX + RPP1XX + G2X + RPE2X$$

Donde:

$$G2X = G2 \cdot \sin(\beta)$$

Por último, igualando el sumatorio de las fuerzas verticales (respecto el brazo principal) a cero:

$$\sum F_v = -R3Y1 - RPP1YY + RPP1XY - G2Y - RPE2Y + R2 - R1 = 0$$

De esta forma, se obtiene R3Y1 como sigue:

$$R3Y1 = -RPP1YY + RPP1XY - G2Y - RPE2Y + R2 - R1$$

4.3.4. Reacciones conjunto 4 y 5

Como hasta ahora, se calculan las reacciones sobre los conjuntos 4 y 5.

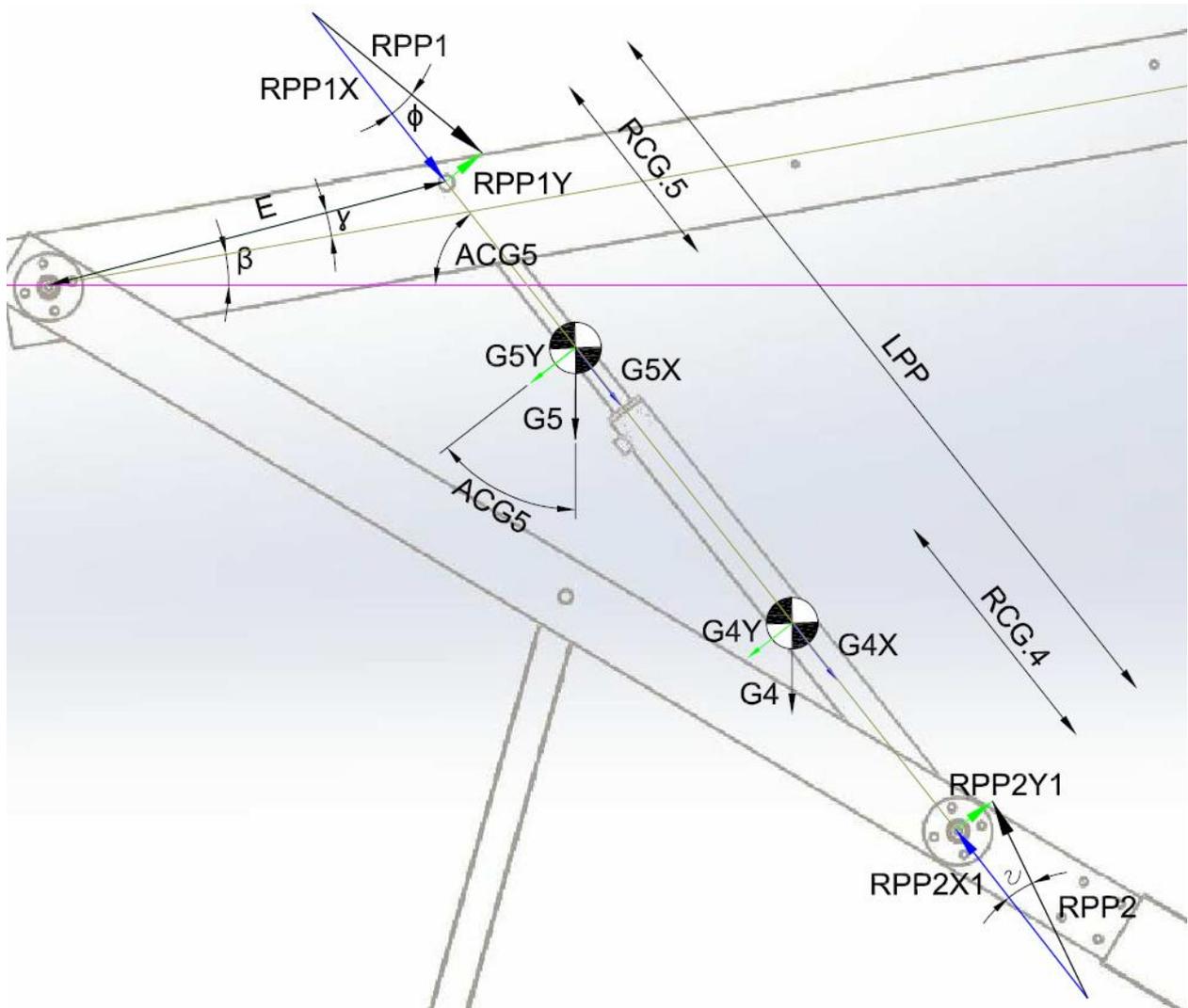


Ilustración 4.29: Reacciones que actúan sobre el pistón principal hidráulico.

Así, igualando el sumatorio de momentos a cero:

$$\sum M_{RPP2} = -LPP \cdot RPP1Y + d_{pp1} \cdot G5Y + RCG.4 \cdot G4Y = 0$$

Con lo que:

$$RPP1Y = \frac{d_{pp1} \cdot G5Y + RCG.4 \cdot G4Y}{LPP}$$

Donde:

$$d_{pp1} = LPP - RCG.5$$

$$G5Y = G5 \cdot \cos(ACG5)$$

$$G4Y = G4 \cdot \cos(ACG5)$$

Ahora, ya se pueden obtener las reacciones RPP1YY y RPP1YX, requeridos en el apartado anterior.

$$RPP1YY = RPP1Y \cdot \sin(\theta)$$

$$RPP1YX = RPP1Y \cdot \cos(\theta)$$

Donde:

$$\theta = 180^\circ - ACG5 - \beta - 90^\circ$$

Siguiendo con los cálculos, igualamos el sumatorio de fuerzas horizontales (respecto el brazo principal) a 0.

$$\sum F_H = RPP1X + G5X + G4X - RPP2X1 = 0$$

Con lo que se obtiene:

$$RPP2X1 = RPP1X + G5X + G4X$$

Donde, con el valor de RPP1XY del apartado 4.3.3, se obtiene:

$$RPP1X = \frac{RPP1XY}{\cos(\theta)}$$

Finalmente, analizando el sumatorio de fuerzas verticales:

$$\sum F_V = RPP1Y - G5Y - G4Y + RPP2Y1 = 0$$

Por lo que:

$$RPP2Y1 = -RPP1Y + G5Y + G4Y$$

Con esto, ya se puede obtener el ángulo “u” y la reacción RPP2.

$$u = \tan^{-1} \frac{RPP2Y1}{RPP2X1}$$

$$RPP2 = \frac{RPP2X1}{\cos(u)}$$

4.3.5. Reacciones conjunto 1

En este apartado, se calculan las reacciones que actúan sobre el conjunto 1.

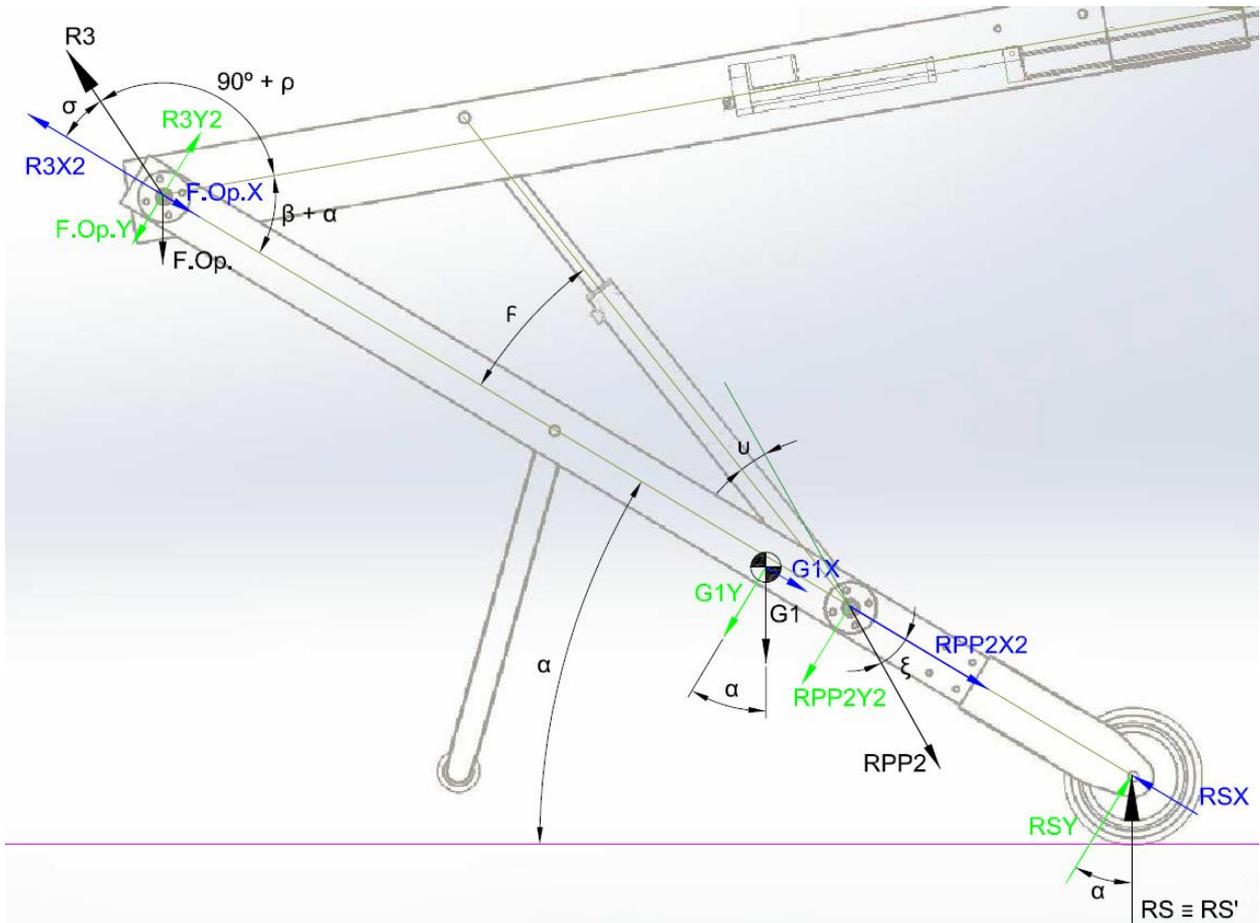


Ilustración 4.30: Reacciones que actúan sobre los bajantes.

Para obtener las reacciones de este último conjunto, se deben trasladar las reacciones del brazo principal y pistón principal, sobre el conjunto 1. Para ello, es necesario obtener los ángulos de las reacciones R3 y RPP2, respecto el conjunto 1.

Por lo tanto, se calcula:

$$\sigma = 90^\circ + \rho + \beta + \alpha$$

$$\xi = \rho + \alpha$$

Y con eso, se obtienen las reacciones faltantes del conjunto 1:

$$R3Y2 = R3 \cdot \sin(\sigma)$$

$$R3X2 = R3 \cdot \cos(\sigma)$$

$$F.Op.Y = F.Op. \cdot \cos(\alpha)$$

$$F.Op.X = F.Op. \cdot \sin(\alpha)$$

$$RPP2Y2 = RPP2 \cdot \sin(\xi)$$

$$RPP2X2 = RPP2 \cdot \cos(\xi)$$

$$G1Y = G1 \cdot \cos(\alpha)$$

$$G1X = G1 \cdot \sin(\alpha)$$

$$RS = GT + P + F.Op.$$

$$RSY = RS \cdot \cos(\alpha)$$

$$RSX = RS \cdot \sin(\alpha)$$

A modo de comprobación de posibles errores en los cálculos realizados, se obtiene la reacción RS' mediante las ecuaciones de la estática, y se compara con el valor de RS ya obtenido a través del peso de la estructura, el peso de carga y la fuerza del operario.

De este modo, queda:

$$\sum F_V = +R3Y2 - F. Op. Y - RPP2Y2 - G1Y + RSY' = 0$$

$$RSY' = -R3Y2 + F. Op. Y + RPP2Y2 + G1Y$$

$$RS' = RSY' \cdot \cos(\alpha) = RS$$

Con esto, se ha comprobado que realmente los valores de RS y RS' son iguales y, por lo tanto, los cálculos anteriores son correctos.

4.3.6. Reacciones estructura ruedas

Previendo el posterior cálculo de la unión atornillada, entre los bajantes y la horquilla, o estructura de las ruedas, se analizan las reacciones que se producen sobre esa unión. Para ello, se divide el conjunto 1 en dos partes:

1. Bajantes
2. Estructura ruedas (acero)

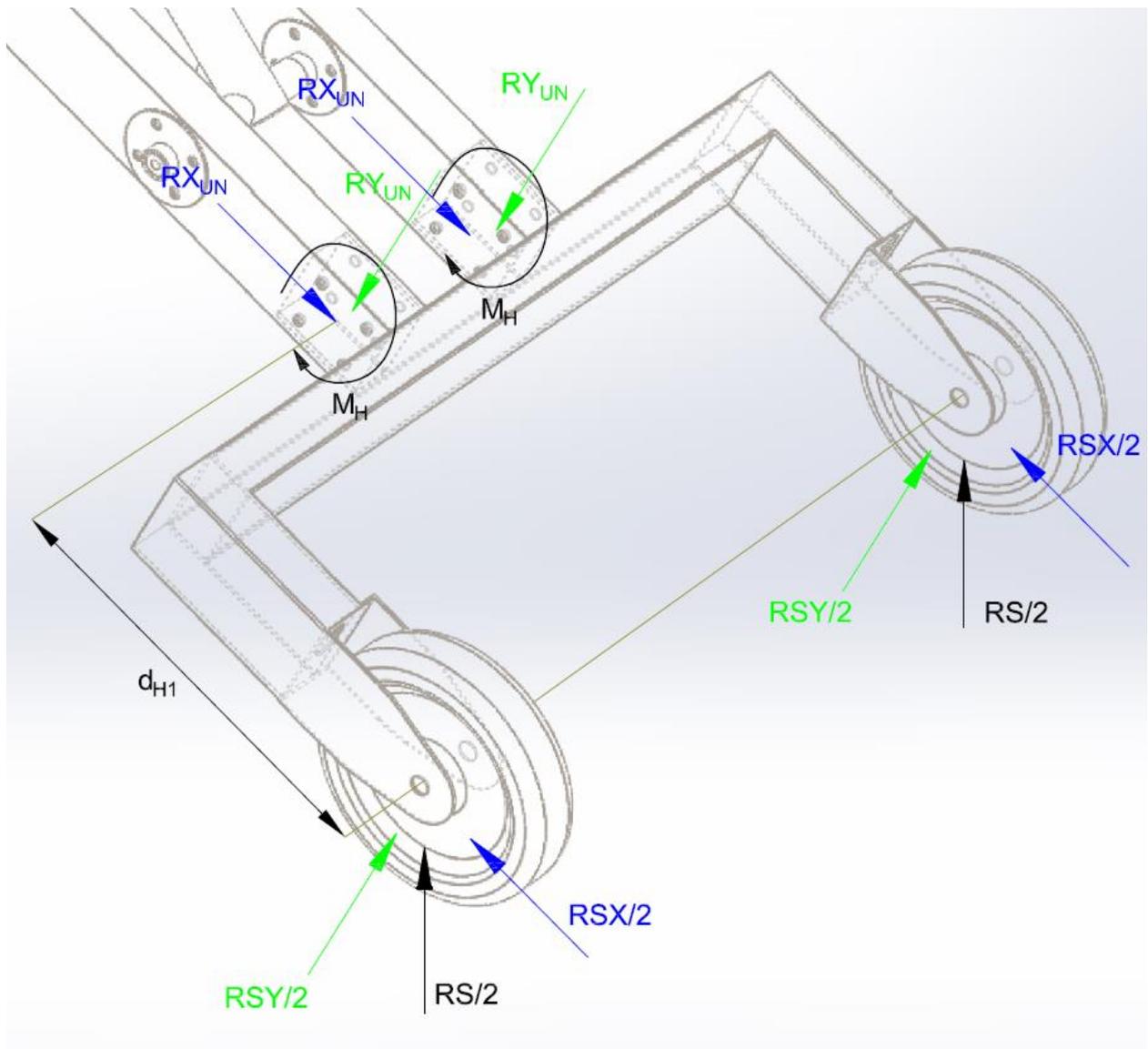


Ilustración 4.31: Reacciones que actúan sobre las uniones atornilladas, entre los bajantes y la estructura de las ruedas.

El valor d_{H1} , que se mide del modelo 3D, tiene un valor de 309,3 mm.

Siguiendo la misma dinámica que hasta ahora, mediante las ecuaciones de la estática, se obtienen las reacciones sobre los tornillos de la unión.

$$\sum M_{un} = R_{SY} \cdot d_{H1} - M_{HTotal} = 0$$

$$M_{HTotal} = R_{SY} \cdot d_{H1}$$

Como se supone que la reacción RS se reparte a partes iguales entre los dos bajantes tenemos que, para cada unión atornillada, el momento es:

$$M_H = \frac{M_{HTotal}}{2}$$

En cuanto a las fuerzas horizontales y verticales, respecto a los bajantes, se obtiene:

$$\sum F_V = R_{SY} - R_{Y_{UNTtotal}} = 0$$

$$R_{Y_{UNTtotal}} = R_{SY}$$

$$\sum F_H = -R_{SX} + R_{X_{UNTtotal}} = 0$$

$$R_{X_{UNTtotal}} = R_{SX}$$

Y como antes,

$$R_{X_{UN}} = \frac{R_{X_{UNTtotal}}}{2}$$

$$R_{Y_{UN}} = \frac{R_{Y_{UNTtotal}}}{2}$$

Ahora, para conocer el valor máximo de la reacción que actúa sobre cada tornillo (considerando el peor de los casos), se hace el sumatorio de vectores, y se divide entre los cuatro tornillos que hay en la unión de cada bajante.

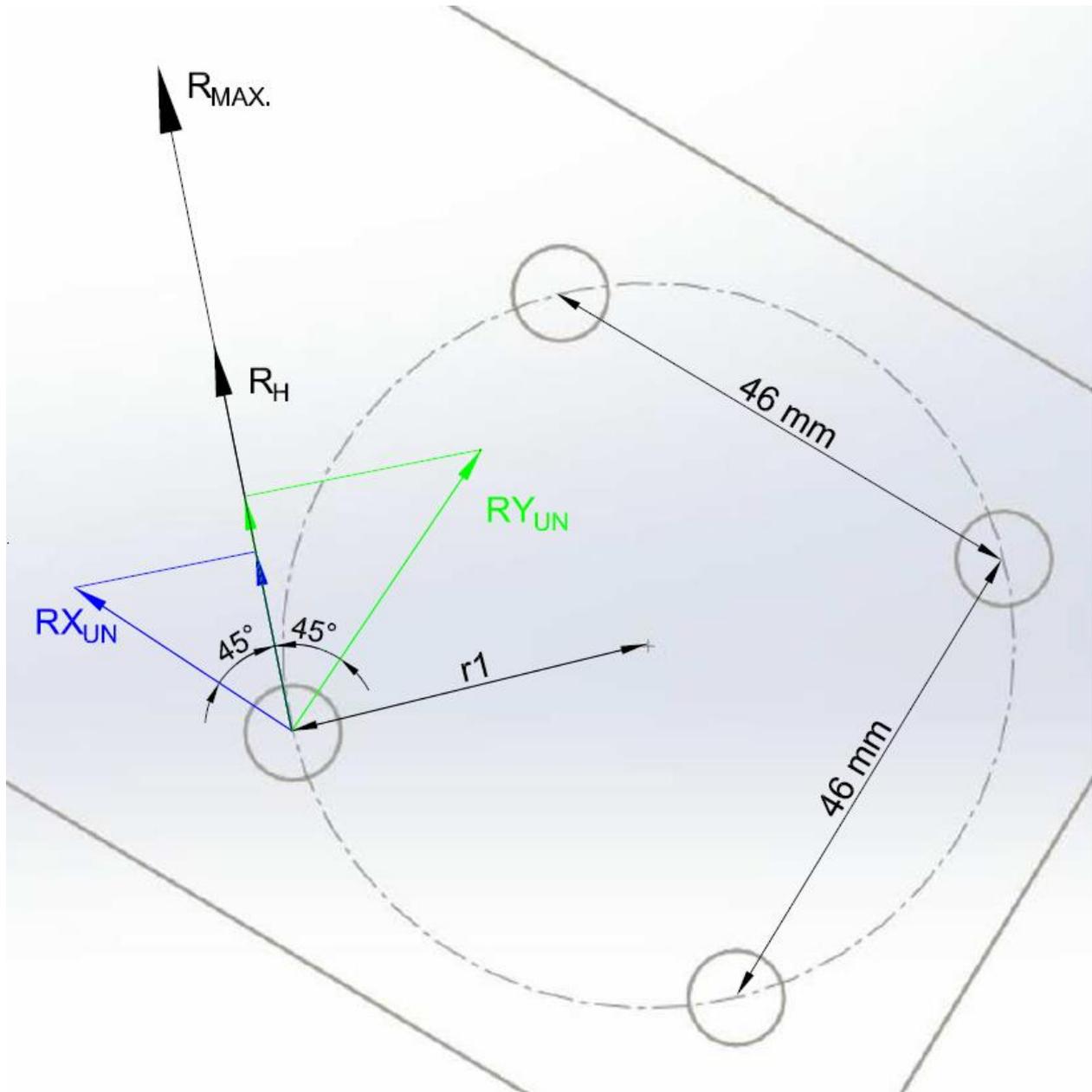


Ilustración 4.32: Reacciones sobre los tornillos de unión, de la estructura de las ruedas con los bajantes.

De esta forma, queda:

$$R_{MAX.} = \frac{R_H + RX_{UN} \cdot \cos(45) + RY_{UN} \cdot \cos(45)}{4}$$

Donde:

$$R_H = \frac{M_H}{r1}$$

$$r1 = 32,52 \text{ mm}$$

Este último paso, se ha hecho suponiendo que el eje cero (eje de giro) de M_{HTotal} , se sitúa en el centro de los cuatro tornillos.

4.3.7. Reacciones punta brazo

En este apartado, se estudian las reacciones que tienen lugar en la punta del brazo de acero, con el objetivo de, más adelante, poder calcular la resistencia de la unión atornillada.

Considerando la peor de las condiciones, se presentan dos posibles casos.

En el primer caso, se considera que la zona marcada con un círculo rojo (ilustración 33) no se apoya, ya sea por defectos de ajuste, error en la fabricación, etc.

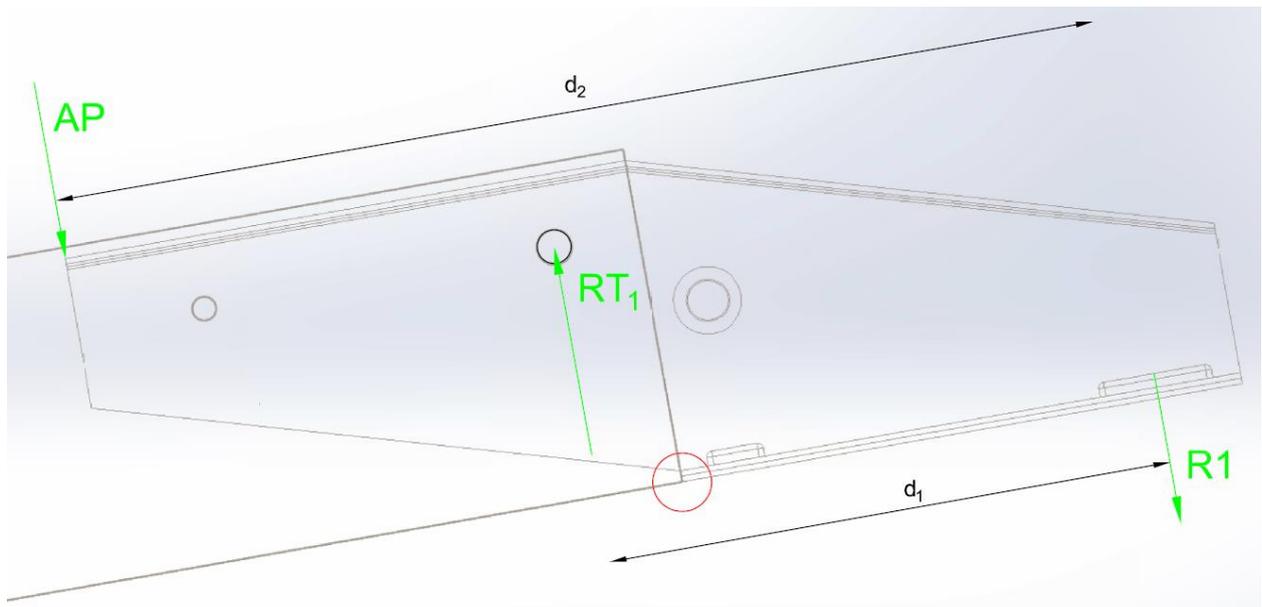


Ilustración 4.33: Reacciones en la punta de acero del brazo principal, suponiendo que la zona marcada en rojo no apoya contra la viga de aluminio.

En tal caso, la reacción RT_1 es la que nos interesa conocer para el posterior cálculo del tornillo a utilizar. Entonces, igualando el sumatorio de momentos a cero, respecto la reacción AP:

$$\sum M_{AP} = R1 \cdot d_2 - RT_1 \cdot d_1 = 0$$

Por lo que RT_1 vale:

$$RT_1 = \frac{R1 \cdot d_2}{d_1}$$

Donde:

$$d_1 = 206,40 \text{ mm}$$

$$d_2 = 372,97 \text{ mm}$$

En el segundo caso considerado, se supone que la superficie marcada en rojo (ilustración 4.34) no apoya sobre la viga de aluminio.

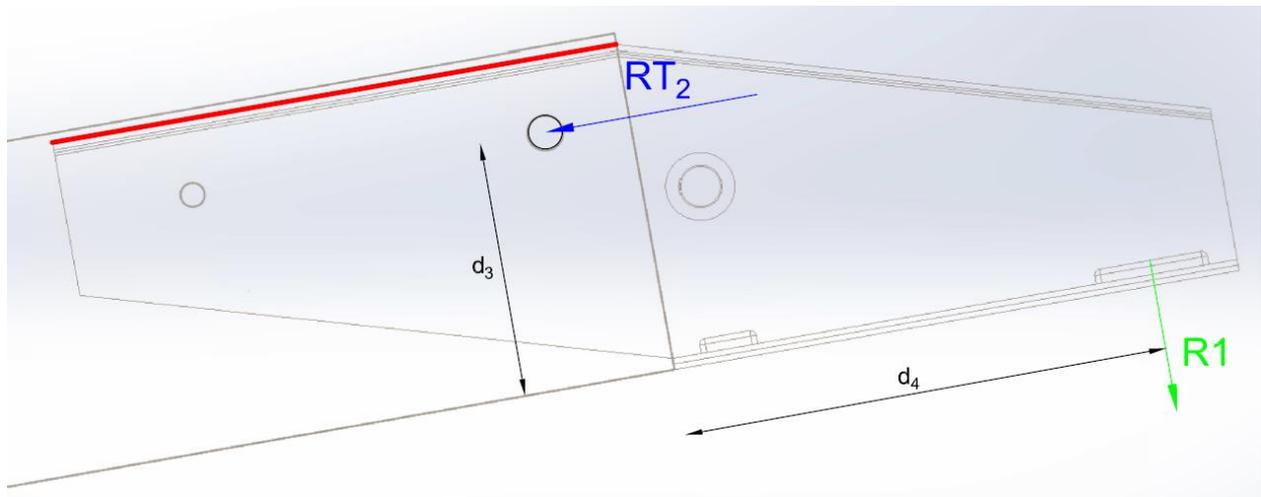


Ilustración 4.34: Reacciones en la punta de acero del brazo principal, suponiendo que la zona marcada en rojo no apoya contra la viga de aluminio.

En tal caso, la reacción RT_2 es la que nos interesa conocer para el posterior cálculo del tornillo a utilizar. Entonces, igualando el sumatorio de momentos a cero, respecto el punto de apoyo de la punta de acero con la viga de aluminio:

$$\sum M_{AP} = -R1 \cdot d_4 + RT_2 \cdot d_3 = 0$$

Por lo que RT_2 vale:

$$RT_2 = \frac{R1 \cdot d_4}{d_3}$$

Donde:

$$d_3 = 88,09 \text{ mm}$$

$$d_4 = 177,49 \text{ mm}$$

Como se puede comprobar RT_2 es mayor que RT_1 , ya que $\frac{d_4}{d_3} > \frac{d_2}{d_1}$. Por lo tanto, para el cálculo de la unión atornillada, se tendrá en cuenta el valor de RT_2 .

4.3.8. Reacciones en reposo

Para tener en cuenta todas las condiciones de esfuerzos, solo queda estudiar este último caso. En concreto, se estudia la situación en la cual, el operario necesite dejar de agarrar la estructura con el peso cargado. Para ello, hay dispuestas unas patas a media altura de los bajantes, que permiten tal acción.

En este caso, la altura de las manos del operario utilizada anteriormente (Alt.man.op), pasará a ser un valor constante de 835,44 mm. Valor que se obtiene midiendo directamente del modelo 3D.

Ahora, se vuelven a hacer unos cálculos parecidos al apartado 4.1, para el cálculo del equilibrio del sistema. Sin embargo, en este caso se sustituye la fuerza del operario, por la fuerza producida por las ruedas de apoyo secundarias.

En la siguiente imagen, se pueden ver las fuerzas que actúan en la nueva estabilidad del sistema:

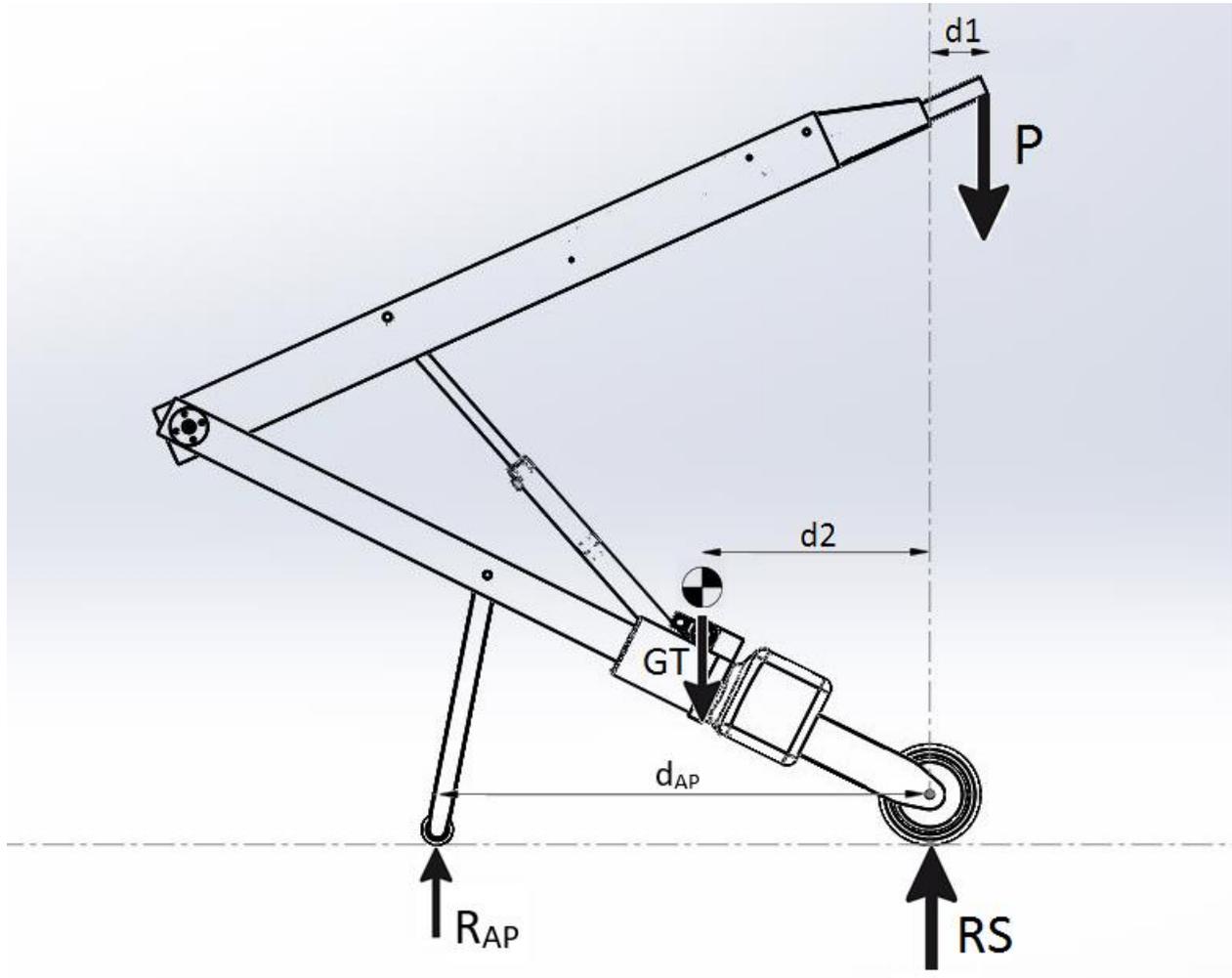


Ilustración 4.35: Fuerzas que actúan en la estabilidad del sistema, en la condición de apoyo.

Donde:

R_{AP} = Reacción producida por el apoyo de las ruedas secundarias sobre el suelo.

d_{AP} = Distancia horizontal entre el punto de aplicación de R_{AP} y las ruedas principales, con un valor de 977,96 mm.

Y, haciendo el sumatorio de momentos se obtiene:

$$\sum M_{RUEDA} = -P \cdot d1 + C.G. \cdot d2 - R_{AP} \cdot d_{AP} = 0$$

$$R_{AP} = \frac{-P \cdot d1 + C.G. \cdot d2}{d_{AP}}$$

Por lo tanto:

$$RY_{AP} = R_{AP} \cdot \cos(\alpha)$$

$$RX_{AP} = R_{AP} \cdot \sin(\alpha)$$

Siendo:

RY_{AP} = Componente vertical de R_{AP} , respecto al conjunto 1.

RX_{AP} = Componente horizontal de R_{AP} , respecto al conjunto 1.

Finalmente, cuando ya se conoce el valor de R_{AP} , solo queda recalculer la reacción de RS sobre el conjunto 1 de nuevo, quitando la fuerza de F.Op., y añadiendo la fuerza calculada de R_{AP} .

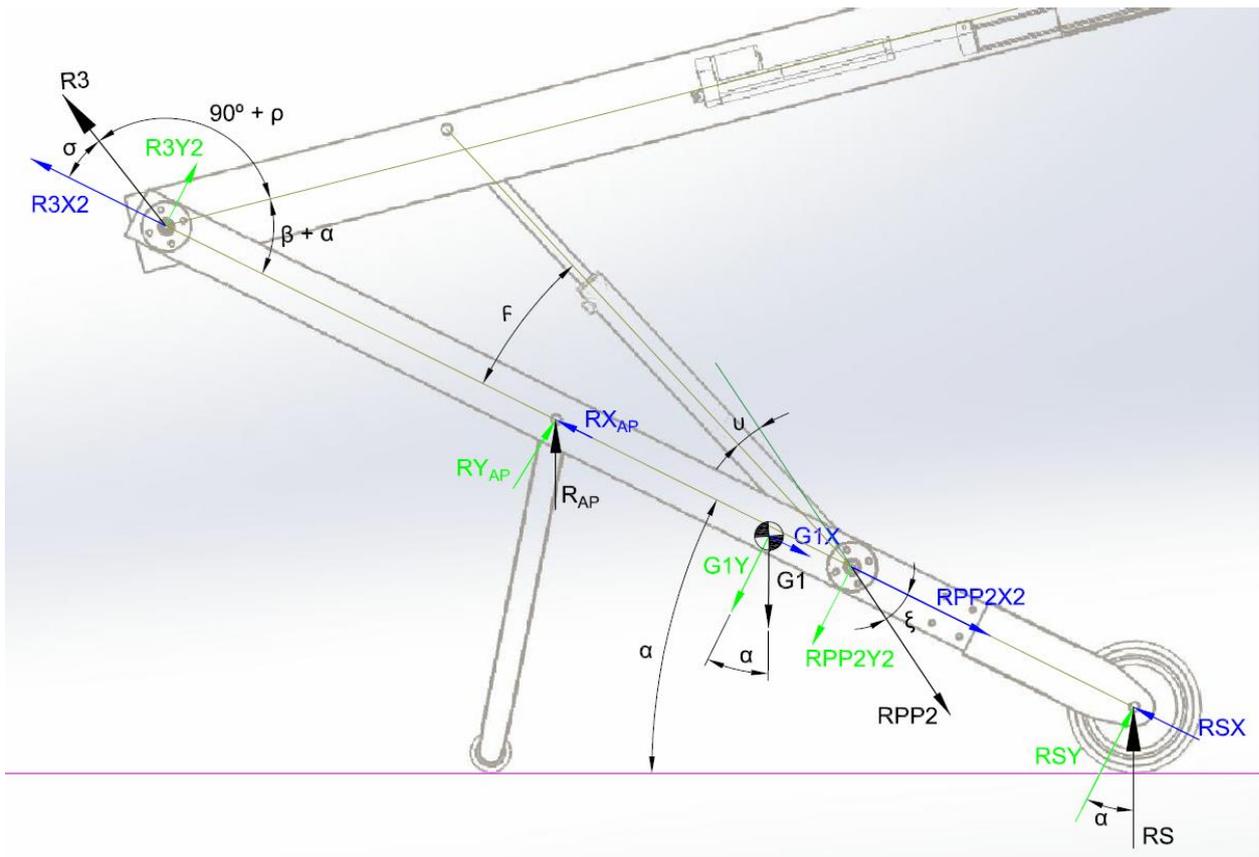


Ilustración 4.36: Reacciones debidas al apoyo de la estructura, sobre el conjunto 1.

Entonces:

$$\sum F_V = +R3Y2 + RY_{AP} - RPP2Y2 - G1Y + RSY = 0$$

$$RSY = -R3Y2 - RY_{AP} + RPP2Y2 + G1Y$$

Y,

$$RS = \frac{RSY}{\cos(\alpha)}$$

$$RSX = RS \cdot \sin(\alpha)$$

Hay que tener en cuenta que, debido a la reacción del suelo R_{AP} , se produce un momento sobre el conjunto 1. Esto sucede porque hay una separación, respecto la vertical, entre el punto de apoyo con el suelo y el punto de unión del apoyo con los bajantes. Esto se aprecia en la siguiente imagen:

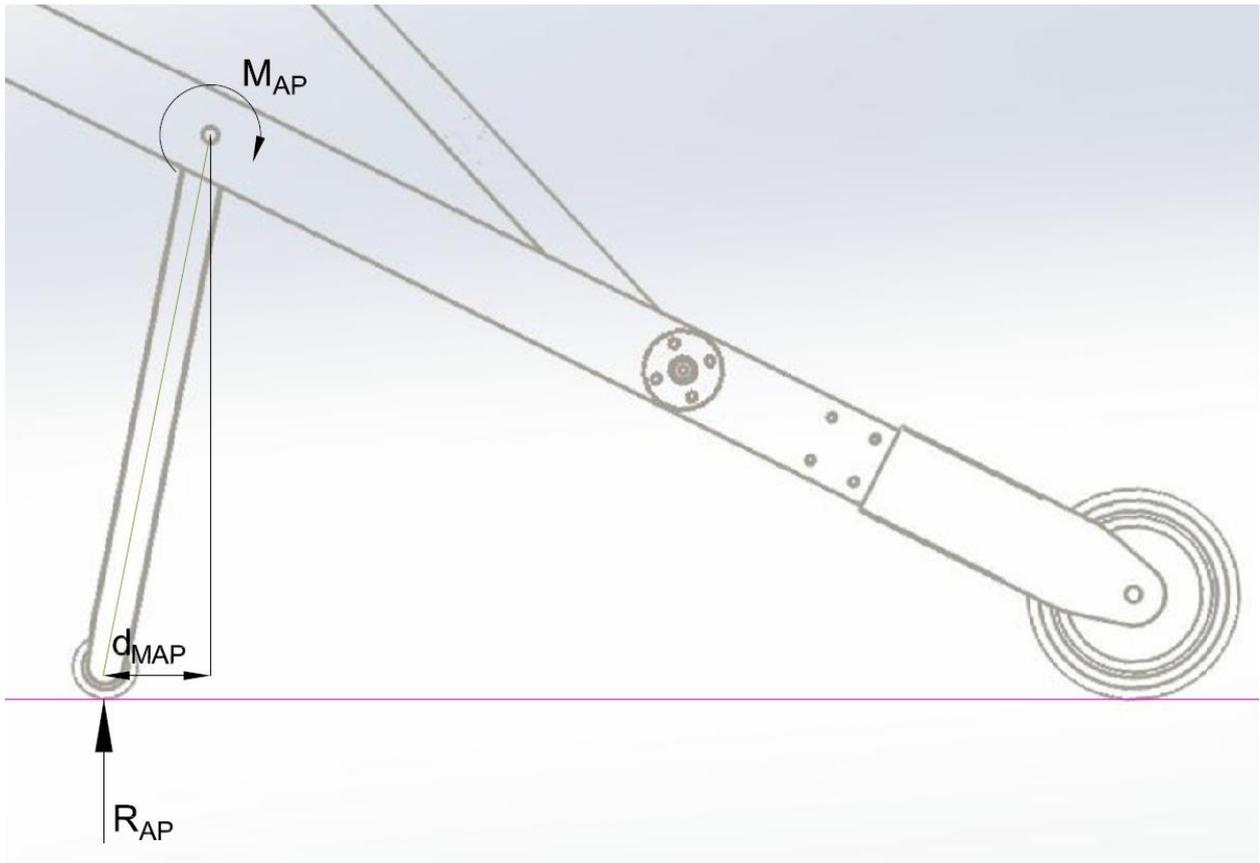


Ilustración 4.37: Momento debido a la posición de la estructura de las ruedas de apoyo, respecto al punto de unión con el conjunto 1.

Donde:

M_{AP} = Momento debido al desplazamiento de la reacción R_{AP} , una distancia d_{MAP} , respecto el punto de unión de las ruedas de apoyo con los bajantes.

d_{MAP} = Distancia entre el punto de apoyo con el suelo R_{AP} , y el punto de unión de las ruedas de apoyo con los bajantes.

Por este motivo, hay que añadir un momento sobre la unión del apoyo con los bajantes, de valor:

$$M_{AP} = R_{AP} \cdot d_{MAP}$$

Donde:

$$d_{MAP} = 99,47 \text{ mm}$$

4.4. Cálculo esfuerzos

En este apartado, se calculan los esfuerzos que soporta cada uno de los conjuntos analizados, a partir de las reacciones obtenidas en el apartado anterior.

Siguiendo la misma estructura que hasta ahora, se analiza cada conjunto individualmente, tal como se definió en el apartado 4.2.

Para los conjuntos 4, 5, 6 y 7, correspondientes al pistón hidráulico y actuador lineal mecánico, no se van a calcular los esfuerzos, ya que si son capaces de desarrollar la fuerza requerida (según el fabricante), van a soportar los esfuerzos generados.

Para simplificar los cálculos, se considera que las cargas repartidas, debidas al peso del material, están repartidas uniformemente a lo largo de cada conjunto.

4.4.1. Esfuerzos conjunto 3

Primero de todo, antes de calcular los esfuerzos que se producen sobre el brazo extensor, se presentan las características de este, necesarias para el cálculo posterior.

Características Conjunto 3:

- Material: Acero S235
- Tipo: Tubo cuadrado 40x40x4 mm
- Sección [A]: 555,35 mm²
- Módulo resistente [Wz]: 5,92 cm³
- Límite elástico material [f_y]: $235 \frac{N}{mm^2}$

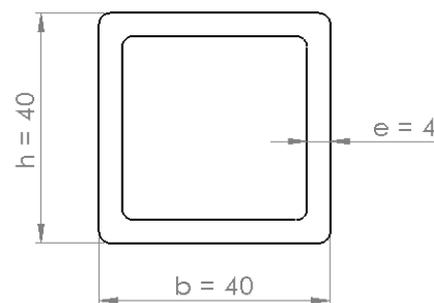


Ilustración 4.37: Medidas del perfil del brazo extensor correspondiente al conjunto 3. Cotas en mm.

El siguiente paso, será obtener los diagramas de esfuerzos axiales, cortantes y flectores, para encontrar el punto de máximo esfuerzo del conjunto 3.

Para ello, se escriben las ecuaciones de los esfuerzos, en función de la longitud del conjunto 3.

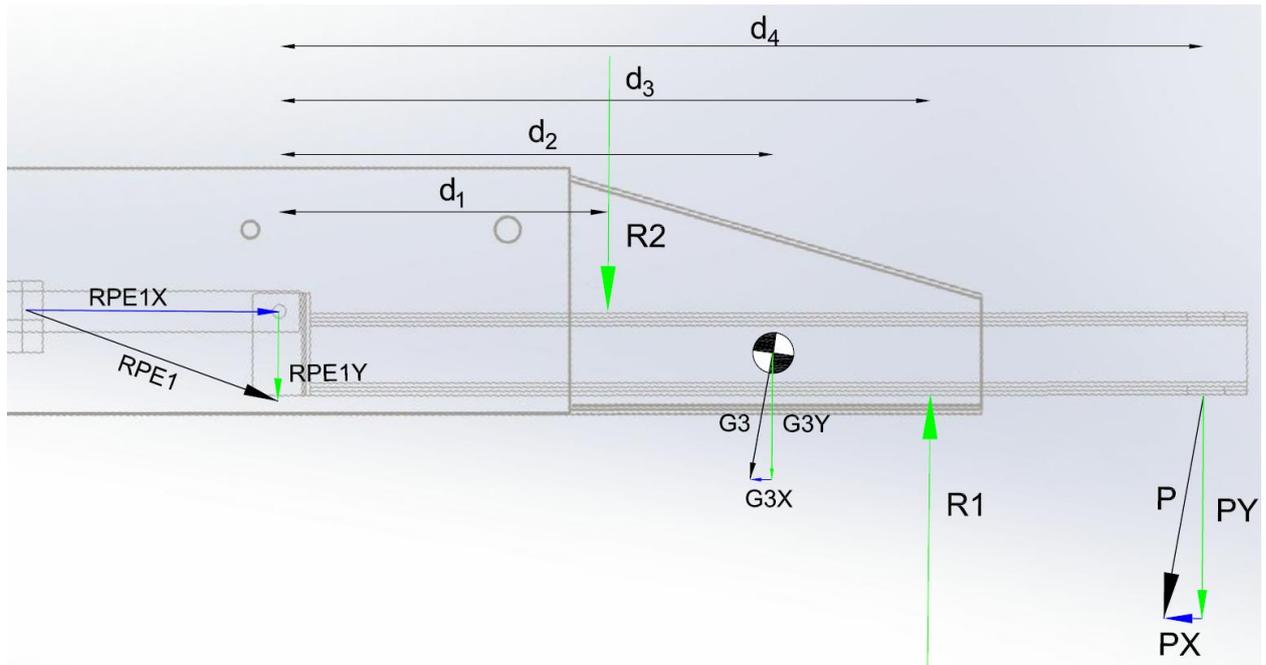


Ilustración 4.39: Posición de las reacciones, que actúan sobre el conjunto 3.

Donde:

$$d_1 = N - (B + Ext.B. - Q)$$

$$d_2 = d_2 - N$$

$$d_3 = M - d_2$$

$$d_4 = Q$$

Axiles:

$$N(x) = RPE1X - \frac{G3X}{d_4} \cdot x; \quad x \in (0, d_4)$$

Cortantes:

$$V(x) = -RPE1Y - \frac{G3Y}{d_4} \cdot x; \quad x \in (0, d_1)$$

$$V(x) = -RPE1Y - \frac{G3Y}{d_4} \cdot x - R_2; \quad x \in (d_1, d_3)$$

$$V(x) = -RPE1Y - \frac{G3Y}{d_4} \cdot x - R_2 + R_1; \quad x \in (d_3, d_4)$$

Flectores:

$$M(x) = -RPE1Y \cdot x - \frac{G3Y}{d_4} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (0, d_1)$$

$$M(x) = -RPE1Y \cdot x - \frac{G3Y}{d_4} \cdot \frac{x^2}{2} - R2 \cdot (x - d_1); \quad x \in (d_1, d_3)$$

$$M(x) = -RPE1Y \cdot x - \frac{G3Y}{d_4} \cdot \frac{x^2}{2} - R2 \cdot (x - d_1) + R1 \cdot (x - d_3); \quad x \in (d_3, d_4)$$

A continuación, y a modo de ejemplo, se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso de posición normal de desplazamiento, definida en el apartado 4.2.

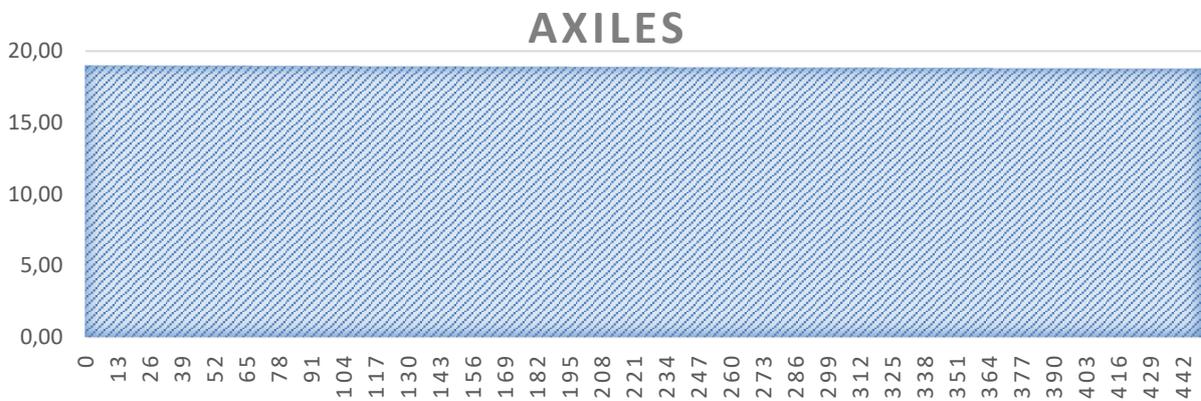


Ilustración 4.40: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

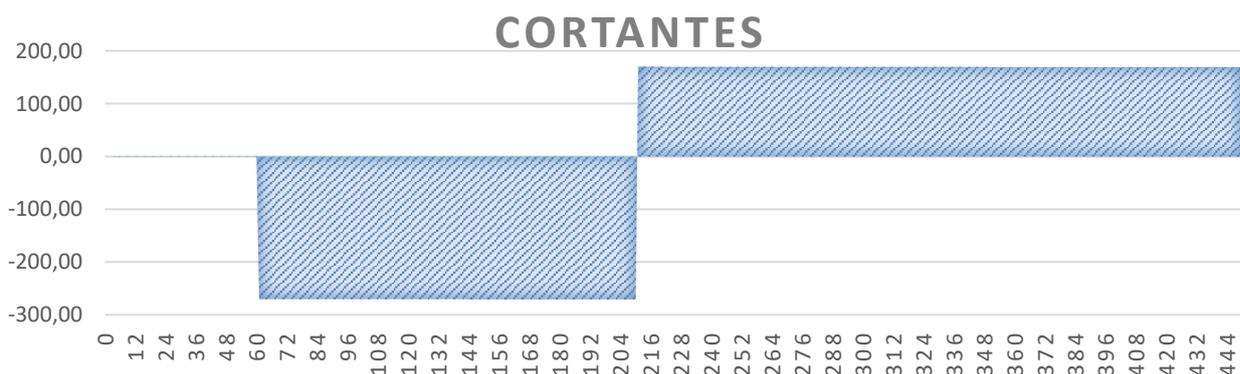


Ilustración 4.41: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

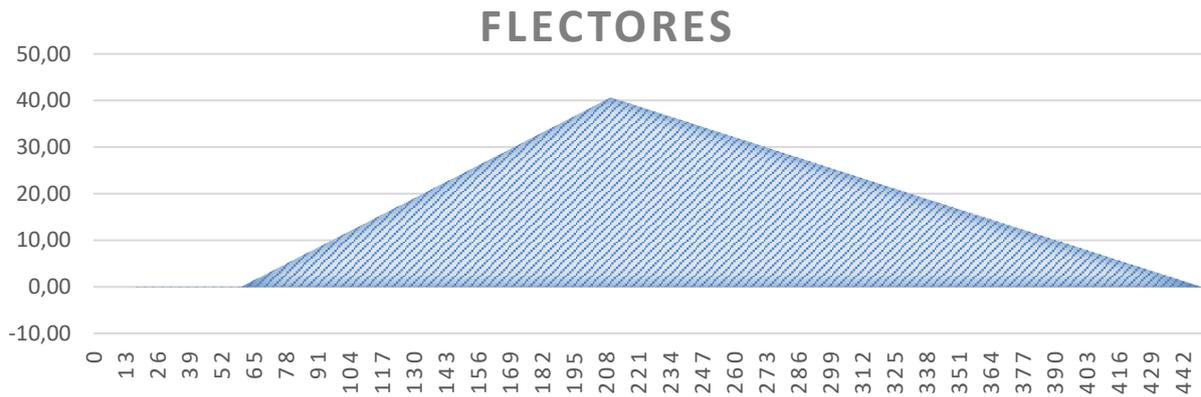


Ilustración 4.42: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa “kg·m”, y el eje horizontal representa “mm”.

Finalmente, para conocer si el conjunto 3 aguantará el esfuerzo máximo generado, se utiliza el método que aparece en el capítulo 9 (estados límite últimos) de la instrucción EAE para acero estructural.

De esta forma, la tensión máxima sobre el conjunto 3 será:

$$\sigma_{max.} = \frac{N_x}{A} \pm \frac{M_z}{W_z}; \quad \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Donde:

N_x : Valor máximo de cálculo del esfuerzo axil [N]

A : Área de la sección transversal [mm²]

M_z : Momento máximo respecto al eje Z (perpendicular al plano de la ilustración 36) [N·m]

W_z : Módulo resistente del perfil [mm³]

Realmente, con esta ecuación se está considerando es que el esfuerzo flector máximo coincide con el esfuerzo axil máximo. Se hace de esta forma, porque la variación del esfuerzo axil a lo largo el conjunto 3 es mínima (unos 100 gramos). Por lo tanto, se considera como si coincidiera. En cambio, para el resto de conjuntos sí que coincide, por lo que también se utilizará éste mismo cálculo.

La ecuación anterior, se podrá aplicar sin considerar ningún factor de reducción, siempre que la tensión máxima cortante sea inferior al 50% de la resistencia plástica de cálculo a cortante.

$$\tau_{max.} = \frac{V_y}{A_v}; \quad \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$A_V = \frac{A \cdot h}{b + h}; \quad [mm^2]$$

Donde:

$\tau_{max.}$: Tensión cortante máxima generada sobre el perfil [$\frac{N}{mm^2}$]

V_y : Valor máximo de cálculo del esfuerzo cortante [N]

A_V : Área a cortante, para una sección rectangular de espesor constante [mm^2]

h : Altura del perfil [mm]

b : Base del perfil [mm]

De esta forma, la ecuación inicial para el cálculo de la tensión máxima sobre el conjunto 3, se podrá utilizar cuando se cumpla que:

$$\tau_{max.} < 0.5 \cdot \frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot 1.35}$$

Donde:

$\frac{f_y}{\sqrt{3} \cdot 1.35}$ = Resistencia plástica de cálculo a cortante del material, con el coeficiente de seguridad considerado del 35%.

Una vez se ha comprobado esto, siempre que la tensión máxima ($\sigma_{max.}$) sea inferior al límite elástico del material (f_y), la estructura aguantará.

Además, para asegurar que la estructura aguantará, se le aplica un coeficiente de seguridad del 35%. De esta forma, los cálculos deberán cumplir que:

$$\sigma_{max.} < \frac{f_y}{1.35}$$

Éste último paso, se hará igual para el resto de los conjuntos que quedan.

4.4.2. Esfuerzos conjunto 2

Como en el conjunto anterior, primero de todo se presentan las características físicas del brazo principal.

Características Conjunto 2:

- Material: Aluminio 6063 T5
- Tipo: Tubo rectangular 120x60x4 mm
- Sección [A]: 1168 mm²
- Módulo resistente [Wz]: 24,56 cm³
- Límite elástico material [f_y]: $192 \frac{N}{mm^2}$

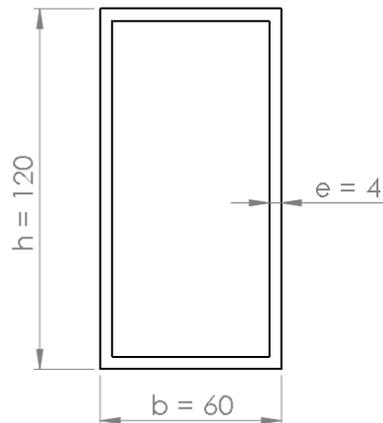


Ilustración 4.43: Medidas del perfil del brazo principal, correspondiente al conjunto 2. Cotas en mm.

En este caso, ha sido necesario modificar el perfil del tubo del brazo principal, para permitir el alojamiento de una parte del pistón principal, cuando éste se encuentra recogido. En concreto, se ha realizado un corte en la parte inferior del tubo, en una zona específica, convirtiendo esa zona en un perfil tipo “U” enrijecido, tal como se muestra en las siguientes imágenes.

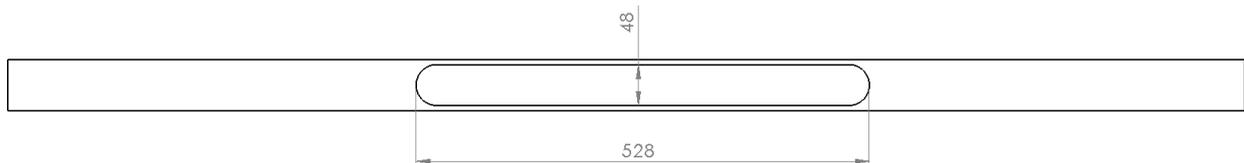


Ilustración 4.44: Medidas del corte en el brazo principal. Cotas en mm.

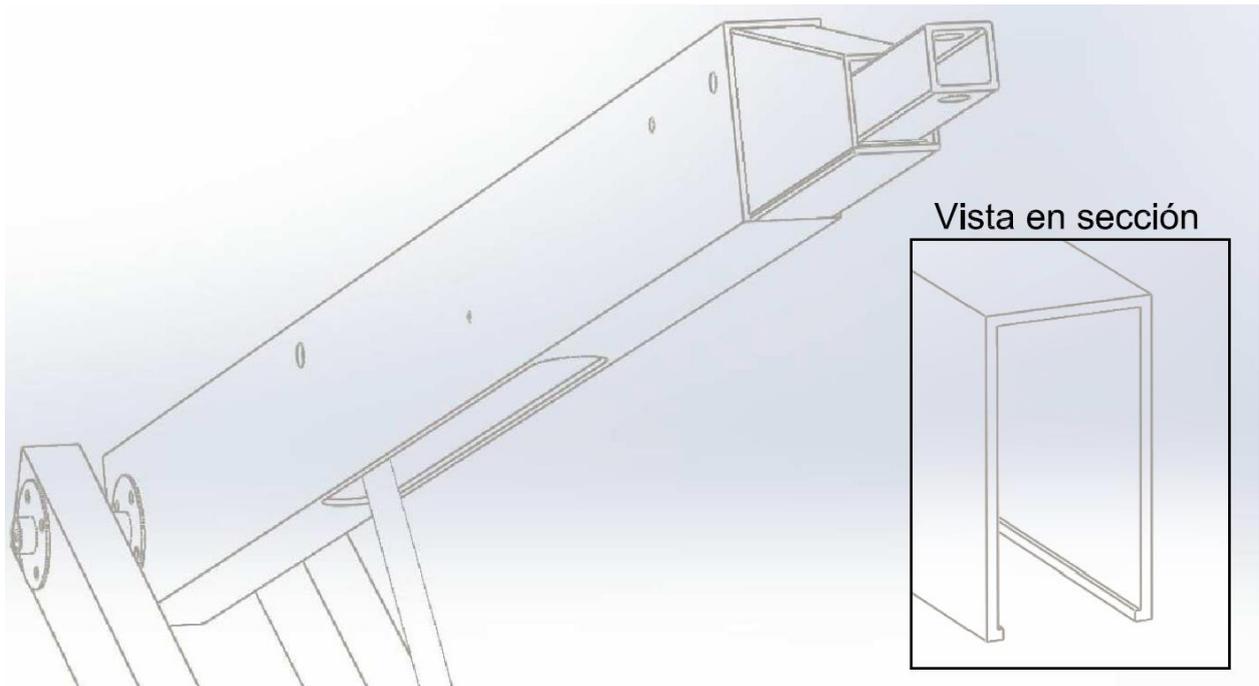


Ilustración 4.45: Detalle del perfil del brazo principal.

Para facilitar los cálculos, se considerará que toda la sección del brazo principal es de tipo “U”, de medidas 120x60x4 mm. De esta forma, se asegura que resiste el esfuerzo requerido. Por lo tanto, la sección y el módulo resistente anteriores, ya se han calculado para este tipo de perfil.

Ahora, como en el punto anterior, escribimos las ecuaciones de los esfuerzos, en función de la longitud del conjunto 2.

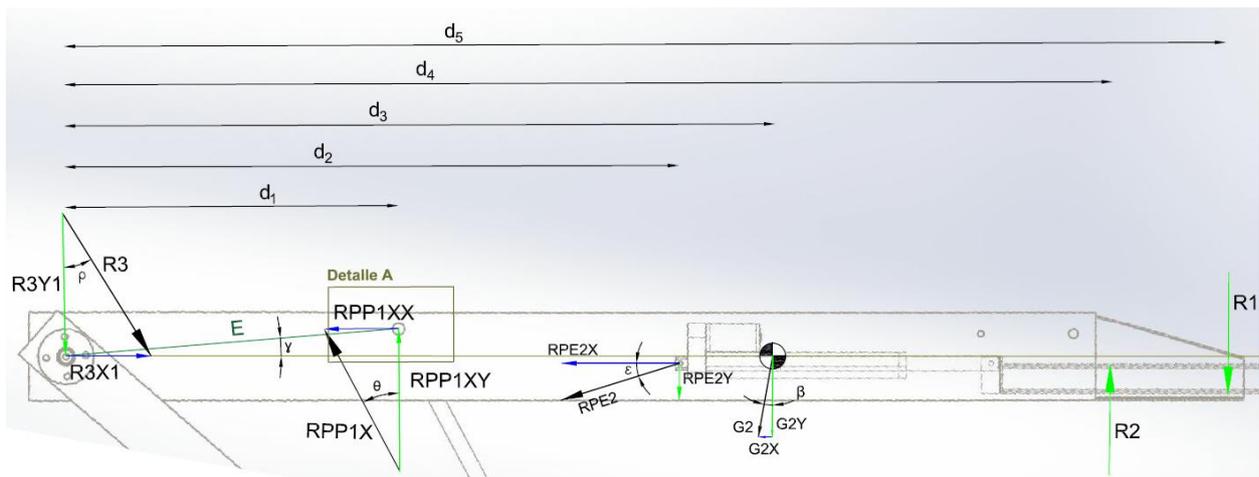


Ilustración 4.46: Posición de las reacciones, que actúan sobre el conjunto 3 (Detalle A, en la ilustración 4.47).

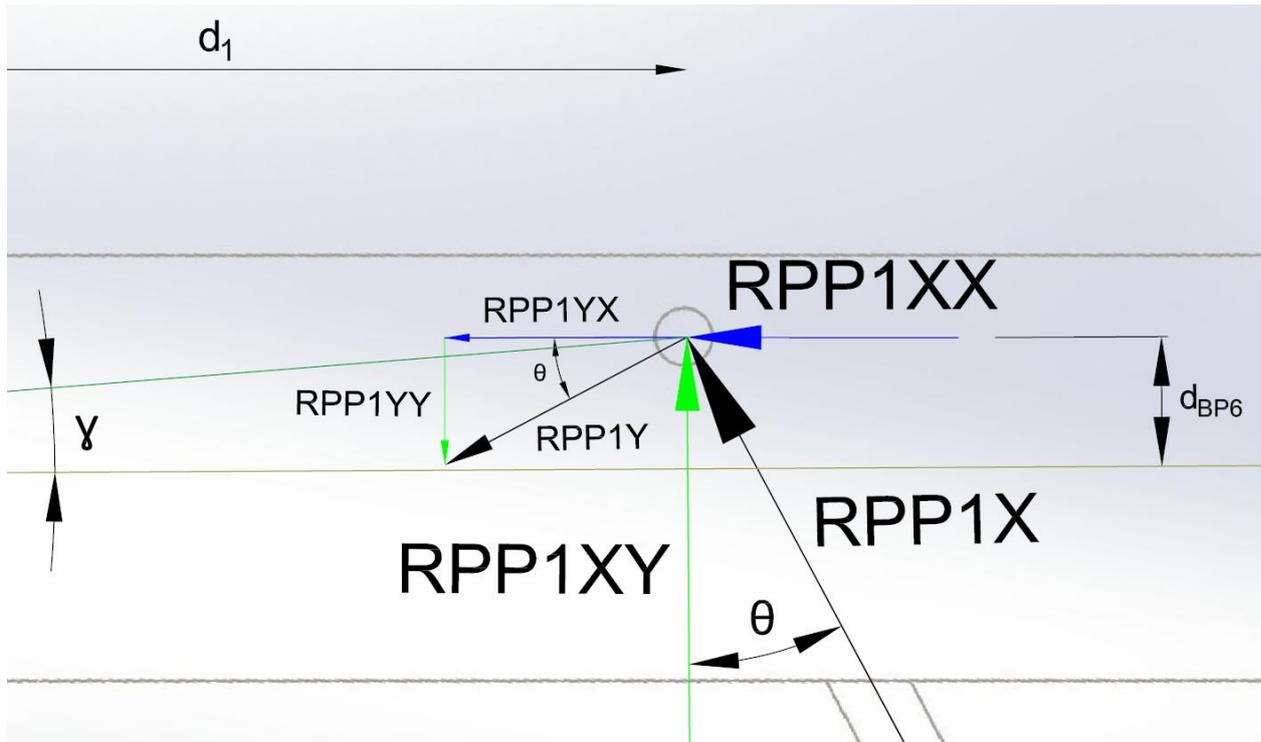


Ilustración 4.47: Detalle A, de la ilustración 4.46.

Donde:

$$d_1 = E \cdot \cos(\gamma) = 450 \text{ mm}$$

$$d_2 = U$$

$$d_3 = RCG.2 \cdot \cos(a.2)$$

$$d_4 = N$$

$$d_5 = M$$

$$d_{BP6} = E \cdot \sin(\gamma) = 37 \text{ mm}$$

Axiles:

$$N(x) = R3X1 - \frac{G2X}{d_5} \cdot x; \quad x \in (0, d_1)$$

$$N(x) = R3X1 - RPP1YX - RPP1XX - \frac{G2X}{d_5} \cdot x; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$N(x) = R3X1 - RPP1YX - RPP1XX - RPE2X - \frac{G2X}{d_5} \cdot x; \quad x \in (d_2, d_5)$$

Cortantes:

$$V(x) = -R3Y1 - \frac{G2Y}{d_5} \cdot x; \quad x \in (0, d_1)$$

$$V(x) = -R3Y1 - RPP1YY + RPP1XY - \frac{G2Y}{d_5} \cdot x; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$V(x) = -R3Y1 - RPP1YY + RPP1XY - RPE2Y - \frac{G2Y}{d_5} \cdot x; \quad x \in (d_2, d_4)$$

$$V(x) = -R3Y1 - RPP1YY + RPP1XY - RPE2Y - \frac{G2Y}{d_5} \cdot x + R2; \quad x \in (d_4, d_5)$$

Flectores:

$$M(x) = -R3Y1 \cdot x - \frac{G2Y}{d_5} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (0, d_1)$$

$$M(x) = -R3Y1 \cdot x - RPP1YY \cdot (x - d_1) + RPP1XY \cdot (x - d_1) - RPP1YX \cdot d_{BP6} - RPP1XX \cdot d_{BP6} - \frac{G2Y}{d_5} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$M(x) = -R3Y1 \cdot x - RPP1YY \cdot (x - d_1) + RPP1XY \cdot (x - d_1) - RPP1YX \cdot d_{BP6} - RPP1XX \cdot d_{BP6} - RPE2Y \cdot (x - d_2) - \frac{G2Y}{d_5} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (d_2, d_4)$$

$$M(x) = -R3Y1 \cdot x - RPP1YY \cdot (x - d_1) + RPP1XY \cdot (x - d_1) - RPP1YX \cdot d_{BP6} - RPP1XX \cdot d_{BP6} - RPE2Y \cdot (x - d_2) - \frac{G2Y}{d_5} \cdot \frac{x^2}{2} + R2 \cdot (x - d_4); \quad x \in (d_4, d_5)$$

A continuación, y a modo de ejemplo, se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso de posición normal de desplazamiento, definida en el apartado 4.2.

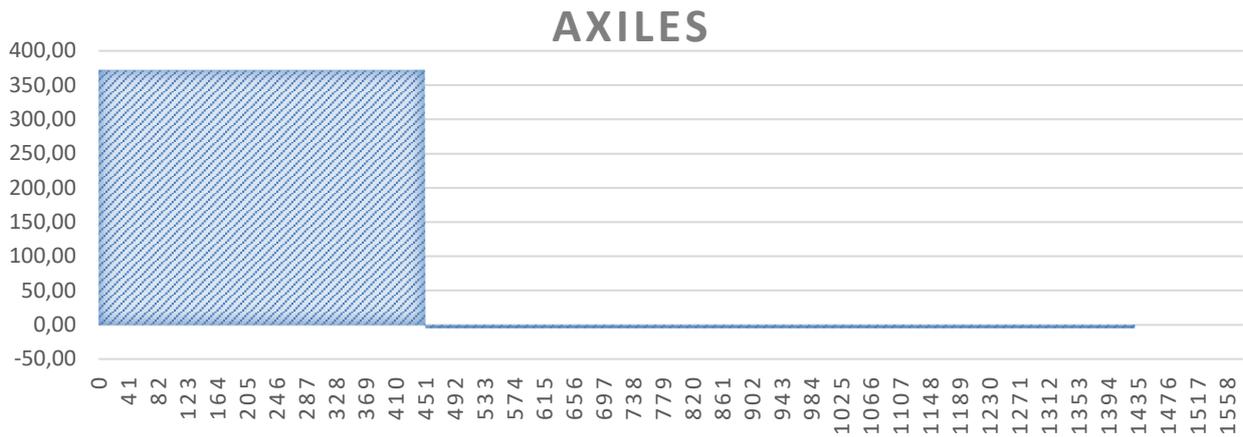


Ilustración 4.48: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

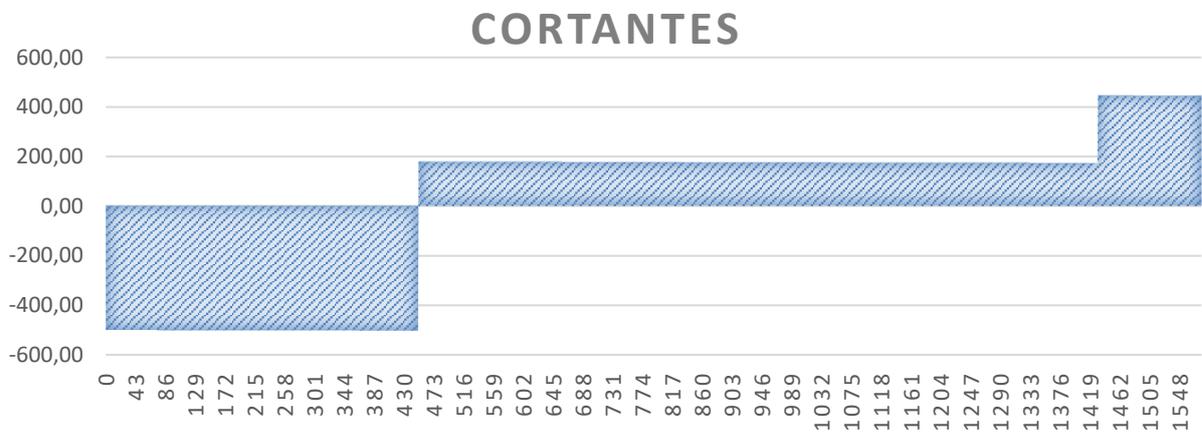


Ilustración 4.49: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

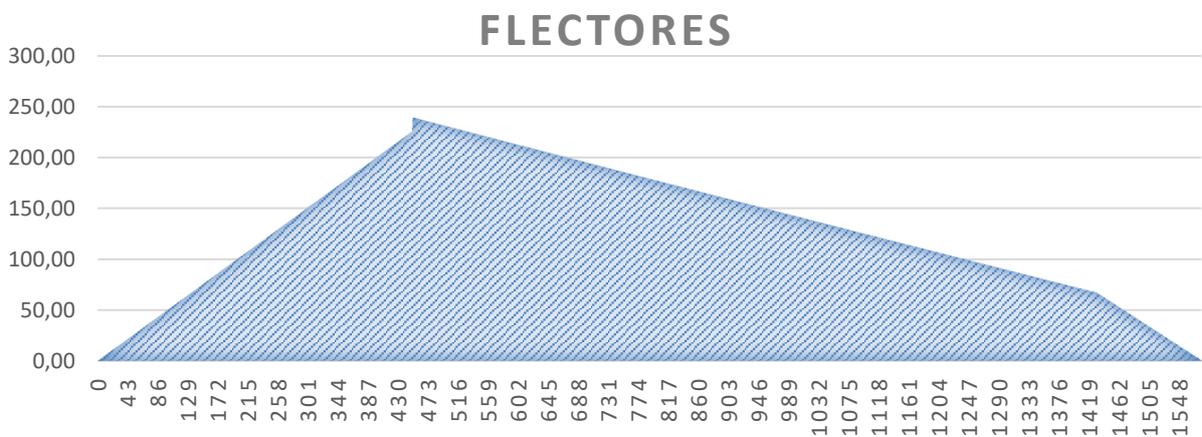


Ilustración 4.50: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa “kg-m”, y el eje horizontal representa “mm”.

4.4.3. Esfuerzos conjunto 1

Inicialmente y, como hasta ahora, se presentan las características físicas de los bajantes de la estructura.

Características Conjunto 1:

- Material: Aluminio 6063 T5
- Tipo: Tubo rectangular 80x40x1,5 mm
- Sección [A]: 351 mm²
- Módulo resistente [Wz]: 7,48 cm³
- Límite elástico material [f_y]: $192 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

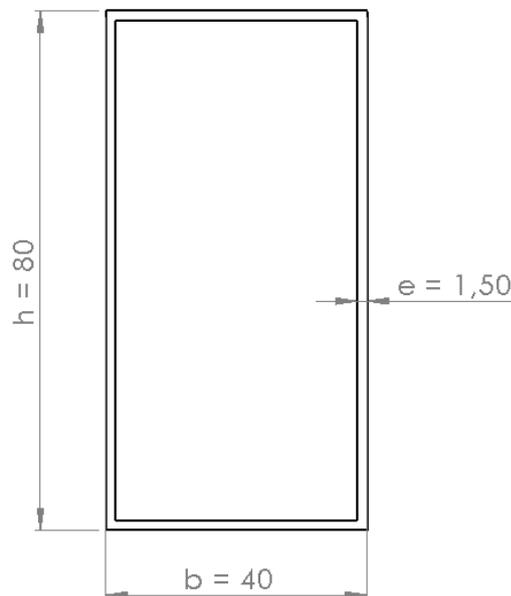


Ilustración 4.51: Medidas del perfil utilizado para los bajantes del conjunto 1. Cotas en mm.

Como en los casos anteriores, volvemos a escribir las ecuaciones de los esfuerzos, en función de la longitud del conjunto 1.

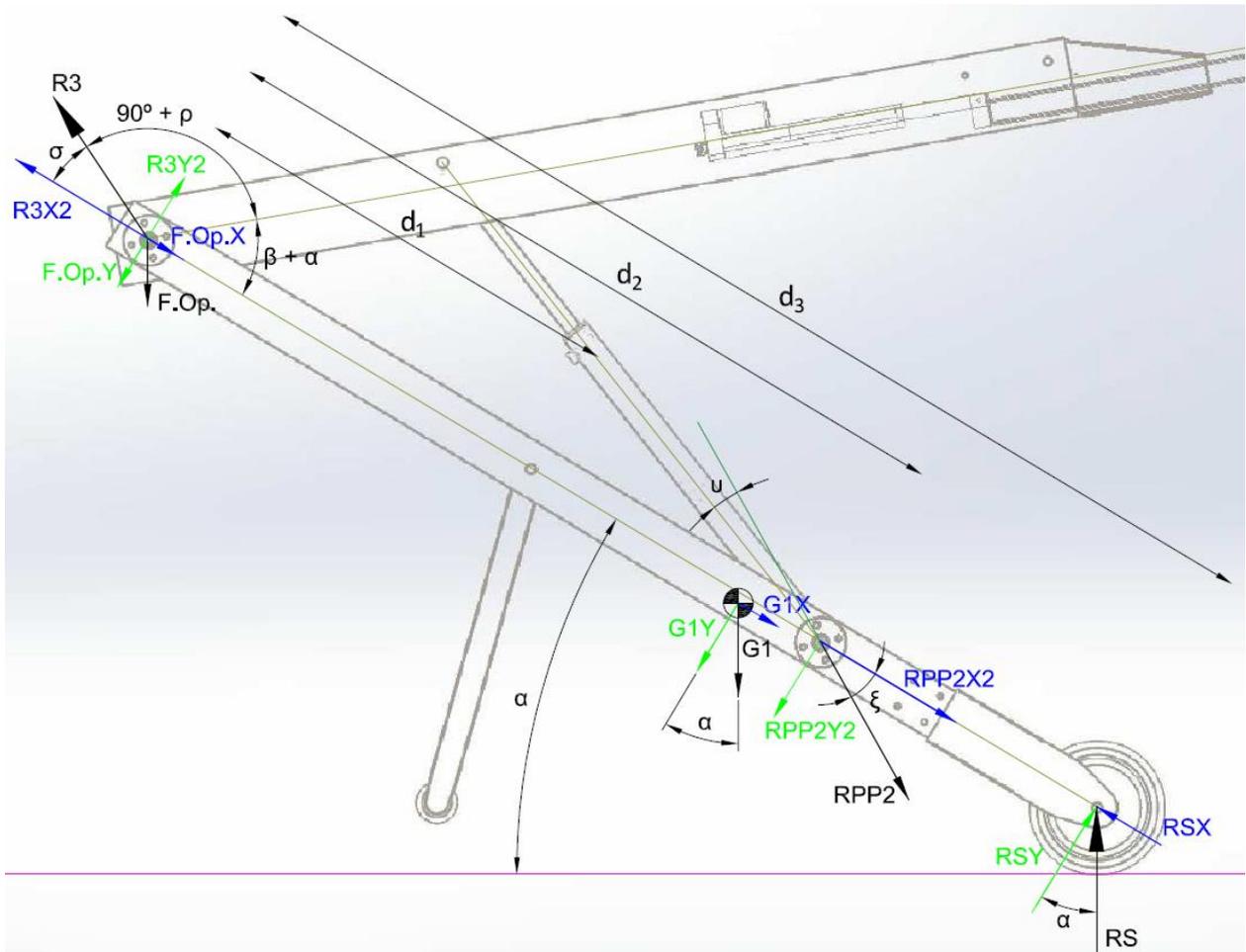


Ilustración 4.52: Posición de las reacciones, que actúan sobre el conjunto 1.

Donde:

$$d_1 = 662,82 \text{ mm}$$

$$d_2 = D = 1165,63 \text{ mm}$$

$$d_3 = A = 1644,93 \text{ mm}$$

Axiles:

$$N(x) = -R3X2 + F.Op.X + \frac{G1X}{d_3} \cdot x; \quad x \in (0, d_2)$$

$$N(x) = -R3X2 + F.Op.X + \frac{G1X}{d_3} \cdot x + RPP2X2; \quad x \in (d_2, d_3)$$

Cortantes:

$$V(x) = R3Y2 - F.Op.Y - \frac{G1Y}{d_3} \cdot x; \quad x \in (0, d_2)$$

$$V(x) = R3Y2 - F.Op.Y - \frac{G1Y}{d_3} \cdot x - RPP2Y2; \quad x \in (d_2, d_3)$$

Flectores:

$$M(x) = (R3Y2 - F.Op.Y) \cdot x - \frac{G1Y}{d_3} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (0, d_2)$$

$$M(x) = (R3Y2 - F.Op.Y) \cdot x - \frac{G1Y}{d_3} \cdot \frac{x^2}{2} - RPP2Y2 \cdot (x - d_2); \quad x \in (d_2, d_3)$$

En este mismo conjunto, también se analiza el caso de cuando la estructura se apoya sobre las ruedas secundarias, como se explica en el apartado 4.3.8.

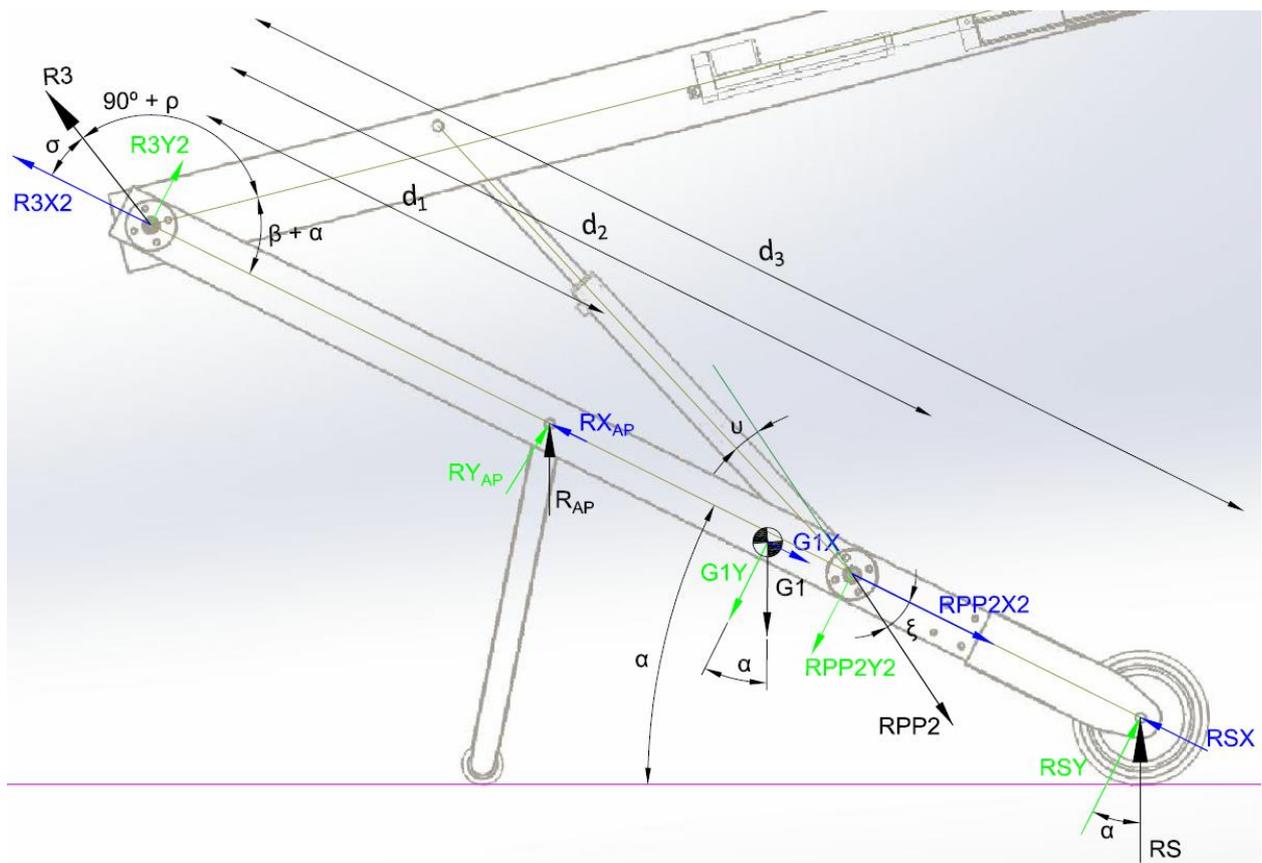


Ilustración 4.53: Posición de las reacciones, en condición de apoyo con el suelo, que actúan sobre el conjunto 1.

Axiles:

$$N(x) = -R3X2 + \frac{G1X}{d_3} \cdot x; \quad x \in (0, d_1)$$

$$N(x) = -R3X2 - RX_{AP} + \frac{G1X}{d_3} \cdot x; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$N(x) = -R3X2 - RX_{AP} + \frac{G1X}{d_3} \cdot x + RPP2X2; \quad x \in (d_2, d_3)$$

Cortantes:

$$V(x) = R3Y2 - \frac{G1Y}{d_3} \cdot x; \quad x \in (0, d_1)$$

$$V(x) = R3Y2 + RY_{AP} - \frac{G1Y}{d_3} \cdot x; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$V(x) = R3Y2 + RY_{AP} - \frac{G1Y}{d_3} \cdot x - RPP2Y2; \quad x \in (d_2, d_3)$$

Flectores:

$$M(x) = R3Y2 \cdot x - \frac{G1Y}{d_3} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (0, d_1)$$

$$M(x) = R3Y2 \cdot x + RY_{AP} \cdot (x - d_1) - \frac{G1Y}{d_3} \cdot \frac{x^2}{2}; \quad x \in (d_1, d_2)$$

$$M(x) = R3Y2 \cdot x + RY_{AP} \cdot (x - d_1) - \frac{G1Y}{d_3} \cdot \frac{x^2}{2} - RPP2Y2 \cdot (x - d_2); \quad x \in (d_2, d_3)$$

A continuación, y a modo de ejemplo, se muestran los diagramas de esfuerzos para el caso de posición normal de desplazamiento, definida en el apartado 4.2.

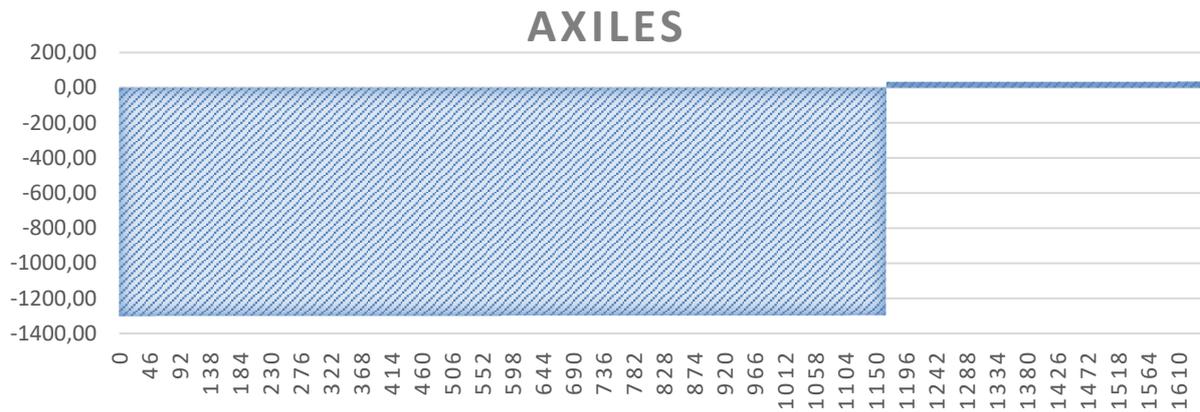


Ilustración 4.53: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa "kg", y el eje horizontal representa "mm".

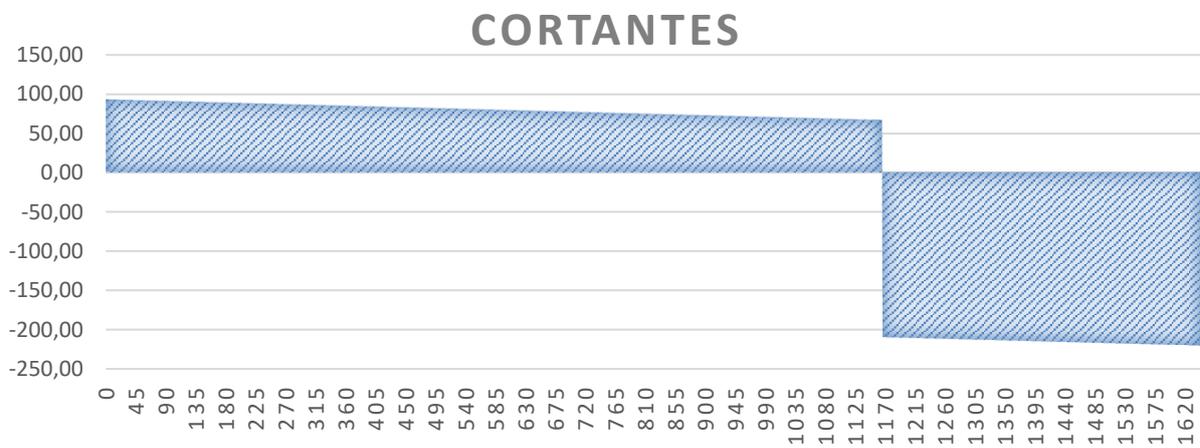


Ilustración 4.54: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa "kg", y el eje horizontal representa "mm".

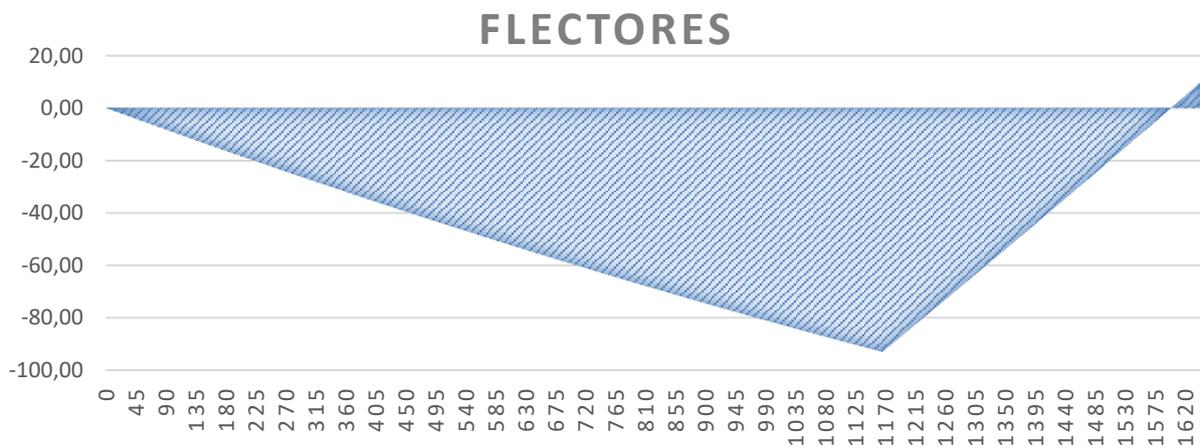


Ilustración 4.55: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa "kg-m", y el eje horizontal representa "mm".

Y ahora, los diagramas para el caso de la estructura apoyada sobre las ruedas secundarias:

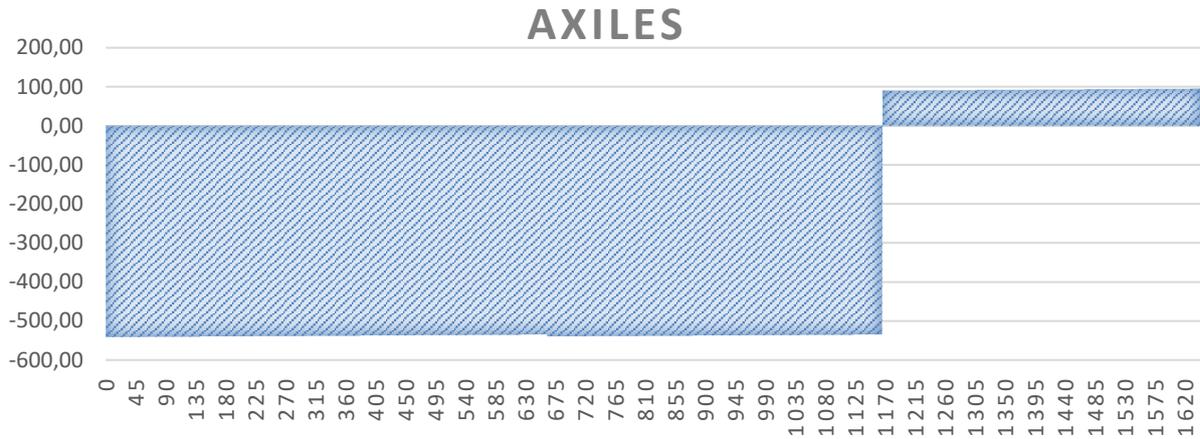


Ilustración 4.56: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

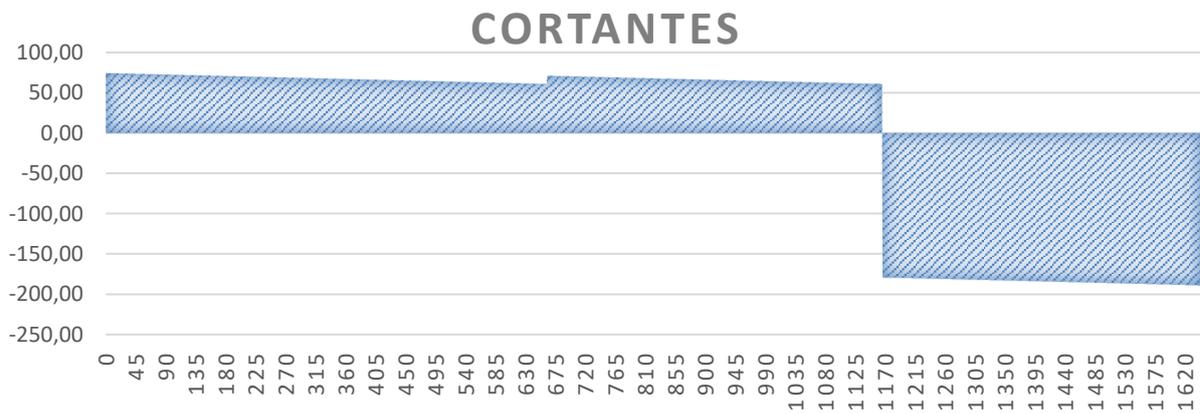


Ilustración 4.57: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

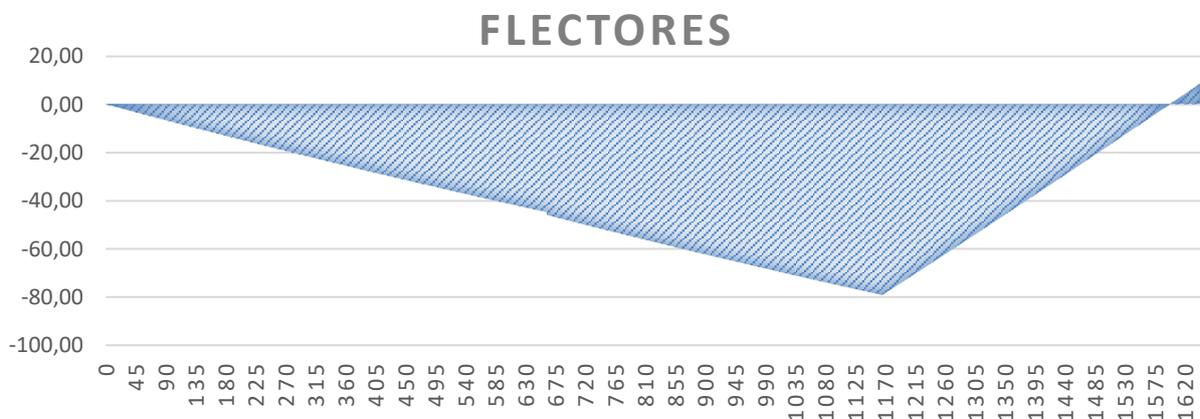


Ilustración 4.58: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa “kg·m”, y el eje horizontal representa “mm”.

En estos dos últimos diagramas de flectores, se puede observar que el final, no terminan en cero. Esto se debe a pequeños errores acumulados, que se arrastran desde el brazo extensor hasta los bajantes, pasando por los otros conjuntos.

Para las posiciones en las que se generan los máximos esfuerzos, este error es de aproximadamente un 10% del valor máximo del diagrama. Por lo tanto, se dará el gráfico como válido, ya que el factor de seguridad que se utiliza en los cálculos es del 35%.

4.4.4. Esfuerzos estructura ruedas principales

En este apartado, se van a realizar una serie de cálculos básicos para comprobar de forma rápida, que la estructura de las ruedas principales de acero aguantará los esfuerzos solicitados.

Características estructura ruedas:

- Material: Acero S235
- Tipo: Tubo rectangular 80x40x1,5 mm
- Sección [A]: 351 mm²
- Módulo resistente [W_x]: 7,48 cm³
- Módulo resistente [W_y]: 5,08 cm³
- Límite elástico material [f_y]: 235 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

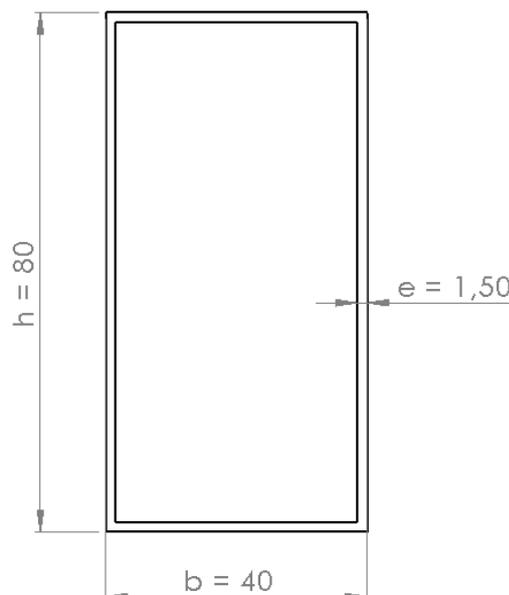


Ilustración 4.59: Medidas del perfil utilizado para la estructura de las ruedas. Cotas en mm.

Inicialmente, se puede asumir que las vigas 1 y 2, mostradas en la ilustración 4.60, aguantarán los esfuerzos requeridos sin realizar ningún cálculo previo. Como anteriormente ya se ha calculado el conjunto 1, considerando que era todo de aluminio se deduce que, si este último tramo del conjunto está formado acero, aguantará perfectamente. Esto se debe a que el límite elástico del acero S235 utilizado, es superior al del aluminio 6063 T5.

Para comprobar la viga 3, se van a calcular los esfuerzos flectores únicamente ya que, en esfuerzos axiales y cortantes, vuelve a suceder lo mismo que para las vigas 1 y 2, al ser más resistente el acero que el aluminio. A parte, en este cálculo no se va a tener en cuenta el peso de la viga 3 ya que, además de ser despreciable, lo que se busca es un cálculo genérico para asegurar que el elemento aguanta.

En cuanto a los momentos flectores que actúan sobre la viga 3, se tiene M_{RSX} y M_{RSY} .

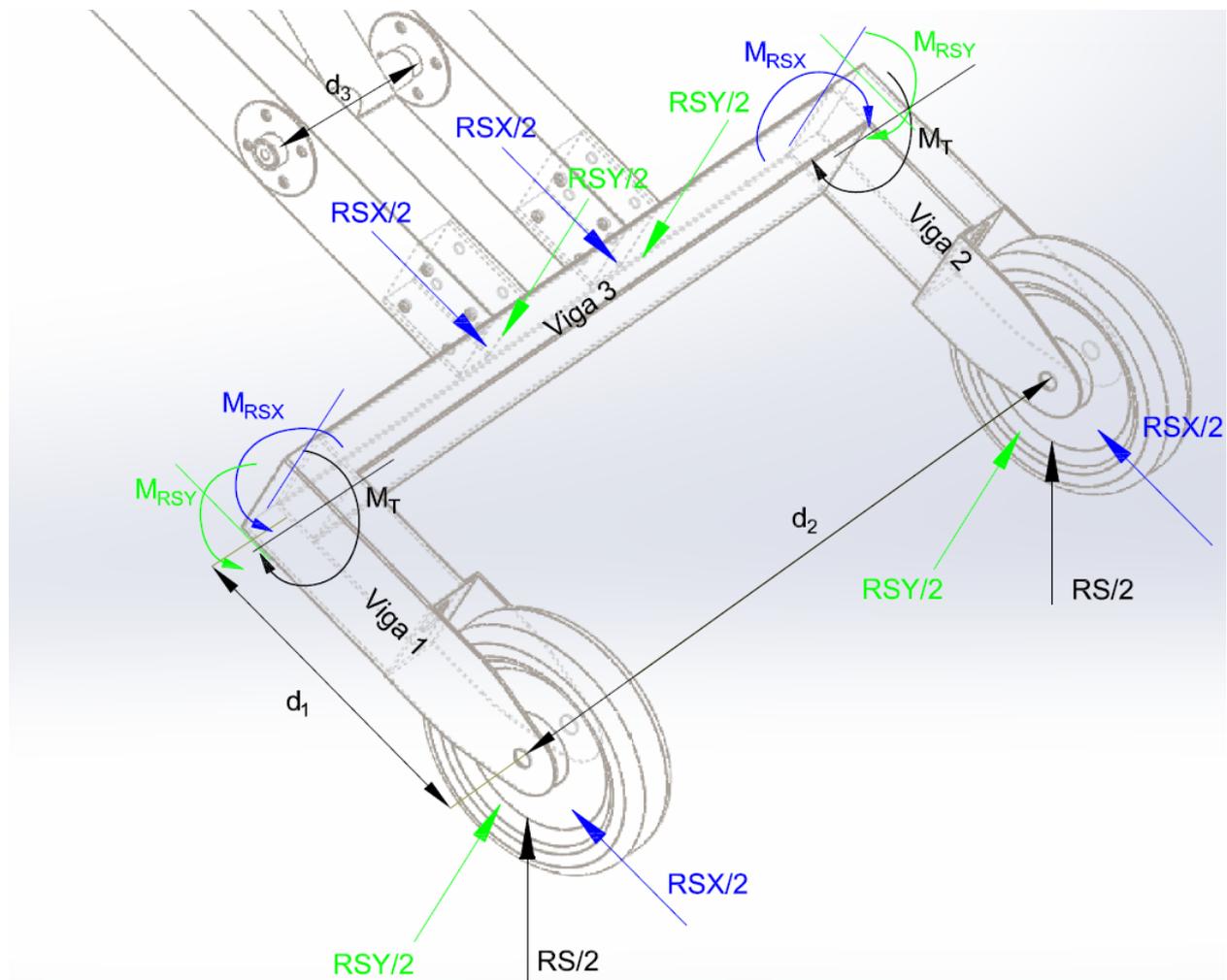


Ilustración 4.60: Posición de las reacciones, que actúan sobre la viga 3 de la estructura de las ruedas principales.

Donde:

$$d_1 = 249,3 \text{ mm}$$

$$d_2 = 628 \text{ mm}$$

$$d_3 = 136 \text{ mm}$$

Como las reacciones que actúan sobre la viga 3, son simétricas y están distribuidas simétricamente a lo largo de la viga, los momentos máximos se producirán en su punto medio. Es decir:

$$M_{RSY \text{ Max.}} = \frac{RSY}{2} \cdot \left(\frac{d_2 - d_3}{2} \right)$$

$$M_{RSX \text{ Max.}} = \frac{RSX}{2} \cdot \left(\frac{d_2 - d_3}{2} \right)$$

Y ahora, se calcula la tensión máxima que se produce sobre la viga 3, combinando los momentos anteriores.

$$\sigma_{max.} = \frac{M_{RSY \text{ Max.}}}{W_x} \pm \frac{M_{RSX \text{ Max.}}}{W_y}$$

Si se cumple que $\sigma_{max.} \leq f_{y \text{ acero } S235}$, la viga 3 aguantará el esfuerzo generado.

Para que la ecuación anterior se pueda aplicar de esa forma, el valor de $\tau_{acero \text{ } S235}$ calculado más abajo, debe cumplir que:

$$\tau_{acero \text{ } S235} \leq 0.5 \cdot \frac{f_{y \text{ acero } S235}}{\sqrt{3} \cdot 1.35}$$

En segundo lugar, queda comprobar el momento a torsión, que genera un esfuerzo de tipo cortante. Este es el momento M_T , debido al brazo d_1 y la reacción RSY .

Así, el momento a torsión generado es:

$$M_T = \frac{RSY}{2} \cdot d_1$$

Y, por lo tanto, la tensión máxima generada será:

$$\tau_{max.} = \frac{M_T}{A_{med.} \cdot e}$$

Con,

$$A_{med.} = (b - e) \cdot (h - e)$$

Donde:

$A_{med.}$: Es el área media de la sección sometida a torsión.

b : Medida de la base de la sección sometida a torsión.

h : Medida de la altura de la sección sometida a torsión.

e : Espesor de la sección sometida a torsión.

Si se cumple que $\tau_{max.} \leq \tau_{acero S235}$, la viga 3 aguantará el esfuerzo generado.

Donde:

$$\tau_{acero S235} = \frac{f_{y_{acero S235}}}{\sqrt{3} \cdot 1.35}$$

4.4.5. Esfuerzos uniones atornilladas

En este apartado, se van a realizar todos los cálculos necesarios para asegurar que, tanto los tornillos como los elementos a unir, aguantaran los esfuerzos a los que están sometidos.

Para ello, se siguen los cálculos que aparecen en el capítulo 14 (uniones) de la instrucción EAE para acero estructural.

En los cálculos, se considerará que los tornillos van a trabajar a cortante y aplastamiento, por lo que no se tendrá en cuenta un tipo de unión pretensada. De esta forma, se simplifica mucho el trabajo de cálculo y montaje de la estructura.

Antes de empezar con los cálculos, se va a definir el grado de los tornillos utilizados. Este grado, define la calidad del material del tornillo, que se traduce en una mayor resistencia, tanto en límite elástico como en tracción.

Tabla 4.1: Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción f_{ub} de los tornillos, en función de su grado. Tabla extraída del capítulo 14 de la instrucción EAE.

GRADO DEL TORNILLO	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
f_{yb} , N/mm ²	240	300	480	640	900
f_{ub} , N/mm ²	400	500	600	800	1000

En todas las uniones que se van a calcular de ahora en adelante, se utilizan tornillos de M8 (métrica ocho) y de grado 8.8, que es una calidad denominada de alta resistencia. El motivo, es la disponibilidad personal de tornillos de este grado y métrica, al utilizarlos en otros campos.

Para facilitar el estudio de cada una de las uniones, este apartado se ha dividido en 5 secciones.

Unión del Brazo principal con los bajantes

En este primer punto, se realiza el cálculo de las uniones atornilladas encargadas, de la unión del brazo principal con los bajantes.

Esta unión se realiza mediante pletinas de unión de acero circulares, que pueden alojar cuatro tornillos M8 cada una. Cada bajante y el brazo principal, dispone de dos pletinas cada uno, tal como se aprecia en la imagen de más abajo.

A parte, se disponen una serie de casquillos (uno por tornillo), para permitir un apriete de los tornillos superior, evitando posibles deformaciones de los tubos rectangulares de aluminio.

El disco de las pletinas tiene dos milímetros de espesor, y tiene un saliente central a modo de casquillo de dos milímetros de pared también (todo es una sola pieza). Este saliente, se hace para aumentar el ancho aparente de cada tubo rectangular, dándole más resistencia a las desalineaciones debidas a esfuerzos y movimientos laterales. También reducen el esfuerzo a flexor del bulón central que permite la articulación, haciendo que principalmente trabaje a cortante. Más que para el cálculo del diseño inicial, esto se hace pensando más en la vida útil de la estructura, ya que las articulaciones son siempre los elementos más susceptibles de desgaste y desajuste, con el tiempo y uso.

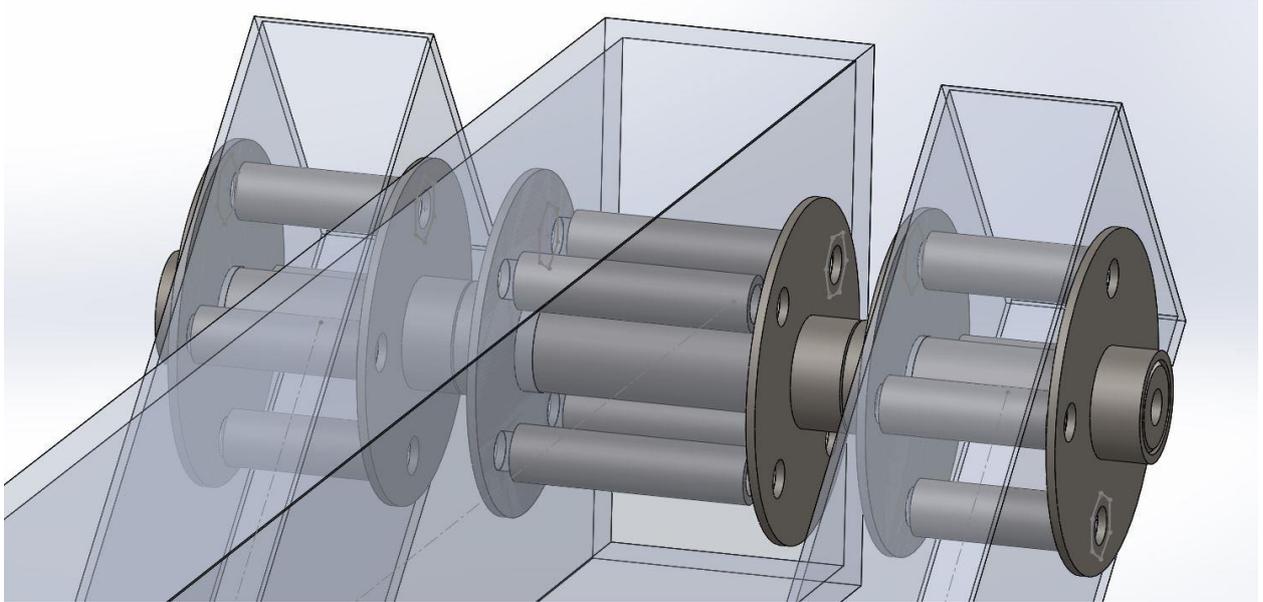


Ilustración 4.61: Disposición de los elementos utilizados en la unión atornillada, entre el brazo principal y los bajantes.

Lo primero que se va a analizar, es la resistencia a desgarro de la zona más desfavorable. En este caso, es la pared del tubo de los bajantes, ya que solamente tiene 1,5 mm de espesor y es de aluminio (menor resistencia que el acero).

Para ello, siguiendo la instrucción EAE, se debe verificar que el esfuerzo de cálculo sea menor que la resistencia a desgarro.

$$R_d = \frac{\frac{f_u \cdot A_{nt}}{1,25} + \frac{f_y \cdot A_{nv}}{\sqrt{3} \cdot 1,05}}{g}$$

Donde:

R_d : Resistencia al desgarro [kg]

f_u : Resistencia a la tracción del material que, para el aluminio utilizado es de

$$221,00 \frac{N}{mm^2}$$

f_y : Límite elástico del material que, para el aluminio utilizado es de $192,00 \frac{N}{mm^2}$

A_{nt} : Área neta total a tracción (color azul en la siguiente imagen) que, tiene un valor de $44,25 mm^2$

A_{nv} : Área neta total a cortante (color rojo en la siguiente imagen) que, tiene un valor de $168,75 mm^2$

g : Aceleración de la gravedad que, tiene un valor de $9,807 \frac{m}{s^2}$

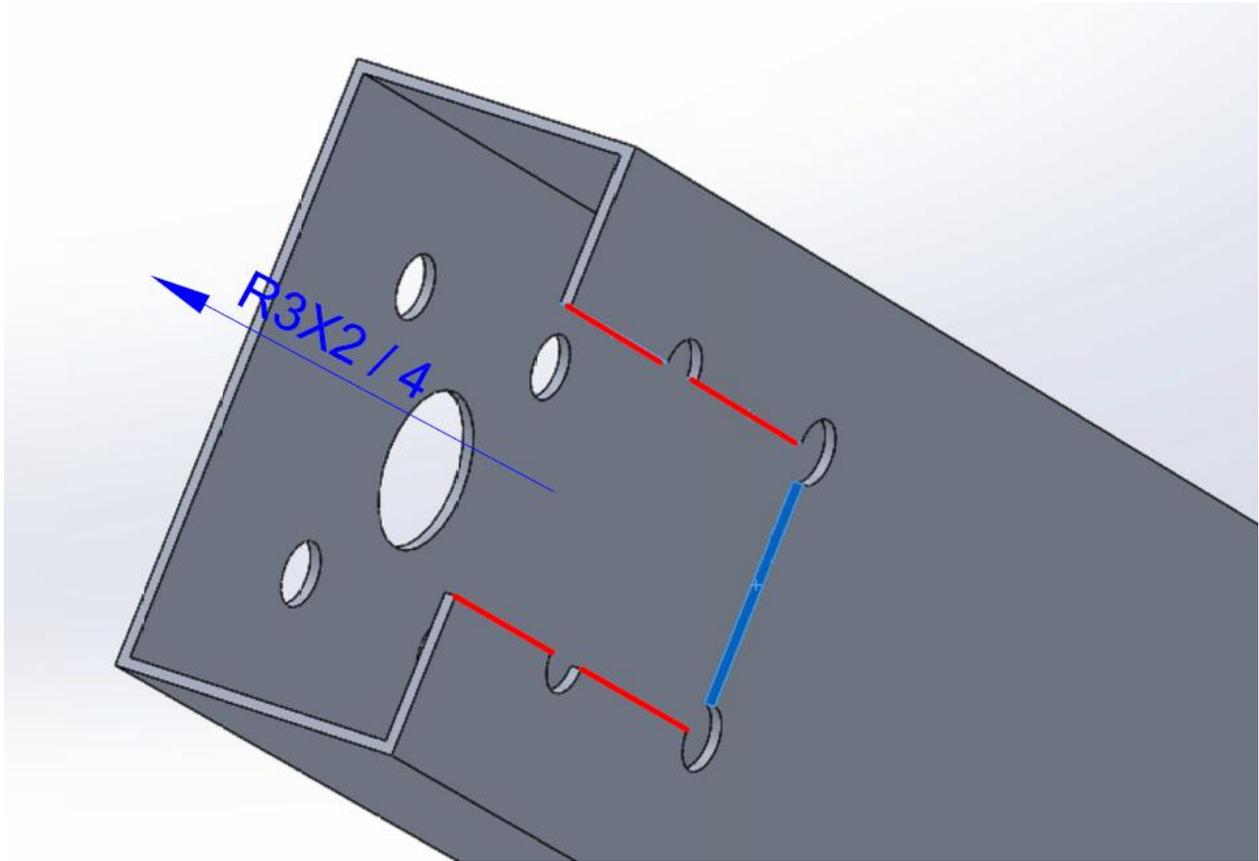


Ilustración 4.62: Representación de la zona de desgarro.

Por lo tanto, el valor de la resistencia al desgarro de una de las paredes, de uno de los tubos bajantes, es:

$$R_d = \frac{\frac{221 \cdot 44,25}{1,25} + \frac{192 \cdot 168,75}{\sqrt{3} \cdot 1,05}}{9,807} = 2614,33 \text{ kg}$$

Como se ha calculado anteriormente en el apartado 4.3.5, el esfuerzo de cálculo de la zona considerada es R3X2, pero como éste esfuerzo se reparte entre las cuatro paredes que hay entre los dos bajantes, el material resistirá al desgarro siempre que se cumpla lo siguiente:

$$R_d \geq \frac{R3X2}{4}$$

De todas las uniones que se calculan, esta parte es la única en la que se analizará la resistencia a desgarro, ya que en los demás casos o bien, las uniones no se encuentran en un extremo del tubo con posibilidad de desgarro o bien, la dirección del esfuerzo de cálculo no coincide con la dirección de desgarro.

Ahora, se pasará a calcular la resistencia de los tornillos a cortante, y la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos.

La resistencia a cortante de un tornillo de grado 8.8, que está solicitado en dirección normal a su eje, viene dada por la siguiente ecuación:

$$R_{TC} = \frac{0,6 \cdot f_{ub} \cdot A_s \cdot n}{1,25 \cdot g}; \quad [kg]$$

Donde:

f_{ub} : Tensión última a tracción del tornillo que, para el grado utilizado, es de $800 \frac{N}{mm^2}$

A_s : Área resistente a tracción que, para un tornillo de M8, es de $36,63 \text{ mm}^2$

n : Número de planos de corte del tornillo que, en todos los casos son dos.

Por lo tanto, la resistencia a cortante de un tornillo de M8 y grado 8.8, es:

$$R_{TC} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 36,63 \cdot 2}{1,25 \cdot 9,807} = 2869,17 \text{ kg}$$

Antes de seguir, hay que decir que esta unión es una unión compuesta, ya que se compone de dos sub-uniones. La primera, correspondería a la unión de los bajantes con sus cuatro pletinas; y la segunda, correspondería a la unión del brazo principal con sus dos pletinas. Más adelante, al ensamblar estas dos sub-uniones, quedaría la unión articulada principal.

Por lo tanto, en el caso de la unión de bajantes, como hay ocho tornillos implicados en total, la reacción máxima que tienen que soportar, que corresponde a la reacción R3 calculada en el apartado 4.3.5, se debe dividir entre el número total de tornillos. Por lo tanto, los tornillos aguantarán el esfuerzo cortante siempre que se cumpla lo siguiente:

$$R_{TC} \geq \frac{R3}{8}$$

En cambio, en la unión del brazo principal solo se dispone de cuatro tornillos en total, por lo que, en ese caso, se debe verificar que:

$$R_{TC} \geq \frac{R3}{4}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$R_{AP} = \frac{\alpha \cdot \beta \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25 \cdot g}; \quad [kg]$$

Donde:

α : Coeficiente igual al menor de los valores, $\frac{e_1}{3 \cdot d_0}$; $\frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}$; $\frac{f_{ub}}{f_u}$; 1,0

e_1 : Distancia desde el centro de un agujero a un borde contiguo, medida en dirección del esfuerzo a transmitir.

d_0 : Diámetro de los agujeros de las pletinas, por donde se insertan los tornillos. En todos los casos son de 8 mm.

p_1 : Distancia entre centros de agujeros contiguos, medida en dirección del esfuerzo a transmitir.

β : Coeficiente igual al menor de los valores, $\frac{2,8 \cdot e_2}{d_0} - 1,7$; $\frac{1,4 \cdot p_2}{d_0} - 1,7$; 2,5

e_2 : Distancia desde el centro de un agujero a un borde contiguo, medida en dirección perpendicular al esfuerzo a transmitir.

p_2 : Distancia entre centros de agujeros contiguos, medida en dirección perpendicular del esfuerzo a transmitir.

d : Diámetro nominal vástago tornillo. En todos los casos es de 8 mm.

t : Espesor del elemento calculado.

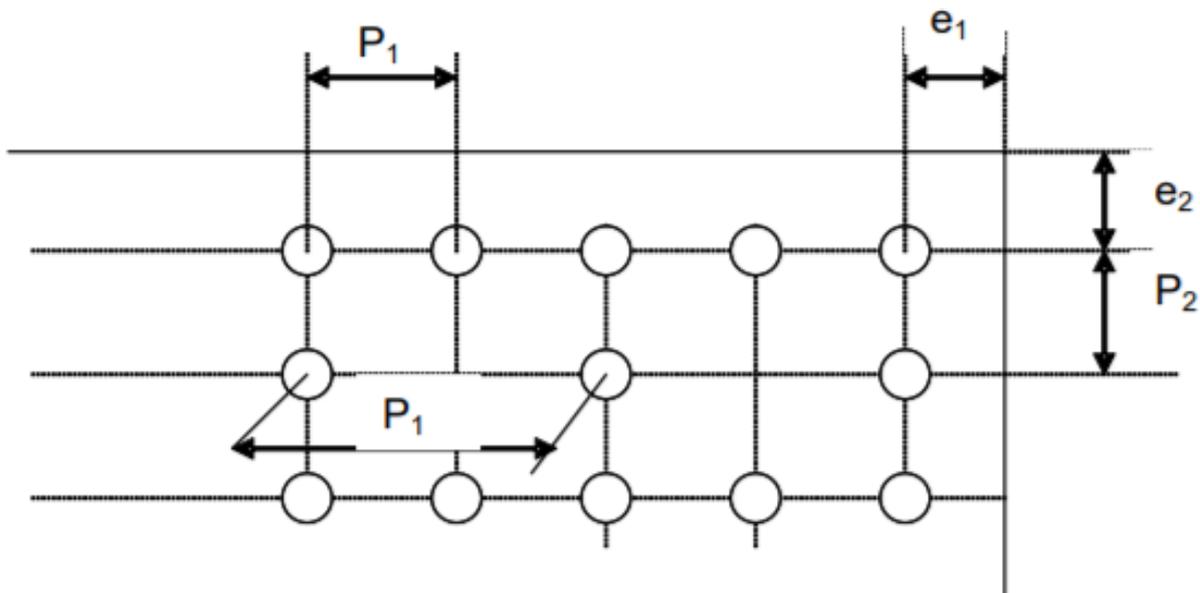


Ilustración 4.63: Representación de los valores de e_1 , e_2 , p_1 y p_2 .

Empezando por la unión de los bajantes, en un principio se debe comprobar cuál de los dos elementos es menos resistente a aplastamiento, el tubo de aluminio o la pletina de acero, teniendo en cuenta los factores α y β .

En cuanto al tubo de aluminio, se conocen los siguientes datos:

$$e_1 = 16,75 \text{ mm}$$

$$e_2 = 16,75 \text{ mm}$$

$$p_1 = 38 \text{ mm}$$

$$p_2 = 38 \text{ mm}$$

$$t = 1,5 \text{ mm}$$

$$f_u = 221 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Como las reacciones que actúan sobre las uniones atornilladas, son variables en función de la posición del elevador, para determinar los valores de e_1 , e_2 , p_1 y p_2 se considera siempre el caso más desfavorable. Por eso, tanto para este caso como para el resto de las uniones, estas distancias siempre serán las mínimas entre los agujeros y los bordes. Esto se hace para simplificar los cálculos, asegurando que la unión aguantará siempre.

Con los valores anteriores, ya se puede calcular α y β .

$$\alpha = 0,70$$

$$\beta = 2,50$$

Por lo tanto, la resistencia a aplastamiento de la unión de los bajantes será:

$$R_{AP} = \frac{0,70 \cdot 2,50 \cdot 221 \cdot 8 \cdot 1,5}{1,25 \cdot 9,807} = 3701,75 \text{ kg}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de la pletina de unión, se conocen los siguientes datos:

$$e_1 = 10,63 \text{ mm}$$

$$e_2 = 10,63 \text{ mm}$$

$$p_1 = 38 \text{ mm}$$

$$p_2 = 38 \text{ mm}$$

$$t = 2 \text{ mm}$$

$$f_u = 360 \frac{N}{mm^2}$$

Con los valores anteriores, se puede calcular α y β .

$$\alpha = 0,44$$

$$\beta = 2,02$$

Por lo tanto, la resistencia a aplastamiento de la pletina será:

$$R_{AP} = \frac{0,44 \cdot 2,02 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 2}{1,25 \cdot 9,807} = 4123,76 \text{ kg}$$

Como se puede apreciar, el elemento menos resistente es la viga de aluminio. Por lo cual, la unión aguantará a aplastamiento, siempre que se cumpla la siguiente igualdad:

$$R_{APmin.} = 3701,75 \text{ kg} \geq \frac{R3}{16}$$

Donde R3, es la reacción que actúa sobre la unión, calculada en el apartado 4.3.5. Como hay 16 agujeros entre los que se reparte la reacción, este valor debe dividirse entre el total de agujeros implicados.

Ahora, solo nos queda comprobar la segunda sub-unión de la articulación, que corresponde a la unión del brazo principal con sus pletinas correspondientes.

De nuevo, debemos comprobar cuál de los dos elementos es menos resistente a aplastamiento.

En cuanto al tubo de aluminio que forma el brazo principal, se conocen los siguientes datos:

$$e_1 = 26,75 \text{ mm}$$

$$e_2 = 26,75 \text{ mm}$$

$$p_1 = 38 \text{ mm}$$

$$p_2 = 38 \text{ mm}$$

$$t = 4 \text{ mm}$$

$$f_u = 221 \frac{N}{mm^2}$$

Con estos valores, ya se puede calcular α y β .

$$\alpha = 1,00$$

$$\beta = 2,50$$

Por lo tanto, la resistencia a aplastamiento del brazo principal de aluminio será:

$$R_{AP} = \frac{1,00 \cdot 2,50 \cdot 221 \cdot 8 \cdot 4}{1,25 \cdot 9,807} = 14144,00 \text{ kg}$$

Como la resistencia a aplastamiento de la pletina es la misma que en el caso anterior, ya que se utiliza el mismo tipo de pletina para todos los casos, comprobamos que ésta tiene menor resistencia. Por lo tanto, la unión aguantará a aplastamiento, siempre que se cumpla la siguiente igualdad:

$$R_{APmin.} = 4123,76 \text{ kg} \geq \frac{R3}{8}$$

En este caso, solo hay 8 agujeros entre los que se reparte la reacción R3. Por lo cual, se divide el valor de la reacción entre el total de agujeros implicados.

Unión del pistón hidráulico con los bajantes

En este segundo punto, se realiza el cálculo de las uniones atornilladas encargadas, de la unión del pistón hidráulico con los bajantes.

En este caso, se utiliza el mismo sistema de unión por pletinas y casquillos interiores, que en el caso anterior. Además, las pletinas tienen las mismas medidas.

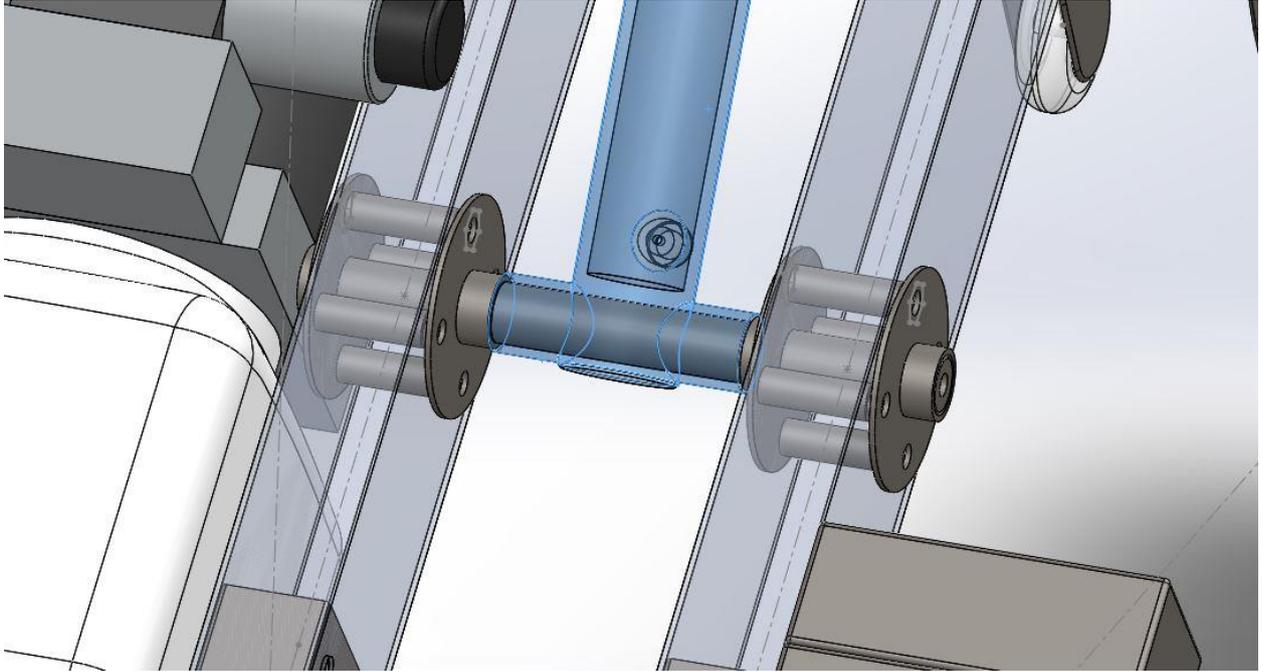


Ilustración 4.64: Disposición de los elementos utilizados en la unión atornillada, entre el pistón hidráulico y los bajantes.

El primer paso, será calcular la resistencia de los tornillos a cortante, y la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos.

Como se utilizan los mismos tornillos para todas las uniones, el valor de la resistencia a cortante de cada tornillo será la misma que en el caso anterior.

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg}$$

Como en esta unión hay ocho tornillos implicados en total, la reacción máxima que tienen que soportar, que corresponde a la reacción RPP2 calculada en el apartado 4.3.5, se repartirá entre el número total de tornillos. Por lo tanto, los tornillos aguantarán el esfuerzo cortante siempre que se cumpla lo siguiente:

$$R_{TC} \geq \frac{RPP2}{8}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos, se calcula igual que en el punto anterior.

Como el caso es idéntico que en el cálculo a aplastamiento de los bajantes, el valor será el mismo.

$$R_{AP} = \frac{0,70 \cdot 2,50 \cdot 221 \cdot 8 \cdot 1,5}{1,25 \cdot 9,807} = 3701,75 \text{ kg}$$

Y como también hay 16 agujeros entre los que se reparte la reacción RPP2, para que el aluminio resista al aplastamiento, se debe cumplir la siguiente igualdad:

$$R_{AP} \geq \frac{RPP2}{16}$$

Unión de los bajantes con la estructura de las ruedas

En este tercer punto, se realiza el cálculo de las uniones atornilladas encargadas, de la unión de los bajantes con la estructura de las ruedas.

A diferencia de los casos anteriores, aquí no se utilizarán pletinas de unión. Esto se debe a que la unión no lleva ninguna articulación, por lo que no se requiere tanto refuerzo.

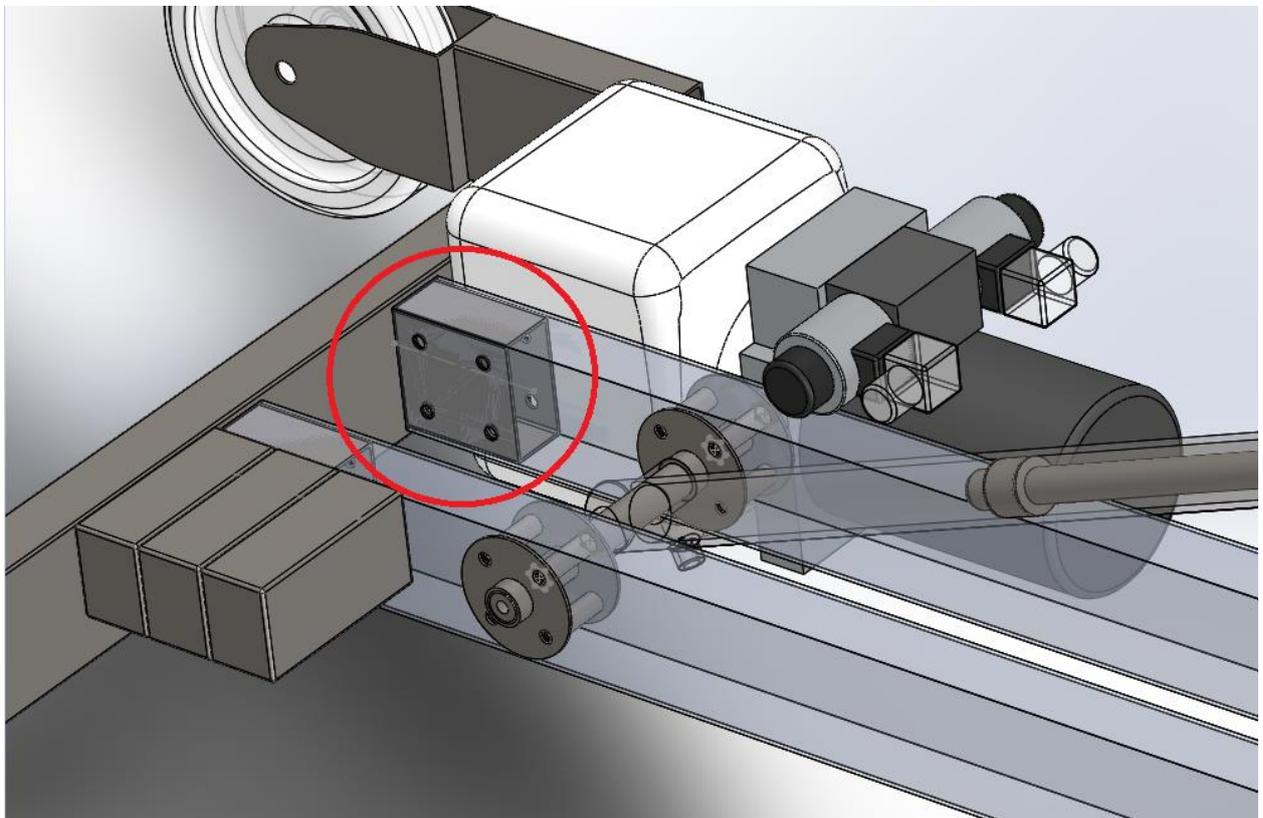


Ilustración 4.65: Disposición de los elementos utilizados en la unión atornillada, entre los bajantes y la estructura de las ruedas principales.

A continuación, se calcula la resistencia de los tornillos a cortante, y la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos.

Como hasta ahora, el valor de resistencia a cortante de los tornillos es:

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg}$$

En el apartado 4.3.6, se calculó la reacción $R_{MAX.}$, que corresponde a la fuerza que soporta cada tornillo de esta unión. Por lo tanto, los tornillos aguantarán el esfuerzo cortante siempre que se cumpla lo siguiente:

$$R_{TC} \geq R_{MAX.}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos, se calcula mediante la misma ecuación que hasta ahora.

Como en casos anteriores, aquí también habrá que comprobar cuál de los elementos que forman la unión, tiene menos resistencia a aplastamiento.

En cuanto a la estructura de las ruedas, se conocen los siguientes datos:

$$e_1 = 15,50 \text{ mm}$$

$$e_2 = 15,50 \text{ mm}$$

$$p_1 = 46 \text{ mm}$$

$$p_2 = 46 \text{ mm}$$

$$t = 1,5 \text{ mm}$$

$$f_u = 360 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Y para los bajantes, se conocen estos otros datos:

$$e_1 = 12,75 \text{ mm}$$

$$e_2 = 12,75 \text{ mm}$$

$$p_1 = 46 \text{ mm}$$

$$p_2 = 46 \text{ mm}$$

$$t = 1,5 \text{ mm}$$

$$f_u = 221 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Comparando los datos de los dos elementos, se puede decir antes de calcular, que los bajantes serán menos resistentes a aplastamiento. Esto se deduce por a la diferencia de resistencia a tracción (f_u) que hay entre los dos elementos, y a que el resto de los datos son prácticamente iguales. Por lo tanto, el que tiene menor resistencia a tracción será el menos resistente a aplastamiento.

Ahora ya, calculamos para los bajantes,

$$\alpha = 0,53$$

$$\beta = 2,50$$

Y finalmente,

$$R_{AP} = \frac{0,53 \cdot 2,50 \cdot 221 \cdot 8 \cdot 1,5}{1,25 \cdot 9,807} = 2817,75 \text{ kg}$$

Por lo tanto, para que el aluminio resista a aplastamiento, se debe cumplir la siguiente igualdad:

$$R_{AP} \geq R_{MAX.}$$

Unión de la punta del brazo principal

En este cuarto punto, se realiza el cálculo de la unión atornillada encargada, de la unión de la punta del brazo principal, de acero.

Como en el caso anterior, aquí tampoco se utilizan pletinas de unión. A parte, esta unión se compone únicamente de un solo tornillo. El segundo agujero más a la derecha, que aparece en la siguiente imagen, solamente está para evitar que la punta rote sobre el tornillo de unión.

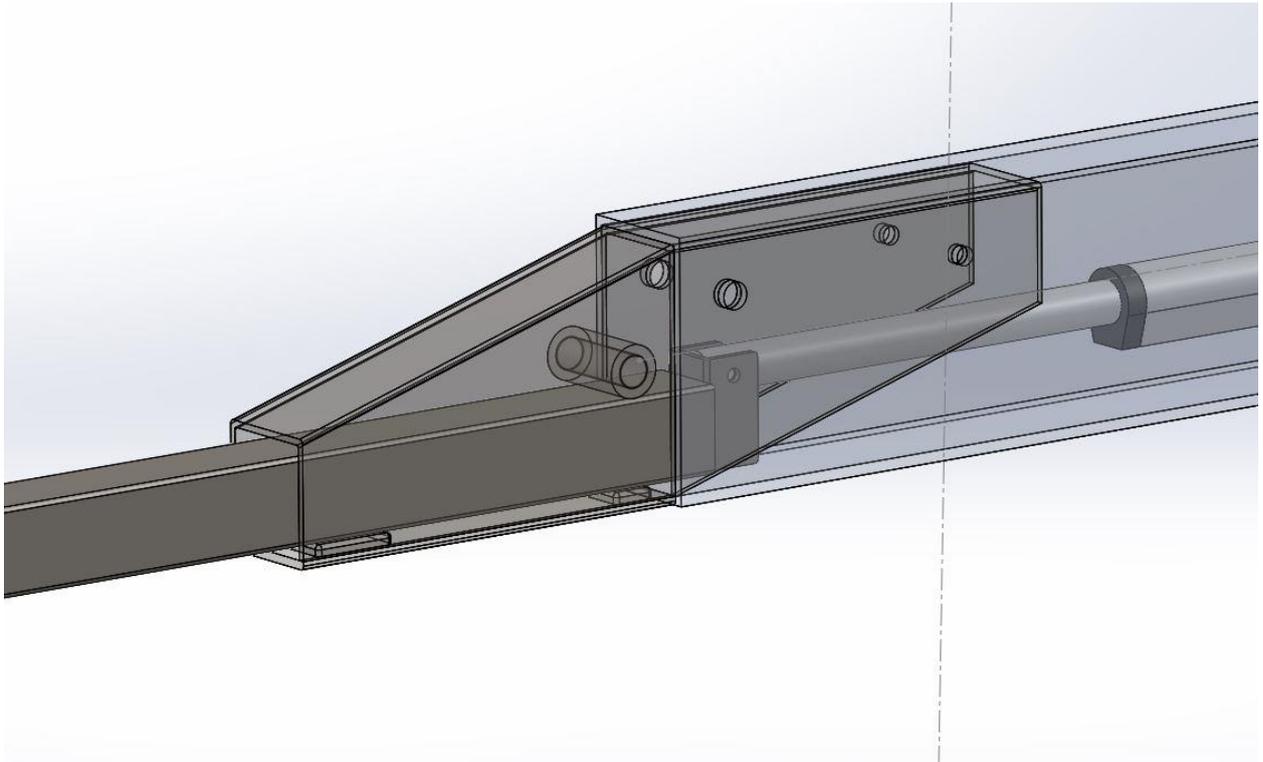


Ilustración 4.66: Disposición de la unión atornillada, correspondiente a la punta de acero del brazo principal con la viga de aluminio.

Como hasta ahora, primero se va a calcular la resistencia del tornillo de unión, a cortante, y la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos al tornillo.

Los dos tornillos utilizados, en este caso también son del mismo tipo y medida que en las otras uniones ya calculadas.

Por lo tanto, el valor de resistencia a cortante de los dos tornillos será la misma que hasta ahora.

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg}$$

En el apartado 4.3.7, se calculó la reacción RT_2 , correspondiente a la fuerza máxima a la que está sometido el tornillo de esta unión. Por lo tanto, el tornillo aguantará el esfuerzo cortante siempre que se cumpla lo siguiente:

$$R_{TC} \geq RT_2$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos, se calcula mediante la misma ecuación que en los otros casos.

Como no conocemos si será más resistente la viga de aluminio de 4 mm o la punta de acero de 3 mm, vamos a calcularlo para ambos elementos.

Para la viga de aluminio, se tienen los siguientes valores:

$$e_1 = 23,75 \text{ mm}$$

$$e_2 = 23,75 \text{ mm}$$

$$t = 4 \text{ mm}$$

$$f_u = 221 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

En este caso, como hay un solo tornillo, p_1 y p_2 no existen. Por lo tanto, para los cálculos de α y β se eliminan los términos $\frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}$ y $\frac{1,4 \cdot p_2}{d_0} - 1,7$, respectivamente.

Por lo tanto,

$$\alpha = 0,99$$

$$\beta = 2,50$$

Y calculando la resistencia a aplastamiento,

$$R_{AP} = \frac{0,99 \cdot 2,50 \cdot 221 \cdot 8 \cdot 4}{1,25 \cdot 9,807} = 13996,67 \text{ kg}$$

Para la punta de acero, se tienen los siguientes valores:

$$e_2 = 26,00 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$f_u = 360 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

En este otro caso, no se dispone del valor e_1 , ya que el agujero de la punta de acero no tiene ningún borde contiguo, en la dirección de la fuerza RT_2 aplicada. Por este motivo, se omite el término $\frac{e_1}{3 \cdot d_0}$ para cálculo de α . A parte, tampoco se dispone de los valores de p_1 y p_2 , por el mismo motivo que se acaba de comentar en el cálculo de la viga de aluminio.

Entonces,

$$\alpha = 1,00$$

$$\beta = 2,50$$

Y, en cuanto a la resistencia a aplastamiento,

$$R_{AP} = \frac{1 \cdot 2,50 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 3}{1,25 \cdot 9,807} = 17280,00 \text{ kg}$$

Como se puede apreciar, el elemento menos resistente es la viga de aluminio. Por lo tanto, la unión aguantará a aplastamiento, siempre que se cumpla la siguiente igualdad:

$$R_{APmin.} = 13996,67 \text{ kg} \geq RT_2$$

Uniones articuladas

En este último punto, se van a calcular las uniones con bulones, o ejes, para comprobar que aguantarán el esfuerzo solicitado.

En total hay tres uniones articuladas principales, que se definen y calculan a continuación.

Articulación principal

Para la articulación principal, que corresponde a la unión del brazo principal con los bajantes, se va a utilizar un bulón de las siguientes características:

- Material: Acero F-1140
- Tipo: Calibrado Redondo D.20 mm
- Sección [A]: 314,14 mm²
- Módulo resistente [W]: 0,79 cm³
- Límite elástico material [f_y]: 305 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Resistencia tracción material [f_u]: 580 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Aceleración de la gravedad [g]: 9,807 $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Según la instrucción EAE, la resistencia a simple cortante de un bulón de sección transversal A y fabricado con un acero de resistencia a tracción f_u , viene dada por:

$$F_{V,Rd} = \frac{0,6 \cdot A \cdot f_u}{1,25 \cdot g}; \quad [\text{kg}]$$

Por lo tanto,

$$F_{V,Rd} = \frac{0,6 \cdot 314,14 \cdot 580}{1,25 \cdot 9,807} = 8917,77 \text{ kg}$$

Por otro lado, el momento flector M_{Ed} en un bulón que une una pieza central de espesor b sometida a un esfuerzo F_{Ed} , normal al eje del bulón, con otras dos piezas laterales de espesor a , separadas una distancia c de la central, se tomará igual a:

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed} \cdot (b + 4c + 2a)}{8 \cdot 1000}; \quad [kg \cdot m]$$

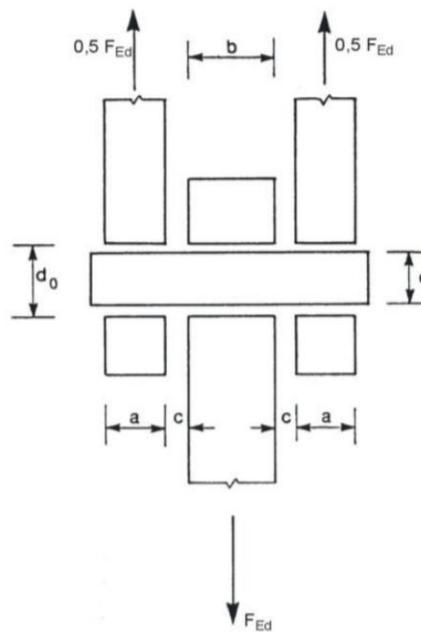


Ilustración 4.67: Esquema de las dimensiones a tener en cuenta en el cálculo del momento flector M_{Ed} .

En nuestro caso, para el cálculo de M_{Ed} , se tienen los siguientes valores:

$$F_{Ed} = R3$$

$$a = 66 \text{ mm}$$

$$b = 86 \text{ mm}$$

$$c = 0,5 \text{ mm}$$

Donde R3, corresponde a la reacción que actúa sobre la unión, calculada en el apartado 4.3.3.

Para un bulón de módulo resistente W y fabricado con un acero de límite elástico f_y , se debe cumplir:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{1,5W \cdot f_y}{1,05 \cdot g}; \quad [kg \cdot m]$$

Por lo tanto,

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{1,5 \cdot 0,79 \cdot 305}{1,05 \cdot 9,807} = 34,89 \text{ kg} \cdot m$$

Finalmente, se comprueba que el bulón aguanta frente a la resistencia combinada de cortante y flexión, verificando que se cumple lo siguiente:

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 \leq 1$$

Donde $F_{V,Ed}$, es el esfuerzo cortante que solicita el bulón en estado límite último.

$$F_{V,Ed} = \frac{R3}{2}; \quad [kg]$$

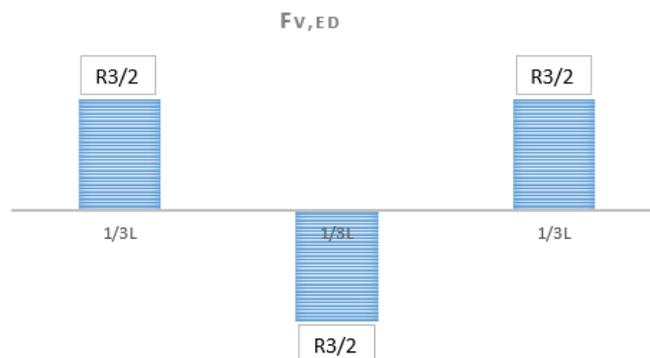


Ilustración 4.68: Diagrama de esfuerzos cortantes, a lo largo del bulón, donde el esfuerzo máximo es $R3/2$. En esta imagen, L es la longitud total del bulón.

Articulación del cilindro del pistón hidráulico

Para esta articulación, correspondiente a la unión del pistón hidráulico con los bajantes, se utilizará un bulón de las mismas características que en la articulación anterior. A parte, las dimensiones a , b y c , también coinciden con el caso anterior.

Sin embargo, para este caso, el valor de F_{Ed} corresponderá a la reacción RPP2, calculada en el apartado 4.3.5.

Como antes, el bulón utilizado aguantará siempre que se cumpla la siguiente condición:

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 \leq 1$$

Donde:

$$M_{Ed} = \frac{RPP2 \cdot (b + 4c + 2a)}{8 \cdot 1000}; \quad [kg \cdot m]$$

$$M_{Rd} = \frac{1,5 \cdot 0,79 \cdot 305}{1,05 \cdot 9,807} = 34,89 \text{ kg} \cdot m$$

$$F_{V,Rd} = \frac{0,6 \cdot 314,14 \cdot 580}{1,25 \cdot 9,807} = 8917,77 \text{ kg}$$

$$F_{V,Ed} = \frac{RPP2}{2}; \quad [kg]$$

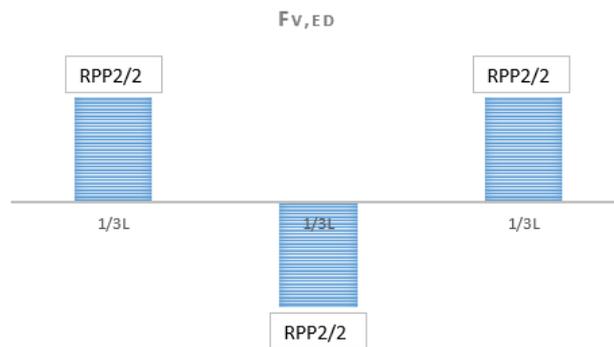


Ilustración 4.69: Diagrama de esfuerzos cortantes, a lo largo del bulón, donde el esfuerzo máximo es RPP2/2. En esta imagen, L es la longitud total del bulón.

Articulación del vástago del pistón hidráulico

Para esta articulación, correspondiente a la unión del vástago del pistón hidráulico con el brazo principal, se utilizará un bulón de las siguientes características:

- Material: Acero F-1140
- Tipo: Calibrado Redondo D.16 mm
- Sección [A]: 201,05 mm²
- Módulo resistente [W]: 0,40 cm³
- Límite elástico material [f_y]: $305 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Resistencia tracción material [f_u]: $580 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Aceleración de la gravedad [g]: $9,807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

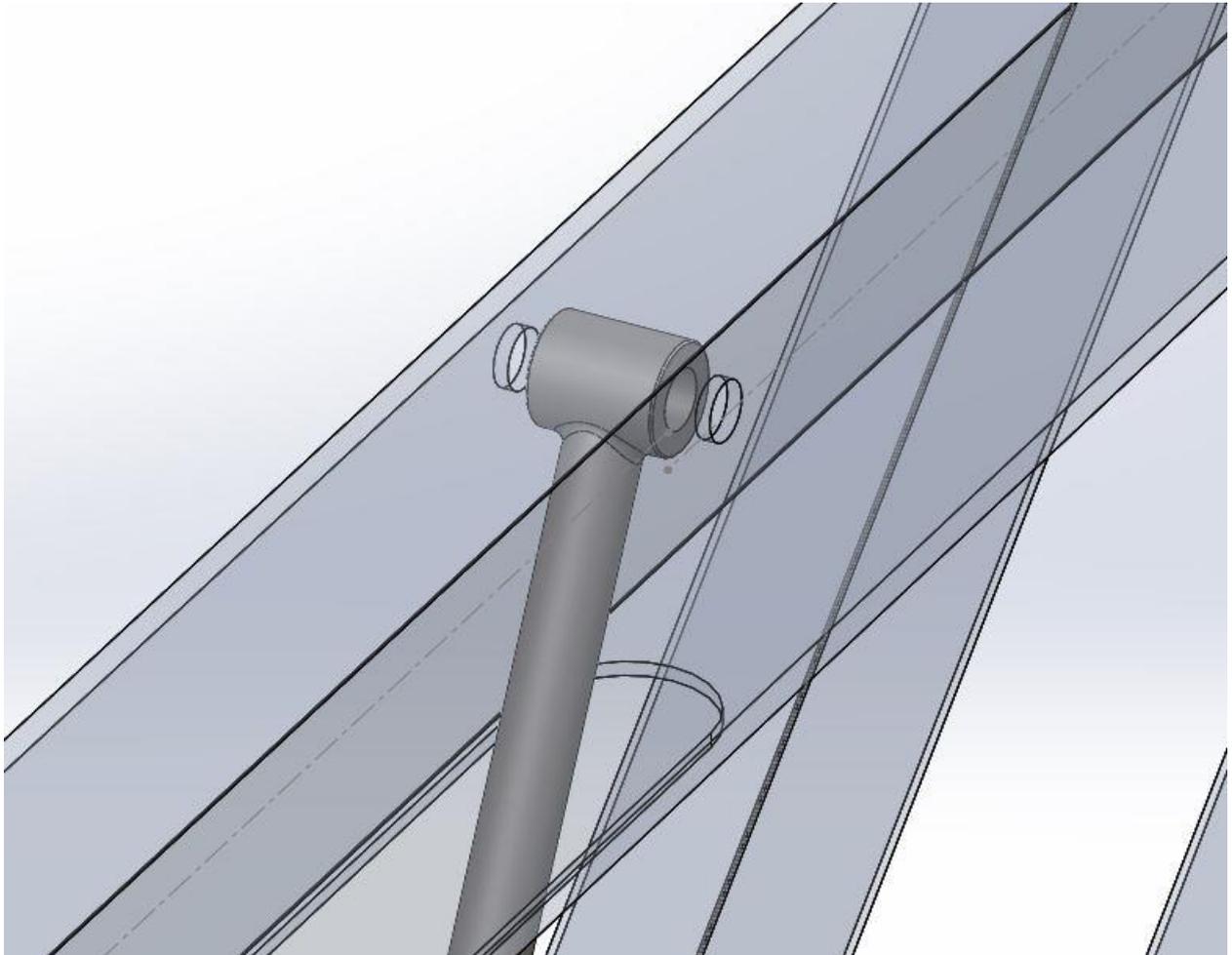


Ilustración 4.70: Unión articulada entre el vástago del pistón hidráulico y el brazo principal.

Como antes ahora, se calcula la resistencia a simple cortante, $F_{V,Rd}$, del bulón utilizado.

$$F_{V,Rd} = \frac{0,6 \cdot A \cdot f_u}{1,25 \cdot g}; \quad [kg]$$

Donde,

$$F_{V,Rd} = \frac{0,6 \cdot 201,05 \cdot 580}{1,25 \cdot 9,807} = 5707,38 \text{ kg}$$

Para el cálculo del momento flector, M_{Ed} , que soporta el bulón, como antes:

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed} \cdot (b + 4c + 2a)}{8 \cdot 1000}; \quad [kg \cdot m]$$

Donde, en este caso:

$$F_{Ed} = RPP1X$$

$$a = 4 \text{ mm}$$

$$b = 35 \text{ mm}$$

$$c = 8,5 \text{ mm}$$

Donde RPP1X, corresponde a la reacción que actúa sobre la unión, calculada en el apartado 4.3.3.

Para verificar que el bulón aguantará el esfuerzo debido al momento flector producido, se debe cumplir lo siguiente:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{1,5W \cdot f_y}{1,05 \cdot g}; \quad [kg \cdot m]$$

Por lo tanto,

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{1,5 \cdot 0,40 \cdot 305}{1,05 \cdot 9,807} = 17,86 \text{ kg} \cdot m$$

Por último, se comprueba que el bulón aguanta frente a la resistencia combinada de cortante y flexión, verificando que se cumple lo siguiente:

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 \leq 1$$

Donde $F_{V,Ed}$, es el esfuerzo cortante que solicita el bulón en estado límite último.

$$F_{V,Ed} = \frac{RPP1X}{2}; \quad [kg]$$



Ilustración 4.71: Diagrama de esfuerzos cortantes, a lo largo del bulón, donde el esfuerzo máximo es $RPP1X/2$. En esta imagen, L es la longitud total del bulón.

Capítulo 5. Cálculo sistema hidráulico

A pesar de que el proveedor del cilindro y la central hidráulica, ya proporciona unos datos aproximados de trabajo de estos elementos, se van a realizar unos cálculos básicos para comprobar qué presión y caudal serán necesarios en función del cilindro elegido y de las necesidades de trabajo.

5.1. Fuerza máxima del cilindro hidráulico

La fuerza máxima del cilindro, o pistón, hidráulico, vendrá determinada por la presión de trabajo de la central hidráulica y por las dimensiones internas del propio cilindro.

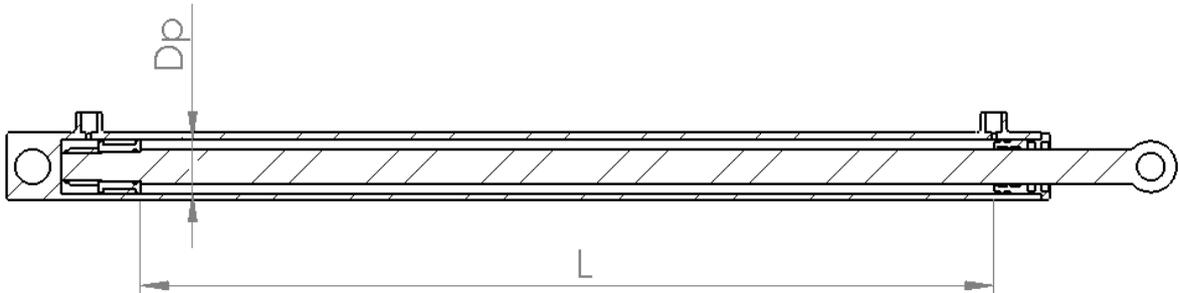


Ilustración 5.1: Dimensiones internas del cilindro, donde D_p corresponde al diámetro interno del cilindro, y L corresponde a la carrera del pistón.

Como ya se conoce, la fuerza máxima que deberá desarrollar el pistón corresponderá al valor máximo de la reacción RPP1, definida en el apartado 4.3.4. Por lo tanto, como las centrales hidráulicas permiten regular la presión de trabajo entre un rango de valores, se va a calcular el valor de presión necesario. De esta forma, como medida de seguridad, se puede limitar la fuerza máxima del pistón para que, en caso de sobrecargar la estructura, ésta no pueda levantar el peso.

Entonces, la fuerza de empuje máxima que desarrollará el cilindro hidráulico viene determinada por:

$$F_E = \frac{P \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2}{10 \cdot g}; \quad [kg]$$

Donde:

F_E : Fuerza de empuje del pistón hidráulico, correspondiente a la reacción RPP1 [kg].

P : Presión de trabajo de la central hidráulica [Bar].

D_p : Diámetro de presión, correspondiente al diámetro interior del cilindro hidráulico [mm].

g: Aceleración de la gravedad, de $9,807 \frac{m}{s^2}$.

10: Factor de conversión $(1 \text{ Bar} = 0,1 \frac{N}{mm^2})$.

Por lo tanto, la presión de trabajo necesaria será:

$$P = \frac{RPP1 \cdot 10 \cdot g}{\pi \cdot \left(\frac{D_P}{2}\right)^2}; \quad [\text{Bar}]$$

5.2. Velocidad de extensión del cilindro hidráulico

Para determinar la velocidad o tiempo de extensión del pistón hidráulico, hay que conocer el caudal de trabajo de la central hidráulica y el volumen de extensión del propio pistón.

Tras varias pruebas y consideraciones, se ha determinado que un tiempo adecuado de extensión completa sería de unos siete segundos. Por lo tanto, como la central permite regular el caudal de aceite, se tendrá que determinar el caudal necesario para que el tiempo de extensión del pistón, a lo largo de toda la carrera, sea de unos siete segundos.

De esta forma, el tiempo de extensión viene determinado por:

$$T = \frac{V_E \cdot 60}{C}; \quad [s]$$

Con,

$$V_E = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_P}{2}\right)^2 \cdot L}{10^6}; \quad [\text{Litros}]$$

Donde:

T : Tiempo total de extensión, a lo largo de toda la carrera [s].

V_E : Volumen de extensión del cilindro hidráulico [Litros].

C : Caudal de la central hidráulica en litros por minuto [Lpm].

L : Carrera total del pistón hidráulico [mm].

10^6 : Factor de conversión $(1 \text{ Litro} = 10^6 \text{ mm}^3)$.

60 : Factor de conversión $(1 \text{ min} = 60 \text{ s})$.

Por lo tanto, el caudal de trabajo necesario de la central hidráulica será:

$$C = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 \cdot L \cdot 60}{T \cdot 10^6}; \quad [Lpm]$$

Capítulo 6. Análisis de los resultados

En este capítulo, se presenta la hoja de cálculo que se ha desarrollado, para facilitar el análisis de todos los resultados posibles. Concretamente, se presentará la forma en que se ha estructurado el documento, la metodología seguida para el análisis de los datos y los resultados obtenidos para cada conjunto en su posición más desfavorable.

6.1. Estructuración de la hoja de cálculo

El documento Excel desarrollado, está estructurado básicamente en 11 pestañas.

En la primera pestaña, llamada “Medidas Principales y Datos”, se han introducido todos los datos que definen la estructura y los elementos que la componen, tales como las medidas de todos los elementos, las características mecánicas de los materiales, los pesos de los elementos, y las posiciones iniciales del centro de gravedad de cada uno de los conjuntos, para la posición base definida en el apartado 4.2 de los cálculos. Muchos de estos datos, como las medidas, los pesos y el C.G. de los diferentes elementos, se han extraído del modelo 3D desarrollado en SolidWorks. La finalidad de esta pestaña es, tener una base de datos modificable que permita, en caso de variar algún dato del modelo o alguna característica de algún elemento, actualizar todos los cálculos automáticamente y desde un único lugar.

La segunda pestaña, es la que engloba el mayor volumen de datos. En ella, se encuentra una primera área para las configuraciones de la estructura, donde se definen todas posibles posiciones que se pueden adoptar, incluyendo todos los rangos de pesos de carga posibles; otra parte está destinada a los cálculos de todas las reacciones de cada uno de los conjuntos; y finalmente, la última parte se ha destinado a los cálculos de las posiciones del C.G., para cada una de las configuraciones definidas.

Para cada una de las siguientes seis pestañas, se ha hecho una tabla dinámica, donde se extraen los datos obtenidos en la pestaña dos. Cada pestaña, corresponde a un conjunto de la estructura ya definidos, incluyendo el cálculo de la estructura de las ruedas. En estas pestañas, se calculan los esfuerzos de cada conjunto, en función de las reacciones ya calculadas anteriormente, además de generar sus gráficos correspondientes.

Las pestañas nueve y diez, se han destinado a los cálculos de las uniones y bulones. Como antes, también se parte de una tabla dinámica, con la que se verifican los cálculos de los elementos de unión y articulaciones.

En la última pestaña, se han hecho unos cálculos adicionales para el pistón hidráulico que, a pesar de los datos facilitados por el proveedor, proporcionan los valores de fuerza desarrollada y tiempo de carrera, en función de la presión y caudal de la bomba utilizada.

6.2. Metodología y resultados

En cuanto a la metodología de análisis de datos, se pueden diferenciar dos partes.

Una primera parte, destinada a verificar que el operario puede trabajar en unas condiciones de esfuerzo adecuadas para cualquier peso y altura de trabajo, jugando con la altura de las manos y la extensión del brazo extensor. Lo que se traduce, en actuar sobre la posición del centro de gravedad de la estructura.

Una vez se ha verificado esto, la segunda parte se centra más en analizar cada conjunto individualmente y, comprobar que aguanta el máximo esfuerzo producido, en la condición más desfavorable. Es decir, en la configuración más comprometida para cada conjunto.

Controlabilidad y estabilidad

Para la primera parte, lo primero que se ha hecho es definir todos los rangos posibles de configuraciones (posiciones) del elevador, en la segunda pestaña de la hoja de cálculo. Al tener los cálculos en forma de tabla, automáticamente se obtienen todas las reacciones y centros de gravedad para cada configuración, y de una forma rápida, se puede visualizar la reacción del operario. Para conseguirlo, se ha ido variando la altura de las manos y la extensión del brazo extensor de cada configuración, hasta conseguir que todas las reacciones del operario queden dentro del margen definido en el apartado 4.1. De esta forma, se verifica que será posible controlar el aparato en cualquier posición y carga de trabajo.

Tabla 6.1: Resultados de la carga del operario, para varias posiciones.

Peso [Kg]	Alt. manos op. [mm]	Alt. brazo princ. [mm]	Ext./Retr. B [mm]	Fuerza Op. [Kg]
170	950	500	-100	-1,27
170	950	600	-100	-4,07
170	950	700	-100	-6,05
170	890	800	-100	-2,68
170	890	900	-100	-2,60
170	900	1000	-100	-2,64
170	910	1100	-100	-2,07
170	940	1200	-100	-2,99
170	950	1300	-100	-1,32
170	950	1400	-100	2,27
170	950	1500	-50	0,15
170	950	1600	0	-1,38
170	950	1700	50	-2,32
170	950	1800	100	-2,69
170	950	1900	100	4,78
50	950	500	100	4,76
50	950	600	100	3,97
50	950	700	100	3,42
50	1000	800	100	1,58
50	1100	900	100	-2,43
50	1100	1000	100	-2,67
50	1100	1100	100	-2,67
50	1100	1200	100	-2,43
50	1100	1300	100	-1,95
50	1100	1400	100	-1,23
50	1100	1500	100	-0,27
50	1000	1600	100	6,19
50	1000	1700	100	7,87
50	1000	1800	100	9,84
50	1000	1900	100	12,11

Como se puede apreciar en la tabla anterior, para ahorrar espacio, solo se muestran las posiciones para el peso máximo y el mínimo. Lógicamente, si se puede mantener la fuerza del operario dentro de márgenes en los pesos extremo, para todo el rango de pesos intermedios también será posible.

Como se definió en el apartado 4.1, se considerará adecuado, un rango de ± 3 kg en condición de desplazamiento continuo, y un rango de ± 15 kg en condición puntual trabajo, para la carga del operario. En este sentido, se ha considerado que, en condición de desplazamiento continuo, la altura del brazo principal va a estar entre 800 mm y 1600 mm. Mientras que, en condición puntual de trabajo, se puede dar cualquier altura como posible.

Los valores comprendidos entre -15 kg y 15 kg, aparecerán en amarillo, mientras que los valores comprendidos entre -3 kg y 3 kg, aparecerán en negro. En el caso de que se superase el rango de ± 15 kg, el valor aparecería en rojo.

Otro caso que se ha tenido en cuenta es la condición de apoyo en el suelo. Se debe cumplir en todo caso, que la estructura se mantendrá en condición estable. Esto significa que si en algún momento, el C.G total está por delante de las ruedas principales, el elevador se inclinaría hacia adelante, dejando caer el peso cargado contra el suelo. Por lo tanto, para este caso se han considerado las condiciones en la que se carga el máximo peso.

Tabla 6.2: Resultados de estabilidad de la estructura, en la condición de apoyo.

Peso [Kg]	Alt. manos op. [mm]	Alt. brazo princ. [mm]	Ext./Retr. B [mm]	Fuerza Op. [Kg]	Peso Estructura	RS
170	950	500	-100	-1,27	-52,19	223,46
170	950	600	-100	-4,07	-52,19	226,26
170	950	700	-100	-6,05	-52,19	228,23
170	835,44	800	-100		-52,19	220,51
170	835,44	900	-50	APOYO INESTABLE	-52,19	228,63
170	900	1000	-100	-2,64	-52,19	224,83
170	910	1100	-100	-2,07	-52,19	224,26
170	940	1200	-100	-2,99	-52,19	225,18
170	950	1300	-100	-1,32	-52,19	223,51
170	950	1400	-100	2,27	-52,19	219,92
170	950	1500	-50	0,15	-52,19	222,04
170	950	1600	0	-1,38	-52,19	223,56
170	950	1700	50	-2,32	-52,19	224,51
170	950	1800	100	-2,69	-52,19	224,88
170	950	1900	100	4,78	-52,19	217,41

En la tabla anterior, se muestra un caso estable y otro inestable, en la condición de apoyo. Se ha hecho para una altura del brazo principal alrededor de los 800 mm, porque en esta condición, es cuando el brazo principal está horizontal con el suelo, y por lo tanto es cuando la punta está más adelantada respecto las ruedas principales (condición más desfavorable para este caso). Por lo tanto, se comprueba que, si se ajusta el brazo extensor adecuadamente, la estructura puede ser estable dentro de los pesos de carga estudiados, y para cualquier altura del brazo principal. En el caso de que fuera inestable, aparecería “APOYO INESTABLE” en rojo, como se muestra en el ejemplo de la imagen (intencionadamente). Además, como en la condición de apoyo no actúa el operario, en la casilla de la fuerza del operario no se muestra ningún valor.

Por lo tanto, para esta primera parte del análisis se ha verificado que, con las dimensiones y rangos de movimiento definidos, la estructura es controlable y estable.

Esfuerzos sobre la estructura

Para la segunda parte del análisis, se ha trabajado con las tablas dinámicas de cada conjunto, correspondientes al resto de pestañas de la hoja de cálculo. En cada pestaña, únicamente se han puesto las reacciones que afectan al conjunto correspondiente, y filtrando por el peso y la altura del brazo principal, se obtienen las reacciones y el esfuerzo máximos para la configuración deseada.

Para simplificar el trabajo, en vez de analizar cada conjunto para cada una de las posibles combinaciones de alturas y posiciones, únicamente se ha analizado el caso más desfavorable para cada conjunto. En este sentido, puede ser que la posición más desfavorable no se llegue a producir a la práctica ya que, para conseguirlo, el operario tendría que desarrollar un esfuerzo excesivo para controlar el aparato.

- **Brazo extensor**

En cuanto al brazo extensor, se puede deducir que la posición crítica, será cuando el brazo principal esté horizontal con el suelo y el brazo extensor extendido al máximo, independientemente de la altura de las manos del operario. Además, será cuando el peso de carga sea el máximo, es decir, 170 kg. Esto se debe a que el elemento en cuestión, es mucho más susceptible a los esfuerzos flectores que a los axiles.

Por lo tanto, se dispone la siguiente configuración:

- Altura de las manos del operario: 950 mm
- Altura del brazo principal: 800 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

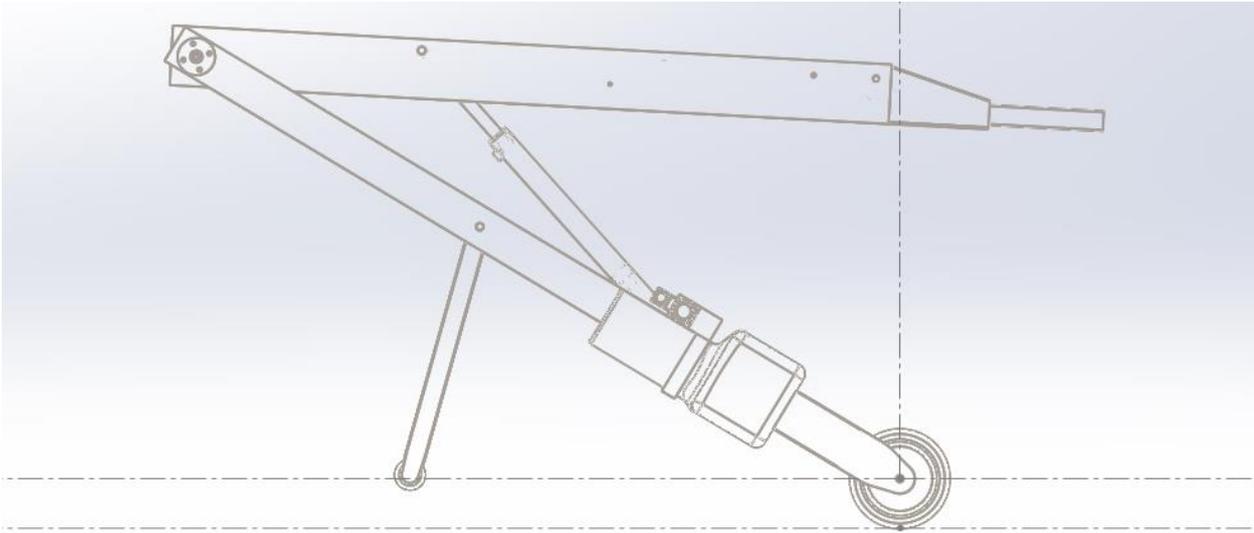


Ilustración 6.1: Configuración para el análisis del brazo extensor.

Para una altura de las manos del operario de 950 mm, la altura del brazo principal debe ser de unos 800 mm para que éste esté horizontal.

En estas condiciones, se obtienen las reacciones de la siguiente imagen.

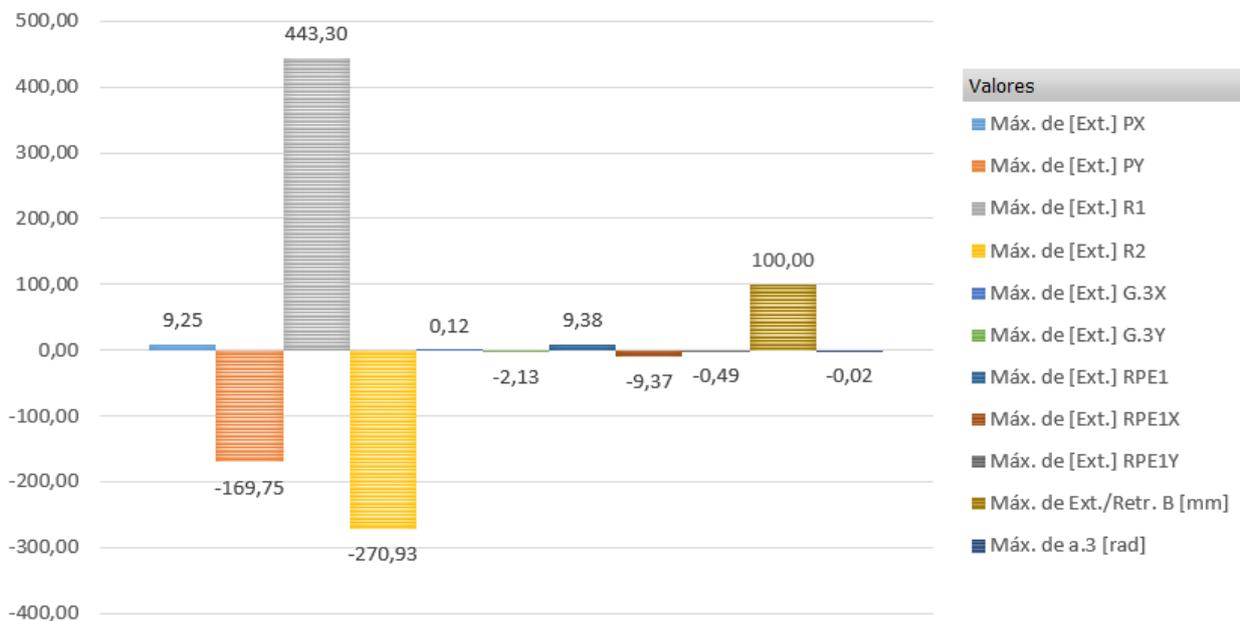


Ilustración 6.2: Reacciones del brazo extensor, para la condición definida, en kg.

En cuanto a los diagramas de esfuerzos,

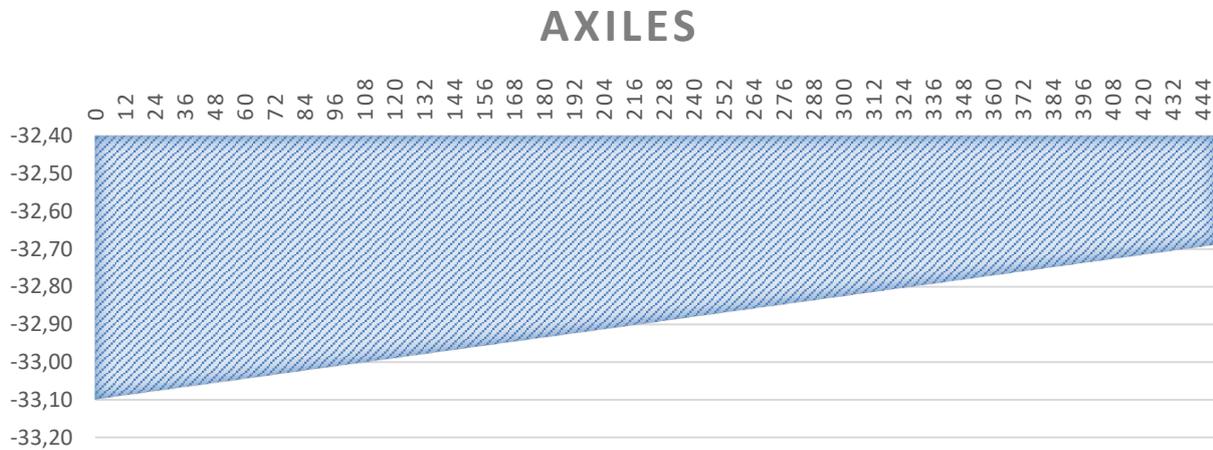


Ilustración 2: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

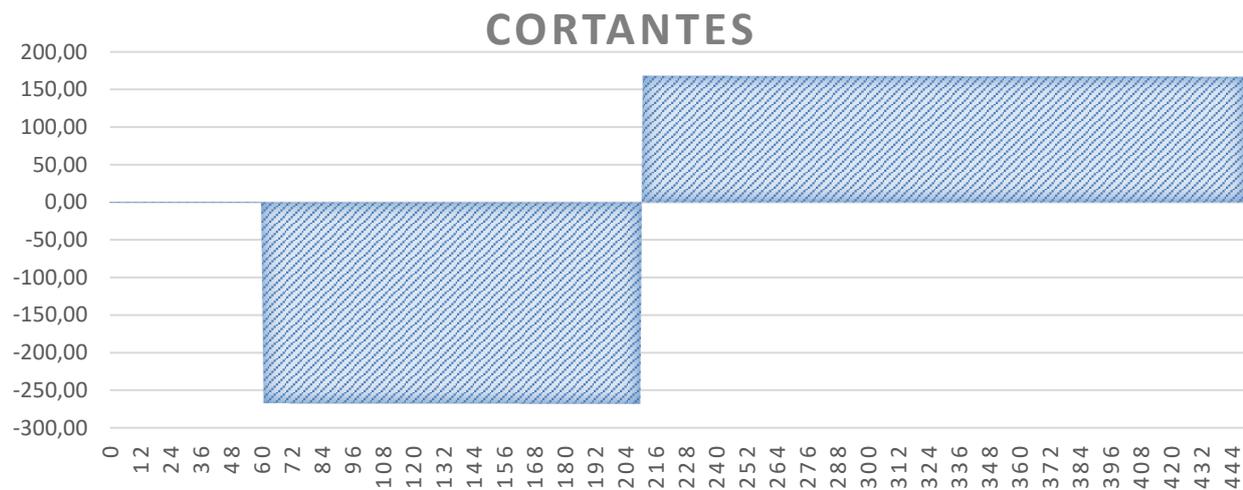


Ilustración 6.3: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

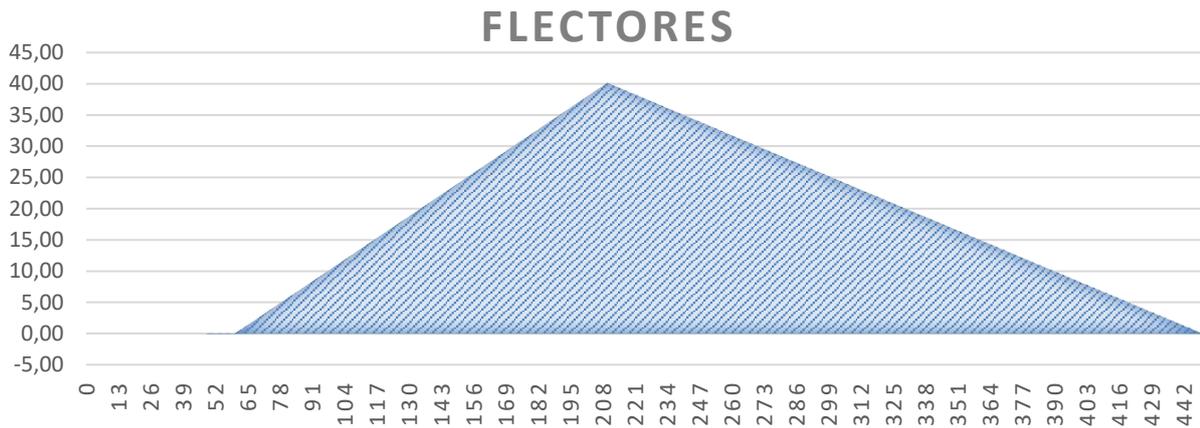


Ilustración 6.4: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa “kg·m”, y el eje horizontal representa “mm”.

La tensión máxima en el brazo extensor, según los cálculos expuestos en el apartado 4.4.1, se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 6.3: Tensión máxima calculada.

Tensión Normal max.	Tensión Flectora max.
-0,17	67,61
Tensión Máxima	
67,77907554	
Lím. Elástico sobredim.	
174,07	

En la tabla 6.3, se muestra el valor de la tensión máxima para la condición considerada y, debajo, el límite elástico del material utilizado, reducido en un 35% según el factor de seguridad considerado.

Por otro lado, tenemos la tensión máxima a cortante, representada en la tabla 6.4:

Tabla 6.4: Tensión máxima a cortante.

Tensión Cortante Máxima
9,62
Lím. Elástico Cortante al 50%
50,25

Como se comentó en el apartado 4.4.1, siempre que la tensión máxima a cortante sea inferior al 50% del valor de la resistencia plástica de cálculo a cortante, esta tensión no se considerará para el cálculo de la tensión máxima total, obtenida de la suma de las tensiones flector y axil máximas.

Por lo tanto, queda comprobado que el brazo extensor aguantará las tensiones producidas sin problema.

▪ **Brazo principal**

Para el brazo principal se ha seguido el mismo procedimiento que para el brazo extensor. Por lo tanto, se ha buscado la posición más crítica en cuanto a tensión máxima. En este caso, como no es tan evidente en qué posición se producirá la tensión máxima, se ha probado varias posiciones hasta encontrar la más desfavorable.

De esta forma, se llega a la siguiente configuración:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

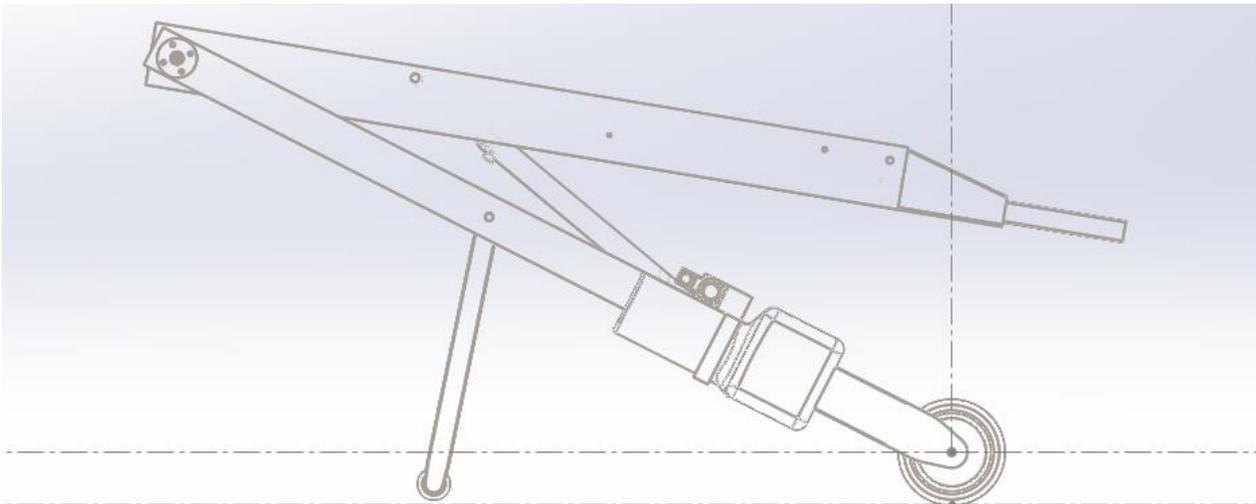


Ilustración 6.5: Configuración para el análisis del brazo principal.

Para este caso, se producen las reacciones que se muestran a continuación.

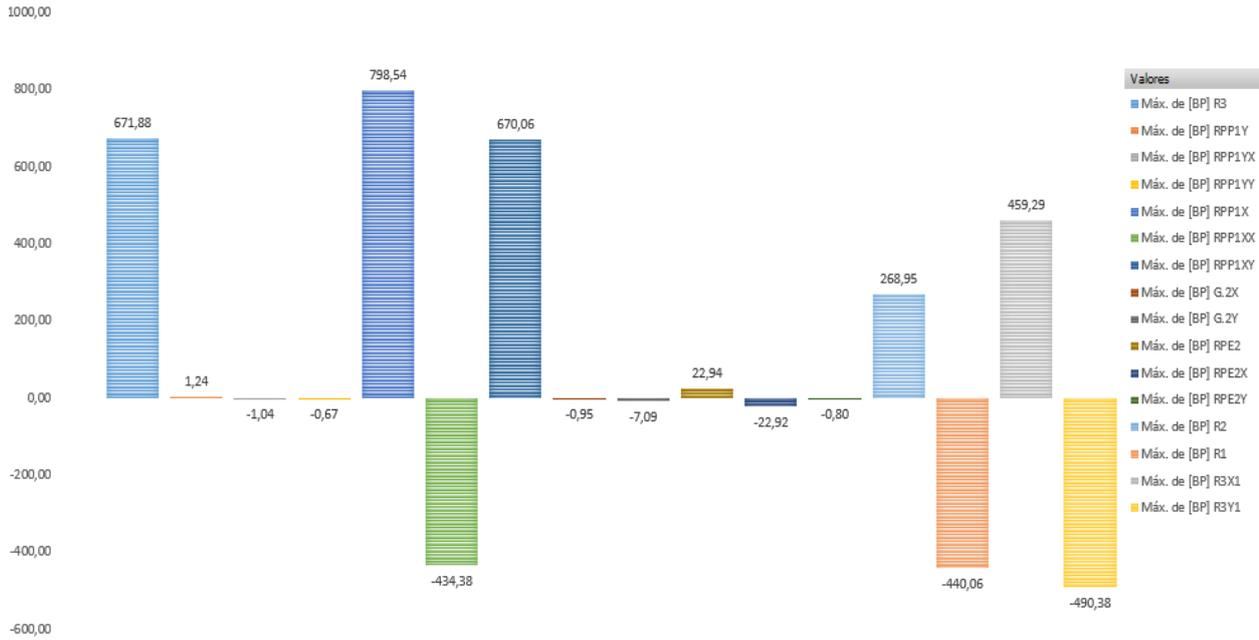


Ilustración 6.6: Reacciones del brazo principal, para la condición definida, en kg.

En cuanto a los diagramas de esfuerzos,

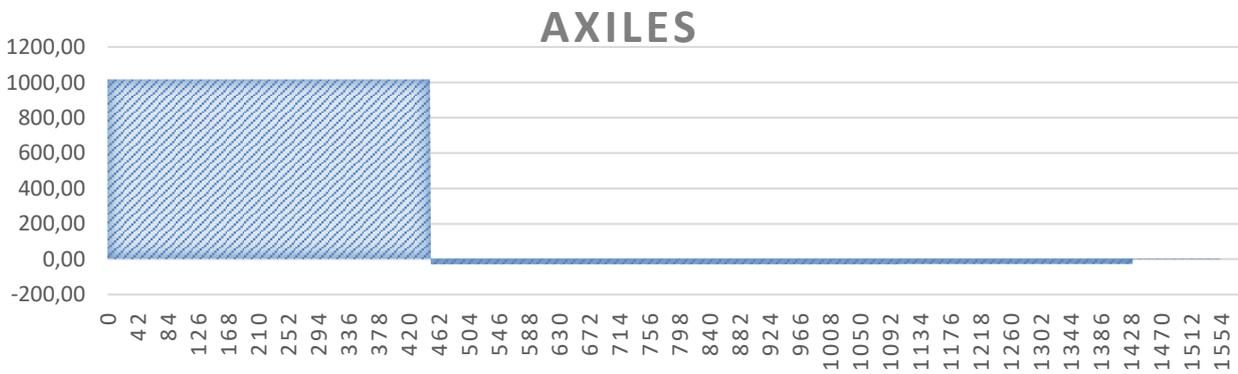


Ilustración 6.7: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

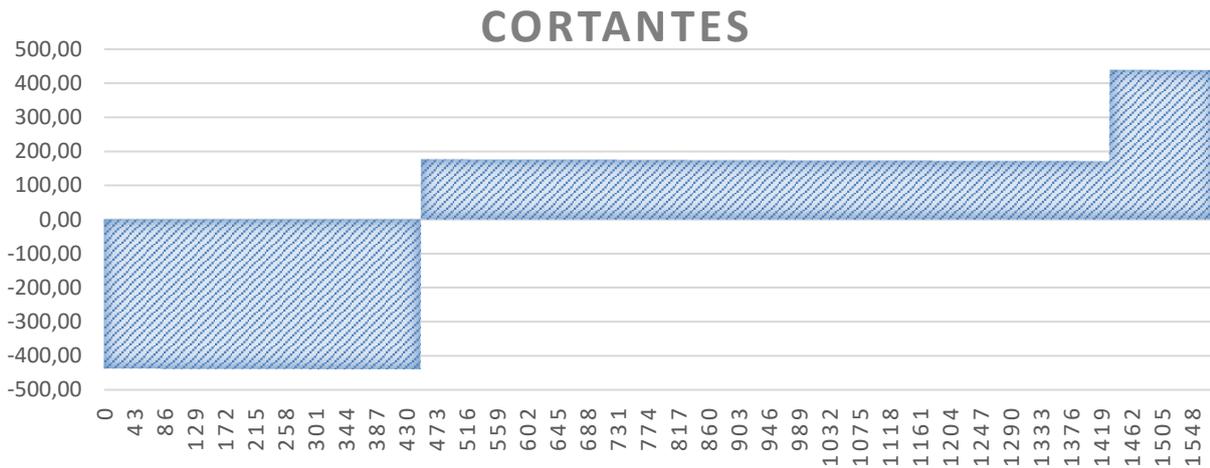


Ilustración 6.8: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa “kg”, y el eje horizontal representa “mm”.

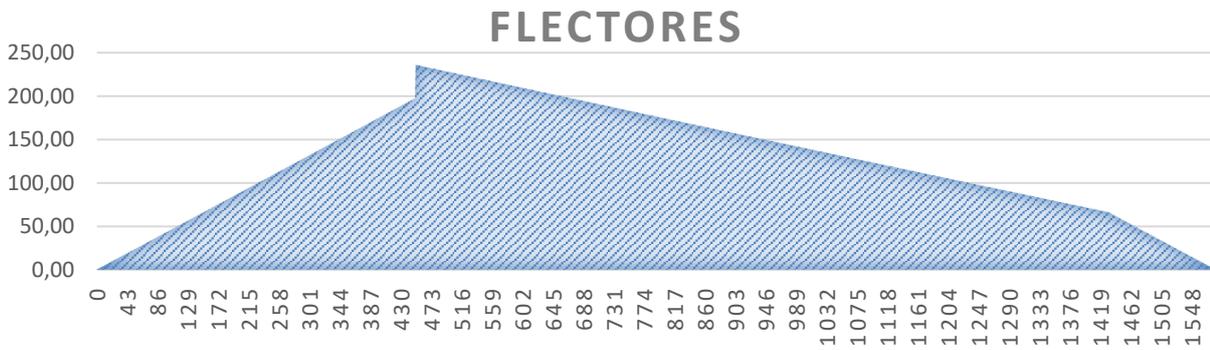


Ilustración 6.9: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa “kg-m”, y el eje horizontal representa “mm”.

La tensión máxima en el brazo principal, según los cálculos expuestos en el apartado 4.4.2, se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 6.5: Tensión máxima calculada.

Tensión Normal max.	Tensión Flectora max.
8,53	94,21
Tensión Máxima	
102,7429633	
Lím. Elástico sobredim.	
142,22	

Por otro lado, tenemos la tensión máxima a cortante, representada en la tabla 6.6.

Tabla 6.6: Tensión máxima a cortante

Tensión Cortante Máxima
5,54
Lím. Elástico Cortante al 50%
41,06

Como en el caso anterior, la tensión máxima a cortante queda muy por debajo del 50% del valor de la resistencia plástica de cálculo a cortante. Por lo tanto, no se tiene en cuenta para el cálculo de la tensión máxima total del conjunto.

De esta forma, queda comprobado que el brazo principal aguantará las tensiones producidas sin problema.

▪ Bajantes

Para este conjunto, se ha seguido el mismo procedimiento que para el del brazo principal, para encontrar la configuración más crítica en cuanto a tensión.

En este caso, también es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

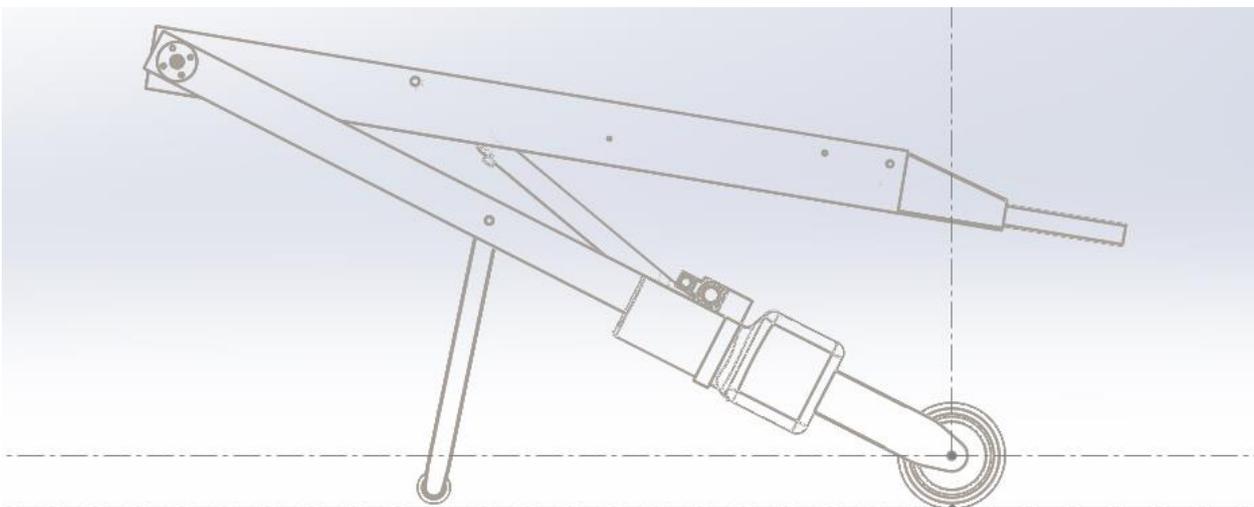


Ilustración 6.10: Configuración para el análisis de los bajantes.

Además, se ha comprobado que, para la condición de apoyo con el suelo, la tensión máxima producida es menor que en la condición anterior, teniendo en cuenta que la estructura debe mantener la estabilidad para no volcar hacia adelante. Por lo tanto, esta condición ya no se va a calcular.

Para la configuración expuesta antes, se producen las reacciones que se muestran a continuación.

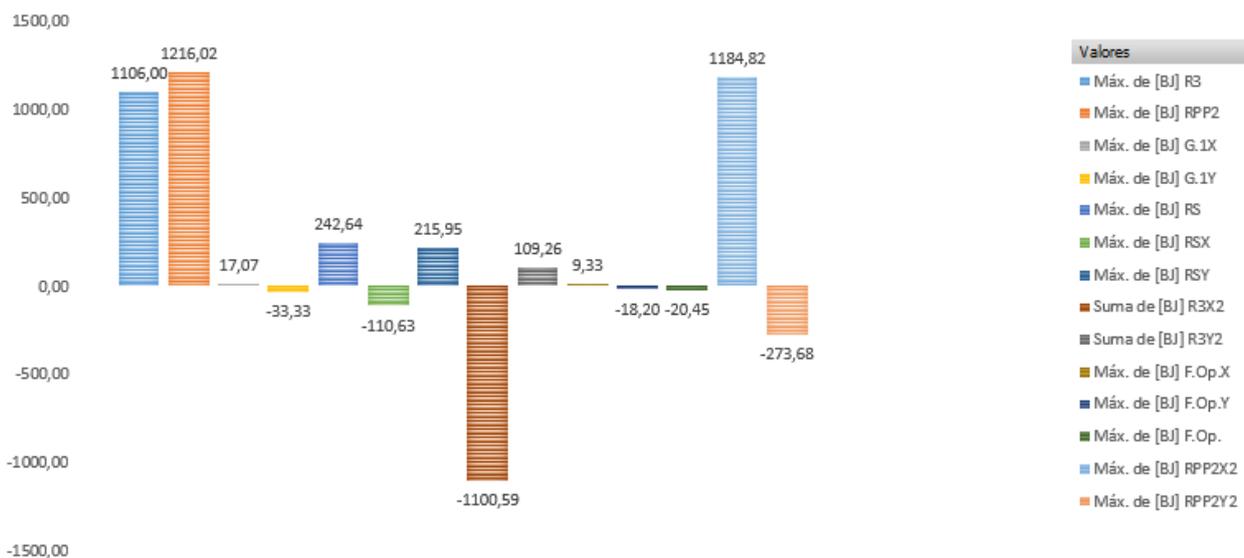


Ilustración 6.8: Reacciones de los bajantes, para la condición definida, en kg.

En cuanto a los diagramas de esfuerzos,

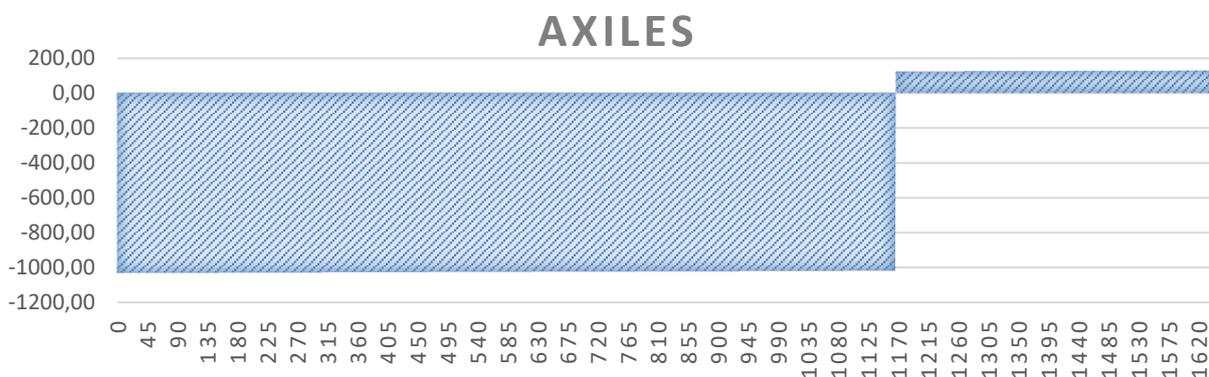


Ilustración 6.9: Diagrama de esfuerzos axiales. El eje vertical representa "kg", y el eje horizontal representa "mm".

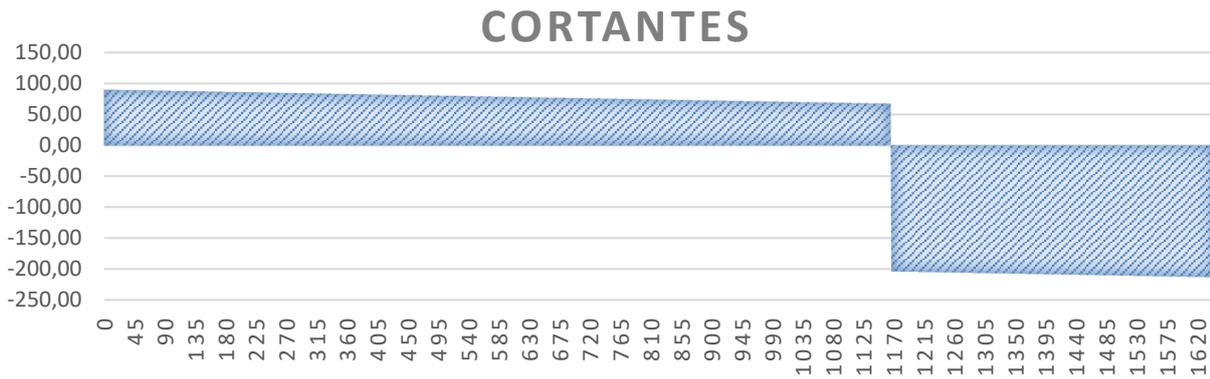


Ilustración 6.10: Diagrama de esfuerzos cortantes. El eje vertical representa "kg", y el eje horizontal representa "mm".

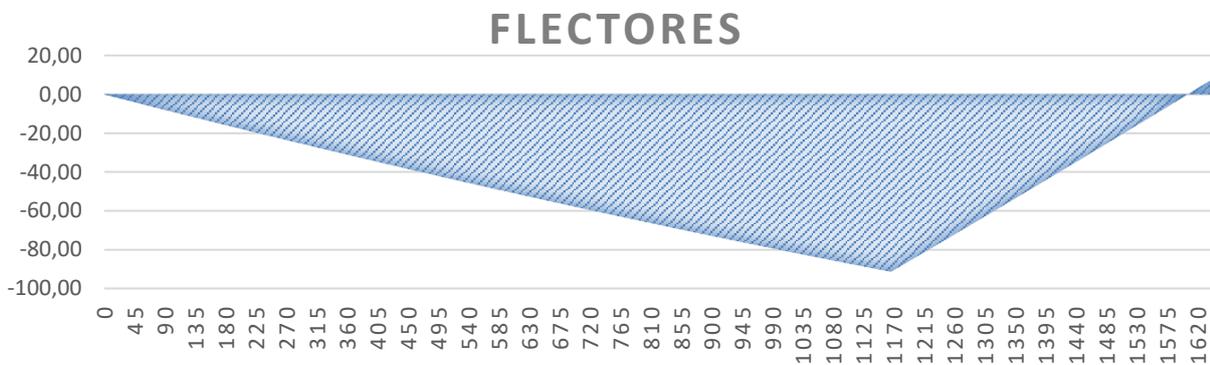


Ilustración 6.11: Diagrama de esfuerzos flectores. El eje vertical representa "kg-m", y el eje horizontal representa "mm".

La tensión máxima en los bajantes, según los cálculos expuestos en el apartado 4.4.3, se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 6.7: Tensión máxima calculada.

Tensión Normal max.	Tensión Flectora max.
-30,49	-121,12
Tensión Máxima	
75,81	
Lím. Elástico sobredim.	
142,22	

Por otro lado, tenemos la tensión máxima a cortante, representada en la tabla 6.8.

Tabla 6.8: Tensión máxima a cortante.

Tensión Cortante Máxima
9,05
Lím. Elástico Cortante al 50%
41,06

Como en los otros casos, la tensión máxima a cortante queda muy por debajo del 50% del valor de la resistencia plástica de cálculo a cortante. Por lo tanto, aquí tampoco se tiene en cuenta para el cálculo de la tensión máxima total del conjunto.

De esta forma, queda comprobado que este conjunto aguantará las tensiones producidas sin problema.

▪ **Estructura ruedas**

Para la estructura de las ruedas, tal como se ha hecho en los dos apartados anteriores, se busca la configuración más desfavorable.

En este caso es,

- Altura de las manos del operario: 1200 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

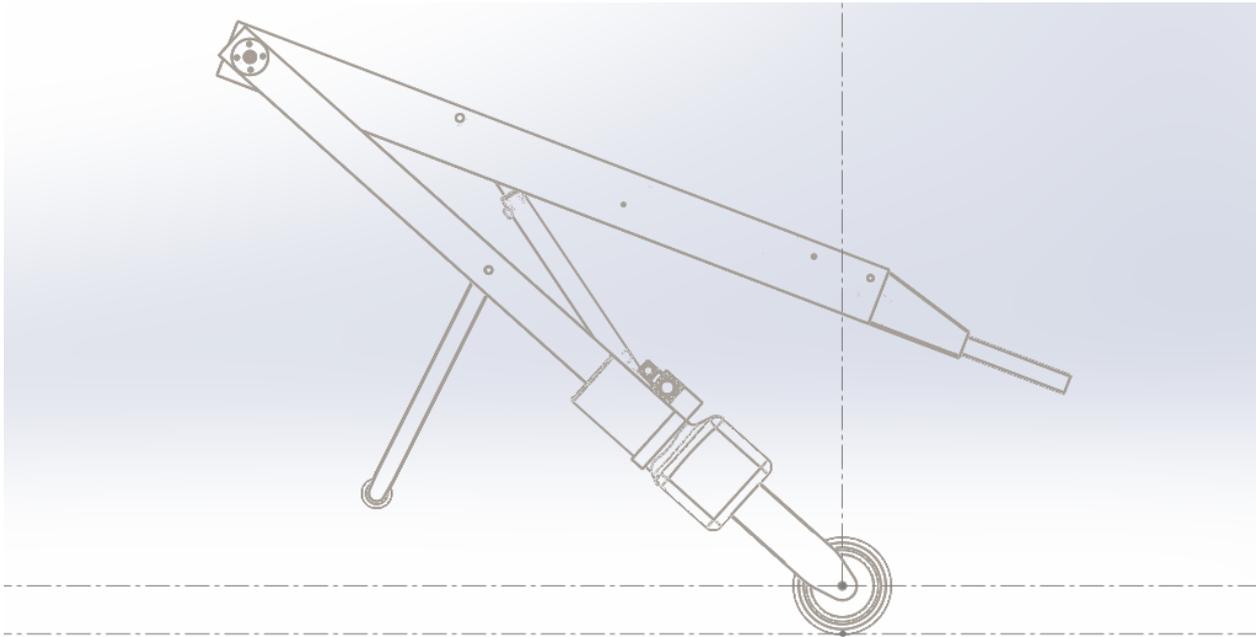


Ilustración 6.12: Configuración para el análisis de la estructura de las ruedas.

Ahora, siguiendo los cálculos desarrollados en el apartado 4.4.4, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 6.9: Tensión máxima calculada.

Tensión Flectora max. X	Tensión Flectora max. Y
-43,06	-32,55
Tensión Máxima	
37,81	
Lím. Elástico sobredim.	
174,07	

Por otro lado, tenemos la tensión máxima a cortante, representada en la tabla 6.10.

Tabla 6.10: Tensión máxima a cortante.

Esfuerzo Torsor max.
25,15
Tensión Cortante Máxima
0,01
Lím. Elástico Cortante al 50%
50,25

Se puede observar que la tensión cortante máxima, generada por el esfuerzo a torsión, queda muy alejada del 50% del valor de la resistencia plástica de cálculo a cortante, por lo tanto, se considera despreciable para el cálculo de la tensión máxima.

Por lo tanto, queda comprobado que la estructura aguantará sin problemas.

▪ **Uniones atornilladas y bulones**

En este punto, se presentan los resultados de los cálculos desarrollados en el apartado 4.4.5.

Para ello, se tendrán en cuenta las configuraciones en las que la unión esté más solicitada, tal como se hizo en el análisis de los resultados de las tensiones máximas de cada conjunto.

Siguiendo el orden en que se presentaron los cálculos de las uniones atornilladas, se empieza por la unión del brazo principal con los bajantes.

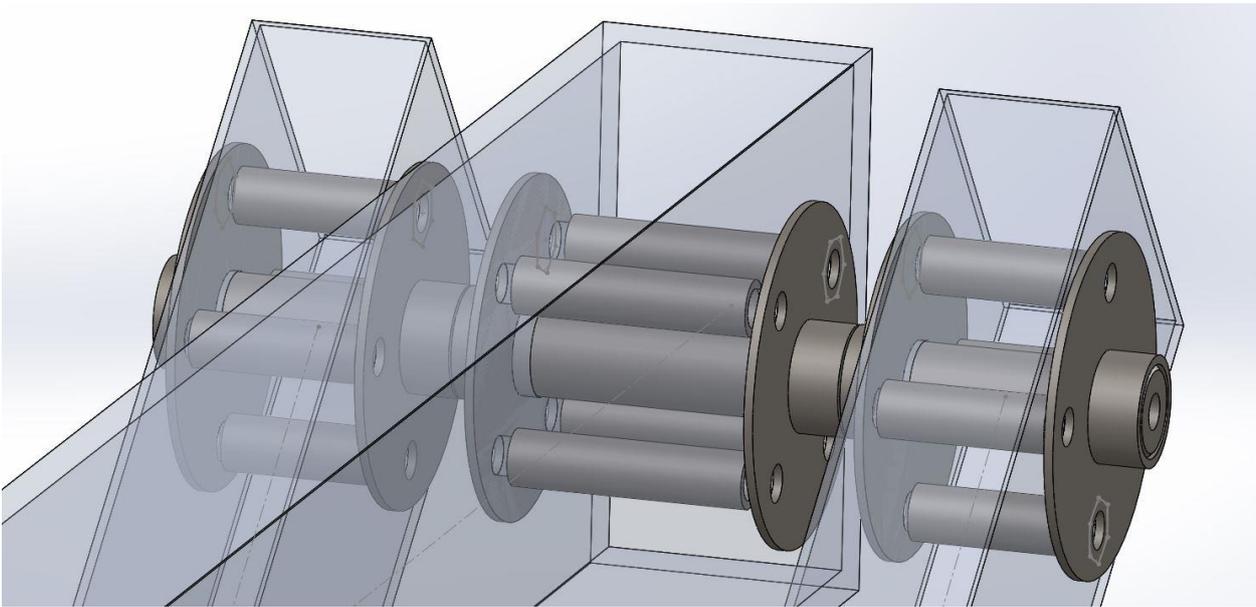


Ilustración 6.13: Unión atornillada del brazo principal con los bajantes.

Lo primero que se va a verificar, es la resistencia a desgarro de la pared de los bajantes de aluminio. Como se dijo, se debía cumplir:

$$R_d = 2614,33 \text{ kg} \geq \frac{R3X2}{4}$$

La configuración que más afecta a esta unión, es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

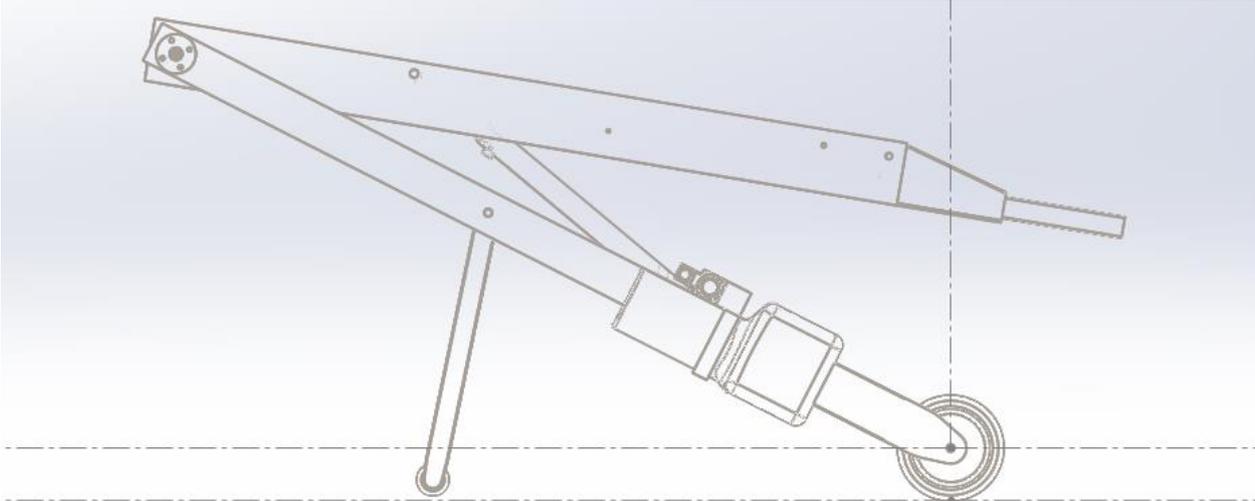


Ilustración 6.14: Configuración para el análisis de la unión atornillada del brazo principal con los bajantes.

Con lo que se obtiene,

$$\frac{R_{3X2}}{4} = 275,15 \text{ kg}$$

Por lo tanto, queda verificado que la pared aguanta a desgarro.

$$2614,33 \text{ kg} > 275,15 \text{ kg}$$

En cuanto al cálculo de la resistencia a cortante de los tornillos, se vio que la resistencia a cortante R_{TC} de los tornillos utilizados, era 2869,17 kg.

Como la unión que tiene menos tornillos, es la correspondiente a la del brazo principal, ésta será la más crítica. Por lo tanto, se deberá verificar:

$$R_{TC} \geq \frac{R_3}{4}$$

De los resultados, se obtiene:

$$\frac{R_3}{4} = 138,25 \text{ kg}$$

Entonces, queda verificado que los tornillos aguantaran el esfuerzo cortante.

$$2869,17 \text{ kg} > 138,25 \text{ kg}$$

Para la resistencia a aplastamiento de los elementos contiguos a los tornillos, en el caso de los tubos de aluminio de los bajantes, se vio que tenía que cumplir:

$$R_{APmin.} = 3701,75 \text{ kg} \geq \frac{R3}{16}$$

Y según los resultados,

$$\frac{R3}{16} = 69,12 \text{ kg}$$

De esta forma, se verifica que el aluminio de los bajantes resistirá a aplastamiento.

$$3701,75 \text{ kg} > 69,12 \text{ kg}$$

En el caso del acero de las pletinas del brazo principal, resistirán a aplastamiento siempre que se cumpla:

$$R_{APmin.} = 4123,76 \text{ kg} \geq \frac{R3}{8}$$

Según los resultados,

$$\frac{R3}{8} = 138,25 \text{ kg}$$

Por lo tanto, también queda verificado que las pletinas de acero del brazo principal aguantarán a aplastamiento.

$$4123,76 \text{ kg} > 138,25 \text{ kg}$$

La siguiente unión analizada, es la que une el pistón hidráulico con los bajantes.

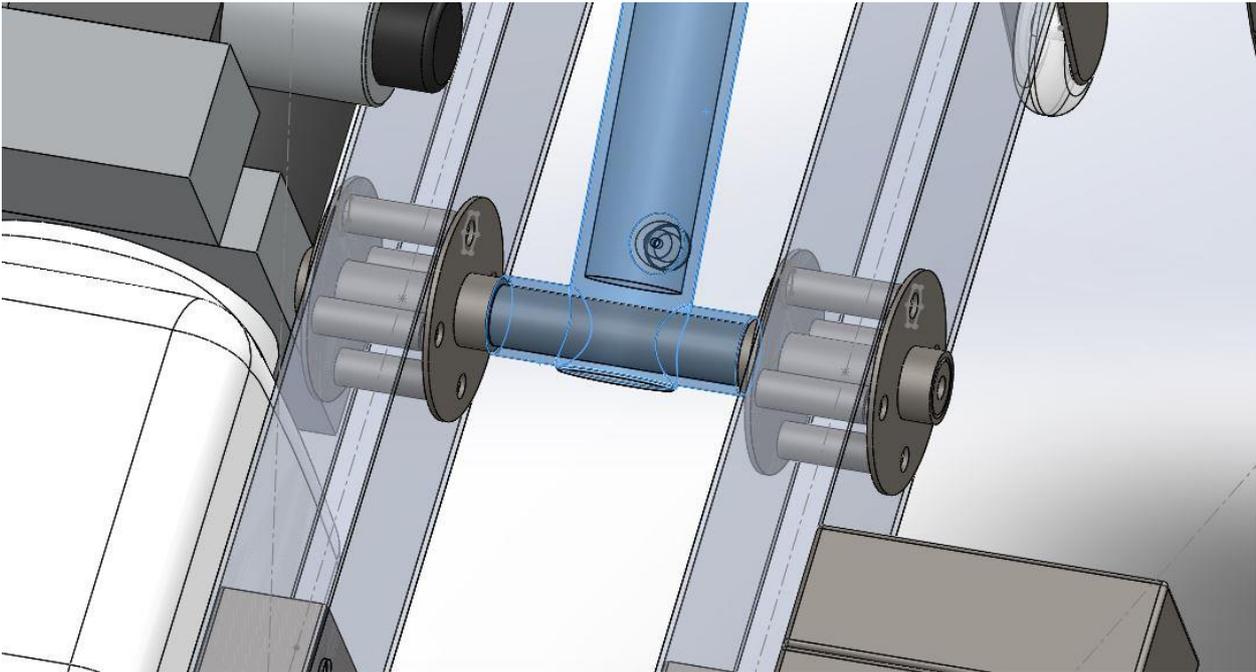


Ilustración 6.15: Unión atornillada del pistón hidráulico con los bajantes.

En esta unión, la configuración más desfavorable es la misma que para la unión anterior.

Para verificar que los tornillos aguantan el esfuerzo cortante, se debe verificar:

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg} \geq \frac{RPP2}{8}$$

Según los resultados,

$$\frac{RPP2}{8} = 152,00 \text{ kg}$$

Entonces, queda verificado que los tornillos aguantan el esfuerzo cortante perfectamente.

$$2869,17 \text{ kg} > 152,00 \text{ kg}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de la pared de aluminio de los bajantes, se debe cumplir que:

$$R_{AP} = 3701,75 \text{ kg} \geq \frac{RPP2}{16}$$

Según los resultados,

$$\frac{RPP2}{16} = 76 \text{ kg}$$

Por lo tanto, queda comprobado que el aluminio resistirá a aplastamiento.

$$3701,75 \text{ kg} > 76 \text{ kg}$$

A continuación, se analiza la unión de los bajantes con la estructura de las ruedas.

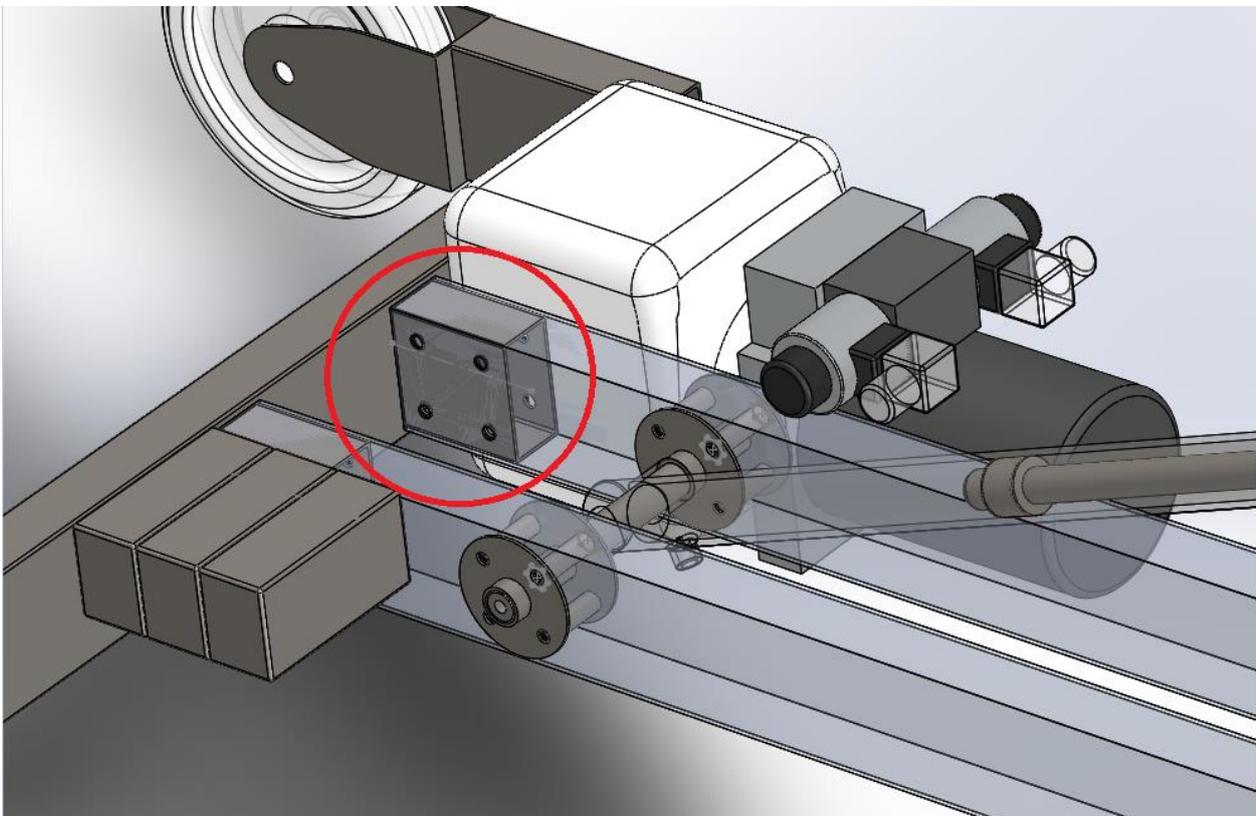


Ilustración 6.16: Unión atornillada de los bajantes con la estructura de las ruedas.

En esta unión, la configuración más crítica es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 900 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

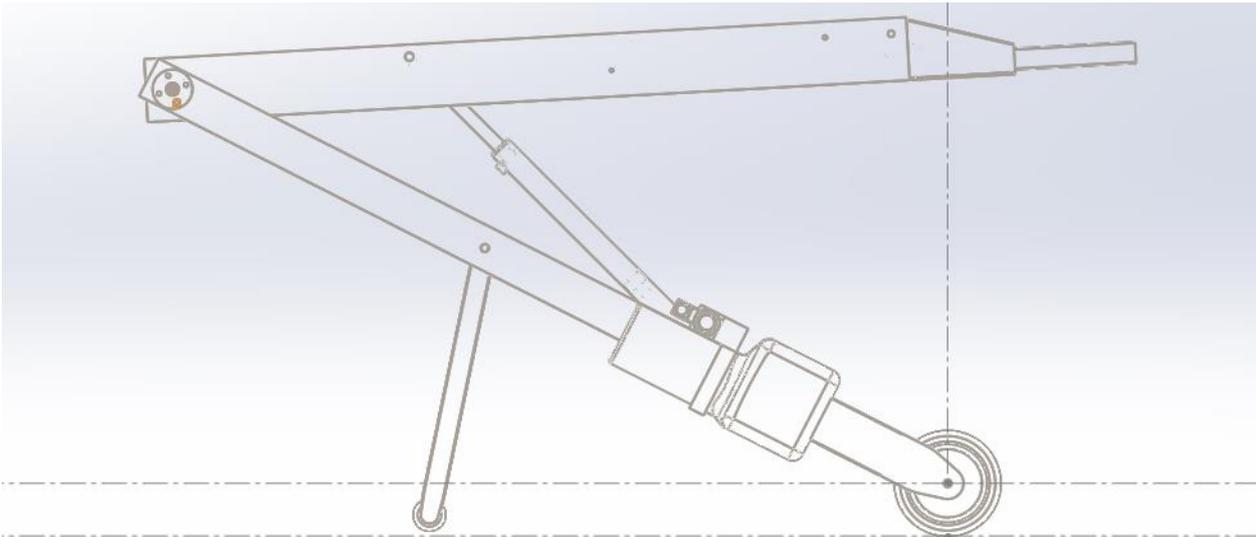


Ilustración 6.17: Configuración para el análisis de la unión atornillada de los bajantes con la estructura de las ruedas.

En cuanto a la resistencia a cortante, los tornillos de la unión deben verificar que:

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg} \geq R_{MAX.}$$

Donde, según lo calculado:

$$R_{MAX.} = 269,00 \text{ kg}$$

De esta forma, se comprueba que los tornillos aguantan el esfuerzo cortante.

$$2869,17 \text{ kg} > 269,00 \text{ kg}$$

Para comprobar la resistencia a aplastamiento de los bajantes, se debe cumplir:

$$R_{AP} = 2817,75 \text{ kg} \geq R_{MAX}.$$

Por lo tanto, se verifica que el material aguantará a aplastamiento.

$$2817,75 \text{ kg} > 269,00 \text{ kg}$$

Y finalmente, queda comprobar la unión de la punta de acero del brazo principal.

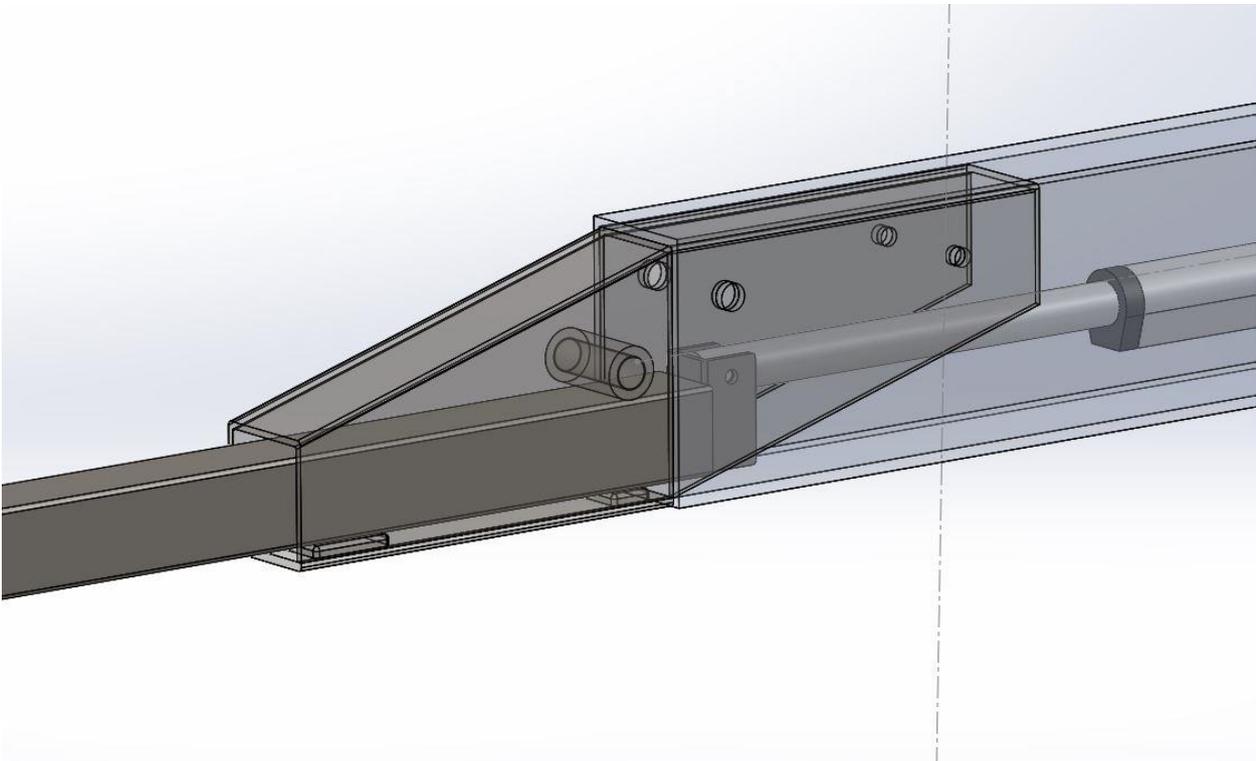


Ilustración 6.18: Unión atornillada de la punta de acero del brazo principal.

En esta unión, la configuración más crítica es:

- Altura de las manos del operario: 950 mm
- Altura del brazo principal: 900 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

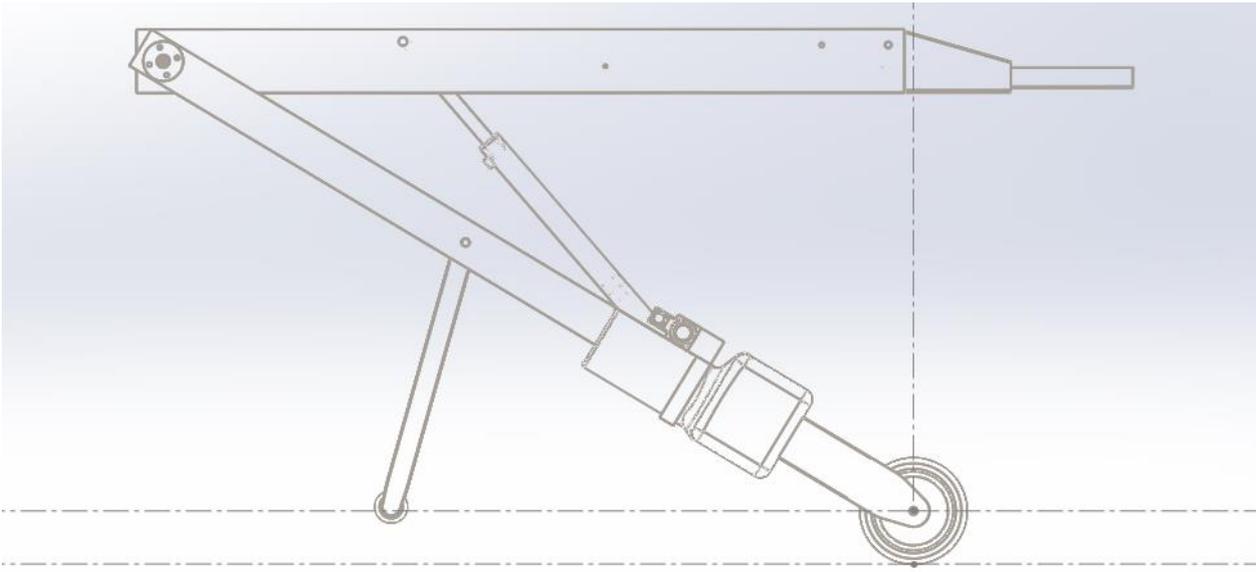


Ilustración 6.19: Configuración para el análisis de la unión de la punta de acero del brazo principal.

Para comprobar la resistencia a cortante del tornillo de la unión, se debe cumplir:

$$R_{TC} = 2869,17 \text{ kg} \geq RT_2$$

Según los resultados,

$$RT_2 = 894,51 \text{ kg}$$

Por lo tanto, el tornillo de la unión aguantará el esfuerzo cortante.

$$2869,17 \text{ kg} > 894,51 \text{ kg}$$

En cuanto a la resistencia a aplastamiento de la viga de aluminio, se debe verificar:

$$R_{APmin.} = 13996,67 \text{ kg} \geq RT_2$$

De esta forma, se comprueba que la viga de aluminio resistirá a aplastamiento.

$$13996,67 \text{ kg} > 894,51 \text{ kg}$$

Una vez comprobadas todas las uniones atornilladas, solo queda comprobar que los bulones principales también aguantarán.

Para todos los casos, la configuración en la que los bulones están más solicitados es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

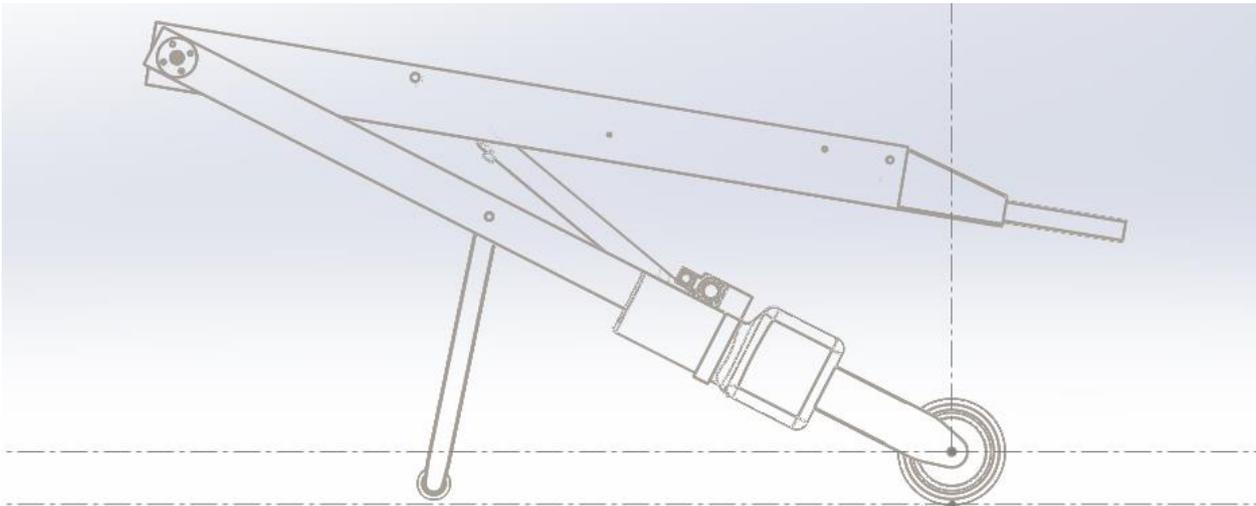


Ilustración 6.20: Configuración para el análisis de los bulones.

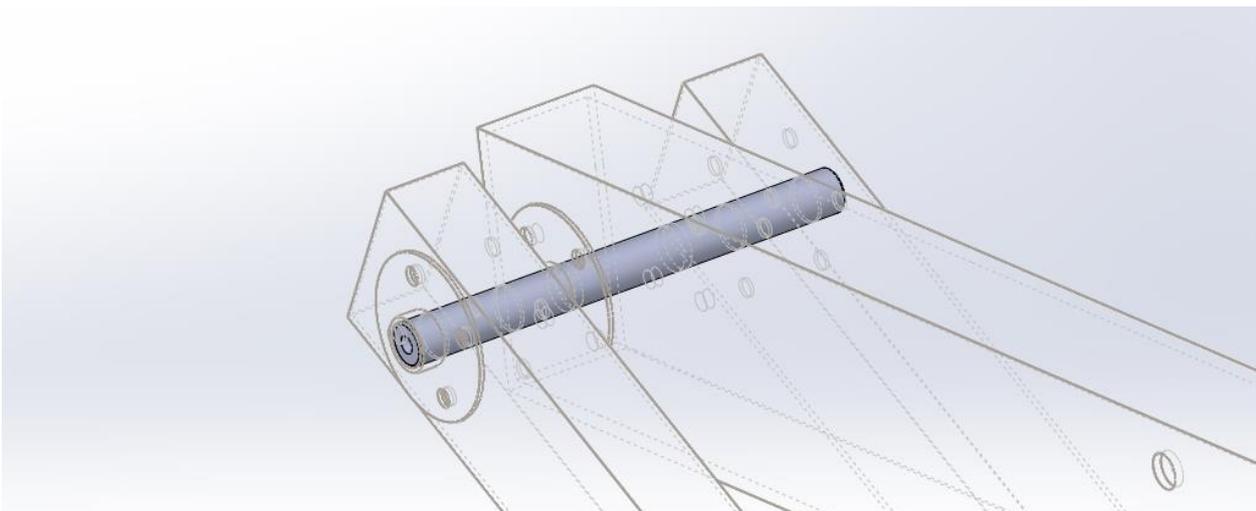


Ilustración 6.21: Bulón de la articulación principal.

Para verificar que el bulón de la articulación principal resiste, se debe cumplir que:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = 34,89 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Y que,

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 = \left[\frac{M_{Ed}}{34,89 \text{ kg} \cdot \text{m}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{8917,77 \text{ kg}} \right]^2 \leq 1$$

Según los resultados obtenidos,

$$M_{Ed} = 30,41 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$F_{V,Ed} = 553,00 \text{ kg}$$

Por lo tanto, queda comprobado que el bulón aguantará los esfuerzos solicitados.

$$0,76 < 1$$

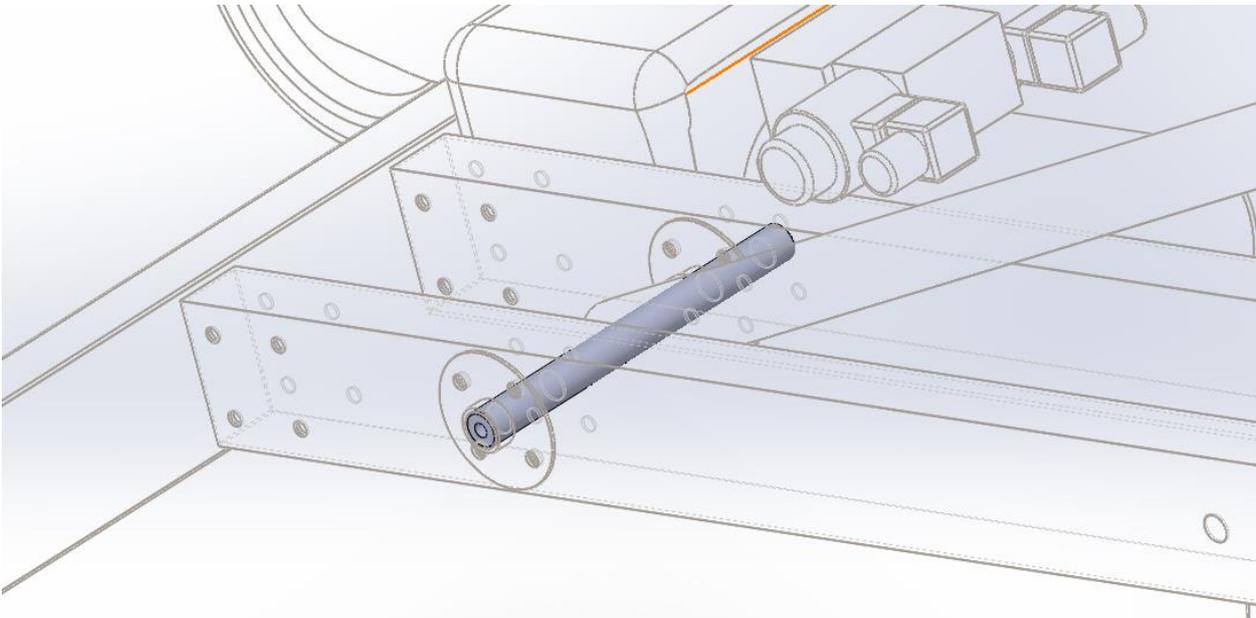


Ilustración 6.22: Bulón de la articulación del cilindro del pistón hidráulico.

Para la articulación del cilindro del pistón hidráulico, el bulón debe cumplir que:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = 34,89 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Y que,

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 = \left[\frac{M_{Ed}}{34,89 \text{ kg} \cdot \text{m}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{8917,77 \text{ kg}} \right]^2 \leq 1$$

Según los resultados obtenidos,

$$M_{Ed} = 33,44 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$F_{V,Ed} = 608,01 \text{ kg}$$

De esta forma, se verifica que el bulón aguantará.

$$0,92 < 1$$

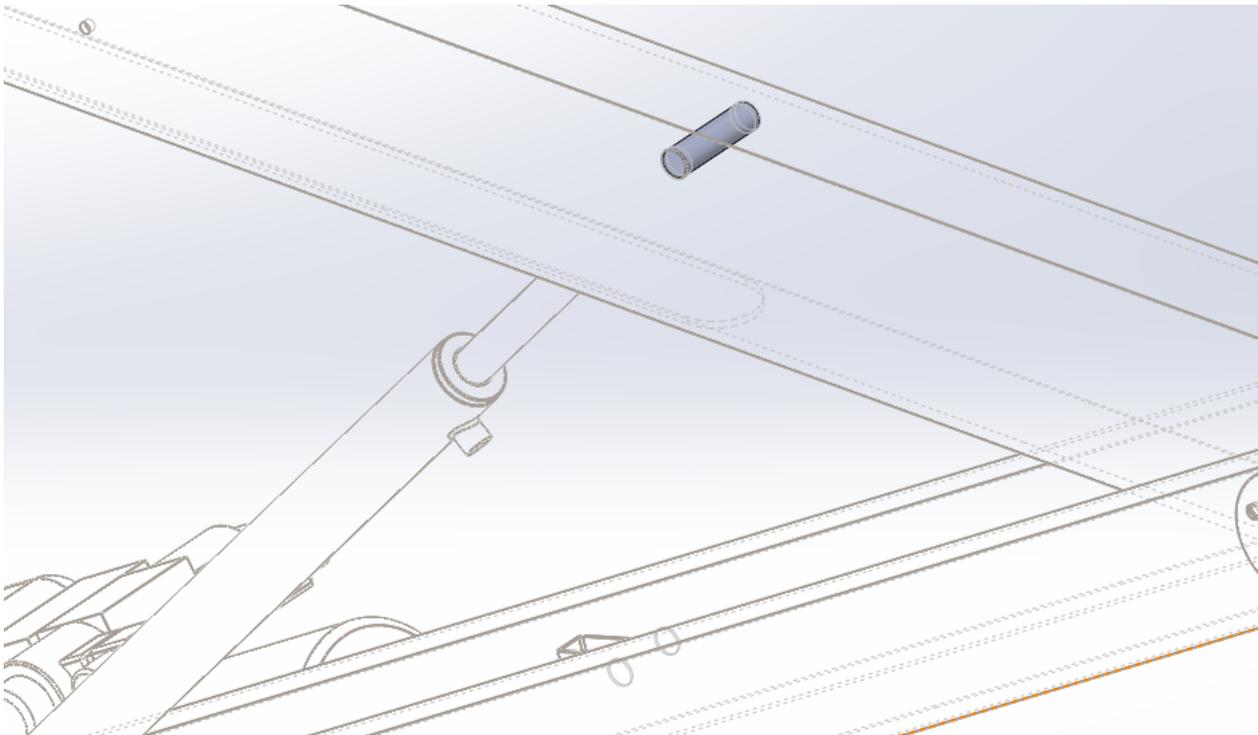


Ilustración 6.23: Bulón de la articulación del vástago del pistón hidráulico.

Para el último bulón, que une el vástago del pistón hidráulico con el brazo principal, se debe verificar que:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = 17,86 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Y que,

$$\left[\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right]^2 = \left[\frac{M_{Ed}}{17,86 \text{ kg} \cdot \text{m}} \right]^2 + \left[\frac{F_{V,Ed}}{5707,38 \text{ kg}} \right]^2 \leq 1$$

Según los resultados obtenidos,

$$M_{Ed} = 11,68 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$F_{V,Ed} = 606,67 \text{ kg}$$

Por lo tanto, queda comprobado que el bulón resistirá adecuadamente.

$$0,44 < 1$$

6.3. Sistema hidráulico

Antes de decidir que cilindro y central hidráulica elegir, hay que definir la fuerza máxima que tendrá que desarrollar el pistón, determinando el valor máximo de la reacción RPP1.

En este caso, la configuración que genera un valor de RPP1 más elevado es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 500 mm
- Posición del brazo extensor: +100 mm
- Peso cargado: 170 kg

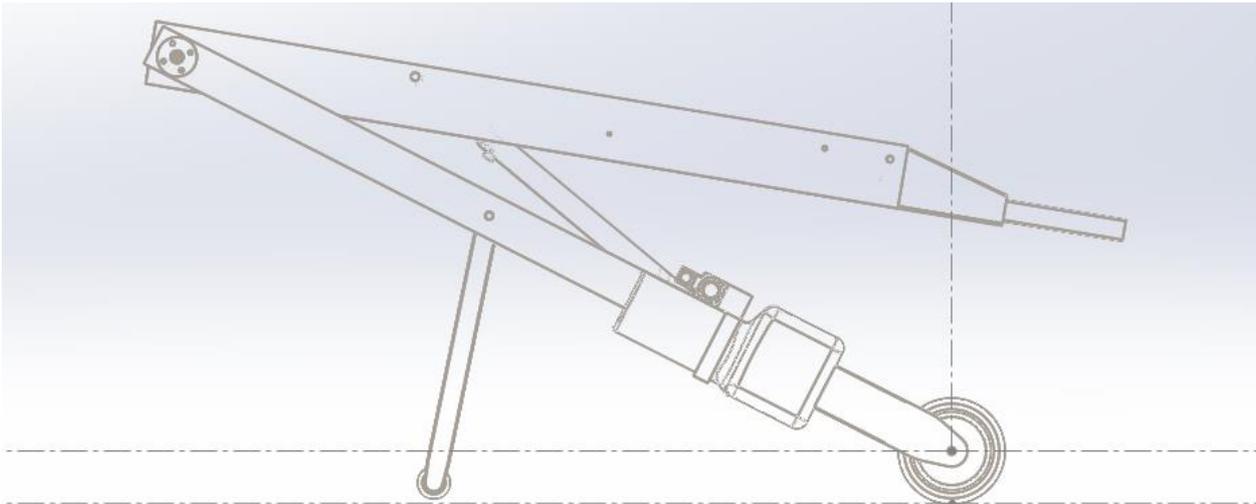


Ilustración 6.24: Configuración para el análisis del pistón hidráulico.

Para la configuración anterior, el valor de RPP1 es de 1213,34 kg.

Además de desarrollar la fuerza de empuje definida, el cilindro elegido, también debe permitir bajar el brazo elevador, por lo que deberá ser un cilindro de doble efecto.

Por último, solo queda definir la carrera que deberá tener el pistón. Para ello, consultando con el catálogo del proveedor y comparando con el rango de movimiento total del brazo elevador, se determina una carrera total de 500 mm.

Con todo lo definido, se elige el cilindro de doble efecto 20-32/40-500.

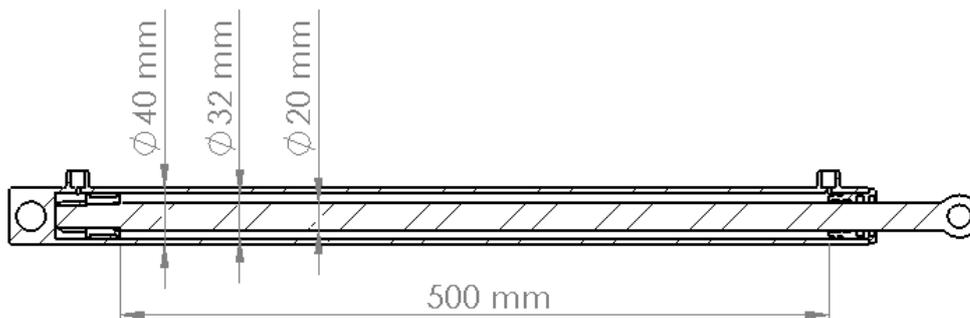


Ilustración 6.25: Medidas características del cilindro hidráulico elegido.

Según los cálculos del apartado 5.1, la presión necesaria de trabajo es:

$$P = \frac{RPP1 \cdot 10 \cdot g}{\pi \cdot \left(\frac{D_P}{2}\right)^2}; \quad [Bar]$$

Por lo tanto,

$$P = \frac{1213,34 \text{ kg} \cdot 10 \cdot 9,807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\pi \cdot \left(\frac{32 \text{ mm}}{2}\right)^2} = 147,95 \text{ Bar}$$

Finalmente, solo queda determinar el caudal necesario, para poder elegir la central hidráulica del catálogo del proveedor.

Siguiendo con los cálculos del apartado 5.2, el caudal necesario para cumplir con los siete segundos de carrera es:

$$C = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 \cdot L \cdot 60}{T \cdot 10^6}; \quad [Lpm]$$

Por lo tanto,

$$C = \frac{\pi \cdot \left(\frac{32 \text{ mm}}{2}\right)^2 \cdot 500 \text{ mm} \cdot 60}{7 \text{ s} \cdot 10^6} = 3,45 \text{ Lpm}$$

Con los resultados obtenidos, según el catálogo del proveedor, se elige la minicentral hidráulica de doble efecto y 12 V de corriente continua, 1.6 kW. El proveedor ofrece la misma central con la opción de depósito de 4,5 L y depósito de 8 L. Como el cilindro es de doble efecto, las necesidades de volumen de almacenaje de aceite son mínimas, por lo que se elige la versión con el depósito más pequeño de 4,5 L. Además, ésta central permite ajustar la presión de trabajo entre 40 Bar y 200 Bar, y permite un caudal máximo de hasta 5 Lpm, ajustable también.

A continuación, se muestran dos gráficos que representan la influencia del caudal y la presión de trabajo, sobre el tiempo de carrera total y la fuerza de empuje, respectivamente.

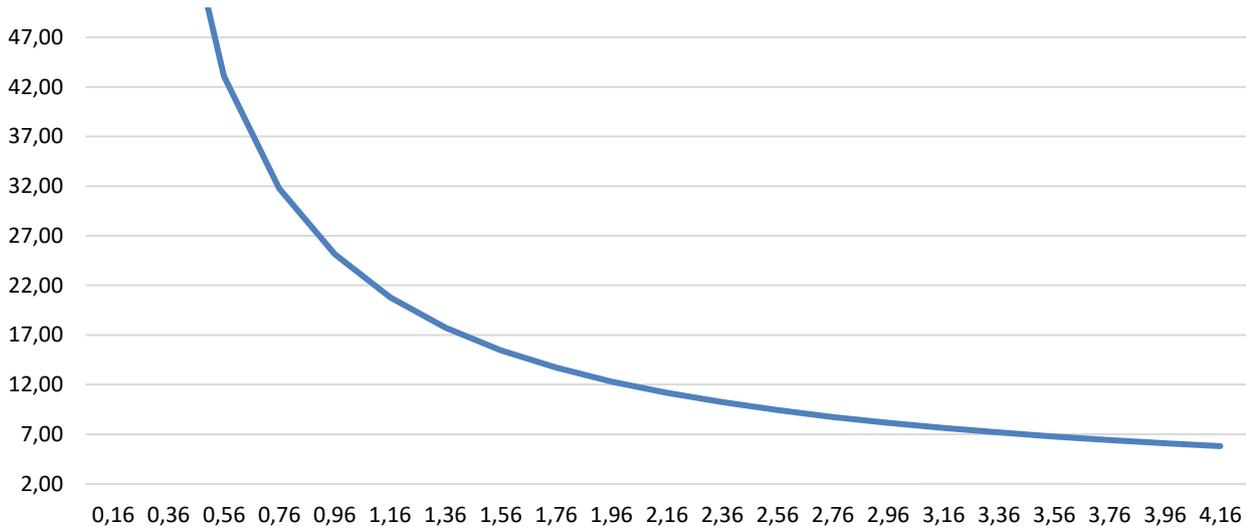


Gráfico 6.1: Influencia del caudal de aceite (eje horizontal, en Lpm), sobre el tiempo de carrera total del cilindro hidráulico (eje vertical, en segundos).

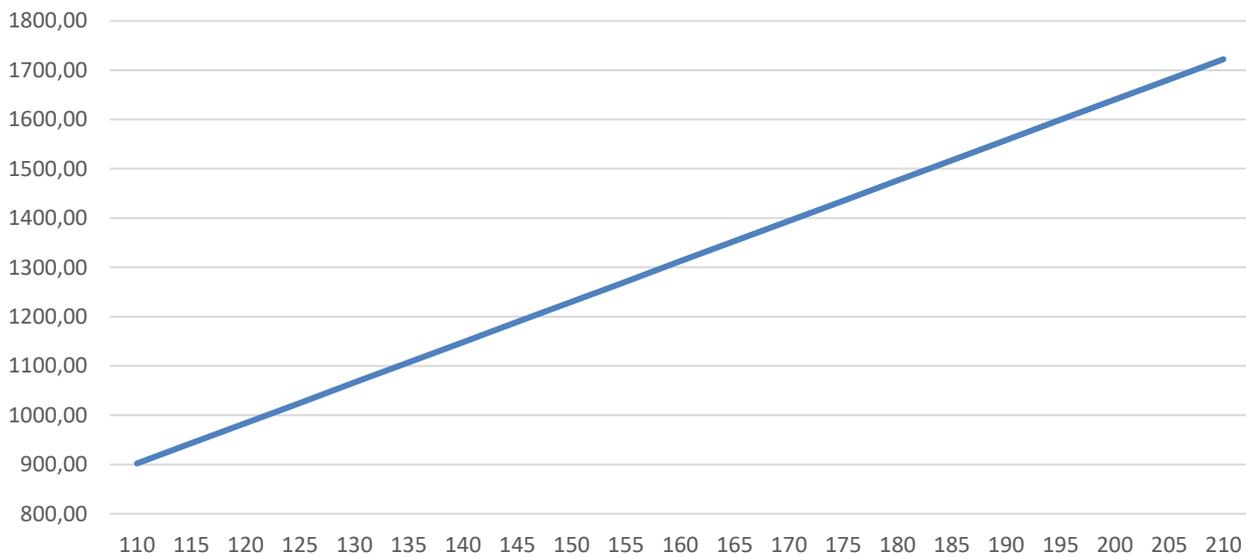


Gráfico 6.2: Influencia de la presión de trabajo de la central hidráulica (eje horizontal, en Bar), sobre la fuerza de extensión máxima del cilindro hidráulico (eje vertical, en kg).

6.4. Actuador lineal mecánico

Para comprobar que el actuador mecánico tendrá la suficiente fuerza para extender el brazo extensor en cualquier posición, se tendrá que determinar el máximo valor de RPE1X, calculado en el apartado 4.3.1.

Para ello, habrá que determinar la configuración más desfavorable, que en este caso es:

- Altura de las manos del operario: 850 mm
- Altura del brazo principal: 1900 mm
- Posición del brazo extensor: -100 mm
- Peso cargado: 170 kg

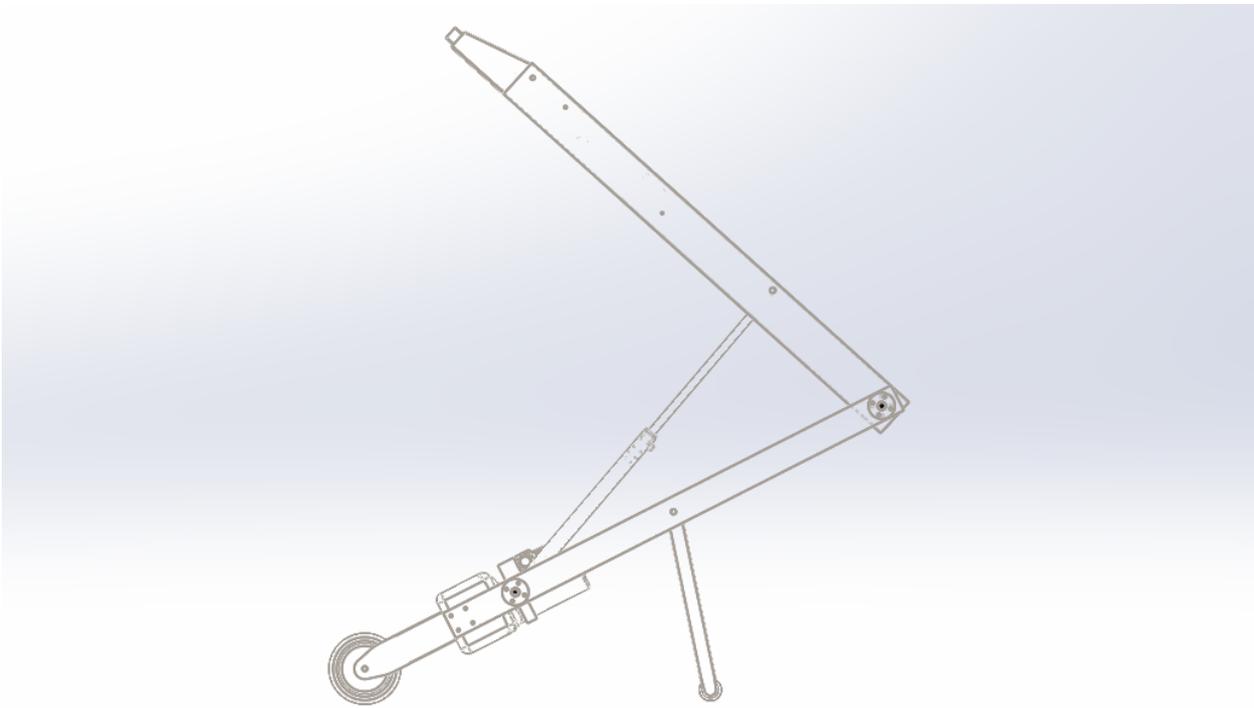


Ilustración 6.26: Configuración para el análisis de la reacción RPE1X.

Para esta configuración, la reacción RPE1X tiene un valor de 115,59 kg.

Según las características del actuador elegido, desarrolla una fuerza de empuje de 1500 N, que son unos 150 kg aproximadamente. Por lo tanto, el actuador será capaz de desarrollar el empuje necesario en cualquier posición estudiada.

En cuanto a su velocidad de extensión, según el proveedor, es de 5,7 mm/s.

Capítulo 7. Coste aproximado del prototipo

A continuación, se desglosan los costes aproximados de los diferentes elementos que componen el elevador.

Tabla 7.1: Relación de costes aproximados del prototipo desarrollado.

Elemento	Características	Cantidad	Proveedor	Coste total
Brazo elevador	Tubo rectangular 120x60x4, Aluminio 6063 T5	6050 mm	Alu-Stock	219,76 €
Bajantes	Tubo rectangular 80x40x1.5, Aluminio 6063 T6	6050 mm	Alu-Stock	71,89 €
Cilindro hidráulico	Doble efecto 20-32/40-500	1 ud.	Bastimec Hydraulics	59,10 €
Central hidráulica	Doble efecto / 12 V / 1.6 kW / Dep. 4.5 L	1 ud.	Bastimec Hydraulics	667,01 €
Otros elementos hidráulica	Mangueras, racors, aceite...	1 ud.		150 €
Actuador lineal eléctrico	Lineal 12 V - 200 mm - 5,7 mm/s	1 ud.	Eco-Worthy	69,72 €
Pletinas unión	D.ext. 75 mm - D.int. 20,25 mm - 4x D.8 mm	10 uds.	Claramunt Bellmunt (Tornero)	305 €
Estructura ruedas principales	Tubo rectangular 80x40x1.5, Acero S235	1 ud.	Hermanos Clariso	10 €
Punta brazo elevador	Acero S235	1 ud.	Hermanos Clariso	10 €
Brazo extensor	Tubo cuadrado 40x40x4, Acero S235	455 mm	Hermanos Clariso	8 €
Tornillos, tuercas y arandelas	M8 / grado 8.8	30/30/60 uds.	Ferretería Solé	8 €
Estructura apoyo	Acero S235	1 ud.	Hermanos Clariso	8 €
Ruedas principales	D.200 mm - capacidad carga 200 kg/rueda	2 uds.	Ruedas Industriales	36,24 €
Ruedas secundarias	D.80 mm	2 uds.	Ultrasport	15,99 €
Baterías plomo	12 V, 7000 mAh	3 uds.	Electrónica Embajadores	47,70 €
Material eléctrico	Cables, pulsadores, conectores...	1 ud.		50 €
Otros accesorios y acabados	Empuñaduras, frenos, gancho, pintura...	1 ud.		150 €
Ingeniería	60 horas	1 ud.		1200 €
Mano de obra particular	15 horas	1 ud.		300 €
				3415,48 €

Cabe destacar que, para algunos elementos como los tubos de aluminio, el coste es algo mayor que el material utilizado realmente, debido a que hay una cantidad mínima de compra. En cuanto al coste de la mano de obra, ya se ha incluido dentro del precio de los distintos elementos, en el caso de que haya.

Además, se ha añadido los costes aproximados de la ingeniería y la mano de obra propia, para tener una idea más clara del coste real que puede tener en el mercado, y compararlo con otros productos similares.

En el caso que se llegue a fabricar en serie, el precio se reduciría bastante debido a que los costes de ingeniería se repartirían entre todas las unidades fabricadas, y el material comprado en mayores cantidades, también resultaría más económico.

Capítulo 8. Conclusiones

Una vez finalizado este proyecto, se ha comprobado que el diseño de este elevador es completamente viable a nivel estructural y económico. Además, se ha cumplido con todos los requisitos y características establecidas en la primera fase de estudio.

Como ya se ha expuesto en la introducción, la idea de este proyecto parte de un producto ya existente en el mercado. Sin embargo, se han mejorado notablemente sus características y funciones. Por un lado, se ha aumentado la carga máxima de carga hasta 170 kg, comparado con los 140 kg del modelo existente. Y, por otro lado, se ha añadido un brazo extensor que permite aun mayor rango de pesos a utilizar, ya que un peso demasiado pequeño también afecta negativamente el esfuerzo del operario. De esta forma se mejora la capacidad de control del aparato.

También, a partir de la hoja de cálculo elaborada, se ha podido implementar una aplicación, capaz de obtener el esfuerzo que deberá soportar el operario, para cualquier posición o carga de la estructura, antes de utilizarla. Esto es algo realmente importante, debido a la infinidad de configuraciones que tiene el elevador y a que, si se utiliza una configuración inadecuada, se puede llegar a perder la estabilidad del aparato. En la práctica, esta aplicación se dispondría en forma de tabla sobre la misma estructura, para una fácil lectura del operario.

Por otra parte, al ser un elevador de tracción no motorizada, no será obligatoria una formación específica del operario para su uso, como pasa para la mayoría de carretillas elevadoras. Evidentemente, este elevador no puede sustituir una carretilla motorizada, sin embargo, para muchos trabajos en que el peso a desplazar no es muy elevado, puede resultar más práctico utilizar el elevador.

Durante el desarrollo de los cálculos se ha observado que, a pesar de que se puede asegurar la estabilidad de la estructura para cualquier configuración y peso estudiados, una poca variación de la altura de las manos del operario, puede afectar bastante al esfuerzo que éste tiene que hacer. Por este motivo, en otra fase de mejora puede ser interesante que, además de la aplicación comentada anteriormente, disponer de un arnés de seguridad de cintura para el operario. De esta forma, en caso de perder la estabilidad de la estructura, el operario podría utilizar el peso propio para recuperarla. A parte, el uso de alarmas que detecten una posición peligrosa en función de la carga también sería de gran utilidad.

Otro punto que mejorar, comparado con el modelo del mercado, sería el peso total de la estructura. Aunque cuando se lleva una carga no afecta demasiado, en el momento de manipular el elevador para plegarlo o subirlo en algún vehículo, el operario puede tener ciertas dificultades.

También hay que comentar que, a pesar de haber comprobado la estabilidad en los cálculos, es evidente que el operario que lo utilice debe tener cierta habilidad y experiencia previa, por lo menos cuando se carguen pesos cerca del límite máximo.

En resumen, este elevador puede ser una herramienta muy útil para la empresa Solé Diésel, que facilitará el trabajo diario dentro y fuera de sus instalaciones.

Bibliografía

- [1] Riley, W.F.; Sturges, L.D. Ingeniería Mecánica, vol. 1, Estática. Barcelona: Reverté, 1995. ISBN 842914255X.

- [2] Cervera Ruiz, Miguel; Blanco Díaz, Elena. Mecánica de estructuras, vol. 1, Resistencia de materiales [en línea]. 2a ed. Barcelona: Edicions UPC, 2002 [Consulta: 24/05/2012]. ISBN 8483016354.

- [3] Cervera Ruiz, Miguel; Blanco Díaz, Elena. Mecánica de estructuras, vol. 2, Métodos de análisis [en línea]. 2a ed. Barcelona: Edicions UPC, 2002 [Consulta: 24/05/2012]. ISBN 8483016354.

- [4] Gere, James M. Resistencia de materiales. 5a ed. Madrid: International Thomson, 2002. ISBN 9788497320658.

- [5] Vázquez Fernández, Manuel. Resistencia de materiales. 4a ed. Madrid: Noela, 1999. ISBN 8488012055.

- [6] Comisión Permanente de Estructuras de Acero (CPA) (2001). Instrucción de acero estructural (EAE), [Consulta: 24/10/2017]. Recuperado de:
https://www.fomento.gob.es/MFOM/LANG_CASTELLANO/ORGANOS_COLEGIADOS/MASORGANOS/CPA/INSTRUCCIONES/VERSION_CASTELLANO/



