



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Diseño y cálculo de una excavadora con
cadenas para una fuerza de excavación del
cazo de 22.5 KN

MEMORIA

Autor/es

Eduardo Peñarrubia Castro

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura. Universidad de Zaragoza.

2017/2018



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. _____,

con nº de DNI _____ en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
_____, (Título del Trabajo)

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, _____

Fdo: _____



Diseño y cálculo de una excavadora con cadenas para una fuerza de excavación del cazo de 22,5 KN

Resumen

El presente Trabajo Fin de Grado se va a abordar el diseño, cálculo y dimensionamiento de una excavadora con cadenas que sea capaz de realizar una fuerza de excavación en el cazo de 22,5 KiloNewtons.

La primera tarea a realizar es definir el tipo de máquina que se necesita para satisfacer las exigencias. Se ha llegado a la conclusión de que la máquina más indicada para este cometido es una excavadora con cadenas del tipo mini excavadora.

Posteriormente, se definirá la geometría del brazo de excavación para poder obtener todos los esfuerzos a los que están sometidas cada una de las barras que lo componen.

El siguiente paso será dimensionar y seleccionar los cilindros hidráulicos del mecanismo. Gracias a estos cilindros hidráulicos, el brazo puede realizar los movimientos necesarios para las labores de excavación.

Ahora ya podremos dimensionar las barras, pasadores y orejetas que componen el mecanismo y definir las dimensiones de cada elemento para soportar los esfuerzos.

Por último, se simularán las barras dimensionadas en el programa SolidWorks, para ver si los resultados obtenidos coinciden con la simulación. En caso de no coincidir, se redimensionarán para hacer que cumplan las exigencias definidas.

Los programas usados para la realización del Trabajo Fin de Grado han sido los siguientes:

- Microsoft Word y Excel del paquete Office
- EES “Engineering Equation Solver”
- MEFI “Método de los Elementos Finitos”
- SolidWorks 2016



Índice

1. Introducción	- 5 -
1.1 Tema objeto del Trabajo Fin de Grado	- 5 -
1.2 Pasos a realizar	- 5 -
1.3 Distribución del Trabajo Fin de Grado	- 6 -
2. Descripción de la máquina	- 8 -
2.1 Definición de excavadora	- 8 -
2.2 Tipos de excavadoras	- 9 -
2.2.1 Tipos de excavadoras hidráulicas	- 11 -
2.2.2 Tipos de equipos para excavadoras hidráulicas	- 13 -
2.3 Partes principales de las excavadoras con cadenas.....	- 15 -
3. Definición de la excavadora con cadenas necesaria.....	- 18 -
4. Definición de la geometría del brazo de excavación de la mini excavadora ..	- 19 -
4.1 Elección del catálogo.....	- 19 -
4.2 Modelado de la estructura en barras	- 20 -
4.2.1 Primer esquema del mecanismo	- 20 -
4.2.2 Definición de las dimensiones del mecanismo	- 21 -
5. Elección de las posiciones a estudiar	- 23 -
5.1 Posiciones de la mini excavadora a estudiar.....	- 24 -
6. Coeficiente de seguridad.....	- 28 -
7. Teorías de fallo usadas.....	- 29 -
7.1 Teoría de tensión de cortante máximo	- 29 -
7.2 Teoría de la energía de la distorsión o Von Mises	- 29 -
8. Esfuerzos en el mecanismo	- 30 -
8.1 Material usado.....	- 30 -
8.2 Métodos de resolución	- 30 -
8.2.1 Método de resolución mediante MEFI	- 30 -
8.2.2 Método de resolución mediante el planteamiento de las ecuaciones de sólido libre	- 31 -
8.3 Esfuerzos máximos solicitados en cada barra	- 33 -
9. Dimensionamiento de los cilindros	- 34 -
10. Dimensiones teóricas de los elementos que forman el brazo de excavación- 35	-
10.1 Dimensiones teóricas del cazo.....	- 35 -
10.2 Dimensiones teóricas de las barras BD	- 36 -
10.3 Dimensiones teóricas de las barras DF	- 38 -
10.4 Dimensiones teóricas del balancín	- 39 -
10.5 Dimensiones teóricas de la pluma	- 42 -
11. Análisis numérico de las barras	- 45 -
11.1 Barra BD	- 45 -
11.1.1 Redimensionamiento Barra BD	- 46 -
11.2 Barra FD.....	- 48 -
11.2.1 Redimensionamiento Barra FD	- 50 -



11.3	Balancín	- 52 -
11.4	Pluma	- 55 -
11.4.1	Redimensionamiento de la pluma	- 58 -
12.	Ensamblaje total de la máquina	- 61 -
13.	Conclusiones	- 64 -
14.	Anexo 1. Análisis de los esfuerzos	- 65 -
15.	Anexo 2. Dimensionamiento y elección de los cilindros	- 65 -
16.	Anexo 3. Dimensionamiento de las barras.....	- 65 -
17.	Anexo 4. Dimensionamiento de los pasadores y las orejetas	- 65 -
18.	Anexo 5. Reglas generales de seguridad	- 65 -
19.	Anexo 6. Recopilación de planos	- 65 -
20.	Bibliografía	- 66 -



1.Introducción

1.1 Tema objeto del Trabajo Fin de Grado

El objeto del presente Trabajo Fin de Grado es el de realizar el diseño, cálculo, análisis y modelado del brazo de excavación de una excavadora de cadenas que sea capaz de realizar una fuerza de excavación de 22.500 N.

Este Trabajo se ha realizado con la colaboración del área de Máquinas y Vehículos de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza. El director del Trabajo ha sido Javier Óscar Abad, que gracias a su gran ayuda ha sido posible el correcto planteamiento y la adecuada ejecución del presente Trabajo. Desde aquí, darle las gracias por toda la ayuda prestada.

El propósito de la realización de este Trabajo es la de poner en práctica parte de los conocimientos que se han adquirido a lo largo de todos los años de estudios en la Escuela. Además, el realizar un trabajo de tal envergadura ha permitido la adquisición de otros nuevos conocimientos, los cuales van a ser de gran ayuda en mi futuro más próximo.

Uno de los motivos de elección de este Trabajo ha sido el poder plasmar algunos de los conceptos aprendidos a lo largo de todo el Grado en un modelo real y “palpable”. Aplicar conocimientos teóricos a algo que puede llegar a fabricarse y ser de gran utilidad, despierta en mi un gran interés.

Otro de los motivos por el que he escogido el presente Trabajo ha sido el gran interés que tengo en la maquinaria de obra. El poder estudiar y analizar el brazo de excavación de una excavadora de cadenas en este Trabajo es una gran oportunidad para poder conocer mejor todos los entresijos de estas máquinas.

1.2 Pasos a realizar

Los pasos que se seguirán para la resolución del presente Trabajo serán las siguientes:

1. El primer paso va a ser la búsqueda de información a cerca de las excavadoras, para poder saber el tipo de excavadora necesaria para poder realizar la fuerza de excavación exigida.
Una vez se disponga de toda la información, se analizará minuciosamente toda la documentación para averiguar todos los detalles de estas máquinas y conocer de forma exacta su funcionamiento.
2. El segundo paso va a ser realizar el diseño del brazo de excavación de la excavadora. Para ello, nos basaremos en las medidas de alguna



excavadora ya existente. Esta información la obtendremos de los catálogos comerciales de las principales marcas de excavadoras, como son JCB, Caterpillar, Komatsu, CASE, New Holland, Volvo...

3. El siguiente paso, una vez se tenga dimensionado el brazo de excavación de la máquina, se procederá a analizar cada uno de los elementos que lo forman. Para ello, los trataremos como sólidos libres y escribiremos las ecuaciones de equilibrio para cada uno de ellos. Luego, se introducirá la estructura en el programa Método de los Elementos Finitos (MEFI), para obtener los resultados de los esfuerzos en cada uno de los elementos que forman la estructura del brazo de excavación.
Cabe decir, que como la máquina tiene infinitud de posiciones de trabajo, se fijarán unas posiciones concretas para facilitar el análisis y cálculo del brazo de excavación.
4. Una vez se tengan todos los esfuerzos a los que están sometidas las barras de nuestro brazo de excavación para cada una de las posiciones analizadas, se buscará el esfuerzo máximo al que está sometido cada una de las barras para dimensionarlas y elegir el material de cada una de las barras en base a los esfuerzos máximos. También se realizará el dimensionamiento de los cilindros hidráulicos, además de los pasadores y orejetas que permiten el movimiento de todo el brazo de excavación.
5. Para finalizar, se realizará el modelado 3D del brazo con la herramienta SolidWorks. De esta forma podremos analizar las zonas más críticas de cada pieza, y realizar un nuevo dimensionamiento para hacer que las piezas cumplan las exigencias necesarias.

1.3 Distribución del Trabajo Fin de Grado

La distribución del presente Trabajo Fin de Grado va a ser la siguiente:

- Memoria: en la primera parte de la memoria se va a recopilar toda la información referente a las excavadoras. Se va a definir el tipo de máquina concreto que es capaz de realizar la fuerza necesaria.
En la segunda parte de la memoria se van a exponer todos los cálculos y teorías usadas para el correcto dimensionamiento de la máquina.
En la última parte de la memoria se van a exponer los resultados de la simulación realizada en el programa SolidWorks.
- Anexos: el Trabajo Fin de Grado va a presentar distintos Anexos:
 - Anexo 1. Análisis de los esfuerzos: en este primer Anexo se van a realizar todos los cálculos e hipótesis necesarias para la obtención de los esfuerzos en cada uno de los elementos que componen el mecanismo de excavación de la máquina



- Anexo 2. Dimensionamiento y elección de los cilindros: en este segundo Anexo se van a dimensionar cada uno de los cilindros que componen el mecanismo de excavación de la máquina de acuerdo a las fuerzas máximas obtenidas en cada uno de ellos. En este mismo anexo se seleccionara que cilindro comercial es válido para cada uno de los cilindros de nuestra máquina.
- Anexo 3. Dimensionamiento de las barras: en este tercer Anexo se va a dimensionar cada una de las barras que componen el mecanismo de excavación. Se definirán las dimensiones y el tipo de barra.
- Anexo 4. Dimensionamiento de los pasadores y orejetas: en este cuarto y último Anexo se van a definir las dimensiones mínimas necesarias que deben tener cada uno de los pasadores y orejetas del brazo de excavación de la máquina para cumplir las exigencias de trabajo.
- Anexo 5. Medidas generales de seguridad: en este Anexo se van a enumerar algunas de las reglas que se deben seguir en materia de seguridad para prevenir cualquier tipo de accidente relacionado con el uso, traslado, mantenimiento o reparación de la máquina.
- Anexo 6. Recopilación de los planos: en este Anexo se van a recopilar los planos que se han ido incluyendo en cada uno de los documentos del presente Trabajo Fin de Grado.



2.Descripción de la máquina

2.1 Definición de excavadora

Para una correcta definición de lo que es una excavadora con cadenas, primero, deberíamos definir lo que es, concretamente, una “Máquina para el movimiento de tierras”.

La Norma UNE-EN ISO 6165:2012, cuyo título es “Maquinaria para movimiento de tierras. Tipos básicos. Identificación, términos y definiciones.” define “Maquinaria para movimiento de tierras” como “Máquina autopropulsada o remolcada, sobre ruedas, cadenas o patas, con equipos o accesorios o ambas, diseñadas principalmente para realizar trabajos de excavación, carga, transporte, perforación, extendido, compactación o zanjeo de tierras roca u otros materiales.”

Por lo tanto, las excavadoras con cadenas están dentro de la categoría “Maquinaria para movimiento de tierras” que la propia norma define.

Ahora vamos a ver que dice la Norma respecto al término “Excavadora”.

La misma Norma define el término “Excavadora” como “Máquina autopropulsada sobre cadenas, sobre ruedas o con patas con una superestructura capaz de girar 360° con un equipo, diseñada principalmente para excavar con una cuchara, sin que la estructura portante se desplace durante el ciclo de trabajo.”

La excavadora con cadenas que abordamos en el presente Trabajo Fin de Grado es capaz de realizar el movimiento del brazo de excavación gracias a un sistema hidráulico. Por ello, deberíamos definir el término “Excavadora hidráulica”.

La Norma UNE 115443:2003, cuyo título es “Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.” define “Excavadora hidráulica” como “Excavadora autopropulsada según se define en la Norma UNE-EN ISO 6165 sobre ruedas, cadenas o patas, con una estructura superior capaz, normalmente, de efectuar un giro de 360°, con un equipo cuya principal función es la de excavar mediante una cuchara, sin que la estructura portante se desplace durante un ciclo de trabajo de la máquina y que utiliza un sistema hidráulico para accionar los equipos montados sobre la máquina básica.”

Por lo tanto, podemos decir que las excavadoras con cadenas son un tipo de excavadoras que se desplazan mediante cadenas. Sus principales usos son:

- Realizar movimiento de tierras: las excavadoras son capaces de trasladar gran cantidad de tierra, además de poder realizar labores de amontonamiento.
- Realizar tareas de desbroce: al inicio de una gran construcción es necesario eliminar toda la vegetación que hay en el terreno para poder hacer los huecos de los cimientos donde se va a asentar la edificación.
- Realizar tareas de demolición: cuando se desea edificar nuevamente en un solar donde ya existe un edificio antiguo, se usan las excavadoras de gran tamaño para realizar la demolición de las instalaciones que ya no son operativas. Además, después de la demolición, las mismas excavadoras pueden realizar las labores de movimiento de los escombros al lugar asignado en la obra.

2.2 Tipos de excavadoras

Podemos clasificar a las excavadoras siguiendo una infinidad de criterios, ya que existen infinidad de modelos y variantes de estos que hacen infinitas las posibilidades de clasificación.

De todas formas, la clasificación que nos propone la Norma UNE-EN ISO 6165:2012 (*Maquinaria para movimiento de tierras. Tipos básicos. Identificación, términos y definiciones.*) de las excavadoras es la siguiente:

- Excavadora de radio de giro mínimo, MSRX (minimal swing radius excavator): “Excavadora diseñada para trabajar en espacio reducido y cuya superestructura tiene un radio de giro reducido y de modo que su *equipo* y sus *accesorios* puedan girar en un espacio no superior al 120% de la anchura de su estructura portante.”



Imagen 1. Excavadora de radio de giro mínimo



- Excavadora de patas: "Excavadora con tres o más patas soporte, que pueden ser articuladas, telescópicas o las dos casas a la vez, y que pueden estar equipadas con ruedas."



Imagen 2. Excavadora de patas trabajando en terreno abrupto

- Excavadora de cable: "Excavadora con la superestructura accionada por cables diseñada principalmente para excavar mediante una cuchara de dragalina, cuchara frontal o bivalva, utilizada para compactar materiales con una maza compactadora, para demolición con gancho o bola y para manipulación de materiales con *equipos y accesorios especiales*".



Imagen 3. Excavadora de cable

- Excavadora compacta: “Excavadora con masa en orden de trabajo de 6.000 kg o menos.”



Imagen 4. Excavadora compacta

Para un mejor entendimiento de los tipos de excavadoras, debemos explicar los conceptos de “Máquina base”, “Equipo” y “Accesorio”.

Esta misma Norma, la cual propone la clasificación anterior, define máquina base como “Máquina con cabina o techo, y con estructuras de protección para el operador, en caso necesario, sin *equipos* o *accesorios* pero con los elementos de anclaje necesarios para esos equipos o accesorios.”

Esta misma Norma define equipo como “Conjunto de elementos montados sobre la *máquina base*, que permiten a un *accesorio* cumplir una función primaria para la que se ha diseñado.”

Y el concepto accesorio es definido por esta misma Norma como “Conjunto de elementos o componentes que pueden ser montados sobre la *máquina base* o sobre un *equipo* para un uso específico.”

2.2.1 Tipos de excavadoras hidráulicas

La Norma UNE 115443:2003 (*Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.*) propone dos tipos de excavadoras hidráulicas de cadenas y de ruedas. La única diferencia entre ellas es la forma de trasladarse, ya que una lo hace por medio de cadenas y la otra se traslada por medio de ruedas.



Imagen 5. Excavadora con cadenas cargando tierra en un camión



Imagen 6. Excavadora con ruedas realizando un traslado por carretera

Algunas de las ventajas que presentan las excavadoras de cadenas respecto a las excavadoras de ruedas son: posibilidad de atravesar terrenos en malas condiciones, mejor distribución del peso de la máquina al terreno, mayor tracción y maniobrabilidad en terrenos muy difíciles, ...

Por el contrario, algunas de las ventajas que presentan las excavadoras de ruedas respecto a las excavadoras de cadenas son: la velocidad a la hora

de trasladarse es mucho mayor, no dañan el pavimento en el traslado, los costes de operación son menores, ...

2.2.2 Tipos de equipos para excavadoras hidráulicas

La Norma UNE 115443:2003 (*Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.*) define cuatro equipos distintos:

- Equipo de retroexcavación: “Consiste en una pluma, un brazo, articulaciones y una cuchara que corta generalmente hacia la máquina. Principalmente se emplea en la excavación por debajo del plano de referencia al suelo.”



Imagen 7. Excavadora hidráulica con equipo de retroexcavación

- Equipo de excavadora frontal: “Consiste en una pluma, articulaciones de brazos y una cuchara frontal que corta hacia fuera de la máquina y generalmente hacia arriba. Se emplea principalmente para la excavación por encima del plano de referencia al suelo.”



Imagen 8. Excavadora hidráulica con equipo de excavadora frontal

- Equipo de cuchara bivalva: “Consiste en una pluma, un brazo y una cuchara bivalva o de almeja con sus articulaciones. La excavación y el agarre se hacen generalmente en dirección vertical, descargado por debajo o por encima del plano de referencia al suelo.”



Imagen 9. Ilustración de una excavadora hidráulica con cuchara bivalva



- Equipo de pluma telescópica: “Consiste en una pluma y una cuchara que puede extenderse y retraerse sobre el eje de la pluma y corta hacia la máquina mediante la acción telescópica de la pluma. Se utiliza principalmente para la excavación y/o regularización de pendientes, tanto sobre como bajo el plano de referencia al suelo.”

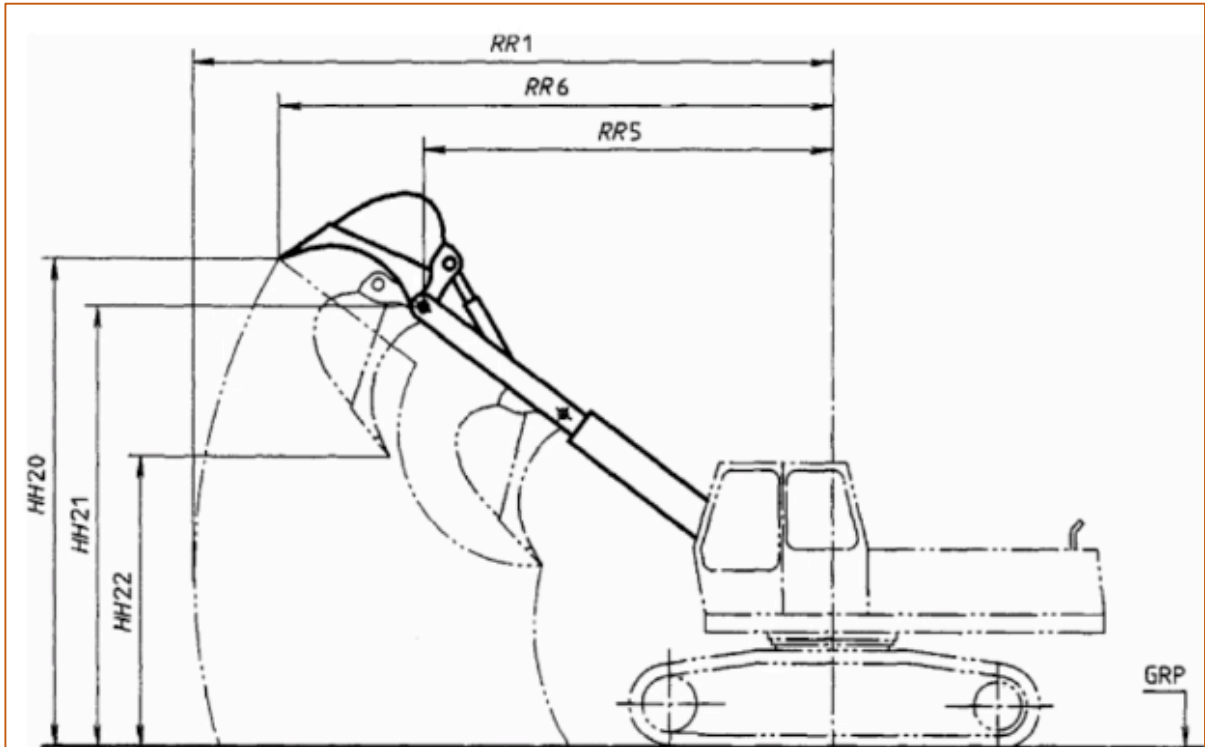


Imagen 10. Boceto de una excavadora hidráulica con equipo de pluma telescópica

2.3 Partes principales de las excavadoras con cadenas

Las principales partes de una excavadora con cadenas las podemos observar en la siguiente ilustración:



Imagen 11. Partes de una excavadora hidráulica. Fuente: Manual de formación técnica. MECATEC

- Cuchara: la cuchara es la herramienta principal de trabajo de las excavadoras con cadenas. El movimiento de la cuchara es gracias al *cilindro de cuchara* que une el brazo con el *eslabón*. Adicionalmente a la cuchara, las excavadoras pueden usar otros accesorios como pueden ser el cucharón destinado a limpieza de zanjas, trituradores de piedra, ...
- Pluma: la pluma es la parte del brazo de excavación que une la cabina de la excavadora con el brazo. El movimiento de la pluma es posible gracias al cilindro que lleva incorporado (*cilindro de la pluma*).
- Brazo: el brazo es la parte de la excavadora que une la pluma con la cuchara o el accesorio correspondiente. El movimiento del brazo se realiza gracias al cilindro hidráulico denominado en la ilustración *cilindro del brazo*.
- Cabina: la cabina de la excavadora es el nexo de unión entre el brazo de excavación completo y el tren de rodaje de la excavadora. En el compartimento indicado, se encuentra el motor de la excavadora, el cual suele ser alimentado por combustible Diésel. Actualmente, ya hay excavadoras que tienen el motor eléctrico en vez de ser de combustión.
La cabina también es el lugar desde donde el operario maneja la excavadora. En su interior dispone de todos los mandos necesarios, tanto para realizar los movimientos de traslación de la excavadora, como para realizar el movimiento del brazo de excavación para realizar las labores de trabajo.



- Tren de rodaje: es la parte gracias a la cual la excavadora puede realizar el movimiento de traslación. En este caso, se realiza por medio de cadenas, pero también hay modelos que se trasladan gracias a ruedas, como ya hemos visto anteriormente.

3. Definición de la excavadora con cadenas necesaria

En este Trabajo Fin de Grado se va a realizar el estudio de una excavadora con cadenas que sea capaz de realizar una fuerza en el cazo de 22.500 N. Lo primero que debemos definir es la geometría de la máquina. Para ello, se ha investigado en los catálogos de distintas marcas de excavadoras para ver el tipo de excavadora con cadenas que es capaz de realizar la fuerza requerida. Después de las labores de investigación y documentación, se ha llegado a la conclusión de que para realizar la fuerza de excavación requerida, la máquina que mejor se adapta es una excavadora compacta.

Como ya se ha dicho anteriormente, la Norma UNE-EN ISO 6165:2012 define excavadora compacta como “Excavadora con masa en orden de trabajo de 6.000 kg o menos.”

Una categoría, dentro de la gama de modelos de excavadoras con cadenas de las distintas marcas, es la categoría de mini excavadoras. Estas máquinas están indicadas para operar en áreas de reducidas dimensiones, donde las excavadoras convencionales no tienen tanta versatilidad como estas para operar.

Además, como a las mini excavadoras también se les puede equipar con los mismos accesorios que a una excavadora convencional, son capaces de realizar multitud de tareas. Muchas de ellas disponen de acoplador rápido, por lo que permiten que los accesorios sean cambiados de una forma rápida y sencilla. El peso de estas mini excavadoras varía entre la tonelada y media, hasta las 6 toneladas, donde ya dejarían de denominarse excavadoras compactas.



Imagen 12. Mini excavadora marca JCB



Imagen 13. Mini excavadora con cabina sin techo



4. Definición de la geometría del brazo de excavación de la mini excavadora

En este apartado vamos a tratar de definir la geometría del brazo de la mini excavadora. Para ello, vamos a estudiar los catálogos de las mini excavadoras comerciales de las distintas marcas y observar cual de ellos nos ofrece una información más útil para poder realizar el estudio geométrico.

4.1 Elección del catálogo

Después de estudiar los catálogos, la marca que nos presenta la información geométrica de la máquina de forma más eficaz es Volvo.

Concretamente, nos vamos a basar en los catálogos que nos proporciona la marca de los modelos: ECR35D y ECR40D.

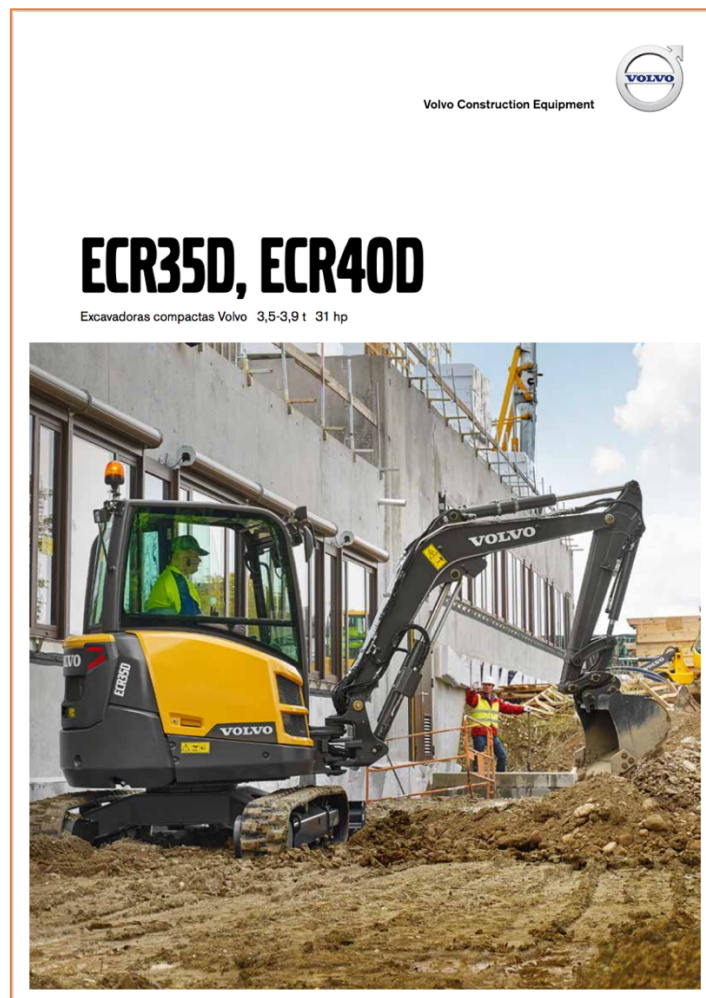


Imagen 14. Página inicial del catálogo de las máquinas

4.2 Modelado de la estructura en barras

4.2.1 Primer esquema del mecanismo

Observando los croquis que encontramos en el catálogo de la mini excavadora, debemos realizar un primer boceto del mecanismo del brazo de la misma.

Para este primer boceto del mecanismo, se reducen todos los elementos que forman el mecanismo del brazo a barras de sección constante. De esta forma, se podrán realizar todos los cálculos analíticos en una primera aproximación. A falta de añadir las medidas correctas, el boceto del mecanismo quedaría de la siguiente forma:

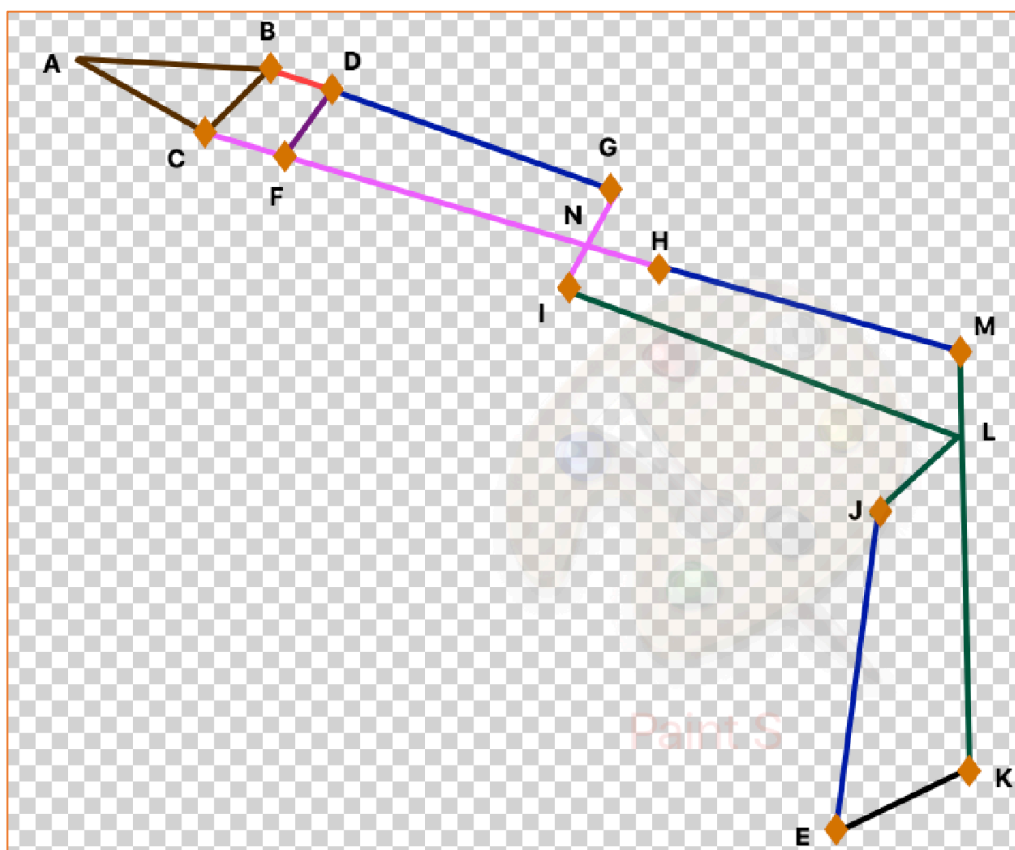


Imagen 15. Reducción de los elementos del mecanismo del brazo de la mini excavadora a barras

Una breve explicación de cada una de las barras sería la siguiente:

- En color azul oscuro se encuentran dibujados cada uno de los tres cilindros.
- El triángulo marrón corresponde al cazo de la máquina.
- Las dos barras rosas que se cruzan son el balancín del mecanismo.

- La barra morada y roja representan el cuadrilátero articulado gracias al cual el cazo puede realizar las labores de excavación.
- Las barras verdes representan la pluma de la máquina.
- Todas las articulaciones representadas con un rombo naranja impiden el desplazamiento tanto en X como Y, pero no impiden el giro.

4.2.2 Definición de las dimensiones del mecanismo

En el catálogo de la máquina que hemos seleccionado para dimensionar nuestra mini excavadora aparece el siguiente esquema:

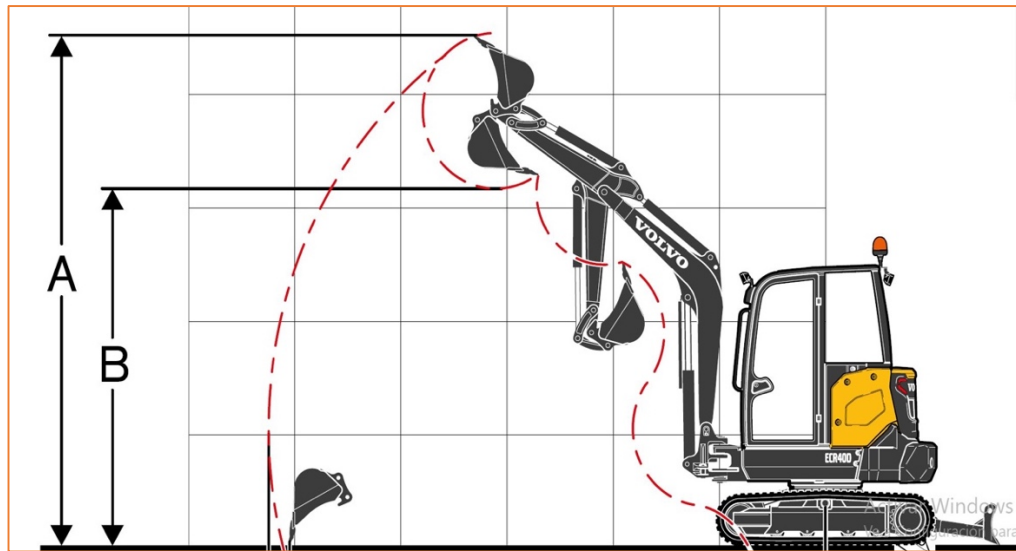


Imagen 16. Esquema de dimensiones obtenido en el catálogo de la máquina VOLVO ECR400

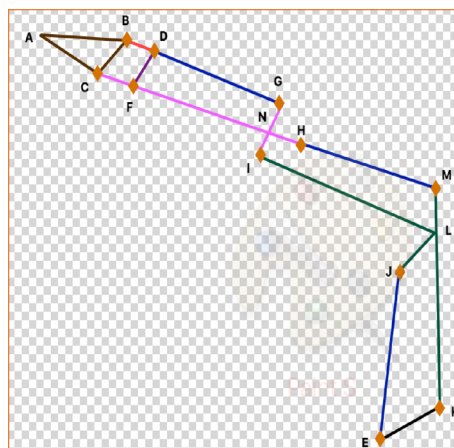
Para poder obtener las dimensiones de nuestra mini excavadora, vamos a introducir la imagen anterior en el programa SolidWorks. Sabiendo la medida A, por ejemplo, y poniendo a escala la imagen, podemos obtener todas las medidas necesarias para poder realizar el mecanismo del brazo de nuestra máquina.

Si tomamos como punto origen o de referencia el punto K, las cotas del resto de puntos de nuestra máquina, en milímetros, son las siguientes:



Punto	Cota en X	Cota en Y
K	0	0
M	41,05	1486,44
L	33,77	1222,7
J	-176,98	1130,61
I	-948,1	2036,5
H	-616,35	1991,22
G	-783,03	2246,13
F	-1782,83	2644,839
C	-1928,63	2726,53
D	-1503,52	2630,58
B	-1688,586	2796,36
A	-2121,34	3389,08
E	-176,97	-299,25

Tabla 1. Cotas en milímetros de cada punto respecto del punto K



Una vez conocemos ya las posiciones exactas de cada uno de los puntos que conforman la geometría de nuestra máquina, ya podemos realizar con exactitud una posición genérica del mecanismo. Y a partir de esta posición genérica, podremos conformar el resto de posiciones necesarias para el dimensionamiento de cada uno de los elementos que forman el mecanismo.

5.Elección de las posiciones a estudiar

Una máquina de este tipo tiene prácticamente infinidad de posiciones donde puede realizar labores de excavación, ya sea realizando la máxima fuerza o no. Todas estas posiciones estarán limitadas por los máximos y mínimos ángulos de apertura del cazo, balancín y pluma del mecanismo.

De todas formas, va a haber posiciones donde la máquina va a ser más proclive a poder realizar la fuerza máxima de excavación y otras posiciones donde no va a ser así. Las posiciones más comunes de trabajo de las máquinas de este tipo son trabajando cerca del nivel del suelo. Por ejemplo, una posición natural de trabajo sería la siguiente:

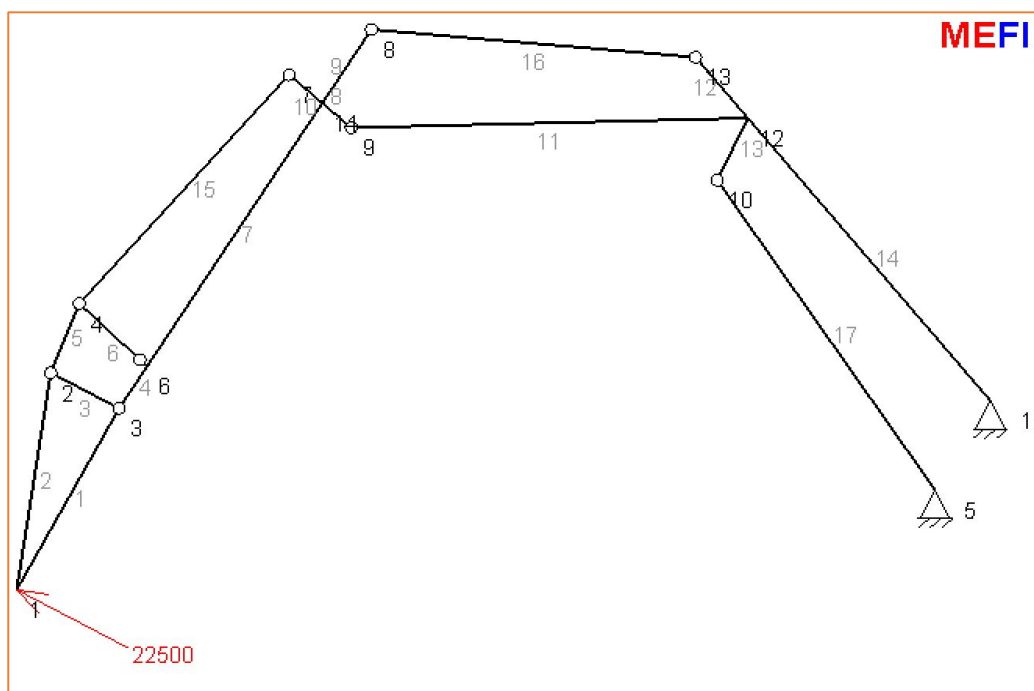


Imagen 17. Posición natural de excavación de la máquina

En esta posición, donde el cazo esta cercano al nivel del suelo, y el mecanismo no está del todo estirado, se supone en un primer momento que la máquina va a poder realizar la máxima fuerza para la que ha sido diseñada.

En cambio, la siguiente posición no parece en un primer momento favorable para que la máquina realice la máxima fuerza de excavación:

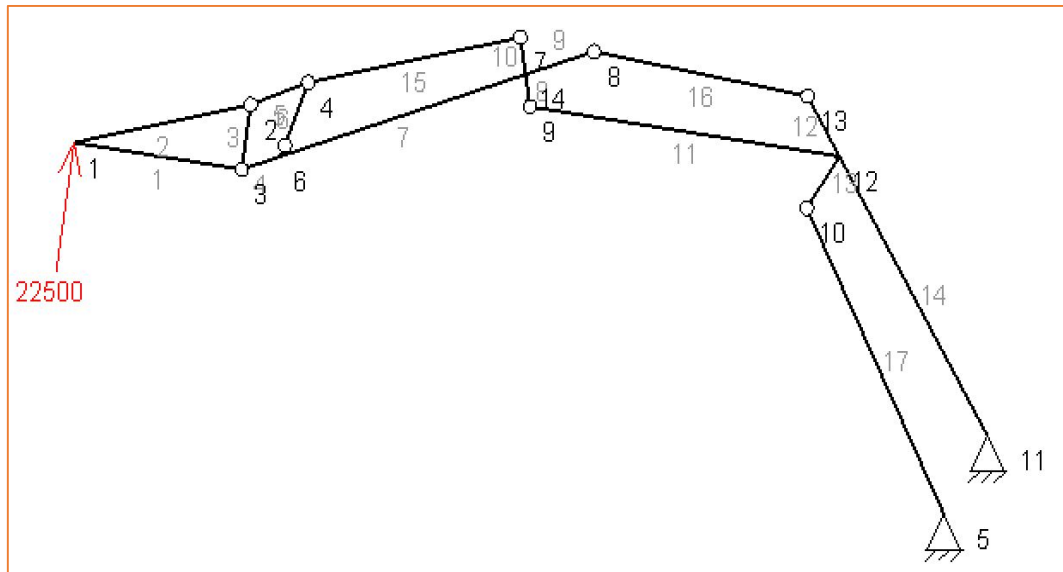


Imagen 18. Posición poco favorable de excavación de la máquina

En esta posición, la máquina está intentando excavar a una altura excesiva respecto del suelo, donde en un principio, no va a poder realizar la fuerza máxima de excavación para la que se ha diseñado.

5.1 Posiciones de la mini excavadora a estudiar

Para realizar el dimensionamiento de la pala de excavación de la máquina, se van a elegir 16 posiciones. Dentro de estas 16 posiciones habrá tanto posiciones naturales de excavación como no.

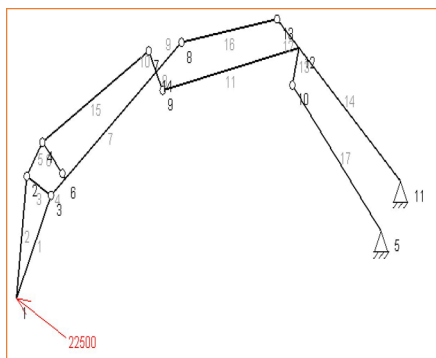
En un primer momento no tiene mucho sentido estudiar posiciones donde la máquina puede que no trabaje a lo largo de toda su vida útil, aun así se van a estudiar ya que si en algún momento el operario tiene que realizar alguna labor fuera de las comunes, no podemos permitir la rotura de ninguna de las piezas que forman el mecanismo de excavación.

De cualquier forma, en el Anexo 2 se aclaran mejor la geometría de cada una de estas posiciones.

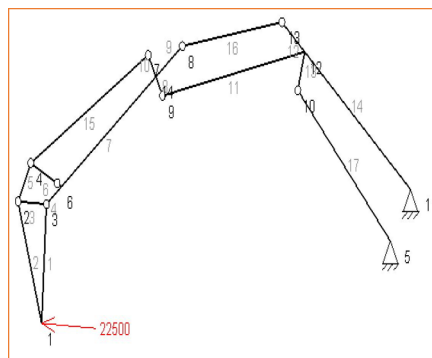


Las 16 posiciones de estudio van a ser las siguientes:

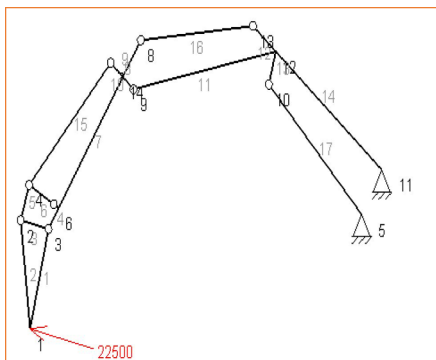
Posición 1



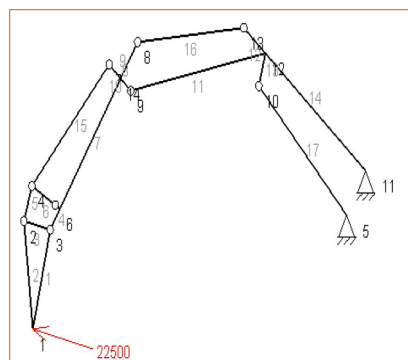
Posición 2



Posición 3

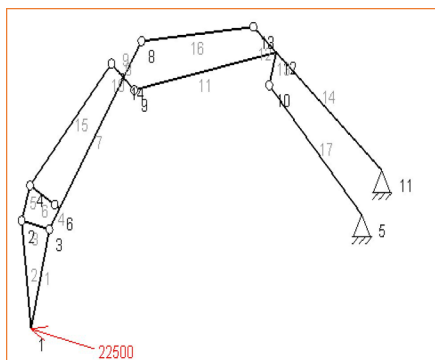


Posición 4

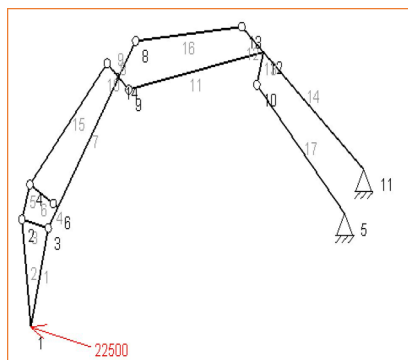




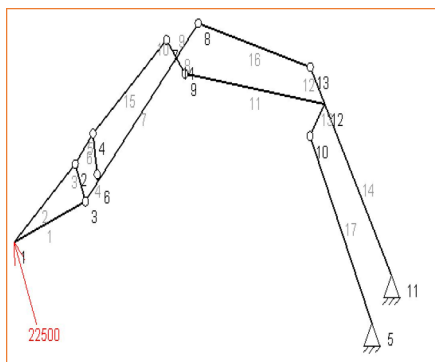
Posición 5



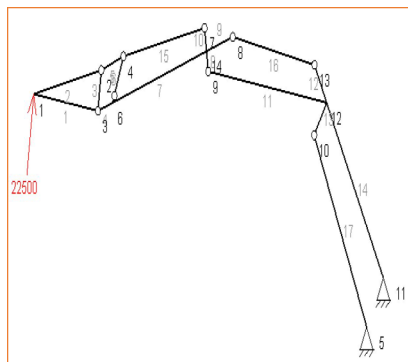
Posición 6



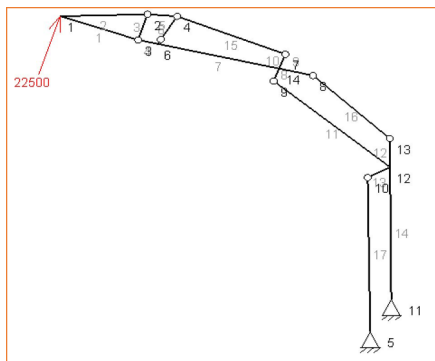
Posición 7



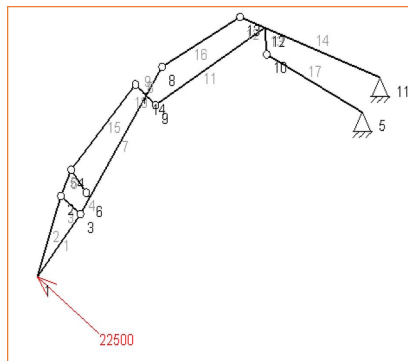
Posición 8



Posición 9

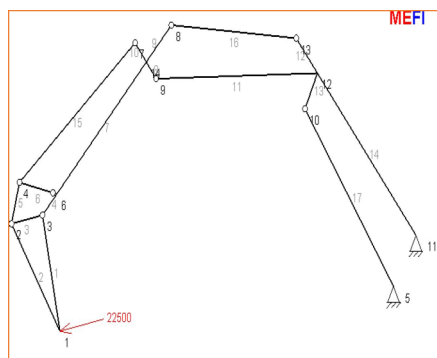


Posición 10

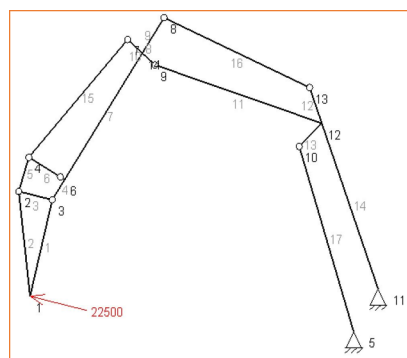




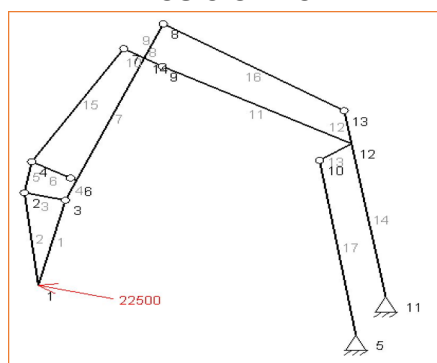
Posición 11



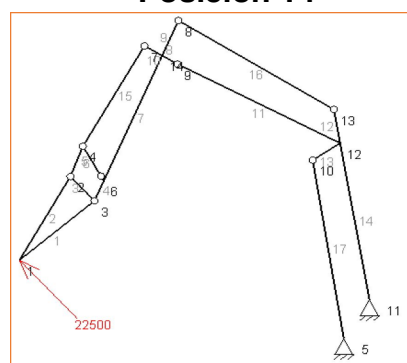
Posición 12



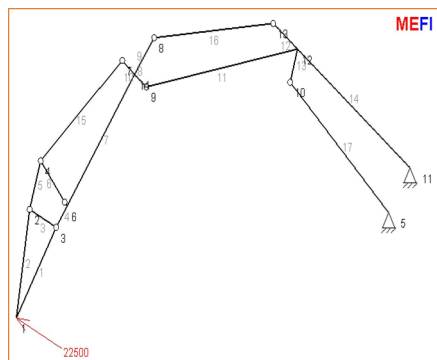
Posición 13



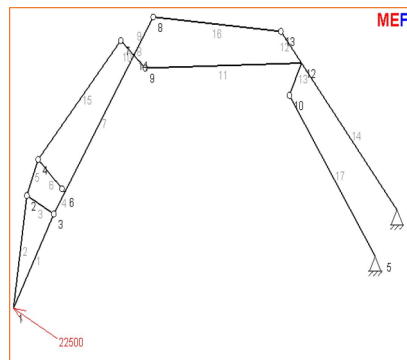
Posición 14



Posición 15



Posición 16





6. Coeficiente de seguridad

El desgaste debido al uso, la posible corrosión de los elementos al estar trabajando a la intemperie, la posible desviación de las propiedades del material usado para la construcción de la máquina respecto de las propiedades previstas, las sobrecargas puntuales de uso, y el posible error cometido a la hora de realizar los cálculos teóricos son motivos que no se pueden tener en cuenta a la hora de dimensionar la máquina en un primer momento. Por este motivo, se va a aplicar un coeficiente de seguridad.

Este coeficiente de seguridad, también llamado factor de seguridad, tiene como objetivo el sobredimensionamiento de los elementos que forman el mecanismo de excavación de la máquina para contemplar todos los motivos anteriormente citados.

El valor de dicho coeficiente de seguridad está recogido en una serie de tablas, las cuales se han creado a partir de la propia experiencia y práctica. Pero el valor del coeficiente de seguridad, al ser algo de tan determinante función, queda siempre a merced de la voluntad del ingeniero responsable del dimensionamiento de los elementos de la máquina. Esto es debido a que, por ejemplo, no deberían usar el mismo coeficiente de seguridad para una máquina que va a trabajar en un clima seco que en un clima tropical con una humedad extrema. En el clima tropical, la máquina va a sufrir de manera notoria la corrosión, y esto debería tenerse en cuenta en el coeficiente de seguridad ya que el material va a ir experimentando una pérdida de eficacia en sus propiedades.

En el presente trabajo, se va a trabajar con un coeficiente de seguridad de valor 3.



7. Teorías de fallo usadas

Las teorías de fallo usadas en el presente Trabajo son las siguientes:

7.1 Teoría de tensión de cortante máximo

Esta teoría establece que “La falla se producirá cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en la pieza sea igual o mayor al esfuerzo cortante máximo absoluto de una probeta sometida a un ensayo de tensión en el momento que se produce la fluencia”.

Del círculo de Mohr se obtiene que:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2}$$

Por tanto:

$$C_S = \frac{\tau_{fluencia}}{\tau_{fluencia\ m\acute{a}xima\ admisible}}$$

7.2 Teoría de la energía de la distorsión o Von Mises

Esta teoría establece que “La fluencia se producirá siempre que la energía de distorsión en una unidad de volumen sea igual a la energía de distorsión en el mismo volumen cuando se le someta a tensión uniaxial hasta el valor de la resistencia de fluencia”.

La tensión equivalente de Von Mises se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

Recordando que:

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

Por tanto, el coeficiente de seguridad quedaría de la siguiente forma:

$$C_S = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{equivalente}}$$



8. Esfuerzos en el mecanismo

8.1 Material usado

El material que se va a usar para la construcción del brazo de excavación de la máquina es el acero que se usa para perfiles y chapas.

Según el Documento Básico SE-A Acero e Instrucción de acero estructural EAE la designación es: S-450 J0. El grado J0 indica que este acero se usa en aplicaciones con especiales exigencias y soldabilidad.

Las propiedades del material son las siguientes:

- Módulo de elasticidad = $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$
- Límite elástico = $f_y = 450 \text{ N/mm}^2$
- Módulo de rigidez = $G = 81.000 \text{ N/mm}^2$
- Coeficiente de Poisson = $\nu = 0,3$
- Coeficiente de dilatación térmica = $\alpha = 1,2 * 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
- Densidad = 7.850 Kg/m^3

En los pasadores se usará un acero E-450.

8.2 Métodos de resolución

Para dimensionar todos y cada uno de los elementos que forman el mecanismo de la estructura, el primer paso es obtener los esfuerzos máximos a los que están sometidos cada uno de estos elementos. Para obtenerlos, se ha procedido de dos métodos.

8.2.1 Método de resolución mediante MEF

En este caso, se han obtenido los esfuerzos en cada una de las barras mediante la herramienta MEF "Método de los Elementos Finitos". Para obtenerlos, introduciremos la geometría y las articulaciones del mecanismo, además de la fuerza que actúa en el extremo del cazo. El programa nos devolverá los esfuerzos a los que están sometidos cada uno de los elementos.

8.2.2 Método de resolución mediante el planteamiento de las ecuaciones de sólido libre

Con este método, vamos a poder calcular las reacciones a las que están sometidas cada una de las articulaciones de nuestro mecanismo. Para ello, lo primero que se debe hacer es definir cuales son las fuerzas que afectan a cada uno de nuestros elementos. En el siguiente esquema se deja claro que fuerzas actúan en cada uno.

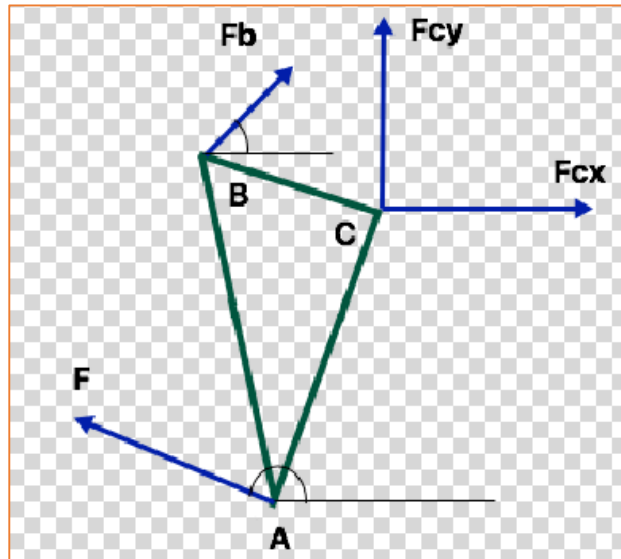


Imagen 19. Fuerzas que actúan en el cazo

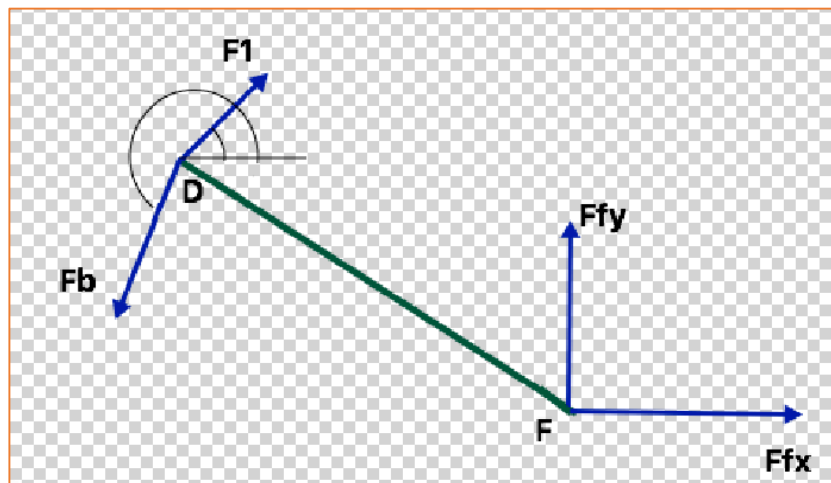


Imagen20. Fuerzas que actúan en la barra D-F

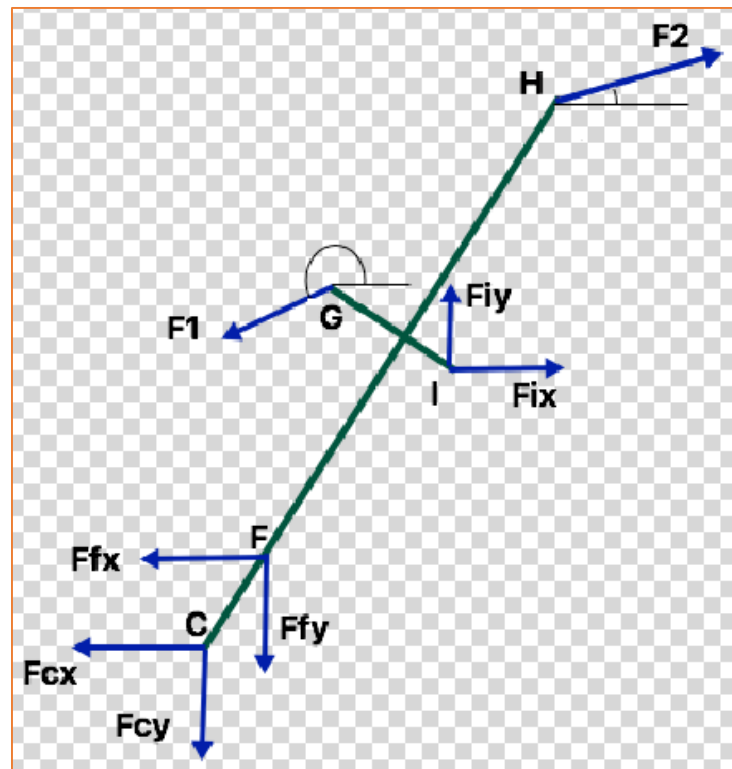


Imagen 21. Fuerzas que actúan en el balancín

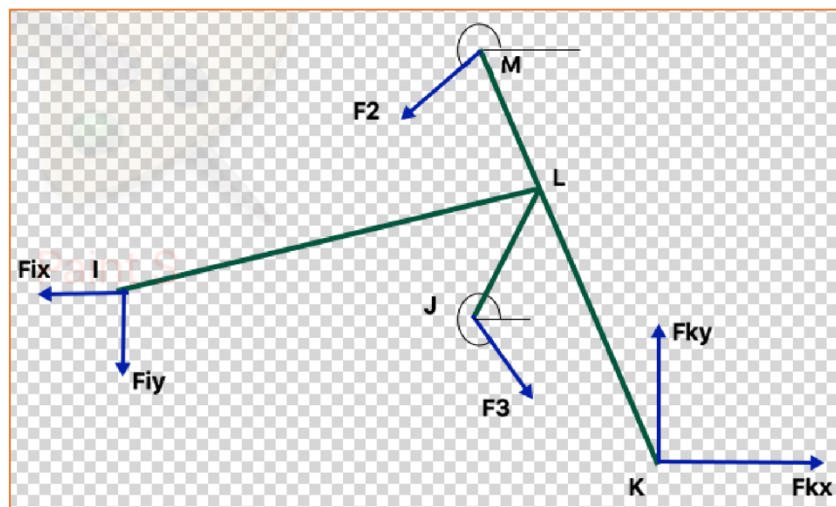


Imagen 22. Fuerzas que actúan en la pluma

Una vez se saben las fuerzas que actúan en cada uno de los elementos del mecanismo, se plantean las ecuaciones de sólido libre para cada elemento. Todo esto está explicado en el Anexo 1.



8.3 Esfuerzos máximos solicitados en cada barra

En este apartado se van a recopilar los esfuerzos máximos a los que cada barra va a tener que ser sometida. Como ya hemos dicho anteriormente, estos esfuerzos van a ser calculados de dos formas, mediante el programa MEFI y mediante la resolución de las ecuaciones de sólido libre de cada uno de los elementos del mecanismo. Posteriormente, se analizarán los resultados obtenidos por cada uno de estos métodos y se compararán para concluir si se han obtenido de forma correcta o no. Como se observa en el Anexo 1, se comprueba que se han obtenido de forma correcta los esfuerzos mediante ambos métodos.

La siguiente tabla presenta los esfuerzos axiles, cortantes y flectores máximos a los que se someten cada una de las barras, todos ellos en valor absoluto.

El esfuerzo axil y flector se representa en Newtons. El esfuerzo flector, en Newtons*metro.

Barra	Axil	Cortante	Flector Ini	Flector Fin
A B	65964	243,64	178,8	0
B C	60798	0	0	0
A C	62102	259,13	178,8	0
B D	73100	0	0	0
D F	58704	0	0	0
C F	82038	17300	0	4886,3
F N	117340	33700	4886,3	35700
H N	146000	143000	0	41900
G N	7365,2	97137	0	13856
I N	167000	158000	0	19600
I L	173000	33443	0	42649
J L	189280	385580	0	81589
M L	110580	126000	0	33200
K L	408240	23582	0	28845

Tabla 2. Esfuerzos máximos en cada barra



9. Dimensionamiento de los cilindros

El movimiento de todo el mecanismo se produce gracias a la actuación de 3 cilindros hidráulicos. Cada uno de ellos permite el giro de una parte del brazo de excavación: cazo, balancín y pluma.

En el Anexo 2 se detalla de forma precisa todos los cálculos y fórmulas usadas.

Los esfuerzos máximos de cada uno de los cilindros y el diámetro mínimo de émbolo necesario para la aplicación de esa fuerza son los siguientes:

Cilindro	Posición	Fuerza (N)	Diámetro (mm)
Cazo	5	97416	74,24703758
Balancín	11	165870	96,88307309
Pluma	10	429530	155,9052481

Tabla 3. Fuerzas máximas y diámetros necesarios de los cilindros

Como los diámetros de los cilindros están estandarizados, es recomendable que nuestra máquina tenga un cilindro estándar. De esta forma, la producción será más barata, además de poder tener repuestos con un tiempo de espera mucho menor.

La empresa HIDRÁULICA FERRER tiene un amplio catálogo de cilindros. Concretamente, los de la serie ISO 6022 satisfacen nuestras exigencias.

Por tanto, el diámetro de émbolo y vástago de cada uno de los cilindros van a ser los siguientes:

- El cilindro que se encarga del movimiento del cazo va a tener un diámetro de 80 milímetros. Con este diámetro satisfacemos la fuerza máxima necesaria, por lo que va a poder trabajar en todas las posiciones estudiadas. El diámetro del vástago va a ser de 56 milímetros.
- El cilindro que se encarga del movimiento del balancín va a tener un diámetro de émbolo de 100 milímetros. Con este diámetro, al igual que en el caso anterior, podemos trabajar en todas las posiciones estudiadas. El diámetro del vástago va a ser de 70 milímetros.
- El cilindro que se encarga del movimiento de la pluma va a tener un diámetro de 125 milímetros. Va a poder operar en todas las posiciones menos dos. Esto no es problemático ya que el operario de la máquina buscara otra posición donde puede realizar la tarea. Si aun así no pudiera realizar la tarea, necesita una máquina de mayor tamaño. El diámetro del vástago va a ser de 90 milímetros.

10. Dimensiones teóricas de los elementos que forman el brazo de excavación

En este apartado se va a presentar el dimensionamiento teórico de cada uno de los elementos que forman el brazo de excavación. Todos los cálculos e hipótesis necesarias para el dimensionamiento de las barras, como de los elementos necesarios (pasadores, orejetas, ...) se encuentran en los Anexos adjuntos, concretamente en los Anexos 3 y 4.

Para el dimensionamiento del espesor de los perfiles, se usa la teoría del cortante máximo para el caso de tensión unidimensional. Se estudiará la fibra que corresponda a la cota y máxima, donde se encuentran las tensiones máximas debidas al momento flector y al esfuerzo de tracción.

Para el cálculo del diámetro de los pasadores y orejetas, se usará la teoría de la doble cortadura, y el espesor por aplastamiento.

10.1 Dimensiones teóricas del cazo

El dimensionamiento del cazo no es necesario ya que se ha escogido uno ya fabricado por otra empresa.

Las dimensiones del cazo son las siguientes:

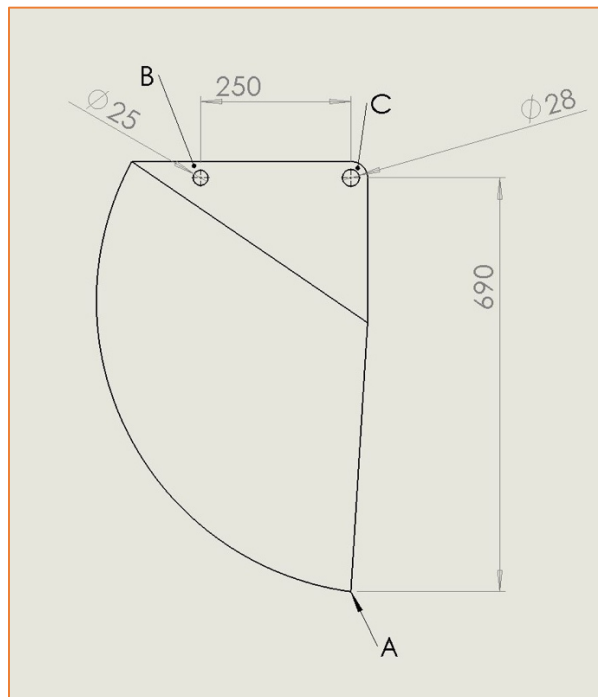


Imagen 23. Esquema con las medidas del cazo

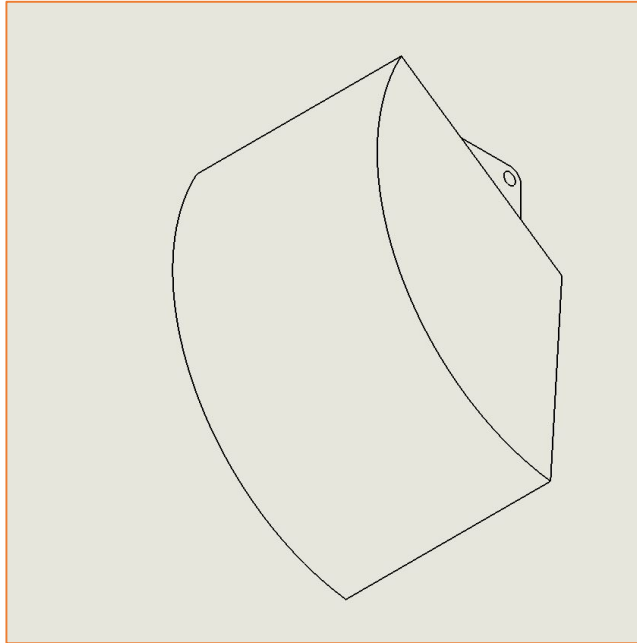


Imagen 24. Esquema 3D del cazo

10.2 Dimensiones teóricas de las barras BD

La barra BD es una de las barras que posibilita el movimiento del cazo. El brazo de excavación cuenta con dos piezas de este tipo iguales, una a cada lado.



*Imagen 25. Esquema de articulación
del cazo del cazo*



*Imagen 36. Detalle de las barras BD
y DF*



A la hora de dimensionar estas barras, solo tenemos que tener en cuenta la distancia que hemos prefijado entre el punto B y D, ya que todos los cálculos se han realizado para esa medida.

Por tanto, las dimensiones teóricas de cada una de las barras BD serían las siguientes:

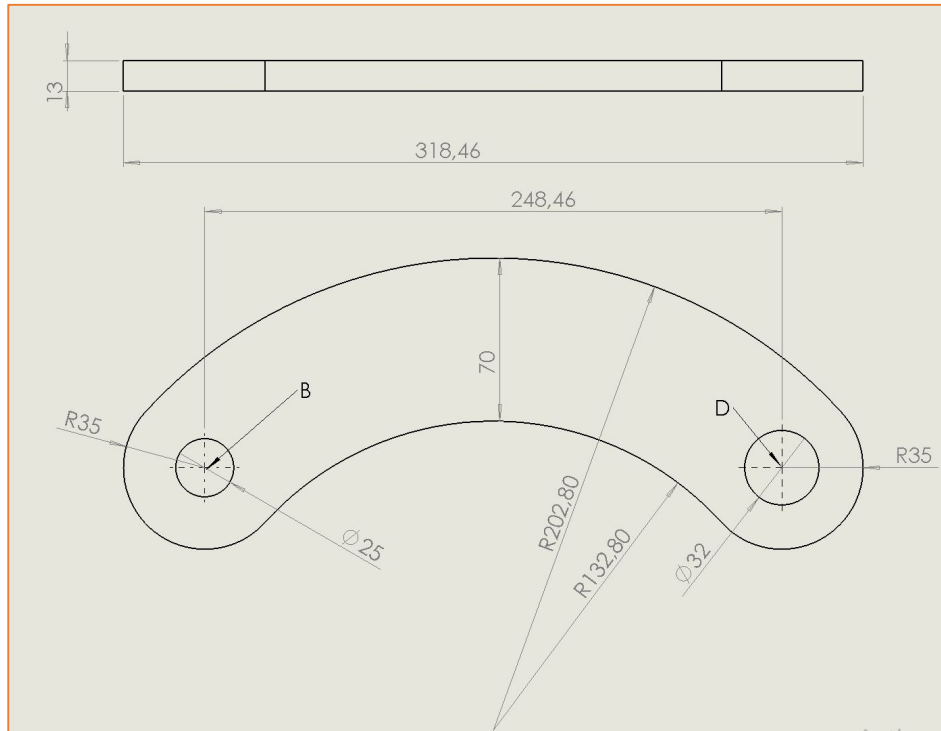


Imagen 27. Alzado y planta de la barra BD

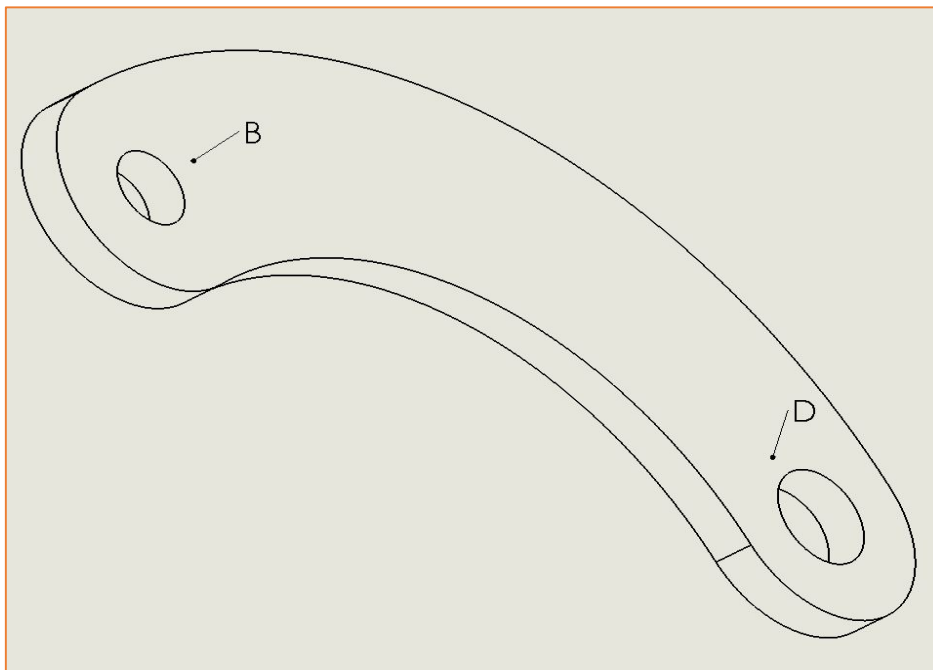


Imagen 28. Barra BD en 3D

10.3 Dimensiones teóricas de las barras DF

La barra DF, al igual que ocurría con las barras BD, cuentan con dos piezas de este tipo iguales, una a cada lado. En las imágenes (imágenes 27 y 28) del apartado anterior se aprecia con claridad la duplicidad de estas.

Por tanto, las dimensiones teóricas de cada una de las barras DF serían las siguientes:

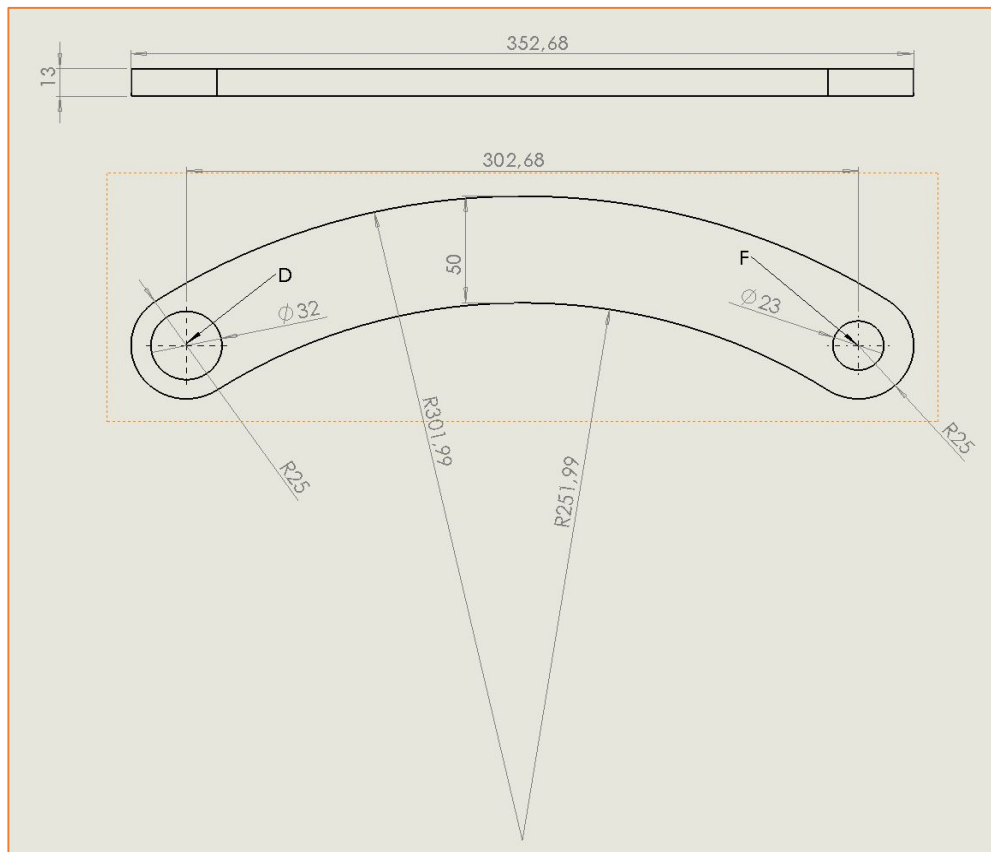


Imagen 29 . Alzado y planta de la barra DF



Imagen 30 . Barra DF en 3D

10.4 Dimensiones teóricas del balancín

En nuestro esquema de barras, el balancín lo conforman las barras CF, FN, NH, GN Y NI. Pero claro, en la vida real, el balancín es una única barra. Aquí se ha tenido que subdividir en tantas barras para poder analizarlo y obtener las fuerzas que aparecen en cada nudo importante del balancín y los esfuerzos que soporta cada uno de los tramos de la barra.

En las siguientes imágenes podemos ver en más detalle un balancín estándar de una mini excavadora semejante a la que se está analizando en el presente trabajo.



Imagen 31. Bazo de excavación de una máquina similar a la que se está analizando



Imagen 32. Detalle del balancín

Por tanto, las dimensiones teóricas del balancín obtenidas en los Anexos correspondientes serían las siguientes:

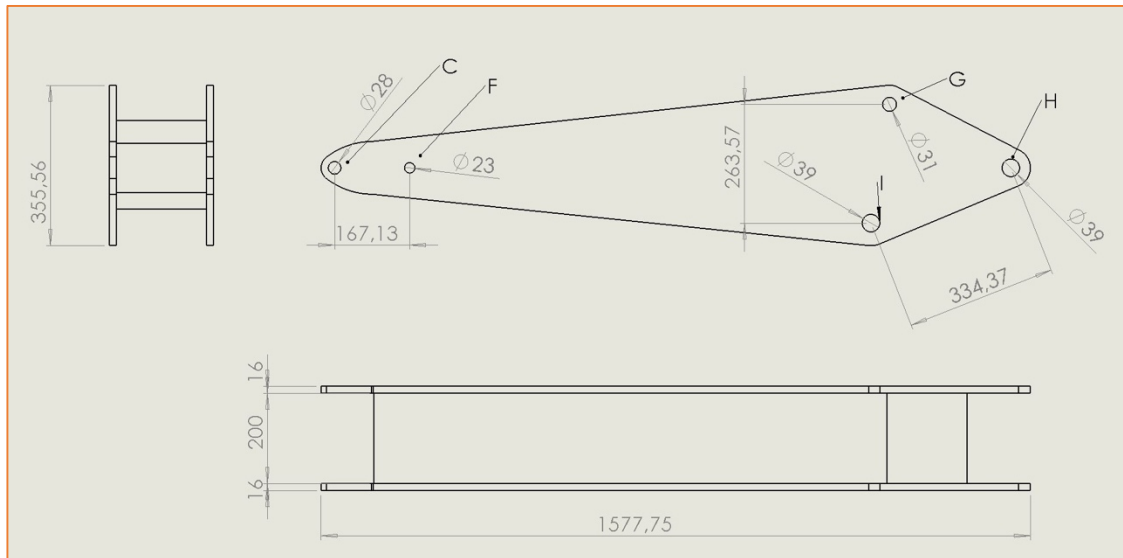


Imagen 33. Alzado, planta y perfil del balancín

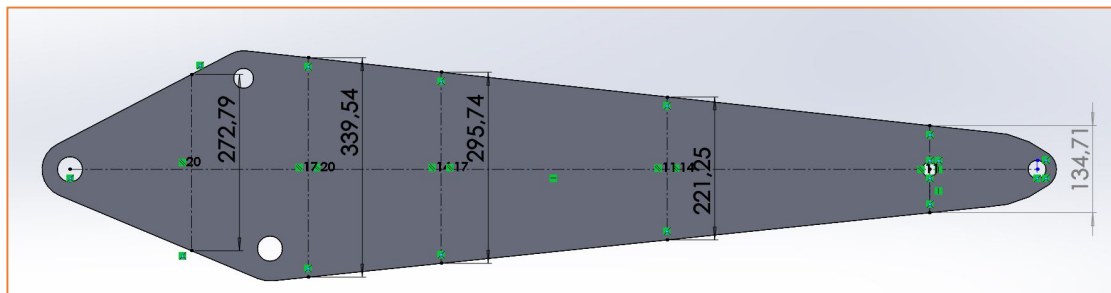


Imagen 34. Esquema de cómo varía la altura en el balancín

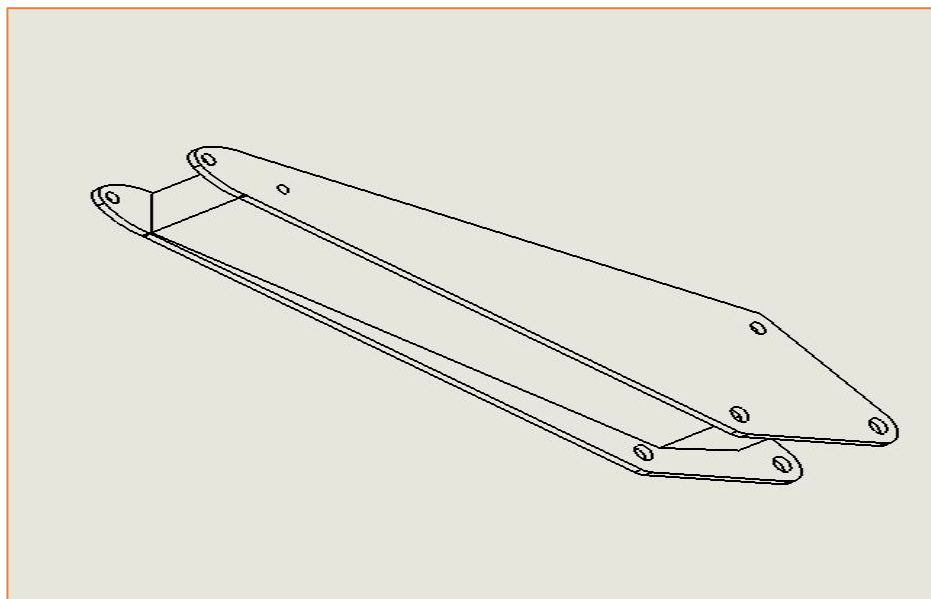


Imagen 35. Balancín en 3D

El balancín dispone de dos pasadores, en el punto F y en el punto I. Las dimensiones de estos dos pasadores son las siguientes:

Punto	Diámetro (mm)	Espesor (mm)
F	22,32	8,77
I	38,62	15,17

Tabla 4. Dimensiones de los pasadores del balancín

Además de los pasadores ya mencionados, el balancín dispone de orejetas en los puntos C, G y H

Siendo un esquema de las dimensiones principales de las orejetas el siguiente:

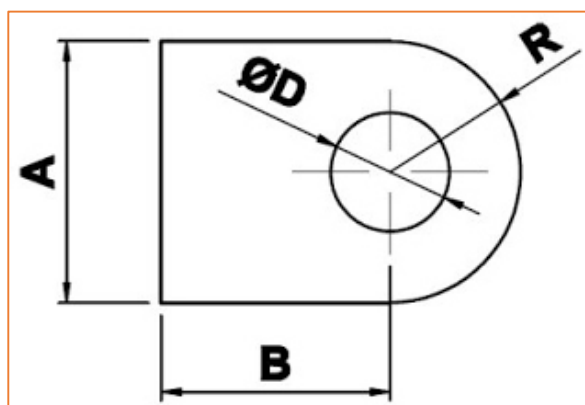


Imagen 36. Dimensiones principales de una orejeta

Las medidas, en milímetros, de cada una de las dimensiones principales de las orejetas que conforman el balancín serían las siguientes:

Punto	Diámetro	Espesor	R	B	A
C	27,19	10,68	28,645	70	116,84
G	30,98	12,167	42,26	100	195,02
H	38,73	15,21	42,715	150	266,71

Tabla 4. Dimensiones, en milímetros, de las orejetas del balancín

Como el espesor mayor es de casi 16 milímetros, es por esto que el espesor mínimo de toda la pieza es de 16 milímetros.



10.5 Dimensiones teóricas de la pluma

En nuestro esquema de barras, la pluma la conforman las barras IL, LM, LJ y LK. Pero claro, en la vida real, la pluma es una única barra de compleja geometría. Al igual que con el balancín, se ha tenido que subdividir en barras para poder analizarla y predimensionarla.

En la imagen 21 podemos observar la geometría de una pluma estándar de una máquina similar a la que estamos dimensionando. En la siguiente imagen podemos ver a la pluma con más detalle:



Imagen 37. Detalle de la pluma de una mini excavadora

Entonces, las dimensiones teóricas de la pluma de nuestra mini excavadora serían las siguientes:

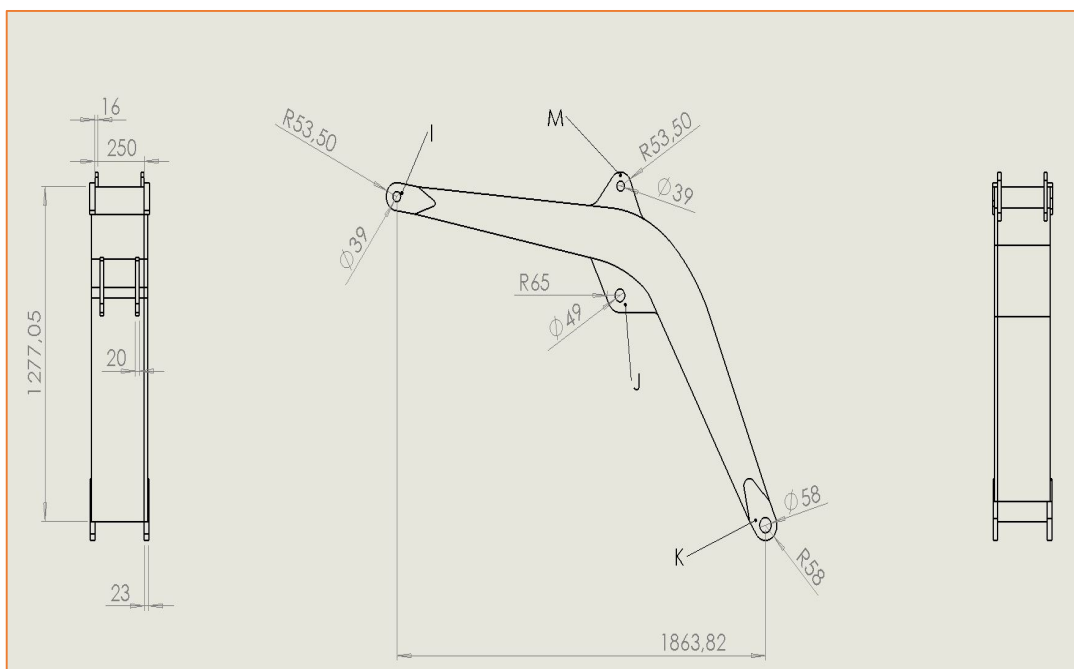


Imagen 38. Alzado y perfiles de la pluma de la máquina

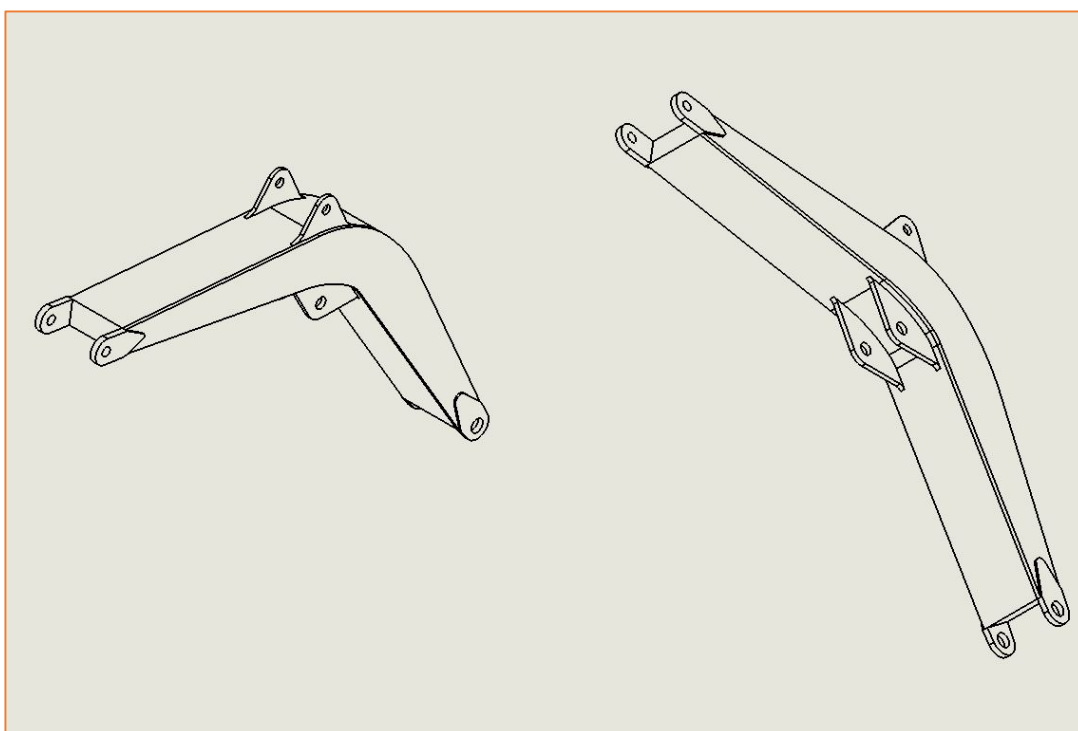


Imagen 39. Pluma de la máquina en 3D

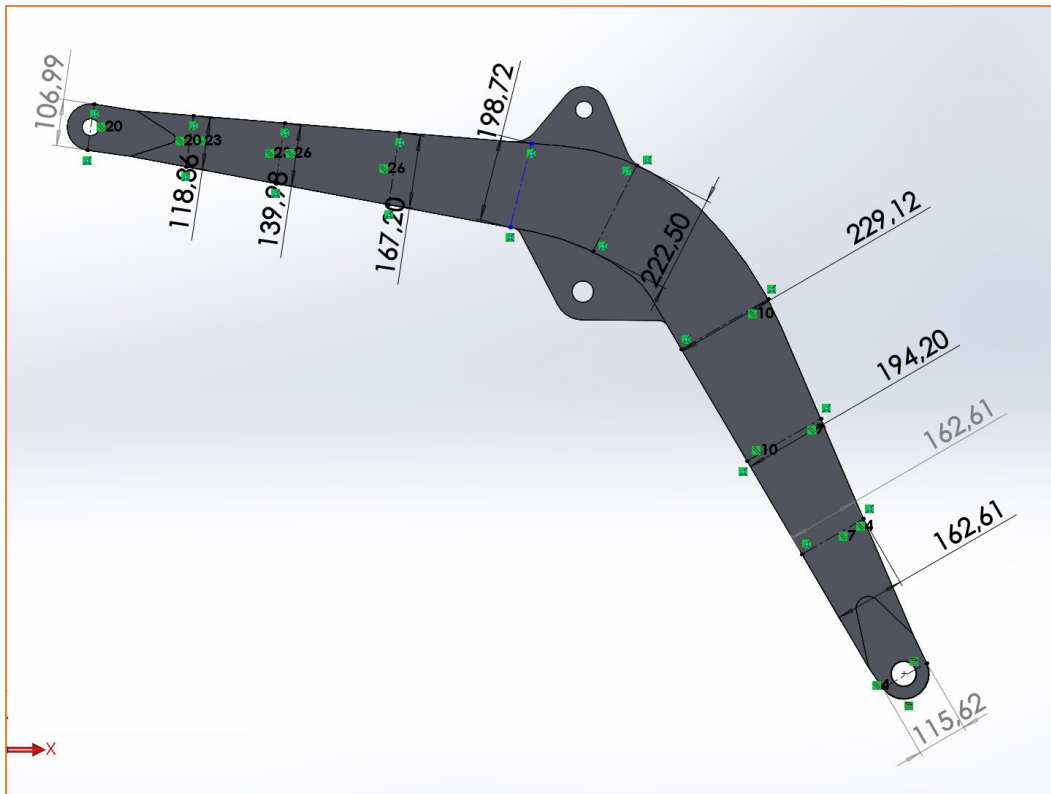


Imagen 40. Esquema de cómo varía la altura en la pluma de la máquina

La pluma dispone de orejetas en los puntos I, M, J y K. Las medidas, en milímetros, de cada una de las dimensiones principales de las orejetas que conforman la pluma serían las siguientes:

Punto	Diámetro	Espesor	R	B	A
I	38,62	15,17	52,71	100	104,83
M	38,73	15,21	52,645	85,4	204,04
J	48,41	19,011	63,785	75,5	220,82
K	57,78	22,69	57,81	60	126

Tabla 5. Dimensiones, en milímetros, de las orejetas de la pluma

11. Análisis numérico de las barras

En el siguiente apartado se van a analizar las piezas que se han diseñado teóricamente para comprobar si cumplen los requisitos exigidos. Si alguna de las piezas no cumpliera los requisitos, se volverá a dimensionar para hacer que sea capaz de soportar los esfuerzos exigidos. El programa con el que se van a analizar es el SolidWorks.

11.1 Barra BD

Las tensiones de Von-Mises obtenidas son las siguientes:

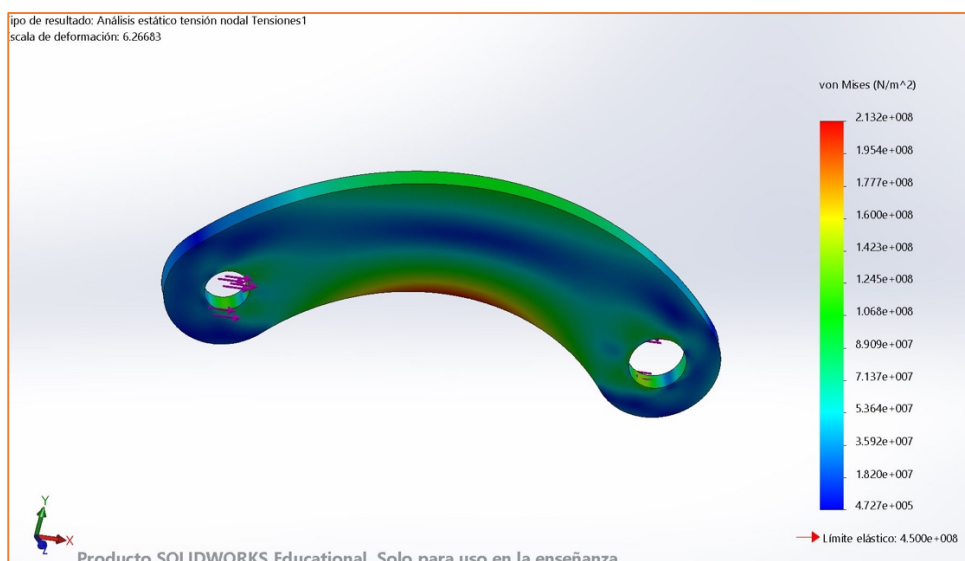


Imagen 41. Tensiones de Von-Mises en la barra BD

Los desplazamientos obtenidos son los siguientes:

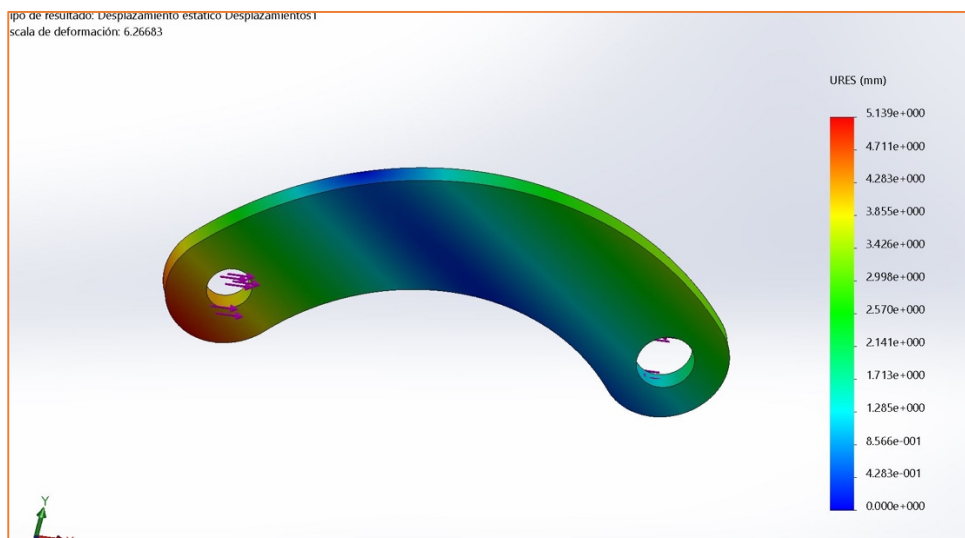


Imagen 42. Desplazamientos en la barra BD

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría de la pieza es la siguiente:

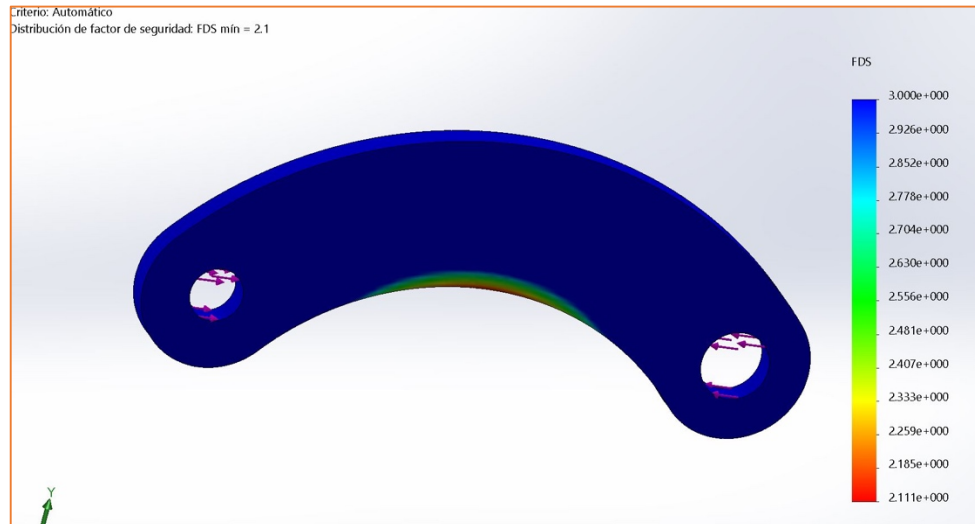


Imagen 43. Coeficiente de seguridad en la barra BD

Como se observa, estamos por debajo del límite elástico, pero no cumplimos el criterio de que toda la pieza tenga un coeficiente de seguridad por debajo de 3. Además, los desplazamientos que se producen son de 5 milímetros, un poco grandes para las dimensiones de la pieza. Por tanto, vamos a proceder a redimensionarla.

El hecho de que al hacer la simulación de la pieza en SolidWorks concluyamos que no se adecua a las exigencias puede ser debido a que todos los cálculos teóricos realizados han sido para una geometría de la barra recta, y en la realidad, la geometría de esta barra es la mostrada en las imágenes.

11.1.1 Redimensionamiento Barra BD

La forma más sencilla de redimensionamiento es el espesor. Aumentando el espesor de la pieza de 13 milímetros a 20, ya cumplimos las exigencias.

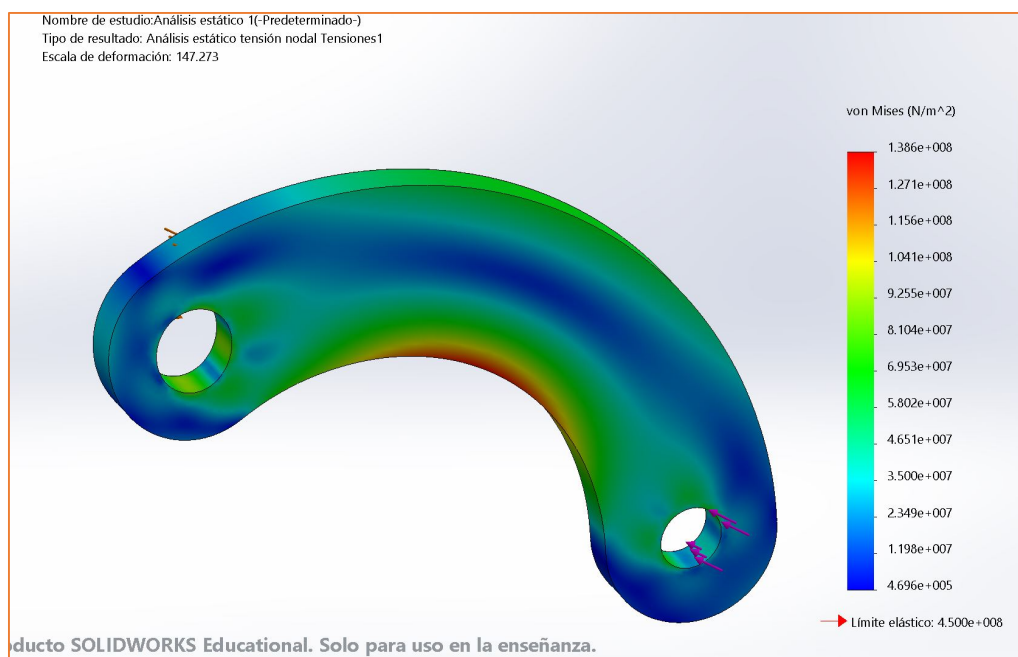


Imagen 44. Tensiones de Von-Mises en la barra BD redimensionada

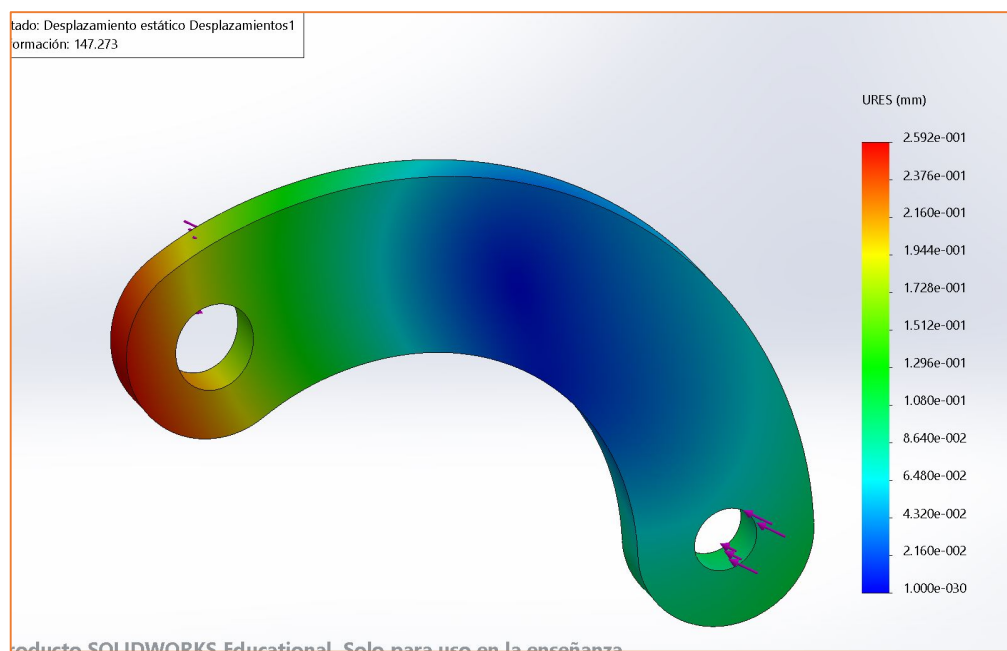


Imagen 45. Desplazamientos en la barra BD redimensionada

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría de la pieza es la siguiente:

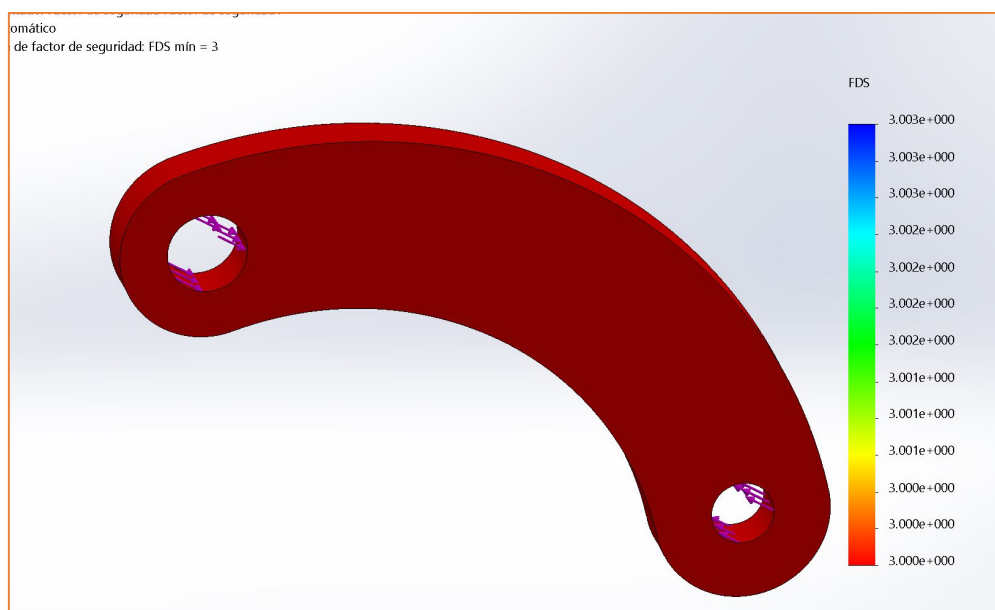


Imagen 46. Coeficiente de seguridad en la barra BD redimensionada

En este caso, al aumentar el espesor, observamos que seguimos encontrándonos por debajo del límite elástico de 450 MPa exigido, como es lógico. Además, el coeficiente de seguridad mínimo ya es de 3 y el desplazamiento máximo es menor a un milímetro. Por lo tanto, ya tenemos correctamente dimensionada la pieza BD.

11.2 Barra FD

Las tensiones de Von-Mises obtenidas son las siguientes:

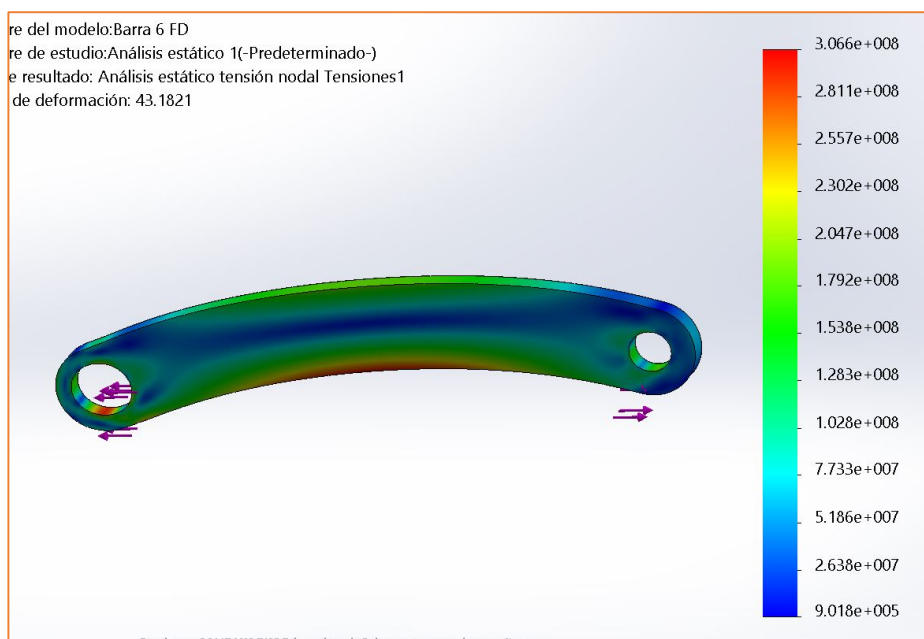


Imagen 47. Tensiones de Von-Mises en la barra FD

Los desplazamientos obtenidos son los siguientes:

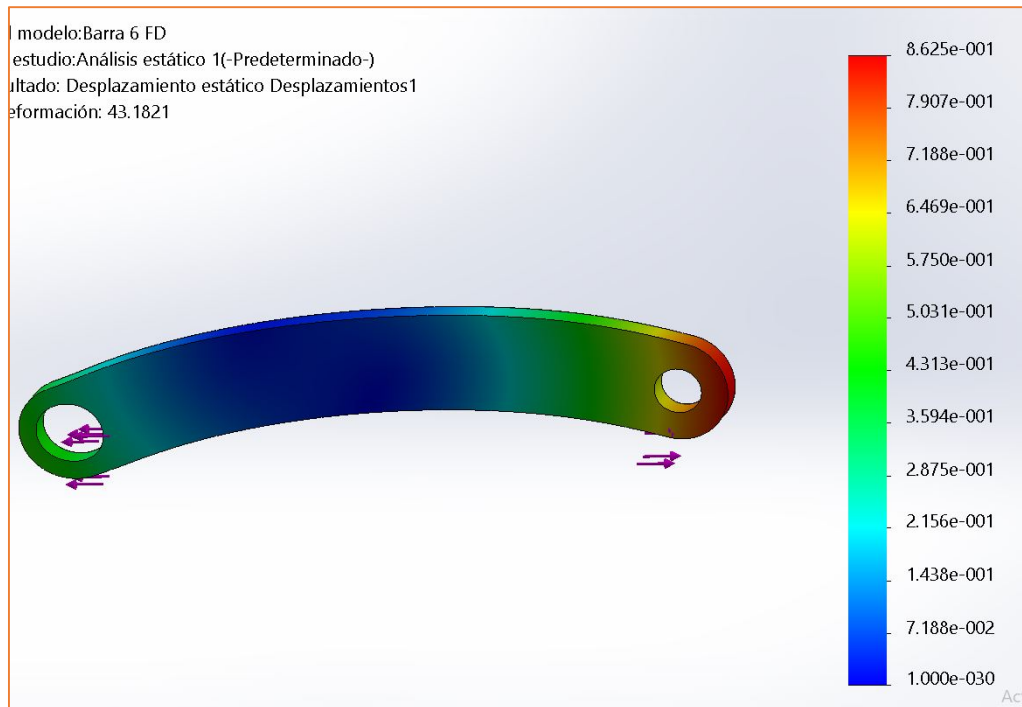


Imagen 48. Desplazamientos en la barra FD

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría de la pieza es la siguiente:

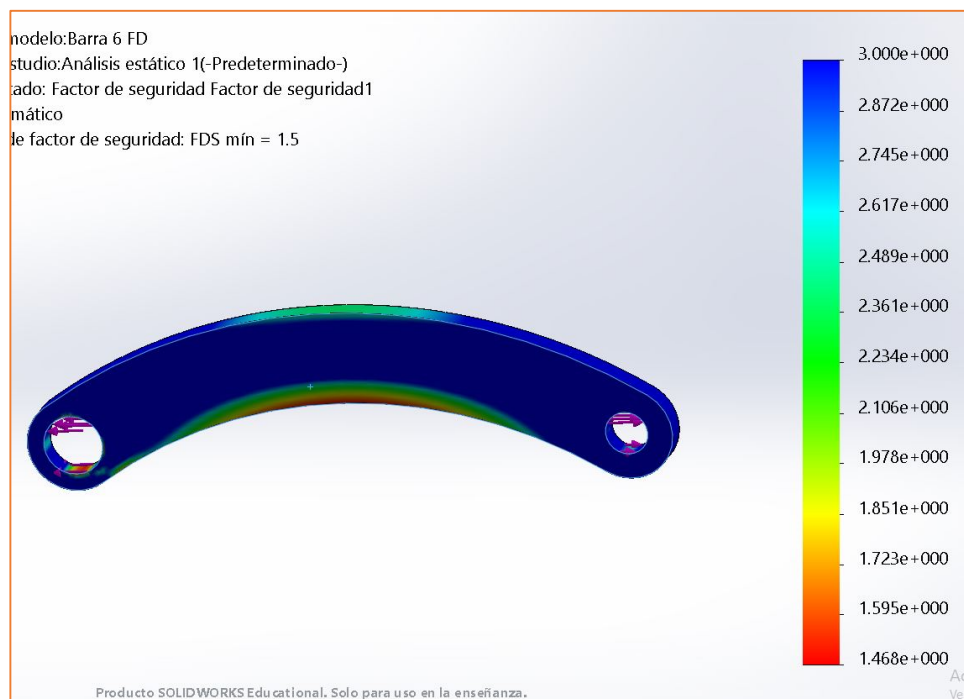


Imagen 46. Coeficiente de seguridad en la barra FD

Como se observa, estamos por debajo del límite elástico, pero no cumplimos el criterio de que toda la pieza tenga un coeficiente de seguridad por debajo de 3. Concretamente, el coeficiente de seguridad mínimo de la pieza es de 1,5.

Los desplazamientos si que se encuentran dentro de los límites, ya que el máximo es menor de un milímetro.

Al igual que en la pieza BD, el hecho de que al hacer la simulación de la pieza en SolidWorks se concluya que no se adecua a las exigencias es debido a que todos los cálculos teóricos realizados han sido para una geometría de la barra recta, y en la realidad, la geometría de esta barra es la mostrada en las imágenes.

11.2.1 Redimensionamiento Barra FD

La forma más sencilla de redimensionamiento es el espesor. Aumentando el espesor de la pieza de 13 milímetros a 28, ya cumplimos las exigencias.

Las tensiones de Von-Mises obtenidas son las siguientes:

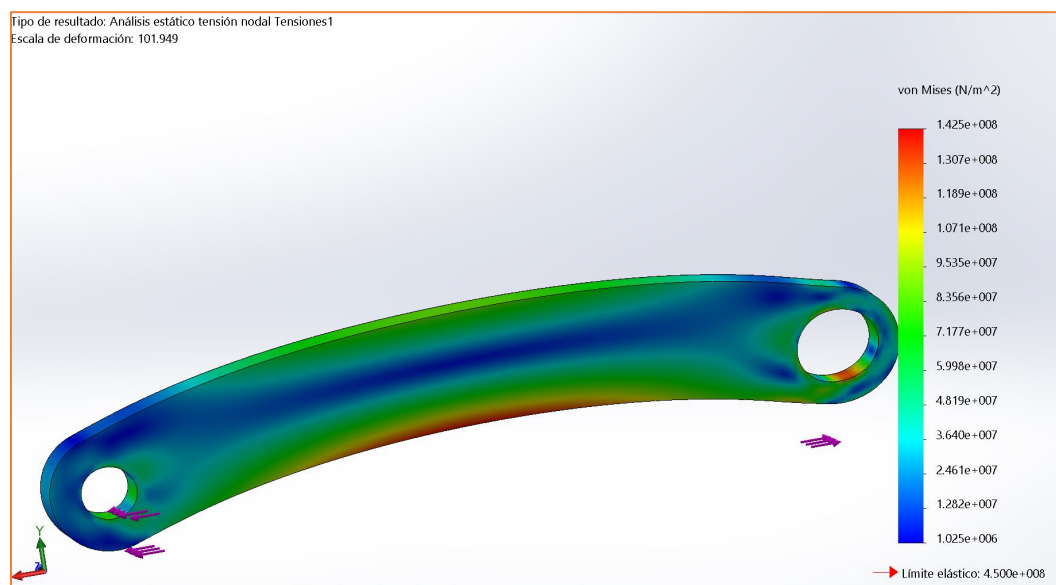


Imagen 50. Tensiones de Von-Mises en la barra FD

Los desplazamientos obtenidos son los siguientes:

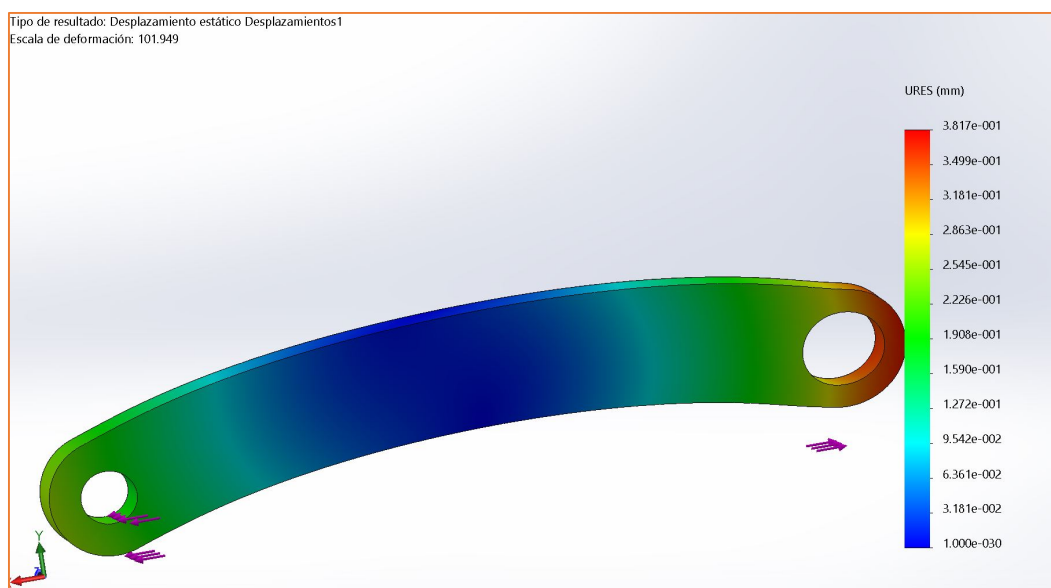


Imagen 51. Desplazamientos en la barra FD

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría de la pieza es la siguiente:

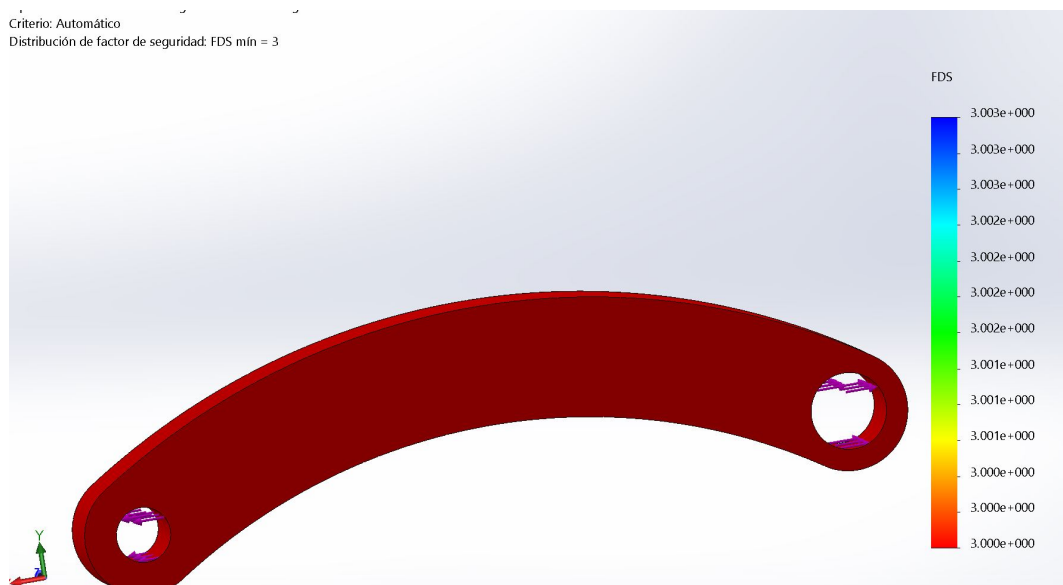


Imagen 52. Coeficiente de seguridad en la barra FD

En este caso, al aumentar el espesor, observamos que seguimos encontrándonos por debajo del límite elástico de 450 MPa exigido, como es lógico. Además, el coeficiente de seguridad mínimo ya es de 3 en toda la geometría de la pieza y el desplazamiento máximo es menor a un milímetro. Por lo tanto, ya tenemos correctamente dimensionada la pieza FD.

11.3 Balancín

Las tensiones de Von-Mises obtenidas a lo largo de todo el balancín son las siguientes:

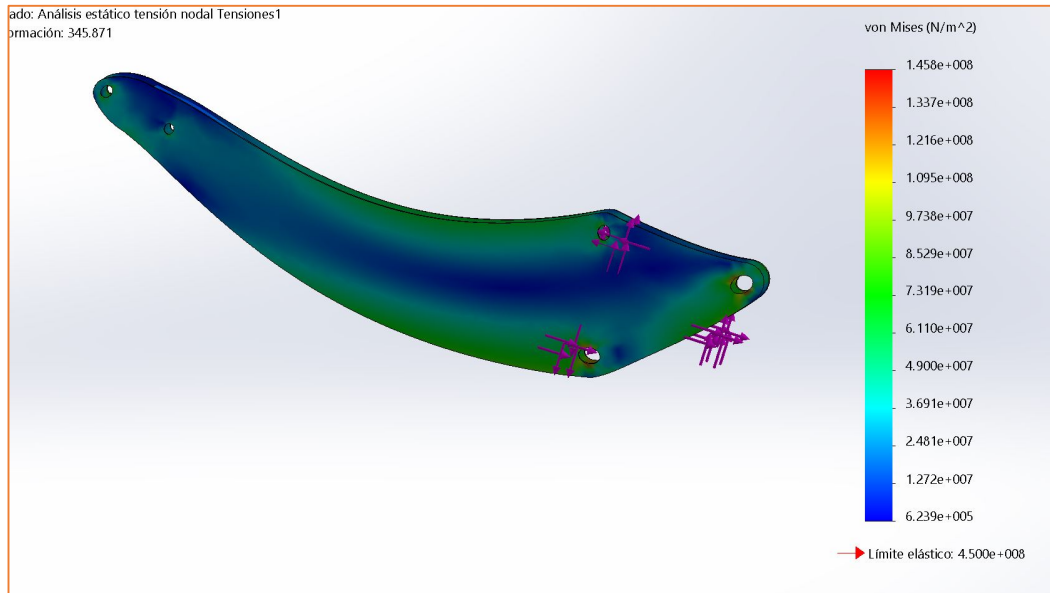


Imagen 53. Tensiones de Von-Mises en el balancín

Que las fuerzas no aparezcan situadas en el punto donde actúan ni dibujadas en los pasadores C y F no es mas que fallo debido a que el programa colapsa a la hora de representarlas. Pero se ha asegurado previamente el que las fuerzas actúen en el punto correcto.

En la siguiente imagen se pueden observar como las fuerzas sí que están metidas de forma correcta.

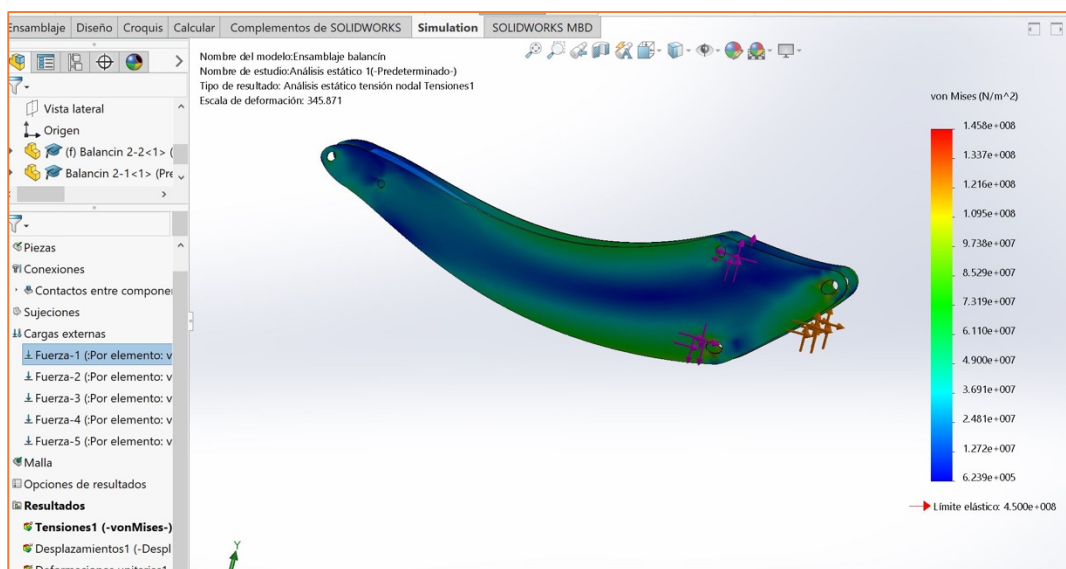


Imagen 54. Captura del SolidWorks

Los desplazamientos obtenidos a lo largo de la geometría del balancín son los siguientes:

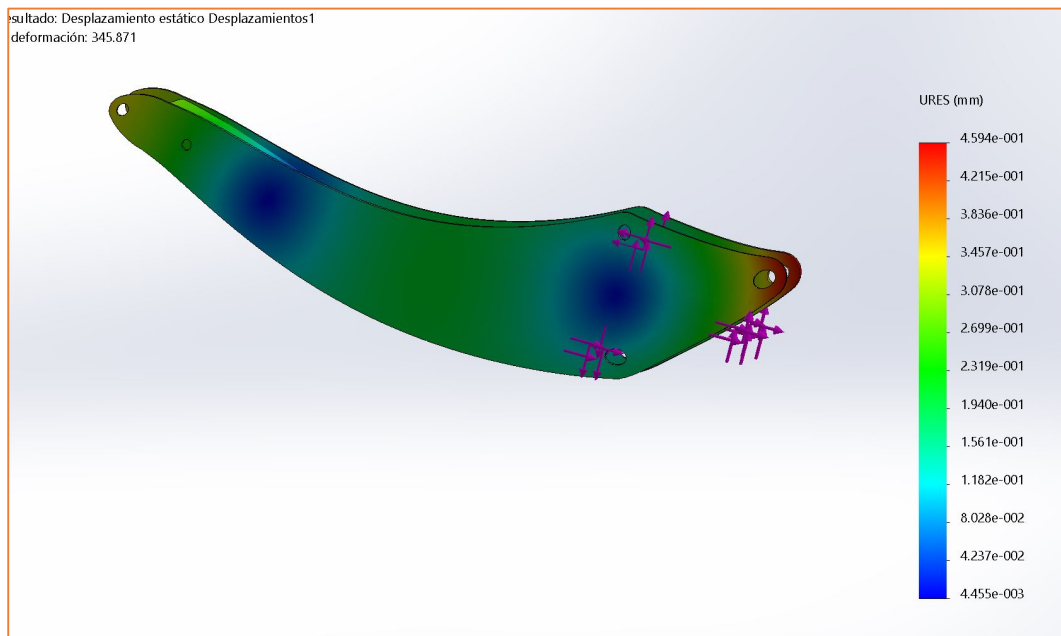


Imagen 55. Desplazamientos en el balancín

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría del balancín es la siguiente:

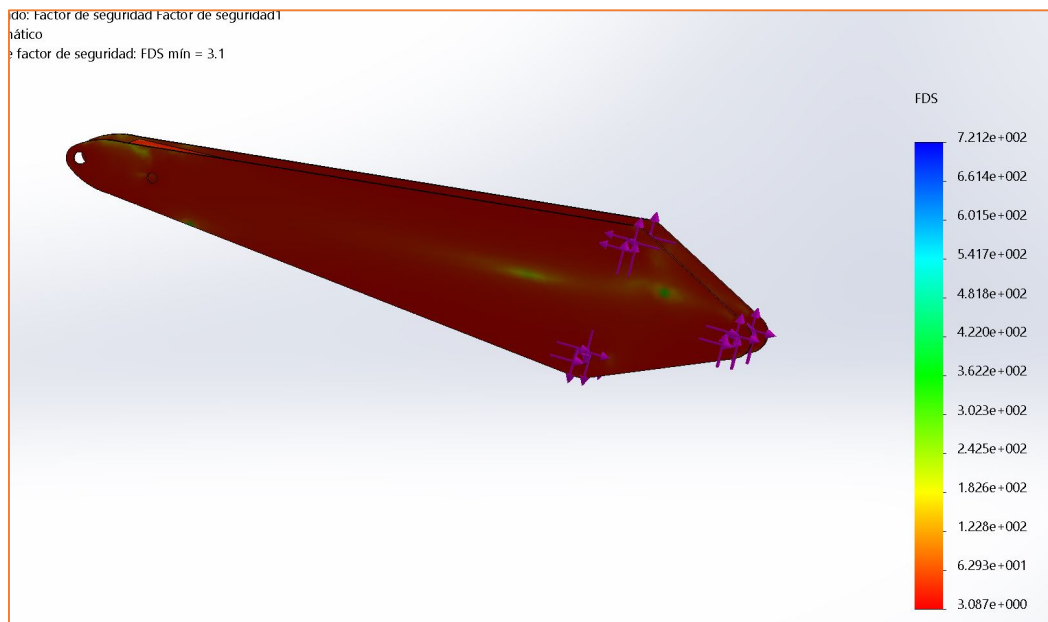


Imagen 56. Coeficiente de seguridad en el balancín

Como se observa, toda la pieza tiene un coeficiente de seguridad mayor que 3, por lo que esta pieza no es necesario redimensionarla para que cumpla las exigencias. El máximo desplazamiento es menor a 1 milímetro, algo

totalmente válido ya que este desplazamiento tiene unas dimensiones ínfimas respecto a las dimensiones de la pieza.

A pesar de cumplir las exigencias, vamos a comprobar como se comporta el balancín a pandeo:

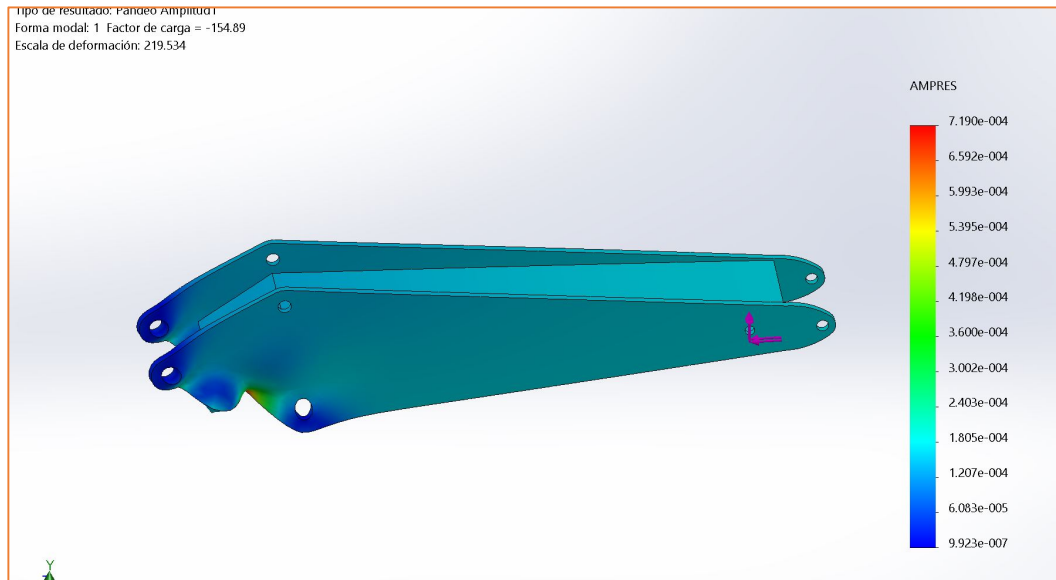


Imagen 13. Simulación a pandeo del balancín

Como observamos, el factor de carga es menor que menos uno, por lo que la pieza no está prevista que falle a pandeo. Al ser menos que uno el factor de seguridad, el pandeo solo se producirá si se deshacen todas las direcciones de las cargas aplicadas. Por tanto, la barra no pandeará.

11.4 Pluma

Las tensiones de Von-Mises obtenidas a lo largo de la geometría de la pluma son las siguientes:

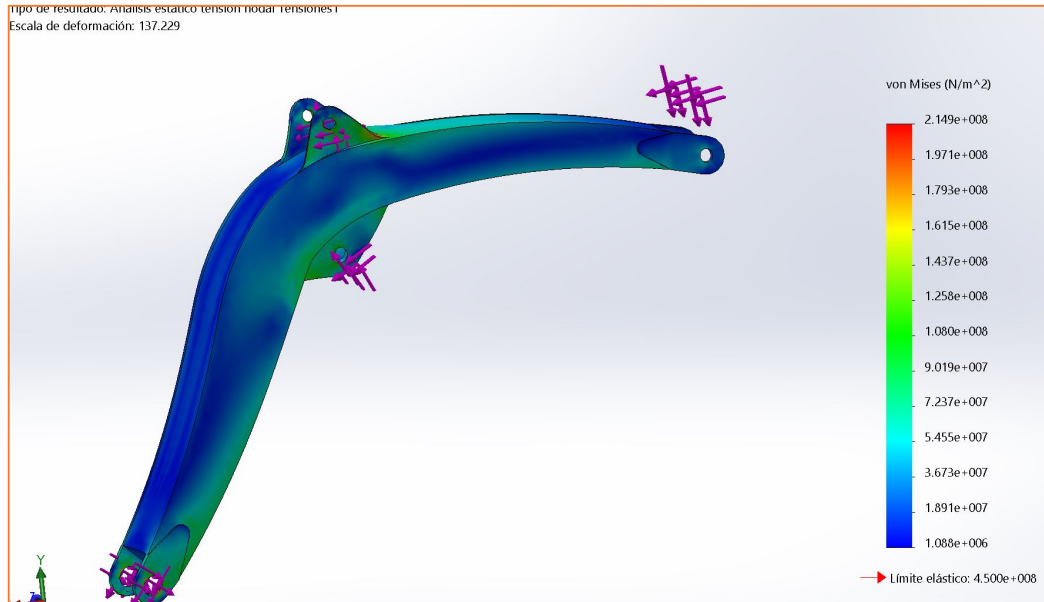


Imagen 58. Tensiones de Von-Mises en la pluma

El límite elástico de la pieza es de 450 MPa y la máxima tensión obtenida es de 220 Mpa aproximadamente. Por tanto, no se supera el límite elástico en ningún caso, pero al buscar un coeficiente de seguridad mayor que 3, deberíamos proceder a un rediseño para intentar cumplir las exigencias marcadas desde un primer momento.

Los desplazamientos obtenidos a lo largo de toda la geometría de la pluma son los siguientes:

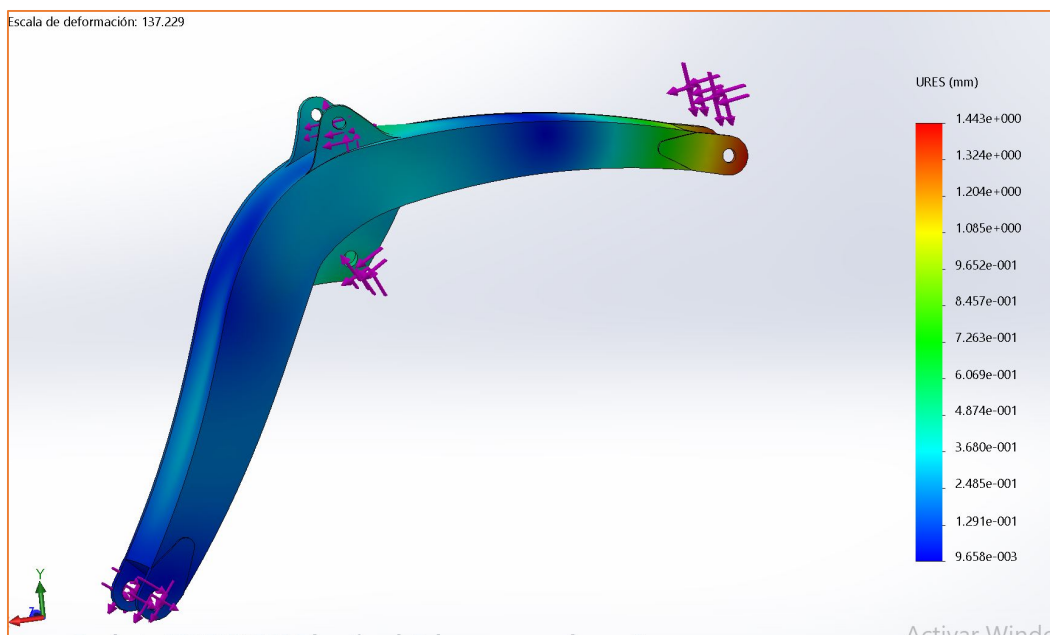


Imagen 59. Desplazamientos en la pluma

El máximo desplazamiento en la pluma es 1,5 milímetros aproximadamente. Teniendo unas longitudes tan grandes esta pieza, es algo totalmente válido este máximo desplazamiento. Entonces, en lo referente a los desplazamientos, podríamos decir que la pieza está correctamente diseñada. Aunque como veremos después, tendremos que rediseñarla.

La variación del coeficiente de seguridad en la geometría de la pluma es la siguiente:

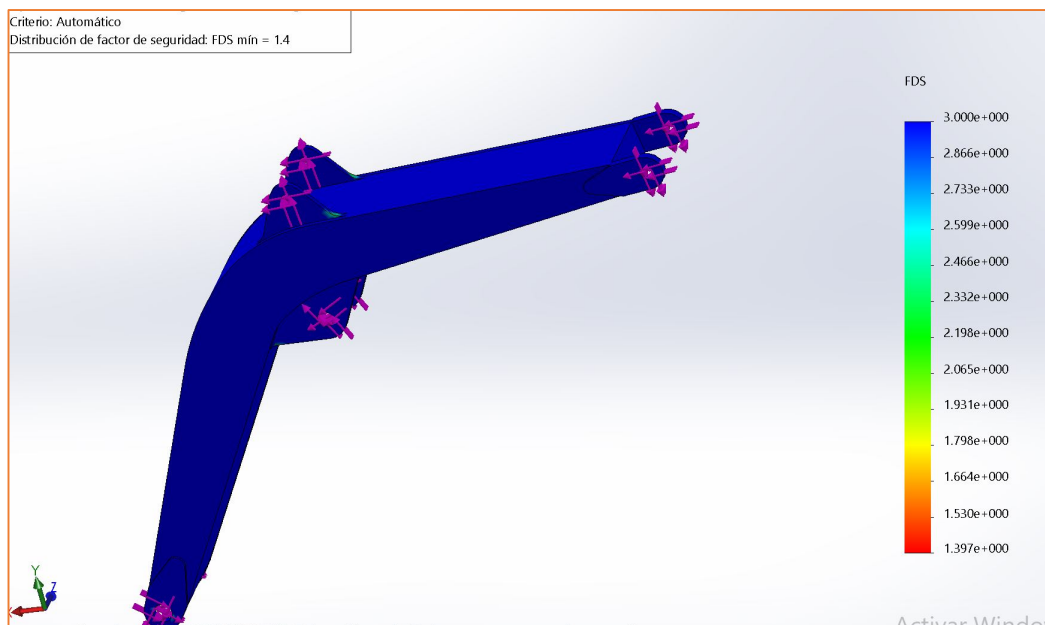


Imagen 60. Coeficiente de seguridad en la pluma

El coeficiente mínimo de toda la pieza es inferior a 3, por lo tanto, no estamos cumpliendo las exigencias que nos habíamos propuesto. Debemos rediseñar la pieza para cumplir estas exigencias.

Vamos a ver, en detalle, donde están las zonas con menor coeficiente de seguridad en la pluma:

La primera zona conflictiva de la pluma es la orejeta superior. La variación del coeficiente de seguridad en esta zona es la siguiente:

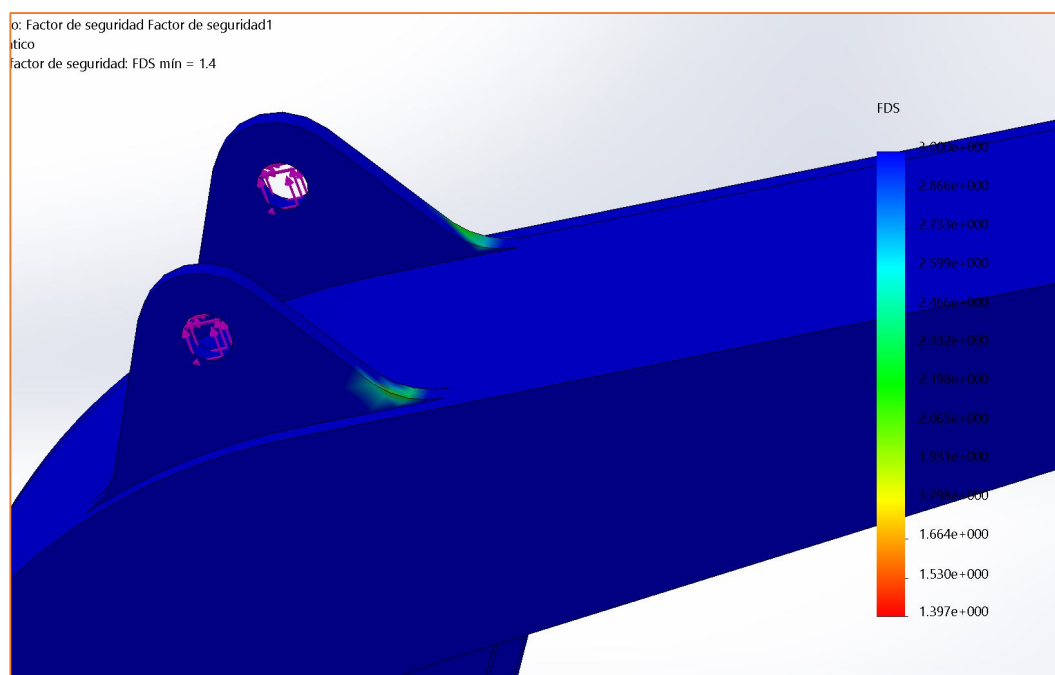


Imagen 61. Coeficiente de seguridad en la orejeta superior de la pluma

Observamos que el problema se encuentra en la base de las orejetas. Por ello, en el redimensionamiento, se aumentará el espesor de estas con el fin de aumentar el coeficiente de seguridad en esta zona.

La otra zona conflictiva de la pluma es la orejeta inferior. El coeficiente de seguridad en esta zona es el siguiente:

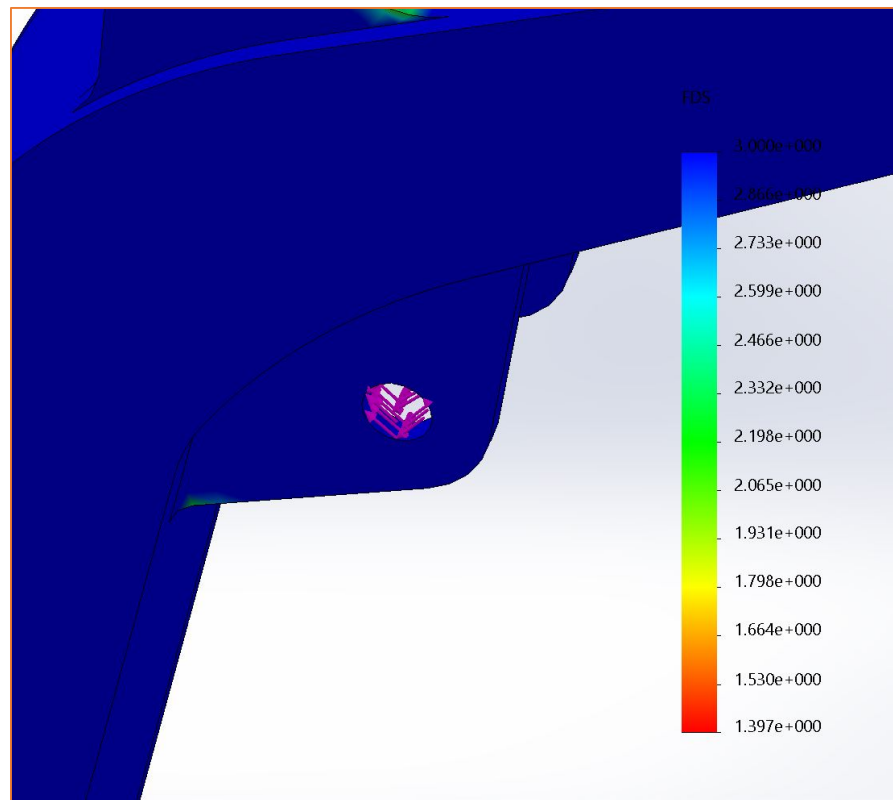


Imagen 62. Coeficiente de seguridad en la orejeta inferior de la pluma

Al igual que ocurría con la orejeta superior, la zona más solicitada es la base de la orejeta. Por tanto, el redimensionamiento se aumentará el espesor con el fin de aumentar el coeficiente de seguridad.

11.4.1 Redimensionamiento de la pluma

Como se ha observado, las partes conflictivas de la pieza son las dos orejetas situadas a la mitad de la pieza. Por tanto, vamos a aumentar los espesores de estas con fin de aumentar el coeficiente de seguridad en ellas.

- La orejeta superior se ha aumentado de un espesor de 16 milímetros a uno de 25 milímetros.
- La orejeta inferior se ha aumentado de un espesor de 20 milímetros a uno de 30 milímetros.

Por tanto, vamos a ver como ha cambiado el coeficiente de seguridad en ambas orejetas.

En la orejeta superior, el coeficiente de seguridad a lo largo de toda su geometría queda de la siguiente manera:

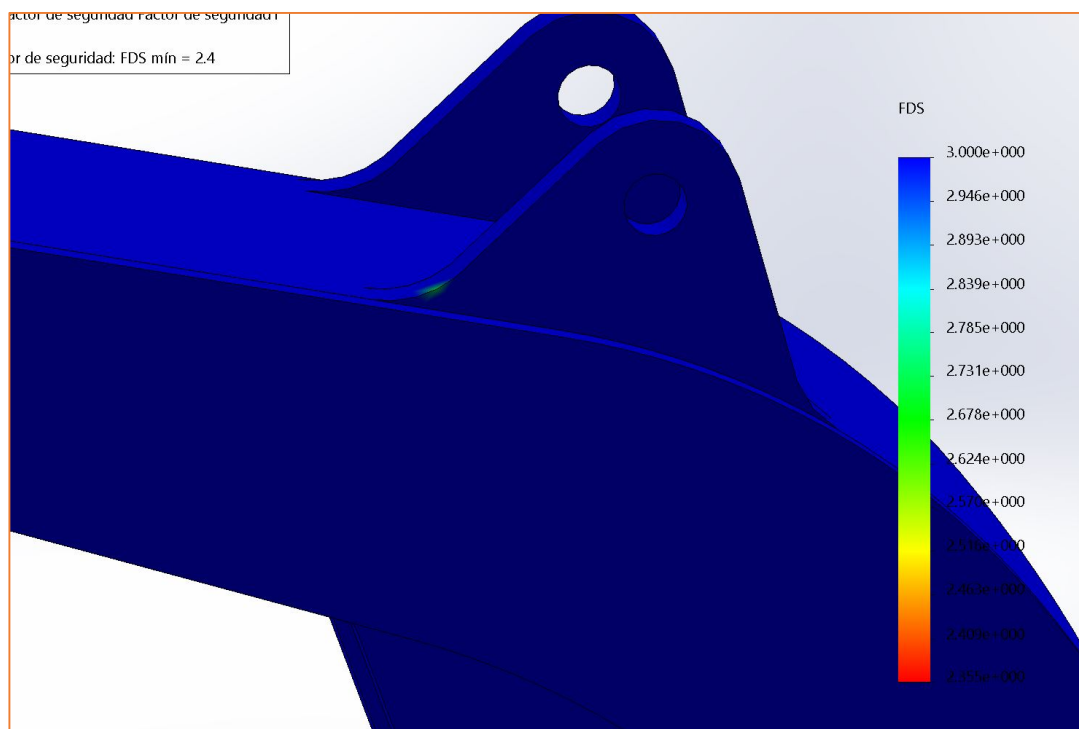


Imagen 63. Coeficiente de seguridad en la orejeta superior de la pluma redimensionada

El coeficiente mínimo es de 2,4, que aunque no sea 3 podemos validarlo. Esto puede ser debido a algún problema a la hora de realizar la malla. Debido a tener la versión de estudiante del programa, si pudiéramos realizar una malla más precisa, quizá observáramos como si que cumplimos el coeficiente de seguridad mínimo exigido.

En cambio, en la orejeta inferior de la pluma ya cumplimos el coeficiente de seguridad mínimo exigido de 3.

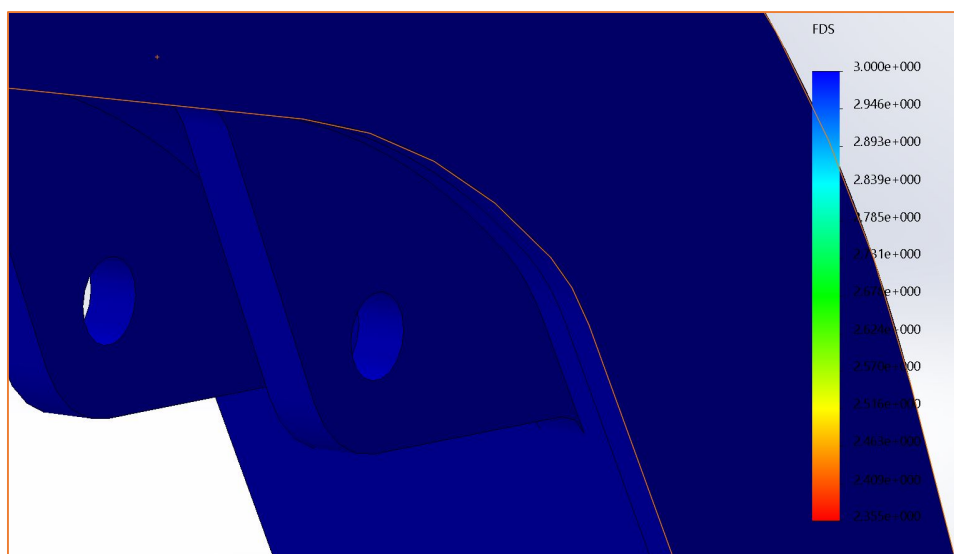


Imagen 64. Variación del coeficiente de seguridad en la orejeta superior de la pluma redimensionada

Una vez tenemos dimensionada correctamente la pluma, vamos a estudiar si se originan pandeos en la pieza. Para ello, vamos a hacer un estudio de pandeo con ella.

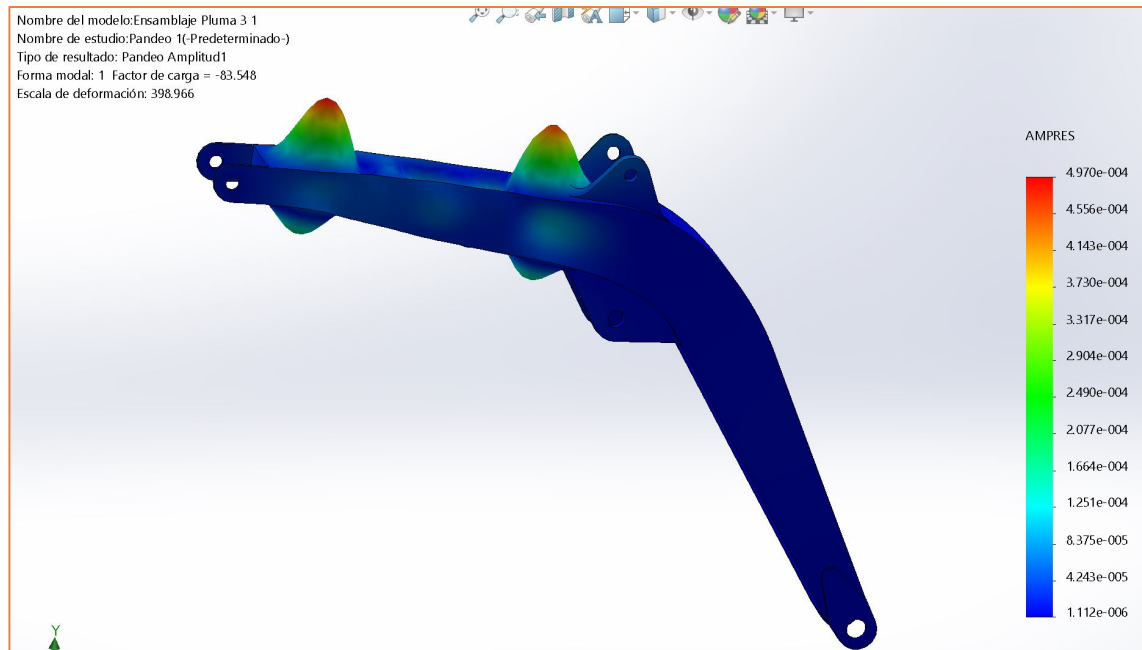


Imagen 65. Simulación a pandeo de la pluma

Observamos que el factor de seguridad de pandeo es menor que 0, por lo tanto, no cabe esperar que se origine ningún tipo de pandeo en la pluma de la máquina.

Por lo tanto, ya tendríamos la pluma correctamente dimensionada.



12. Ensamblaje total de la máquina

En las siguientes imágenes se muestran los elementos de la máquina ensamblados.

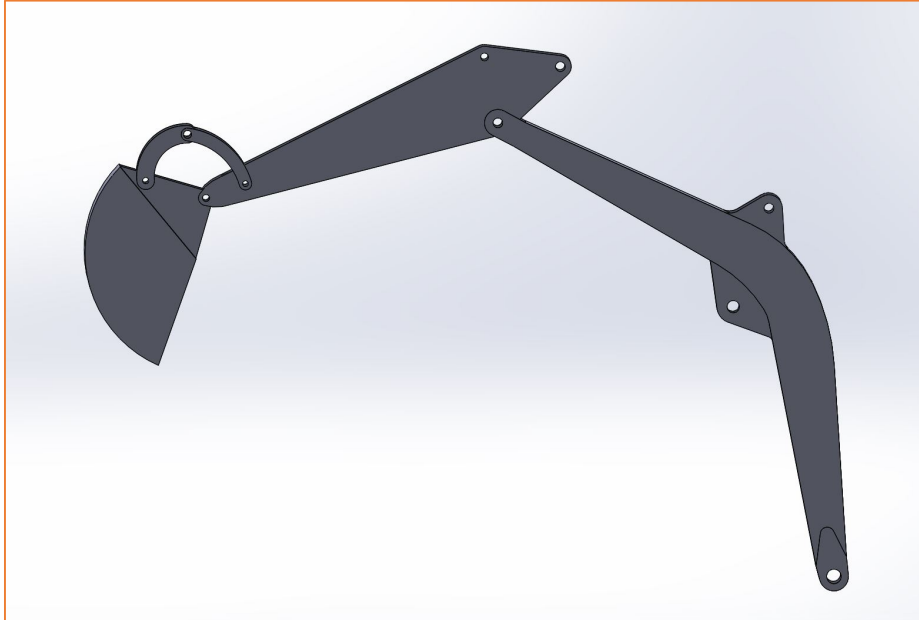


Imagen 66. Ensamblaje de la máquina

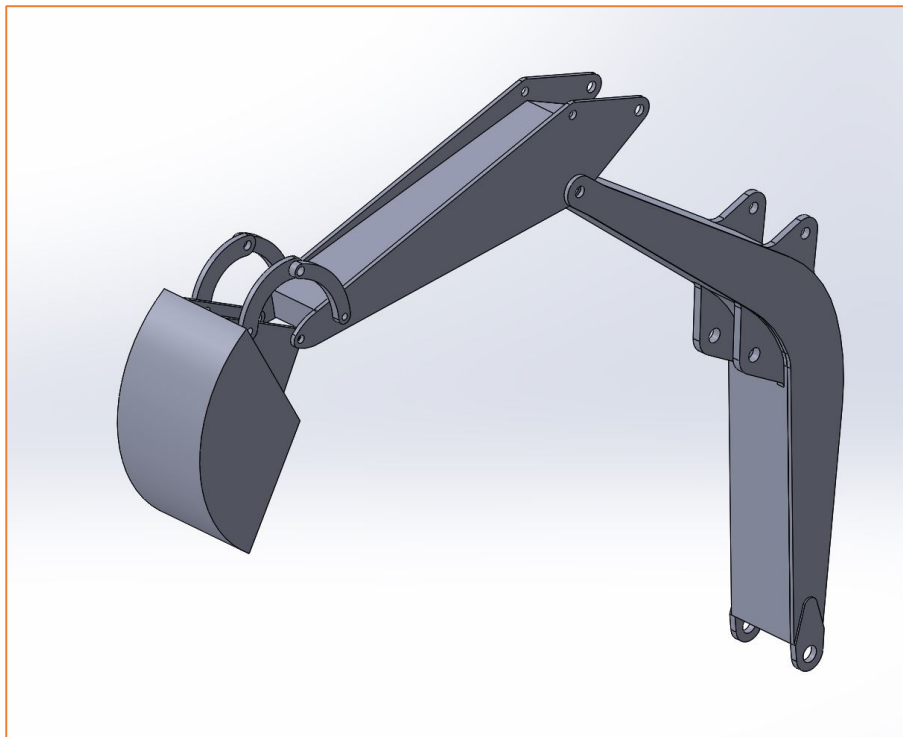


Imagen 67. Ensamblaje de la máquina

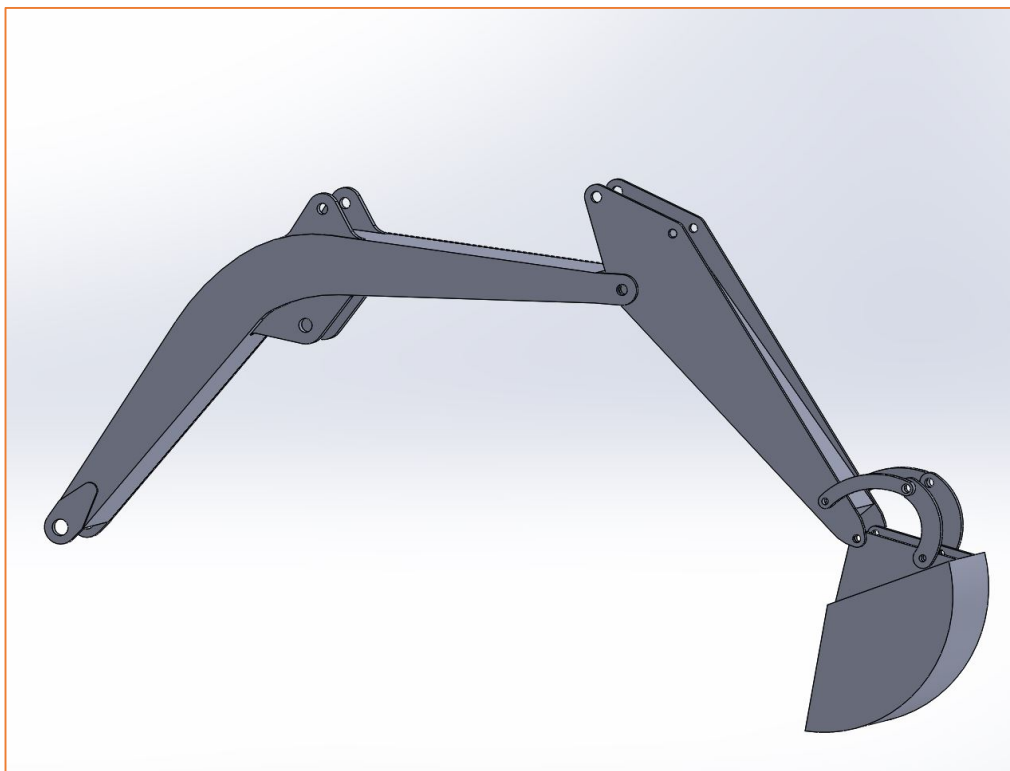


Imagen 68. Ensamblaje de la máquina

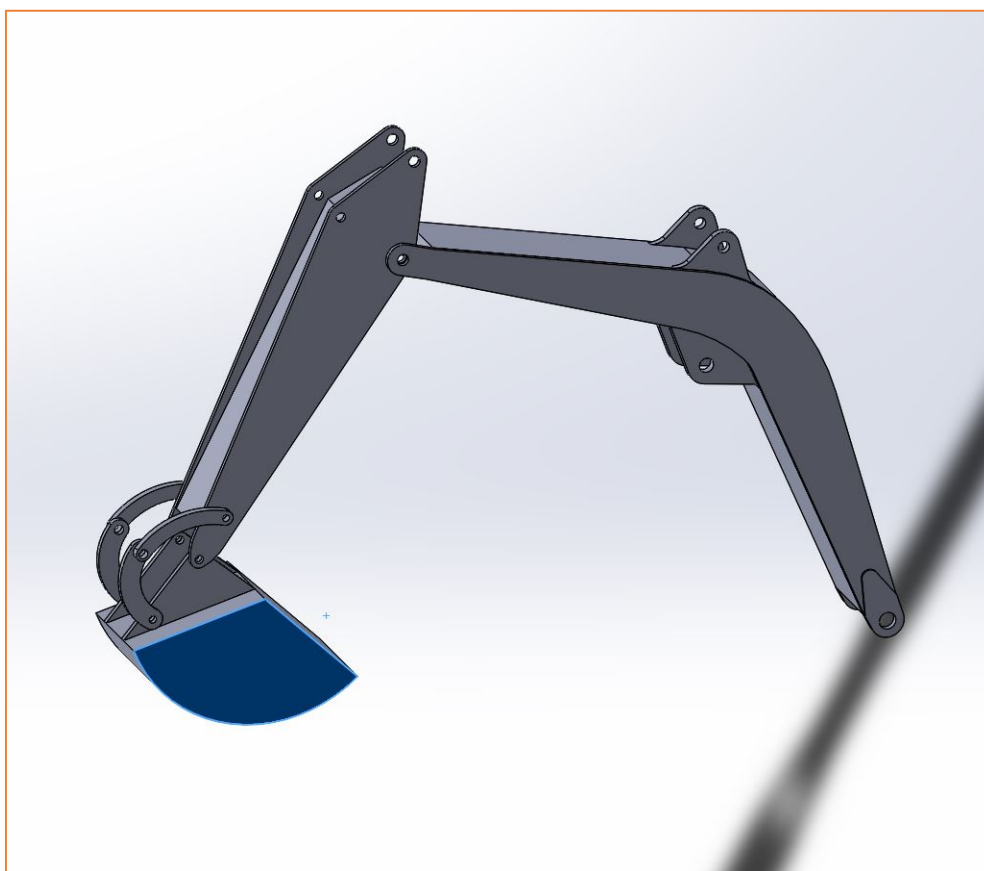


Imagen 69. Ensamblaje de la máquina

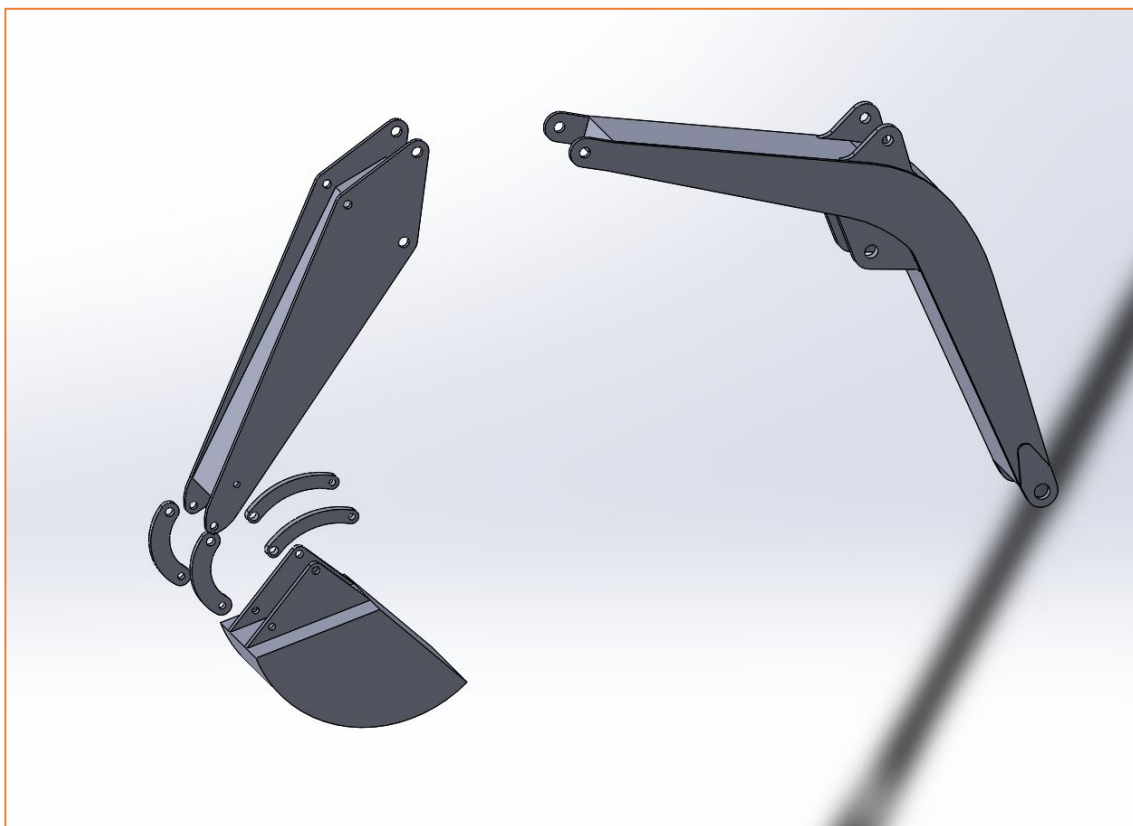


Imagen 70. Vista explosionada de la máquina



13. Conclusiones

Este trabajo ha supuesto en mí un gran reto académico y personal, ya que nunca me había tenido que enfrentar a un trabajo de tal envergadura.

En lo académico, la numerosa documentación con la que se ha tenido que tratar, y su posterior filtración para saber como y que datos eran relevantes ha supuesto un gran reto. Además, el poner el común los conocimientos adquiridos en varias asignaturas cursadas a lo largo de toda la duración del Grado ha supuesto otro gran reto.

Podemos concluir que el trabajo se ha realizado de forma satisfactoria y se ha cumplido el cometido inicial: dimensionar una excavadora con cadenas que sea capaz de realizar una fuerza de excavación de 22,5 KN. Algunas de las posibilidades de continuación del presente Trabajo serían las siguientes:

- Cálculo del sistema hidráulico
- Diseño del sistema de transmisión por cadenas de la mini excavadora
- Estudio y diseño de la instalación eléctrica de la máquina
- Estudio de fabricación de la máquina
- Estudio económico y de viabilidad de la misma

En lo personal, destacar el aprendizaje adquirido a lo largo de la realización del Trabajo en el manejo del programa SolidWorks, herramienta gracias a la cual se ha realizado la simulación final de las piezas de la máquina.

Destacar también los conocimientos aprendidos en relación a la maquetación de tablas y texto. Nunca había tratado con un trabajo de tanta extensión como este y enfrentarme a el me ha hecho darme cuenta de lo necesario que es una correcta maquetación y presentación de la información redactada.

Destacar también la plena dedicación al trabajo durante 4 meses, aunque debo decir que no es menor la satisfacción obtenida al finalizarlo. Tengo plena seguridad en que todos y cada uno de los conocimientos adquiridos a la hora de abordar el Trabajo van a servirme de gran ayuda en mi inminente incursión al mercado laboral.



- 14. Anexo 1. Análisis de los esfuerzos**
- 15. Anexo 2. Dimensionamiento y elección de los cilindros**
- 16. Anexo 3. Dimensionamiento de las barras**
- 17. Anexo 4. Dimensionamiento de los pasadores y las orejetas**
- 18. Anexo 5. Reglas generales de seguridad**
- 19. Anexo 6. Recopilación de planos**



20. Bibliografía

- ABAD BLASCO, JAVIER - CANALIS MARTINEZ, PAULA - MALÓN LITAGO, HUGO. Apuntes de la asignatura “Criterios de diseño de maquinas” (2015)
Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.
- SOLIDWORKS EDUCATION. Guía del estudiante para el aprendizaje del software SolidWorks. (2010)
[https://www.solidworks.com/sw/docs/Student_WB_2011_ESP.pdf]
- HIDRÁULICA FERRER. Catálogo completo.
[<http://www.hferrer.com/pdf/ax200.pdf>]
- VOLVO. Catálogo ECR35D y ECR40D.
[<http://www.ascendum.es/media/2865/ecr35d.pdf>]
- CATERPILLAR. Catálogo 302.7D CR
[<http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10293935>]
- METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS MEFI. Manual del programa.
[<http://www.upct.es/~deyc/software/mefi.php>]
- NORMA UNE-EN ISO 6165:2012. Maquinaria para movimiento de tierras. Tipos básicos. Identificación, términos y definiciones.
- NORMA UNE 115443:2003. Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales.