

Trabajo Fin de Grado



Análisis y cálculo resistente de la estructura de una
pala cargadora BMH, con una capacidad de 750
kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MEMORIA

Autor

Martín Mur Mur

Director

Javier Oscar Abad Blasco

Titulación del autor

Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una
pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos,
en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

ÍNDICE

1. RESUMEN.....	4
2. INTRODUCCIÓN.....	5
2.1. Objeto del proyecto:	5
2.2. Motivación y justificación:.....	6
2.3. Alcance:.....	7
2.4. Consideraciones:.....	9
3. DESARROLLO DEL PROYECTO.....	10
3.1. Definición:.....	10
3.2. Antecedentes:.....	11
3.3. Modelo:	12
4. PROCESOS DE CÁLCULO.....	15
4.1. Proceso de medición:.....	15
4.2. Estudio analítico:.....	20
4.2.1. Diagramas de sólido libre.....	20
4.2.2. Diagramas de esfuerzos	24
4.2.3. Representación de los esfuerzos según cada posición	25
4.3. Estudio numérico mediante MEF:.....	26
4.3.1. Sobre MEF:.....	26
4.3.2. Modelo en MEF y resultados:	26
4.3.3. Comparativa de los resultados:.....	28
4.4. Dimensionamiento y selección:	30
4.4.1. Perfiles:	31
4.4.2. Cilindros hidráulicos:	44
4.4.3. Pasadores:.....	48
4.4.4. Orejetas:	50
4.5. Análisis numérico con SOLIDWORKS:.....	52
4.5.1. SOLIDWORKS:.....	52
4.5.2. Modelado de los diferentes conjuntos y su ensamblaje:.....	52
4.5.3. Proceso de simulación del ensamblaje:.....	54
4.5.4. Resultados obtenidos:.....	56

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una
pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos,
en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.5.5. Descentrado de la carga distribuida:.....	62
5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	66
5.2. Propuesta de mejoras a realizar:	67
BIBLIOGRAFÍA	68

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

1. RESUMEN

En el presente trabajo se va a abordar el modelado, análisis, cálculo resistente y selección de accionamientos de la estructura de una pala cargadora; sometida a una carga estática, en diferentes posiciones.

Para ello creamos un modelo analítico a partir de las dimensiones de una pala cargadora, que actualmente sigue en funcionamiento. Basándonos en este, calculamos todas las fuerzas que actúan en cada elemento que compone la pala. Una vez conocidas, se realiza un proceso de dimensionamiento y selección de los diferentes componentes que conforman la pala (perfiles metálicos, cilindros hidráulicos, pasadores, orejetas, ...); para finalmente crear un modelo 3D en el Software *SOLIDWORKS*, con el que comprobaremos, mediante un estudio estático, con el módulo *SIMULATION*, el correcto funcionamiento de la pala cargadora.

2. INTRODUCCIÓN

2.1. Objeto del proyecto:

El objetivo principal es examinar, calcular y dimensionar tanto la estructura como los componentes mecánicos que conforman la pala cargadora de un vehículo agrícola, sometida a una carga de 750 kilogramos, que actúa en el extremo del cazo, determinando los esfuerzos y las sollicitaciones más desfavorables en cada uno de ellos.

Para ello realizamos comprobaciones de cada elemento en su sección más desfavorable, ya que, si cumple en esa situación, podrá soportar otra menos exigente.

Partimos de una pala en funcionamiento de la marca altoaragonesa BMH, de modelo 13052, con la cual, tras finalizar este proyecto, entenderemos el qué y el porqué de cada elemento; además de la justificación de la metodología que hemos utilizado.

Como objetivo secundario se puede destacar la correcta utilización de un software muy utilizado para la realización de análisis estáticos, por el método de los elementos finitos como es *SOLIDWORKS SIMULATION*.

2.2. Motivación y justificación:

La elección de este tema como trabajo fin de grado, es consecuencia de la predilección que tengo a la maquinaria agrícola, ya que he tratado en el ámbito familiar y profesional con ellas; además de ello se le añade el interés que me han generado las asignaturas que se imparten en el grado sobre el diseño de máquinas.

A lo largo de la historia, los trabajadores del sector agropecuario siempre han padecido de un gran problema, tener que transportar muchos elementos o pocos de gran masa de un sitio a otro; por lo que, de este gran problema, nace una gran solución: la pala cargadora. Esta máquina ha ido innovando desde la simple pala manual, hasta las palas cargadoras, accionadas mediante elementos hidráulicos que conocemos hoy en día; convirtiéndose en un elemento imprescindible para todo ganadero o agricultor.

2.3. *Alcance:*

Los pasos que van a conformar este trabajo son:

- Determinación de la geometría:
 - Selección de puntos clave y significativos con los que tener referenciada la totalidad de la estructura
 - Proceso de medición de cada distancia entre puntos, determinando así la distancia de cada barra y su rotación.
 - Cálculo de las coordenadas X, Y y Z, de cada punto en la posición 1 (siendo la posición base de la que partimos en el análisis, en ella el cazo se encuentra reposando sobre el suelo referencia, por lo que esta es la que menor altura de cazo tiene respecto al suelo).
 - Determinación de ecuaciones, a través de las cuales, según la extensión del cilindro de elevación del brazo de la pala, se puedan conocer las coordenadas de cada punto en las diferentes posiciones.
 - Creación de un modelo 3D, con el que se observa la geometría de la pala cargadora en las diferentes posiciones
- Cálculo de las acciones y esfuerzos en cada punto y en cada barra.
 - Creaciones de diagramas de sólido libre, donde se representan las fuerzas que actúan en cada punto.
 - A través de la geometría y de los diagramas de sólido libre, establecer las ecuaciones básicas de la estática que aseguran el equilibrio de los elementos.
 - Definición de los diagramas de esfuerzos de cada barra
 - Representación de gráficos, a través de los cuales se observen los puntos con situaciones más desfavorables
- Comprobación de los cálculos analíticos mediante el estudio numérico, con el software MEF I
 - Modelado de la estructura, mediante elementos tipo barra, de la pala cargadora en MEF I
 - Determinación de los resultados según MEF I y comparación con los resultados analíticos
- Dimensionamiento de los componentes
 - A partir de los esfuerzos en las secciones más desfavorables, obtener las especificaciones mínimas que necesita un elemento para evitar el fallo.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

- Selección de los componentes
 - Con las especificaciones que deben cumplir, calculadas en el apartado anterior, selección mediante catálogo de los elementos comerciales
- Comprobación de resultados obtenidos previamente mediante el software SOLIWORKS:
 - Creación de un modelo 3D de la estructura de la pala cargadora
 - Realización de un análisis estático

Para la realización de los apartados, utilizamos conocimientos obtenidos en las siguientes asignaturas:

- **Criterios de diseño de máquinas:** Análisis de perfiles, pasadores y orejetas
- **Cálculo de elementos de máquinas:** Utilización del software SOLIWORKS
- **Resistencia de materiales:** Diagramas de esfuerzos, cálculo de momentos de inercia
- **Mecánica:** Diagramas de sólido libre

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

2.4. Consideraciones:

Establecemos como valor de la gravedad $9,81 \text{ m/s}^2$.

La masa de la pala se calcula mediante su pesaje en la báscula municipal de Campo (Huesca), tras dos mediciones de su peso (para reducir el error) con y sin la pala cargadora montada; para obtener la diferencia de las masas tras el pesaje cuyo valor es de 537 kilogramos.

Imponemos que el cazo siempre se va a encontrar paralelo al suelo o a la superficie en la que se encuentre el vehículo tractor, ya que, esta es la posición más alejada en la que se puede colocar la carga, en las diferentes extensiones del cilindro. De esta forma todas las posiciones dependen de la extensión del cilindro 1 (que es el cilindro de elevación del brazo), ya que no existe otra variable.

Durante el análisis vamos a elegir 8 posiciones diferentes, siendo la 1 y la 8 las de mínima y máxima extensión del cilindro 1, respectivamente; las posiciones intermedias son extensiones del cilindro, en la que el cazo va elevándose progresivamente.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

3. DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1. *Definición:*

La pala cargadora es una máquina compuesta por diferentes elementos mecánicos e hidráulicos, cuyo objetivo es transportar un objeto o una cierta cantidad de masa, desde un punto a otro. Para ello, se instala en un vehículo agrícola, en nuestro caso el tractor Fiat 666e, desde dónde se puede manejar la pala, gracias a los mandos hidráulicos, permitiendo mover cantidades de masa elevadas sin mucho esfuerzo.

El sistema hidráulico de la pala cargadora está alimentado por el propio sistema hidráulico del tractor, mediante la bomba de presión que lleva instalada de serie. Esta, es la encargada de proporcionar la presión hidráulica a los cilindros que gobiernan los desplazamientos mediante, los mandos accionados manualmente.

En este trabajo utilizaremos como base la pala cargadora 13502, de la marca altoaragonesa BMH, fabricada para el tractor agrícola Fiat 666e.



IMAGEN 1: Tractor referencia, con la pala cargadora modelo instalada

En esta pala, el circuito está accionado por unos mandos hidráulicos activados manualmente mediante palanca, que gobiernan tres cilindros hidráulicos de doble efecto, de los cuales, dos gobiernan la elevación de la estructura, mientras que uno de ellos se encarga de la rotación del cazo.

3.2. Antecedentes:

Desde los inicios de la vida humana sedentaria, el ser humano siempre ha tenido que hacer agujeros en la tierra o desplazar una cantidad de algún material de un lugar a otro, para ello en periodos del neolítico se empiezan a fabricar las primeras palas, elemento que precede a las palas cargadoras.

A lo largo del tiempo han ido evolucionando progresivamente, hasta la revolución industrial, momento en el que surge una corriente de cambio que provoca una transformación en los trabajos de agricultura, los cuales comienzan a desvincularse del trabajo a mano en grandes extensiones. Como consecuencia de ello, los trabajos se convierten mucho menos pesados y más eficientes, siendo capaces de efectuar lo mismo en un tiempo mucho más reducido y en mayor extensión.

Las primeras palas son una simplificación de lo que conocemos hoy en día, siendo estas con barras más cortas y con cilindros de simple efecto, produciéndose el descenso de la pala por su propio peso. Actualmente, se fabrican palas con una longitud de barra y carga mucho mayores, además de contar con mayor número de grados de libertad.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

3.3. Modelo:

Para definir la pala en cuestión, elegimos puntos significativos desde el 1 al 52 a través de los cuales vamos a definirla.

Estos puntos tienen un código a seguir; los números identificativos del 1 al 22, a excepción del 18 y 20, tienen su pareja simétrica entre el 31 y el 52, salvo el 48 y el 50, como en el caso anterior.

Los puntos 18, 20, 48 y 50 no tienen un homólogo simétrico, estos cuatro números son aquellos que conectan el cilindro 2 con su soporte (puntos 48 y 18) y con el cazo (puntos 20 y 50).

De esta forma, separamos por lados las identificaciones, siendo para un lado los números entre el 1 y el 22 y para el otro los números entre el 31 y el 52, a excepción del 18, 20, 38 y 40, que se encuentran en el centro. Estos puntos son:



IMAGEN 2: Tractor referencia, con los números identificativos de cada punto en blanco y en verde los cilindros

Una vez definidos los puntos, debemos establecer las barras que los unen, para ello, al igual que con los puntos utilizamos un código de números.

Definimos las barras del 1 al 8 para la estructura de la pala y del 9 al 14 para el cazo (representadas en la **IMAGEN 3**, por la letra C), tienen su homóloga simétrica del 21 al 28 y del 29 al 34.

Las barras identificadas por los números contenidos entre el 40 y el 49, son aquellas que carecen de semejante.

De igual forma que las identificaciones de los puntos, las barras de un lado son las identificadas por números del 1 al 14 y las del otro lado del 21 al 34; aquellas que

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

se encuentran en el centro, se definen con los números del 40 al 49. Estas barras son:

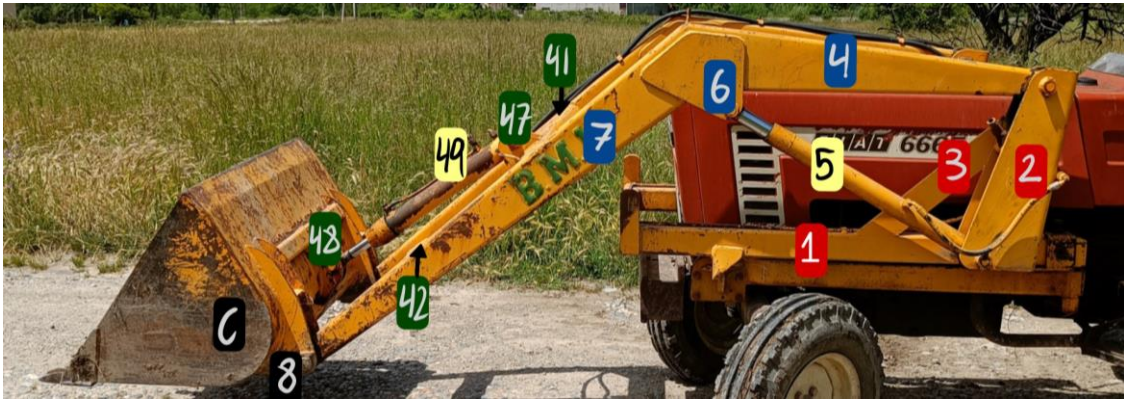


IMAGEN 3: Tractor referencia, con los números identificativos de cada barra

Para facilitar las explicaciones, definimos diferentes conjuntos de la pala cargadora:

- CONJUNTO BANCADA: (barras con identificador rojo)
- CILINDROS (barras con identificador amarillo)
- CONJUNTO BRAZO: (barras con identificador azul)
- SOPORTE CILINDRO 2: (barras con identificador verde)
- CAZO: (barras con identificador negro)

Además de los puntos y las barras debemos definir los ángulos que vamos a tomar como referencia en cada barra:

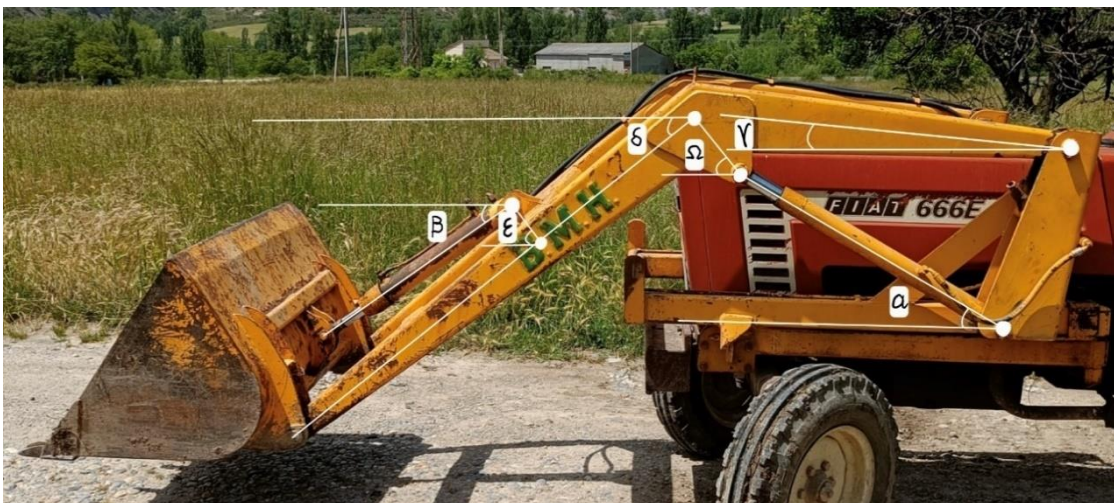


IMAGEN 4: Tractor referencia, con los ángulos identificativos que forman cada barra

Con todos los elementos del tractor referencia definidos, ya procedemos a realizar la caracterización de nuestro modelo y su posterior análisis, en 8

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

configuraciones diferentes, no sin antes, establecer unos ejes de referencia del sistema de coordenadas; siendo este:



IMAGEN 5: Tractor referencia, con ejes de coordenadas globales

Como nomenclatura a utilizar durante este trabajo, utilizamos:

- Las posiciones están determinadas por sus componentes X, Y y Z, escritas como subíndice del número del punto al que se refiere.
 - Ejemplo: 14_y se refiere a la distancia del punto 14 respecto del eje de coordenadas, en su componente Y.
- Para las fuerzas utilizaremos al igual que en las coordenadas; el subíndice: el eje en el que se aplica; el número del punto al que se refiere va acompañado de una F previa (fuerza) para los cilindros, mientras que para lo demás puntos usamos una R previa (reacción), para saber que estamos hablando sobre fuerzas y no sobre distancias.
 - Ejemplo: R_{14Y} se refiere a la fuerza de reacción en el punto 14, en su componente Y.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4. PROCESOS DE CÁLCULO

4.1. Proceso de medición:

En este apartado definimos como se realiza la caracterización de las distintas posiciones, en función de las longitudes de carrera del cilindro 1 y 3 (barra 5 y 25). Esto es necesario debido a que no se dispone de planos que definan la geometría de la pala que vamos a analizar.

Para ello realizamos una serie de mediciones in situ, de las distancias que existen entre cada punto, definiendo la longitud entre extremos de las barras.

Una vez obtenidas las diferentes longitudes de las barras, procedemos a definir las distintas posiciones, en las que vamos a realizar el análisis.

Para estudiar las diferentes posiciones definimos un punto referencia, el punto 12, a partir del cual, mediremos su distancia con nuestra referencia, el suelo. Elegimos un punto del brazo de la pala y no del cazo, ya que, imponemos la condición de que el cazo siempre permanezca horizontal y en nuestro tractor referencia, no existe un sistema autonivelante, por lo que de esta forma evitamos el error humano alineando la pala con el suelo referencia.



IMAGEN 6: Tractor referencia, altura punto 12 y longitud cilindro 1

Las posiciones elegidas para analizar, como consecuencia de la condición del cazo, solo dependen de la extensión de los cilindros 1 y 3 (barras 5 y 25), por lo que, elegiremos las posiciones en función de las longitudes de carrera de los cilindros, dividiendo la carrera total en 8 incluyendo su mínima y máxima carrera.

La longitud de carrera máxima del cilindro en nuestro tractor referencia es de 700mm; por lo que elegimos una posición cada 100 mm de extensión, a ella, hay

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

que sumarle la longitud que ocupa el propio cilindro que en este caso es de 820 mm, siendo sus posiciones:

Posiciones	Longitud cilindro (mm)	Altura punto 12 (mm)
1	840	30
2	920	370
3	1020	790
4	1120	1270
5	1220	1810
6	1320	2350
7	1420	2980
8	1520	3420

TABLA 1: Alturas del punto 12 en función de la posición caracterizado por la longitud del cilindro

Una vez obtenidas las distancias, necesitamos caracterizar la rotación en la que se encuentran, en cada posición. Para lo cual hemos capturado una foto según cada extensión del cilindro, desde un mismo punto para posteriormente determinar los ángulos necesarios mediante el software libre: *MEASURE* diseñado por la compañía *C THING SOFTWARE*, el cual es un medidor de pixeles en pantalla. Esto nos permite poder medir la rotación que caracteriza a cada barra en cada posición.

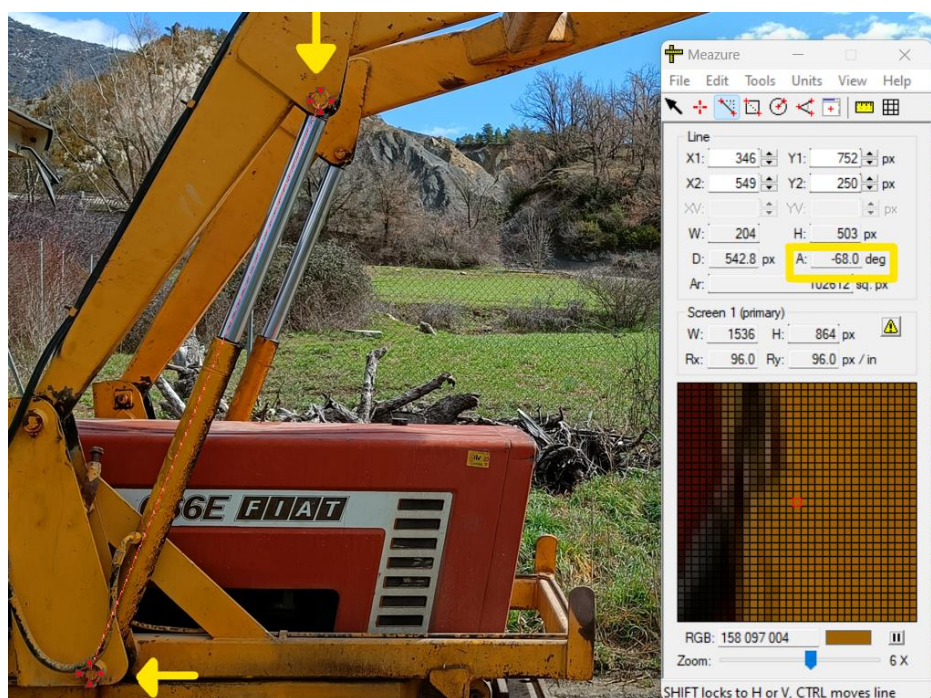


IMAGEN 7: Ejemplo de medición mediante MEASURE del ángulo α , en la posición 6

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Con todas las distancias y ángulos determinados pasamos al cálculo de las coordenadas de cada punto, con las cuales tendremos definidas todas las geometrías de cada posición; para ello partiremos de la geometría de la primera posición utilizando la trigonometría para conseguir todas las coordenadas de cada punto. Los cálculos utilizados se encuentran en el **ANEXO A: GEOMETRÍA DE LA PALA**.

Con las diferentes disposiciones de la pala creamos el siguiente modelo simplificado, para cada posición; una vez obtenidos los utilizamos para los cálculos analíticos que realizamos en el siguiente apartado.

En este modelo no tenemos en cuenta la barra 3 y por consiguiente su homóloga la 23, ya que, consideramos que podemos no incluirla, aunque después estableceremos si es necesaria o no.

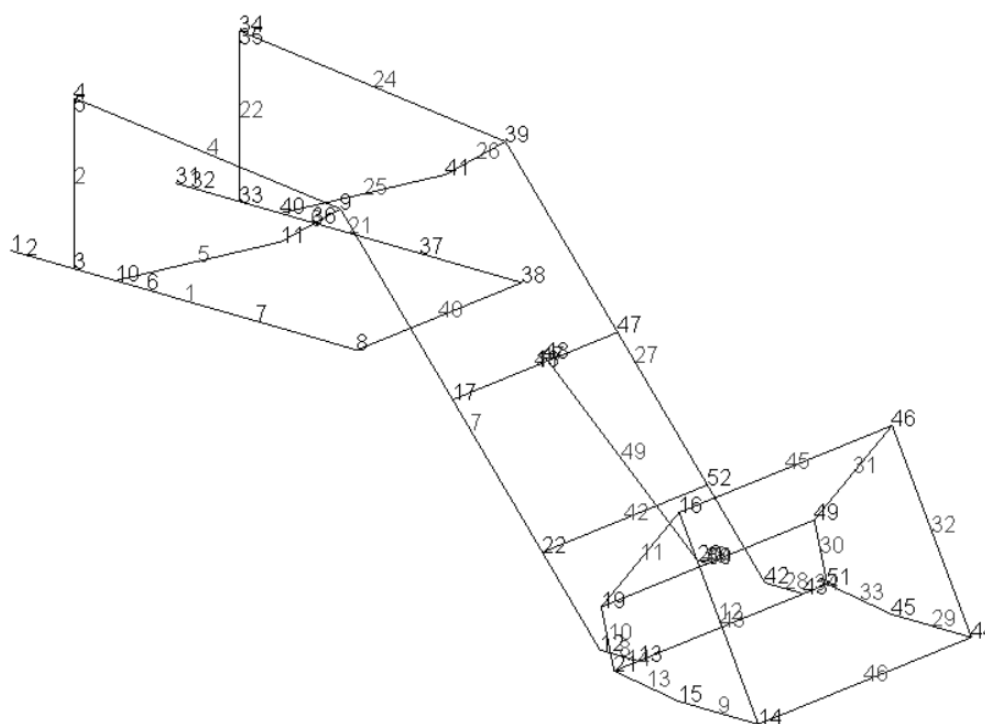


IMAGEN 8: Geometría de la pala cargadora en posición 1

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

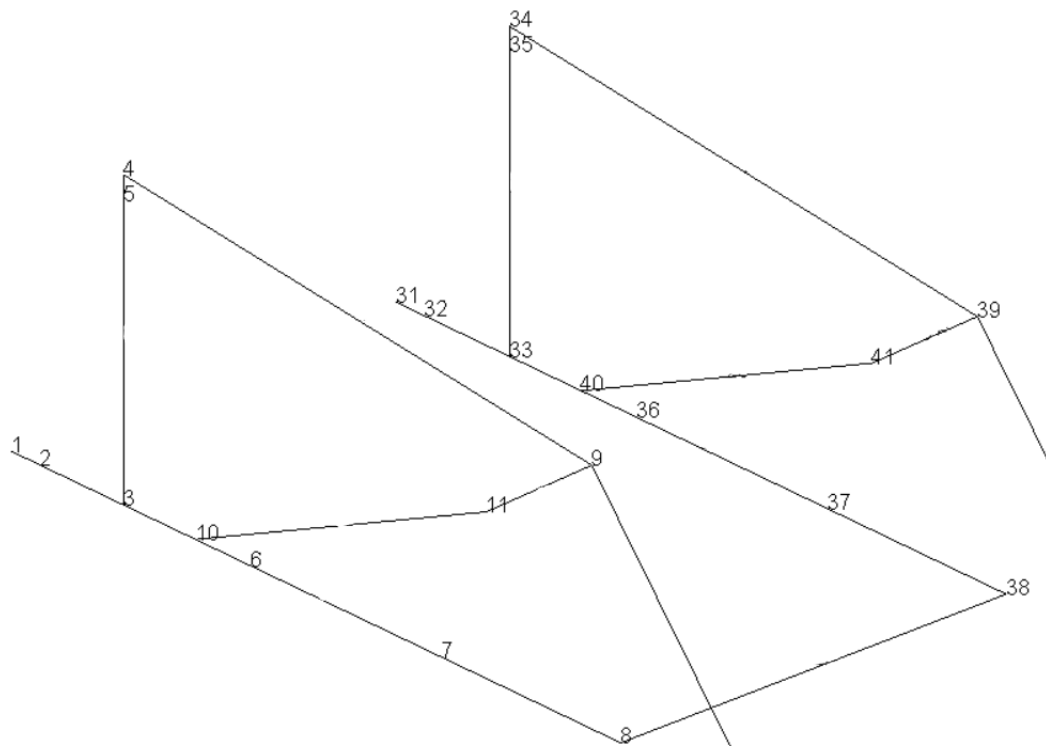


IMAGEN 9.1: Puntos significativos pala cargadora

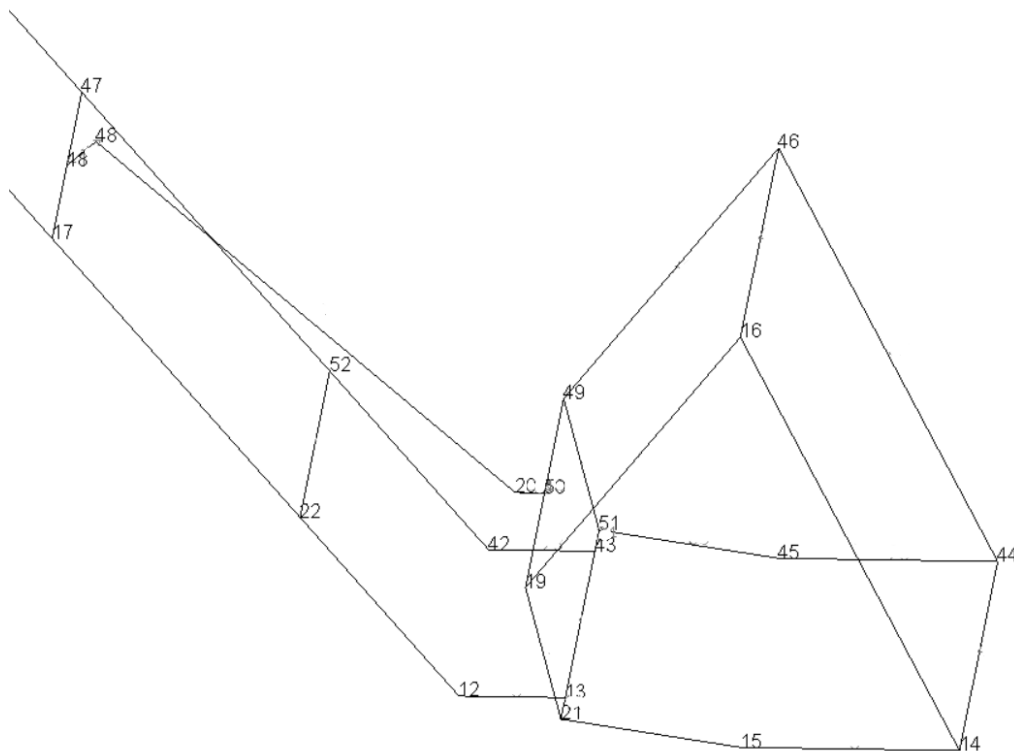


IMAGEN 9.2: Puntos significativos pala cargadora

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

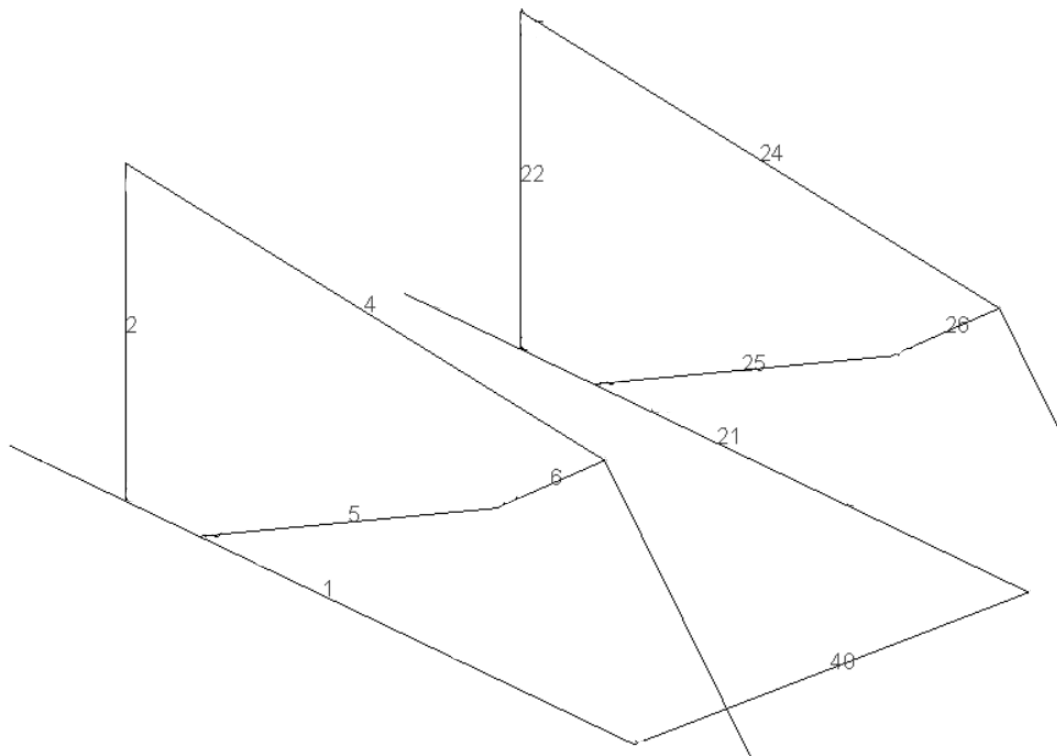


IMAGEN 10.1: Barras significativas pala cargadora

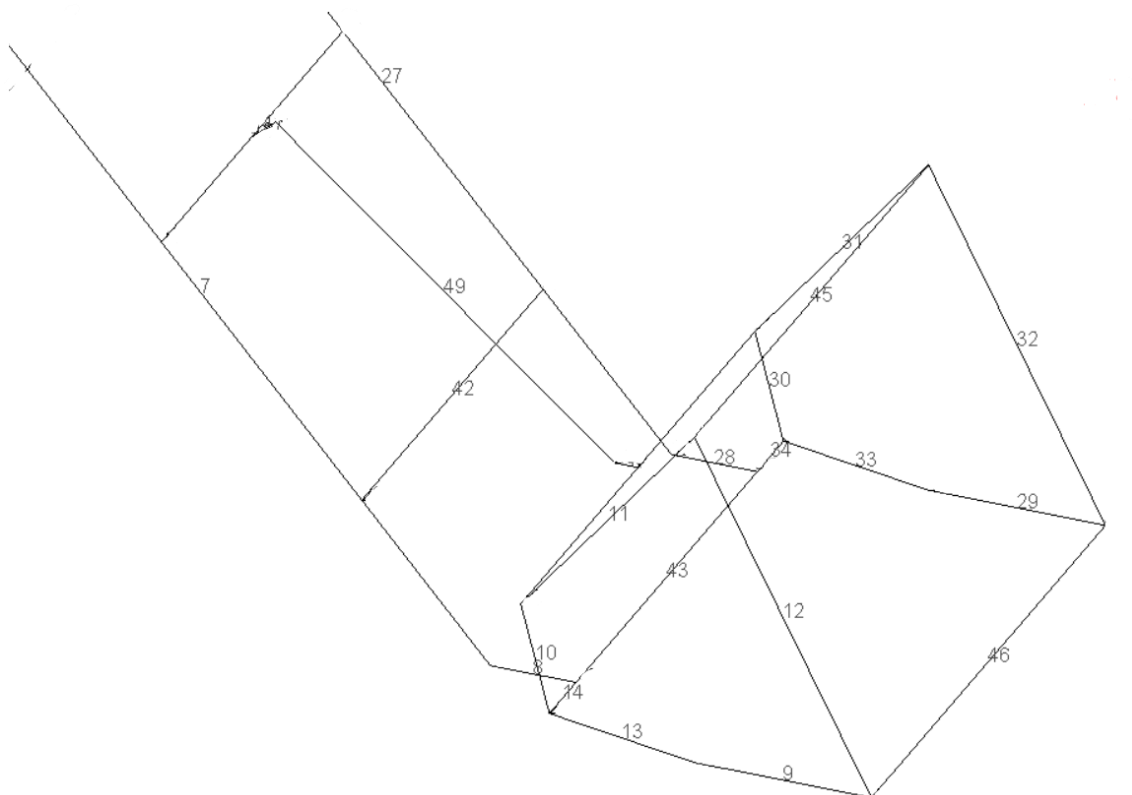


IMAGEN 10.2: Barras significativas pala cargadora

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.2. Estudio analítico:

4.2.1. Diagramas de sólido libre

En este apartado, realizamos los cálculos necesarios para determinar las acciones y reacciones que someten a cada barra.

La carga a soportar más el propio peso de la masa, siendo en total 1287 kilogramos (537 kg de la masa en vacío de la pala, P, y 750 kg de la masa a soportar, Q), o lo que es igual a 12625,47 Newtons. Como hipótesis simplificadora consideramos esta carga total como una carga puntual en el extremo del cazo, además de simplificar esta hipótesis va de la mano de la seguridad, ya que es el caso más extremo.

Para ello, precisamos de aislar los elementos dibujando sus diagramas de sólido libre, gracias a los cuales, establecemos dónde y cómo actúan las fuerzas, los momentos flectores o los momentos torsores.

Para el cálculo de las acciones, establecemos una simetría, por lo tanto, aquellas barras que tengan su homólogo solo se calculan una vez.



IMAGEN 11: Eje de simetría en la pala cargadora

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Los diagramas de sólido libre de las barras a estudiar son:

- Conjunto cazo
- Cilindro 2 (barra 49)
- Conjunto soporte cilindro 2 (barra 47 y 41)
- Conjunto brazo (barras 4, 6 y 7)
- Cilindro 1 (barra 5)
- Conjunto bancada (Barra 1 y 2)

Estos se encuentran en el **ANEXO B**, en su apartado **B.2. Diagramas de sólido libre y sus ecuaciones**

Como ejemplo, exponemos el diagrama de sólido libre del conjunto del cazo:

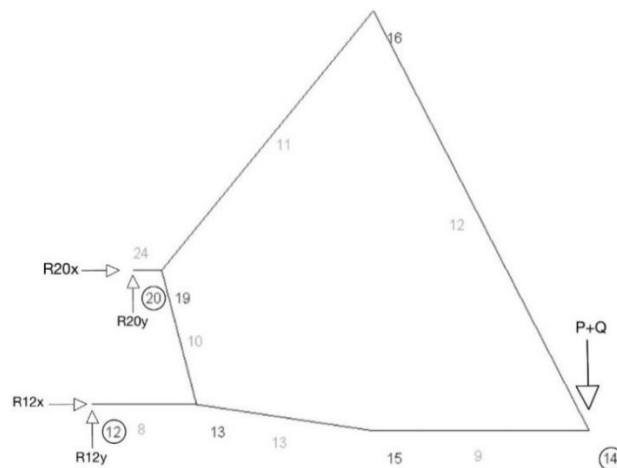


IMAGEN 12: Diagrama de sólido libre, conjunto cazo

Además de los diagramas de sólido libre de los componentes que conforman la pala, es necesario realizar como comprobación el diagrama de sólido libre de la pala en su conjunto, el cual tiene en cuenta las reacciones externas que actúan en la estructura; para ello primero debemos definir los apoyos que fijan la pala al chasis del tractor:

- En el punto 2: se establece un apoyo fijo, el cual, limita los desplazamientos en el eje X y en el eje Y, mientras que permite el giro en Z.

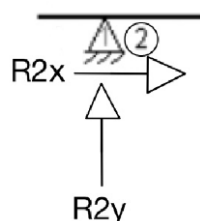


IMAGEN 13: Apoyo punto 2

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

- En el punto 7: se establece un apoyo móvil, el cual limita el desplazamiento de la estructura en el eje Y, aunque permite tanto el desplazamiento en el eje X, como el giro en Z.

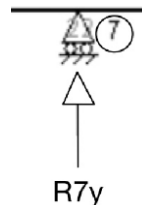


IMAGEN 14: Apoyo punto 7

Para el cálculo de reacciones externas colocamos la mitad de la carga, ya que, tenemos otras reacciones simétricas en el otro lado, por lo tanto:

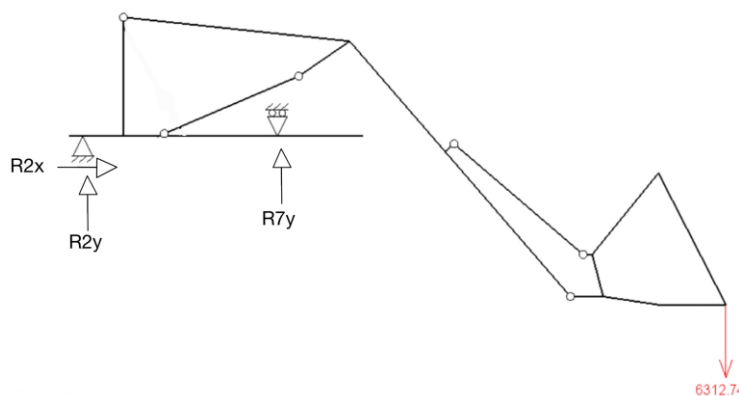


IMAGEN 15: Diagrama de sólido libre de la estructura en su conjunto

Definidos los apoyos, realizamos la comprobación de los valores obtenidos en las reacciones. Para ello contrastamos los valores obtenidos mediante el cálculo de todas las fuerzas paso a paso, unión por unión, con los valores obtenidos directamente con el diagrama de sólido libre de la estructura en su conjunto (IMAGEN 15).

Como ejemplo mostramos los resultados de las reacciones obtenidas en la posición 1:

Reacciones (N)				
		R2x	R2y	R7y
Posición 1	Transmisión por barras	0	-14553,2	20867,1
	Fuerzas externas	0	-14553,9	20866,6

TABLA 2: Diagrama de sólido libre de las fuerzas externas

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Continuaremos el resto de cálculos con los valores obtenidos para las reacciones mediante el DSL global, ya que, son valores más precisos y con menos errores, estos son causados por los redondeos, debidos a la gran cantidad de decimales, en los cálculos de cada fuerza.

Con los diagramas de sólido libre, establecemos mediante las ecuaciones de la primera ley de Newton, el equilibrio de fuerzas estático en un elemento aislado:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_{z,punto} &= 0\end{aligned}$$

Definimos para cada barra o conjunto sus ecuaciones y las resolvemos, por medio del software informático *EXCEL*, el cual es una hoja de cálculo desarrollada por *MICROSOFT*, para la realización de operaciones matemáticas;

Como ejemplo exponemos al igual que en el diagrama de sólido libre, las ecuaciones de conjunto cazo:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 ; R20_x + R12_x = 0 \\ \sum F_y &= 0 ; R20_y + R12_y = P + Q \\ \sum M_{z,12} &= 0 ; R20_y * (20_x - 12_x) - R20_x * (20_y - 12_y) \\ &= (P + Q) * (14_x - 12_x)\end{aligned}$$

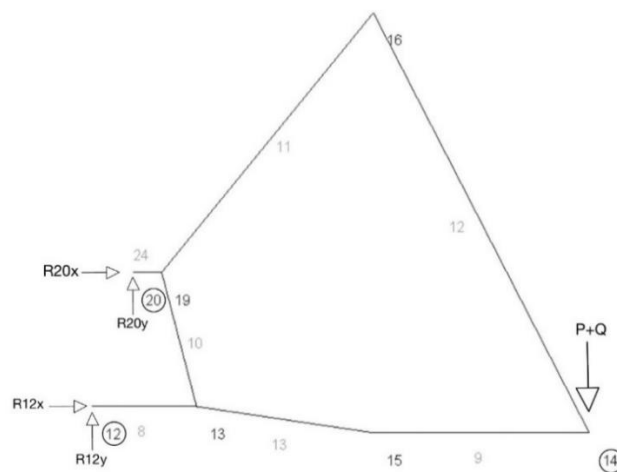


IMAGEN 16: Diagrama de sólido libre, conjunto cazo

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.2.2. Diagramas de esfuerzos

Una vez conocidas todas las fuerzas que soportan cada barra, definimos los diagramas de esfuerzos, los cuales nos permiten seleccionar de forma más sencilla las secciones más desfavorables de cada perfil metálico. Estableciendo como criterio de signos:

Todos los diagramas de esfuerzos se encuentran representados en el **ANEXO B**, en su apartado **B.3. Diagramas de esfuerzos**.

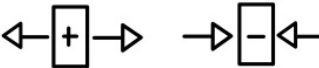


- Esfuerzo axial: 
- Esfuerzo cortante: 
- Momento flector: 

IMAGEN 17: Criterio de signos según el esfuerzo

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.2.3. Representación de los esfuerzos según cada posición

Para poder seleccionar la posición más desfavorable de cada barra, representamos los esfuerzos que someten a cada barra frente a sus posiciones. Normalmente el esfuerzo que más influencia tiene en la selección de la sección más desfavorable, suele ser el momento flector, a excepción de los cilindros, ya que, son barras de dos fuerzas biarticuladas. Todas estas gráficas se encuentran en el **ANEXO B**, en su apartado **B.4. Representación esfuerzo más solicitante**.

Como ejemplo se muestra la gráfica incluida en el apartado **B.4.1 Barra 1**, donde se confronta el momento flector de cada punto, que es el esfuerzo que mayor impacto tiene sobre la barra 1, en sus diferentes posiciones:



IMAGEN 18: Barras 1 y 40 en el tractor referencia

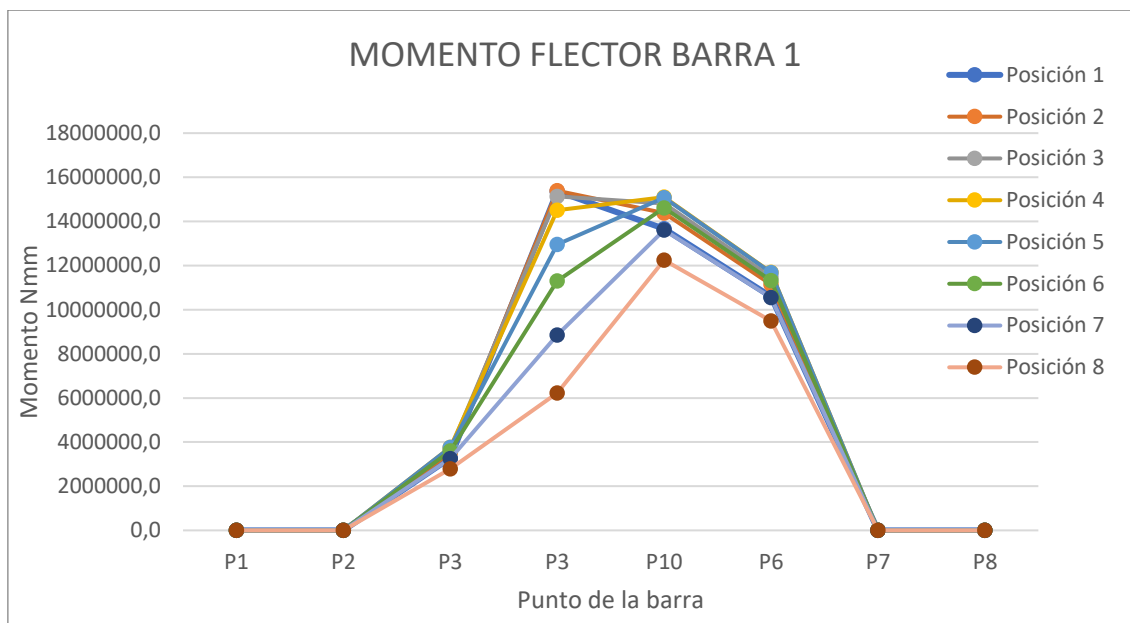


GRÁFICO 1: Momento flector de la barra 1 según su posición

(El punto 3 se encuentra duplicado, corresponden a los momentos antes de la unión de la barra 2 y el de la derecha después de la unión).

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.3. Estudio numérico mediante MEF:

4.3.1. Sobre MEF:

Para ello utilizamos el software informático utilizado en la asignatura del grado RESITENCIA DE MATERIALES: *MEFI*.

MEFI (Método de Elementos Finitos en Ingeniería): Es un software informático desarrollado por la Universidad de Cartagena, destinado a la resolución de problemas estáticos, por el método de los elementos finitos, de una forma rápida, práctica y precisa.

4.3.2. Modelo en MEF y resultados:

Para diseñar, creamos con las coordenadas obtenidas en el **ANEXO B** y de la forma que se establece en el apartado **C.1. Modelado de una pala cargadora**, perteneciente al **ANEXO C**, diseñamos un modelo en 2D de las 8 posiciones, con elementos de tipo barra.

Dado que en *MEFI*, no se puede trabajar con elementos de líneas en 3D, ya que, es necesario establecer áreas, precisamos de trabajar con un modelo 2D, algo para lo que una simetría nos puede ayudar mucho. Esta simetría se cumple en el conjunto bancada y el conjunto brazo, pero el cilindro 2 y los soportes del cilindro 2, se encuentran en el centro de la simetría, además de que colocamos la carga en el también en este eje. Para solventarlo mediante las ecuaciones de equilibrio, del apartado anterior, transmitimos el efecto que realiza la carga más el peso ($P+Q$) en el cazo, a los dos brazos por medio de los puntos 17 y 12, por lo que, una vez obtenidas estas reacciones, ya se puede trabajar con *MEFI*, de una forma sencilla.

Pasando de un modelo con la fuerza situada en el cazo:

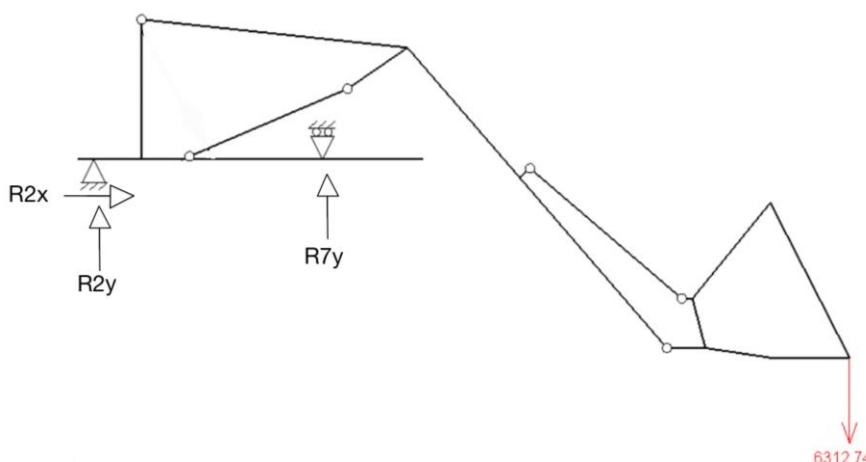


IMAGEN 19: Modelo con la fuerza situada en el extremo del cazo

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

A un modelo con la fuerza situada en la barra 7:

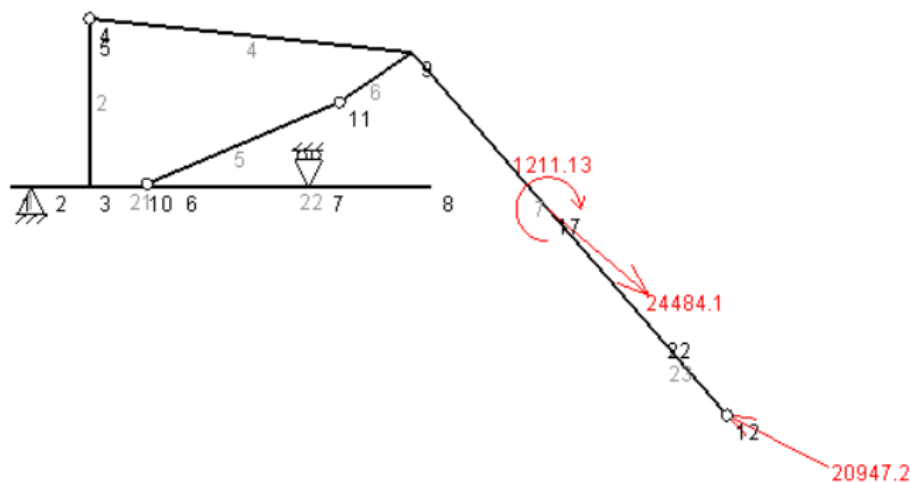


IMAGEN 20: Modelo con las acciones de P+Q, situadas en los puntos 12 y 17

En el apartado **C.2. Posición 1**, se muestran los modelos y sus resultados obtenidos, para sus diferentes posiciones a lo largo del **Anexo C**.

Como ejemplo del modelado exponemos la obtenida en la posición 4, ya que es, la situación, con la carga más alejada de nuestro punto referencia (punto 1), representando el momento flector:

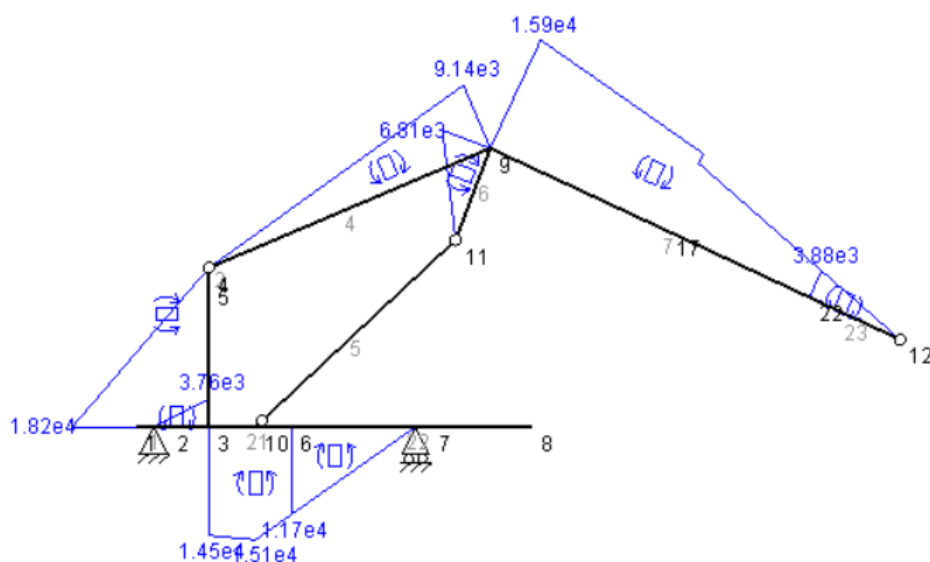


IMAGEN 21: Representación de los resultados de los diagramas de esfuerzos provocados por el momento flector en la posición 4

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.3.3. Comparativa de los resultados:

Comparamos los resultados obtenidos mediante el estudio analítico y mediante el estudio numérico con MEFI, en los siguientes puntos:



IMAGEN 22: Puntos donde se realiza la comprobación de resultados: punto 2 y punto 7 Reacciones eje Y (Blanco) y esfuerzo axil cilindro 1 (verde)

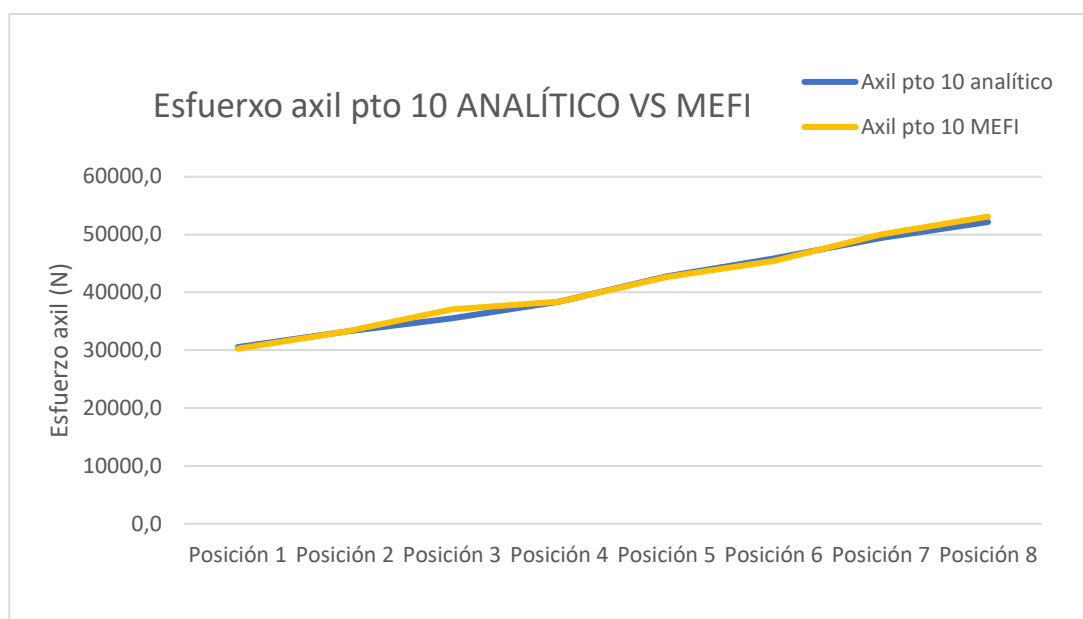


GRÁFICO 2: Esfuerzo axil del cilindro 1, según su posición y su método de cálculo

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

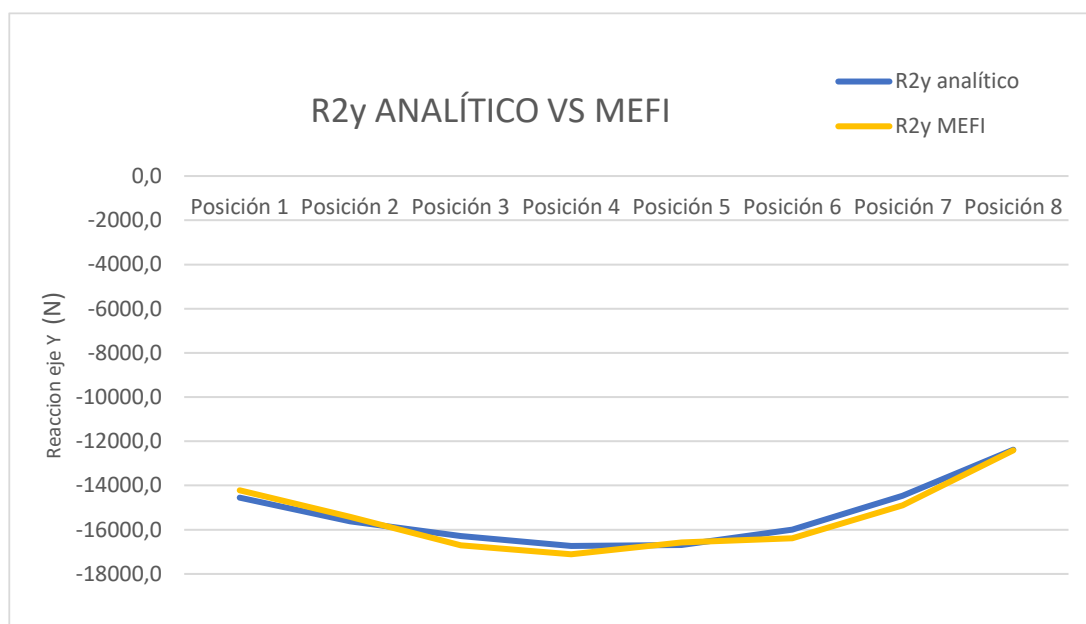


GRÁFICO 3: Reacción punto 2 eje Y, según su posición y su método de cálculo

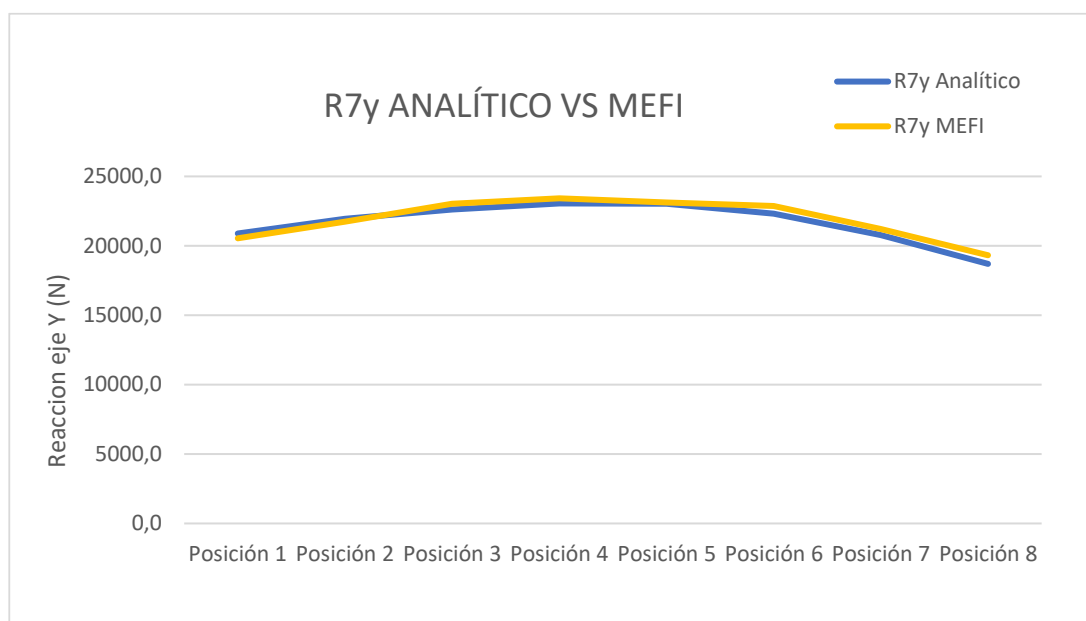


GRÁFICO 4: Reacción punto 2 eje 7, según su posición y su método de cálculo

Como se observa en la gráfica los valores obtenidos, analíticamente y mediante el modelo numérico de barras realizado con MEFI, son coincidentes, validando la metodología y los resultados obtenidos.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4. ***Dimensionamiento y selección:***

A lo largo de este apartado determinaremos todos los elementos que conforman la pala cargadora. Dado que conocemos la situación más desfavorable de cada uno, gracias a los diagramas de esfuerzos, calculados en el ANEXO C, en sus diversos apartados para cada posición.

Para dimensionar el elemento mínimo, precisamos de un estudio en cada componente ante tales acciones, por tanto, si este resulta favorable, no tiene por qué ocurrir un fallo a rotura o plastificación del material.

Como material elegimos el acero cuyas características generales son:

Módulo de Elasticidad	Módulo de Rigidez	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de dilatación térmica	Densidad
E (N/mm ²)	G (N/mm ²)	ν	α (°C) ⁻¹	ρ (Kg/m ³)
210.000	81.000	0,3	$1,2 \cdot 10^{-5}$	7.850

TABLA 3: Características del acero [4]

Para esta pala cargadora elegiremos dos tipos de aceros, el S355J2, para los pasadores y el S275J2 para el resto (Utilizamos la variante J2 de ambos aceros, ya que, esta aporta con sus diferencias en la composición: mayor soldabilidad, resistencia y resiliencia); cuyas características específicas de ambos son:

CTE DB SE-A (aceros en chapas y perfiles) Designación	espesor nominal t (mm)			
	Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²)			Tensión de rotura f_u (N/mm ²)
	$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t \leq 63$	$3 \leq t \leq 100$
S275	275	265	255	410
S355	355	345	335	470

TABLA 4: Características concretas de los aceros elegidos [4]

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1. Perfiles:

Para la selección de perfiles hemos utilizado una tabla de perfiles estandarizados según la norma EN-10365. Como metodología, buscamos la sección más desfavorable y procedemos a buscar el perfil más pequeño posible que soporte esas acciones, evaluando diferentes perfiles hasta dar con el adecuado, aunque luego el seleccionado pueda ser otro para facilitar el proceso de montaje.

Para el dimensionamiento utilizaremos la teoría de fallo de Von Mises, la cual nos permite calcular la tensión equivalente que supone, la combinación de los diferentes esfuerzos.

Todos los cálculos referentes al dimensionamiento del mínimo perfil necesario, que soporte las situaciones más desfavorables, se encuentran en el apartado **D.2. Selección de perfiles**, contenido en el **ANEXO D**.

Los perfiles seleccionados para las diferentes barras, además de soportar los esfuerzos más exigentes, lo deben hacer con un coeficiente de seguridad, para evitar que cualquier pequeño defecto estructural, aproximación en el cálculo teórico, su mal montaje, o la propia fatiga en un pequeño lapso de tiempo, provoque el fallo de la estructura. Como norma general para los perfiles estructurales utilizaremos un coeficiente de seguridad de 2, o lo que es lo mismo que las barras soporten como mínimo el doble de las situaciones más desfavorables.

$$C_s \geq 2$$

Como hipótesis para el cálculo de las características de la sección utilizamos secciones de pared delgada; en estas secciones vamos a aplicar la teoría del flujo cortante, que establece que las tensiones tangenciales son constantes a lo largo del espesor.

Una vez definidas las teorías de fallo y las hipótesis a utilizar, seleccionamos los perfiles, para las diferentes barras:

Barras	Tipo de perfil	Sección	Modelo	CS
1, 21, 40	Hueco	Cuadrada	140.6	2,22
2, 22		Canal	Fabricado	2,09
4, 24		Rectangular	160.120.6	4
7, 27		Rectangular	160.120.6	2,22
41, 42		Circular	155.8	2,52

TABLA 5: Perfiles seleccionados

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1.1. Secciones barras 1, 21 y 40:

Son las barras base del conjunto bancada. Conectan los apoyos del tractor, los cuales soportan las reacciones de la estructura, además de recibir las reacciones de los cilindros 1 y 3.



IMAGEN 23: Barras 1 y 40 en el tractor referencia

Elegimos que sean de sección cuadrada, ya que, en el caso de que la fuerza colocada en el cazo no se encuentre en el eje de simetría, puede existir flexión en más de un eje y dada la distancia a la que se encuentra la carga de los apoyos, para esta barra es una sección más razonable. Por norma general, si la carga está centrada esto no ocurre; su sección más desfavorable se encuentra en el punto 3.

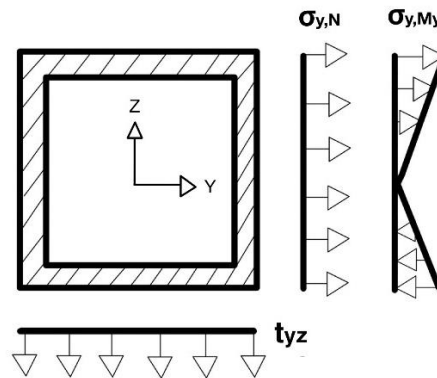


IMAGEN 24: Representación de la sección del perfil y los esfuerzos a los que está sometido

Los cálculos necesarios para la comprobación de la resistencia del perfil a elegir en su posición más desfavorable (en el punto 3, en su primera posición), están en el apartado **D.2.2. Selección del perfil de las barras 1, 21 y 40** perteneciente al **Anexo D**. Siendo los esfuerzos en el punto 3, en la posición del cazo más baja:

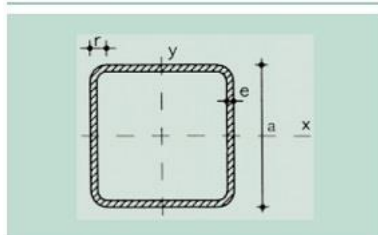
- $N_x = -28117,8 \text{ N}$
- $V_y = -5353,6 \text{ N}$
- $M_z = 15390062,9 \text{ Nmm}$

El perfil que soporta tales esfuerzos es el **140.6**, cuyo catálogo se encuentra en la página siguiente.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704



r = Radio exterior de redondeo
 u = Perímetro
 A = Área de la sección
 S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y
 I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y
 $W = 2I : d$. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y
 $i = \sqrt{I : A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y
 I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I_t cm ⁴	p kp/m	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C
# 50.2	50	2	5	191	3,70	3,30	13,90	5,57	1,94	22,7	2,91	P
# 50.3	50	3	8	187	5,33	4,62	19,00	7,59	1,89	32,0	4,18	P
# 50.4	50	4	10	183	5,81	5,73	22,90	9,15	1,83	39,9	5,35	P
# 55.2	55	2	5	211	4,10	4,04	18,90	6,86	2,14	30,5	3,22	C
# 55.3	55	3	8	207	5,93	5,70	25,90	9,43	2,09	43,4	4,66	C
# 55.4	55	4	10	203	7,61	7,12	31,60	11,50	2,04	54,5	5,97	C
# 60.2	60	2	5	231	4,50	4,86	24,80	8,28	2,35	39,9	3,53	P
# 60.3	60	3	8	227	6,53	6,89	34,40	11,50	2,30	57,1	5,13	P
# 60.4	60	4	10	223	8,41	8,66	42,30	14,10	2,24	72,2	6,60	P
# 60.5	60	5	13	219	10,10	10,20	48,50	16,20	2,19	85,2	7,96	C
# 70.2	70	2	5	271	5,30	6,71	40,30	11,50	2,76	64,1	4,16	P
# 70.3	70	3	8	267	7,73	9,60	56,60	16,20	2,71	92,6	6,07	P
# 70.4	70	4	10	263	10,00	12,20	70,40	20,10	2,65	118,0	7,86	P
# 70.5	70	5	13	259	12,10	14,50	82,00	23,40	2,60	141,0	9,53	P
# 80.3	80	3	8	307	8,93	12,80	86,60	21,70	3,11	140,0	7,01	P
# 80.4	80	4	10	303	11,60	16,30	108,80	27,20	3,06	180,0	9,11	P
# 80.5	80	5	13	299	14,10	19,50	128,00	32,00	3,01	217,0	11,10	P
# 80.6	80	6	15	294	16,50	22,40	144,00	36,00	2,95	250,0	13,00	C
# 90.3	90	3	8	347	10,10	16,40	126,00	37,90	3,52	202,0	7,95	P
# 90.4	90	4	10	343	13,20	21,10	159,00	47,60	3,47	281,0	10,40	P
# 90.5	90	5	13	339	16,10	25,30	189,00	57,90	3,42	316,0	12,70	P
# 90.6	90	6	15	334	18,90	29,20	214,00	67,60	3,36	366,0	14,90	P
# 100.3	100	3	8	387	11,30	20,10	175,00	50,00	3,93	279,0	8,89	P
# 100.4	100	4	10	383	14,80	26,40	223,00	60,60	3,88	363,0	11,60	P
# 100.5	100	5	13	379	18,10	31,90	266,00	73,10	3,83	440,0	14,20	P
# 100.6	100	6	15	374	21,30	37,00	304,00	80,70	3,77	513,0	16,70	P
# 120.4	120	4	10	463	18,00	38,90	397,00	107,00	4,70	638,0	14,10	P
# 120.5	120	5	13	459	22,10	47,20	478,00	129,00	4,64	780,0	17,40	P
# 120.6	120	6	15	454	26,10	55,10	551,00	150,00	4,59	913,0	20,50	C
# 140.5	140	5	13	539	26,10	65,60	780,00	220,00	5,46	260,0	20,50	P
# 140.6	140	6	15	534	30,90	76,80	905,00	259,00	5,41	480,0	24,30	P
# 140.8	140	8	20	526	40,00	97,50	1.130,00	317,00	5,30	890,0	31,40	P
# 160.5	160	5	13	619	30,10	86,90	1.190,00	333,00	6,28	1.901,0	23,70	P
# 160.6	160	6	15	614	35,70	102,00	1.390,00	389,00	6,23	2.240,0	28,00	P
# 160.8	160	8	20	609	46,40	131,00	1.740,00	481,00	6,12	2.890,0	36,50	P
# 170.5	170	5	13	659	32,10	98,70	1.440,00	400,00	6,69	2.290,0	25,20	C
# 170.6	170	6	15	654	38,10	116,00	1.680,00	498,00	6,64	2.710,0	29,90	C
# 170.8	170	8	20	646	49,60	149,00	2.120,00	619,00	6,53	3.410,0	39,00	P

TABLA 6: Perfiles huecos de sección cuadrada, según EN-10365 [5]

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1.2. Secciones barras 2 y 22:

Son las barras verticales del conjunto bancada, conectan el conjunto brazo con las barras base.



IMAGEN 25: Barra 2 en el tractor referencia

Su sección corresponde a una barra con perfil UPN, esto se debe a que entre sus extremos debe ir colocado el pasador que une la barra 2 con la 4 y la 22 con la 24; además de ser más fácil de colocar sobre la barra 1, por ello sería interesante que el ancho interior libre sea como mínimo de 140 milímetros.

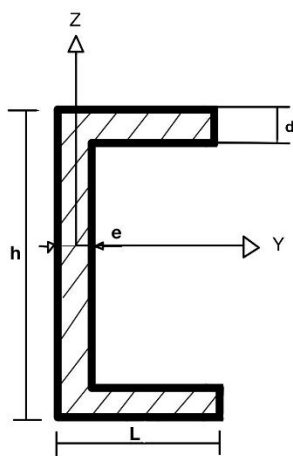


IMAGEN 26 Sección barras 2 y 22, con ejes de coordenadas

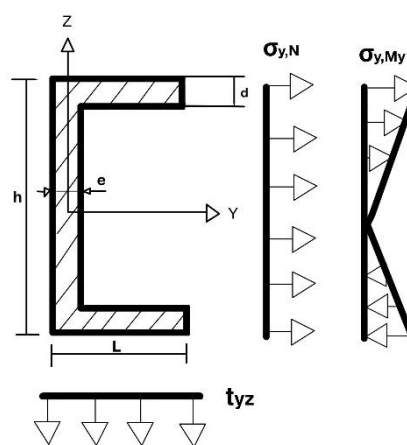


IMAGEN 27: Esfuerzos que someten a las barras 2 y 22

Como se ve en los cálculos que se realizan en el apartado **D.2.1. Selección del perfil de las barras 2 y 22** perteneciente al **Anexo D**; ningún perfil UPN, cumple con las exigencias que precisa la estructura para la posición más desfavorable (tiene lugar en el punto 3 en la posición 3), por lo que procedemos a hacer diseño de un perfil, al estilo UPN, con los valores que sean necesarios; siendo estos:

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

- $h = 190 \text{ mm}$
- $L = 180 \text{ mm}$
- $d = 15 \text{ mm}$
- $e = 15 \text{ mm}$

Los esfuerzos máximos a soportar son los que tiene lugar en el punto 3, en la posición con menor altura del cazo, la posición 1, siendo tales:

- $N_x = 14564,7 \text{ N}$
- $V_y = -28059,3 \text{ N}$
- $M_z = 18678001,0 \text{ Nmm}$

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1.3. Secciones barras 4 y 24:

Estas son las barras que conforman los conjuntos brazos, junto con las siguientes a analizar.



IMAGEN 28: Barra 4 en el tractor referencia

Para el dimensionamiento de estas barras elegimos un perfil hueco de sección rectangular, ya que los esfuerzos a los que se encuentra sometido habitualmente, son en un solo eje; aunque en el caso de que se encuentra la carga desalineada del eje de simetría en el cazo, se producen esfuerzos en un segundo eje, sin embargo, dada la menor distancia que existe hasta la carga, podemos utilizar secciones rectangulares, al contrario que en las barras 1, 21 y 40.

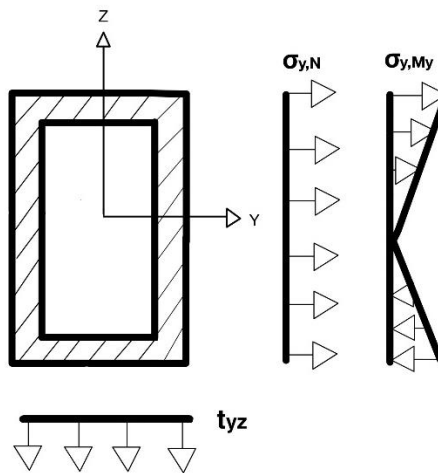


IMAGEN 29: Esfuerzos que someten a las barras 4 y 24

Como se observa en los cálculos que se realizan en el apartado **D.2.3 Selección del perfil de las barras 4 y 24** perteneciente al **Anexo D**; se selecciona un perfil que soporte sus esfuerzos más desfavorables (ocurren en el punto 9, en su primera posición). Tales esfuerzos son:

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

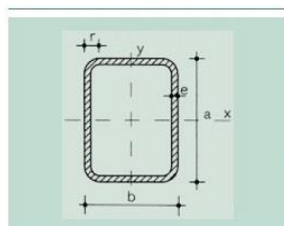
- $N_x = -27376,0 \text{ N}$
- $V_y = -8530,9 \text{ N}$
- $M_z = 10663576,3 \text{ Nmm}$

Para soportar estos esfuerzos el mínimo perfil que es capaz de soportarlos es el 140.100.6 aunque, en este caso para facilitar el montaje utilizamos un perfil exterior idéntico al de las barras 7 y 27, el 160.120.6, cuyo catálogo se encuentra en la **TABLA 7**:

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704



r = Radio exterior de redondeo
 u = Perímetro
 A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto al eje X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X
 $W_x = 2I_x : a$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje X

S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y
 $W_y = 2I_y : b$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje Y
 I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones					Términos de sección										Peso	
	a	b	e	r	u	A	S_x	I_x	W_x	i_x	S_y	I_y	W_y	i_y	I_t	p	
60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91	P
60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18	P
60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35	P
70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22	C
70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66	C
70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97	C
70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53	C
70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13	C
70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60	C
80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13	P
80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60	P
80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96	C
80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07	P
80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	85,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86	P
80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53	P
100. 50.3	100	50	3	8	287	8,33	13,10	105,0	20,90	3,54	8,13	35,60	14,20	2,07	88,6	6,54	P
100. 50.4	100	50	4	10	283	10,80	16,80	131,0	26,10	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,0	8,49	P
100. 50.5	100	50	5	13	279	13,10	20,00	153,0	30,60	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,0	10,31	P
100. 50.6	100	50	6	15	274	15,30	22,90	171,0	34,20	3,34	13,90	56,70	22,70	1,92	151,0	12,03	C
100. 60.4	100	60	4	10	303	11,60	18,70	149,0	29,80	3,58	13,10	67,40	22,50	2,41	156,0	9,11	P
100. 60.5	100	60	5	13	299	14,10	22,40	175,0	35,10	3,52	15,70	78,90	26,30	2,36	187,0	11,10	C
100. 60.6	100	60	6	15	294	16,50	25,70	197,0	39,50	3,46	17,90	88,40	29,50	2,31	214,0	12,97	C
100. 80.4	100	80	4	10	343	13,20	22,60	186,0	37,20	3,75	19,40	132,00	33,00	3,16	254,0	10,37	P
100. 80.5	100	80	5	13	339	16,10	27,10	221,0	44,10	3,70	23,30	156,00	39,00	3,11	307,0	12,67	P
100. 80.6	100	80	6	15	334	18,90	31,30	251,0	50,10	3,64	26,90	177,00	44,30	3,06	355,0	14,85	P
120. 60.4	120	60	4	10	343	13,20	24,90	236,0	39,30	4,22	15,40	80,00	26,70	2,46	201,0	10,37	P
120. 60.5	120	60	5	13	339	16,10	30,00	279,0	46,50	4,16	18,40	94,00	31,40	2,41	241,0	12,67	P
120. 60.6	120	60	6	15	334	18,90	34,60	317,0	52,80	4,09	21,20	106,00	35,30	2,37	277,0	14,85	P
120. 80.4	120	80	4	10	383	14,80	29,60	290,0	48,30	4,42	22,40	155,00	38,80	3,24	332,0	11,63	C
120. 80.5	120	80	5	13	379	18,10	35,70	345,0	57,60	4,36	27,00	184,00	46,10	3,19	402,0	14,24	P
120. 80.6	120	80	6	15	374	21,30	41,40	395,0	65,80	4,30	31,30	210,00	52,50	3,14	467,0	16,74	P
120. 100.4	120	100	4	10	423	16,40	34,20	343,0	57,20	4,57	30,20	260,00	57,00	3,98	479,0	12,88	P
120. 100.5	120	100	5	13	419	20,10	41,50	412,0	68,60	4,52	36,60	311,00	62,20	3,93	583,0	15,81	C
120. 100.6	120	100	6	15	414	23,70	48,30	473,0	78,80	4,46	42,60	357,00	71,40	3,88	681,0	18,62	C
140. 60.4	140	60	4	10	383	14,80	32,00	349,0	49,80	4,85	17,60	92,60	30,90	2,50	247,0	11,63	C
140. 60.5	140	60	5	13	379	18,10	38,60	415,0	59,30	4,78	21,20	109,00	36,40	2,45	297,0	14,24	C
140. 60.6	140	60	6	15	374	21,30	44,70	474,0	67,70	4,71	24,40	124,00	41,20	2,41	342,0	16,74	C
140. 80.4	140	80	4	10	423	16,40	37,40	423,0	60,40	5,08	25,40	178,00	44,60	3,30	412,0	12,88	P
140. 80.5	140	80	5	13	419	20,10	45,30	506,0	72,40	5,01	30,80	212,00	53,10	3,25	500,0	15,81	P
140. 80.6	140	80	6	15	414	23,70	52,70	582,0	83,10	4,95	35,70	243,00	60,70	3,20	582,0	18,62	P
140. 100.4	140	100	4	10	463	18,00	42,80	497,0	71,00	5,25	34,10	297,00	59,30	4,06	601,0	14,14	P
140. 100.5	140	100	5	13	459	22,10	52,10	598,0	85,40	5,20	41,40	356,00	71,20	4,01	733,0	17,38	P
140. 100.6	140	100	6	15	454	26,10	60,80	690,0	98,50	5,14	48,20	410,00	82,00	3,96	858,0	20,51	C
160. 80.4	160	80	4	10	463	18,00	46,00	589,0	73,60	5,72	28,50	201,00	50,30	3,34	495,0	14,14	C
160. 80.5	160	80	5	13	459	22,10	55,90	708,0	88,50	5,65	34,50	241,00	60,20	3,30	601,0	17,38	P
160. 80.6	160	80	6	15	454	26,10	65,20	816,0	102,00	5,59	40,20	276,00	69,00	3,25	700,0	20,51	C
160. 120.5	160	120	5	13	539	26,10	71,40	948,0	119,00	6,02	58,70	610,00	102,00	4,83	1.200,0	20,52	P
160. 120.6	160	120	6	15	534	30,90	83,70	1.100,0	138,00	5,97	68,80	707,00	118,00	4,78	1.420,0	24,27	P
160. 120.8	160	120	8	20	526	40,00	106,00	1.370,0	171,00	5,85	87,20	878,00	146,00	4,68	1.810,0	31,43	C
180. 100.5	180	100	5	13	539	26,10	76,30	1.110,0	123,00	6,51	50,90	446,00	89,30	4,13	1.050,0	20,52	P
180. 100.6	180	100	6	15	534	30,90	89,40	1.280,0	143,00	6,44	59,50	516,00	103,00	4,09	1.230,0	24,27	P
180. 100.8	180	100	8	20	526	40,00	113,00	1.600,0	178,00	6,32	75,30	637,00	127,00	3,99	1.560,0	31,43	P
180. 140.5	180	140	5	13	619	30,10	93,80	1.410,0	157,00	6,85	79,10	962,00	137,00	5,65	1.840,0	23,66	C
180. 140.6	180	140	6	15	614	35,70	110,00	1.650,0	183,00	6,79	92,90	1.120,00	160,00	5,60	2.170,0	28,04	C
180. 140.8	180	140	8	20	606	46,40	141,00	2.070,0	230,00	6,68	119,00	1.410,00	201,00	5,50	2.790,0	36,45	C
200. 80.5	200	80	5	13	539	26,10	80,10	1.250,0	125,00	6,91	42,00	297,00	74,20	3,37	810,0	20,52	P
200. 80.6	200	80	6	15	534	30,90	93,80	1.450,0	145,00	6,84	49,10	342,00	85,40	3,32	943,0	24,27	P
200. 80.8	200	80	8	20	526	40,00	119,00	1.800,0	180,00	6,70	61,70	418,00	105,00	3,23	1.180,0	31,43	P
200. 120.5	200	120	5	13	619	30,10	99,60	1.630,0	163,00	7,35	70,20	742,00	124,00	4,96	1.660,0	23,66	P
200. 120.6	200	120	6	15	614	35,70	117,00	1.900,0	190,00	7,29	82,50	863,00	144,00	4,92	1.950,0	28,04	C
200. 120.8	200	120	8	20	606	46,40	150,00	2.390,0	239,00	7,17	105,00	1.080,00	180,00	4,82	2.500,0	36,45	P
200. 150.5	200	150	5	13	679	33,10	114,00	1.910,0	191,00	7,60	94,00	1.230,00	164,00	6,10	2.400,0	26,01	C
200. 150.6	200	150	6	15	674	39,30	135,00	2.240,0	224,00	7,54	111,00	1.440,00	192,00	6,05	2.830,0	30,87	C
200. 150.8	200	150	8	20	666	51,20	173,00	2.830,0	283,00	7,43	142,00	1.820,00	242,00	5,95	3.650,0	40,22	P

TABLA 7: Perfiles huecos de sección rectangular, según EN-10365 [5]

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1.4. Secciones barras 7 y 27:

Estas son las barras que conforman los conjuntos brazos, junto con las analizadas previamente.



IMAGEN 30: Barra 7 en el tractor referencia

De igual forma que en el apartado anterior, elegimos una sección rectangular.

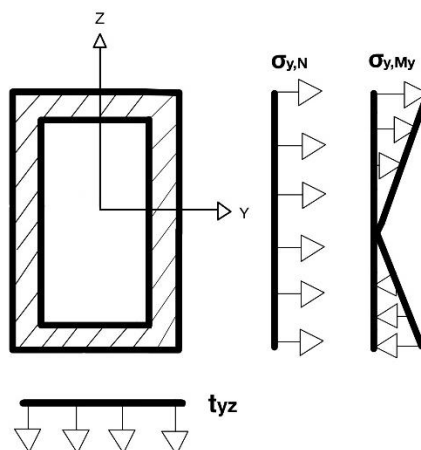


IMAGEN 31: Esfuerzos que someten a las barras 7 y 27

Como se observa en los cálculos que se realizan en el apartado **D.2.4. Selección del perfil de las barras 7 y 27** perteneciente al **Anexo D**; se selecciona un perfil que soporte sus esfuerzos más desfavorables (ocurren en el punto 9, en su sexta posición en este caso). Tales esfuerzos son:

- $N_x = -110,2 \text{ N}$
- $V_y = 6311,8 \text{ N}$
- $M_z = -17078069 \text{ Nmm}$

Para soportar estos esfuerzos comprobamos que el mínimo perfil que cumple ante estas sollicitaciones es el 160.120.6. Como en el apartado anterior, sobredimensionamos las barras, tenemos la misma sección exterior, facilitando la

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

soldadura de ambos elementos entre sí, además de la posterior adición de las orejetas. El catálogo para la selección se encuentra en la **TABLA 7**.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.1.5. Secciones barras 41 y 42:

Estas barras son las que conforman el conjunto soporte cilindro 2, junto con las orejetas que lo sujetan.

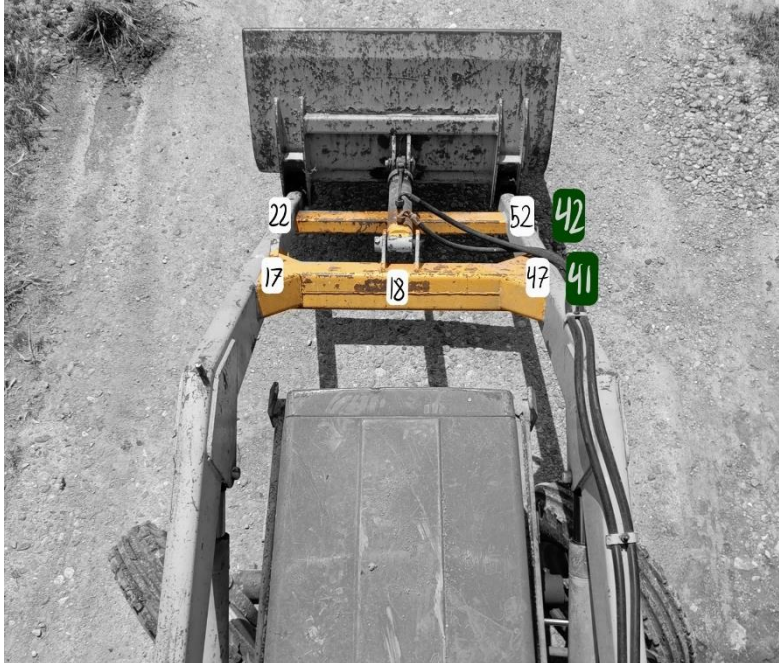


IMAGEN 32: Barras 41 y 42 en el tractor referencia

Son las encargadas de transmitir los esfuerzos generados por el cilindro 2, el cual es el que condiciona la rotación del cazo. Estas barras además de sufrir esfuerzos de tensión normal, causada por los momentos flectores, y tensión tangencial por los esfuerzos cortantes, sufren de torsión, por lo que, tratamos de seleccionar perfiles huecos de sección circular, ya que, este tipo de secciones soporta mejor los esfuerzos de torsión.

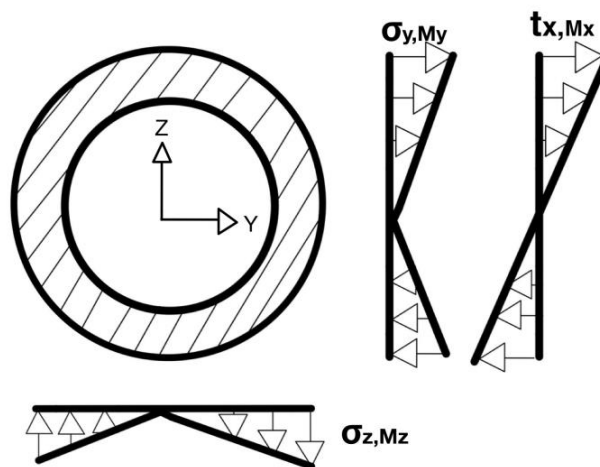


IMAGEN 33: Esfuerzos que someten a las barras 41 y 42

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Como se observa en los cálculos que se realizan en el apartado **D.2.5. Selección del perfil de las barras 41 y 42** perteneciente al **Anexo D**; necesitamos un perfil que además de soportar los siguientes esfuerzos (punto 9, posición 6):

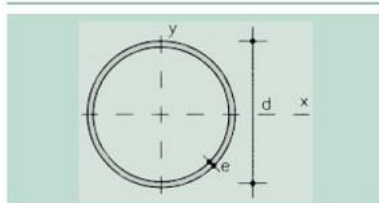
- $N_x = -110,2 \text{ N}$
- $V_y = 6311,8 \text{ N}$
- $M_z = -17078069,1 \text{ Nmm}$

No supere el diámetro máximo, condicionado por las barras 7 y 27, cuya altura máxima son 160 milímetros y como se comprueban en el anexo citado, el perfil seleccionado es un perfil hueco de sección circular de pared delgada; el 155.8, cuyo catálogo se encuentra en la **TABLA 8**:

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704



u = Perímetro
 A = Área de la sección
 S = Momento estático de media sección, respecto a un eje baricéntrico
 I = Momento de inercia de la sección, respecto a un eje baricéntrico
 $W = 2I : d$: Módulo resistente de la sección, respecto a un eje baricéntrico
 $i = \sqrt{I : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a un eje baricéntrico
 I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones			Términos de sección						Peso	
	d mm	e mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I _t cm ⁴	p kp/m	
Ø 40.2	40	2	126	2,39	1,44	4,33	2,16	1,35	8,66	1,88	P
Ø 40.3	40	3	126	3,49	2,05	6,01	3,00	1,31	12,00	2,74	P
Ø 40.4	40	4	126	4,52	2,60	7,42	3,71	1,28	14,80	3,55	C
Ø 45.2	45	2	141	2,70	1,85	6,26	2,78	1,52	12,50	2,12	P
Ø 45.3	45	3	141	3,96	2,65	8,77	3,90	1,49	17,50	3,11	P
Ø 45.4	45	4	141	5,15	3,37	10,90	4,84	1,45	21,80	4,04	C
Ø 50.2	50	2	157	3,02	2,30	8,70	3,48	1,69	17,40	2,37	P
Ø 50.3	50	3	157	4,43	3,31	12,20	4,91	1,66	24,50	3,47	P
Ø 50.4	50	4	157	5,78	4,23	15,40	6,16	1,63	30,80	4,53	P
Ø 55.2	55	2	173	3,33	2,81	11,70	4,25	1,87	23,40	2,61	C
Ø 55.3	55	3	173	4,90	4,06	16,60	6,04	1,84	33,20	3,85	C
Ø 55.4	55	4	173	6,41	5,21	21,00	7,64	2,01	42,00	5,03	C
Ø 60.2	60	2	188	3,64	3,36	15,30	5,11	2,05	30,60	2,86	P
Ø 60.3	60	3	188	5,37	4,87	21,80	7,29	2,01	43,70	4,21	P
Ø 60.4	60	4	188	7,04	6,27	27,70	9,24	1,98	55,40	5,52	P
Ø 65.2	65	2	204	3,96	3,97	19,70	6,06	2,23	39,40	3,11	C
Ø 65.3	65	3	204	5,84	5,78	28,10	8,65	2,19	56,20	4,58	C
Ø 65.4	65	4	204	7,67	7,46	35,80	11,60	2,16	71,60	6,02	C
Ø 70.2	70	2	220	4,27	4,62	24,70	7,05	2,41	49,40	3,35	P
Ø 70.3	70	3	220	6,31	6,73	35,50	10,10	2,37	71,00	4,95	P
Ø 70.4	70	4	220	8,29	8,72	45,30	12,90	2,34	90,60	6,51	C
Ø 75.2	75	2	236	4,58	5,33	30,50	8,15	2,58	61,10	3,60	P
Ø 75.3	75	3	236	6,78	7,78	44,00	11,70	2,54	88,00	5,32	P
Ø 75.4	75	4	236	8,92	10,10	56,30	15,00	2,51	113,00	7,00	P
Ø 80.2	80	2	251	4,90	6,09	37,30	9,33	2,76	74,60	3,85	C
Ø 80.3	80	3	251	7,26	8,90	53,90	13,50	2,72	108,00	5,70	C
Ø 80.4	80	4	251	9,55	11,60	69,10	17,30	2,69	138,00	7,50	C
Ø 90.3	90	3	283	8,19	11,40	77,60	17,30	3,07	155,00	6,43	P
Ø 90.4	90	4	283	10,80	14,80	100,00	22,30	3,04	200,00	8,48	P
Ø 90.5	90	5	283	13,40	18,10	121,00	26,90	3,01	242,00	10,50	P
Ø 100.3	100	3	314	9,14	14,10	108,00	21,50	3,43	215,00	7,17	P
Ø 100.4	100	4	314	12,10	18,40	139,00	27,80	3,39	278,00	9,47	P
Ø 100.5	100	5	314	14,90	22,60	169,00	33,80	3,36	238,00	11,70	P
Ø 100.6	100	6	314	17,70	26,50	196,00	39,30	3,33	393,00	13,90	C
Ø 125.4	125	4	393	15,20	29,30	279,00	44,60	4,28	557,00	11,90	C
Ø 125.5	125	5	393	18,80	36,00	340,00	54,40	4,24	680,00	14,80	C
Ø 125.6	125	6	393	22,40	42,50	398,00	63,70	4,21	796,00	17,60	C
Ø 155.5	155	5	487	23,60	56,20	663,00	85,50	5,30	1.330,00	18,50	C
Ø 155.6	155	6	487	28,10	66,60	781,00	101,00	5,27	1.560,00	22,10	C
Ø 155.8	155	8	487	36,90	86,50	1.000,00	129,00	5,21	2.000,00	29,00	C
Ø 175.5	175	5	550	26,70	72,30	966,00	110,00	6,01	1.330,00	21,00	C
Ø 175.6	175	6	550	31,90	85,70	1.140,00	130,00	5,98	2.280,00	25,00	C
Ø 175.8	175	8	550	42,00	112,00	1.470,00	168,00	5,92	2.940,00	33,00	C
Ø 200.5	200	5	628	30,60	95,10	1.460,00	146,00	6,91	2.920,00	24,00	C
Ø 200.6	200	6	628	36,60	113,00	1.720,00	172,00	6,86	3.440,00	28,70	C
Ø 200.8	200	8	628	48,30	148,00	2.230,00	223,00	6,79	4.460,00	37,90	C

TABLA 8: Perfiles huecos de sección circular, según EN-10365 [5]

4.4.2. Cilindros hidráulicos:

Los cilindros hidráulicos, son los componentes encargados de accionar el movimiento, por medio de sus desplazamientos a lo largo de su recorrido lineal.

En este modelo contamos con 3 cilindros, 1 y 3, encargados de elevar y descender el brazo; y de 2, encargado de la rotación del cazo.

El esfuerzo necesario a transmitir por el cilindro depende de la posición en la que se encuentre por lo que, para el punto de mayor esfuerzo, calcularemos las características mínimas que debe tener nuestro cilindro, para después seleccionar uno de catálogo que cumpla con nuestras premisas.

En este trabajo hemos analizado ocho posiciones con las que se observan las situaciones de máxima exigencia en los cilindros, aunque, al imponer que el cazo deba mantenerse horizontal, restringimos las diferentes posiciones a analizar en el cazo; sin embargo, esta es una de las más desfavorables, ya que, el centro de gravedad se encuentra en el punto más alejado.

Seleccionamos en ambos cilindros de doble efecto, permitiendo así la aplicación de fuerza, tanto en impulsión, como en retracción de los cilindros.

Para la selección de los actuadores elegimos a la marca CICROSA, especializada en la comercialización de cilindros hidráulicos. Los actuadores seleccionados son:

Cilindros	Modelo
1 y 3	1007/5
2	1006/9

TABLA 9: Modelos de cilindros hidráulicos seleccionados

Cuyo catálogo, se encuentra en la página siguiente:

MEMORIA:

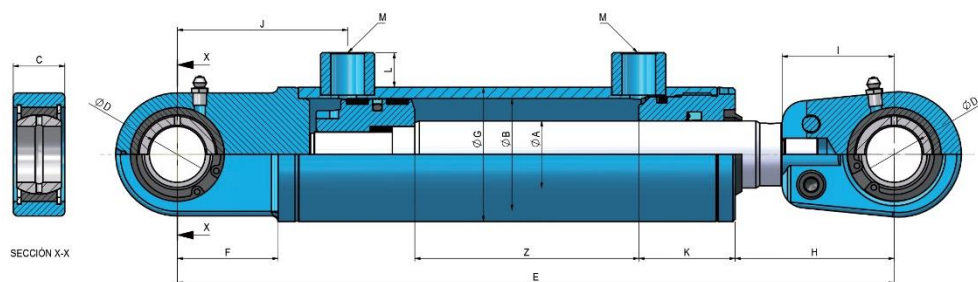
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

CICROSA HIDRAULICA



SERIE 1000 / SERIES 1000 / SÉRIE 1000 / SERIE 1000																		
REF.	ØA	ØB	CAMERA STROKE COURSE HUB Z	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	VOL (L)	ØA x ØB x HUB x Z	PESO WICHT PODS GEWICHT RLK	
1003/5	30	60	500	740	28	30	51	70	83	60	82	45	15	3/8	1.41	J73N	11.59	
1003/6	30	60	600	840	28	30	51	70	83	60	82	45	15	3/8	1.70	J73N	12.95	
1003/7	30	60	700	940	28	30	51	70	83	60	82	45	15	3/8	1.98	J73N	14.31	
1004/2	40	70	200	470	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	0.77	J74N	11.03	
1004/3	40	70	300	570	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	1.15	J74N	12.94	
1004/4	40	70	400	670	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	1.54	J74N	14.85	
1004/5	40	70	500	770	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	1.92	J74N	16.76	
1004/6	40	70	600	870	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	2.31	J74N	18.67	
1004/7	40	70	700	970	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	2.69	J74N	20.58	
1004/800	40	70	800	1070	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	3.07	J74N	22.33	
1005/2	40	80	200	480	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	1.01	J75N	12.95	
1005/3	40	80	300	580	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	1.51	J75N	14.98	
1005/4	40	80	400	680	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	2.01	J75N	17.01	
1005/5	40	80	500	780	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	2.51	J75N	19.04	
1005/6	40	80	600	880	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	3.01	J75N	21.07	
1005/7	40	80	700	980	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	3.51	J75N	23.10	
1006/3	50	100	300	625	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	2.36	J76N	26.37	
1006/4	50	100	400	725	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	3.14	J76N	29.89	
1006/5	50	100	500	825	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	3.93	J76N	33.41	
1006/600	50	100	600	925	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	4.71	J76N	36.89	
1006/7	50	100	700	1025	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	5.50	J76N	40.45	
1006/9	50	100	900	1225	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	7.07	J76N	47.49	
1007/5	70	125	500	920	40	50	88	145	137	105	141	80	20	3/4	6.18	J77	65.70	
1007/10	70	125	1000	1420	40	50	88	145	137	105	141	80	20	3/4	12.36	J77	97.45	



Cilindros estándar de doble efecto [Serie 1000] / Double acting standard cylinders [Series 1000]
Vérins standard double effet [Série 1000] / Doppeltwirkende Standard Hydraulizylinder [Serie 1000]

19

TABLA 10.1 Catálogo Cicrosa, cilindros hidráulicos serie standard 1000 [6]

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Como condicionantes para la selección del cilindro se encuentran:

- Las fuerzas de necesarias en cada punto



GRÁFICO 5: Fuerzas del cilindro 1 y 3 según la posición



GRÁFICO 6: Fuerzas del cilindro según la posición

- La longitud de carrera:
Debe ser como mínimo igual a la diferencia de longitud de recorrido que hay entre las dos posiciones extremo.
- Las dimensiones de los componentes del cilindro:
Deben ser capaces de transmitir las fuerzas teniendo la suficiente área en el caso del pistón y sin fallar a pandeo en el caso del vástago.
- El tamaño del cilindro:
Su longitud como máximo debe ser igual o inferior a la necesaria en la primera posición.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Todas estas premisas a tener en cuenta se encuentran detalladas en el **ANEXO E**, en el apartado **E.1, Selección de cilindros hidráulicos**.

Selección de cilindro mediante el catálogo de cilindros hidráulicos del fabricante Cicrosa, en cuyo catálogo de la serie 1000, escogemos el primero que cumple nuestras condiciones para los cilindro 1 y 3, este es el 1007/5 cuyas características son:

- $d_{pistón} = 125 \text{ mm}$
- $d_{vástago} = 70 \text{ mm}$
- $D_{PASADORES, UNIONES} = 50 \text{ mm}$

Para el cilindro 2 escogemos el 1006/9, cuyas características son:

- $d_{pistón} = 100 \text{ mm}$
- $d_{vástago} = 50 \text{ mm}$
- $D_{PASADORES, UNIONES} = 40 \text{ mm}$

4.4.3. Pasadores:

Los pasadores son los componentes de la pala cargadora, encargados de transmitir los esfuerzos entre barras, entre barras y cazo y en los anclajes con orejetas.

Para dimensionarlos debemos conocer previamente todas las acciones que ocurren en cada punto. Con ellas podemos calcular los diámetros mínimos de cada pasador, para que soporten los esfuerzos de cortadura.

Como hipótesis de cálculo para estos elementos, utilizaremos la teoría del cortante máximo, TCM, la cual establece:

$$\tau_f = \frac{\sigma_{fluencia}}{2}$$

El material que vamos a utilizar como hemos definido al principio de la sección de este documento, **4.4. Dimensionamiento**, es el S355J2, cuya tensión máxima de fluencia son 355 MPa.

Utilizamos un material de mayor resistencia para los pasadores que para los perfiles, porque es un elemento que va a sufrir mucho desgaste, además de ser un componente cuyas fisuras, son difíciles de apreciar a simple vista; por todo ello elegimos este material.

Además, para potenciar la seguridad de las uniones, vamos a utilizar un coeficiente de seguridad superior a los perfiles, siendo este de 2,5.

$$C_s \geq 2.5$$

Todos los elementos a unir mediante pasador trabajan a doble cortadura, por lo que la fuerza se divide entre los dos lados de los perfiles o de las orejetas.

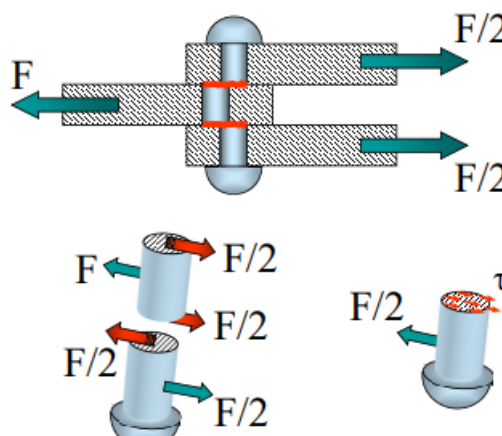


IMAGEN 34: Fuerzas de un pasador sometido a doble cortadura [1]

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Los pasadores en el tractor referencia, corresponden a los siguientes números:



IMAGEN 35: Puntos identificativos de cada pasador en el tractor referencia

Las dimensiones mínimas y las seleccionadas son:

Uniones	Puntos	dmin (mm)	d (mm)	Cs	Fmax (N)	Posición
Bancada brazos	P4 P34	20,32	21	2,67	46087	8
Cilindro 1	P10 P11	21,62	50	13,36	52155	8
	P40 P41					
Cilindro 2	P20 P48	23,41	40	7,29	61128	8
Brazos Cazo	P12 P42	17,48	18	2,65	34085	8

TABLA 11: Diámetros de pasadores mínimos, diámetros seleccionados y fuerzas máximas

Para el cálculo de los diámetros utilizamos la ecuación del TCM, además de la ecuación que determina la tensión en él, según los planos de cortadura, que en este caso son 2:

$$\tau_{pasador} = \frac{\sigma_{pasador}}{2} \quad \tau_{pasador} = \frac{F_{pasador}}{2 \cdot A}$$

En los cuatro pasadores, la posición más desfavorable es la que eleva a mayor altura el cazo, la posición 8. Se seleccionan los diámetros de pasadores del entero superior, aumentando así la seguridad y disminuyendo el coste.

Los cálculos referentes a la dimensión mínima de los pasadores se encuentran en el apartado **F.1.1. Uniones por pasador**, del **Anexo F**.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.4.4. Orejetas:

Las orejetas son los elementos encargados de transmitir los esfuerzos que se dan en una unión, en este caso en las uniones mediante pasador, a los perfiles metálicos encargados de soportar esas acciones. Se colocan por parejas, para realizar una mejor sujeción, por lo que cada orejeta transmite la mitad de los esfuerzos que sufre el pasador.

Para dimensionarlas es necesario comprobar la resistencia que opone en la base de unión con los perfiles, mientras se encuentran sometidas a esfuerzos en el pasador; además también debemos verificar que no sufra un aplastamiento, provocando un fallo plástico del material.

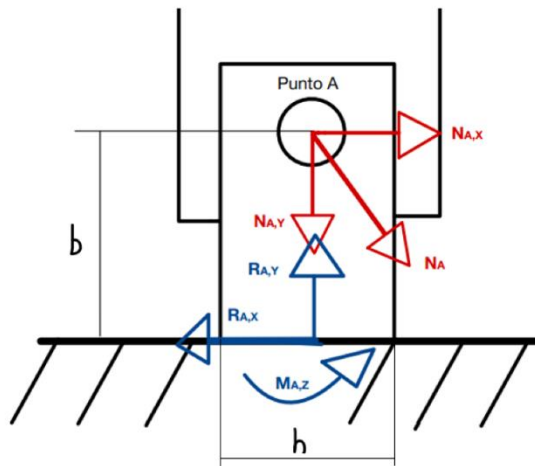


IMAGEN 36: Reacciones que provocan las acciones que soporta el pasador

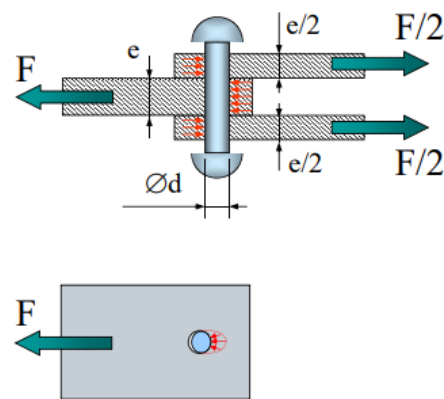


IMAGEN 37: Fuerzas que provocan el aplastamiento de la orejeta [1]

Estas dos comprobaciones determinan diferentes características de las orejetas:

- El aplastamiento está condicionado por el espesor de la orejeta (doble cortadura)

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F/2}{e_{\text{orejeta}} * d_{\text{pasador}}}$$

- Las acciones en el empotramiento: el axil y el momento flector debido a la altura "b" de la orejeta, determinará la altura "h" de la sección rectangular en el empotramiento ("b" y "h" **IMAGEN 36**):

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_y} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}}$$

El material en el que están fabricadas estas orejetas es el mismo acero que el de los perfiles, S275J2, proporcionando una gran soldabilidad entre las barras y este tipo de uniones. Su límite de tensión de fluencia es de 275 MPa.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Una vez definidos en el apartado previo los diámetros de los pasadores, debemos definir, el tipo de pletina a utilizar; para ello todos los cálculos están detallados en el apartado **F.1.2. Uniones por pasador con orejetas** perteneciente al **Anexo F**.

Dado que son elementos de unión, utilizamos un coeficiente de seguridad de 2,5, al igual que en los pasadores.

$$C_s \geq 2.5$$

Las orejetas en el tractor referencia, corresponden a los siguientes números:

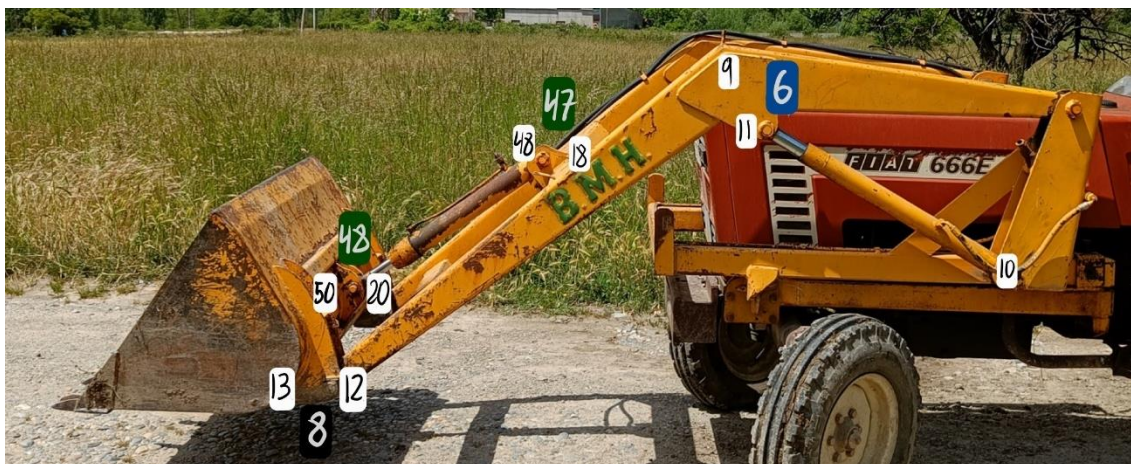


IMAGEN 38: Puntos identificativos de cada pasador en el tractor referencia

Las orejetas necesarias son:

Orejetas		Características			Características pasador	
Puntos	Barras	Espesor (mm)	Altura (mm)	Cs	Fmax (N)	Posición
P10 P40		10	100	3,04	52155,7	8
P11 P9	6	25	140	2,83	52155,7	8
P41 P39	26					
P48	47	10	100	4,5	61127,9	8
P20	48	8	100	4,77	61127,9	8
P12 P13	8	20	70	2,81	34085,2	8
P42P43	28					

Orejetas		Esfuerzos orejeta			
Puntos	Barras	Nx (N)	Vy (N)	Mz (Nmm)	Posición
P10 P40		5967,6	14058,9	1405888,5	1
P11 P9	6	19069,3	17788	7467082,4	8
P41 P39	26				
P48	47	26700,4	14874,2	794191,6	8
P20	48	26700,4	14874,2	794191,6	8
P12 P13	8	13350,2	10593,5	1906826,1	8
P42P43	28				

TABLA 12: Dimensiones de la sección de cada orejeta, fuerzas en los pasadores y esfuerzos en las orejetas

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.5. Análisis numérico con SOLIDWORKS:

En este apartado además de comprobar los resultados obtenidos mediante el estudio analítico y el estudio mediante MEFI, realizamos un análisis más en detalle con la herramienta SOLIDWORKS, la cual nos permite crear un modelo 3D más detallado, que permite analizar los efectos locales y considerar más casos de carga, como uno con la carga asimétrica.

4.5.1. SOLIDWORKS:

SOLIDWORKS es un software de diseño CAD 3D (diseño asistido por computadora) para modelar piezas y ensamblajes en 3D, creado por Jon Hirschtick, bajo la empresa *SOLIDWORKS Corp.*

Para el desarrollo de los cálculos utilizamos el módulo SolidWorks Simulation, el cual utiliza el método de los elementos finitos, lo que permite dividir el modelo en pequeñas particiones, analizándolas una a una obteniendo un resultado muy preciso de las tensiones de un elemento. Facilitando a todo el mundo el diseño y comprobación de los diferentes elementos diseñados y fabricados.

4.5.2. Modelado de los diferentes conjuntos y su ensamblaje:

Como se establece en los apartados **G.1 Modelado del cazo** y **G.2 Metodología a seguir para el modelado** pertenecientes al **Anexo G**, realizamos el diseño independiente de cada conjunto, con los cuales se realiza el ensamblaje siguiendo las directrices establecidas en el apartado **G.3 Metodología a seguir para el ensamblaje**, perteneciente al **Anexo G**; obtenemos el siguiente modelo:

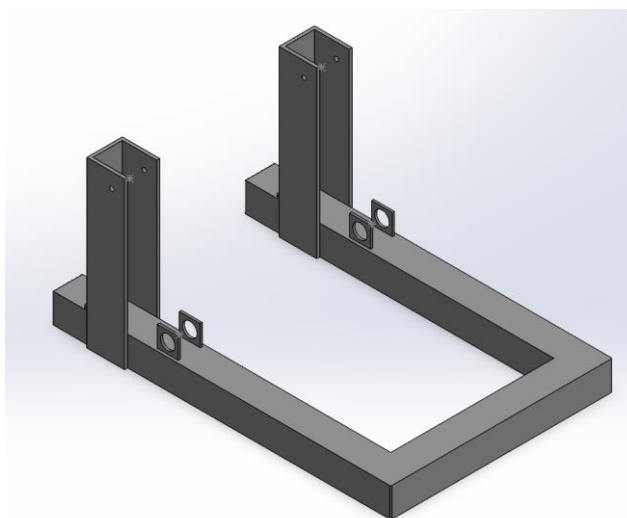


IMAGEN 39: Modelado del conjunto bancada en SOLIDWORKS

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

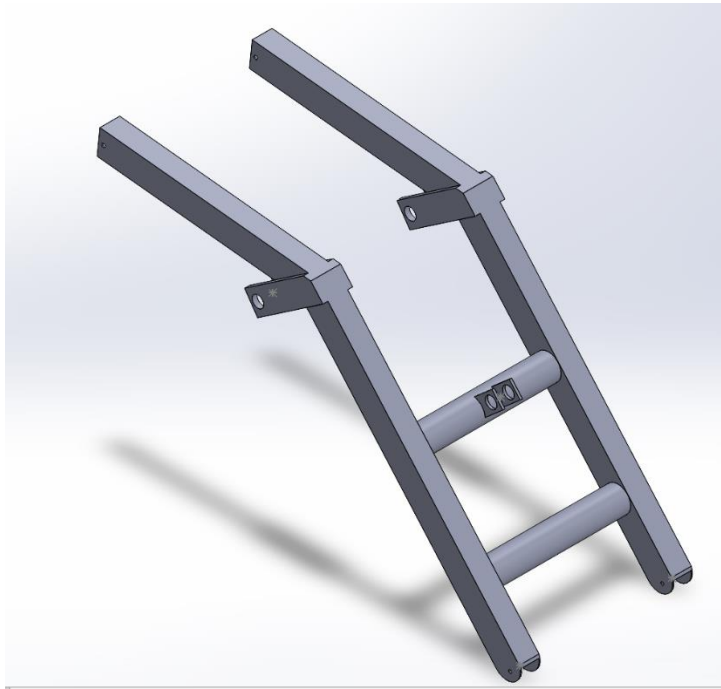


IMAGEN 40: Conjunto brazos, diseñado en SOLIDWORKS

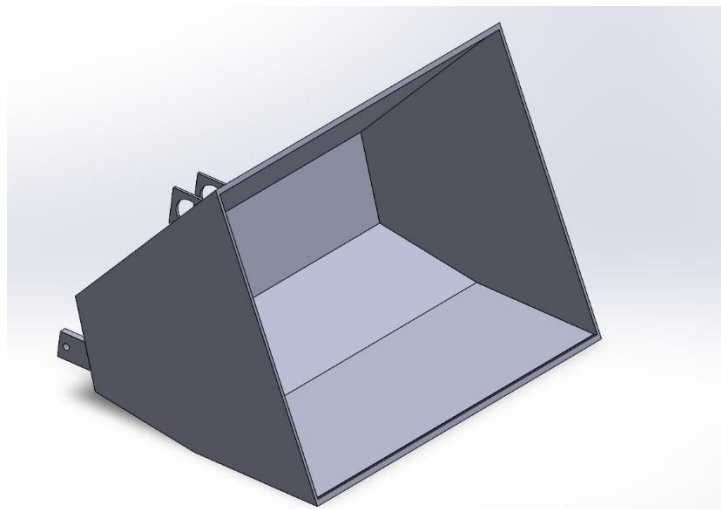


IMAGEN 41: Conjunto cazo, diseñado en SOLIDWORKS

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.5.3. Proceso de simulación del ensamblaje:

Para ello debemos establecer las propiedades del material S275J2, las conexiones mediante pasadores y varillas de vinculación, las sujeciones y la carga externa. Todo ello se detalla en el apartado **G.4 Metodología a seguir para el estudio estático** perteneciente al **Anexo G**.

Como ejemplo mostramos el ensamblaje de la posición 1:

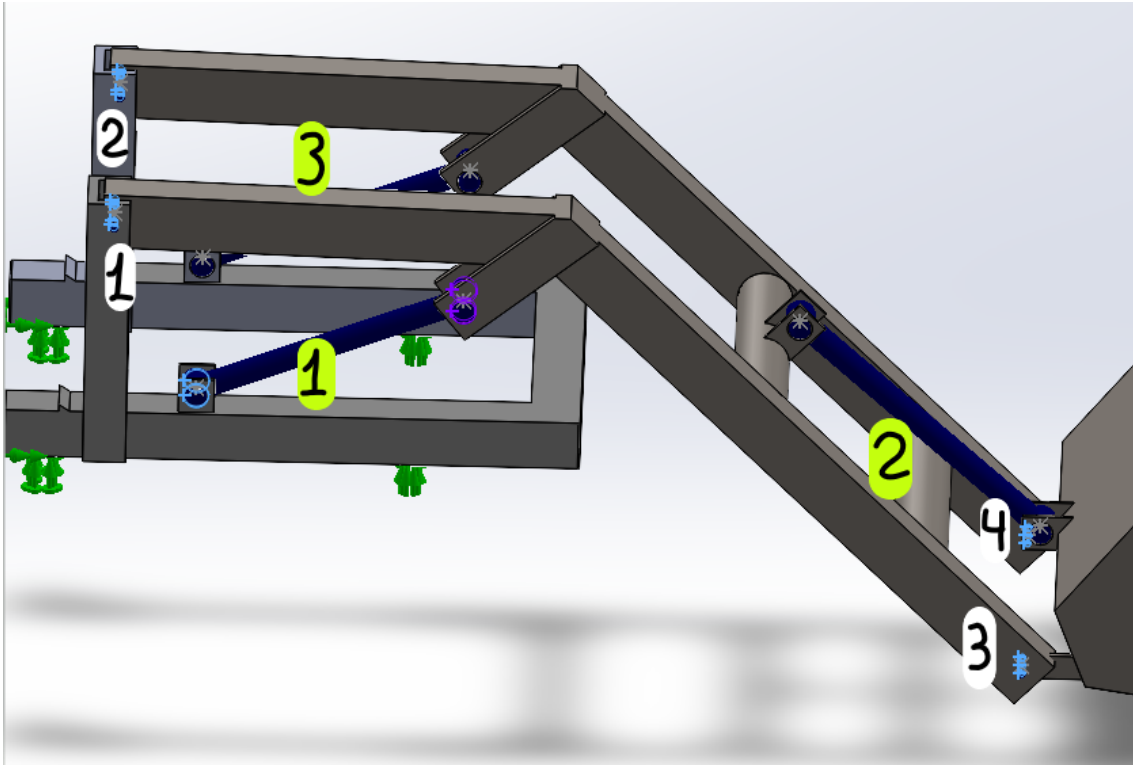


IMAGEN 42: Modelo en las condiciones del estudio estático, para la posición 1 en SOLIDWORKS, (Varilla de conexión-verde; pasador-blanco)

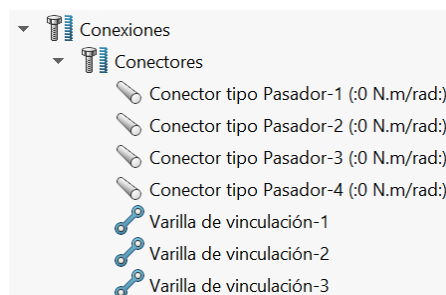


IMAGEN 43: Conexiones en el árbol de simulación de SOLIDWORKS

Como parte final, previa a ejecutar el estudio: debemos definir la malla con la que vamos a dividir el conjunto para su análisis; la elección de esta es la que nos define el grado de precisión de los resultados, a menor tamaño mayor exactitud, por ello elegimos una malla fina, de 15 mm de elemento, dando lugar a 761772

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

nodos y 409039 elementos. Para la calidad de la malla elegimos elementos cuadráticos de alto orden basados en curvatura, ya que de esta manera podemos aproximarnos mejor a la forma de los componentes. Dando lugar al modelo mallado:

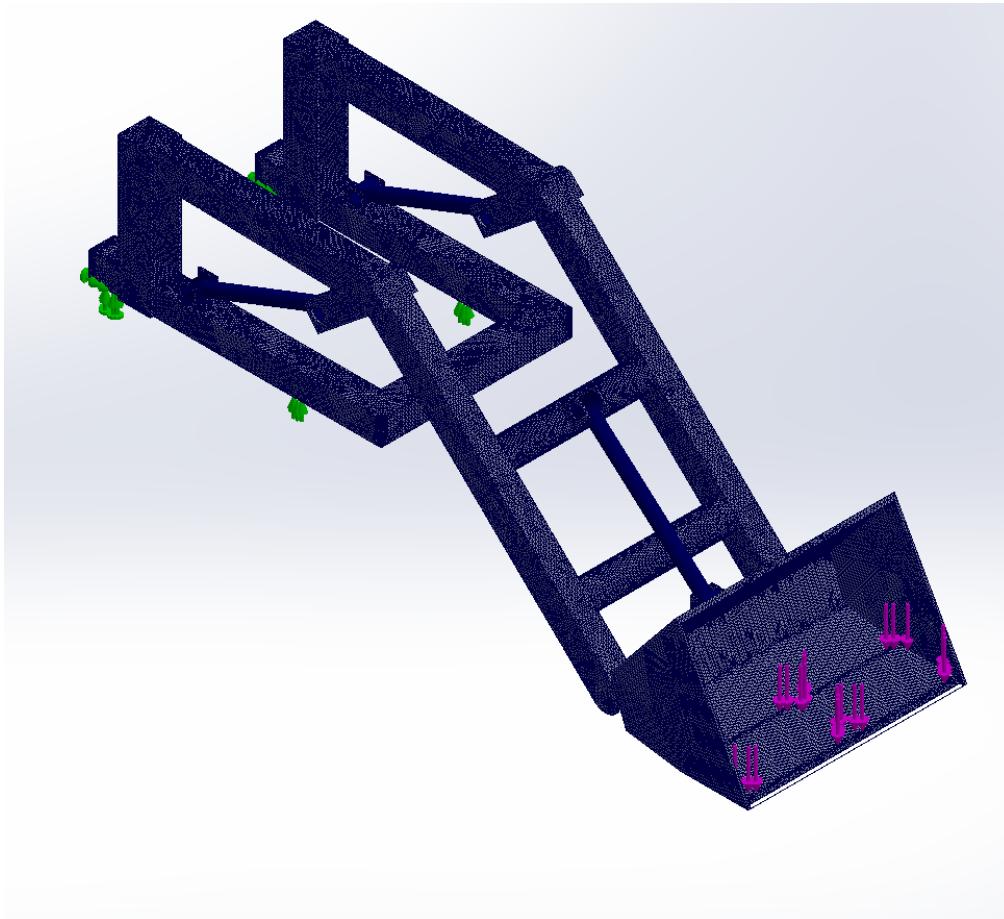


IMAGEN 44: Mallado en la posición 1 en SOLIDWORKS

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.5.4. Resultados obtenidos:

El estudio de estos resultados lo vamos a realizar en 3 posiciones:

Posición 1:

Es la situación con el cazo en la posición más baja (respecto nuestro suelo referencia $Y=0\text{mm}$) $Y = 20$ milímetros, además es la posición más desfavorable para: las barras 4 y 24 del conjunto brazos y todas las barras que conforman el conjunto bancada. Sus resultados se encuentran en el apartado **G.5.1. Resultados posición 1** perteneciente al **Anexo G**.

Posición 6:

Como ejemplo de las posiciones intermedia, elegimos en especial la 6, ya que, para las barras del conjunto soporte cilindro 2, y para las barras 7 y 27 del conjunto brazo, es la situación más desfavorable.

Sus resultados se encuentran en el apartado **G.5.2. Resultados posición 6** perteneciente al **Anexo G**.

Posición 8:

Es la situación con el cazo en la posición más elevada (respecto nuestro suelo referencia $Y=0\text{mm}$) $Y=3420\text{ mm}$; además es la posición más desfavorable para los cilindros y pasadores.

Sus resultados se encuentran en el apartado **G.5.3. Resultados posición 8** perteneciente al **Anexo G**.

Obtenidos los resultados, comparamos las fuerzas en los puntos de conexión obtenidas mediante SOLIDWORKS y las contrastamos con los valores obtenidos en el estudio analítico:

PASADOR PUNTO 4	Esfuerzos cortantes (N)		PASADOR PUNTO 12	Esfuerzos cortantes (N)	
	Estudio analítico	Estudio MEF (SOLIDWORKS)		Estudio analítico	Estudio MEF (SOLIDWORKS)
Pos 1	28674,4	33656,0	Pos 1	10473,6	8665,5
Pos 6	40534,8	41424,0	Pos 6	12991,4	11317,0
Pos 8	46087,0	42934,0	Pos 8	17042,6	12918,0

TABLA 19: Comparación de los esfuerzos cortantes de los pasador en los puntos 4 y 12, calculados mediante el estudio analítico y mediante SolidWorks

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

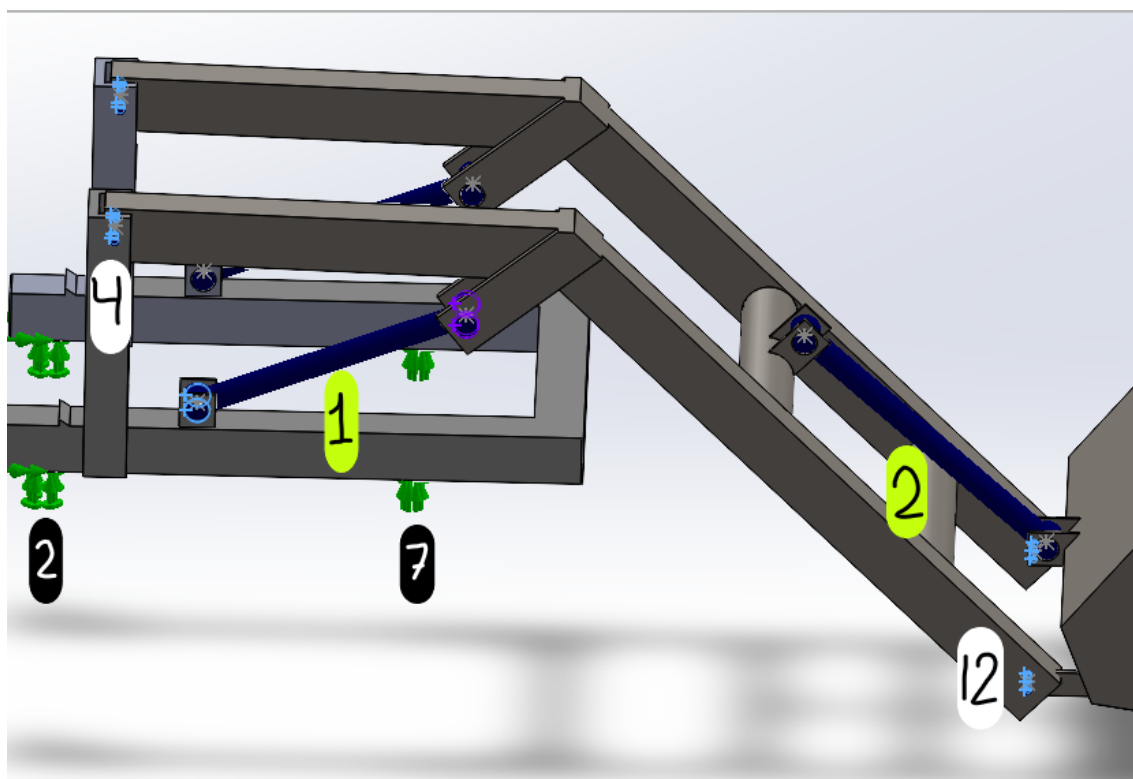


IMAGEN 45: Pasadores (blanco), cilindros (verdes) y reacciones (negro) en el modelo de SOLIDWORKS

CILINDRO 1	Esfuerzos axiales (N)		CILINDRO 2	Esfuerzos axiales (N)	
	Estudio analítico	Estudio MEF (SOLIDWORKS)		Estudio analítico	Estudio MEF (SOLIDWORKS)
Pos 1	30546,0	35071,0	Pos 1	48968,3	41563,0
Pos 6	45878,7	47169,0	Pos 6	48765,6	39111,0
Pos 8	52155,7	49000,0	Pos 8	61127,9	43562,0

TABLA 20: Comparación de los esfuerzos axiales de los cilindros 1 y 2, calculados mediante el estudio analítico y mediante SolidWorks

PUNTO 2	Reacciones (N)				PUNTO 7	Reacciones (N)			
	Estudio analítico		Estuido MEF (SOLIDWORKS)			Estudio analítico		Estuido MEF (SOLIDWORKS)	
	Fx	Fy	Fx	Fy		Fx	Fy	Fx	Fy
Pos 1	0,0	-14553,9	-1,8	11259,3	Pos 1	0,0	20866,6	0,0	17512
Pos 6	0,0	-16001,4	0,1	-12100	Pos 6	0,0	22314,1	0,0	18426
Pos 8	0,0	12384,8	0,3	-10605,2	Pos 8	0,0	18697,5	0,0	16875

TABLA 21: Comparación de las reacciones en los puntos 2 y 7, calculados mediante el estudio analítico y mediante SolidWorks

Como se observa, no existe una gran diferencia entre ambos estudios por lo que, podemos decir que el modelo 3D confirma la veracidad de los resultados obtenidos mediante el estudio analítico.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Las imágenes que corroboran los datos obtenidos mediante SOLIDWORKS, se encuentran en el apartado **G.5. Resultados de los diferentes estudios estáticos** perteneciente al **Anexo G**.

Una vez obtenidos los resultados, debemos analizarlos, para ello detallamos la posición 6, ya que, como se observa en sus resultados es la que más fallos, tiene.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Distribución de tensiones de Von Mises:

Mostramos de forma gráfica como se distribuyen las tensiones de Von Mises en todos los puntos de la pala cargadora. Se representa mediante una escala de colores del azul al rojo, los valores más bajos hasta los más elevados, respectivamente.

Nombre de estudio: Análisis estático posición 6(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

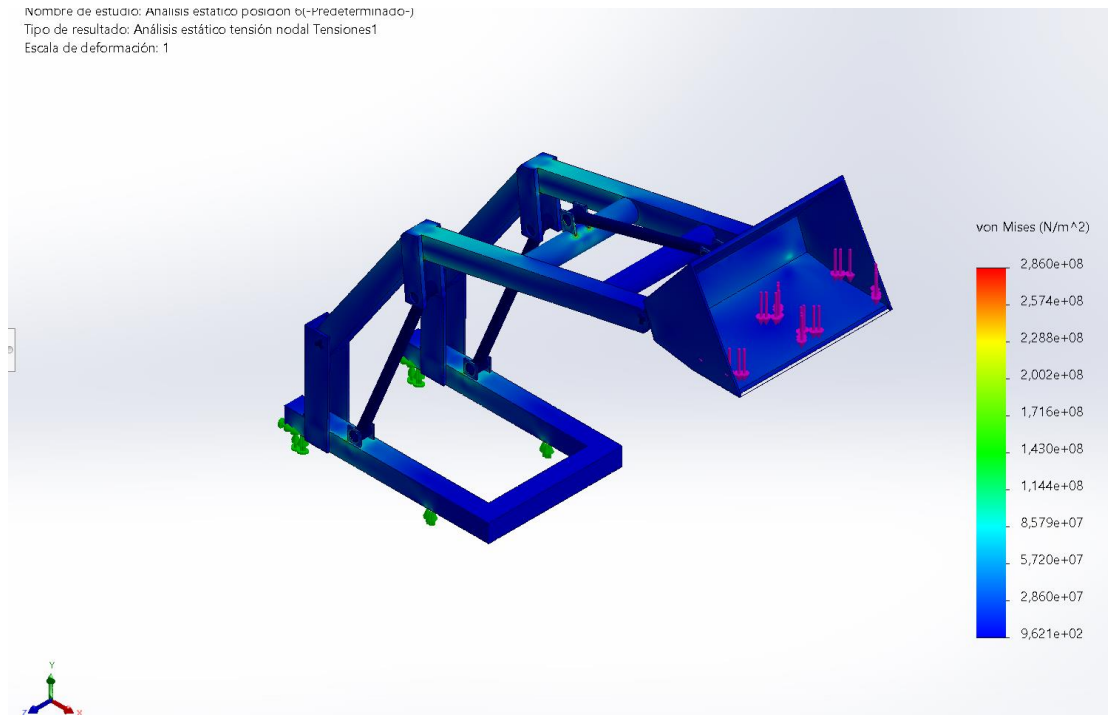


IMAGEN 46: Resultados de la tensión de Von Mises en la posición 6

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posición 6
Nombre de estudio: Análisis estático posición 6(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Rojo < FOS = 2 < Azul

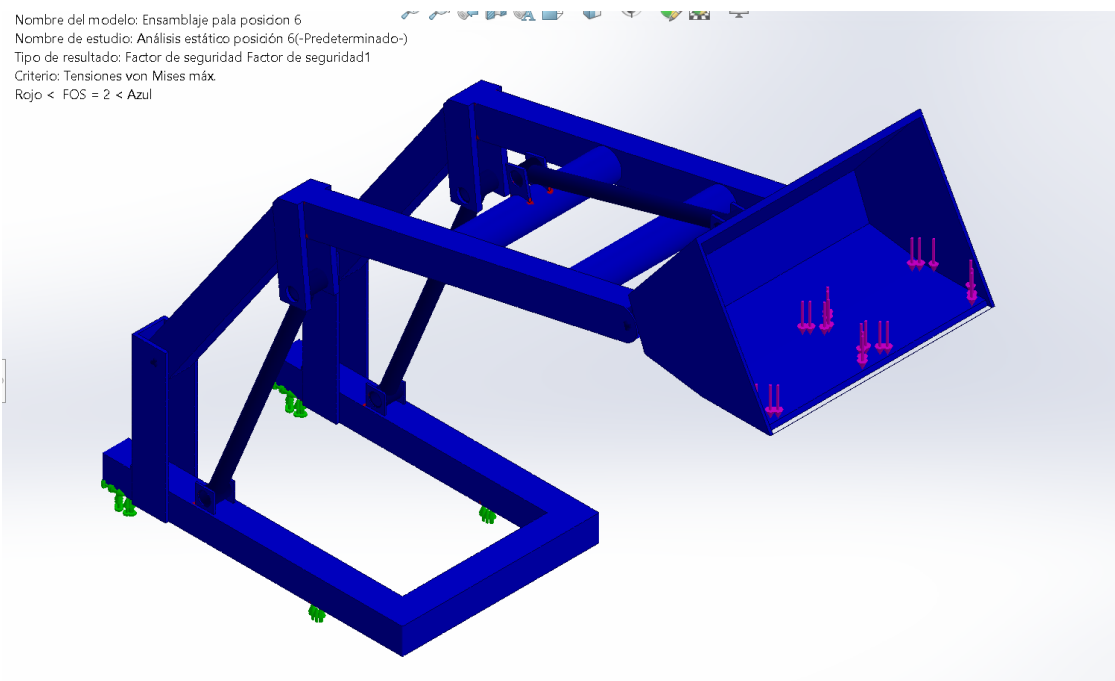


IMAGEN 47: Coeficiente de seguridad inferior a 2 en rojo, superior a 2 en azul, en la posición 6

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Para poder observar los fallos de la pala cargadora, utilizamos la representación del factor de seguridad (imagen 37), la cual nos permite ver que parte de la pala tiene un coeficiente de seguridad inferior a 2, ya que lo resalta con el color rojo, en caso de ser un coeficiente de seguridad superior a 2 es azul.

Si ampliamos el modelo, centrándonos en estos puntos observamos los fallos en las orejetas del cilindro 2 (barras 47 y 48) y en las orejetas de unión entre la bancada y el cilindro 1 (barras 1 y 21):

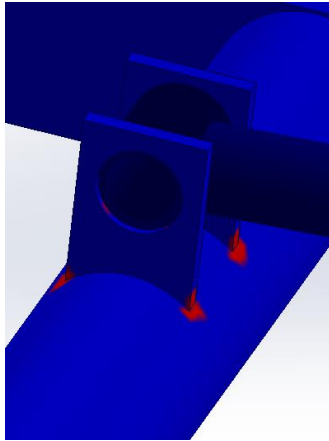


IMAGEN 48: Zonas de fallo de la estructura en la barra 47 (orejeta cilindro 2)

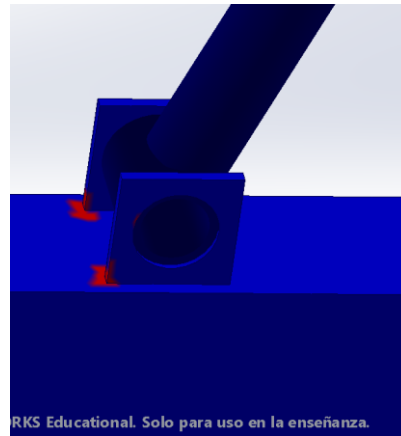


IMAGEN 49: Zonas de fallo de la estructura en la barra 1 (orejeta cilindro 1)

Este problema ocurre como consecuencia de una concentración de esfuerzos que no se han considerado en el modelo analítico, Por tanto, las orejetas no son capaces de soportar los esfuerzos producidos por la carga externa.

Para solventarlo, diseñamos unas orejetas que tengan un área de unión mayor para una mejor transmisión de esfuerzos. Para ello, aumentamos el espesor y modificamos el diseño. evitando así un coeficiente de seguridad inferior a 2.

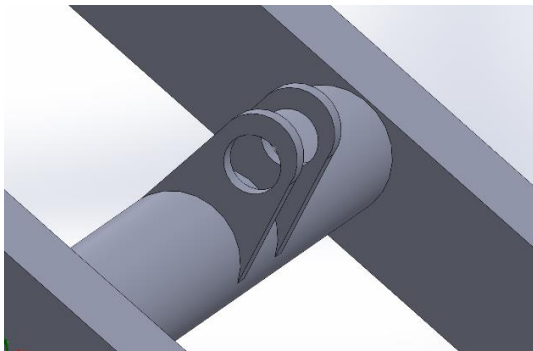


IMAGEN 50: Diseño para evitar el fallo de la estructura en la barra 47 (orejeta cilindro 2)

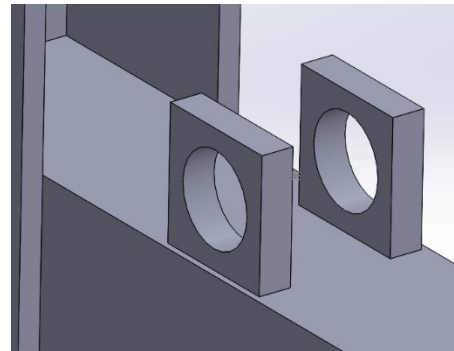


IMAGEN 51: Zonas de fallo de la estructura en la barra 1 (orejeta cilindro 1)

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Desplazamientos de la estructura:

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posición 8
Nombre de estudio: Análisis estático posición 8(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

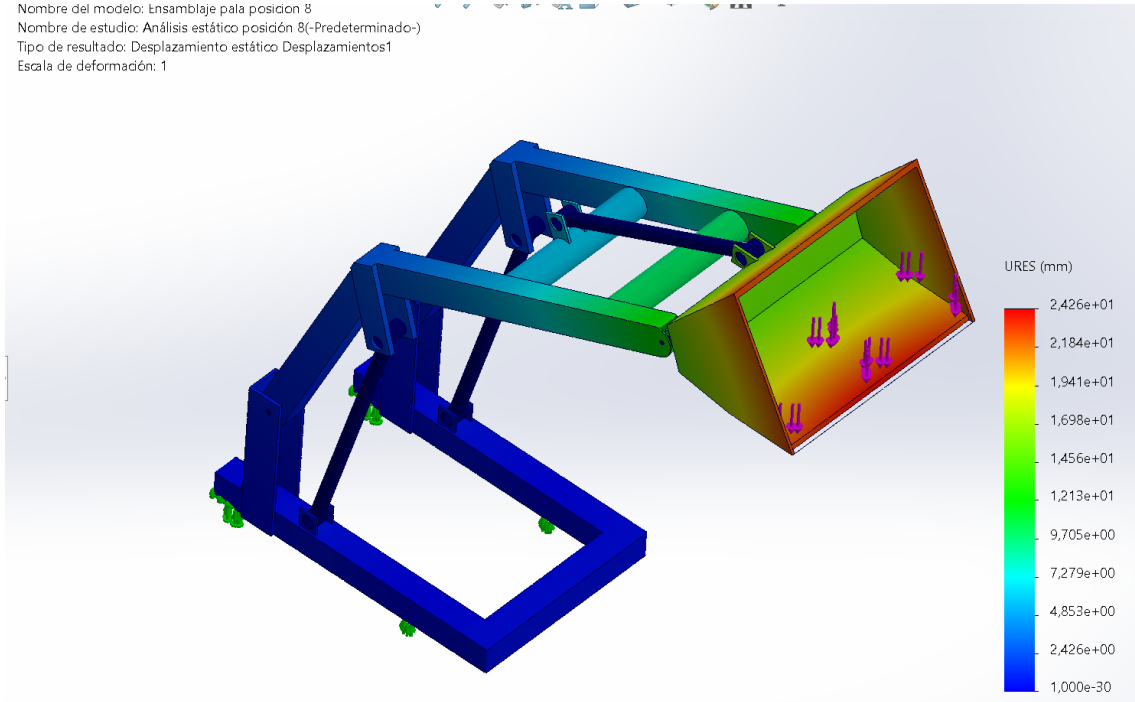


IMAGEN 52: Resultados de los desplazamientos en la posición 8

Como se observa en la imagen, tenemos unos desplazamientos en el extremo del cazo de 24 milímetros, mientras que las dimensiones de la estructura son mucho mayores, por lo que se considera una variación aceptable; además esto se podría solucionar mediante el aumento del grosor de sus paredes.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

4.5.5. Descentrado de la carga distribuida:

Para analizar además de un estado ideal en el que la carga a elevar este perfectamente distribuida en la superficie horizontal del cazo, vamos a analizar una situación en la posición más elevada, la posición 8, con un 75% de la carga en el lado izquierdo y un 25% en el lado derecho del cazo. Para poder dividir la carga, creamos una partición en el interior del cazo.

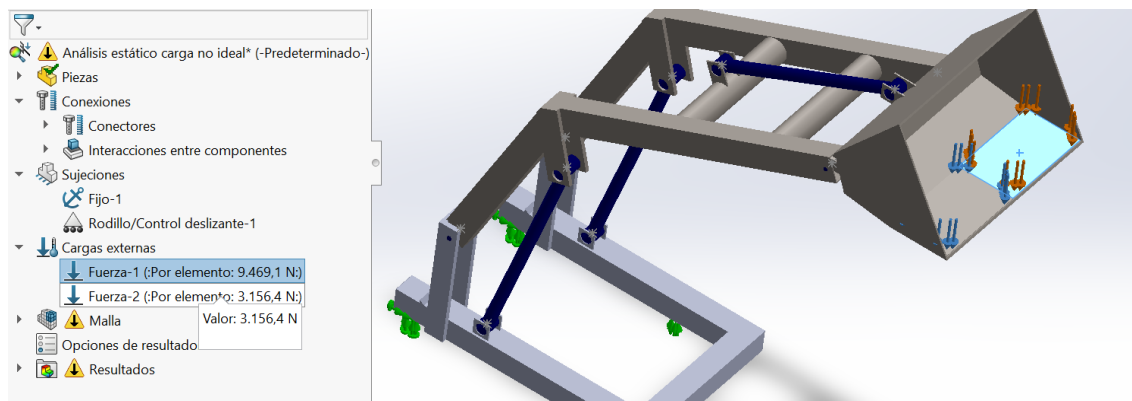


IMAGEN 53: Partición del cazo con un 75% de la carga en la izquierda y un 35% en la derecha

4.5.5.1. Resultados

Tensiones de Von Mises:

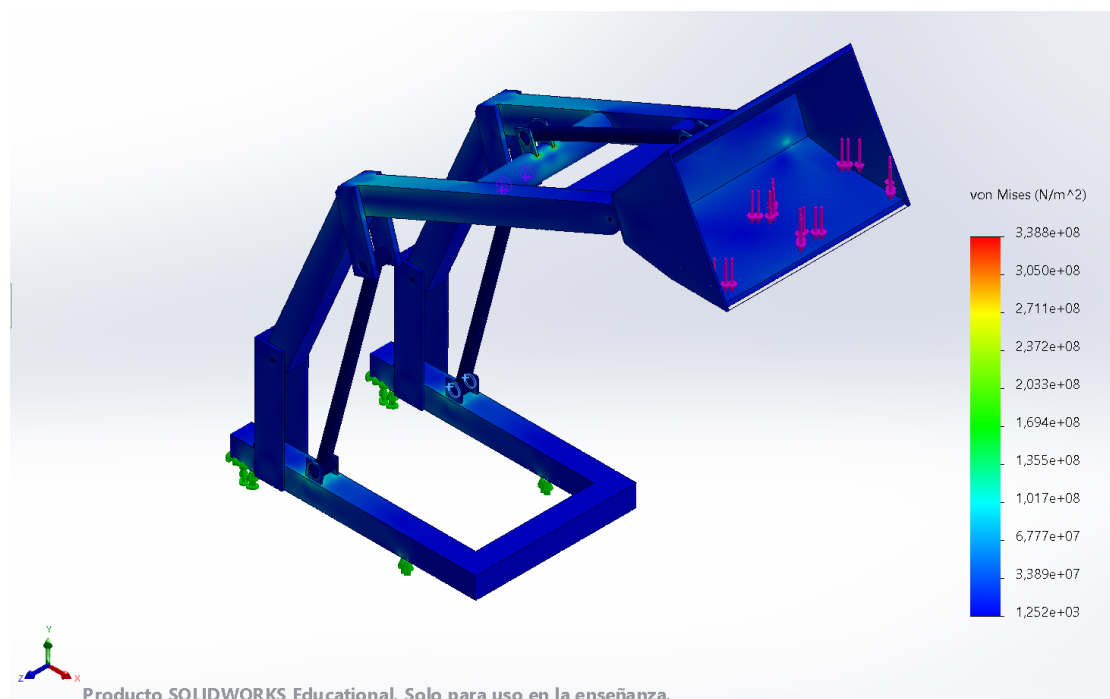


IMAGEN 54: Representación gráfica de la pala cargadora con una carga no distribuida idealmente

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posicon 8

Nombre de estudio: Análisis estático carga no ideal(-Predeterminado-)

Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1

Criterio: Tensiones von Mises máx.

Rcjo < FOS = 2 < Azul

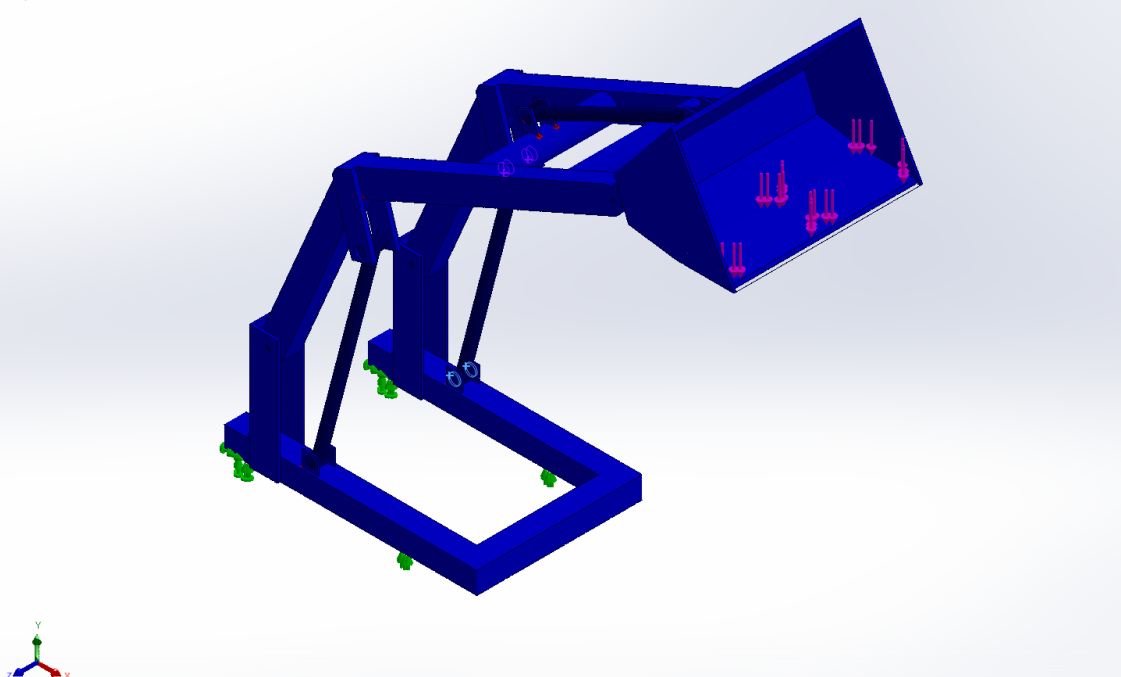


IMAGEN 55: Representación gráfica del coeficiente de seguridad de la pala cargadora con una carga no distribuida idealmente

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posicon 8

Nombre de estudio: Análisis estático carga no ideal(-Predeterminado-)

Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

Escala de deformación: 1

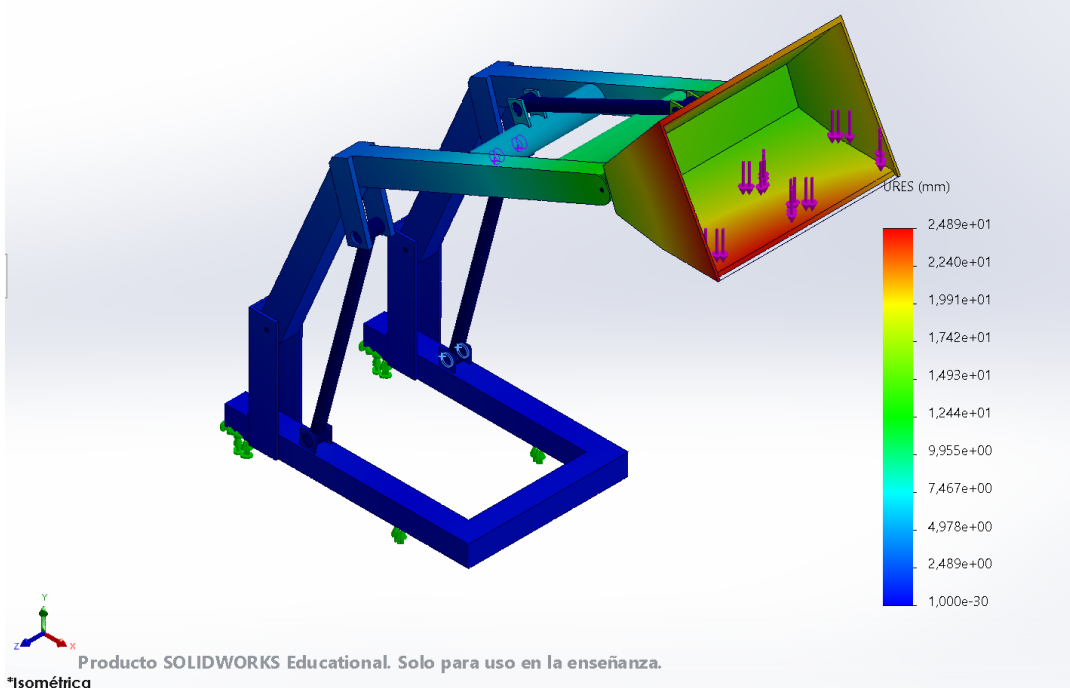


IMAGEN 56: Representación gráfica de los desplazamientos de la pala cargadora con una carga no distribuida idealmente

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

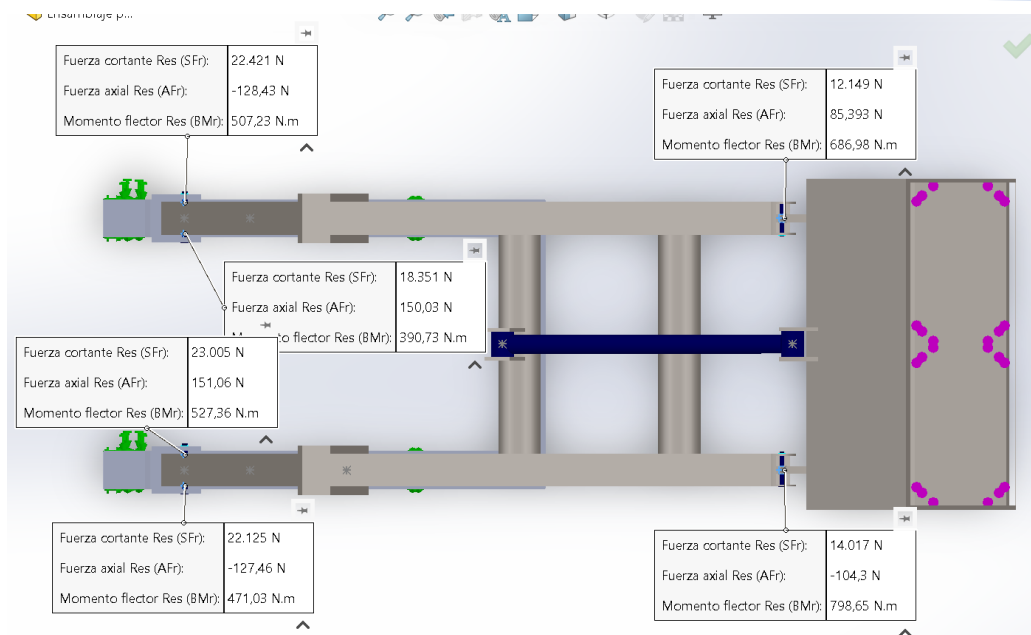


IMAGEN 57: Fuerzas ejercidas por los pasadores de los puntos 4, 34, 12 y 42, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

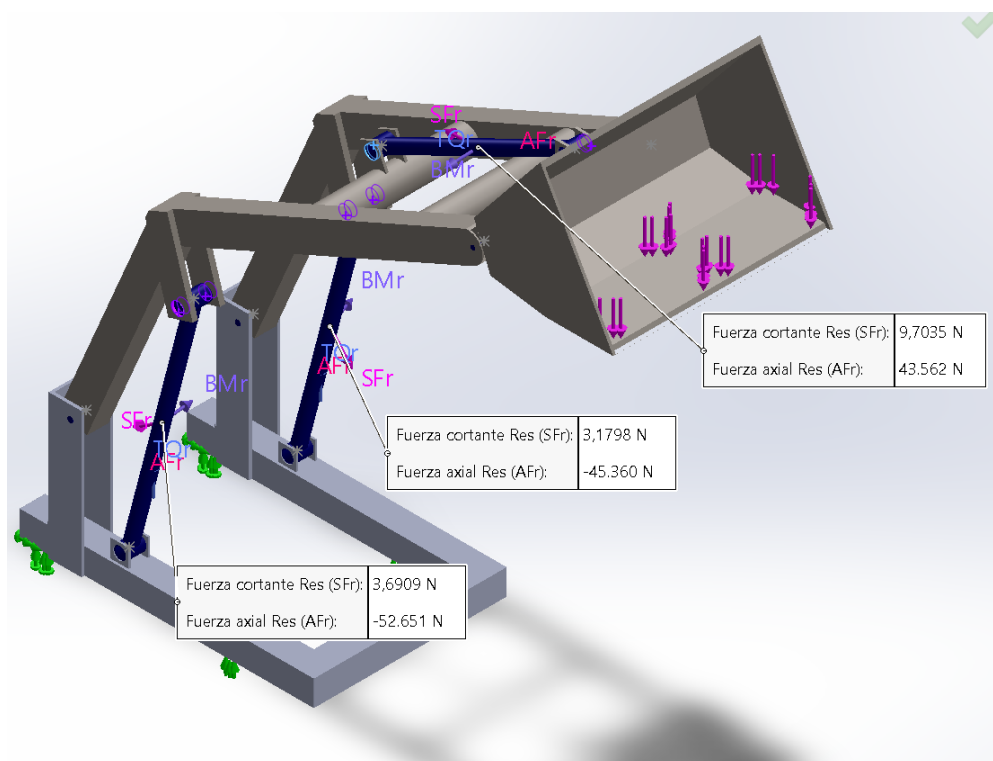


IMAGEN 58: Fuerzas ejercidas por los cilindros 1, 2 y 3, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

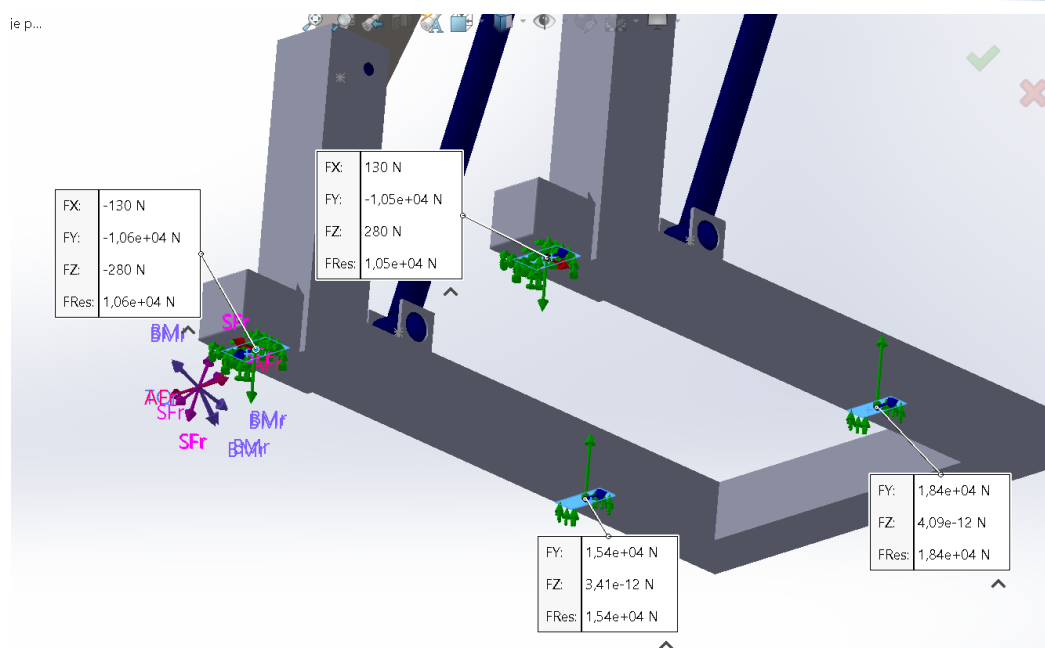


IMAGEN 59: Reacciones en los puntos 2, 32, 7 y 37, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

Observando las distintas representaciones obtenidas de SOLIDWORKS, vemos que nuestra pala cargadora tiene un comportamiento similar al de la carga distribuida de forma equitativa, por lo que podemos afirmar que soporta nuestra pala es efectiva a esfuerzos de torsión provocados por la distribución no ideal de la carga. Esto proporciona datos muy relevantes sobre la versatilidad de las palas cargadoras al estar sometidas a diferentes tipos de esfuerzos.

5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

El objetivo principal de este trabajo era el análisis de una pala cargadora en funcionamiento a través de los diferentes procesos de cálculo descritos a lo largo de esta memoria, tras su realización podemos afirmar que se ha cumplido este objetivo.

En primer lugar, se ha realizado un estudio de la geometría con el que poder caracterizar, todas las coordenadas de cada punto notable de la estructura, permitiendo realizar un cálculo analítico, sobre esta disposición. Con este análisis hemos obtenido unos resultados, de las distintas situaciones más desfavorables para cada barra. Con lo obtenido tras una comprobación mediante MEFI, de estos resultados, se ha continuado con el dimensionamiento de cada elemento que conforma esta pala cargadora, evaluando en su situación con esfuerzos más adversos, los distintos componentes, seleccionando aquellos que son capaces de soportar tales acciones.

Además, hemos podido comprobar las diferencias que existen en el comportamiento estático de nuestro modelo, con situaciones de carga distribuida de una forma asimétrica.

Con todas los elementos y sus dimensiones, se ha realizado un modelo 3D, en SOLIDWORKS, evaluado por elementos finitos, observando aquellos efectos que no se tienen en cuenta en el modelo analítico, que provocan un coeficiente de seguridad inferior al necesario.

En conclusión, este largo proceso de análisis nos permite valorar, la gran utilidad del diseño y estudio de los componentes mediante SOLIDWOKS, permitiendo de forma sencilla e intuitiva, el modelado de los elementos que constituyen una máquina o estructura, en nuestro caso una pala cargadora.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

5.2. Propuesta de mejoras a realizar:

Como futuras mejoras del diseño, es posible realizar diferentes estudios de la pala cargadora, ya no solo, de forma estática, sino en movimiento, lo que nos permite conocer cómo se comporta una pala cargadora en el proceso de elevación o descenso, de una carga; además también se puede realizar un análisis frente a un esfuerzo de torsión pura.

En otras líneas de mejora, podemos incorporar más grados de libertad, con la adición de algún sistema hidráulico, que permita al operario, agarrar la carga de alguna forma para evitar su caída en caso de que la carga sea de un tamaño superior al cazo; además se pueden utilizar secciones variables, ajustando las dimensiones a los esfuerzos, optimizando al máximo las secciones elegidas, reduciendo todavía más la cantidad de material.

MEMORIA:

Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

BIBLIOGRAFÍA

Libros y apuntes consultados:

[1] Apuntes de la asignatura “Criterios de diseño de máquinas” (2022) Zaragoza; profesores: ABAD BLASCO, JAVIER – CANALÍS MARTINEZ, PAULA

[2] Apuntes de la asignatura “Resistencia de materiales” (2021) Zaragoza; profesores: Juan Doria Charro

[3] J.D. Charro. *Curso de RESISTENCIA DE MATERIALES para ingenieros mecánicos*. Stylo digital, 2021.

Páginas web consultadas:

[4] Prontuario características del acero:

<http://prontuarios.info/materiales/acero>

[5] Prontuario perfiles estructurales normalizados y sus características por sección:

<https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>

[6] Catálogo de cilindros hidráulicos y sus características:

<https://www.cicrosa.com/index.php/productos/cilindros-hidraulicos/cilindros-hidraulicos-estandar/cilindros-hidraulicos-estandar-doble-efecto-1000/>